Код МКС: 23.040.01

СТ РК EN 13840-2-2013 «Трубопроводы промышленные металлические. Часть 2. Материалы»
СТ РК EN 13840-3-2013 «Трубопроводы промышленные металлические. Часть 3. Проектирование и расчет»

В каком месте (раздел, пункт, подпункт, приложение, таблица, рисунок…)	**Напечатано**	**Должно быть**
1	2	3
Титульный лист и колонтитул	**СТ РК EN 13840-2-2013**	**СТ РК EN 13480-2-2013**
Титульный лист и колонтитул	**СТ РК EN 13840-3-2013**	**СТ РК EN 13480-3-2013**

(ИУС №3-2015)

gost.e-ecolog.ru

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫНЫҢ ҰЛТТЫҚ СТАНДАРТЫ

Өнеркәсіптік металл құбыржолдар
3-бөлім
ЖОБАЛАУ ЖӘНЕ ЕСЕПТЕУ

Трубопроводы промышленные металлические
Часть 3
ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ

ҚР СТ EN 13480-3-2013

EN 13480-3:2012 Metallic industrial piping – Part 3: Design and calculation (IDT)

Осы ұлттық стандарт EN 13480-3:2012 еуропалық стандартпен бірдей жүзеге асырылады және CEN рұқсат етуімен қабылданды, мекенжайы бойынша B-1000 Брюссель, Марникс даңғ. 17

Ресми басылым

Қазақстан Республикасы Индустрия және жаңа технологиялар министрлігінің Техникалық реттеу және метрология комитеті (Мемстандарт)

Астана

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫНЫҢ ҰЛТТЫҚ СТАНДАРТЫ

Өнеркәсіптік металл құбыржолдар
3-бөлім
ЖОБАЛАУ ЖӘНЕ ЕСЕПТЕУ

ҚР СТ EN 13480-3-2013

EN 13480-3:2012 Metallic industrial piping – Part 3: Design and calculation (IDT)

Осы ұлттық стандарт EN 13480-3:2012 еуропалық стандартпен бірдей жүзеге асырылады және CEN рұқсат етуімен қабылданды, мекенжайы бойынша B-1000 Брюссель, Марникс даңғ. 17

Ресми басылым

Қазақстан Республикасы Индустрия және жаңа технологиялар министрлігінің Техникалық реттеу және метрология комитеті (Мемстандарт)

Астана

Алғысөз

1 «Қазақстан стандарттау және сертификаттау институты» республикалық мемлекеттік кәсіпорны және Қазақстан Республикасының Төтенше жағдайлар министрлігінің «Ұлттық өнеркәсіптік қауіпсіздігінің ғылыми-техникалық орталығы» акционерлік қоғамы базасындағы өнеркәсіптік, қоғамдық қауіпсіздік және төтенше жағдайдағы қауіпсіздік саласындағы ТК 75 «Өнеркәсіптік қауіпсіздік стандарттау жөніндегі техникалық комитеті **ӘЗІРЛЕП ЕНГІЗДІ**.

2 Қазақстан Республикасы Индустрия және жаңа технологиялар министрлігі Техникалық реттеу және метрология комитеті Төрағасының 2013 жылғы 28 қарашадағы №548-од бұйрығымен **БЕКІТІЛІП ҚОЛДАНЫСҚА ЕНГІЗІЛДІ**

3 Осы стандарт EN 13480-3:2012 Metallic industrial piping – Part 3: Design and calculation (Өнеркәсіптік металл құбыржолдары – 3-бөлім: Жобалау және есептеу) еуропалық стандартпен бірдей.

Ағылшын тілінен аударылды (en)

Осы стандарт дайындалған (әзірленген) және сілтеме берілген халықаралық стандарттардың ресми данасы Бірыңғай мемлекеттік нормативтік техникалық құжаттар қорында бар.

«Нормативтік сілтеме» бөлімінде және стандарт мәтінінде сілтемелік халықаралық стандарттар өзектендірілген.

Ұлттық (мемлекетаралық) стандарттардың сілтемелік халықаралық стандарттарға сәйкестігі туралы мәлімет Д.А қосымшасында келтірілген.

Сәйкестік дәрежесі - бірдей, (IDT).

4 БІРІНШІ ТЕКСЕРУ МЕРЗІМІ **2020 жыл**
ТЕКСЕРУ КЕЗЕҢДІЛІГІ **5 жыл**

5 АЛҒАШ РЕТ ЕНГІЗІЛДІ

Осы стандартқа енгізілетін өзгерістер туралы ақпарат жыл сайын шығарылатын «Стандарттау жөніндегі нормативтік құжаттар» ақпараттық сілтемесіне, ал өзгерістер мен түзетулердің мәтіні ай сайын басып шығарылатын «Ұлттық стандарттар» ақпараттық сілтемесіне жарияланады. Осы стандарт қайта қаралған (ауыстырылған) немесе жойылған жағдайда, тиісті хабарлама ай сайын шығарылатын «Ұлттық стандарттар» ақпараттық сілтемесіне жарияланады

Осы стандарт Қазақстан Республикасы Индустрия және жаңа технологиялар министрлігі Техникалық реттеу және метрология комитетінің рұқсатынсыз ресми басылым ретінде толықтай немесе бөлшектеліп басылып шығарыла, көбейтіле және таратыла алмайды

Мазмұны

Кіріспе		IX
1	Қолданылу саласы	1
2	Нормативтік сілтемелер	1
3	Терминдер, анықтамалар, символдар және бірліктер	3
3.1	Терминдер мен анықтамалар	3
3.2	Шартты белгіленулер мен өлшем бірліктері	3
4	Негізге алынатын есептеу ережесі	4
4.1	Жалпы ережелер	4
4.2	Жүктеме	5
4.2.1	Жалпы ережелер	5
4.2.2	Жүктеме құрамалары	5
4.2.3	Өлшемдерді анықтау кезінде ескерілетін жүктемелер	6
4.2.4	Басқа ескерілетін өлшемдер	7
4.3	Қабырға қалыңдығы	11
4.4	Шақтамалар	13
4.5	Дәнекерлеу жігінің беріктік коэффициенті	13
4.6	Құбыржолдардың қосқыш бөлшектерінің қысыммен жүктелген өлшемдерін анықтау	13
5	Рұқсат етілетін кернеу	14
5.1	Жалпы ережелер	14
5.2	Уақытқа байланысты емес рұқсат етілетін кернеу	14
5.2.1	Аустенитті емес болат	14
5.2.2	Аустенитті болат	15
5.2.3	Никель және/немесе хромды легірленген болат	15
5.2.4	Болат құймалар	15
5.2.5	Сапаны арнайы бақылаусыз болатқа қойылатын қосымша талаптар	16
5.3	Уақытқа байланысты рұқсат етілген кернеу	16
5.3.1	Жалпы ережелер	16
5.3.2	Болат	16
5.3.3	Никель, хром-никель және хромды болат	17
6	Ішкі қысыммен құбыржолдың қосқыш бөлшектерді есептеу	17
6.1	Тік құбырлар	17
6.2	Құбырлардың иілімдері мен бұрулары	18
6.2.1	Жалпы ережелер	18
6.2.2	Шартты белгіленулер	18
6.2.3	Қабырғаның қажетті қалыңдығы	19
6.3	Секторлық бұрулар	20
6.3.1	Жалпы ережелер	20
6.3.2	Шартты белгіленулер	21
6.3.3	Секторлық бұрулардың тиімді радиусы	21
6.3.4	Бір қисық бөліктен артық секторлық бұрулар	22

6.3.5	Бір қисық бөлігі бар секторлық бұрулар.....	22
6.3.6	Секторлық бұруларға жанасатын тік бөлігі бар	22
6.4	Өткелдер	22
6.4.1	Таралу шарттары	22
6.4.2	Қосымша терминдер мен анықтамалар.....	23
6.4.3	Арнайы шартта белгіленулер мен қысқарған сөздер	24
6.4.4	Корпус қабырғасы.....	25
6.4.5	Қосылыс орны – Жалпы ережелер.....	26
6.4.6	Үлкейтілген диаметрлі конустың ұшындағы белдемесіз цилиндр мен конус арасындағы байланысу орындары.....	26
6.4.7	Үлкейтілген диаметрлі конустың ұшындағы белдемесі бар цилиндр мен конус арасындағы байланысу орындары.....	29
6.4.8	Кіші диаметрлі конус ұшындағы цилиндр мен конус арасындағы байланысу орындары.....	30
6.4.9	Осьтік сызығы жылжыған өтулер.....	32
6.4.10	Соғылған арнайы өтулер	33
6.5	Құбырдың иілгіш компоненттері	34
6.5.1	Жалпы ережелер.....	34
6.5.2	Компенсаторлар..	34
6.5.3	Гофрленген құбыршектер.....	35
6.6	Бұрандамалардағы ернемекті қосылыстар.....	36
7	Бітеуіштерді есептеу.....	38
7.1	Дөңес бітеуіштер...	38
7.1.1	Шартты белгіленулер.....	38
7.1.2	Жартылай сфералық бітеуіштер.....	39
7.1.3	Торосфералық бітеуіштер	40
7.1.4	Эллипстік бітеуіштер.....	41
7.1.5	β коэффициентін есептеу.....	42
7.2	Дөңгелек тегіс бітеуіштер	44
7.2.1	Жалпы ережелер.....	44
7.2.2	Шартты белгіленулер.....	44
7.2.3	Анкерлі бекітумен бекітілмеген, цилиндрлік қабыршақтармен немесе цилиндрлік құбырлармен дәнекерленген тегіс дөңгелек бітуеіштер	46
7.2.4	Анкерлі бекітумен бекітілмеген, бұрандалған тегіс дөңгелек бітеуіштер	54
7.2.5	Анкерлі бекітумен бекітілмеген тегіс бітеуіштердегі саңылауларды күшейту	61
8	Саңылаулар мен бұрулар	64
8.1	Жалпы ережелер	64
8.2	Шартты белгіленулер.....	64
8.3	Шектеулер.....	65
8.3.1	Қабырғалар қалыңдығының қатынастары	65

8.3.2	Байланысу орындарындағы саңылаулар	67
8.3.3	Күшейту әдістері	69
8.3.4	Есептеу әдістері	70
8.3.5	Эллипстік саңылаулар және көлбеу бұрылулар	70
8.3.6	Күшейткіш тілімдер.....	71
8.3.7	Қабыршақ пен күшейтудің материалдары.....	72
8.3.8	Ұшы кеңейетін бұрылулар	72
8.3.9	Құбырдың иілгендіктеріндегі бұрылулар.....	72
8.3.10	Бұрандалған штуцерлер	72
8.4	Бөлек саңылаулар	73
8.4.1	Жалпы ережелер.....	73
8.4.2	Күшейтілмеген саңылаулар.....	76
8.4.3	$d_i/D_i < 0,8$ диаметрлердің қатынасы бар күшейтілген саңылаулар...	76
8.4.4	$0,8 < d/D < 1,0$ дара ойықтарды күшейту	81
8.5	Жақын орналасқан саңылаулар	81
8.5.1	Күшейтілмеген саңылаулар.....	81
8.5.2	$d/D \leq 0,8$ күшейтілген саңылаулар	82
8.6	Құбырдың ерекше байланыстырушы бөлшектерін есептеу ...	83
8.6.1	Цилиндрлік Y-тәріздес бөліктер	83
8.6.2	Сфералық V-тәріздес бұрылулар	84
8.6.3	Күшейткіш қырлары бар бұрылулар	85
9	Атмосфералық қысымды ескеріп, құбырдың байланыстырушы бөлшектерін есептеу	87
9.1	Жалпы ережелер.....	87
9.2	Шартты белгіленулер және серпімділік шектері.....	88
9.2.1	Шартты белгіленулер.....	88
9.2.2	Серпімділік шектері.....	91
9.3	Цилиндрлік құбырлар, құбырлардың иілгендіктері және бұрылулары	91
9.3.1	Ұзындықтарды анықтау.....	91
9.3.2	Қаттылық элементтері арасындағы бұзылу.....	93
9.3.3	Қаттылық элементтері бар құбырлардың жалпы бас тарту.....	95
9.3.4	Қаттылық элементтерінің тұрақтылығы.....	96
9.3.5	Қызу мен сууға арналған каналдар.....	100
9.4	Өткелдер.....	101
9.5	Күмбез тәріздес бітеуіштер.....	102
9.5.1	Жартылай сфералық бітеуіштер.....	102
9.5.2	Торосфералық бітеуіштер.....	103
9.5.3	Эллипстік бітеуіштер.....	103
10	Өзгермелі жүктемеге арналған есептеме.....	103
10.1	Жалпы ережелер.....	103
10.2	Шаршау талдауынан шығарып тастау.....	104

10.3	Қысымның ауытқуынан туындаған ауыспалы жүктемеге арналған есептеме ……	104
10.3.1	Баламалы толық жүктеме айналымдарының саны…….	104
10.3.2	Ауыспалы жүктемеге арналған жеңілдетілген есептеме…..	105
10.4	Жылу жүктемесінің салдарынан қажауды есептеу….....	120
10.4.1	Жалпы ережелер…….....	120
10.4.2	Есептеу бойынша нұсқаулықтар…….....	120
10.5	Жүктеме тіркестерінде қажауды есептеу .. ……	121
11	Қатты байланыстырылатын бөлшектер…….....	121
11.1	Жалпы ережелер…….....	121
11.2	Рұқсат етілетін кернеулер……..	122
11.3	Шартты белгіленулер……	123
11.4	Шектеулер……	124
11.4.1	Құбырлық арматура……	124
11.4.2	Алдыңғы есептеулер……	125
11.4.3	Құбырға металмен дәнекер жіктермен дәнекерленген байланыстырылатын бөлшектер үшін кернеулерді есептеу	128
11.4.4	Құбырға бұрыштық жіктердің немесе ішінара металмен дәнекер жіктердің көмегімен дәнекерленген байланыстырылатын бөлшектер үшін кернеулерді есептеу	128
11.5	Тік бұрышты байланыстырылатын бөлшектер …	128
11.5.1	Шектеулер……..	128
11.5.2	Алдын ала есептеу……..	129
11.5.3	Құбырға металлмен дәнекер жіктердің көмегімен дәнекерленген байланыстырылатын бөлшектер үшін кернеуді есептеу	131
11.5.4	Құбырға бұрыштық жіктің немесе ішінара металлмен дәнекер жіктің көмегімен дәнекерленген байланыстырылатын бөлшектер үшін кернеуді есептеу……	132
11.6	Негізгі құбыр үшін кернеулерді есептеу …….....	132
11.7	Қосылудағы кернеулерді есептеу ……..	133
11.7.1	Дөңгелек көлденең қима……..……	133
11.7.2	Тік бұрышты көлденең қима..... ……	134
11.8	Есептеудің балама әдістері……	134
12	Кернеулерді талдау және шақтама критерийлері... …..	134
12.1	Негізге алынатын шарттар …….....	134
12.1.1	Жалпы ережелер……	134
12.1.2	Жүктеме деңгейлері..... …….....	134
12.1.3	Рұқсат етілетін кернеулер ..…… …….....	135
12.2	Құбырлардың серпімділігі ……..	136
12.2.1	Жалпы ережелер…….....	136
12.2.2	Негізге алынатын шарттар ……...	137
12.2.3	Жылжулардың салдарынан пайда болған ұзартулар…….....	137

12.2.4	Жылжудан пайда болған кернеулер	138
12.2.5	Кернеудің азаюы	139
12.2.6	Суық жағдайда алдын ала созу	139
12.2.7	Серпімділігін талдауға арналған параметрлер.....	140
12.2.8	Тіреу жағдайы.....	141
12.2.9	Компенсаторлар.....	142
12.2.10	Серпімділікті талдау.....	142
12.3	Серпімділікті талдау.....	145
12.3.1	Жалпы ережелер.....	145
12.3.2	Тұрақты қолданылатын жүктеме кернеуі.....	146
12.3.3	Уақытша қолданылатын немесе кездейсоқ жүктемеден туындаған кернеулер.....	146
12.3.4	Жылу кеңейтуі және айнымалы жүктеме кезінде кернеу тербелісінің шегі.....	147
12.3.5	Қажау беріктігі саласындағы қосымша шарттар	148
12.3.6	Құбыр аспасының бір реттік жылжу себебінен туындайтын кернеу	148
12.3.7	Нәтижелі кезеңдерді анықтау.....	149
12.3.8	Реакциялар...	151
12.4	Қажауды талдау.....	151
12.5	Діріл	151
13	Тіреулер.....	151
13.1	Жалпы талаптар	151
13.1.1	Кіріспе	151
13.1.2	Тіреулерді жіктеу	152
13.1.3	Қосымша терминдер мен анықтамалар	152
13.1.4	Бөлу.....	153
13.1.5	Дәнекерлеу тіреулері.....	155
13.2	Материалға қойылатын талаптар.....	156
13.3	Есептеу.....	157
13.3.1	Жалпы ережелер.....	157
13.3.2	Тіректердің құрылымдық бөлшектеріне арналған есептік температурасы	158
13.3.3	Бөлшектердің орналасуы.....	160
13.3.4	Деформация.	161
13.3.5	Тіректердің орнласуы.....	161
13.3.6	Құрамалы бөлшектердің параметрлерін белгілеу.....	161
13.4	Қосылыстар	162
13.4.1	Дәнекерленген қосылыстар.....	162
13.4.2	Бұрандамалы қосылыстар.....	163
13.5	Ерекше құрамалы бөлшектерді есептеуде қойылатын талаптар....	163
13.5.1	Тіркелген аспалар мен тіректер.....	163

13.5.2 Серіппелі аспалар 164
13.5.3 Топсалы тіректер 166
13.5.4 Түрткі мен соққының тежеуіштері..... 173
13.5.5 Айнымалы тіректер..... 167
13.5.6 Анкерлі бекітулер 168
13.6 Тіректер бойынша құжаттама..... 168
13.7 Тіректерді таңбалау..... 168
А қосымшасы (ақпараттық) Динамикалық талдау..... 169
В қосымшасы (міндетті) Құбырлардың иілгендіктерінің және бұрыллуларының жөнделген есебі..... 183
С қосымшасы (ақпараттық) Компенсаторлар 192
D қосымшасы (міндетті) Ернемектер..... 207
Е қосымшасы (міндетті) Құбырдың қосымша құрылғыларына арналған тармақтануын жобалау..... 242
F қосымшасы (ақпараттық) Жүктілікті қолданумен құбырдың жұмыс істеу кезінде сынақ жүргізу 247
G қосымшасы (ақпараттық) Болаттардың физикалық қасиеттері 249
Н қосымшасы (міндетті) Серпімділік, серпімділік пен кернеуді арттыру коэффициенті, сонымен қоса құбырдың қосынды бөлшектері мен геометриялық бір текті еместердің қарсы тұру жағдайы..... 256
І қосымшасы (ақпараттық) Серіппе тіректер мен соққы өшіргіш (амортизаторлар) өндірістік сынақ 266
J қосымшасы (міндетті) Тірек түйіндерінің үлгілерін тексеру..... 271
К қосымшасы (ақпараттық) Негізгі құрастырушыға тірек бекіту..... 273
L қосымшасы (ақпараттық) Өзекше тәрізді тіректердің бүгілу..... 275
М қосымшасы (ақпараттық) Салмақ түсетін элементтерді жобалауға арналған жетекшілік..... 279
N қосымшасы (міндетті) Тіректерге арналған құжаттама..... 283
О қосымшасы (міндетті) Бұрылыстарды тексерудің баламалы тәсілі.... 285
Р қосымшасы (ақпараттық) Бұрандамалардың ернемекті қосылысы — EN 1591 қолдану..... 342
Q қосымшасы (ақпараттық) Жеңілдетілген құбыр кернеуінің анализы... 402
Y қосымшасы (ақпараттық) EN 13480-3 тарихы..... 417
ZA қосымшасы (ақпараттық) EN 13480-3 талаптары, Еуропалық Одақ Директивасының негізін салуышы талаптарымен немесе басқа ережелерімен сәйкестігі 418
Библиография..... 420
Д.А.қосымшасы (ақпараттық)..... 423

Кіріспе

EN 13480 өнеркәсіптік металл құбыржолдар жөніндегі еуропалық стандарт мынадай сегіз өзара байланысқан және бөлінбейтін бөліктерден тұрады:

- *1-бөлім: Жалпы ережелер;*
- *2-бөлім: Материалдар;*
- *3-бөлім: Сызбалар және есептеулер;*
- *4-бөлім: Өндіріс және қондырғы;*
- *5-бөлім: Сексеру және сынау;*
- *6-бөлім: Жерасты құбырларына қойылатын қосымша талаптар;*
- CEN/TR 13480-7, *Сәйкестігін бағалау процедураларын қолдану жөніндегі нұсқау.*
- *8-бөлім: Алюминийден және алюминий қортпларынан жасалған құбырларға қойылатын қосымша талаптар.*

Дегенмен осы бөлімдер жекелеп қолжетімді, олар озара тәуелді болып табылатынын ескеру қажет.

Осы құжат EN 13480-3:2002+A1:2005+A2:2006+A3:2009+A4:2010+A5:2012 стандартын өзгертеді және ауыстырады.

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫНЫҢ ҰЛТТЫҚ СТАНДАРТЫ

Металл өнеркәсіптік құбырлар
3-бөлім
ЖОБАЛАУ ЖӘНЕ ЕСЕПТЕУ

Енгізілген күні 2015-01-01

1 Қолданылу саласы

Осы стандарт құбырларды, соның ішінде тіректерді және аспаларды, жобалауға және есептеуге, сонымен қатар өнеркәсіпке арналған металл құбырлардың қауіпсіздігін қамтамасыз етуге қойылатын талаптарды белгілейді.

2 Нормативтік сілтемелер

Осы стандартты қолдану үшін келесі сілтемелік құжаттар қажет. Күні қойылған сілтемелерге сілтемелік құжаттың тек белгіленген басылымын, ал күні қойылмаған сілтемелерге сілтемелік құжаттың соңғы басылымы (барлық өзгертулермен) қолданылады.

EN 287-1:2004+A2:2006 Qualification test of welders — Fusion welding — Part 1: Steels (Дәнекерлеушілердің біліктілігі – Балқыту арқылы дәнекерлеу– 1-бөлім: Болат)

EN 1515-2:2001 Flanges and their joints — Bolting — Part 2: Combination of flange and bolting materials for steel flanges PN designated (Ернемектер және олардың қосылыстары – Бұрандамалық қосылыстар– 2-бөлім: PN белгіленуі бар болат ернемектер үшін бұрандамалық қосылыстардың материалдарын классификациялау)

EN 1515-3:2005 Flanges and their joints — Bolting — Part 3: Classification of bolt materials for steel flanges, Class designated (Ернемектер және олардың қосылыстары – Бұрандамалық қосылыстар – 3-бөлім: Бұрандамалар үшін материалдарды классификациялау. Кластың белгіленуі)

EN 1515-4:2010 Flanges and their joints — Bolting — Part 4: Selection of bolting for equipment subject to the Pressure Equipment Directive 97/23/EC (Ернемектер және олардың қосылыстары – Бұрандамалық қосылыстар – 4-бөлім: 97/23/ЕС қысып тығыздайтын жабдықтың нұсқаудың субъектісі болып табылатын жабдықтар үшін бұрандамалық қосылыстарды таңдау)

EN 1591-1:2001+A1:2009+AC:2011 Flanges and their joints — Design rules for gasketed circular flange connections — Part 1: Calculation method (Ернемектер және олардың қосылыстары – Тығыздалған дөңгелек ернемектердің қосылыстарын есептеудің ережелері – 1-бөлім: Есептеу әдісі)

EN 1591-2:2008 Flanges and their joints — Design rules for gasketed circular flange connections — Part 2: Gasket parameters (Ернемектер және олардың қосылыстары – Тығыздалған дөңгелек ернемектердің қосылыстарын есептеудің ережелері – 2-бөлім: Төсемелердің параметрлері)

EN 1993 (all parts) Eurocode 3: Design of steel structures (барлық бөлімдері), Еурокод 3: Болат құрылымдарды жобалау)

EN 10204:2004 Metallic products — Types of inspection documents (Металл бұйымдар – Бақылау үшін құжаттардың типтері. Электр техникалық сөздік. 212-бөлім. Оқшаулағыш құрғақ заттар, сұйықтықтар және газдар)

EN 12953-3:2002 Shell boilers — Part 3: Design and calculation for pressure parts (Қызу құбырлы қазандар – 3-бөлім: Қысым астында жұмыс істейтін бөлшектерді жобалау және есептеу)

EN 13445-3:2009 Unfired pressure vessels — Part 3: Design (Қысым астында жұмыс жасау үшін балқымайтын қазандар – 3-бөлім: Құрылым)

EN 13480-1:2012 Metallic industrial piping — Part 1: General (Металл өнеркәсіптік құбырлар – 1-бөлім: Жалпы ережелер)

EN 13480-2:2012 Metallic industrial piping — Part 3: Design and calculation (Металл өнеркәсіптік құбырлар – 2-бөлім: Материалдар)

EN 13480-4:2012 Metallic industrial piping — Part 4: Fabrication and installation (Металл өнеркәсіптік құбырлар – 4-бөлім: Өндіру және орнату)

EN 13480-5:2012 Metallic industrial piping — Part 5: Inspection and testing (Металл өнеркәсіптік құбырлар – 5-бөлім: Тексеру және сынау)

EN ISO 15614-1:2004 Specification and qualification of welding procedures for metallic materials — Welding procedure test — Part 1: Arc and gas welding of steels and arc welding of nickel and nickel alloys (ISO 15614-1:2004) (Металл материалдарды дәнекерлеудің технологиясының біліктілігіне қойылатын техникалық талаптар – Дәнекерлеу процесін бақылау – 1-бөлім: Болатты доғалық және газдық дәнекерлеу және никель мен никель қорытпаларын доғалық дәнекерлеу (ISO 15614-1:2004))

EN ISO 5817:2007 Welding — Fusion-welded joints in steel, nickel, titanium and their alloys (beam welding excluded) — Quality levels for imperfections (ISO 5817:2003, corrected version:2005, including Technical Corrigendum 1:2006) (Дәнекерлеу – Болатты, никельді, титанды және олардың қорытпаларын балқыту арқылы дәнекерлеу кезіндегі жапсарлы жіктер (сәулелік дәнекерлеуден басқа) – Жіктің ақауларына байланысты сапаның деңгейлері (ISO 5817:2003, түзетілген нұсқау: 2005, 1:2006 Техникалық түзетуін қоса)

ЕСКЕРТПЕ Осы стандартты пайдалану кезінде сілтемелік стандарттардың қолданысын ағымдағы жылдың жағдайы бойынша «Стандарттау жөніндегі нормативтік құжаттар» жыл сайын басылып шығарылатын ақпараттық көрсеткіш және ағымдағы жылда жарияланған ай сайын басылып шығарылатын ақпараттық көрсеткіш бойынша тексерген дұрыс. Егер сілтемелік құжат ауыстырылса (өзгертілсе), онда осы стандартты пайдалану кезінде ауыстырылған (өзгертілген)

құжатты басшылыққа алу керек. Егер сілтемелік құжат ауыстырусыз жойылса, оған сілтеме берілген ереже осы сілтемені қозғамайтын бөлікте қолданылады.

3 Терминдер, анықтамалар, белгіленулер және бірліктер

3.1 Терминдер мен анықтамалар

Осы стандартта EN 13480-1 сәйкес сәйкесінше анықтамалары бар терминдер қолданылады.

3.2 Шартты белгіленулер және өлшем бірліктер

Осы стандартта қолданылатын шартты белгіленулер және өлшем бірліктер 3.2-1-кестеде және EN 13480-1 стандартында көрсетілген.

Арнайы шартты белгіленулер сәйкес бөлімшелерде көрсетілген.

3.2-1-кесте – Шартты белгіленулер және өлшем бірліктер

Шартты белгілену	Анықтамасы	Өлшем бірлігі
PS^a	максималды рұқсат етілетін	Бар
R, r^b	радиустар	мм
$R_{eH}\ t$	есептік температура бөлме температурасынан жоғары болған кезде аққыштықтың жоғарғы шегінің белгіленген минималды мәні	МПа (N/мм^2)
S_1	100 000 сағ кейін созылу кезінде аққыштық шегінің 1%-ның орта мәні	МПа (N/мм^2)
S_2	200 000 сағ кейін созылу кезінде аққыштық шегінің 1%-ның орта мәні	МПа (N/мм^2)
$S_{R\,T\,t}$	есептік температура t және қарастырылатын қызмет мерізімінде T (сағат) материал үшін стандарт бойынша ұзақ беріктіктің шегінің орта мәні, шашылу орта мәннен 20% артық ауытқуы рұқсат етілмейді	МПа (N/мм^2)
TS	максималды рұқсат етілетін температура	°C
Z	құбыр қимасының кедергісінің орны	мм^3
c_0	коррозия мен эрозияға жону қорысы (4.3-1-суретті қараңыз)	мм
c_1	материалға стандарттан теріс қол жетімділіктің абсолюттік мәні (4.3-1-суретті қараңыз)	мм
c_2	өндіру кезінде қабырғаның қалыңдығының ықтимал кішіреюінің рұқсат етілетін мәні (4.3-1-суретті қараңыз)	мм
e_a	беріктікке сынау үшін байланыстырушы бөлшектің қабырғасының белгіленген қалыңдығы (4.3-1-суретті қараңыз)	мм

3.2-1-кесте *(жалғасы)*

Шартты белгілену	Анықтамасы	Өлшем бірлігі
e_n	сызба бойынша қабырғаның номиналды қалыңдығы (4.3-1-суретті қараңыз)	мм
e_{ord}	қабырғаның белгіленген қалыңдығы (4.3-1-суретті қараңыз)	мм
e_r	қол жетімділігі және жону қорысы бар қабырғаның қажетті қалыңдығы (4.3-1-суретті қараңыз)	мм
f	есептік кернеу (5-бөлімді қараңыз)	МПа (N/мм^2)
f_{CR}	ұзақ беріктік диапазонындағы есептік кернеу	МПа (N/мм^2)
f_f	иілгіштікті талдау үшін есептік кернеу	МПа (N/мм^2)
p_c	есептік қысым (4.2.3.4 қараңыз)	МПа (N/мм^2)
p_o	жұмыс қысымы (4.2.3.1 қараңыз)	МПа (N/мм^2)
t_c	есептік температура (4.2.3.5 қараңыз)	°С
t_o	жұмыс температура (4.2.3.2 қараңыз)	°С
Z	дәнекерленген жіктің беріктік коэффициенті (4.5 қараңыз)	-
ε	белгіленген қалыңдықтың негізіндегі қабырға қалыңдығының жону қорысы (4.3-1-суретті қараңыз)	мм

[a] Есептеулер үшін барлық қысымдар МПа (N/мм^2), ал *PS* – барларда берілген.
[b] Келесі шартты белгіленулерді қолданады:
i - ішкі
m - орта
o - сыртқы

4 Есептеудің негізін салушы ережелер

4.1 Жалпы ережелер

Осы стандартта белгіленген құбырларды есептеудің ережелері өндіру, сынау және қолдану шарттары үшін, сонымен қатар, қысымды алдын ала жіберу мен салқын түрде керу, жуу және тазарту үшін қолданады.

Қолданылатын материалдарға, геометриялық сипаттамаларға, әсер етуші жүктемелерге, тоқтап қалудың түрлеріне байланысты байланыстырушы бөлшектердің әр түрі үшін есептеудің сәйкес ережелерін қолданады.

ЕСКЕРТПЕ Егер осы стандарт есептеу ережелерін белгілемесе, құрастырушыға есептеудің көпшілік қабылдаған ережелерін немесе таңдалған өлшемдерді және қабырға қалыңдығының мәндерін негіздеу үшін эксперименттік әдістерді қолдану жөн.

Осы стандартта материалдардың берік қасиеттері және, құбырдың кейбір элементтері оларға ие болса, пластикалық қасиеттеріне сүйенетін есептеудің әдістері қолданылады.

Үлкен диаметрлі құбырлар үшін қысым астында жұмыс істейтін ыдыстарды әзірлеу бойынша саланың әзірлеу және монтаж әдістерін қолданса, 2009 жылғы 21 желтоқсандағы №2157 «Қысым астында жұмыс істейтін жабдықтардың қауіпсіздігіне қойылатын талаптар» техникалық регламентін қолданады.

Сонымен қатар, жалпы құрылым арқалық иілу теориясымен жеткілікті түрде сипаттала алса, EN 13480 (1-5 бөлімдері) сәйкес талаптар әрекет етеді.

Уақытша салынған құбырлар үшін, мысалы, негізгі құбырды жууға, тазартуға және үрлеуге арналған, есептік шарттарда номиналды кернеуді қолдану қажет.

4.2 Жүктемелер

4.2.1 Жалпы ережелер

Қолдану кезінде құбырлар түрлі жүктемелер мен олардың тіркестеріне ұшырайды:

- ішкі және/немесе атмосфералық қысым;
- температура;
- құбырдың және тасымалданатын заттың салмағы;
- климаттық жүктемелер;
- жердің және ғимараттардың шөгуі;
- тербелістер;
- жер сілкіністері.

1-ЕСКЕРТПЕ Бұл тізім толық емес.
2-ЕСКЕРТПЕ Бұл жүктемелерге түсіндірулер 4.2.3 және 4.2.4 көрсетілген.

4.2.2 Жүктемелердің тіркестері

Жүктемелер және 4.2.5.1 – 4.2.5.4 көрсетілген олардың ықтимал тіркестері құбырларды, тіректерді және аспаларды жобалау кезінде ескерілуі қажет. Пайда болуы екіталай жүктемелердің тіркестері, олардың пайда болуының ықтималдығы және құбырдың герметикалығының болмау ықтималдығы зерттелген зерттеулердің нәтижелеріне көңіл аударылса, ескерілмеуі мүмкін.

Құбырда қысым және температурадан тұратын жүктемелердің бірден артығы пайда болса, осы тіркестерге есептелген қабырғалардың ең үлкен қалыңдығы қолданылады.

4.2.3 Өлшемдерді анықтаған кезде ескерілетін жүктемелер

4.2.3.1 Жұмыс қысымы

Жұмыс қысымы, p_0, осы құбыр жүйесі үшін белгіленген максималды рұқсат етілетін қысымнан, PS, төмен болуы қажет.

4.2.3.2 Жұмыс температурасы

Жұмыс температурасы, t_0, осы құбыр жүйесі үшін белгіленген максималды рұқсат етілетін температурадан, TS, төмен болуы қажет.

4.2.3.3 «Қысым - температура» жүктемелерінің тіркесі

Ұзақ уақыт ішінде пайда болатын құбырдағы максималды жүктемелерді ескеретін қысымнан p_0 және температурадан t_0 тұратын жүктемелердің өзара байланысқан жүктемесін қарастырған жөн.

Бірдей жағдайдағы құбыр үшін мерзімді пайда болатын максималды жүктемелер 10-бөлім бойынша есептелуі қажет.

Осы тіркестердің себебі болытан жағдайлар сәйкес 24 сағаттық жұмыс фазасынан 10% ұзақ созылмаса, қысым және/немесе температураның осындай тіркесі үшін есептелген кернеу максималды рұқсат етілген кернеуден 10% артық болуы мүмкін.

4.2.3.4 Есеп қысымы

Есеп қысымы, p_c, 4.2.3.3 белгіленген температура-қысым (p_0, t_0) жағдайы үшін анықталуы қажет.

Есеп қысымы, p_c, сәйкес жұмыс қысымынан, p_0, төмен болмауы қажет. Қабырғаның ең үлкен қалыңдығы үшін температура-қысым (p_0, t_0) жағдайы келесі минималды шарттармен қарастырылуы қажет:

1) 4.2.3.5 белгіленген сәйкес t_c бар $p_c = p_0 = PS$;

2) $p_c = p_0$ сәйкес $t_0 = TS$ үшін 4.2.3.5 белгіленген t_c

ЕСКЕРТПЕ Есептеуді тек $p_0 = PS$ және $t_0 = TS$ жағдайында жүргізу қажет.

Егер есеп температурасы t_c рұқсат етілетін кернеуді анықтау үшін уақыт факторы маңызды болып табылатын диапазонда болса, есеп қысымы жұмыс температурасындағы (t_0) жұмыс қысымына (p_0) тең деп алынуы қажет.

4.2.3.5 Есеп температурасы

Есеп температурасы t_c – бұл есеп қысымында p_c және мәні төмен сипатталғандай анықталған қолданудың қалыпты шарттарындағы құбыр қалыңдығының ортасындағы максималды болжалды температура. Температуралардың диапазонын есептеген кезде желдің әсерінен жылу жоғалмайтынын ескеру қажет.

а) Сыртқы оқшауланууы және ішкі қапталуы жоқ құбырдың байланыстырушы бөлшектерінің есеп температурасы келесідей анықталады:

1) тасымалданатын заттың температурасы 40°С төмен болған кезде байланыстырушы бөлшек үшін есеп температурасы тасымалданатын заттың температурасына тең болады;

2) ынақ кезінде немесе жылуды беруді есептеген кезде қабырғалардың одан төмен орта температурасы анықталмаса, тасымалданатын заттың температурасы 40°С тең және одан жоғары болған кезде, оқшауланууы жоқ байланыстырушы бөлшектердің есеп температурасы 40°С төмен бола алмайды және келесі мәндерден аса алмайды:

i) қабырғаларының қалыңдығы құбырлар қабырғаларының қалыңдығымен шамалас клапандар, құбырлар, түптер, дәнекерленетін фитингтер және басқа байланыстырушы бөлшектер үшін тасымалданатын заттың температурасының 95%;

ii) ернемектер үшін (айқассалынды байланысқан ернемектерден басқа), құбырлардың ернемектерін, фитингтерді және клапанарды қоса, тасымалданатын заттың температурасының 90%;

iii) айқассалынды байланысқан ернемектер үшін тасымалданатын заттың температурасының 85%;

iv) бұрандалы қосылыстар үшін тасымалданатын заттың температурасының 80%.

b) Өлшеуге негізделетін есептер, сынақтар немесе зерттеулер температураның басқа мәнінің қолданылуын растамаса, сыртқы оқшауланууы бар құбырлардың байланыстырушы бөлшектерінің есеп температурасы тасымалданатын заттың температурасына тең болады. Құбыр жылудың бөлек қайнар көздерімен немесе қосарланған қаптамамен жылытылса немесе салқындатылса, байланыстырушы бөлшектер үшін есеп температураларын белгілеген кезде, оларды ескеру қажет;

c) Құбырдың қапталған байланыстырушы бөлшектерінің есеп температурасын жылу беруді есептеудің немесе тасымалданатын заттың температурасының қаптау сипаттамаларына әсер етуді сынаудың нәтижелеріне негізделіп белгілейді.

ЕСКЕРТПЕ Қаптау, сондай-ақ, оқшаулау үшін қолданыла алады.

d) Қабырғаның есеп қалыңдығы қажу беріктігінің мәндерінен (4.2.5.2.1 және 12.3.3 қараңыз) анықталса, жұмыс қысымының p_0 және жұмыс температурасының t_0 мәндері осы есептеуде қолданылатын мәндерден асуы мүмкін.

4.2.4 Басқа ескерілетін жүктемелер

4.2.4.1 Құбырдың және тасымалданатын заттың салмағы

Жобалау кезінде құбырға әсер ететін ауырлық күшімен шарттастырылған жүктемелерді ескеру қажет. Оларға К ним относится масса:

- құбырдың, фитингтердің, клапандардың және оқшаулаудың салмағы;
- тасымалданатын заттың салмағы;
- сынақ сұйықтығының салмағы жатады.

4.2.4.2 Климаттық жүктемелер

Құбырларды ашық кеңістікте салған кезде климаттық жүктемелерді ескеру қажет. Максималды жүктемелерді нақты жергілікті жағдайларды және олардың құбырған әсерін ескеріп белгілеу қажет.

4.2.4.3 Тасымалданатын заттан түсетін динамикалық жүктемелер

Құбырды есептеген кезде зақымдануға әкелетін тасымалданатын заттан түсетін динамикалық жүктемелерді жою қажет. Бұл мүмкін болмаса, бұл жүктемелерді ескеру қажет. Динамикалық жүктемелер тікелей тасымалдану процесімен немесе тапсырыс берушінің бөлшектерін және жабдықтарын пайдаланумен себептелсе, олардың мөлшері тапсырыс беру кезінде техникалық құжаттамада көрсетіледі.

Сақтық клапанының іске қосылуынан пайда болатын құбырларға түсетін жүктемелерді ескеру қажет. Егер сақтық клапандары құбырдың монтажын жүргізетін кәсіпорнымен емес жеткізілсе, тапсырыс беруші жүктемелердің шамаларын және әрекеттің бағытын белгілеуі қажет.

Тасымалданатын заттардан түсетін динамикалық жүктемелердің әсерін бағалауды талдау А қосымшасында берілген.

4.2.4.4 Жердің және ғимараттардың шөгуі

Егер құбырдың қызмет ету мерзімі кезінде жердің және ғимараттардың шөгуі болжалса, жобалау кезінде қолданылатын мәндер тапсырыс беру кезінде техникалық құжаттамада көрсетілуі қажет.

4.2.4.5 Тербелістер

Құбырларды тербелістерден, мысалы, соққыдан, қысымның өзгеруі, қысым астында жұмыс істейтін бөлшектердегі резонанстар, жео жүктемелері, пайда болатын өте күшті және зақымдануға әкелетін жүктемелерді болдыртпайтындай жобалау және тіректерге орналастыру жөн.

Егер қолдану кезінде тербелістер пайда болу мүмкіндігі болса, құбырды салған кезде 13-бөлімде көрсетілген тіреулерді, амортизаторларды, тіректерді, аспаларды, анкерлі бекітулерді қолдану жөн. Бұл жеткіліксіз болса, тербелісті арнайы сараптау арқылы құбырдың шамадан артық жүктелмегенін растау қажет.

ЕСКЕРТПЕ Тербелісті сараптаудың жазбаша түрдегі расталуы қажет етілмейді.

4.2.4.6 Жер сілкіністері

Егер құбыр сейсмикалық жүктемелерге төзімді болуы қажет болса, техникалық құжаттамада ескерілетін сейсмикалық жүктемелердің ерекшеліктері бойынша нақты мәліметтер берілуі қажет.

ЕСКЕРТПЕ Сейсмикалық жүктемелерді бағалауды талдау А қосымшасында берілген.

4.2.5 Есептеу шартары

4.2.5.1 Қолданудың қалыпты шарттары

4.2.5.1 Қолданудың қалыпты шарттары – ұдайы өнімділік кезіндегі жұмыстың қалыптасқан режимдері және қалыпты жұмыс жүктемелері кезінде пайда болатын уақытша режимдер. Толық жүктеме мен ішінара жүктеме шарттарын, сондай-ақ, іске қосу шарттарын олармен байланысты қолданысқа енгізу, басқару және тоқтату процестерімен бірге зерттеу жөн.

Қолданудың қалыпты шарттарында құбырды есептеу үшін келесі жағдайларды ескеру қажет:

- ішкі және (немесе) атмосфералық қысым, ол орын алса, тасымалданатын заттың статикалық қысымын қоса;
- құбырдың салмағы, ішінде орналасқан монтаж бөлшектерін және қосымша қосылған құрылғыларды қоса;
- оқшаулаудың салмағы;
- тасымалданатын заттың салмағы;
- жылулық кеңею;
- тіреу шарттары;
- серіппелі және жылжымайтын аспалар мен тіректердің қалпы;
- анкерлі тіректердің және жабдықтың қосылған бөлшектерінің жылжуы және бұралуы;
- салқын күйде алдын ала созу;
- ғимараттардың шөгуі.

4.2.5.2 Жұмыстың пайда болатын уақытша режимдері

4.2.5.2.1 Жалпы жүктемелер

Жұмыстың пайда болатын уақытша режимдері – қолданудың қалыпты шарттарындағы жағдайлар, мысалы, сақтандырғыш клапанының әрекет етуінің салдарлары, турбинаның жүктемесін түсіру, сораптың тоқтауы немесе ілмекті клапандардың ашылуы және жабылуы.

Уақытша режимдер пайда болған кезде 4.2.5.1 көрсетілген жүктемелерге қосымша келесі жүктемелерді ескеру қажет:

- сақтандырғыш клапандарының іске қосылуы;
- динамикалық соққы жүктемелері (мысалы, будың соққысы, гидравликалық соққы);
- құю реакциялары;
- қолданудың қалыпты шарттарынан ерекшеленетін температуралар;
- амортизаторлардың әсері;
- серіппелі және жылжымайтын тіректердің әсері;
- ықтимал қалыпты климаттық әсерлер, мысалы, нақты жергілікті жағдайларға сәйкес қар және жел жүктемелері;
- сейсмикалық жүктемелер.

4.2.5.2.2 Тазалау кезіндегі жүктемелер

Тазарту жағдайлары үшін құбырды есептеген кезде тұрақты, динамикалық және кинематикалық шектік мәндерді ескереді.

Келесі жағдайларды ескеру қажет:

- ішкі қысым;
- құбырдың салмағы, ішінде орналасқан монтаж бөлшектерін және қосымша қосылған құрылғыларды қоса;
- оқшаулау салмағы;
- тазартқыш сұйықтықтың салмағы;
- тазарту температурасындағы жылулық кеңею;
- тіреу жағдайлары (уақытша тіреуді қоса);
- шектелген және деблокталған серіппелі және жылжымайтын тіректер; тіректердің анкерлі бекітулерінің және қосылған бөлшектердің жылжуы және бұралуы; салқын күйде деформациялану.

4.2.5.2.3 Жуу кезіндегі жүктемелер

Жуу жағдайлары үшін құбырды есептегенде барлық тұрақты және динамикалық шектік мәндерді ескеру қажет.

Келесі жағдайлар ескерілуі тиіс:

- құбырдың өзгертілген геометриясы;
- құбырдың салмағы, ішінде орналасқан монтаж бөлшектерін және қосымша қосылған құрылғыларды қоса;
- жуу қысымы;
- тіреу жағдайлары (уақытша тіреуді қоса);
- шектелген және деблокталған серіппелі және жылжымайтын тіректер;
- тіректердің анкерлі бекітулерінің және қосылған бөлшектердің жылжуы және бұралуы;
- алдын ала созылу;
- шығаберістегі жүктемелер.

4.2.5.3 Қолданудың төтенше шарттары

Қолданудың төтенше шарттарына жүктемелердің сирек пайда болатын жағдайлары жатады:

- ықтимал төтенше климаттық әсерлер, мысалы, жергілікті жағдайларға сәйкес емес ерекше жоғары қар және жел жүктемелері;
- сейсмикалық жүктемелер (қауіпсіз жер сілкіністері).

4.2.5.4 Сынақ жағдайлары

Сынақ жағдайлары үшін құбырды есептеген кезде барлық тұрақты, динамикалық және кинематикалық шектік мәндерді ескереді.

Барлық төменгі жүктемелер ескерілуі жөн:

- ішкі қысым (сынақ қысымы және арын);
- құбырдың салмағы, ішінде орналасқан монтаж бөлшектерін және қосымша қосылған құрылғыларды қоса;
- (толық немесе ішінара) оқшаулаудың салмағы;
- сынық сұйықтығының салмағы;
- жылулық кеңею;
- тіреу жағдайлары (уақытша тіреуді қоса);

- шектелген және деблокталған серіппелі және жылжымайтын тіректер; тіректердің анкерлі бекітулерінің және қосылған бөлшектердің жылжуы және бұралуы;
- алдын ала созылу.

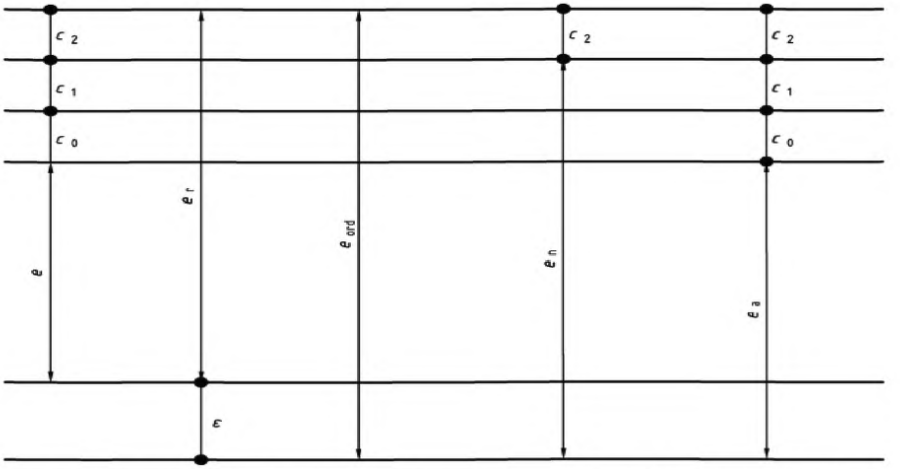
4.3 Қабырғалардың қалыңдығы

Құбырлар мен фитингтер үшін қабырғалардың минималды қалыңдығын әзірлеу тәсілін ескеріп анықтау жөн.

Коррозия құбырлардың ішінде немесе сыртында пайда болуы мүмкін («коррозия» термині, сондай-ақ, эрозияны қамтиды).

Әр жағдайда тапсырыс беруші коррозия мен эрозияға әдіптің мәнін c_0 көрсетуі тиіс (коррозия болмаса, бұл мән нөлге тең бола алады) немесе бұл мән шарттасатын тараптар арасында келісім бойынша қабырғалармен жанасатын тасымалданатын заттардың түрін, температурасын, арын жалдыамдығын және т.с.с. ескеріп белгіленеді.

Қабырғалардың барлық қалыңдықтары, коррозия мен эрозияға әдіптің мәні c_0, шақтама c_i және қабырға қалыңдығының кішіреюі c_2 4.3-1-суретте көрсетілген.



e – осы стандарт бойынша есептеу көмегімен белгіленген әдіп пен шақтама мәндері жоқ, қысымға төзімді қабырғалардың қажетті минималды қалыңдығы;

c_0 – коррозия мен эрозияға әдіп мәні;

c_1 – материалдардың сәйкес стандарттарынан алынған немесе құбырларды әзірлеушімен белгіленген теріс шақтаманың абсолюттік мәні;

c_2 – әзірлеу кезінде қабырға қалыңдығының ықтимал кішіреюінің шақтамасы (мысалы, иілу, бұранданы кесу, ойықтарды ұштау және т.с.с. себептермен);

e_r – қабырғалардың қажетті минималды қалыңдығы, әдіп пен шақтама мәндерін қоса;

ε - белгіленген қалыңдық e_{ord} негізінде қабырға қалыңдығының әдіп мәні;

e_{ord} – қабырғаның белгіленген қалыңдығы (сонымен қатар, c_2 жиі 0 тең, мысалы, тік құбырларда);

e_n – қабырғалардың номиналды қалыңдығы (сызбалар бойынша);

e_a – беріктікке сынау үшін байланыстырушы бөлшектің қабырғаларының белгіленген қалыңдығы.

4.3-1-сурет – Қабырғалардың қалыңдығы (тік құбырлар мен құбырлардың иілген жерлері үшін)

Қабырғалардың белгіленген қалыңдығы e_a – коррозия мен эрозияға әдіп мәнін санамағанда, қабырғалардың минималды қалыңдығы келесідей есептеледі:

$$e_a = e + \varepsilon \qquad (4.3\text{-}1)$$

немесе

$$e_a = e_{ord} - c_0 - c_1 - c_2 \qquad (4.3\text{-}2)$$

Байланыстырушы бөлшек (құбыр немесе фитинг) қабырғаларының белгіленген қалыңдығының минималды мәні e_{ord} келесідей есептеледі:

егер шақтама мәні c_1 ұзындық бірліктерімен берілсе:

$$e_{ord} \geq e + c_0 + c_1 + c_2 \qquad (4.3\text{-}3)$$

егер шақтама мәні c_1 қабырғалардың белгіленген қалыңдығының e_{ord} пайыздық үлесі x ретінде берілсе:

$$e_{ord} \geq (e + c_0 + c_2)100/(100 - x) \qquad (4.3\text{-}4)$$

4.4 Шақтамалар

Есептеулерде номиналды өлшемдер қолданылып, қабырға қалыңдығының шақтамалары ескерілуі қажет.

4.5 Дәнекерленген жіктің беріктігінің коэффициенті

Құбырдың айналасында орналаспаған бір немесе бірнеше жапсарлы жігі бар байланыстырушы бөлшектердің қабырғаларының қалыңдығын есептеген кезде келесі мәндерден аспайтын жапсарлы жіктің беріктігінің коэффициентін z қолданған жөн:

- бақылаудың бұзатын немесе бұзбайтын әдістеріне ұшыраған және айтарлықтай ақаулары жоқ байланыстырушы бөлшектер үшін: 1;
- ішінара үлгілер бұзатын бақылауға ұшыраған байланыстырушы бөлшектер үшін: 0.85;
- тек көзбен шолып бақылауға ұшыраған байланыстырушы бөлшектер үшін: 0.7.

Қолданудың төтенше жағдайларында немесе сына жағдайларында жапсарлы жіктері бар байланыстырушы бөлшектердің беріктігін есептеу үшін жапсарлы жіктің беріктігінің коэффициенті ескерілмейді.

ЕСКЕРТПЕ EN 13480-5:2002 сәйкес (8.3-кесте).

4.6 Қысыммен жүктелген құбырдың байланыстырушы бөлшектерінің өлшемдерін анықтау

6-11-бөлімдерде тұрақты және динамикалық жүктемелер үшін құбырдың байланыстырушы бөлшектерін «Жоспарлаудың ережелері» сипатталған. 6-9 және 11-бөлімдердің талаптары көбінесе тұрақты жүктемелер үшін қолданылады. Тербелістің барлық спектрі бойынша қысым жүктемесінің 1000 циклінде құбырдың қарастырылатын байланыстырушы бөлшегінің қажауы пайда болмайды деп саналады. Егер f мәні 250 N/мм^2 артық аса берік материалдар қолданылса, айнымалы жүктемені 10-бөлім бойынша дәл сараптау қажет.

Айнымалы жүктемесі бар байланыстырушы бөлшектерде (10-бөлімді қараңыз) қарастырылатын байланыстырушы бөлшектің геометриясын

кернеудің жоғары концентрациялары пайда болатын формаларды болдыртпайтындай таңдаған жөн. Егер қысыммен жүктеудің көбірек циклдері ескерілуі қажет болса, 10.3 сипатталған есептеу әдісі қолданылады. Қабырғалардың барлық қалыңдығы бойынша температуралардың айтарлықтай айырмасы мен қысым тербелістерінің тіркесі орын алса, 10.4 сипатталған есептеу әдісі қолданылады. Құбырға байланысу салдарынан қимадағы айтарлықтай өзгерістер пайда болған байланыстырушы бөлшектерді есептеген кезде қажауды сараптауды 12.4 бойынша жүргізеді.

Температура/қысым салыстыруы бар байланыстырушы бөлшектердің, мысалы, ернемектердің және қабырға қалыңдығы стандартты құбырларға сәйкес келетін байланыстырушы бөлшектердің, беріктігі есептелмейді.

5 Рұқсат етілетін кернеу

5.1 Жалпы ережелер

Рұқсат етілетін кернеудің шамасы – уақытқа тәуелсіз аумақтың 5.2 белгіленген және уақытқа тәуелді аумақтың 5.3 белгіленген шамалардың кішісі және есеп және сынақ режимдері үшін анықталуы қажет.

Рұқсат етілетін кернеудің шамалары EN 13480-2 және материалдардың техникалық шарттарында белгіленген материалдың қасиеттерінен анықталады. Әзірлеу және (немесе) жылумен өңдеу процесі одан төмен мәндерге әкелмесе, жобалау кезінде белгіленген минималды мәндер қолданылуы тиіс. Осындай жағдайларда беріктіктің қолданылатын мәндерін шарттасатын тараптар арасында келісім бойынша белгілеген жөн.

Төмен температураларда (яғни, минус 10°С төмен) қолданылатын болаттар үшін рұқсат етілетін кернеу есептік температурада соғу тұтқырлығы үшін EN 13480-2 бойынша мәндермен қоршаған ортаның температурасында анықталуы қажет.

1-ЕСКЕРТПЕ Температураның аралық мәндері үшін сызықтық интерполяция рұқсат етіледі.

2-ЕСКЕРТПЕ Аустенитті емес болаттар үшін 50°С дейін температураларды қоса температуралар үшін қоршаған орта температурасында қабылданған мән қолданыла алады.

3-ЕСКЕРТПЕ Уақытша қолданылатын құбырлар үшін мәліметтер 4.1 көрсетілген.

Бекіту қосылыстарына қойылатын қосымша талаптар 6.6 көрсетілген.

5.2 Уақытқа тәуелсіз рұқсат етілетін кернеу

5.2.1 Аустенитті емес болаттар

5.2.1.1 Есептеу шарттары

Рұқсат етілетін кернеудің шамасын келесі формула бойынша есептеген жөн:

$$f = \min\left\{\frac{R_{ent}}{1,5} \text{ немесе } \frac{R_{p0,2t}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4}\right\} \quad (5.2.1\text{-}1)$$

5.2.1.2 Сынақ шарттары

EN 13480-5 бойынша қысыммен сынау жағдайында рұқсат етілетін кернеудің шамасы f_{test} белгіленген сынақ температурасында 95% R_{eH} аспауы қажет.

5.2.2 Аустенитті болаттар

5.2.2.1 есептеу шарттары

Рұқсат етілетін кернеудің шамасы келесі формулаларға сәйкес келуі қажет:

- $A \geq 35\%$ үшін

$$f = \frac{R_{p1,0t}}{1,5} \quad (5.2.2\text{-}1)$$

немесе R_{mt} орын алса, $f = \min\left(\frac{R_{mt}}{3}; \frac{R_{p1,0t}}{1,2}\right)$

- $35\% > A \geq 30\%$ үшін

$$f = \min\left(\frac{R_{p1,0t}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4}\right) \quad (5.2.2\text{-}2)$$

- $A < 30\%$ үшін 5.2.1.1 қараңыз.

5.2.2.2 Сынақ шарттары

$A \geq 25\%$ үшін EN 13480-5 бойынша қысыммен сынау жағдайындағы кернеу шамасы келесі екі шаманың үлкенінен аспауы қажет:

- белгіленген сынақ температурасында 95% $R_{p0,1}$;
- белгіленген сынақ температурасында 45% R_m.

$A < 25\%$ үшін 5.2.1.2 қараңыз.

5.2.3 Никельді және/немесе хромды қоспаланған болаттар

Никельді және/немесе хромды қоспаланған болаттар үшін уақытқа тәуелсіз номиналды есептік кернеу бөлме температурасында үзілу кезінде белгіленген минималды ұзаруға тәуелді болады.

5.2.4 Болат құймалары

5.2.4.1 Есептеу шарттары

Есептік кернеу келесіге сәйкес келуі қажет:

$$f = \min\left\{\frac{R_{ent}}{1,9} \text{ немесе } \frac{R_{p0,2t}}{1,9}; \frac{R_m}{3,0}\right\} \quad (5.2.4\text{-}1)$$

5.2.4.2 Сынақ шарттары

EN 13480-5 бойынша қысыммен сынау жағдайында кернеудің шамасы белгіленген сынақ температурасындағы R_{eH} немес $R_{p0,2}$ үшін шамаларды 1,4 тең беріктік коэффициентіне бөлген мәннен аспауы қажет.

5.2.5 Сапаның арнайы бақылауы жүргізілмейтін болаттарға қойылатын қосымша талаптар

5.2.5.1 Жалпы ережелер

Сапаның арнайы бақылауы жүргізілмейтін болаттар – EN 10201 (2.2-тармақ) немесе басқа стандарт бойынша сынақ хаттамасы бар болаттар және олар осы хаттама техникалық шарттарда рұқсат етілген ретінде белгіленсе, қолданыла алады.

5.2.5.2 Есептеу шарттары

5.2.1.1 Көрсетілген рұқсат етілген кернеудің шамасы беріктік қорының қосымша коэффициентіне, кем дегенде, 1,2 бөлінуі қажет.

Қоспаланбаған немесе аз қоспаланған болаттар үшін материал стандарттарында жоғары температурадағы аққыштық шектері үшін мәнде белгіленсе, келесі формуланы қолдануға болады:

$$R_{p0,2} = R_m \frac{720 - t}{1400} \qquad (5.2.5\text{-}1)$$

t үшін 20°C және 150°C арасындағы мән алынады.

5.2.5.3 Сынақ шарттары

Өндіруші EN 13480-5 бойынша қысыммен сынау жағдайында рұқсат етілетін кернеудің шамасы 95 % R_{eH} үшін сынақтың белгіленген температурасында қабылданған шамадан аспауын қамтамасыз етуі тиіс.

5.3 Уақытқа тәуелді рұқсат етілетін кернеу

5.3.1 Жалпы ережелер

Жапсарлы жіктер құбырлардың айналасынан өтпейтін дәнекерленетін құбырлар мен фитингтер үшін ұзақ беріктіктің расталған мәндер белгіленбесе, осы құбырлар мен фитингтер үшін негізгі материалдың ұзақ беріктігінің мәндерін 20% азайтқан жөн. Бұл азайту өлшемдерді анықтау үшін қолданылмайды.

ЕСКЕРТПЕ Егер қабырғалардың қалыңдығы ұзақ беріктік мәндеріне тәуелді болса, қосым материалдардың және дайын дәнекерленген жіктердің ұзақ беріктігіне қосымша сынақтар (мысалы, Ларсон-Миллер формуласы бойынша экстраполяцияның негізінде) жүргізілуі тиіс.

5.3.2 Болаттар

5.3.2.1 Есептеу шарттары

Тұрақты жүктемені есептеу үшін ұзақ беріктік f_{cr} аумағындағы рұқсат етілетін кернеуді келесі формула бойынша есептеген жөн:

$$f_{cr} = \frac{S_{RTt}}{Sf_{cr}} \qquad (5.3.2\text{-}1)$$

Sf_{cr} - 5.3.2-1-кестесі бойынша қызмет ету мерзіміне тәуелді беріктік қорының коэффициенті.

5.3.2-1-кесте – Қызмет ету мерзіміне тәуелді орта ұзақ беріктіктіңфункциялары ретіндегі беріктік қорының коэффициенттері

Уақыт T, сағ	Беріктік қорының коэффициенті, Sf_{cr}
200 000	1,25
150 000	1,35
100 000	1,5

Ескерілген қызмет ету мерзімі белгіленбесе, орта ұзақ беріктік үшін 200 000 сағ үшін қабылданған мәнді қолданған жөн.

Материал стандарттарында ұзақ беріктік мәндері белгіленбеген жағдайларда, 150 000 сағ немесе 100 000 сағ үшін қабылданған ұзақ беріктіктің мәндерін қолданған жөн.

Қызмет ету мерзімі 100 000 сағ кем болып белгіленген жағдайларда келесі әдістердің бірімен әрекет ету қажет:

a) қызмет ету мерзімін бақылау жүйесі болмаған кезде, сәйкес қызмет ету мерзімінде, кем дегенде 10 000 сағ, орта ұзақ беріктікке Sf_{cr} = 1,5 беріктік қорының коэффициентін қолданған жөн;

b) қызмет ету мерзімін бақылау жүйесі бар болса, сәйкес қызмет ету мерзімінде, кем дегенде 10 000 сағ, орта ұзақ беріктікті ескеріп, Sf_{cr} = 1,25 беріктік қорының коэффициентін қолдануға болады.

Аққыштық шегінің 1% (орта мән) аспау қажет.

5.3.2.2 Сынақ шарттары

EN 13480-5 бойынша қысыммен сынау жағдайында кернеудің есептік шамасы сынақтың белгіленген температурасында 95% R_{eH} немесе 95% $R_{p1,0}$ немесе 95% $R_{p0,2}$ сәйкес шамаларынан аспауы қажет.

5.3.3 Никельді, хром-никельді және хромды болаттар

Техникалық шарттарда басқа белгіленулер болмаса, 5.3.2 талаптары қолданылады.

6. Ішкі қысымы бар құбырдың байланыстырушы бөлшектерін есептеу

6.1 Тік құбырлар

Қону жорысы және шақтамалары жоқ тік құбырлар үшін қабырғалардың қажетті минималды қалыңдығы келесідей есептеледі:

- $D_o/D_i \leq 1,7$:

$$e = \frac{p_c D_o}{2fz + p_c} \qquad (6.1\text{-}1)$$

немесе

$$e = \frac{p_c D_i}{2fz - p_c} \qquad (6.1\text{-}2)$$

$D_o/D_i > 1,7$:

$$e = \frac{D_o}{2}\left(1 - \sqrt{\frac{fz - p_c}{fz + p_c}}\right) \quad (6.1\text{-}3)$$

немесе

$$e = \frac{D_i}{2}\left(\sqrt{\frac{fz + p_c}{fz - p_c}} - 1\right) \quad (6.1\text{-}4)$$

ЕСКЕРТПЕ Бұл Лейм (Lame) теңдеуі.

6.2 Құбырлардың иілгендіктері мен бұрылулары

6.2.1 Жалпы ережелер

Құбырлардың бұрылуларының қабырғаларының қалыңдығын есептеу үшін екі әдісті (6.2.3.1 және В қосымшасын қараңыз) қолданады; құбырлардың иілгендіктерінің қабырғаларының қалыңдығын есептеу үшін үш әдісті (6.2.3.1, 6.2.3.2 және В қосымшасын қараңыз) қолданады. Таңдалған әдіс толығымен қолданылуы тиіс.

6.2.3 көрсетілген формулалар тек сопақтығы EN 13480-4 белгіленген шақтамалар шегінде болатын құбырлардың иілгендіктері үшін қолданылады.

ЕСКЕРТПЕ Көрсетілген есептеу ережелері ішкі қысымдағы құбырлардың иілегендігі мен бұрылыстарында дөңгеленудің ішкі жағында қабырғалырының бірдей қалыңдығы бар тік құбырларға қарағанда жоғарырақ кернеулер пайда болатынын (ал сыртқы жағында төменірек кернеулер) белгілейтін [1] және [2] талаптарын ескереді.

6.2.2 Шартты белгіленулер

6.2 талаптары үшін 3.2-1-кестедегі шартты белгіленулерге қосымша 6.2.2-1-кестеде көрсетілген шартты белгіленулер қолданылады.

6.2.2-1-кесте – 6.2 қолданылатын шартты белгіленулер

Шартты белгілену	Анықтамасы	Өлшем бірлігі
e_{int}	Дөңгеленудің ішкі жағында құбыр иілгендігінің қону жорысы мен шақтамалары жоқ қажетті минималды қалыңдығы	мм
e_{ext}	Дөңгеленудің сыртқы жағында құбыр иілгендігінің қону жорысы мен шақтамалары жоқ қажетті минималды талап етілетін қалыңдығы	мм
R	Құбырдың иілгендігінің және құбыр бұрылуының радиусы	мм
r	Құбырдың орта радиусы	мм

6.2.3 Қабырғалардың талап етілетін қалыңдығы

6.2.3.1 Стандартты әдіс

Қону жорысы және шақтамалары жоқ қабырғалардың қажетті минималды қалыңдығы келесі формула бойынша есептелуі қажет:

- дөңгеленудің ішкі жағында

$$e_{\text{int}} = e\frac{(R/D_o)-0,25}{(\text{R}/\text{D}_o)-0,5} \qquad (6.2.3\text{-}1)$$

- дөңгеленудің сыртқы жағында

$$e_{\text{ext}} = e\frac{(R/D_o)+0,25}{(\text{R}/\text{D}_o)+0,5} \qquad (6.2.3\text{-}2)$$

e – тік құбыр үшін 6.1 сәйкес есептелген мән.

6.2.3.2 Балама әдіс

Деформациялау әдісімен иілген құбырларда қабырғалардың қалыңдығы, деформациялаудан кейін келесі талаптар расталатындай орындалатын тәсілмен таңдалуы қажет:

a) құбыр иілгендігінің әр нүктесінде (бұрылулардың сыртқы жағын қоса) қабырғалардың минималды қалыңдығы сәйкес тік құбыр үшін мәннен аспауы қажет;

b) рұқсат етілетін кернеу қызмет ету мерзіміне тәуелді болса және дөңгелену радиусы құбырдың алты есе сыртқы диаметрінен кіші болса, дөңгеленудің ішкі жағындағы қабырғалардың қалыңдығы келесі формуламен есептелген мәннен аспауы қажет:

$$e_{\text{int}} = e\frac{2R-r}{2\text{R}-2\text{r}} \qquad (6.2.3\text{-}3)$$

бұл жерде,

$$r = \frac{D_o - e}{2} \qquad (6.2.3\text{-}4)$$

c) рұқсат етілетін кернеу қызмет ету мерзіміне тәуелді болса және дөңгелену радиусы құбырдың үш есе сыртқы диаметрінен кіші болса, дөңгеленудің ішкі жағындағы қабырғалардың қалыңдығы келесі формуламен есептелген мәннен аспауы қажет:

$$e_{\text{int}} = \max\left(e; \frac{e}{1,25}\frac{2R-r}{2R-2r}\right) \qquad (6.2.3\text{-}5)$$

r – (6.2.3-4) теңдеуіне сәйкес есептелген мән.

ЕСКЕРТПЕ Деформациялауға дейін қабырғалардың қалыңдығын анықтаған кезде деформациялаудың әдісі және осы саладағы өтіл ескерілу қажет. 6.2.3-1-кестесінде 6.2.3.2

талабы жүзеге асырылатын құбыр қабырғаларының қалыңдығы үшін болжалды мәндер көрсетілген.

6.2.3-1-кесте – Деформациялауға дейінгі қабырғалардың минималды қалыңдығы

Дөңгелену радиусы	6.2.3.1 бойынша стандартты әдіс	6.2.3.2 бойынша балама әдіс
10 D_o	1,02 e	1,04 e
8 D_o	1,03 e	1,05 e
6 D_o	1,04 e	1,06 e
5 D_o	1,04 e	1,08 e
4 D_o	1,05 e	1,10 e
3 D_o	1,06 e	1,13 e
2,5 D_o	1,07 e	1,16 e
2 D_o	1,10 e	1,20 e
1,5 D_o	1,15 e	1,25 e

6.2.3.3 Дәлірек әдістер

Құбырлардың иілгендіктерінің және бұрылуларының қабырғаларының қалыңдығын есептеу үшін дәлірек әдістер В қосымшасында берілген.

6.3 Секторлы бұрылулар

6.3.1 Жалпы ережелер

Секторлы бұрылуларды (6.3.2-1-суретті қараңыз) сесептеу үшін келесі ережелер тек төменгі талаптар орындалғанда ғана қолданылады:

a) қызмет ету мерзіміне тәуелсіз рұқсат етілетін кернеу

- есептік қысым p_c 20 барға (2,0 МПа) тең немесе одан кем болуы қажет;

b) қызмет ету мерзіміне тәуелді рұқсат етілетін кернеу

- құбырдың орын ауыстырулары компенсаторлармен өтелуі қажет;
- ішкі қысым 4 бармен (0,4 МПа) шектелуі қажет;
- тербеліс спектрдің толық ені бойынша қысыммен жүктеудің цикл саны 100 циклмен шектелуі қажет;
- жоғары температуралардағы айнымалы кернеу ескерілуі қажет.

Орталық бұрышы 22,5° асатын секторлы бұрылулар (6.3.2-1-суретте *a* бұрышын қараңыз) 7000 циклден асатын айнымалы жүктеме кезінде қолданылмауы тиіс.

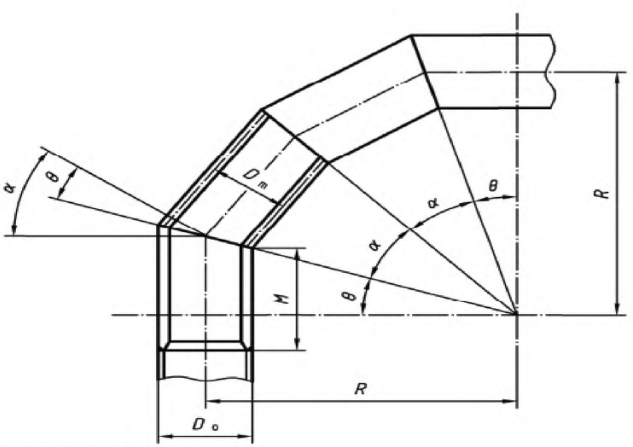
ЕСКЕРТПЕ Сектордың қимасында 3° дейін орталық бұрышы бар секторлы бұрылулар 6.1 көрсетілген әдіс бойынша есептелуі мүмкін.

6.3.2 Шартты белгіленулер

6.3 талаптары үшін 3.2-1-кестедегі шартты белгіленулерге қосымша 6.3.2-1-кестеде көрсетілген шартты белгіленулер қолданылады.

6.3.2-1-кесте – 6.3 қолданылатын шартты белгіленулер

Шартты белгілену	Анықтамасы	Өлшем бірлігі
R	Секторлы бұрылудың тиімді радиусы (6.3.2-1-суретті қараңыз)	мм
l_a	Қабырғалардың қалыңдығына e_a байланысты эмпирикалық мән (6.3.3-1-кестені қараңыз)	-
θ	Бұрыш (6.3.2-1-суретті қараңыз)	°
α	Орталық бұрыш (6.3.2-1-суретті қараңыз)	°



ЕСКЕРТПЕ $\alpha = 2\ \theta$

6.3.2-1-сурет – Секторлы бұрулудың сызбалық бейнесі

6.3.3 Секторлы бұрылудың тиімді радиусы

R мәні келесі мәннен төмен болмауы қажет:

$$R = \frac{l_a}{\tan\theta} + \frac{D_0}{2} \qquad (6.3.3\text{-}1)$$

l_a 6.3.3-1-кестесінде көрсетілген.

6.3.3-1-кесте – e_a үшін эмпирикалық мәндер l_a

e_a, мм	l_a, мм
$e_a \leq 13$	25
$13 < e_a < 22$	$2\ e_a$
$e_a \geq 22$	$2/3\ e_a + 30$

6.3.4 Бір көлбеу қимадан артық қималары бар секторлы бұрылулар

Бір көлбеу қимадан артық қималары бар секторлы бұрылулардағы (6.3.2-1-суретті қараңыз) максималды рұқсат етілетін ішкі қысым p_a - (6.3.4-1) және (6.3.4-2) формулалары бойынша есептелген мәндердің кішісі, соның ішінде бұл мән бұрышы θ 22,5° тең немесе одан кіші болатын бұрылулар үшін жарамды болады.

$$p_a = \frac{2fze_a}{D_m}\left(\frac{e_a}{e_a + 0,643\tan\Theta\sqrt{0,5D_m e_a}}\right) \qquad (6.3.4\text{-}1)$$

$$p_a = \frac{2fze_a}{D_m}\left(\frac{R - 0,5D_m}{R - 0,25D_m}\right) \qquad (6.3.4\text{-}2)$$

6.3.5 Бір көлбеу қимасы бар секторлы бұрылулар

Бір көлбеу қимасы бар секторлы бұрылу – бұл тек бір көлбеу қимасы бар секторлы бұрылу. Бір көлбеу қимасы және 22,5° дейін бұрышы Θ бар секторлы бұрылулардағы максималды рұқсат етілетін ішкі қысым p_a 6.3.4 бойынша есептеледі.

Бір көлбеу қимасы және 22,5° асатын бұрышы Θ бар секторлы бұрылулардағы максималды рұқсат етілетін ішкі қысым p_a келесі формула бойынша есептелуі қажет:

$$p_a = \frac{2fze_a}{D_m}\left(\frac{e_a}{e_a + 1,25\tan\Theta\sqrt{0,5D_m e_a}}\right) \qquad (6.3.5\text{-}1)$$

6.3.6 Тік қимасы бар секторлы бұрылуларға жалғасатын құбырлардың секторлары

Бұрылудың ішкі жағында көлбеу қимадан бастап ұзындықтағы қабырғалардың қалыңдығы тұрақты болуы қажет, бұл ұзындық M мәніне (6.3.2-1-суретті қараңыз) ең болып, келесі тәсілмен есептеледі:

$$M = \max\left\{2,5\sqrt{0,5D_m e_a}; \left(R - \frac{D_m}{2}\right)\tan\Theta\right\} \qquad (6.3.6\text{-}1)$$

6.4 Өткелдер

6.4.1 Таралу шарттары

6.4.4–6.4.8 талаптары тік дөңгелек конустар үшін және конус пен цилиндр айналудың бір осінде орналасқан конус/цилиндр қиылыстары үшін берілген. Көлбеу қимасы бар конустар үшін талаптар 6.4.9 белгіленген.

Талаптар:

- конустың төбесінде бұрыштың жартысы 75° асатын конустарға;

- $$\frac{e_a \cos\alpha}{D_c} \le 0,001 \qquad (6.4.1\text{-}1)$$

болатын конустарға;

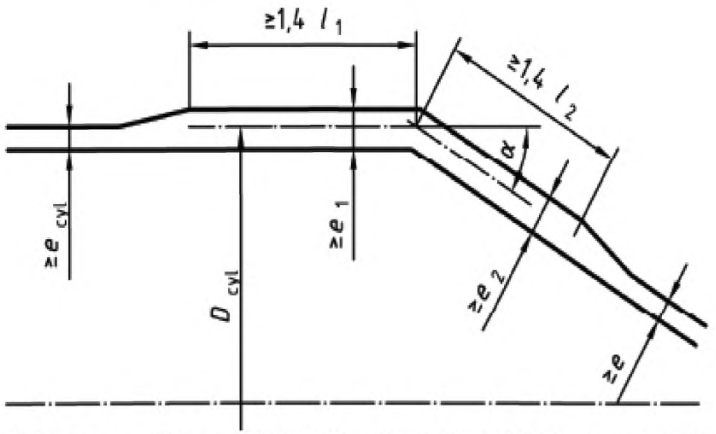
- сырт жақты қаптамамен байланыстыратын қысқа конустарға таралмайды.

Басқа бөлшектерге дейінгі минималды қашықтықтар үшін шектік мәндер бөлек бөлімдерде берілген.

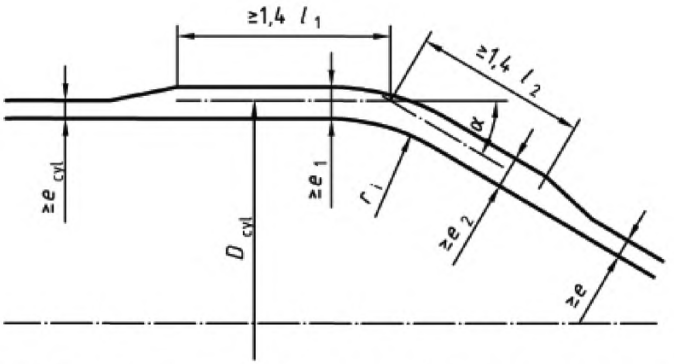
6.4.2 Қосымша терминдер мен анықтамалар

6.4.2.1 Цилиндр мен конус арасындағы байланыстырушы буын

Қабырғалардың орта қалыңдығымен цилиндрдің және конустың кесінділерінің байланысуы қажеттілік кезінде үлкейеді (6.4.2-1 және 6.4.2-2-суреттерді қараңыз, үлкен диаметрлі ұштар үшін мысалдар).



6.4.2-1-сурет – Белдемесі жоқ конус/цилиндр байланысу жерінің геометриялық формасы – үлкейтілген диаметрлі ұш



6.4.2-2-сурет – Белдемесі бар конус/цилиндр байланысу жерінің геометриялық формасы – үлкейтілген диаметрлі ұш

6.4.3 Арнайы шартты белгіленулер және қысқартылған сөздер

6.4 талаптары үшін 3.2-1-кестедегі шартты белгіленулерге қосымша 6.4.3-1-кестеде көрсетілген шартты белгіленулер қолданылады.

6.4.3-1-кесте – 6.4 қолданылатын шартты белгіленулер

D_c	Конуспен байланысу жеріндегі цилиндрдің орта диаметрі
D_e	Конустың сыртқы диаметрі
D_i	Конустың ішкі диаметрі
D_k	(6.4.4-7) формуласы бойынша есептелген диаметр
D_m	Конустың орта диаметрі
e_{con}	6.4.4 бойынша анықталатын конус қабырғасының талап етілетін қалыңдығы
e_{cyl}	6.1 бойынша анықталатын цилиндр қабырғасының талап етілетін қалыңдығы
e_i	Үлкен диаметрлі конус ұшындағы байланыстағы қабырғаның талап етілетін немесе белгіленген қалыңдығы
e_1	Байланыстағы цилиндр қабырғасының талап етілетін қалыңдығы
e_{1a}	Цилиндрдегі күшею қабырғасының белгіленген қалыңдығы
e_2	Байланыстағы конус пен белдеме қабырғасының талап етілетін қалыңдығы
e_{2a}	Конустағы күшею қабырғасының белгіленген қалыңдығы
f	Есептік кернеу. 6.4.6 - 6.4.9 бойынша байланыстарды жобалау үшін бұл бөлек байланыстырушы бөлшектер үшін белгіленген мәндердің ең кішісі
l_1	Цилиндр ұзындығы
l_2	Ұшында үлкен немесе кіші диаметрлі конустың ұзындығы

6.4.3-1-кесте *(жалғасы)*

r_i	Буын радиусы
α	Конус төбесіндегі бұрыштың жартысы (дәреже)
β	6.4.6 белгіленген коэффициент
β_H	6.4.8 белгіленген коэффициент
γ	6.4.7 белгіленген коэффициент
ρ	6.4.7 белгіленген коэффициент
τ	6.4.8 белгіленген коэффициент

6.4.4 Конус қабырғалары

Конустың кез-келген нүктесіндегі қабырғаның қажетті қалыңдығы келесі екі формулалардың бірінің көмегімен есептеледі:

$$e_{con} = \frac{p_c D_i}{2fz - P} \frac{1}{\cos\alpha} \qquad (6.4.4\text{-}1)$$

немесе

$$e_{con} = \frac{p_c D_e}{2fz + P} \frac{1}{\cos\alpha} \qquad (6.4.4\text{-}2)$$

D_i және D_e – қарастырылатын нүктелер.

Осы геометриялық формадағы келесі формула әрекет етеді:

$$PS = \frac{2fze_{con}\cos\alpha}{D_m} \qquad (6.4.4\text{-}3)$$

D_m – қарастырылатын нүкте.

Цилиндрмен байланысқан үлкейтілген диаметрлі конустың ұшы үшін келесі ауыстырулар жүргізілуі мүмкін:

$$D_i = D_k \qquad (6.4.4\text{-}4)$$

$$D_e = D_k + 2e_2\cos\alpha \qquad (6.4.4\text{-}5)$$

$$D_m = (D_i + D_e)/2 \qquad (6.4.4\text{-}6)$$

бұл жерде,

$$D_K = D_c - e_1 - 2r(1-\cos\alpha) - l_2\sin\alpha \qquad (6.4.4\text{-}7)$$

1-ЕСКЕРТПЕ Осы тармақта көрсетілген қалыңдық минималды мән болып табылады. Басқа байланыстырушы бөлшектермен байланысу жерлерінде немесе тіректерде күшейту немесе қысыммен жүктеуден басқа жүктемелерге төзу қажет болса қалыңдық үлкейтілуі қажет.

2-ЕСКЕРТПЕ Жоғарыда көрсетілген формулалар бойынша есептелген қабырға қалыңдығы конустың қарастырылатын нүктесі үшін рұқсат етілетін қабырғаның минималды қалыңдығы болғандықтан, кез-келген нүктеде минималды қалыңдық қамтылса, конустарды түрлі қалыңдықтағы табақтар ретінде әзірлеуге рұқсат етіледі.

6.4.5 Байланысу жерлері – Жалпы ережелер

6.4.6-6.4.8 талаптары бір байланысудан көрші байланысуға дейінгі арақашықтық, мысалы, конус/цилиндр байланысуының немесе ернемектің басқа орны, цилиндрде кем дегенде $2l_1$, ал конуста $2l_2$ құраса ғана әрекет етеді:

$$l_1 = \sqrt{D_c e_1} \qquad (6.4.5\text{-}1)$$

$$l_2 = \sqrt{\frac{D_c e_2}{\cos\alpha}} \qquad (6.4.5\text{-}2)$$

6.4.6 Белдемесіз цилиндр мен конустың табанында үлкейтілген диаметрлі конус арасындағы байланысу орындары

6.4.6.1 Таралу шарттары

6.4.6.2 және 6.4.6.3 талаптары, келесі шарттар орындалса, тек үшіне енеді:

1) Байланыс ішкі және сыртқы беттері бірқалыпты жалғас конусқа немесе цилиндрге жалғасатын, қабырға қалыңдығы бөлек жерлерде кішіреймейтін жапсарлы жікпен жүзеге асырылуы мүмкін.

2) Дәнекерленген жіктің қабырғасының қалыңдығы 1,4 e_j аспайтын жағдайда, дәнекерленген жік радиографиялық немесе ультрадыбыстық әдісті қолданатын 100% бұзбайтын бақылаудан өтуі қажет; басқа жағдайларда атқарудың сәйкес категориясы үшін қалыпты ережелерді қолдану қажет.

6.4.6.2 Есептеу

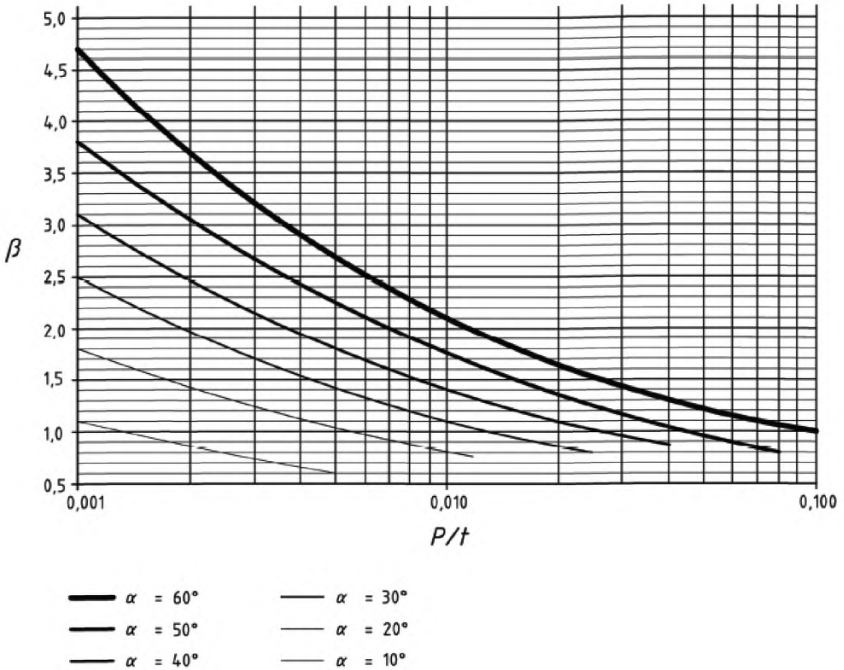
Цилиндрдің қажетті қалыңдығы (e_1) e_{cyl} немесе e_j мәндерінің үлкеніне тең болады, соның ішінде e_j мәнін келесідей есептеу қажет:

$$\beta = \frac{1}{3}\sqrt{\frac{D_c}{e_j}} \cdot \frac{\tan\alpha}{1+1/\sqrt{\cos\alpha}} - 0{,}15 \qquad (6.4.6\text{-}1)$$

$$e_j = \frac{p_c D_c \beta}{2f} \qquad (6.4.6\text{-}2)$$

(6.4.6-2) формуласы бойынша есептелген мән (6.4.6-1) формуласында қолданылатын мәннен кем емес болған жағдайда ғана нәтиже жарамды болып табылады. β, сондай-ақ, 6.4.6-1-суретіндегі бағандардан есептелуі мүмкін.

Қабырғаның бұл қалыңдығы байланысу жерінен 1,4 l_1 кем емес қашықтықта сақталуы қажет.



6.4.6-1-сурет – Конустың және белдемесі жоқ цилиндрдің байланысу жері үшін β коэффициентінің мәндері

Байланысу жеріндегі конус қабырғасының қажетті қалыңдығы (e_2) e_{con} және e_j мәндерінің үлкеніне тең болады. Қабырғаның бұл қалыңдығы байланысу жерінен 1,4 l_2 кем емес қашықтықта сақталуы қажет (6.4.6-1-суретті қараңыз).

Кейін 6.1 және 6.4.3 қабырғаның минималды қалыңдығының талаптары орындалса, күшеюді келесідей қайта бөлу рұқсат етіледі.

Цилиндр металының көлденең қимасының ауданы байланысу жерінен 1,4 l_1 қашықтықта 1,4 $e_1 l_1$ кем емес болса, цилиндр қабырғасының қалыңдығы байланысу жеріне жақын үлкейіп, кейін кішіреюі мүмкін. Конус металының көлденең қимасының ауданы байланысу жерінен 1,4 l_2 қашықтықта 1,4 $e_2 l_2$ кем емес болса, цилиндр қабырғасының қалыңдығы қосымша байланысу жеріне жақын үлкейіп, кейін кішіреюі мүмкін.

6.4.6.3 есептік мәліметтер

Осы геометриядағы максималды рұқсат етілетін қысым келесі формула бойынша есептеледі:

a) цилиндр үшін келесі формуланы қолданған жөн:

$$PS = \frac{2fze_a}{D_c} \qquad (6.4.6\text{-}3)$$

b) конустар үшін (6.4.4-3) формуласын қолданған жөн;

c) цилиндрдің күшейтілген қабырғасының қалыңдығын e_{1a} байланысу жерінде анықтаған жөн;

d) конустың күшейтілген қабырғасының қалыңдығын e_{2a} байланысу жерінде анықтаған жөн;

e) (6.4.4-3) формуласын e_{2a} қалыңдығымен және D_m диаметрімен қолданған жөн;

f) e_j мәнін e_{1a} және e_{2a} мәндерінің кішісі ретінде белгілеу қажет;

g) β мәнін (6.4.6-1) формуласы бойынша есептеген жөн, оның нәтижесінде келесі формуланы аламыз:

$$P_{\max} = \frac{2fe_j}{\beta D_c} \qquad (6.4.6\text{-}4)$$

h) максималды рұқсат етілетін қысым – бұл a), b), e) және g) бойынша анықталған қысымдардың кішісі.

ЕСКЕРТПЕ c) және d) тармақтарындағы күшейтілген қабырғаның қалыңдығын анықтау үшін келесі әдіс қолданылуы мүмкін:

1) e_{1a}, үшін мәнді шамалап (бастапқы мән ретінде байланысу жеріндегі қалыңдық алынуы қажет);

2) келесі формула бойынша есептеу қажет:

$$l_1 = 1{,}4\sqrt{D_c e_{1a}} \qquad (6.4.6\text{-}5)$$

3) l_1 қашықтығы шегінде қалыңдық тұрақты болса, e_{1a} мәні расталған болып саналады;

4) l_1 қашықтығы шегінде қалыңдық тұрақты болмаса, байланысу жерінен l_1 қашықтық шегінде металл ауданын A_1 есептеген жөн;

5) ең дұрыс бағалау мәні келесідей есептеледі:

$$e_{1a} = A_1 / l_1 \qquad (6.4.6\text{-}6)$$

1) тармақта көрсетілгендей, нәтиже e_{1a} мәнінен артық болмаса ғана жарамды болып саналады;

6) Нәтиже жарамсыз болса, 1) тармаққа қайтып келу қажет;

7) e_{2a} мәнін анықтау үшін ұқсас әдісті қолданған жөн:

$$l_2 = 1,4\sqrt{\frac{D_c e_{2a}}{\cos\alpha}} \qquad (6.4.6\text{-}7)$$

6.4.7 Белдемесі бар цилиндр мен конустың табанында үлкейтілген диаметрлі конус арасындағы байланысу орындары

6.4.7.1 Қолдану шарттары

Қолдану шарттарына келесі белгіленулерді орындау жатады:

белдеме – сақина тәріздес және жалғас конус пен цилиндрге бірқалыпты байланысады;

белдеме дөңгеленуінің ішкі радиусы $r_i < 0,3D_C$.

ЕСКЕРТПЕ Осы тармақ белдеме дөңгеленуінің радиусы үшін минималды мәндерді белгілемейді.

6.4.7.2 Есептеу

e_j мәнін келесі әдіспен анықтаған жөн:

e_j үшін мәнді шамалап, келесіні есептеу қажет:

$$\beta = \frac{1}{3}\sqrt{\frac{D_c}{e_j}} \cdot \frac{\tan\alpha}{1+1/\sqrt{\cos\alpha}} - 0,15 \qquad (6.4.7\text{-}1)$$

$$\rho = \frac{0,028 r_i}{\sqrt{D_c e_j}} \frac{\alpha}{1+1/\sqrt{\cos\alpha}} \qquad (6.4.7\text{-}2)$$

$$\gamma = 1 + \frac{\rho}{1,2\left(1+\frac{0,2}{\rho}\right)} \qquad (6.4.7\text{-}3)$$

$$e_j = \frac{p_c D_c \beta}{2 f \gamma} \qquad (6.4.7\text{-}4)$$

(6.4.7-4) формуласы бойынша алынған мән болжалды мәннен кем болмаса, нәтиже жарамды болып саналады.

Байланысу жеріндегі цилиндр қабырғасының қажетті қалыңдығы (e_1) e_{cyl} және e_j үшін мәндердің үлкеніне тең болады.

Қабырғаның бұл қалыңдығы цилиндр бойымен байланысу жерінен $1,4l$ кем емес қашықтықта және белдемеден/жалғас цилиндрден $0,5l_2$ дейін қашықтықта сақталуы қажет.

Байланысу жеріндегі белдеме мен конус қабырғасының қажетті қалыңдығы (e_2) e_{con} және e_j үшін мәндердің үлкеніне тең болады. Қабырғаның бұл қалыңдығы конус бойымен байланысу жерінен $1{,}4l_2$ кем емес қашықтықта және белдемеден/жалғас цилиндрден $0{,}7l_2$ дейін қашықтықта сақталуы қажет.

6.4.7.3 Есептеу мәліметтері

Осы геометрия кезіндегі максималды рұқсат етілетін қысым келесідей есептеледі:

a) белдеменің қасындағы цилиндр қалыңдығын e_{1a} және белдеме қалыңдығын e_{2a} және конустың жалғас бөлігінің қалыңдығын анықтаған жөн;

b) 6.7.1 шектеулері сақталғанын тексеру қажет.

c) цилиндрлер үшін $e_a = e_{1a}$ тең болатын (6.4.6-3) формуланы қолданған жөн;

d) конустар үшін $e_{con} = e_{2a}$ тең болатын (6.4.4-3) формуланы қолданған жөн;

e) e_j мәні үшін e_{1a} және e_{2a} мәндерінің кішісін алады;

f) β және γ мәндерін (6.4.7-1) және (6.4.7-3) формулалары бойынша есептейді, сонда

$$PS = \frac{2f\gamma e_j}{\beta D_c} \qquad (6.4.7\text{-}5)$$

g) максималды рұқсат етілетін қысым c), d) немесе f) бойынша анықталған қысымдардың кішісі болып табылады.

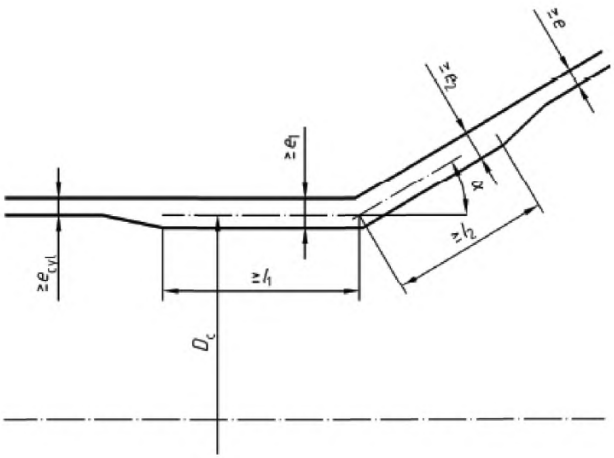
6.4.8 Цилиндр мен конустың табанында кіші диаметрлі конус арасындағы байланысу орындары

6.4.8.1 Қолдану шарттары

6.4.8.2 және 6.4.8.3 талаптары, келесі шарттар орындалса ғана, күшіне енеді:

a) цилидрдің қажетті қалыңдығы e_1 байланысы орнынан l_1 қашықтықта орналасып, ал конустың қажетті қалыңдығы e_2 байланысу орнынан l_2 қашықтықта орналасуы қажет (6.4.8-1-суретті қараңыз); және

b) қалыңдықтар 6.1 және 6.4.4 талаптарына сәйкес келеді.



6.4.8.1-1-сурет – Кішірейтілген диаметрлі табаны бар конус/цилиндр байланысу орнының геометриялық формасы

6.4.8.2 Есептеу

e_1 және e_2 қажетті қалыңдықтар келесі әдіспен анықталады. e_1 және e_2 сәйкес мәндерін шамалап, келесіні есептейді:

$$s = \frac{e_2}{e_1} \tag{6.4.8-1}$$

егер s < 1 болса,

$$\tau = s\sqrt{\frac{s}{\cos\alpha} + \sqrt{\frac{1+s^2}{2}}} \tag{6.4.8-2}$$

егер s ≥ 1 болса,

$$\tau = 1 + \sqrt{s\left\{\frac{1+s^2}{2\cos\alpha}\right\}} \tag{6.4.8-3}$$

$$\beta_H = 0,4\sqrt{\frac{D_c}{e_1}}\frac{\tan\alpha}{\tau} + 0,5 \tag{6.4.8-4}$$

егер

$$p_c \le \frac{2fze_1}{D_c\beta_H} \tag{6.4.8-5}$$

болса, e_1 және e_2 нәтижелері жарамды болып саналады.

ЕСКЕРТПЕ Осы әдіспен e_1 және e_2 бір-біріне тәуелді мәндерді есептейді. Мәндер есептеу талаптарын қанағаттандыру үшін еркін таңдала алады, мысалы, l_1 немесе l_2 қажетті мәндерін алу үшін.

6.1 және 6.4.4 талаптары кейін де орындалса, жоғарыда көрсетілген ереже бойынша келесі тәсілмен есептеуді өзгерту рұқсат етіледі:

а) егер $e_1 = e_2$ болса, қабырғасының қалыңдығы тең белдеме қосыла алады. l_1 және l_2 байланысу орнынан өлшейді (яғни, конус пен цилиндр қабырғалары қалыңдығының осьтік сызықтарының қиылысу нүктелері);

b) цилиндр металының көлденең қимасының ауданы байланысу орнынан l_1 қашықтықта $l_1 \cdot e_1$ кем емес болса, цилиндр қабырғасының қалыңдығы байланысу жеріне жақын үлкейіп, кейін жұқаруы мүмкін. Конус металының көлденең қимасының ауданы байланысу орнынан l_2 қашықтықта $1{,}4l_2\, e_2$ кем емес болса, конус қабырғасының қалыңдығы, қосымша, байланысу жеріне жақын үлкейіп, кейін жұқаруы мүмкін.

6.4.8.3 Есептеу мәліметтері

Осы геометриялық форма үшін максималды рұқсат етілетін қысым:

$$PS = \frac{2fze_1}{D_e\beta_H} \qquad (6.4.8\text{-}6)$$

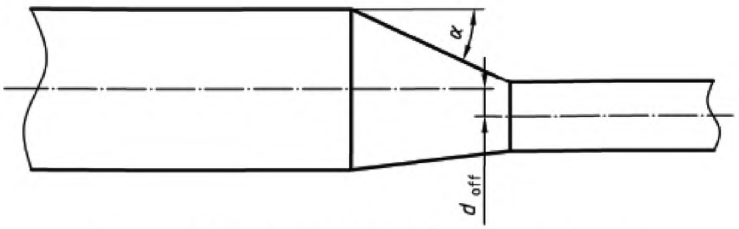
β_H мәнін, e_1 және e_2 мәндерінің орнына e_{1a} және e_{2a} мәндерін пайдаланып, (6.4.8-1) және (6.4.8-4) теңдеулерінен есептейді.

1-ЕСКЕРТПЕ e_{1a} және e_{2a} мәндерін анықтау үшін 6.4.6.3 Ескертпесінде көрсетілген әдісті қолданған жөн.

2-ЕСКЕРТПЕ Қажет болса, l_1 немесе l_2 мәндері үлкеймес үшін, қабырғалардың белгіленген қалыңдығы қабырғалардың қажетті қалыңдығынан асуы мүмкін.

6.4.9 Осьтік сызығы жылжыған өткелдер

Осы тармақтың талаптары Осьтік сызығы жылжыған өткелдерге (6.4.9-1-суретті қараңыз) әрекет етеді. Цилиндрлік бөлшектерде параллельді осьтік сызықтар болуы мүмкін, соынмен қатар, осьтік сызықтар арасындағы жылжу d_{off} олардың радиустарының айырмасынан аспауы қажет. Үлкен диамтерлі табанда байланысу орнындағы қабырғалардың қалыңдығы 6.4.6 немесе 6.4.7 бойынша есептелуі тиіс. Кіші диамтерлі табанда байланысу орнындағы қабырғалардың минималды қалыңдығы 6.4.8 бойынша есептелуі тиіс. Осы мәндердің үлкенін барлық өткел үшін қолданған жөн. α бұрышы үшін конустық және цилиндрлік бөлшек арасындағы ең үлкен бұрыш қолданылады.



6.4.9-1-сурет – Осьтік сызығы жылжыған өткел

6.4.10 Стандарттарда көрсетілмейтін соғылған арнайы өткелдер, мысалы, жоғары температуралар және/немесе жоғары ішкі қысымдар үшін, 6.4.10-1-суретте көрсетілгендей есептелуі қажет, соның ішінде:

$$l_1 \geq \sqrt{\frac{D_1 e_1}{\cos\alpha}} \qquad (6.4.10\text{-}1)$$

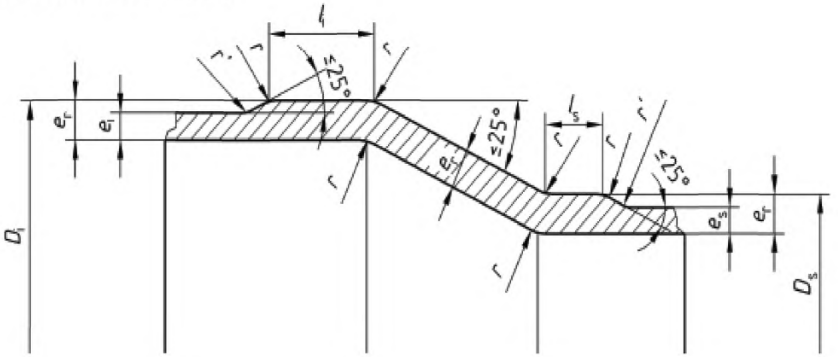
$$l_s \geq \sqrt{\frac{D_s e_s}{\cos\alpha}} \qquad (6.4.10\text{-}2)$$

$$r \geq 10 \text{ мм} \qquad (6.4.10\text{-}3)$$

$$r' \geq 100 \text{ мм} \qquad (6.4.10\text{-}4)$$

$$e_r = \max\left\{e_{cyl}; e_j\right\} \qquad (6.4.10\text{-}5)$$

6.1 сәйкес e_{cyl} және (6.4.7-4) теңдеуіне сәйкес e_j.
Бұл екі теңдеу орындалса, қосымша есептеулер қажет болмайды.
Басқаша есептелген өткелдер үшін олардың сәйкестігін растаған жөн.



6.4.10-1-сурет – Арнайы соғылған өткелдер

6.5 Құбырдың иілгіш құрауыштары

6.5.1 Жалпы ережелер

Осы бөлімшенің талаптары, бір жағынан, құбырлардың немесе байланысу орындарындағы және жабдықтардағы салыстырмалы орын ауыстырулар мен жылжуларды жұтуға, екінші жағынан, күшейтулер мен жағдайларды, яғни, құбырлар мен олардың қосылыстарында кернеулерді, азайтуға арналған компенсаторлар мен орамдалған гофрленген шлангтарға әрекет етеді.

Осындай байланыстырушы бөлшектірді өндірушілер олардың лайықты есебіне және өндірілуіне жауапты болады.

6.5.2 Компенсаторлар

Компенсаторлары бар құбырлардың қызмет етуі үлкен дәрежеде барлық байланыстырушы бөлшектердің дұрыс байланысуына тәуелді болады. Бұл құбырды, оның тіректерін және бекіту нүктелерін, сонымен қатар, олардың компенсаторлармен әрекеттесуін толықтай қарастыруды қажет етеді. Компенсаторлар бөлек қолданыстағы бұйымдар ретінде қарастырылмауы тиіс.

Компенсаторларды жобалау және монтаж жүргізу үшін (С қосымшасын қараңыз).

Компенсаторларды есептеу, жобалау және монтаж жүргізу үшін келесі мәліметтер анықталуы қажет:

- компенсатордың типі (осьтік, бұрыштық, бүйір, бойлық немесе әмбебап компенсатор);
- байланыстыратын бөлік (бөлшек, дәнекерленетін ұш, ернемек);
- DN номиналды диаметр немесе байланыстырылатын бөлшектердің өлшемдері (мысалы, құбырдың диаметрі, қабырғалардың қалыңдығы);
- жұмыс немесе есептік қысым;
- жұмыс немесе есептік температура;

- компенсатордың орын ауыстыруы;
- жалпы осьтік орын ауыстыру;
- жалпы бұрыштық орын ауыстыру;
- жалпы бойлық орын ауыстыру;
- алдын ала созылу (шамасы, бағыты);
- жүктеме циклдің саны (орын ауыстыру, қысым);
- тасымалданатын зат (түрі, салыстырмалы салмағы, қосымдар);
- тасымалданатын заттың ағымының жылдамдығы;
- материалға қойылатын талаптар;
- қосымша жүктемелер (4.2.4 қараңыз).

Бөлек орын ауыстырулар өндіруші есептік мәліметтер белгілеген жүктемелердің тіркестері ретінде анықтала алады.

ЕСКЕРТПЕ Металдан жасалған компенсаторлардың гофрларының, олар байланысатын құбырдың байланыстырушы бөлшектеріне қарағанда, қабырғаларының қалыңдығы айтарлықтай жұқа болады. Сондықтан, оларды коррозиялық ортада қолданған кезде сәйкес болжалды әсерлерге төзетін материалдан әзірлеген жөн.

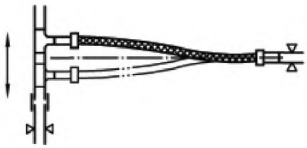
Компенсаторларды өндірушілер жүйелік сараптама үшін сұрау бойынша келесі мәліметтерді ұсынуы тиіс:

- орын ауыстырудың барлық бағыттары бойынша реттеу күшеюінің шамасы;
- айналудың барлық осьтерінің айналасында реттеу жағдайларының шамасы;
- топсаның (мүшеленудің) мойынтіректеріндегі (тіректеріндегі) күшеюлер мен жағдайлар;
- тартылмаған компенсаторлардың осьтік күшеюінің қысымынан пайда болған, бекіту нүктелеріне әсер ететін қысудың осьтік күшеюі.

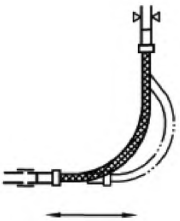
6.5.3 Гофрленген құбыршектер

Қысымның гофрленген құбыршектері ось бойы созылып, жалғас құбырларға қысу күшеюлерін бермейді.

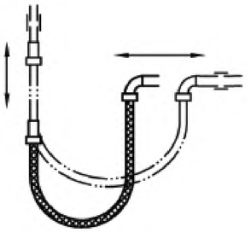
Осьтік орын ауыстырулар үшін тік құбыршектер қолданылмауы тиіс, осындай орын ауыстырулар бүйір жақтан немесе 90° немесе 180° иілген құбыршектерді (6.5.3-1, 6.5.3-2, 6.5.3-3-суреттерді қараңыз) қолданудың көмегімен жүргізілуі тиіс.



6.5.3-1-сурет



6.5.3-2-сурет



6.5.3-3-сурет

Құбыршектерді есептеу үшін өндіруші келесі мәліметтерді ескеруі тиіс:

- ескерілген қолданыстың сипаттамасы;
- құбыршектің номиналды ішкі диаметрі;
- максималды рұқсат етілетін жұмыс қысымы (ішкі қысым және/немесе атмосфералық қысым);
- орын алса, вакуум;
- қоршаған ортаның температурасы және максималды рұқсат етілетін жұмыс температурасы;
- материалдың техникалық шарттары;
- тасымалданатын зат;
- ықтимал коррозия, эрозия және абразия бойынша;
- тасымалданатын заттың ағымының жылдамдығы;
- орын ауыстырулар және/немесе тербелістер (ықтимал кездесетін бұрауларды қоса);
- ескерілген қызмет ету мерзімі (мысалы, жүктеме цикл саны);
- құбыршек үшін байланыстырылатын бөлшектердің түрі;
- қажет болса, сыртқы және ішкі қорғаныс шаралары;
- жылумен өңдеуге және/немесе тазартуға қойылатын ерекше талаптар;
- жобалауға және қызмет ету мерзіміне әсер ете алатын барлық басқа параметрлер немесе жүктемелер (мысалы, гидравликалық соққы).

Егер орамдалған гофрленген құбыршектер түрлі жағдайларда қолданылса (мысалы, жұмыстың қалыпты режимі кезінде және тазарту кезінде), өндіруші осы жағдайлар үшін барлық маңызды мәліметтерді ескеруі тиіс.

6.6 Бұрандамалардағы ернемекті қосылыстар

6.6.1 Жалпы ережелер

Бұрандамалар орналасқан шеңбердің шектерінен шығатын төсемелері жоқ ернемекті қосылыстарды есептеу үшін келесі ережелерді қолданады:

- еуропалық стандарт бойынша стандартты ернемектер қолданылса және басқа талаптар белгіленбесе, ернемекті таңдауды сәйкес еуропалық стандарт

бойынша температура мен қысымды салыстырудың көмегімен жүзеге асыру қажет;

- жобалау кезінде стандартты емес ернемек үшін EN 1591 көрсетілген есептеу әдісі немесе Тэйлор-Форг әдісіне негізделген алгоритм қолданылуы тиіс.

Ернемекті қосылыстардың герметикалылығына ерекше талап қойылса, есептеу EN 1591 P қосымшасы бойынша жүргізілуі қажет.

Байланыстырылған құбырдан пайда болған жанасу жүктемелер ескерілуі қажет.

Ернемектер, бұрандамалар және сомындар үшін материалдардың классификациясы EN 1515-2 (PN ернемектер) және EN 1515-3 (Ернемектердің классы) стандарттарында белгіленген. Бұрандамалық байланысудың қимасы D қоымшасына немесе P қосымшасына және EN 1515-4 сәйкес келдеі.

6.6.2 Шартты белгіленулер

6.6 талаптары үшін 3.2-1-кестедегі шартты белгіленулерге қосымша 6.6.2-1-кестеде көрсетілген шартты белгіленулер қолданылады.

6.6.2-1-кесте – 6.6 қолданылатын шартты белгіленулер

Шартты белгілену	Анықтамасы	Өлшем бірлігі
P_{eq}	Эквивалентті есептік қысым	МПа (N/мм^2)
P	Ішкі есептік қысым	МПа (N/мм^2)
F	Тарту осьтік күш (теңдеуде оң мәнге тең болуы қажет)	N
M	Сыртқы иілетін жағдай	N мм
G	Жүктеме астындағы төсеменің диаметрі	мм

6.6.3 Стандартты ернемекті қосылыс

Ернемектің материалы және есептік температура ескерілетін максималды рұқсат етілетін қысымды қамтамасыз ететін материал бойынша белгіленген талаптарға сәйкес келетін стандартты болат ернемекті қосылыс, келесі шарттар орындалса, кедергіні тексеру үшін есептеулерді жүргізу қажеттілігі болмайтын, ішкі қысымы бар құбырдың құрылымында қолданыла алады:

a) әр стандартты қолдану режимі үшін есептік қысым белгіленген максималды рұқсат етілетін қысымның мәнінен артық болмайды;

b) ернемекті қосылыс ішкі қысымның әсеріне, осьтік жүктемеге және иілетін жағдайға ұшырайтын режимдер үшін (6.6.2-1) формуласы бойынша эквивалентті есептік қысым P_{eq} a) тармақшасында белгіленген шектерден артық болмайды.

$$P_{eq} = P + \frac{4F}{\pi G^2} + \frac{16|M|}{\pi G^3} \qquad (6.6.2\text{-}1)$$

G – төсеменің қысу жүктемесі қолданылатын шеңбердің диаметрі (әдетте төсеменің орта диаметрі).

c) әр номиналды қысым PN үшін төсемелердің типтері EN 1514-1 бастап EN 1514-8 дейін белгіленген;

d) әр номиналды қысым PN бойынша ернемекті қосылыс үшін бұрандамалық бекітудің күші EN 1515-1 бастап EN 1515-1-4 дейін белгіленген;

e) ернемектер мен бұрандамалық қосылыс арасындағы температуралардың айырмасы ешбір жағдайда 50°C аспауы қажет;

f) есептік температура ≥ 120°C болса, ернемек материалының температуралық кеңею коэффициенті бұрандама материалының температуралық кеңею коэффициентінен 10% артық болмауы қажет.

6.6.4 Стандартты емес ернемекті қосылыс

Стандартты емес ернемекеті қосылысты пайдаланған кезде жобалау D қосымшасы қолданылған, Тейлор-Форг әдісінде көрсетілген алгоритмді қолданып, EN 1591-1 есептік әдісінің көмегімен жүргізіледі.

1-ЕСКЕРТПЕ Тейлор-Форг әдісін қолданған кезде герметикалық қамтамасыз етілмейді.

2-ЕСКЕРТПЕ EN 1591 көрсетілген алгоритм жанасу жүктемелерін ескереді.

3-ЕСКЕРТПЕ Бұл жағдайларда оның көмегімен бұрандамалар тартылатын тәсілге ерекше назар аудару қажет. EN 1591 стандартында тартудың түрлі тәсілдерінде бұрандамаға күшеюді бөлу үшін болжалды мәндер көрсетілген.

7 Ішкі қысымы бар бітеуіштерді есептеу

7.1 Дөңес бітеуіштер

7.1.1 Шартты белгіленулер

7.1 талаптары үшін 3.2-1-кестедегі шартты белгіленулерге қосымша 7.1.1-1-кестеде көрсетілген шартты белгіленулер қолданылады.

7.1.1-1-кесте – 7.1 қолданылатын шартты белгіленулер

Шартты белгілену	Анықтамасы	Өлшем бірлігі
E_{kn}	Белдеме қабырғасының қалыңдығы	мм
E_s	Сфералық бөлікте мембранадағы кернеуді шектеу үшін белдеме қабырғасының минималды қалыңдығы	мм
$e_{kn\,y}$	Ағым симметриясының осінің бағыты бойынша белдеме қабырғасының минималды қалыңдығы	мм
$e_{kn\,b}$	Пластикалық дөңестердің бағыты бойынша белдеме қабырғасының минималды қалыңдығы	мм

7.1.1-1-кесте *(жалғасы)*

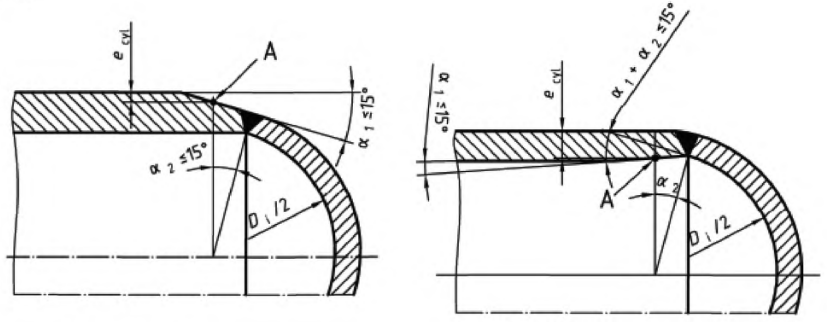
Шартты белгілену	Анықтамасы	Өлшем бірлігі
D_0	Бітеуіштің сыртқы диаметрі	мм
D_i	Бітеуіштің ішкі диаметрі	мм
h_i	Эллипстік бітеуіштің ішкі биіктігі	мм
K	Эллипстік бітеуіш формасының коэффициенті	мм
R_i	Торосфералық бітеуіштің ішкі радиусы	мм
r_i	Белдеменің ішкі радиусы	мм
p_s	Сфералық бөлікте мембранадағы кернеуді шектеу үшін бітеуіштің максималды рұқсат етілетін қысымы	МПа ($N/мм^2$)
$p_{kn\,y}$	Ағым симметриясының осінің бағыты бойынша белдеменің максималды рұқсат етілетін қысымы	МПа ($N/мм^2$)
$p_{kn\,b}$	Пластикалық дөңестердің бағыты бойынша белдеменің максималды рұқсат етілетін қысымы	МПа ($N/мм^2$)

7.1.2 Жартылай сфералық бітеуіштер

Жартылай сфералық бітеуіш қабырғасының қажетті минималды қалыңдығы келесі формула бойынша анықталады:

$$e = \frac{p_c D_i}{4fz - p_c} \qquad (7.1.2\text{-}1)$$

7.1.2-1 а) және b) суреттерінде көрсетілген A нүктесінде дейінгі цилиндрлік бөліктің қабырғасының қалыңдығы e_{cyl} 6.1 бойынша есептелген сәйкес құбырдың қабырғасының минималды қалыңдығынан кем болмауы тиіс.



a) Сыртқы ойық

b) Ішкі ойық

7.1.2-1-сурет – Жартылай сфералық бітеуіштер

7.1.3 Торосфералық бітеуіштер

Келесі шарттар бір уақытта орындалған жағдайда ғана осы бөлімшенің талаптары орындала алады:

$r_i \le 0{,}2D_i$

$r_i \ge 0{,}06D_i$

$r_i \ge 2e$

$0{,}001D_i \le e \le 0{,}08D_i$

$R_i \le D_o$

Егер $e < 0{,}003\ D_i$ болса, әдіс тек келесі жағдайлар үшін қолданылуы тиіс:

- көміртекті және аустенитті тот баспайтын болаттан жасалған түптер үшін;
- $t_c \le 100$°C есептік температурасы үшін.

Минималды қажетті қалыңдық e e_s, $e_{kn\,y}$ және $e_{kn\,b}$ мәндерінен ең үлкені болуы қажет, бұл жерде

$$e_s = \frac{p_c R_i}{2fz - 0{,}5p_c} \qquad (7.1.3\text{-}1)$$

$$e_{kny} = \frac{\beta p_c (0{,}75R_i + 0{,}2D_i)}{f} \qquad (7.1.3\text{-}2)$$

сонымен бірге, β мәні 7.1.5 сәйкес есептеледі

$$e_{knb} = (0{,}75R_i + 0{,}2D_i)\left\{\frac{p_c}{111f_b}\left(\frac{D_i}{r_i}\right)^{0{,}825}\right\}^{\frac{1}{1{,}5}} \qquad (7.1.3\text{-}3)$$

f_b – дөңестерге қарсы рұқсат етілетін кернеу:

- салқын пішіндеуге ұшыраған аустенитті тот баспайтын болаттан басқа барлық материалдар үшін келесі тәсілмен есептеледі:

$$f_b = f \qquad (7.1.3\text{-}4)$$

- салқын пішіндеуге ұшыраған аустенитті тот баспайтын болат үшін келесі тәсілмен есептеледі:

$$f_b = 1{,}6f \qquad (7.1.3\text{-}5)$$

ЕСКЕРТПЕ 1,6 коэффициентінің көмегімен материалдың орнығуы ескеріледі.

Осы форма үшін максималды қысым PS келесі тәсілдермен есептелетін p_s, $p_{кп\,y}$ және $P_{кпb}$ мәндерінің кішісі болып табылады:

$$p_S = \frac{2fe_a z}{R_i + 0{,}5e_a} \qquad (7.1.3\text{-}6)$$

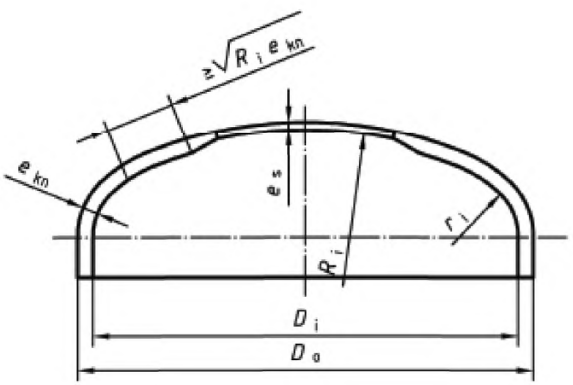
$$p_{knv} = \frac{fe_a}{\beta(0,75\mathrm{R}_i + 0,2\mathrm{D}_i)} \qquad (7.1.3\text{-}7)$$

бұл жерде β мәнін 7.1.5 сәйкес есептейді

$$p_{knb} = 111 f_b \left(\frac{e_a}{0,75\mathrm{R}_i + 0,2\mathrm{D}_i} \right)^{1,5} \left(\frac{r_i}{D_i} \right)^{0,825} \qquad (7.1.3\text{-}8)$$

ЕСКЕРТПЕ Егер $e_{kn\ v} > 0{,}005\ D_i$ болса, $e_{kn\ b}$ немесе $p_{kn\ b}$ мәндерін есептеу қажет емес.

Белдемеден шеңбер ұзындығының кесіндісі 7.1.3-1-суретте көрсетілгендей, $\sqrt{R_i e_{kn}}$ кесіндісіне тең немесе одан да үлкен болса, бітеуіштің сфералық бөлігінің қабырғасының қалыңдығын e_s мәніне дейін жұқартуға рұқсат етіледі.



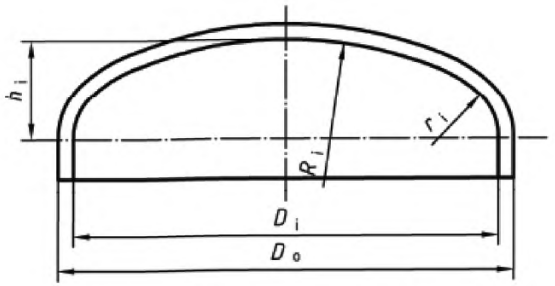
7.1.3-1-сурет – Торосфералық бітеуіштер

Барлық цилиндрлік жиектер 6.1 белгіленген, тік құбырларға қойылатын талаптарға сәйкес келуі қажет, олардың ұзындығы $0{,}2\sqrt{D_i e_{kn}}$ артық болмаса, олардың қабырғаларының қалыңдығы белдеме қабырғасының қалыңдығына тең болуы тиіс.

7.1.4 Эллипстік бітеуіштер

Осы тармақтың талаптары $1{,}7 < K < 2{,}2$ және $z = 1$ мәндері бар бітеуіштерге әрекет етеді, бұл жерде,

$$K = \frac{D_i}{2h_i}$$ (7.1.4-1-суретті қараңыз).



7.1.4-1-сурет – Эллипстік бітеуіштер

Эллипстік бітеуіштер ұқсас торосфералық бітеуіштер сияқты жобаланады, сонымен бірге,

$$r_i = D_i(0,5/\mathrm{K} - 0,08) \qquad (7.1.4\text{-}1)$$

$$\mathrm{R}_i = D_i(0,44\mathrm{K} + 0,02) \qquad (7.1.4\text{-}2)$$

7.1.5 β коэффициентін есептеу

β мәнін келесі теңдеулермен есептеу қажет:

$$Y = \min(\mathrm{e}/\mathrm{R}_i; 0,04) \qquad (7.1.5\text{-}1)$$

$$\mathrm{Z} = \log(1/\mathrm{Y}) \qquad (7.1.5\text{-}2)$$

$$X = r_i / D_i \qquad (7.1.5\text{-}3)$$

$$N = \left(1,006 - \frac{1}{6,2 + (90\,\mathrm{Y})^4}\right) \qquad (7.1.5\text{-}4)$$

$X = 0,06$ үшін

$$\beta = \beta_{0,06} = N(-0,3635\mathrm{Z}^3 + 2,2124\mathrm{Z}^2 - 3,2937Z + 1,8873) \qquad (7.1.5\text{-}5)$$

$0,06 < X < 0,1$ үшін

$$\beta = 25\left[(0,1 - x)\beta_{0,06} + (x - 0,06)\beta_{0,1}\right] \qquad (7.1.5\text{-}6)$$

$X = 0,1$ үшін

$$\beta = \beta_{0,1} = N(-0,1833\mathrm{Z}^3 + 1,0383\mathrm{Z}^2 - 1,2943Z + 0,8370) \qquad (7.1.5\text{-}7)$$

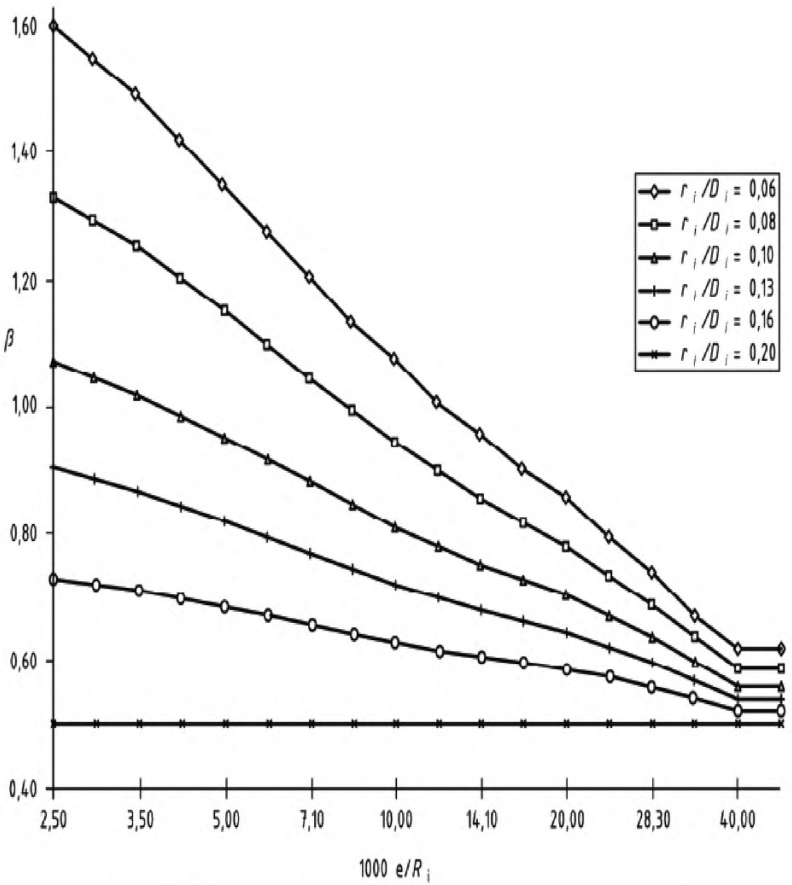
$0,1 < X < 0,2$ үшін

$$\beta = 10\lfloor (0,2 - x)\beta_{0,1} + (x - 0,1)\beta_{0,2} \rfloor \qquad (7.1.5\text{-}8)$$

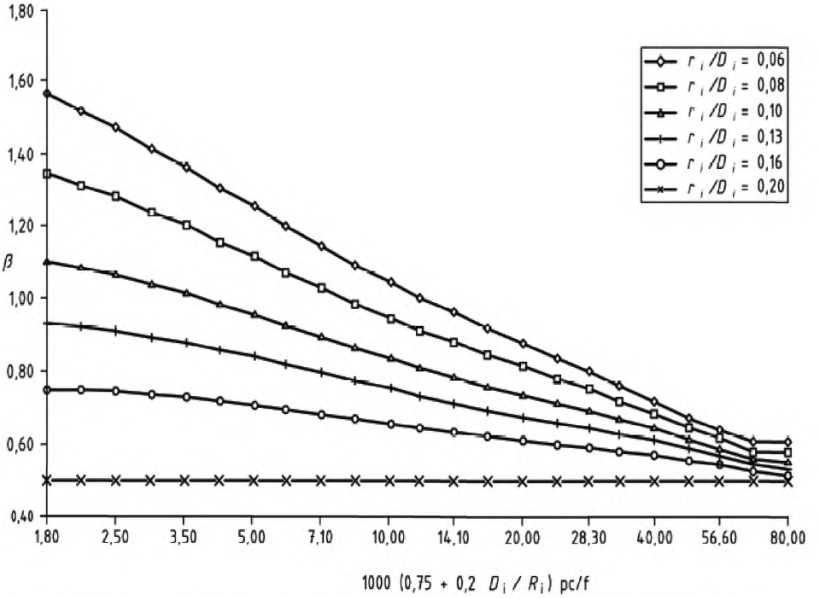
$X = 0,2$ үшін

$$\beta = \beta_{0,2} = \max\lfloor (0,532 - 1,843Y - 78,375Y^2), (0,5) \rfloor \qquad (7.1.5\text{-}9)$$

ЕСКЕРТПЕ β мәндері 7.1.5-1 және 7.1.5-2-суреттерден таңдалуы мүмкін.



7.1.5-1-сурет – Торосфералық бітеуіштер үшін есептеу



7.1.5-2-сурет – Торосфералық бітеуіштер үшін қысым деңгейлері

7.2 Дөңгелек тегіс бітеуіштер

7.2.1 Жалпы ережелер

Осы бөлімшенің талаптары саңылаулардың күшеюін ескеріп, құбырмен дәнекерленген немесе бұрандалған дөңгелек тегіс бітеуіштерді есептеу үшін қолданады.

7.2.2 Шартты белгіленулер

7.2 талаптары үшін 3.2-1-кестедегі шартты белгіленулерге қосымша 7.2.2-1-кестеде көрсетілген шартты белгіленулер қолданылады.

7.2.2-1-кесте – 7.2 қолданылатын шартты белгіленулер

Шарты белгіле	Анықтамасы	Өлшем бірлігі
b	Тығыздаушы төсеменің тиімді ені	мм
D	Саңылау диаметрі немесе ұқсас диаметр	мм
d_i	Штуцердің ішкі диаметрі	мм
d_0	Штуцердің сыртқы диаметрі	мм
e	Саңылаусыз бітеуіш қабырғасының қажетті минималды қалыңдығы	мм

7.2.2-1-кесте *(жалғасы)*

Шартты белгіле	Анықтамасы	Өлшем бірлігі
e_{ab}	Штуцер қабырғасының белгіленген қалыңдығы	мм
e_{rb}	Ішкі қысымы бар штуцер қабырғасының қажетті	мм
e_{op}	Саңылау күшеюі бар бітеуіш қабырғасының қажетті минималды қалыңдығы	мм
e_{af}	Бітеуіш қабырғасының болжалды қалыңдығы	мм
e_{eq}	Бітеуішке жақын цилиндрлік құбыр қабырғасының	мм
e_{rq}	Жүк түсіретін бунағы бар тегіс бітеуіш қабырғасының қажетті минималды қалыңдығы	мм
e_1	Жиек қабырғасының қажетті минималды қалыңдығы	мм
e_A	Тығыздаушы төсемені алдын ала деформациялау үшін	мм
e_p	Қысымның әр деңгейі үшін бітеуіш қабырғасының қажетті минималды қалыңдығы	мм
f_1	Бітеуіш материалының есептік кернеуі	МПа ($N/мм^2$)
f_2	Бітеуіштің цилиндрлік бөлігі үшін қолданылатын материалдың есептік кернеуі	МПа ($N/мм^2$)
f_A	Тығыздауды орнықтыру үшін бітеуіш материалының есептік кернеуі	МПа ($N/мм^2$)
h	Ойық ортасынан құбырдың ішкі диаметріне дейінгі арақашықтық	мм
l	Штуцердің салмақ түсетін ұзындығы	мм
l_{cyl}	7.2.3-1-суретіне сәйкес өлшенген бітеуіштің цилиндрлік бөлігінің ұзындығы	мм
m	Тығыздау коэффициенті	-
r_i	Тегіс бітеуіштің ішкі радиусы	мм
y	Тығыздау қысымы	МПа ($N/мм^2$)
A_r	Штуцер күшеюінің беті	мм

7.2.2-1-кесте *(жалғасы)*

Шартты белгілену	Анықтамасы	Өлшем бірлігі
D_i	Цилиндрлік қабыршақтың немесе цилиндрлік құбырдың ішкі диаметрі. Ұш жағына жақын	мм
D_{eq}	Тегіс бітеуіштің болжалды диаметрі	мм
D_p	Тығыздаушы төсеменің орта диаметрі	мм
D_t	Саңылау диаметрі	мм
F_A	Тығыздауды орнықтыру жағдайында	N
K	Екі көрші саңылаудың осьтік сызықтары арасындағы арақашықтық	мм
Y_1	Саңылау күшеюінің есептік коэффициенті	-
Y_2	Саңылау күшеюінің басқа есептік коэффициенті	-

7.2.3 Анкерлі бекітумен бекітілмеген, цилиндрлік қабыршақтармен немесе цилиндрлік құбырлармен дәнекерленген тегіс дөңгелек бітуеіштер

7.2.3.1 Жалпы ережелер

Осы тармақтың талаптары құбырдың соңғы жағына дәнекерленген, саңылаулары жоқ, анкерлі бекітумен бекітілмеген тегіс бітеуіштердің қабырғаларының қалыңдығын анықтау үшін қолданылады.

Талаптар келесі бітеуіштерге әрекет етеді:

a) 7.2.3-1-суретте көрсетілгендей цилиндрлік қабыршақпен жапсарлы жікпен дәнекерленген негізі бар тегіс бітеуіштер.

b) 7.2.3-3-суретте көрсетілгендей цилиндрлік қабыршақпен бөлшектеп немесе толықтай бұрыштық жікпен дәнекерленген тегіс бітеуіштер;

c) 7.2.3-5-суретте көрсетілгендей жиек бойынша жүк түсіретін бунағы бар тегіс бітеуіштер.

ЕСКЕРТПЕ 7.2.3 қарастырылатын ақаулардың түрлері – бұл бітеуіштердің ортасындағы шамадан тыс пластикалық деформациялану және бітеуішпен байланысу орнындағы құбырдың үдемелі пластикалық ақауы.

7.2.3.2 Ергенектелген тегіс бітеуіштер

Ергенектелген бітеуіштің қабырғасының қажетті минималды қалыңдығын келесі формула бойынша есептейді:

$$e = C_1 D_{eq} \sqrt{\frac{p_c}{f_1}} \qquad (7.2.3\text{-}1)$$

C_1 – 7.2.3-2-сурет бойынша немесе келесі теңдеу бойынша анықталатын фактор:

$$C_1 = \max\left(0,40825A_1\frac{D_i+e_{eq}}{D_i};0,299\left(1+1,7\frac{e_{eq}}{D_i}\right)\right) \qquad (7.2.3\text{-}2)$$

бұл жерде,

$$A_1 = B_1\left(1-B_1\frac{e_{eq}}{2(D_i+e_{eq})}\right) \qquad (7.2.3\text{-}3)$$

$$B_1 = 1-\frac{3f}{p_c}\left(\frac{e_{eq}}{(D_i+e_{eq})}\right)^2+\frac{3}{16}\left(\frac{D_i}{(D_i+e_{eq})}\right)^4\frac{p_c}{f_1}-\frac{3}{4}\frac{(2D_i+e_{eq})e_{eq}^2}{(D_i+e_{eq})^3} \qquad (7.2.3\text{-}4)$$

Тегіс бітеуіштің ергенектелген жиегін цилиндрлік бөлікпен дөңгелек жапсарлы жікпен дәнекерлеген жөн.

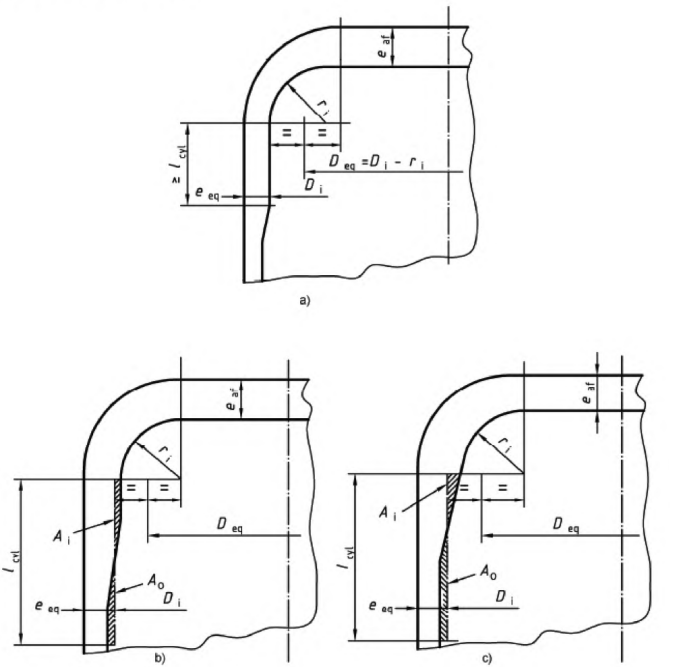
Бұл формула, радиус $r_i > e_{af}$ болса, қолданылады. Барлық басқа жағдайларда ергенектелген бітеуіштер ергенектелмеген бітеуіштер ретінде есептелуі қажет (7.2.3.3 қараңыз).

Қабырғалардың қалыңдықтарының осьтік сызықтары жылжытылуы мүмкін, алайда, жылжыту ішкі немесе сыртқы беттердің осьтілігінің сызықтарының шектерінен шықпауы қажет. Бет максимум 30° бұрышпен қисайтылуы тиіс.

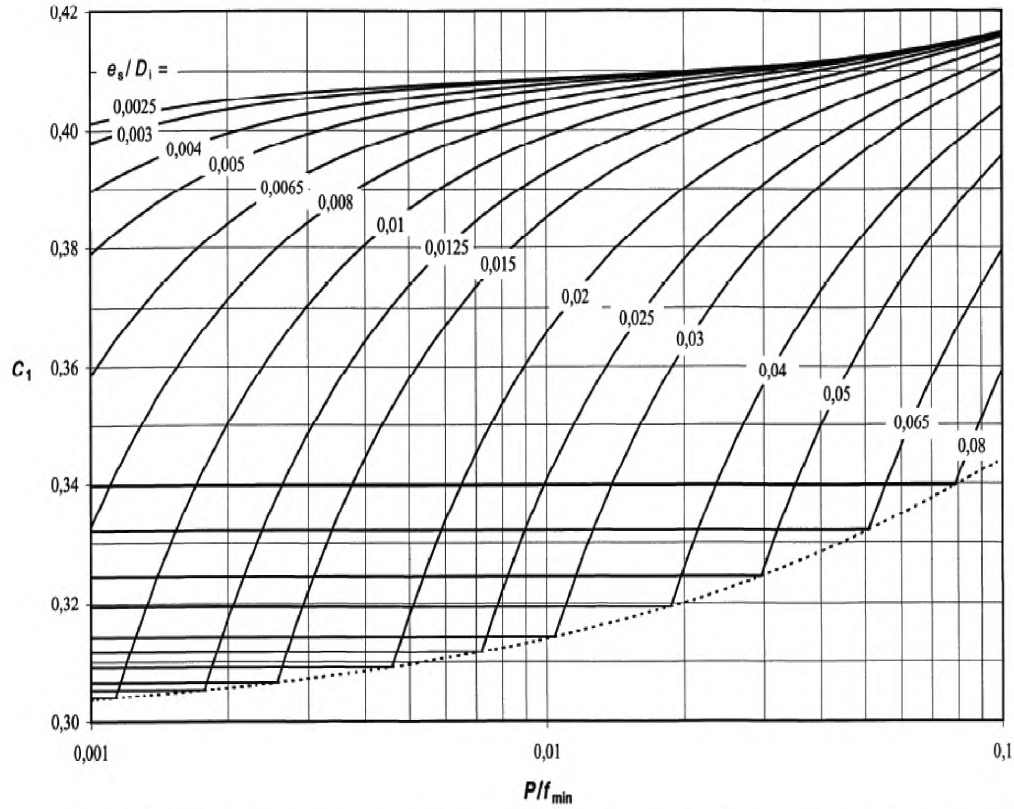
Келесі формула бойынша есептелетін ұзындық бойынша цилиндрлік бөліктің қабырғасының белгіленген қалыңдығы, кем дегенде, e_{eq} мәніне тең болуы тиіс:

$$l_{cyl} = 0,5\sqrt{(D_i+e_{eq})e_{eq}} \qquad (7.2.3\text{-}5)$$

Бітеуішке жақын орналасқан цилиндрлік бөліктің қабырғасының қалыңдығы тұрақты емес болса, ұзындық бойынша қабырғаның ұқсас қалыңдығы 7.2.3-1 b) және 7.2.3-1 c)-суреттерінде көрсетілгендей, кем дегенде, e_{eq} мәніне тең болуы тиіс; соның ішінде $A_i = A_0$ болуы қажет.



7.2.3-1-сурет – Ергенектелген тегіс бітеуіштер



ЕСКЕРТПЕ P/f_{min} тұрақты мәні үшін түзу сызықтың e_s/D_i,C_1 үшін қисық сызықпен қиылысулары P/f_{min} үшін қисық сызығының сол жағында орналасқан жағдайда төменгі қисық сызықтағы қиылысу нүктесін қолданған жөн.

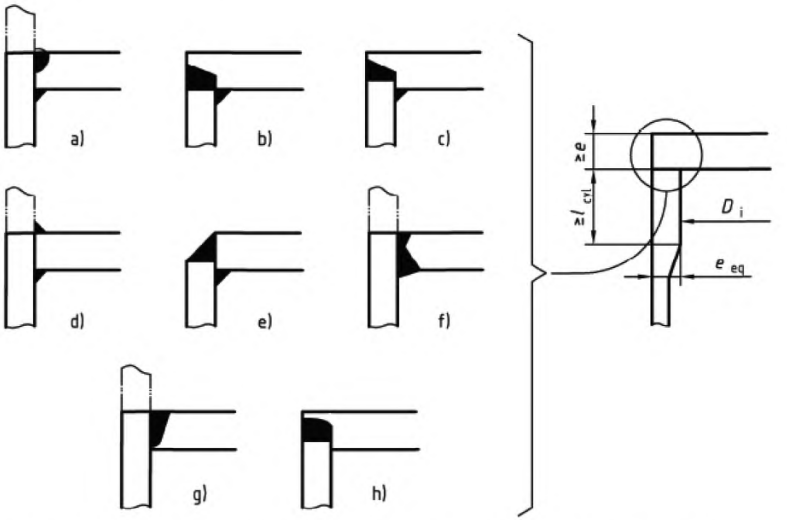
7.2.3-2-сурет –C_1 коэффициенті

7.2.3.3 Ергенектелмеген тегіс бітеуіштер

Осы талапт ергенектелмеген тегіс бітеуіштерге әрекет етеді (7.2.3-3-суретті қараңыз).

1-ЕСКЕРТПЕ Дәнекерленген жіктің нақтылаулары EN 13480-4 белгіленген.

2-ЕСКЕРТПЕ b), c), h) сызбалары үшін бетке перпендикуляр бағыттағы беріктіктің жеткілікті мәндеріне көңіл аудару қажет. Қатпарланудың жоқтығын растау үшін байқау сынақтары қажет.



7.2.3-3-сурет – Ергенектелмеген тегіс бітеуіштердің бұрыштық байланысулары

Ергенектелмеген тегіс бітеуіштердегі қабырғалардың қажетті минималды қалыңдығы келесі формулалар бойынша есептеледі:

- қолданудың қалыпты жағдайларында

$$e = \max\left(C_1 D_i \sqrt{\frac{p_c}{f_1}}; C_2 D_i \sqrt{\frac{p_c}{f_{\min}}} \right) \qquad (7.2.3\text{-}6)$$

- қолданудың экстремалдық жағдайларында немесе сынақ жағдайларында

$$e = C_1 D_i \sqrt{\frac{p_c}{f_1}} \qquad (7.2.3\text{-}7)$$

$f_{min} - f_1$ және f_2 үшін минималды мән;

C_1 – 7.2.3-2-суреті бойынша анықталған f_1 үшін f_{min} мәні бар коэффициент;

C_2 – 7.2.3-4-суреті бойынша анықталған немесе келесі формулалар бойынша есептелген коэффициент:

$$g = \frac{D_i}{D_i + e_{eq}} \qquad (7.2.3\text{-}8)$$

$$H = \sqrt[4]{12(1-\nu^2)}\sqrt{\frac{e_{eq}}{D_i + e_{eq}}} \qquad (7.2.3\text{-}9)$$

$$J = \frac{3 f_{\min}}{p_c} - \frac{D_i^2}{4(\mathrm{D}_i + \mathrm{e}_{eq})\mathrm{e}_{eq}} - 1 \qquad (7.2.3\text{-}10)$$

$$U = \frac{2(2-\nu \mathrm{g})}{\sqrt{3(1-\nu^2)}} \qquad (7.2.3\text{-}11)$$

(7.2.3-12) қолданылмайды

$$A = \left(\frac{3}{4}\frac{UD_i}{e_{eq}} - 2J\right)(1+\nu)\left[1 + (1-\nu)\frac{e_{eq}}{D_i + e_{eq}}\right] \qquad (7.2.3\text{-}13)$$

$$B = \left[\left(\frac{3}{8}\frac{UD_i}{e_{eq}} - J\right)\mathrm{H}^2 - \frac{3}{2}(2-\nu g)\mathrm{g}\right]H \qquad (7.2.3\text{-}14)$$

$$F = (\frac{3}{8}Ug + \frac{3}{16}(2g^2 - g^4)\frac{D_1 + e_{eq}}{e_{eq}} - 2J\frac{e_{eq}}{D_1 + e_{eq}})H^2 - 3(2-\nu g)g\frac{e_{eq}}{D_1 + e_{eq}} \qquad (7.2.3\text{-}15)$$

$$G = \left[\frac{3}{8}(2g^2 - g^4) - 2J(\frac{e_{eq}}{D_i + e_{eq}})^2\right]H \qquad (7.2.3\text{-}16)$$

$$a = \frac{B}{A} \qquad (7.2.3\text{-}17)$$

$$b = \frac{F}{A} \qquad (7.2.3\text{-}18)$$

$$c = \frac{G}{A} \qquad (7.2.3\text{-}19)$$

$$N = \frac{b}{3} - \frac{a^2}{9} \qquad (7.2.3\text{-}20)$$

$$Q = \frac{c}{2} - \frac{ab}{6} + \frac{a^3}{27} \qquad (7.2.3\text{-}21)$$

$$K = \frac{N^3}{Q^2} \tag{7.2.3-22}$$

$$Q \geq 0 : S = \sqrt[3]{Q\left[1 + (1+K)^{\frac{1}{2}}\right]} \tag{7.2.3-23}$$

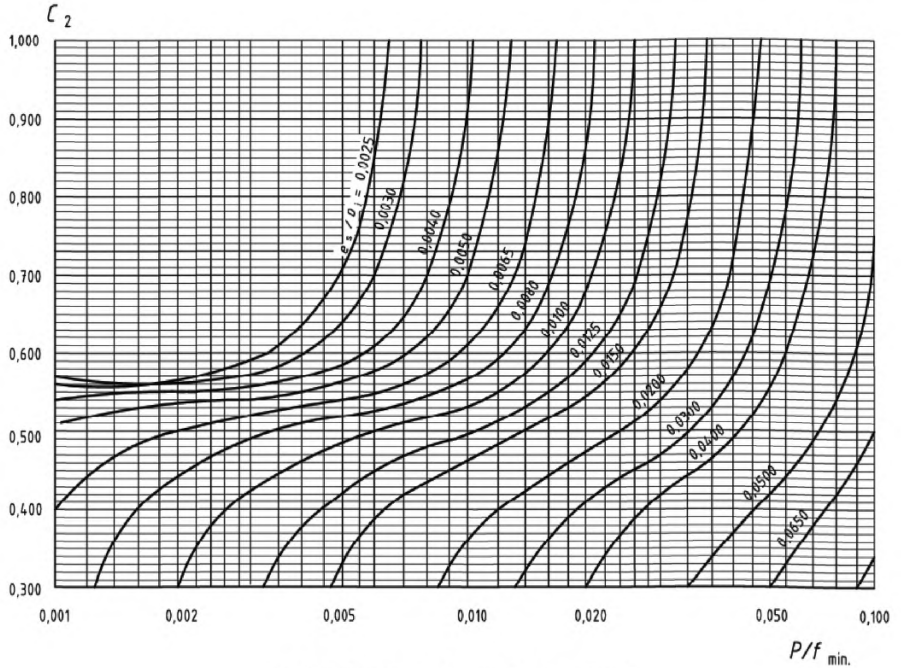
$$Q \leq 0 : S = -\sqrt[3]{Q\left[1 + (1+K)^{\frac{1}{2}}\right]} \tag{7.2.3-24}$$

7.2.3-6 белгіленген қабырғаның қажетті минималды қалыңдығы қолданудың қалыпты жағдайлары үшін келесі формулалар бойынша есептеледі:

$$e = C_2 D_i \sqrt{\frac{p_c}{f_{\min}}} \tag{7.2.3-25}$$

келесі теңдеумен есептеледі:

$$e = (D_i + e_{eq})\left(\frac{N}{S} - S - \frac{a}{3}\right) \tag{7.2.3-26}$$



7.2.3-4-сурет –C_2 коэффициенті

ЕСКЕРТПЕ e_{eq}/D_i, және p_c / f_1 мәндері 0,30 кем C_2 коэффициентіне әкелсе, (7.2.3-6) формуласының тек бірінші мүшесі жарамды болып табылады.

$r_i < e_{af}$ үшін ұзындық келесі формула бойынша есептеледі:

$$l_{cyl} = \sqrt{\left(D_i + e_{eq}\right) e_{eq}} \qquad (7.2.3\text{-}27)$$

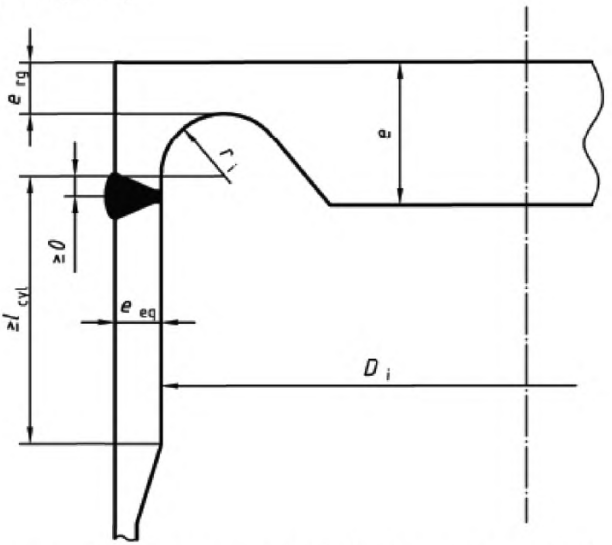
7.2.3.4 Жүк түсіретін бунағы бар тегіс бітеуіштер

Жүк түсіретін бунағы бар тегіс бітеуіштерді қажау беріктігінің аумағында қолдануға рұқсат етілмейді.

Жүк түсіретін бунағы бар тегіс бітеуіштердің қабырғасының қажетті минималды қалыңдығы e (7.2.3-6) және (7.2.3-7) формулалары бойынша анықталады.

$$e_{rg} = \max(ee_q ; e_{eq} \frac{f_2}{f_1}) \qquad (7.2.3\text{-}28)$$

Цилиндрлік бөліктің қабырғасының минималды қалыңдығы e_{eq} 6.1 сәйкес келуі тиіс және есептік кернеу үшін $f = f_{min}(f_1, f_2)$ жарамды болады. Жүк түсіретін бунақтың радиусы r_i, кем дегенде, (0,25 e_{eq},5мм) құрауы тиіс (7.2.3-5-суретті қараңыз).



7.2.3-5-сурет – Сақиналық жүк түсіретін бунағы бар тегіс бітеуіш

7.2.4 Анкерлі бекітумен бекітілмеген, бұрандалған тегіс дөңгелек бітеуіштер

7.2.4.1 Жалпы ережелер

Осы тармақтың талаптары саңылаулары жоқ бұрандалған тегіс дөңгелек бітеуіштердің қабырғаларының қалыңдығын анықтау үшін қолданылады.

Талаптар келесілерге әрекет етеді:

- ішінде тығыздаушы төсемесі бар бітеуіштер (7.2.4-1-суретті қараңыз);
- тығыздаушы төсемеде саңылаулары бар бітеуіштер (7.2.4-2-суретті қараңыз).

Бұл бітеуіштерде қабырғаның тұрақты қалыңдығы болуы мүмкін. Қабырғаның қажетті минималды қалыңдығы тығыздау шегінде барлық бет бойынша сақталуы қажет.

EN 1591-1 бойынша тегіс тығыздаушы беті бар тығыздаушы төсемелер осы тармақта қарастырылмайды.

7.2.4.2 Ішінде тығыздаушы төсемесі бар дөңгелек бітеуіштер

Бітеуіштің қабырғасының қажетті қалыңдығы e келесі тәсілмен есептеледі:

$$e = \max\left(e_A; e_p\right) \qquad (7.2.4\text{-}1)$$

бұл жерде тығыздаудың алдын ала деформациялануы үшін

$$e_A = \sqrt{\frac{\frac{3}{\pi}\left(D_t - D_p\right)F_A}{D_p f_A}} \qquad (7.2.4\text{-}2)$$

F_A келесі теңдеумен анықталады:

$$F_A = \pi b D_p y \qquad (7.2.4\text{-}3)$$

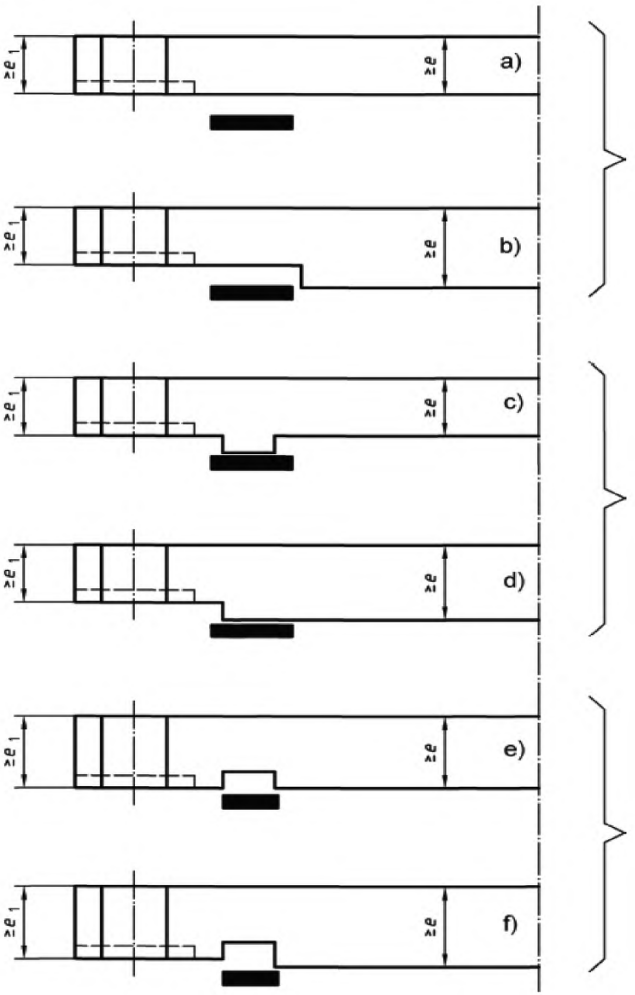
- есептік жағдайлар үшін:

$$e_p = \sqrt{\left\{0,31D_p^2 + 3\left(\frac{D_p}{4} + 2bm\right)(D_t - D_p)\right\}\frac{p_c}{f_1}} \qquad (7.2.4\text{-}4)$$

m және *y* түрлі мәндері 7.2.4-1-кестесінде белгіленген мәліметтерге сәйкес келуі қажет.

Бітеуіш жиегінің қабырғасының қажетті минималды қалыңдығы – бұл әр есептік жағдай үшін (7.2.4-2) немесе (7.2.4-5) формулалары бойынша есептелген мәндердің үлкені:

$$e_1 = \sqrt{3\left(\frac{D_p}{4} + 2bm\right)(D_t - D_p)\frac{p_c}{f_1}} \qquad (7.2.4\text{-}5)$$



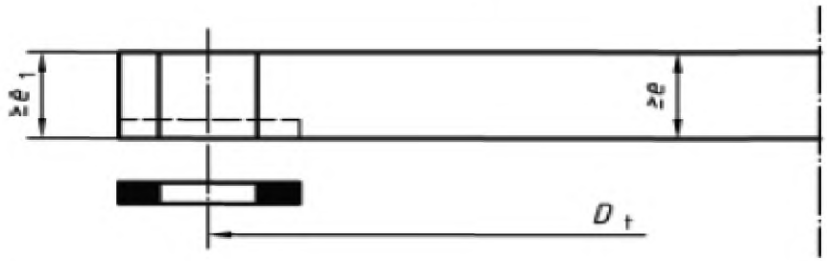
a) және b) – шеттері шықпайтын тығыздаушы төсемесі бар бітеуіштер
c) және d) – шеттері шығып тұратын тығыздаушы төсемесі бар бітеуіштер
e) және f) – батушы тығыздаушы төсемесі бар бітеуіштер

7.2.4-1-сурет – Ішінде тығыздау орналасқан, бұрандалған дөңгелеу тегіс бітеуіштер

7.2.4.3 Тығыздаушы төсемеде саңылаулары бар тегіс бітеуіштер

Тығыздаушы төсемеде саңылаулары бар, бұрандалған тегіс бітеуіштер (7.2.4-2-суретті қараңыз) үшін қабырғаның қажетті минималды қалыңдығы келесі формула бойынша есептеледі:

$$e = 0{,}41 D_t \sqrt{\frac{p_c}{f_1}} \qquad (7.2.4\text{-}6)$$

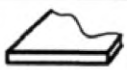


7.2.4-2-сурет – Тығыздаушы төсемеде саңылаулары бар, бұрандалған тегіс бітеуіштер

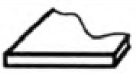
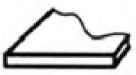
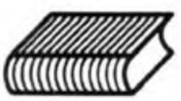
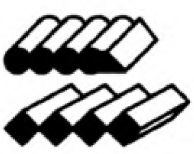
Бұрандау аумағында қабырғаның қажетті минималды қалыңдықты келесі формула бойынша анықтаған жөн:

$$e_1 = 0{,}8\, e \qquad (7.2.4\text{-}7)$$

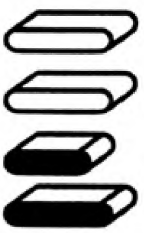
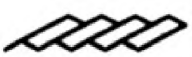
7.2.4-1-кесте – Тығыздаудың ұсынбалы коэффициенттері *m* және минималды салыстырмалы қысымның ұсынбалы мәндері *γ*

Тығыздау материалы		Тығыздау коэффициенті *m*	Минималды салыстырмалы қысым γ, N/мм^2	Суреті
Матамен арматураланб а-ған немесе асбест талшығының[a] жоғары мөлшері бар резеңке:	75^0 BS және IRH төмен[b]	0,50	0	
	75^0 BS және IRH және одан да жоғары	1,00	1,4	

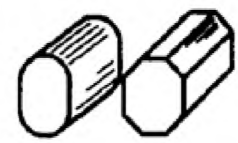
7.2.4-1-кесте *(жалғасы)*

Тығыздау материалы		Тығыздау коэффициенті *m*	Минималды салыстырмалы қысым γ, N/мм^2	Суреті
Қолдану жағдайларына жарамды байланыстырушы заты бар асбест[a], қалыңдығы:	3,2 мм 1,6 мм 0,8 мм	2,0 2,75 3,5	11,0 25,5 44,8	
Мақта матамен арматураланған резеңке		1,25	2,8	
Асбест матасымен[a] арматураланған немесе сымдық арматуралауы жоқ резеңке	3 қабатты 2 қабатты 1 қабатты	2,25 2,5 2,75	15,2 20,0 25,5	
Өсімдік талшығынан жасалған тығыздау		1,75	7,6	
Асбест толтырғышы[a] бар серіппелі ораулы металл	Көміртекті болат Тот баспайтын немесе монельсталь	2,50 3,00	Қолдану жарамды болып табылатын үшін	
Асбест қосымшасы[a] бар гофрленген металл немесе асбест толтырғышы[a] бар гофрленген металл	Жұмсақ алюминий Жұмсақ мыс немесе жұмсақ жез Шойын немесе жұмсақ болат Монельсталь немесе хромның 4%-дан 6%-ға дейін мөлшері бар болат Тот баспайтын болат	2,50 2,75 3,00 3,25 3,50	20,0 25,5 31,0 37,9 44,8	

7.2.4-1-кесте *(жалғасы)*

Тығыздау материалы		Тығыздау коэффициенті *m*	Минималды салыстырмалы қысым γ, N/мм^2	Суреті
Жабынуы және асбест толтырғышы [a] бар тегіс металл	Жұмсақ алюминий	3,25	37,9	
	Жұмсақ мыс немесе жұмсақ жез	3,5	44,8	
	Шойын немесе жұмсақ болат	3,75	52,4	
	Монельсталь	3,5	55,1	
	Хромның 4%-дан 6%-ға дейін мөлшері бар болат	3,75	62,0	
	Тот баспайтын болат	3,75	62	
Кедір-бұдырланған металл	Жұмсақ алюминий	2,75	25,5	
	Жұмсақ мыс немесе жұмсақ жез	3,00	31,0	
	Шойын немесе жұмсақ болат	3,25	37,9	
	Монельсталь немесе хромның 4%-дан 6%-ға дейін мөлшері бар болат	3,5	44,8	
	Тот баспайтын болат	3,75	52,4	
Соқа ізі немесе ойықтары бар металл	Жұмсақ алюминий	3,25	37,9	
	Жұмсақ мыс немесе жұмсақ жез	3,5	44,8	
	Шойын немесе жұмсақ болат	3,75	52,4	
	Монельсталь немесе хромның 4%-дан 6%-ға дейін мөлшері бар болат	3,75	62,0	
	Тот баспайтын болат	4,25	69,5	

7.2.4-1-кесте *(жалғасы)*

Тығыздау материалы		Тығыздау коэффициенті *m*	Минималды салыстырмалы қысым γ, N/мм^2	Суреті
Көлемді тегіс металл	Жұмсақ алюминий	4,00	60,6	
	Жұмсақ мыс немесе жұмсақ жез Темір (шойын) немесе жұмсақ болат	4,75 5,5	89,5 124	
	Монельсталь немесе хромның 4%-дан 6%-ға дейін мөлшері бар болат	6,0	150	
	Тот баспайтын болат	6,5	179	
Сақиналық қосылыс	Шойын немесе жұмсақ болат	5,50	124	
	Монельсталь немесе хромның 4%-дан 6%-ға дейін мөлшері бар болат	6,00	150	
	Тот баспайтын болат	6,50	179	
Дөңгелек қималы резеңке сақиналар	75^0 BS кем 75^0 BS және 85^0 BS және одан да артық	0 – 0,25	0,7 1,4	
Тікбұрышты көлденең қимасы бар резеңке тығыздау	75^0 BS және IRH кем 75^0 BS және 85^0 BS және IRH	0 – 0,25	1,0 2,8[c]	
Таврлы қимасы бар резеңке тығыздау	75^0 BS және IRH кем 75^0 BS және 85^0 BS және IRH	0 – 0,25	1,0 2,8	

1-ЕСКЕРТПЕ Құрамында асбест бар тығыздауларды қолдану Еуропалық Одақтың көп елдерінде рұқсат етілмейді.

2-ЕСКЕРТПЕ Алюминий қорытпаларынан жасалған ернемектер үшін тығыздау материалын таңдаған кезде тығыздау материалы мен ернемек материалының салыстырмалы қаттылығы ескертілуі қажет.

[a] Құрамдастырылған талшықтан жасалған жаңа құрамында асбест жоқ тығыздаулар құрамында асбест бар тығыздау материалдарын ауыстыру үшін тікелей материалдар болып табылмайды. Әсіресе, қысымға, температураға және бұрандамаларды тарту күшіне қатысты шектеулерге көңіл аударған жөн. Бұл материалдарды өндірушінің нұсқауларын сақтап қолданған жөн.

[b] BS 903, 26-бөлімді қараңыз.

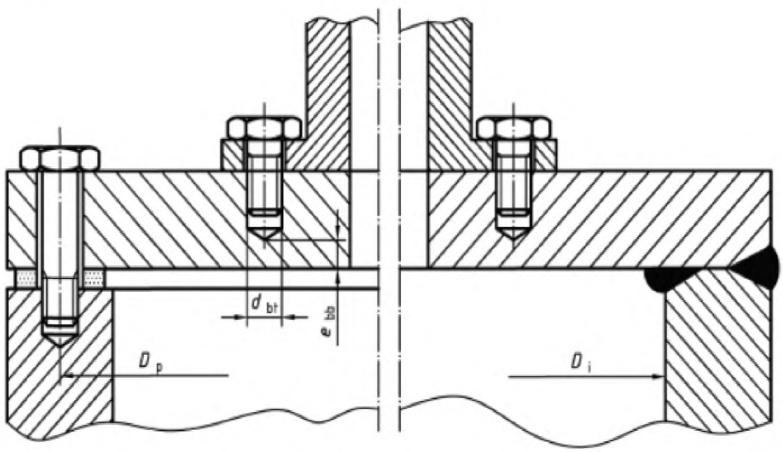
[c] Есептелген мән.

7.2.5 Анкерлі бекітумен бекітілмеген тегіс бітеуіштердегі саңылауларды күшейту

7.2.5.1 Жалпы ережелер

Осы тармақтың талаптары дәнекерленген бітеуіштерде саңылаулардың диаметрі құбырдың ішкі диматерінен D_i 50% аспаса, бұрандалатын бітеуіштерде тығыздаудың орта диаметрінен 50% аспаса, анкерлі бекітумен бекітілмеген (бұрандамалармен байланыстырылған немесе жалғас құбырмен дәнекерленген) тегіс бітеуіштердегі бір немесе бірнеше саңылауларды күшейткен кезде қолданылады.

Егер олар айналасында орналасқан саңылаудың диаметрі осы саңылауда бұрандалатын стандартты ернемектің бұрғыланған саңылауының максималды диаметрінен артық болмаса және бұрғыланған саңылаудың негізіндегі қабырғаның қалыңдығы e_{bb} бұрандалы бұрандаманың диаметрінің d_{bt}, кем дегенде, 50% құраса, күшейтулер қажет болмас үшін стандартты құбырлы ернемектерді бекітуге арналған бұрандамалардың тұйық бұрандалық саңылаулары жеткілікті берік болуы тиіс (7.2.5-1-суретті қараңыз).



7.2.5-1-сурет – Саңылауы және бұрандалған ернемегі бар тегіс бітеуіш

7.2.5.2 Саңылаулары бар тегіс бітеуіштер

7.2.3-1, 7.2.3-3 және 7.2.3-5-суреттерде көрсетілгендей, құбырмен дәнекерленген тегіс бітеуіштердің қабырғасының қалыңдығы e_{op} келесі тәсілмен есептеледі:

$$e_{op} = \max\left(Y_1 e; C_1 Y_2 D_i \sqrt{\frac{p_c}{f_1}}\right) \quad (7.2.5\text{-}1)$$

7.3.4-1 және 7.2.4-2-суреттерде көрсетілгендей, бұрандамалармен бекітілген бүйір жақтар үшін қабырғаның қалыңдығы e_{op} келесі тәсілмен анықталуы қажет:

$$e_{op} = Y_2 e \quad (7.2.5\text{-}2)$$

Y_1 және Y_2 коэффициенттері келесідей анықталады:

$$Y_1 = \min\left(2; \sqrt[3]{\frac{K}{K-d}}\right) \quad (7.2.5\text{-}3)$$

$$Y_2 = \sqrt{\frac{K}{K-d}} \quad (7.2.5\text{-}4)$$

K – екі көрші саңылаулардың орталықтарының арасындағы арақашықтық (7.2.5-2-суретті қараңыз).

Бір саңылауы бар бітеуіштерде:

(7.2.5-3) формуласы үшін K мәні саңылаудың ортасынан D_i диаметрлі шеңберге дейін екі еселенген арақашықтыққа h тең;

(7.2.5-4) формуласы үшін K мәні D_i диаметрінің мәніне тең.

$d - d < 0$ үшін қолдану ұсынылмайтын және келесі формулалар бойынша анықталатын шамалас диаметр:

- дәнекерленген штуцерлер үшін

$$d = d_i - \frac{2A_r}{e_{op}} \quad (7.2.5\text{-}5)$$

- (7.2.5-4) формуласы үшін K мәні бітеуіштің диаметріне D_i тең

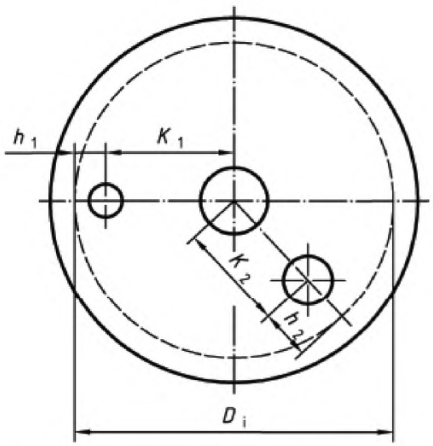
$$d = d_o - \frac{2A_r}{e_{op}} \quad (7.2.5\text{-}6)$$

A_r – 7.2.5-3 немесе 7.2.5-4-суреттердегі күшейту ауданы.

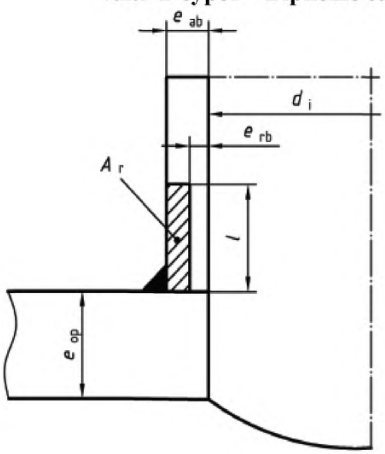
Есептік кернеу шамасы тегіс бітеуішке қарағанда, штуцер үшін төмен болса, A_r ауданын тегіс бітеуіштің есептік кернеуінің штуцердің есептік кернеуіне қатынасына көбейту қажет.

Бұрғыланған саңылаулардың сәйкес жұптарын қарастырған кезде, түрлі диаметрлі екі саңылауы бар тегіс бітеуіштерде Y_1 және Y_2 коэффициенттерін есептеу үшін d үшін екі диаметрдің орта мәнін қолданған жөн.

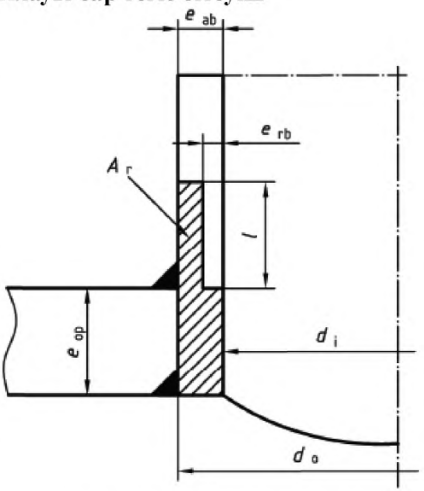
Егер саңылаулар бітеуіште ретсіз орналасқан болса, Y_1 және Y_2 коэффициенттері ең үлкен болатын саңылаулардың жұбын таңдаған жөн.



7.2.5-2-сурет – Бірнеше саңылауы бар тегіс бітеуіш



7.2.5-3-сурет – Дәнекерлеу штуцерлері үшін күшейту ауданы A_r



7.2.5-4-сурет – Дәнекерленген штуцерлер үшін күшейту ауданы A_r

8 Саңылаулар мен бұрулар

8.1 Жалпы ережелер

Осы бөлімнің талаптары цилиндрлік, конустық және сфералық қабыршақтарға, сонымен қатар, бөлімде белгіленген шақтамалар мен шарттар орындалған жағдайда, дөңгелек, эллипстік немесе сопақ дөңгелетілген саңылаулары бар дөңес бітеуіштерге әрекет етеді.

Осы бөлімде «қабыршақ» терминіне, сондай-ақ, магистралдық және негізгі құбырлар кіреді.

ЕСКЕРТПЕ Есептеудің осы әдісінде ішкі қысымнан пайда болған басқа кернеулер, күшейтулер және/немесе жағдайлар ескерілмейді.

Саңылауларды есептеу үшін балама әдіс О қосымшасында (міндетті) көрсетілген.

Осы жаңа процедура шектік мәндерді талдау мен бейімделгішітікті талдауға негізделіп, қосылыстарды, сонымен қатар, қажет болса, күшейтулерді жобалауға мүмкіндік береді және үлкен саңылаулар үшін қолайлы болып табылады.

Осы әдіс өздігінен бекітілетін қосылыстар үшін, сонымен қатар, күшейткіш төсемелері бар қосылыстар үшін жарамды болып табылады.

Сонымен қатар, осы жобалаудың жаңа әдісі ішкі қысымнан өзгеше, бүгу немесе айналу жағдайлары сияқты жүктемелер бойынша маңызды жайттарды қарастырады.

8.2 Шартты белгіленулер

8-бөлімде 3.2-1-кестедегі шартты белгіленулерге қосымша 8.2-1-кестеде көрсетілген шартты белгіленулер қолданылады.

8.2-1-кесте – 8-бөлімде қолданылатын шартты белгіленулер

Шартты белгілену	Анықтамасы	Өлшем бірлігі
A_f	Әдіп пен шақтама мәндерсіз қарастырылатын қабырғаның көлденең қимасының тиімді ауданы	мм^2
A_p	Қысым астындағы аудан	мм^2
D	Қабыршақ диаметрі	мм
D_m	Сәйкес жол асты индекспен[a] белгіленген бөлшектің орта диаметрі	мм
L_b	Көрші бұрылулардың орталары арасындағы қашықтық	мм
R	Сфералық немесе эллипстік бітеуіштердің радиусы	мм
d	Бұрылудың немесе жалғас құбырдың диаметрі	мм
d_m	Сәйкес жол асты индекспен[a] белгіленген бөлшектің орта диаметрі	мм

8.2-1-кесте *(жалғасы)*

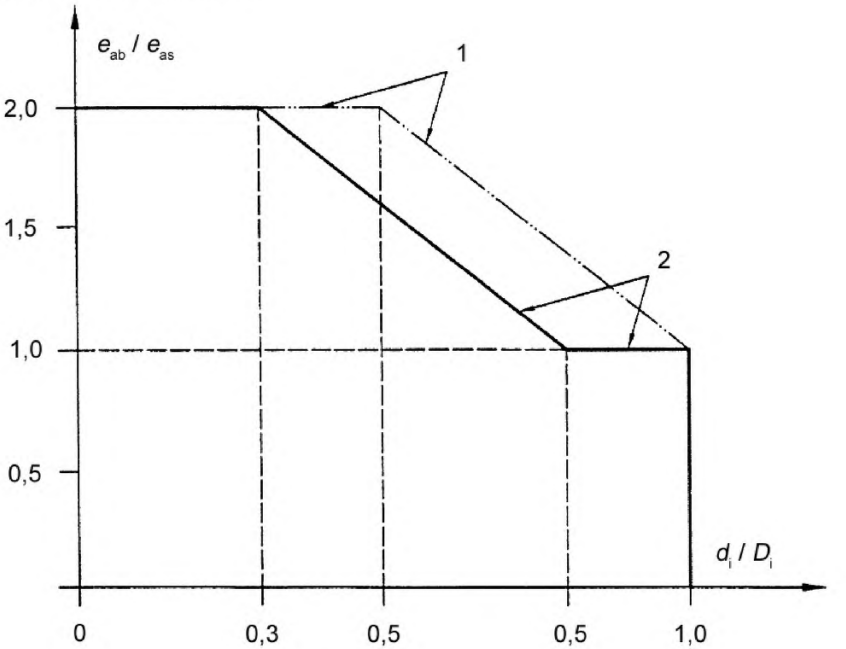
Шартты белгілену	Анықтамасы	Өлшем бірлігі
e	Сәйкес жол асты индекспен[a] белгіленген бөлшектің қабырғасының қажетті минималды қалыңдығы	мм
e_a	Сәйкес жол асты индекспен[a] белгіленген бөлшектің қабырғасының белгіленген қалыңдығы	мм
e_{ord}	Сәйкес жол асты индекспен[a] белгіленген бөлшектің қабырғасының берілген қалыңдығы	мм
l	Сәйкес жол асты индекспен[a] белгіленген бөлшектің күшейту ұзындығы	мм
X	Зақымданудың ең жақын орнына дейін минималды арақашықтық	мм
α	Өткел еріткіш бұрышының жартысы	°
φ	Қабыршақтың немесе бітеуіштің перепндикулярына бұрылу осінің көлбею бұрышы	°
ψ	Құбыр осі мен екі көрші бұрылудың орталықтары арқылы өтетін түзу сызық арасындағы бұрыш (8.4.1-1-суретті қараңыз)	°

[3] Келесі индекстер қолданылады:
b - бұрылу;
s – қабыршақ немесе бітеуіш;
pl – күшейткіш шайба;
φ - бұрыш.

8.3 Шектеулер

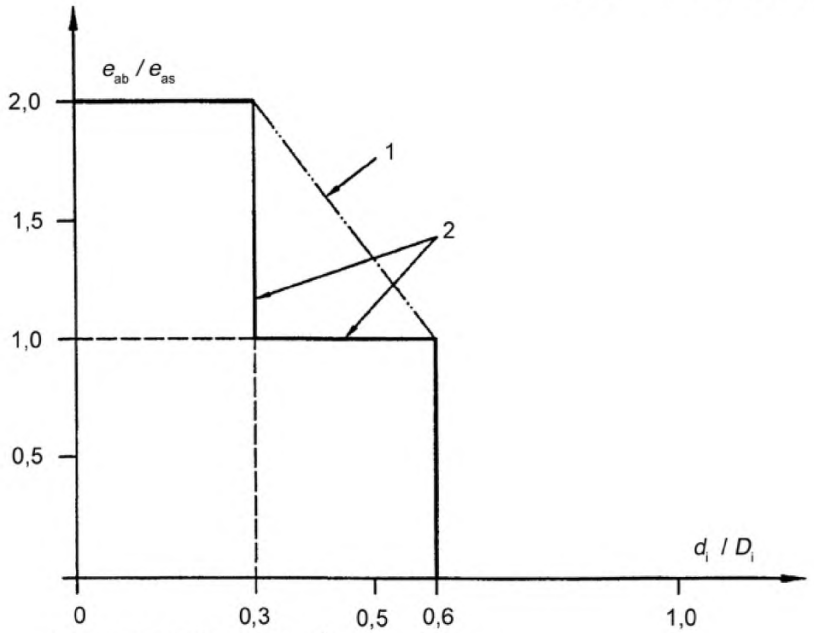
8.3.1 Қабырғалар қалыңдығының қатынастары

Есептеулерде қолданылатын $e_{a\ b}/e_{a\ s}$ қабырғалар қалыңдығының қатынастары цилиндрлік немесе конустық қабыршақтар үшін 8.3.1-1-суретте белгіленген және сфералық қабыршақтар немесе дөңес бітеуіштер үшін 8.3.1-2-суретте белгіленген d_i/D_i функциялары түріндегі мәндерден артық болмауы тиіс.



1 – тек $f \leq 250$ МПа (N/мм^2) үшін жарамды;
2 – тек $f > 250$ МПа (N/мм^2) үшін жарамды

8.3.1-1-сурет – Цилиндрлік немесе конустық қабыршақтар үшін диаметрлер қатынасының функциясы түріндегі қабырғалар қалыңдығының қатынасының диаграммасы



1 – тек $f \leq 250$ МПа (N/мм^2) үшін жарамды;
2 – тек $f > 250$ МПа (N/мм^2) үшін жарамды.

8.3.1-2-сурет – Сфералық қабыршақтар немесе дөңес бітеуіштер үшін диаметрлер қатынасының функциясы түріндегі қабырғалар қалыңдығының қатынасының диаграммасы

Дөңес (жартылай сфералық, торосфералық және эллипстік) бітеуіштерде, келесі шарттар орындалса, $d_i/D_i > 0,3$ диаметрлердің қатынасы бар, бірақ 0,6 мәнінен аспайтын саңылаулар рұқсат етіледі:

- саңылау 8.4.3 немесе 8.4.4 бойынша күшейтілуі тиіс;
- e_{ab}/e_{as} қабырғалар қалыңдығының қатынасы 8.3.1-2-суретте d_i/D_i функциясы түрінде көрсетілген қатынасқа қарағанда үлкен болуы тиіс.

8.3.2 Байланысу орындарындағы саңылаулар

Осы тармақтың талаптары байланысу орнынан арақашықтығы x, кем дегенде, қабыршақтар мен бітеуіштердің түрлі формалары үшін есептелген келесі мәндерге сәйкес келетін цилиндрлік және конустық қабыршақтар үшін, сонымен қатар, саңылаулары бар эллипстік және торосфералық бітеуіштер үшін әрекет етеді.

а) Цилиндрлік қабыршақтардағы саңылаулар:

- дөңес бітеуіштермен, конустың үлкен табанымен, тегіс бітеуіштермен, компенсаторлармен және ернемектермен байланыстырылған цилиндрлердегі арақашықтық x келесі шартты орындауы тиіс:

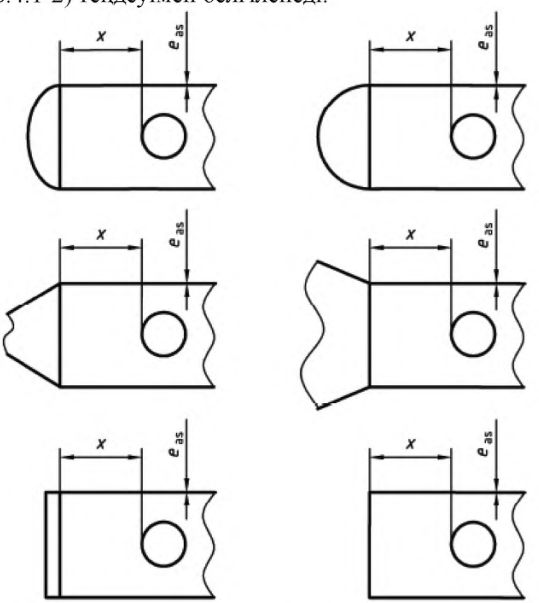
$$x \geq \max(0,2l_s;3,0e_{as}) \qquad (8.3.2\text{-}1)$$

- конустың кіші табанымен, жартылай сфералық бітеуіштермен және негізгі бөлікпен осьті емес басқа бөлшектермен байланыстырылған цилиндрлердегі арақашықтық x келесі шартты орындауы тиіс:

$$x \geq l_s \qquad (8.3.2\text{-}2)$$

бұл жерде x 8.3.2-1-суретте көрсетілген.

l_s (8.4.1-2) теңдеуімен белгіленеді.



8.3.2-1-сурет – Цилиндрлік қабыршақтардағы саңылаулар

b) Цилиндрлік қабыршақтармен байланыстырылған конустық қабыршақтардағы саңылауларда x_L және x_s арақашықтықтары, 8.3.2-2-суретте көрсетілгендей, келесі шарттарды орындауы тиіс:

- үлкен табаны үшін:

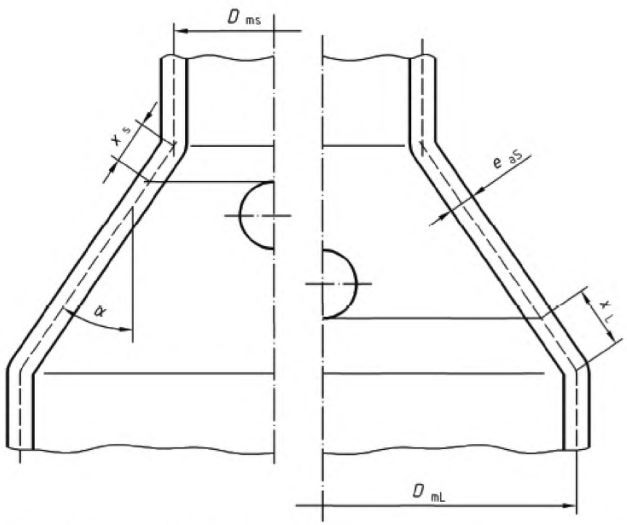
$$x_L \geq \max\left(0,2\sqrt{\frac{D_{mL}e_{as}}{\cos\alpha}};3,0e_{as}\right) \qquad (8.3.2\text{-}3)$$

- кіші табаны үшін:

$$x_s \geq \max\left(0,2\sqrt{\frac{D_{ms}e_{as}}{\cos\alpha}};3,0e_{as}\right) \qquad (8.3.2\text{-}4)$$

бұл жерде, D_{mL} – үлкен табандағы цилиндрлік қабыршақтың орта диаметрі;

D_{mS} - кіші табандағы цилиндрлік қабыршақтың орта диаметрі.



8.3.2-2-сурет – Конустық қабыршақтардағы саңылаулар

8.3.3 Күшейту әдістері

Бұл 8-бөлімге сәйкес қажет болса, цилиндрлік, конустық және сфералық қабыршақтар, сонымен қатар, саңылаулары бар дөңес бітеуіштер күшейтілуі тиіс. Саңылауды күшейту белгіленген әдістердің бірі бойынша жүргізілуі тиіс:

- саңылаусыз қабыршақпен салыстырғанда қабыршақ қабырғасының қалыңдығын үлкейту (8.3.3-1-суретті қараңыз);
- күшейткіш тілімдерді дәнекерлеу (8.3.3-2-суретті қараңыз);
- бұрылу қабырғасының қалыңдығын үлкейту (8.3.3-3-суретті қараңыз);
- жоғарыда көрсетілген әдістердің тіркесі.

Күшейту саңылаудың немесе бұрылудың осі айналасында бірдей болуы тиіс. Дәнекерлеу немесе дәнекерленген бұрылулар күшейту ретінде қарастырыла алмайды және 8.4.2 сәйкес есептелуі қажет.

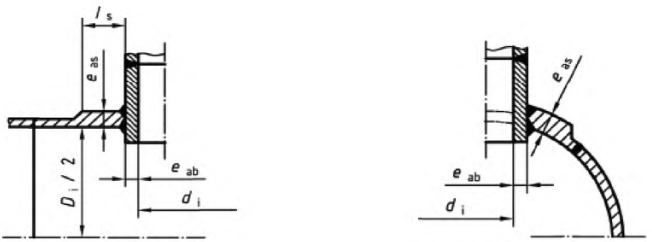
8.3.4 Есептеу әдістері

Саңылаулары бар қабыршақтың күшейтілетін ауданының шамасы тікелей есептеле алмайды, ол бірінші кезеңде шақталуы қажет. Бұл шақтама келесі тармақтарда белгіленген әдістің көмегімен расталуы қажет. Әдіс цилиндрлік және сфералық қабыршақтарға немесе жартылай сфералық дөңес бітеуіштерге қойылатын талаптардан шығарылып, қысыммен жүктелген аудан A_p мен кернеумен жүктелген көлденең қима ауданы A_f арасындағы қатынасқа әкеледі. Белгілі жағдайларда есептеу күшейтілетін аумақ үшін түзетілген шақтама негізінде қайталануы тиіс.

8.3.5 Эллипстік саңылаулар мен көлбеу бұрылулар

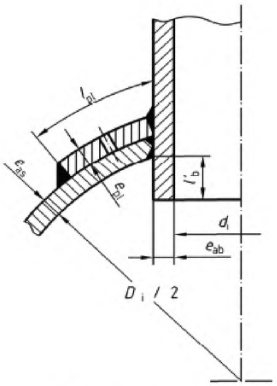
Бұрылусыз эллипстік немесе сопақ саңылауларда үлкен диаметрдің кіші диаметрге қатынасы 2,0 мәнінен артық болмауы тиіс.

Жобалау үшін цилиндрлік немесе конустық қабыршақтардағы эллипстік немесе сопақ саңылаулардың диаметрлері қабыршақ осіне бағытталған сызықтық кеңею ретінде қолданылуы тиіс, сонымен бірге, сфералық қабыршақтарда және дөңес бітеуіштерде үлкен диаметр қолданылуы тиіс. Цилиндрлік немесе сфералық қабыршықтардағы көлбеу бұрылуларда қабыршақ қабырғасының перпендикуляры мен бұрылу осі арасындағы бұрыш φ 0° және 45° арасында болмауы қажет (8.4.3-3, 8.4.3-4 және 8.4.3-5-суреттерді қараңыз).

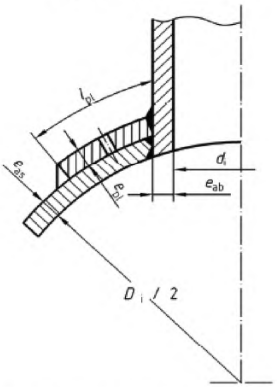


a) цилиндрлік қабыршақ b) сфералық қабыршақ

8.3.3-1-сурет – Қабыршақ қабырғасының қалыңдығын үлкейту жолымен күшейту



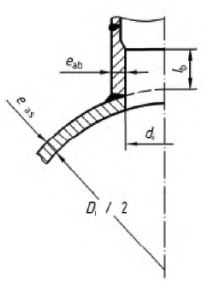
а) ішіне өткізілген штуцер



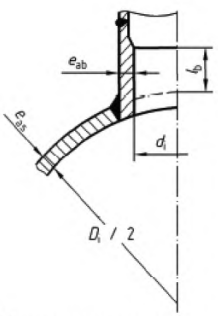
b) дәнекерленетін штуцер

ЕСКЕРТПЕ Өтуші штуцерді жобалау кезінде ағым әсерін ескерген жөн.

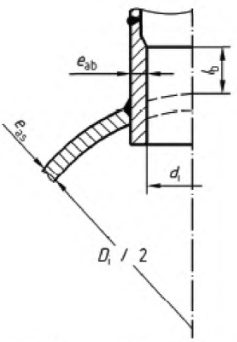
8.3.3-2-сурет – Күшейткіш тілімдердің көмегімен күшейту



а) дәнекерлеу штуцері



b) дәнекерленетін штуцер



c) ішіне өткізілген штуцер

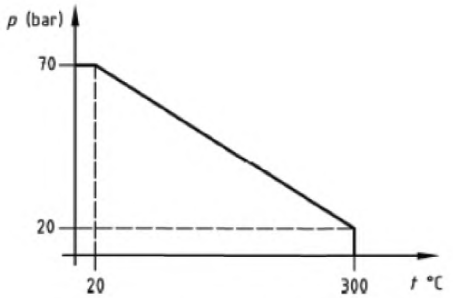
1-ЕСКЕРТПЕ Қабырға қалыңдығының үлкеюі тармақтың ішкі немесе сыртқы бетінде болуы мүмкін.

2-ЕСКЕРТПЕ Өтуші штуцерді жобалау кезінде ағым әсерін ескерген жөн.

8.3.3-3-сурет – Бұрылудың қабырғасының қалыңдығын үлкейту жолымен күшейту

8.3.6 Күшейткіш тілімдер

Күшейткіш тілімдермен саңылауларды күшейту 8.3.6-1-суретте көрсетілген шарттармен және $d_i/D_i \leq 0,8$ диаметрлердің қатынасымен шектеледі.



8.3.6-1-сурет – Күшейткіш тілімдер үшін қысым мен температура шектері

8.3.7 Қабыршақ пен күшейтудің материалдары

Егер қабыршақ пен күшейту рұқсат етілетін есептік кернеудің түрлі мәндері бар материалдардан жасалса және қабыршақтың есептік кернеуінің мәні төменірек болса, күшейтуді есептеу үшін одан төмен мәнді қолданған жөн.

Күшейту үшін материалды жылулық кеңеюдің бір-бірінен ерекше коэффициенттерінің негізінде температуралық кернеулерді болдырмайтындай таңдаған жөн.

8.3.8 Ұшы кеңейетін бұрылулар

Ұшы кеңейетін бұрылуларды қолдану диаметрлердің келесі қатынастарымен шектеледі:

- аустенитті болаттан басқа барлық материалдар үшін: $d_i/D_i \leq 0,8$;
- аустенитті болат үшін: $d_i/D_i \leq 1,0$.

Экструзия қабырғаларының нақты қалыңдығы белгісіз болса, A_{fs} және A_{fb} облыстары 0,9 коэффициентіне көбейтілуі қажет.

Қажау беріктігінің облысында қолдануды $d_i/D_i \leq 0,7$ диаметрлердің қатынасы бар саңылаулармен шектеп, есептік кернеуді 5-бөлімде белгіленген мәннің 90% дейін азайтқан жөн.

8.3.9 Құбырдың иілгендіктеріндегі бұрылулар

Құбырлық арматурасы бар бұрылулар мен тіректердің байланысуларын жобалауды және есептеуді Е қосымшасы бойынша жүргізген жөн.

Құбырдың иілгендіктеріндегі бұрылуларды қажау беріктігінің облысында қолдануға рұқсат етілмейді.

8.3.10 Бұрандалған штуцерлер

Бұрандалған штуцерлерді қолдану келесі жағдайлармен шектеледі:

- 400°С дейін температуралар;
- 40 барға дейін манометрлік қысым;
- DN 50 номиналды диаметрге дейін қоса штуцердің диаметрі.

Сонымен қатар:

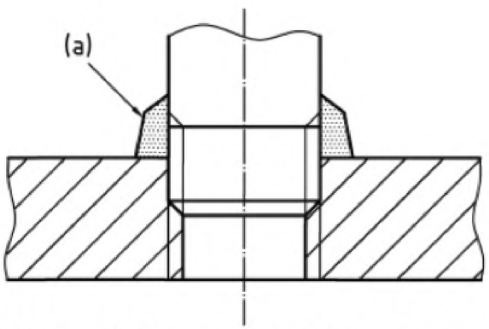
- бұранданың олқылығы рұқсат етілмейді;
- 200°С жоғары есептік температуралар үшін және 16 бардан жоғары есептік қысымдар үшін штуцер тығыз жікпен дәнекерленуі тиіс;
- құбырлар мен бұрандалатын штуцерлер үшін жылулық кеңеюдің тең коэффициенттері бар материалдар қолданылуы тиіс;
- бұрандалатын штуцерлердің дәнекерленуін қамтамасыз ету үшін EN 13480-2 бойынша көміртектің 0,25%-дан төмен мөлшері бар материалдар қолданылуы тиіс;
- бұрандалудың минималды тереңдігі келесі көрсеткіштерді қамту қажет:

DN 20 дейін (қоса) диаметрлер үшін – бұранданың алты қадамы;

DN 20 бастап DN 40 дейін (қоса) диаметрлер үшін - бұранданың жеті қадамы;

DN 40 бастап DN 50 дейін (қоса) диаметрлер үшін – бұранданың сегіз қадамы.

ЕСКЕРТПЕ 1-топтың тасымалданатын заттары үшін құбырларда және тербеліспен жүктелген құбырларда бұрандалған штуцерлерді есептеу және қолдану мұқият бағалануы қажет. Тығыз жікпен дәнекерленген, бұрандалған штуцерлердің өздері абсолютті герметикалық қосылыс болып табылмайды.



(а) таңдау бойынша тығыз жікпен дәнекерлеу

8.3.10-1-сурет – Бұрандалған штуцер

8.4 Бөлек саңылаулар

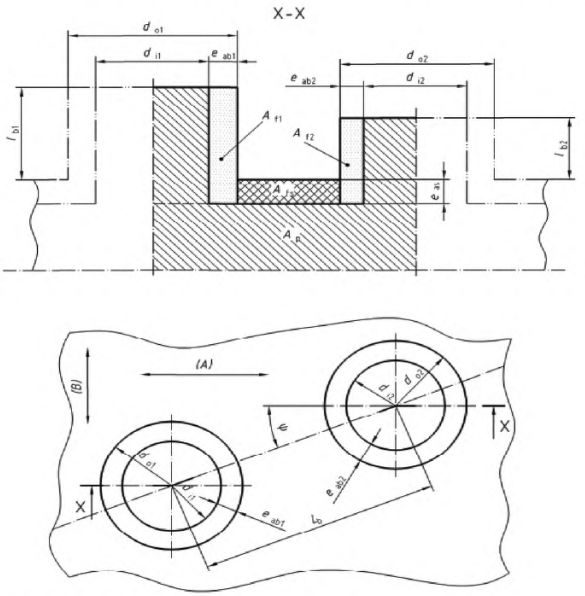
8.4.1 Жалпы ережелер

Егер қабыршақтың орта диаметрі бойынша өлшенген саңылаулардың немесе бұрылулардың орталықтары арасындағы арақашықтық L_b келесі талапты қанағаттандырса, көрші саңылауларды немесе бұрылуларды бөлек саңылау ретінде қарастыру қажет

$$L_b \geq \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} + 2l_s \qquad (8.4.1\text{-}1)$$

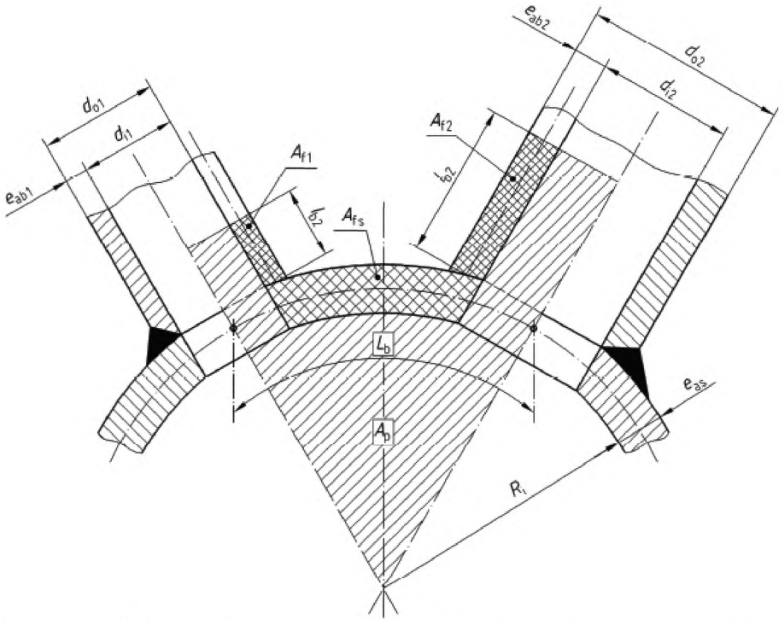
d_1 және d_2 мәндері келесіге тең:

- цилиндрлік немесе конустық қабыршақтарда екі саңылаудың L_b сызығы бойымен өлшенген диаметр немесе бұрылудың сыртқы диаметрлерінің және күшейткіш тілімнің қабыршақ қабырғасымен қиылысу нүктелері (8.4.1-1-суретті қараңыз);
- сфералық қабыршақтарда және дөңес бітеуіштерде d_{01} және d_{02} хордаларының үстінде L_b сызығы бойымен қабырға қалыңдығының орталығы бойынша өлшенген бұрылулардың ұзындығы (8.4.1-2-суретті қараңыз).



(A): көлденең бағыт; (B): радиал бағыт

8.4.1-1-сурет – Қабыршақтың осіне ψ бұрышымен жалғасқан бұрылулары бар цилиндрлік қабыршақ



8.4.1-2-сурет – Жалғас бұрылулары бар сфералық қабыршақтың қимасы

Әр саңылау үшін l_s мәні келесі формула бойынша анықталады:

$$l_s = \sqrt{D_{eq} e_{as}} \qquad (8.4.1\text{-}2)$$

D_{eq} – қабыршақ осіне перпендикуляр өлшенген, әр саңылаудың ортасындағы қабыршақтың ұқсас диаметрі, демек:

- цилиндрлік қабыршақтарда

$$D_{eq} = D_i + e_{as} \qquad (8.4.1\text{-}3)$$

немесе

$$D_{eq} = D_o - e_{as} \qquad (8.4.1\text{-}4)$$

- жартылай сфералық, торосфералық немесе эллипстік бітеуіштерде

$$D_{eq} = 2R_i + e_{as} \qquad (8.4.1\text{-}5)$$

ЕСКЕРТПЕ Эллипстік бітеуіштер үшін 7.1.4 қараңыз.

- сфералық қабыршақтарда

$$D_{eq} = \frac{D_m}{\cos\alpha} - e_{as} \qquad (8.4.1\text{-}6)$$

8.3.2-2-суретті қараңыз.

e_{as} – күшейткіш тілімнің қабырғасының қалыңдығын ескермейтін қабыршақтың немесе бітеуіштің қабырғасының белгіленген қалыңдығы.

8.4.2 Күшейтілмеген саңылаулар

Келесі шарт орындалса, күшейту қажет емес болады:

$$d_i \le 0{,}14\sqrt{(D_{eq}e_{as})} \qquad (8.4.2\text{-}1)$$

8.4.3 d_i/D_i< 0,8 диаметрлердің қатынасы бар күшейтілген саңылаулар

а) Қабырға қалыңдығын үлкейту жолымен күшейту

Күшейту қабыршақтың және/немесе бұрылудың қабырғасының қалыңдығын үлкейту жолымен жүргізілуі мүмкін. Қабырғаның үлкейтілген қалыңдығы қабыршақтағы минималды ұзындық l_s пен бұрылудағы ұзындықты l_b қамтуы қажет және 8.3.3-1, 8.3.3-3 және 8.4.3-1-суреттерде көрсетілгендей өлшенеді.

l_s ұзындығын (8.4.1-2) формуласы бойынша есептеген жөн.

l_b және l'_b ұзындықтарын келесі тәсілмен есептейді:

$$l_b = \sqrt{d_{eqb}e_{ab}} \qquad (8.4.3\text{-}1)$$

$$l'_b = 0{,}5\sqrt{d_{eqb}e_{ab}} \qquad (8.4.3\text{-}2)$$

Алайда бұл мән бұрылудың нақты ұзындығынан артық болмауы тиіс.

Сонымен қатар, келесі шарт орындалуы тиіс:

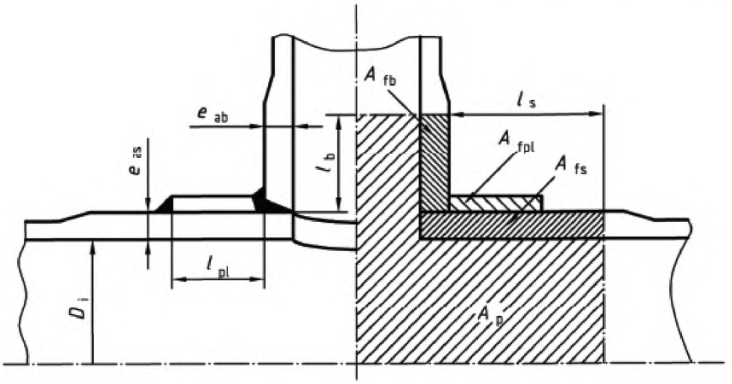
$$\left(f_b - \frac{p_c}{2}\right)A_{fb} + \left(f_s - \frac{p_c}{2}\right)A_{fs} \ge p_c A_p \qquad (8.4.3\text{-}3)$$

A_f – күшейтуге жағдай жасайтын көлденең қиманың ауданы ($A_{fb} + A_{fs}$)

A_p – қысыммен жүктелген аудан.

8.4.3-1 және 8.4.1-2 теңдеулерінен алынған l_b және l_s мәндері күшейтуді есептеу үшін максималды мәндер болып табылады.

Осы есептеу жағдайында бенлгіленген мәндер жиынтықтаушы бұйымда тексерілерді. Орындаудың ұзындығы 8.4.1-2 және 8.4.3-1-теңдеулерінде белгіленген ұзындықтан қысқа болса, ол күшейтуді есептеген кезде ескеріледі.



8.4.3.1-сурет – Бұрылу қабыршағының қабырғасының қалыңдығын үлкейту жолымен күшейту

b) Күшейткіш тілімдердің көмегімен күшейту

Күшейткіш тілімдер қабыршаққа тығыз жанасуы тиіс. l_{pl} күшейткіш тілімнің күшейтуге себептесетін ені l_s мәнінен аспауы тиіс ((8.4.1-2) формуласын және 8.3.3-2 және 8.4.3-2-суреттерді қараңыз)

$$l_{pl} \le l_s \tag{8.4.3-4}$$

A_{fpl} мәнін есептеу үшін (8.4.3-6) және (8.4.3.7) формулаларында қолданылатын e_{apl} мәні қабыршақ қабырғасының қалыңдығынан e_{as} аспауы тиіс:

$$e_{apl} \le e_{as} \tag{8.4.3-5}$$

Сонымен қатар, келесі шарт орындалуы тиіс:

$$\left(f_s - \frac{p_c}{2}\right)\left(A_{fs} + A_{fb} + A_{fpl}\right) \ge p_c A_p \tag{8.4.3-6}$$

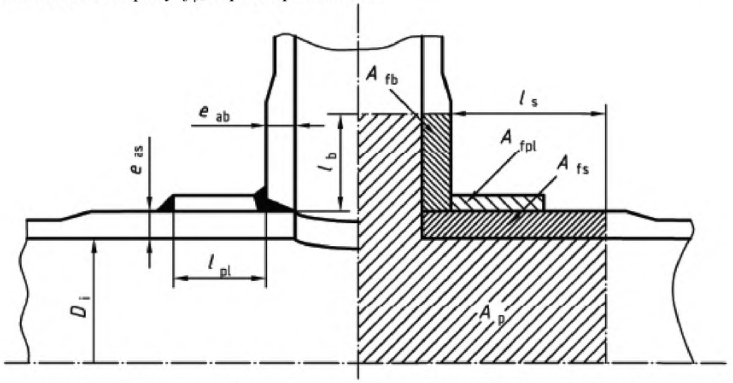
A_{fpl} – күшейткіш шайбаның көлденең қимасының ауданы;

A_{fs} – қабыршақтың көлденең қимасының ауданы.

Егер күшейткіш тығырықтың есептік кернеуі *fpl* қабыршақтың есептік кернеуінен *fs* кіші болса, (8.4.3-6) формуласындағы шарттың орнына келесі шарт орындалуы тиіс:

$$\left(f_s - \frac{p_c}{2}\right)A_{fs} + \left(f_b - \frac{p_c}{2}\right) + \left(f_{pl} - \frac{p_c}{2}\right)A_{fpl} \ge p_c A_p \tag{8.4.3-7}$$

ЕСКЕРТПЕ f_s мәнінен артық тармақтың есептік кернеуі f_b немесе күшейткіш төсеменің есептік кернеуі f_{pl} қарастырылмайды.



8.4.3-2-сурет – Цилиндрлік қабыршақты күшейткіш тілімнің көмегімен күшейту

с) Цилиндрлік және конустық қабыршақтардағы көлбеу бұрылулар немесе көлбеу орналастырылған штуцерлер

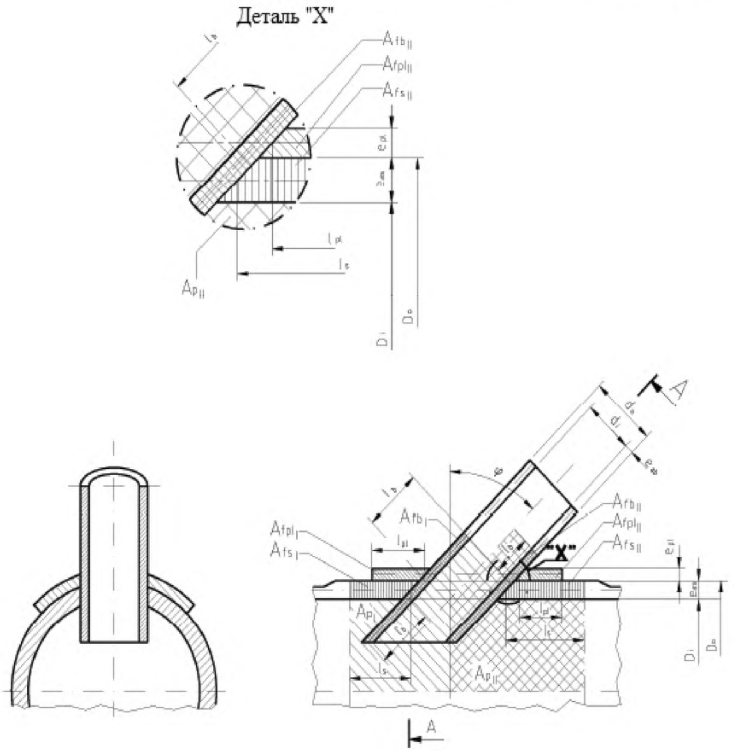
Осы тармақтың талаптары цилиндрлік немесе конустық қабыршақ қабырғасына перпендикуляр емес орналасқан, саңылау ортасы арқылы жазықтықта қабыршақ сызығына перпендикуляр орналасқан және перпендикулярмен φ бұрышын құрайтын немесе жазықтықта қабыршақ осімен орналасқан және перпендикулярмен φ бұрышын құрайтын штуцерлер мен бұрылулар үшін қолданылады. Радиал емес орналасқан штуцерлер мен бұрылулар үшін күшейту көлденең қима үшін де бойлық бағытта есептелуі тиіс (8.4.3-4-суретті қараңыз).

Есептеу үшін (8.4.3-4) немесе (8.4.3-6) және (8.4.3-7) формулаларын қолданады, оларда қима аудандары үшін A_{ps} и A_{pb} мәндері қолданылып, A_{ps} ауданы келесідей есептеледі:

$$d = \frac{d_i}{\cos\varphi} \qquad (8.4.3\text{-}8)$$

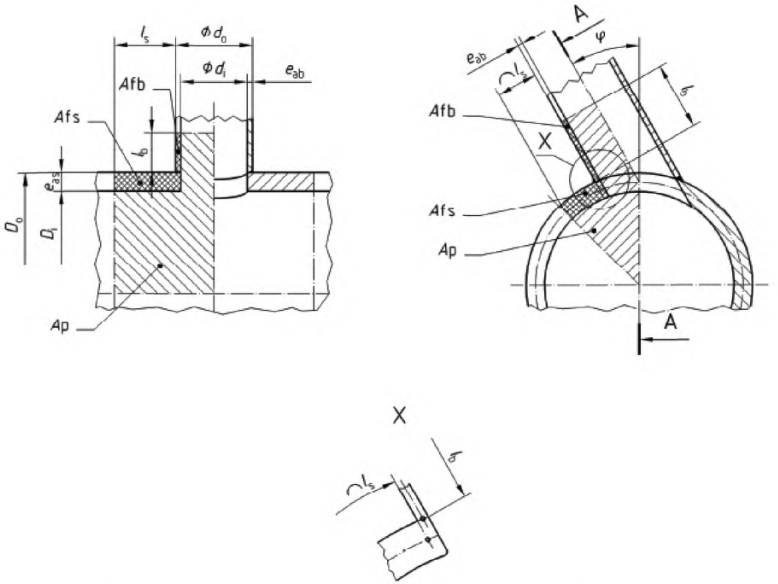
Күшейтуге себептесетін ұзындық ретінде қарастырылатын максималды ұзындық (8.4.1-2) формуласымен есептелуі тиіс.

φ бұрышын 8.4.3-3 немесе 8.4.3-4-суреттерінде көрсетілгендей анықтау қажет: $0° < \omega \leq 45°$.



ЕСКЕРТПЕ Тиімді штуцерді жобалаған кезде ағым әсерін назарға алған жөн.

8.4.3-3-сурет – Цилиндрлік немесе конустық қабыршақтарда көлбеу орналасқан штуцерлерді күшейту



a) Көлденең қима b) X-X қимасы

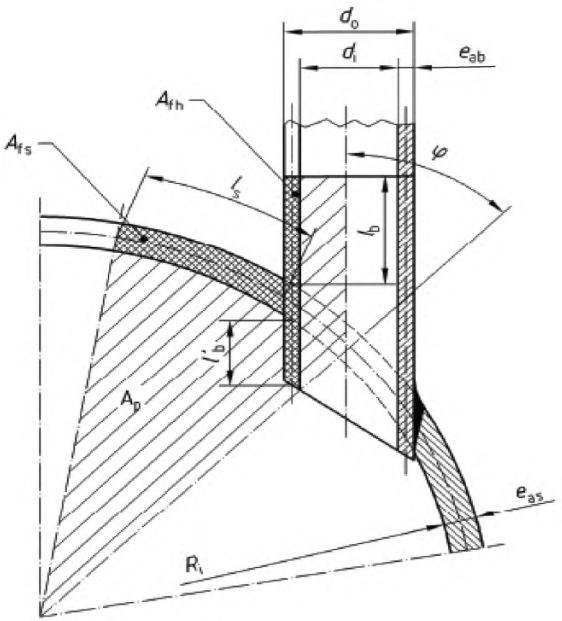
8.4.3-4-сурет – Цилиндрлік немесе конустық қабыршақтарда радиал емес орналасқан бұрылуларды немесе штуцерлерді күшейту

d) Сфералық қабыршақтардағы немесе күмбез тәрізді бітеуіштердегі көлбеу штуцерлер немесе бұрылулар. Осы тармақтың талаптары осі қабыршақ қабырғасына перпендикуляр емес өтетін және перпендикулярмен φ бұрышын құрайтын, сфералық қабыршақтардағы және күмбез тәрізді бітеуіштердің жартылай сфераларындағы штуцерлер немесе бұрылулар үшін қолданылады. Күшейтуді штуцердің немесе бұрылудың осі және саңылау ортасында қабыршақ қабырғасына перпендикуляр орналасқан кесіндіде есептеген жөн (8.4.3-5-суретті қараңыз).

Күшейтуді A_{ps} және A_{pb} мәндері қолданып, (8.4.3-3), (8.4.3-6) және (8.4.3-7) формулалары бойынша есептеген жөн, сонымен қатар, A_p мәні (8.4.3-8) формуласы бойынша есептеледі.

Қабыршақтың күшеюіне әсер ететін максималды ауданды (8.4.1-2) формуласы бойынша есептеген жөн, штуцердің немесе бұрылудың ұзындығы (8.4.3-1) формуласы бойынша есептеледі.

φ бұрышы 8.4.3-5-суретте көрсетілгендей анықталуы тиіс.



ЕСКЕРТПЕ Өтпелі штуцерді жобалаған кезде ағым әсерін назарға алған жөн.

8.4.3-5-сурет – Сфералық қабыршақтарда және күмбез тәрізді бітеуіштерде көлбеу орналасқан штуцерлерді күшейту

8.4.4 *0,8 < d/D <1,0* дара ойықтарды күшейту

8.4.3 белгіленген формулалар келесі шектеулермен қолданылады, d/D>0,8 үлкен ойықтар материалдың қажау беріктігін есептеу үшін рұқсат етілмейді.

8.5 Жақын орналасқан саңылаулар

8.5.1 Күшейтілмеген саңылаулар

Жақын орналасқан күшейтілмеген саңылаулар, келесі шектеулер сақталса, рұқсат етіледі:

- жақын орналасқан екі саңылаудың орталықтарының арасындағы арақашықтық қабыршақтың ішкі жағында өлшенген олардың ішкі диаметрлерінің жиынтығынан кем болмауы тиіс;

- егер аек саңылаудан артық келесі формула бойынша анықталатын диаметрі D_{ca} болып табылатын шеңбер ауданының шегінде орналасса:

$$D_{ca} = 2,0\sqrt{D_m e_{as}} \qquad (8.5.1\text{-}1)$$

Олардың саңылауларының диаметрлерінің жиынтығы келесі шартты орындауы тиіс:

$$\sum_{1}^{n} d_i \le 0,175\sqrt{D_m e_{as}} \qquad (8.5.1\text{-}2)$$

n – саңылау саны.

8.5.2 d/D ≤ 0,8 күшейтілген саңылаулар

а) Цилиндрлік қабыршақтарда жақын орналасқан саңылауларды күшейту. 8.4.1-1-суреті бойынша цилиндрлік қабыршақтың бойлық осімен φ бұрышын құрайтын, жақын орналасқан саңылаулардың көлденең қимасы, штуцер мен күшейткіш тілімнің есептік кернеулерінің мәндері цилиндрлік немесе конустық қабыршақтың есептік кернеулеріне тең немесе олардан жоғары болса, келесі шартқа сәйкес келуі тиіс:

$$\left(f - \frac{p_c}{2}\right)\left(A_{fs} + A_{fb} + A_{fpl}\right) \ge p_c\left[\frac{A_{ps}}{2}(1+\cos^2\psi) + \mathrm{A}_{pb}\right] \qquad (8.5.2\text{-}1)$$

Топпен орналасқан саңылаулар үшін барлық бағыттар бойынша қабырғалардың және жақын орналасқан саңылаулардың әр жұбының беріктігін талдаған жөн.

$$\left(f - \frac{p_c}{2}\right)A_{fs} + \left(f_b - \frac{p_c}{2}\right)A_{fb} + \left(f_{pl} - \frac{p_c}{2}\right)A_{fpl} \ge p_c\left[\frac{A_{ps}}{2}(1+\cos^2\psi) + \mathrm{A}_{pb}\right] \qquad (8.5.2\text{-}2)$$

Осы тармақтың талаптары, орталықтары қабыршақтың бір сызығында орналасқан, жақын тұрған көлбеу штуцерлер үшін де қолданыла алады. Бұл жағдайда, штуцерлер арасындағы минималды арақашықтық пен әр саңылаудың орталығында қабырға осіне перпендикулярлар жатқан жазықтықтағы штуцер осьтерінің проекциясынан пайда болатын көлбеу бұрыштары қолданылады. $A_{pb}\varphi$ аудандарының мәндерін 8.4.3 с) бойынша есептеген жөн.

б) Сфералық қабыршақтарда және жартылай сфералық бітеуіштерде жақын орналасқан саңылауларды күшейту.

8.4.1-2-суреті бойынша сфералық қабыршақтарда немесе жартылай сфералық бітеуіштерде жақын орналасқан саңылаулардың көлденең қимасы, штуцер мен күшейткіш тілімнің есептік кернеулерінің мәндері сфералық қабыршақтың немесе жартылай сфералық бітеуіштің есептік кернеулеріне тең немесе олардан жоғары болса, келесі шартқа сәйкес келуі тиіс:

$$\left(f - \frac{p_c}{2}\right)(A_{fs} + A_{fb} + A_{fpl}) \ge p_c A_p \qquad (8.5.2\text{-}3)$$

Егер штуцердің немесе күшейткіш тілімнің есептік кернеуі сфералық қабыршақтың немесе жартылай сфералық бітеуіштің есептік кернеуінен кіші болса, төменгі шарт орындалуы тиіс:

$$\left(f-\frac{p_c}{2}\right)\mathrm{A}_{fs}+\left(f_b-\frac{p_c}{2}\right)A_{fb}+\left(f_{pl}-\frac{p_c}{2}\right)A_{fpl}\geq p_c A_p \qquad (8.5.2\text{-}4)$$

Топпен орналасқан саңылаулар үшін барлық бағыттар бойынша қабырғалардың және жақын орналасқан саңылаулардың әр жұбының беріктігін талдаған жөн.

Осы тармақтың талаптары, сонымен қатар, жақын орналасқан екі көлбеу штуцерлер үшін де қолданылады; бұл жағдайда, штуцерлер арасындағы минималды арақашықтық пен сфералық қабыршақтың немесе жартылай сфералық бітеуіштің орталығы жатқан жазықтыққа штуцерлердің осінің проекциясынан пайда болатын көлбеу бұрыштары қолданылады. $A_{pb}\varphi$ аудандарының мәні 8.4.3 d) бойынша есептеледі.

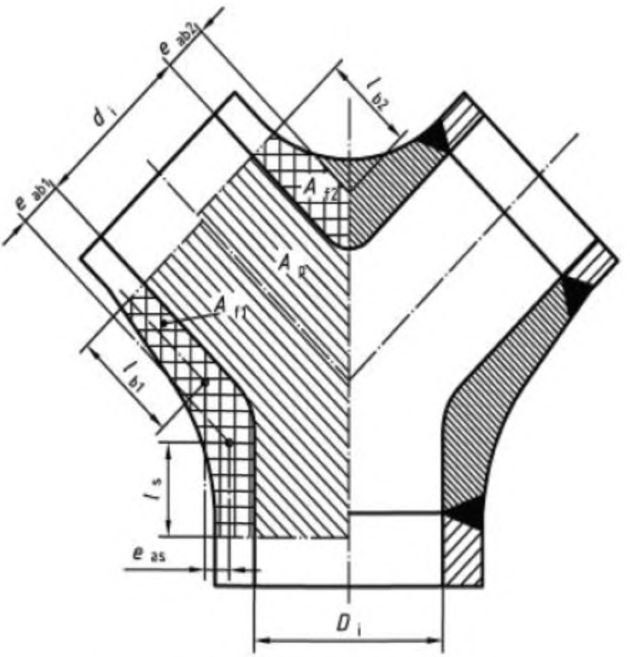
8.6 Құбырдың ерекше байланыстырушы бөлшектерін есептеу

8.6.1 Цилиндрлік Y-тәріздес бөліктер

Есептеу үшін 8.4.3 берілген формулалар қолданылады. l_s, сонымен қатар, l_{b1} және l_{b2} параметрлері 8.6.1-1-суретте берілген.

d/D >0,8 құбырлар үшін есептік кернеуді 5-тарауда белгіленген мәннің 90% кігірейткен жөн. Жоғары температураларды қолданған кезде жылжып сырғымалылықты ескерген жөн.

ЕСКЕРТПЕ Осындау бұрылуларды қажау беріктігінің аумағында қолданбаған жөн. Дәнекерлеу тәсіліне ерекше назар аудару қажет.

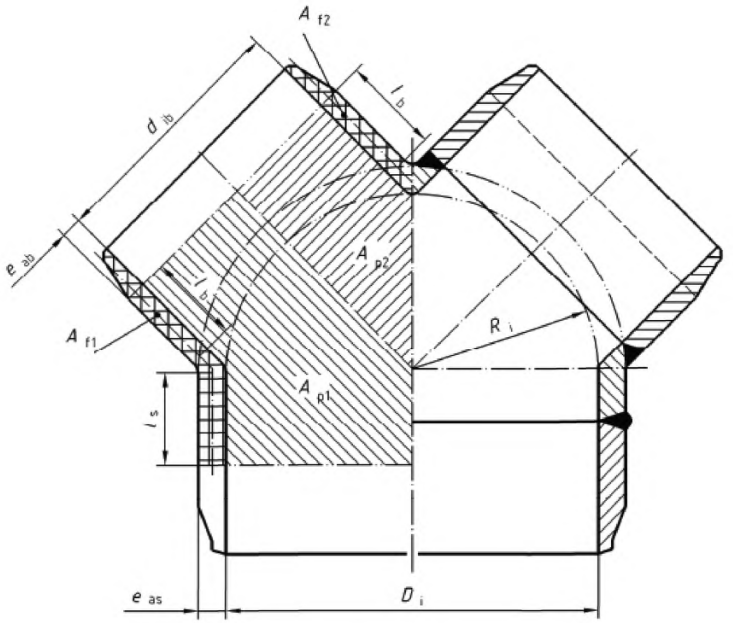


8.6.1-1-сурет – Соғылған Y -тәріздес бұрылу

8.6.2 Сфералық V-тәріздес бұрылулар

8.4.3 берілген формулалар қолданылады. l_s және l_b параметрлері 8.6.2-1-суретінде көрсетілген.

ЕСКЕРТПЕ Ұсыныстарға сәйкес бұрылудың ось сызығы сфералық қабырғаға перпендикуляр қиылысу нүктесінде орналасуы қажет.

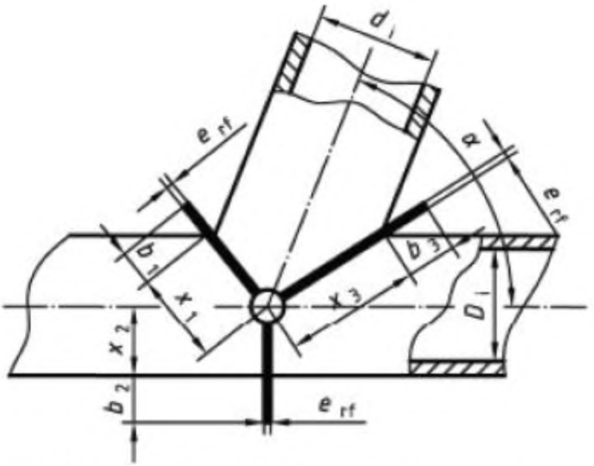


8.6.2-1-сурет – Жартылай сфералық V-тәріздес бұрылу

8.6.3 Күшейткіш қырлары бар бұрылулар

Күшейткіш қырлары бар бұрылуларды қолдану 200°С дейін максималды температурада рұқсат етіледі.

Күшейтудің бұл түрін тек қолдану кезінде айтарлықтай температуралық кернеулер пайда болмайтын құбырлар үшін қолданған жөн. Өлшемдер 8.6.3-1-суретінде берілген.



8.6.3-1-сурет – Күшейткіш қырлары бар бұрылу

Есептеу сыртта орналасқан күшейтудің беркітігі бұрылудағы ішкі қысымға төзімді болатынына дәлелге негізделген:

$$W \le \sum_{1}^{n} W_j \qquad (8.6.3\text{-}1)$$

$$W = 2R_{p0,2e_{as}} \frac{d_i^2}{D_i}(1-0,7\sin\alpha) \qquad (8.6.3\text{-}2)$$

$$W_j = \frac{e_{rf}(3,7\,\mathrm{R}_{p0,2})\mathrm{b}^2}{4b+3x_j} \qquad (8.6.3\text{-}3)$$

b_j – күшейту биіктігі (j = 1, 2, 3);

D_i – қабыршақтың ішкі диаметрі;

D_i – бұрылу диаметрі;

e_{as} – қабыршақ қабырғасының белгіленген қалыңдығы 3.2 берілген $e_{ord,sl}$ қабырға қалыңдығына тең болуы мүмкін;

e_{rf} - күшейту қабырғасының қалыңдығы;

n – күшейту саны;

W – күшейту есепке алынатын жүктеме;

W_j – b_j және X_j үшін мәндер функциясы түріндегі күшейтудің беріктігі (j = 1, 2, 3);

x_j – иілгендікке бағытталған күшейту шығыңқылығының ұзындығы (j = 1,2, 3);

α – қабыршақ пен бұрылудың осьтері арасындағы бұрыш.

9 Атмосфералық қысымды ескеріп, құбырдың байланыстырушы бөлшектерін есептеу

9.1 Жалпы ережелер

Осы тарауда берілген есептеулерде атмосфералық қысым жүктемелерін есепке алады. Бұл жүктемелер қажау беріктігінің аумағы үшін қолданылмайды.

Есептеуде ескерілетін атмосфералық қысым – бұл қолдану шарттарындағы немесе сынақ кезіндегі, қай мән жоғарырақ екеніне тәуелді максималды атмосфералық қысым.

Тасымалданатын заттың салқындатылуына байланысты ішкі қысымы атмосфералық қысымнан төмендей алатын құбырлар үшін есептеуде қолданылатын атмосфералық қысым келесілерге тең:

- атмосфералық қысымдағы бір қабырғалы құбырлар үшін 1 бар; немесе
- қабыршақсыз құбырларда қабыршақ пен қаптама арасындағы тиімді қысымға плюс 1 бар.

Қысымды шектеу үшін құрылғылармен жабдықталған және тасымалданатын заттың салқындатылуына байланысты ішкі қысымы атмосфералық қысымнан төмендей алатын құбырлар үшін есептеуде қолданылатын атмосфералық қысым қысымды шектеу құрылғылары үшін белгіленген минималды қысымға сәйкес келуі тиіс.

Қолдану кезінде атмосфералық қысым 1 бардан аспайтын құбырларды, келесі шарттар орындалса, есептеудің сәйкестігіне тексеру қажет емес:

- 150°C төмен немесе тең көміртекті немесе аз қоспаланған болаттан жасалған немесе 50°C төмен немесе тең аустенитті болаттан жасалған құбырлар; және
- $e/D_0 \geq 0{,}01$; және
- u тіктіктен ауытқуы (EN 13480-4:2002, 7.4.1-тармағын қараңыз) 1% аспайды және жергілікті кедір-бұдырлықтар e мәнінен артық емес.

Атмосфералық қысым астындағы байланыстырушы бөлшектердің қабырғаларының қалыңдығы тең жоғары ішкі қысым астындағы ұқсас байланыстырушы бөлшектер үшін осы стандарт бойынша талап етілетін қабырғалардың қалыңдығынан кем болмауы тиіс, сонымен қатар, төменгі мәндердің қайсысы үлкен болатындығына байланысты дәнекерленген жіктің 1 тең беріктік коэффициентін немесе 9-бөлім бойынша белгіленген мәнді қолданған жөн.

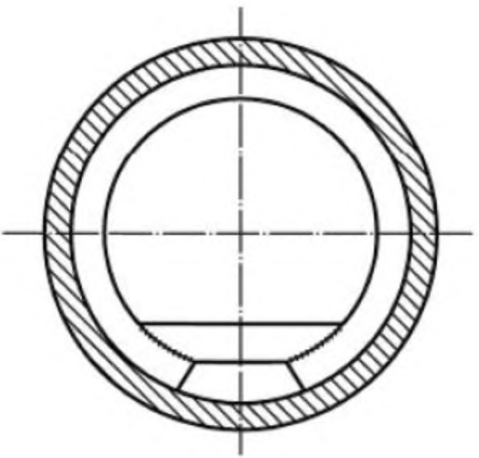
Геометриялық формадан рұқсат етілетін ауытқу сызбада немесе сәйкес құжаттамада белгіленуі тиіс.

ЕСКЕРТПЕ 9-бөлімнің талаптары шеңбердің шеңбердің нақты орталығынан өлшенген, дөңгелек еместігі радиустың 0,5% құрайтын цилиндрлік қабыршақтар үшін қолданады.

Дәнекерленген жіктің беріктік коэффициентін есепке алмайды.

Қаттылықты үлкейту үшін қолданылатын тілімдер мен басқа бөлшектер шеңбердің барлық ұзындығын қамтып, шеңбердің барлық ұзындығы бойынша қабыршақпен байланысуы қажет. Барлық байланыстар сақинаның қаттылығы максималды түрде болатындай есептелуі тиіс. Қабыршақ пен сақина арасындағы шектеуіш аралық кеңістіктер (9.1-1-суретті қараңыз) болатындай орналасқан ішкі қаттылық сақиналары болған кезде, қаттылықты үлкейткіш элементсіз қабыршақ ұзындығы коэффициентке ($4n_{cyl}$) бөлінген қабыршақ шеңберінің ұзындығынан аспауы қажет.

Үзілмелі дәнекерленген жіктер, жарықты коррозия пайда болу мүмкіндігі болған жағдайда, рұқсат етілмейді.



9.1-1-сурет – Күшейтілген ойығы бар ішкі қаттылық сақиналары

9.2 Шартты белгіленулер және серпімділік шектері

9.2.1 Шартты белгіленулер

9-бөлімде 3.2-1-кестедегі шартты белгіленулерге қосымша 9.2.1 -1-кестеде көрсетілген шартты белгіленулер қолданылады.

9.2.1-1-кесте – 9-бөлімде қолданылатын шартты белгіленулер

Шартты белгілену	Анықтамасы	Өлшем бірлігі
A_e	Қаттылық элементінің көлденең қимасының ауданы плюс құбырдың салмақ түсетін ұзындығы	мм^2
A_f	Ернемектің көлденең қимасының ауданы	мм^2
A_s	Қаттылық элементінің көлденең қимасының ауданы	мм^2
A_w	Бағана ауданы	мм^2
E_t	t есептік температурасында қарастырылатын бөлшектің материалының беріктік модулі	МПа (N/мм^2)
L	Қаттылық элемнтісіз құбырдың ұзындығы	мм
L_c	9.3.1-1-суретті қараңыз	мм
R_f	Құбырға дейін ең үлкен арақашықтықтағы қаттылық элементінің бөлшегінің радиусы (9.3.4-1-суретті	мм
R_m	Цилиндрлік құбырлардың немесе құбыр бөліктерінің орта радиусы	мм
R_s	Қаттылық элементінің көлденең қимасының діңгегінің радиусы (9.3.4-1-суретті қараңыз)	мм
$R_{p0,2t}$	Белгілі температурада құбыр аққыштығының 0,2% шегінің минималды мәні	МПа (N/мм^2)
$R_{p0,2St}$	Белгілі температурада қаттылық элементінің аққыштығының 0,2% шегінің минималды мәні	МПа (N/мм^2)
S,S_s	Құбыр немесе қаттылық элементі үшін серпімділік шектері	МПа (N/мм^2)
e	Құбыр қабырғасының минималды қалыңдығы	мм
e_f	Қаттылық элементінің ернемегінің қалыңдығы	мм
e_w	Қаттылық элементінің қабырға қалыңдығы	мм
h	Күмбез тәрізді бітеуіштерде күмбездің сыртқы биіктігі	мм
h_s	Екі ернемек арасындағы қаттылық элементінің радиал биіктігі	мм
I_c	қаттылық элементінің көлденең қимасының үйлестірілген ауданының инерция мезеті және көлденең қима үйлестірілген ауданының беттік діңгегі арқылы цилиндрдің параллель осінің айналасында құбырдың ұстап тұратын ұзындығының қаттылық элементі	мм^4
k	Беріктік қорының коэффициенті	-
k_s	Қаттылық элементінің технологиялық коэффициенті	-

9.2.1-1-кесте *(жалғасы)*

Шартты белгілену	Анықтамасы	Өлшем бірлігі
n	Қаттылық элементтері бар цилиндр шеңбері бойынша күп болып кебудің толқындарының саны	-
n_{cyl}	Қаттылық элементтері жоқ цилиндр шеңбері бойынша күп болып кебудің толқындарының саны	-
p	Қажетті есептік атмосфералық қысым	МПа ($Н/мм^2$)
p_n	Қаттылық элементтері бар цилиндрлік құбырдың күп болып кебуінің теориялық серпімді қысымы	МПа ($Н/мм^2$)
p_m	Цилиндрлік құбыр саптан шыққанда күп болып кебудің теориялық серпімді қысымы (Күп болып кебудің теориялық кернеуі)	МПа ($Н/мм^2$)
p_r	Істен шығудың есептелген төменгі қысымы	МПа ($Н/мм^2$)
p_y	Қаттылық элементтері арасында ортада цилиндрлік құбырдың шеңбері бойымен орта қысым материал аққыштығының шегіне жететін қысым	МПа ($Н/мм^2$)
p_{ys}	Дөңгелек бағыттағы аққыштықты тудыратын қысым	МПа ($Н/мм^2$)
r_i	Қаттылық элементінің ауытқуын есептегенде айналу орталығы болып саналатын, бағана құбырына ең жақын орналасқан қаттылық элементінің радиусы (9.3.4-1-суретті қараңыз)	мм
b	Құбырға іргелес қаттылық элементінің ені	мм
w_f	Қаттылық элементінің ернемегінің шығыңқы бөлігінің ені	мм
ε	Істен шыққан кезде дөңгелеу бағыттағы орта серпімді ұзару	-
λ	Қаттылық элементері үшін параметр	-
σ_s	Қалың қаттылық элементеріндегі максималды кернеу	МПа ($Н/мм^2$)
σ_i	Қаттылық элементерінің бүйіржақ ауытқуы пайда болатын күп болып кебудің кернеуі	МПа ($Н/мм^2$)
α	Конустық қабыршақтың оське көлбеу бұрышы	°

9.2.2 Серпімділік шектері

Серпімділік шектері келесі формулалар бойынша анықталады:

аустенитті емес болаттарда:

$$S = R_{p0,2t} \qquad (9.2.2\text{-}1)$$

$$S_s = R_{p0,2st} \qquad (9.2.2\text{-}2)$$

аустенитті болаттарда:

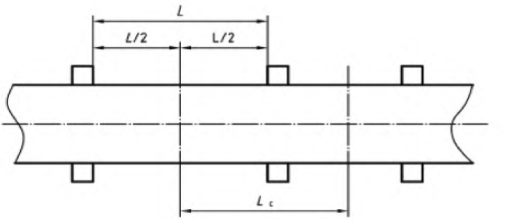
$$S = \frac{R_{p0,2t}}{1,25} \qquad (9.2.2\text{-}3)$$

$$S_s = \frac{R_{p0,2t}}{1,25} \qquad (9.2.2\text{-}4)$$

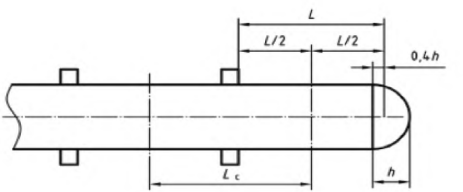
9.3 Цилиндрлік құбырлар, құбырлардың иілгендіктері және бұрылулары

9.3.1 Ұзындықтарды анықтау

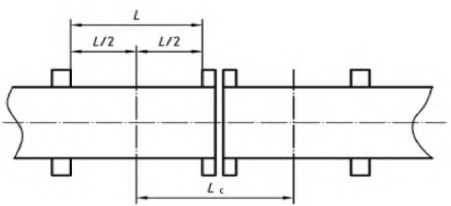
L және L_c ұзындықтары 9.3.1-1-суреті бойынша анықталуы тиіс.



a)



b)



c)

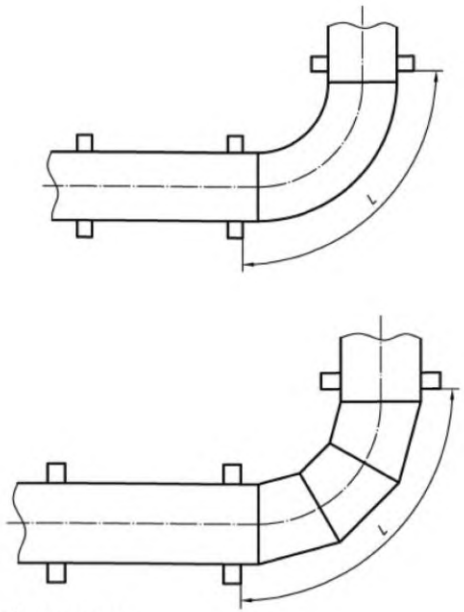
Шартты белгіленулер

a) Бөлек құбыр

b) Бүйір жағы бар құбыр

c) Ернемекті қосылысы бар құбырлар

9.3.1-1-сурет — Цилиндрлік құбырлардың ұзындықтарын анықтау



Шартты белгіленулер

d) иілген бұрылулары бар құбыр;

e) секторлы бұрылуы бар құбыр.

ЕСКЕРТПЕ L мәні сыртқы доға бойынша өлшенген.

9.3.1-1-сурет *(жалғасы)*

9.3.2 Қаттылық элементтері арасындағы бұзылу

Қаттылық элементісіз құбыр қабырғасының қалыңдығы L минимум мынадай әдіспен белгіленген мәнге сәйкес келуі тиіс.

a) e үшін мәнді болжаған жөн, ал p_y мынадай әдіспен есептеген жөн:

$$P_y = \frac{Se_a}{R_m} \qquad (9.3.2\text{-}1)$$

b) p_m үшін мәнді үшін e мәнді есептеу кезінде қолданылатын p_y пайдалану арқылы есептеген жөн:

$$p_m = \frac{E_t e_a \varepsilon}{R_m} \qquad (9.3.2\text{-}2)$$

мұнда, ε мынадай формула бойынша есептеледі:

$$\varepsilon = \frac{1}{n_{cyl}^2 - 1 + \frac{Z^2}{2}} \left\{ \frac{1}{\left(\frac{n_{cyl}^2}{Z^2} + 1\right)^2} + \frac{e_a^2}{12R_m^2(1-\nu^2)} (n_{cyl}^2 - 1 + Z^2)^2 \right\} \quad (9.3.2\text{-}3)$$

мұнда n_{cyl}- бүтін сан ≥ 2, p_m ең төменгі мәнін алу үшін

$$Z = \frac{\pi R_m}{L} \quad (9.3.2\text{-}4)$$

L , 9.3.1 бойынша анықтаған жөн.

c) p_m/p_y қатынасы есептеген жөн, ал p_r/p_y қатынасын 9.3.2-1-кестеден таңдап алған жөн.

9.3.2-1-кесте – Кернеу нақты параметр болып табылатын өткелдер мен тік цилиндрлік құбырлар

p_m/p_y	0	0,25	0,5	0,75	1,0	1,25	1,5	1,75
p_r/p_y	0	0,1245	0,2505	0,375	0,4995	0,6045	0,6795	0,72
p_m/p_y		2,0	2,25	2,5	2,75	3,0	3,25	3,5
p_r/p_y		0,7545	0,78	0,8025	0,822	0,8355	0,849	0,861
p_m/p_y		3,75	4,0	4,25	4,5	4,75	5,0	5,25
p_r/p_y		0,87	0,879	0,8865	0,8955	0,9045	0,9135	0,9165
p_m/p_y		5,5	5,75	6,0	6,25	6,5	6,75	7,0 және жоғары
p_r/p_y		0,9225	0,9285	0,9345	0,9405	0,9465	0,9525	0,9585

d) p_r үшін мәнді p_r/p_y және p_y есептеген жөн және ол мынадай шарттарда орындалуы тиіс:

$$p_r \geq kp \quad (9.3.2\text{-}5)$$

мұнда, k = 1,5.

Ерекшеліктер құрайды:

- барлық қатысушы жақтардың келісімен k көтерілетін ерекше қолданулар;
- болат құйма; ол үшін k = 1,5x1,25 қолданылады.

Егер p_r мәні k_p мәнінен кіші болса, онда e_a арналған мән жоғарылауы тиіс және қаттылық элементтері арасындағы арақашықтық қажетті мәнге қол жеткізгенге дейін өзгеруі тиіс.

9.3.3 Қаттылық элементтері бар құбырлардың жалпы бас тарту

Мынадай формулаларды қолданған жөн.

а) p_n мәні формула бойынша есептеледі

$$p_n = \frac{3}{R_m^{\ 3} L_c} E_t I_c \qquad (9.3.3\text{-}1)$$

p_n мәні мынадай шарттарды орындауы тиіс:

$$p_n \geq kk_s p \qquad (9.3.3\text{-}2)$$

мұнда, ыстық күйде алдын ала дайындалған немесе қалыпталған қаттылық элементтеріне арналған k_s= 1,2 (төменгі жеке кернеулер).

Суық күйде қалыпталған қаттылық элементтеріне арналған k_s = 1,33 (жоғарғы жеке кернеулер).

Егер kk_sp қарағанда p_n кем болса, онда қаттылықтың қосымша әлде берік элементтерін қолданған жөн немесе құбыр қабырғасының қалыңдығы ұлғаюы тиіс.

b) p_{ys} мәнін мынадай формула бойынша есептеген жөн

$$p_{ys} \geq \frac{S_s e_a R_f}{R_m^2 \left(1 - \frac{\nu}{2}\right)} \qquad (9.3.3\text{-}3)$$

c) қаттылық элементтерінің максималды кернеуін формула бойынша есептеген жөн

$$\sigma_s = \frac{kk_s s_s p}{p_{ys}} + \frac{E_t \delta (\mathrm{n}^2 - 1) 0,005 kk_s p}{R_m (\mathrm{p}_n - kk_s p)} \qquad (9.3.3\text{-}4)$$

мұнда, $n = 2$

$$\delta = \max\left\{\lambda(\mathrm{R}_m - \mathrm{R}_f) - X_c + e_a / 2; \mathrm{X}_c\right\} \qquad (9.3.3\text{-}5)$$

$$X_c = \frac{\left\{\left(\frac{e_a^2}{2}\right) L_c + A_s \left[\frac{e_a}{2} + \lambda(\mathrm{R}_m - \mathrm{R}_s)\right]\right\}}{A_e} \qquad (9.3.3\text{-}6)$$

λ = 1 қаттылықтың ішкі элементтеріне арналған;

λ = -1 қаттылықтың сыртқы элементтеріне арналған.

Күп болып кебу кернеуі σ_s мынадай шарттарды орындауы тиіс:

$$0 \le \sigma_s \le s_s \qquad (9.3.3\text{-}7)$$

Егер теңдік (9.3.3-7) орындалмаса, онда қаттылықтың қосымша әлде берік элементтерін қолданған жөн немесе құбыр қабырғасының қалыңдығын ұлғайтқан жөн.

9.3.4 Қаттылық элементтерінің тұрақтылығы

Бүйірлік ауытқуға қарсы тұрақтылықты қамтамасыз ету үшін мынадай есептемелер орындалады:

а) тік бұрышты емес көлденең кесігі бар қаттылық элементтері үшін қолданылады:

1) мынадай шарттарды қанағаттандыруы тиіс кернеу σ_i:

$$\sigma_i \le E_i C \frac{p_{ys}}{p} > s_s \qquad (9.3.4\text{-}1)$$

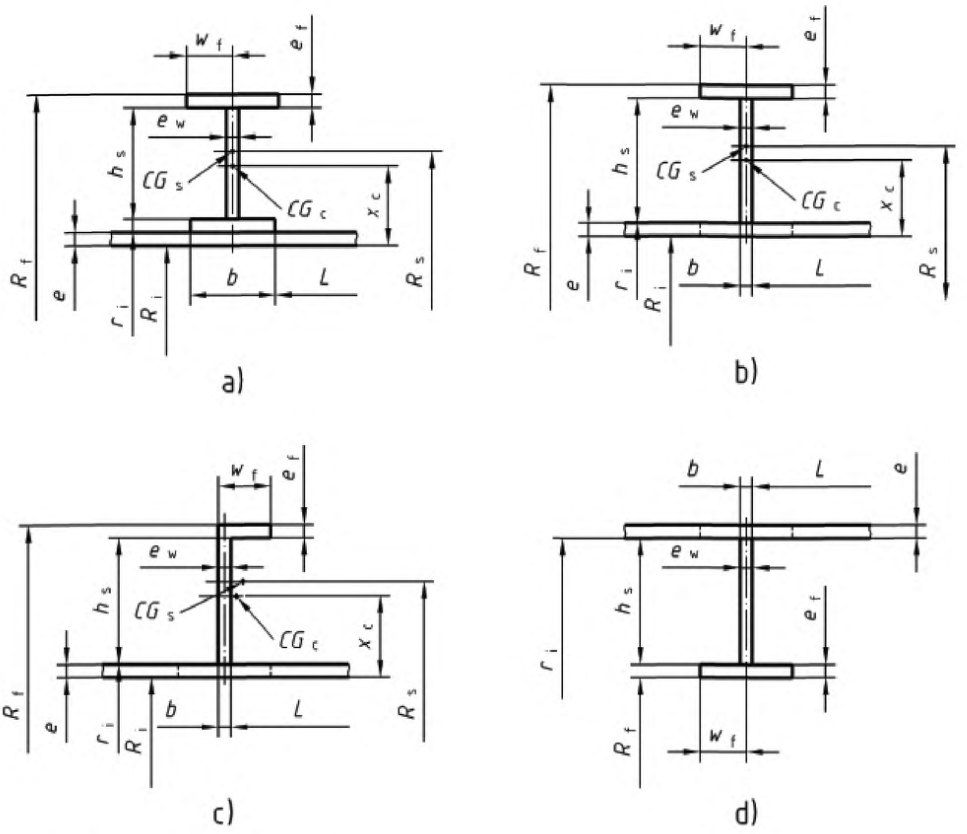
Бұл ретте C мәнді мынадай формула бойынша есептейді:

- 9.3.4-1 a), b) және d) суреттер бойынша қаттылық элементтеріне арналған:

$$C = \frac{h_s e_w^3 + 8 e_f w_f^3}{r_i \left[6 h_s^2 e_w + 12 e_f w_f (2\mathrm{h}_s + \mathrm{e}_f) \right]} \qquad (9.3.4\text{-}2)$$

- 9.3.4-1 c) суреті бойынша қаттылық элементтеріне арналған:

$$C = \frac{e_f w_f^3}{r_i \left[6 h_s^2 e_w + 6 e_f w_f (2\mathrm{h}_s + \mathrm{e}_f) \right]} \cdot \left[\frac{4 h_s \cdot e_w + 3 e_f \cdot w_f}{h_s \cdot e_w + 3 e_f \cdot w_f} \right] \qquad (9.3.4\text{-}3)$$



Шартты белгіленулер

a) екі таңбалы пішін қаттылығының сыртқы элементі;
b) таңбалы пішін қаттылығының сыртқы элементі;
c) L тәріздес пішін қаттылығының сыртқы элементі;
d) таңбалы пішін қаттылығының ішкі элементі.

CG_S- қаттылық элементінің ауырлық ортасы;

CG_c- формула бойынша есептелетін тиімді құбыр ұзындығына l_P плюс қаттылық элементінің ауырлық ортасы

$$l_{ps} = 1,56\sqrt{R_i e} \qquad (9.3.4\text{-}4)$$

9.3.4-1-сурет – Тік бұрышты емес көлденең кесігі бар қаттылық элементтері

2) Егер қаттылық элементі құбырдан жылжытылған шетке байланыстырылған болса, онда қаттылық элементінің өлшемдері мынадай шаттарға сәйкес келуі тиіс:

$$\frac{h_s}{e_w} \le \max\left(1{,}1\sqrt{\frac{E_L}{s_s}};0{,}67\sqrt{\frac{E_t p_{ys}}{s_s p}}\right) \qquad (9.3.4\text{-}5)$$

немесе

$$\frac{w_f}{e_f} \le \max\left(0{,}51\sqrt{\frac{E_t}{s_s}};0{,}32\sqrt{\frac{E_t p_{ys}}{s_s p}}\right) \qquad (9.3.4\text{-}6)$$

b) тік бұрышты көлденең кесігі бар қаттылық элементтерінде кернеу σ_i, мынадай шарттарды қанағаттандыруы тиіс:

$$\sigma_i > \frac{4ps_s}{p_{ys}} \qquad (9.3.4\text{-}7)$$

Және де σ_i ішкі қаттылық элементтеріне арналған 9.3.4-1-кестеде келтірілген мәндерден немесе сыртқы қаттылық элементтеріне арналған 9.3.4-2 кестеде келтірілген мәндерден есептелген жөн.

9.3.4-1-кесте – Жазық кесек түріндегі ішкі қаттылық элементтеріне арналған $(\sigma_i/E_t)(h_s/e_w)^2$ мәндер

h_s/R / n_{cyl}	0,01	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20
2	0,0119	0,0236	0,0466	0,0691	0,0913	0,114	0,135	0,157	0,180	0,202	0,225
3	0,0239	0,0461	0,0865	0,123	0,156	0,187	0,217	0,247	0,276	0,305	0,334
4	0,0395	0,0734	0,130	0,176	0,216	0,252	0,286	0,319	0,353	0,386	0,421
5	0,0577	0,103	0,171	0,223	0,266	0,304	0,341	0,378	0,416	0,456	0,498
6	0,0778	0,132	0,208	0,262	0,306	0,347	0,387	0,428	0,472	0,517	0,570
7	0,0981	0,160	0,240	0,294	0,340	0,382	0,427	0,474	0,527	0,580	0,643
8	0,119	0,186	0,268	0,322	0,369	0,415	0,465	0,517	0,580	0,647	0,725
9	0,139	0,210	0,290	0,345	0,394	0,445	0,502	0,565	0,638	0,720	0,812
10	0,158	0,231	0,310	0,365	0,417	0,474	0,536	0,614	0,696	0,792	0,903
11	0,176	0,249	0,328	0,383	0,440	0,502	0,575	0,662	0,758	0,874	1,010
12	0,193	0,266	0,343	0,400	0,461	0,531	0,614	0,715	0,831	0,966	1,121
13	0,209	0,280	0,356	0,416	0,483	0,560	0,657	0,768	0,903	1,058	
14	0,224	0,293	0,368	0,431	0,502	0,594	0,700	0,831	0,981		
15	0,237	0,304	0,379	0,446	0,527	0,628	0,749	0,894	1,068		
16	0,249	0,314	0,389	0,461	0,551	0,662	0,797	0,961			

9.3.4-1-кесте *(жалғасы)*

h_s/R / n_{cyl}	0,01	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20
17	0,260	0,324	0,399	0,476	0,575	0,696	0,850	1,034			
18	0,270	0,332	0,409	0,493	0,599	0,734	0,903	1,106			
19	0,279	0,339	0,418	0,507	0,623	0,773	0,961				
20	0,287	0,346	0,427	0,522	0,652	0,816	1,019				

ЕСКЕРТПЕ 1 Аралық мәндер үшін h_s/R логарифмдік интерполяция қолданылады.

ЕСКЕРТПЕ 2 Сонымен $(\sigma_i/E_i)(h_s/e_w)^2$ 1,14 максималды мәнге дейін шектелген болғандықтан, формула мәні осы мәннен жоғары таратылмауы тиіс.

9.3.4-2-кесте – Тік бұрышты көлденең кесігі бар сыртқы қаттылық элементтеріне арналған $(\sigma_i/E_i)(h_s/e_w)^2$ мәндер

h_s / R_m / n_{cyl}	0,01	0,011	0,012	0,015	0,02	0,025	0,03	0,04	0,045
2	0,012	0,0132	0,0144	0,0180	0,0241	0,0303	0,0366	0,0492	0,0557
3	0,0257	0,0284	0,0311	0,0374	0,0537	0,0687	0,0846	0,119	0,138
4	0,0466	0,0517	0,0570	0,0734	0,103	0,137	0,175	0,268	0,326
5	0,0768	0,860	0,0955	0,126	0,187	0,263	0,361	0,679	0,965
6	0,120	0,136	0,153	0,211	0,340	0,537	0,881	1,44[a]	
7	0,183	0,211	0,242	0,356	0,677	1,48[a]			
8	0,279	0,331	0,390	0,648	1,92[a]				
9	0,438	0,541	0,676	1,49[a]					
10	0,736	0,998	1,420[a]						
11	1,490[a]								
h_s / R_m / n_{cyl}	0,05	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20
2	0,0622	0,0755	0,103	0,133	0,164	0,198	0,236	0,277	0,324
3	0,157	0,201	0,310	0,462	0,695	1,10	1,99[a]		
4	0,395	0,581	1,44[a]						
5	1,46[a]								

[a] Бұл мәндер интерполяцияның аралық мәндерін қосу үшін көрсетіледі.

ЕСКЕРТПЕ 1 Аралық мәндер үшін h_s/R логарифмдік интерполяция қолданылады.

ЕСКЕРТПЕ 2 Сонымен $(\sigma_i/E_i)(h_s/e_w)^2$ 1,14 максималды мәнге дейін шектелген болғандықтан, формула мәні оы мәннен жоғары таратылмауы тиіс.

ЕСКЕРТПЕ 3 Атмосфералық қысым кезінде n>10, h_s/R>0,01 жағдайында күп болып кебе алмайды.

9.3.5 Қызу мен сууға арналған каналдар

Осы пункт қызу мен суудың айналмалы каналдары бар цилиндрлік құбыр қабырғаларының қалыңдығын есептеу кезінде қолданылатын ережелерден тұрады.

ЕСКЕРТПЕ Бұл каналдар құбырлы қыздыру каналдары деп аталады. 9.3.5-1-суретте әдеттегі құрылымдық қалыптар көрсетілген.

9.3.3 бойынша ережелерді қолдана отырып, құбырды жалпы бас тарту болмайтын жағдайда жобалаған жөн. Каналдардағы қысымды сақтаған, ал каналдарды қаттылық элементтері ретінде қарастырған жөн.

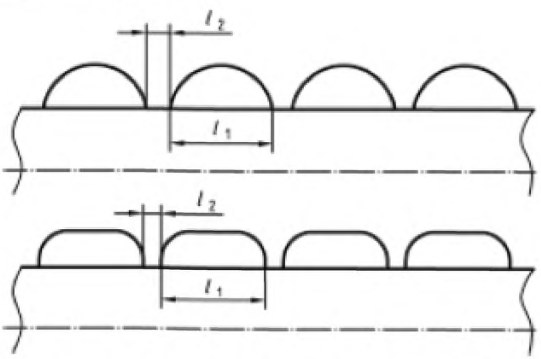
Құбырларды сонымен қатар құбырдағы ішкі қысыммен және қызу немесе суу каналындағы қысым арасындағы әр түрліліктен беріктікке есептеген жөн; яғни 9.3.2 бойынша есептік қысымды бақылаған жөн. Қабырғаның минималды қалыңдығы сонымен қатар мынадай шарттарды қанағаттандыруы тиіс:

$$e \geq \sqrt{\frac{p}{3sk}} \qquad (9.3.5\text{-}1)$$

мұнда

$$l = \max(l_1; l_2) \qquad (9.3.5\text{-}2)$$

p – максималды ішкі қысым.



9.3.5-1-сурет – Қаттылық элементтері ретінде әрекет ететін қызу немесе суу каналдары

Сонымен қатар, құбырды сондай-ақ сыртқы қоршаған орта мен құбырдың ішкі бөлігі арасындағы қысымдардың әр түрліліктен беріктікке есептеген жөн.

9.4 Өткелдер

9.4.1 Өткелдерді 9.4.3 бойынша жобалаған жөн, және де цилиндр / конус байланысына қойылатын талаптар орындалмаған жағдайда цилиндр / конус байланысын 9.4.2 және 9.4.4 бойынша қаттылықтың тиімді элементі ретінде қарастыруға болады.

9.4.2 Конустық немесе цилиндрлік кесіктің цилиндр білігіне l_x, қатысты серпіннің болжанатын кезі минимум байланыстың екі жағы бойынша ұзындықта $\sqrt{D_{eq}e}$ мынадай мәндерге ие болған жағдайда цилиндр / конус байланысын қаттылықтың тиімді элементі ретінде қарастыруға болады (9.4.3-1-суретті қарау):

$$l_x = 0{,}18 D_{eq} L D_s^2 \frac{P_c}{E_t} \qquad (9.4.2\text{-}1)$$

мұнда,

D_s көлденең кесіктің бекітілген аумағы серпінінің центроид кезінің диаметрі.

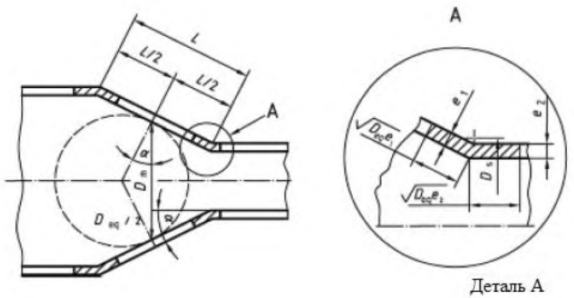
9.4.3 Цилиндр / конус байланыстарының қаттылық элементі ретінде тиімді конустық кесіктерін есептеу цилиндрлік қабыршақтардың әдісі бойынша орындалады (9.3 қарау), бұл ретте септеледі:

L– конустық кесіктің ұзындығы (9.4.3-1-суретті қарау);

D_{eq}– мынадай үлгіде есептелетін баламалы диаметр:

$$D_{eq} = \frac{D_m}{\cos\alpha} \qquad (9.4.3\text{-}1)$$

Бұл баламалы цилиндрлік қабыршақтың есебі 9.3 бойынша орындалуы тиіс.

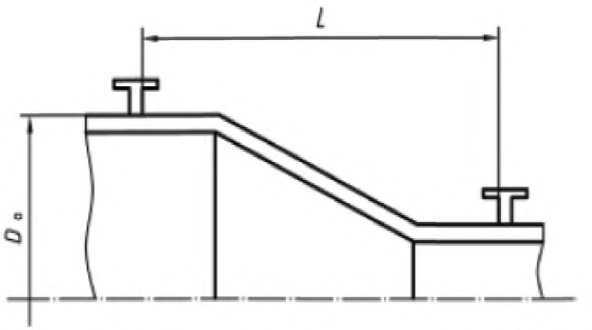


9.4.3-1-сурет – Цилиндр / конус байланысымен күш ретінде тиімді конустық кесік

9.4.4 Цилиндр / конус байланысымен қаттылық элементі ретінде тиімді емес конустық құбырлар үшін 9.3 көрсетілген баламалы цилиндрлік қабыршақтың есебіндегі мынадай мәндерді қолданған жөн:

L- қаттылықтың тиімді элементтері арасындағы білік бойынша ұзындық (9.4.4-1-суретті қарау).

D_0- конустың бастамасындағы үлкен диаметрлі цилиндрдің сыртқы диаметрі (9.4.4-1-суретті қарау).



9.4.4-1-сурет – Цилиндр / конус байланысымен күш ретінде тиімді емес конустық кесік

9.5 Күмбез тәріздес бітеуіштер

9.5.1 Жартылай сфералық бітеуіштер

9.5.1.1 Есептеу әдісі

Қабырғаның есептік қалыңдығы мынадай әдіспен есептелген мәннен кем болмауы тиіс.

а) *e* арналған мәнді таңдап алған жөн, ал p_y мынадай үлгіде есептеген жөн:

$$p_y = \frac{2S_e}{R_m} \qquad (9.5.1\text{-}1)$$

b) *e* арналған мәнді p_y есептеу кезінде қолдана отырып, p_m арналған мәнді есептеген жөн:

$$p_m = \frac{1,21E_t e^2}{R_m{}^2} \qquad (9.5.1\text{-}2)$$

c) p_m/p_y қатынасын есептеген жөн, ал p_r/p_y 9.5.1-1-кестеден таңдап алған жөн.

9.5.1-1-кесте – p_r/p_y мен p_m/p_y қатынасы бойынша мән

p_m/p_y	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3,0
p_r/p_y	0	0,09	0,18	0,255	0,324	0,3855	0,435
p_m/p_y	3,5	4	4,5	5,0	5,5	6	6,5 Және жоғары
p_r/p_y	0,4785	0,51	0,5325	0,5475	0,5595	0,567	0,57

d) p_r мәнін p_r/p_y және p_y арасынан есептеген жөн, ол мынандай шарттарды қанағаттандыруы тиіс:

$$p_r \geq \kappa p \qquad (9.5.1\text{-}3)$$

Егер p_r мән Kp қарағанда кіші болса, онда e үшін ұсынылатын мән ұлғайтылуы тиіс.

9.5.1.2 Геометриялық қалыптың жіберілетін ауытқулары

9.5.1.1 келтірілген әдіс тек қана $2{,}4\sqrt{eR_{\max}}$ бұру ұзындығы негізіндегі дөңгелектену радиусы нақтылы мәнді 30 % жоғары аспайтын, радиус сферасының шегі 1 % болатын, жартылай сфералық бітеуіштер үшін қолданылады.

ЕСКЕРТПЕ Кейбір жағдайларда бұрудың бұл белгісі дайындау және өлшеу кезіндегі қиындықтар себепті тым қатты болуы мүмкін. Бұл жағдайда жоғарыда көрсетілген әдіспен белгіленген қысымды p_r коэффициенттерге $(R_{max}/1{,}3R)^2$ бөлуге жол беріледі, және де R_{max} – дөңгелектенудің жергілікті радиусының өлшенген әлде кертартпа нақты максималды мәні болып табылады.

9.5.2 Торосфералық бітеуіштер

Торо сфералық бітеуіш орта радиусы R жинақтың сыртқы радиусына тең жартылай сфералық бітеуіш ретінде есептеледі.

9.5.3 Эллипстік бітеуіштер

Эллипстік және жартылай эллипстік бітеуіш орта радиусы R жинақтың максималды радиусына тең, яғни $\frac{D^2}{4h}$ жартылай сфералық бітеуіш ретінде есептеледі.

10 Өзгермелі жүктемеге арналған есептеме

10.1 Жалпы ережелер

Есептелген статикалық жүктемеден төмен мәндер кезінде сыртқы жүктеме, температура және қысымның өзгерісін тудыратын өзгермелі жүктемелер шаршау жарықтарының пайда болуына алып келеді.

10.2, 10.3 және 10.4 келтірілген шарттар орындалмаған жағдайда, онда статикалық жүктемеге арналған есептемеге қосымша 12.4 бойынша шаршауға талдау жүргізген жөн.

Талдау кезінде барлық белгіленген өзгермелі жүктемелердің жиілігі мен көлемін ескерген жөн және әр жүктемеге рұқсат етілген құбырдың жүктеме айналымдарының мөлшері N_i жүктеме айналымдардың күтілетін мөлшерінен n_i жоғары болуы және шаршау көрсеткіші 1 мәннен аспауы тиіс.

$$\sum_{i=1}^{m} n_i / N_i \leq 1 \qquad (10.1\text{-}1)$$

мұнда, m- жүктеудің айналма түрлерінің мөлшері.

Шаршауды есептеу кезінде күтілетін шектен шығуларды қосқандағы пайдаланудың қалыпты шарттарының спектрі бойынша айналымдық ауытқуларды ескерген жөн. Бағалауға байланыстыратын бөлшектердің деректі қабырға қалыңдықтары мен қарастырылатын температура кезіндегі материалдардың қасиеті енгізіледі.

ЕСКЕРТПЕ Беттің сапасы мен дәнекерлеу тігістерінің болуы шаршау сипаттамаларына әсер етеді және бағалау кезінде ескерілуі тиіс. Егер бас тарту қаупі болса, онда есептемені агрессивті әсер етулерге тұрақты материалдарды қолдану және дәнекерлеу тігістеріне қатысты пішіндерді түзету, шыңдық кернеулердің төмендеуі бойынша құрылымдық өзгерістер әсерінен бас тарту қаупін төмендету мақсатында тексерген жөн.

10.2 Шаршау талдауынан шығарып тастау

Егер төменде көрсетілген шарттардың біреуі орындалған жағдайда шаршаудың бөлшекті талдауы (12.4 қарау) қажет емес:

a) дұрыс мәліметтер бойынша құбырдың есептемесі талдауы мен қабылдауы бар құбырдың есептемесіне сәйкес келеді;

b) құбырдың есептемесі пайдалануға берілген құбырдың есептемесімен бірдей;

c) барлық нүктелерден жүктеме айналымдарының жалпы саны 1000 құрайды.

d) негізгі кернеудің есептелген максималды ауытқу қарқыны көміртекті және аустенит болаттар үшін 47 $N/мм^2$ құрайды. Бұрыштық тігістерді қарастырған кезде 35 $N/мм^2$ мәнін қолданады.

e) төменде көрсетілген шарттар ерекшеліксіз және бір уақытта орындалады:

1) 10.3.1 анықталатын ауытқудың барлық қарқыны бойынша қысыммен жүктеу айналымдарының баламалы саны 1000 құрайды;
2) бұрулардағы механикалық жүктеме механикалық жүктемелердегі кернеудің шоғырлану коэффицентін қосқандағы нәтижелі кернеудің максималды қарқыны есептік температура кезінде есептік кернеуден f 1/3 аспайды (кернеудің ауытқу қарқынының коэффицентін қосқанда);
3) қабырғалардың қалыңдығы феррит болаттарда 125 мм артық емес және аустенит болаттарда 60 мм құрайды, ал жылулық жүктеме айналымдардың саны 7000 құрайды.

10.3 Қысымның ауытқуынан туындаған ауыспалы жүктемеге арналған есептеме

10.3.1 Баламалы толық жүктеме айналымдарының саны

10.2 e) 1) сәйкес талдаудан шығарып тастауға ауытқудың толық қарқынымен қысымды жүктеу айналымдарының саны 1000 аспаған жағдайда ғана рұқсат етіледі. Ауытқудың шағын қарқынымен қысымның ауытқуы үшін

ауытқудың толық қарқынымен қысымды жүктеу айналымдарының баламалы санын формула бойынша анықтауға болады (10.3.1-1 қарау)

$$N_{eq} = N_f + \sum_{i=1}^{n} \left\{ \left(\left[\hat{p}_i - \check{p}_i \right] / p_c \right)^{3,5} N_i \right\} \qquad (10.3.1\text{-}1)$$

мұндаN_{eq}- ауытқудың толық қарқынымен қысымды жүктеу айналымдарының баламалы саны ;

n – қысымның түрлі диапазондарының саны $\left(\hat{p}_i - \check{p}_i \right)$;

N_f – $\left(\hat{p}_i - \check{p}_i \right) = p_c$ диапазонды қысымның толық диапазондарының саны (10.3.2.2 қарау);

N_i – $\left(\hat{p}_i - \check{p}_i \right)$диапазонды қысымның түрлі айналымдарының саны p_c қарағанда кем;

p_c- есептік қысым (жүктеме қысымының толық диапазоны).

Құбырлардың есептемесіне ауытқудың толық қарқынымен қысымды жүктеу айналымдарының баламалы саны 1000 кем құраған жағдайда жеткілікті болып саналады.

10.3.2 Ауыспалы жүктемеге арналған жеңілдетілген есептеме

10.3.2.1 Жалпы ережелер

Ауыспалы жүктемеге арналған жеңілдетілген есептеме есептелетін ауыспалы жүктеме қысымның ауытқуларына ғана негізделетін жағдайда жіберіледі.

Есептеу кезінде статикалық жүктемеге арналған есептеме белгілері қолданылады, ал шаршау кернеуінің сәйкес шыңдары типтік геометриялық қалыптардың көп түрлілігіне арналған кернеудің шоғырлану коэффицентін η қолдану арқылы есептеледі. Бұл әдіс шамалас мәндерге алып келеді, ал параметрлердің нақты мәндеріне 12.4 бойынша толық талдау арқылы қол жеткізіледі.

Бұл ережелерді EN 13480-2 және EN 13480-4 сыналған және дайындалған қақталған және аустенит және феррит тегістелген болаттан жасалған қысым астында орналасқан құбырлардың байланыстыратын бөлшектеріне қолданады.

Есептемені параметрлері уақытқа тәуелсіз беріктік сипаттамасы және ауыспалы жүктеме тек қана қысымның ауытқу түрінде туындау негізінде есептелетін байланыстыратын бөлшектер үшін ғана қолданады,

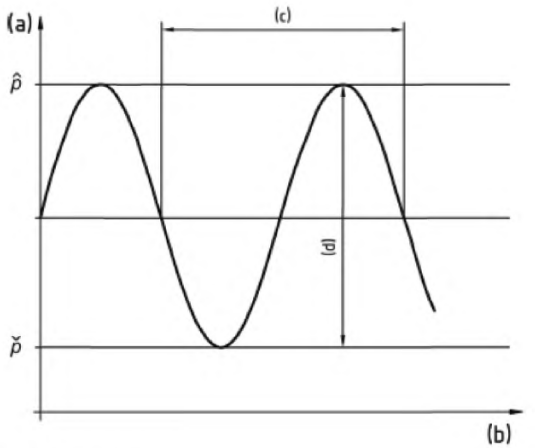
1-ЕСКЕРТПЕ «Ауыспалы жүктеме» термині орта мәннің көлемі мен уақытына тәуелсіз уақыт барысында жүктеменің өзгерісін білдіреді.

Пайдалану немесе сыртқы күш пен кездердің барысында температураның тез өзгерісінің әсер етуі сияқты қосымша ауыспалы жүктемелер шаршауды талдау шеңберінде бағаланады (12.4 қарау).

Бұл ережелер тек шаршау әсерінен белгіленген қызмет ету уақытын төмендететін тасымалданатын заттың әсері болмаған жағдайда ғана қолданылады.

2-ЕСКЕРТПЕ Жұмыс қысымына салынған қысымның кернеуі жіберілетін жұмыстық қысымнан 10 % аспайтын болса, 10.3.2 қолданылмайды.

Егер пайдалану кезінде күтілетін қысымның ауытқуларының саны (10.3.2) бойынша есептелген жүктеме айналымдардың рұқсат етілген мөлшерінен асып кеткен жағдайда, онда құрылымды өзгерткен жөн немесе шаршаудың толық талдауын өткізген жөн. Ауыспалы жүктеме әсерінен бас тарту белгісі ретінде техникалық жарық, яғни оптикалық қосалқы құралдардың немесе бұзбай бақылау әдісінің көмегімен ерекшеленгенін материалдың жарық тәріздес бөлінуі болып табылады. Ауыспалы жүктеме мәні ретінде қысымның қайталама ауытқуларының әсер етуі кезінде кернеудің ауытқу қарқыны (жүктеменің екі амплитудасы) ескеріледі (10.3.2-1 қарау).



Шартты белгіленулер

(a) қысым p

(b) уақыт

(c) жүктеме айналымы

(d) қысымның ауытқу диапазоны $\left(\hat{p}_i - \check{p}_i\right)$

10.3.2-1-сурет – Жүктеме айналым мен қисық қысымның сызбалық суреті

Жүктеме айналымдардың рұқсат етілген мөлшері 4.6 және 6-бөлім бойынша құбырдың байланыстыратын бөлшектерінің өлшемі мен есебін анықтау нәтижелерімен байланыстырған жөн.

3-ЕСКЕРТПЕ Маңызды ауыспалы жүктемемен кезеңді жүктеме айналымдары кезінде шаршаудың толық талдауы мақсатты болып табылады. Бұл 10.3.2 есептемеге қарағанда рұқсат етілген жүктеме айналымдардың ең жоғарғы мөлшеріне әкеледі.

4-ЕСКЕРТПЕ Қысымсыз күй мен рұқсат етілген жұмыстық артық қысым арасындағы ауытқулар өте маңызды. Бұл қысымның ауытқулары төменгі амплитудалы жұмыстық қысымның ауытқуы немесе ауыспалы жиіліктегі амплитуда тең емес жүйелілікте ауытқудың (жұмыстық жүктемелер тобы) әсерінен салынуы мүмкін. Төменгі қысымның әсерінен жүктемелер туындаған жағдайда сәйкес әдіс қолданылуы тиіс (вакуум).

Ауыспалы қарқын мен жиіліктегі қысымның ауытқуын ақаудың сызықтық жинақталуының ережелері бойынша топтаған жөн (10.3.2.3 қарау).

5-ЕСКЕРТПЕ Құбырдың қысымға тап болатын бөлшектердің бұзылуынсыз көрсетілген қызмет ету мерзімінің барысында қысымның ауытқу мөлшері мен көлемі түрлі факторлардың үлкен мөлшеріне байланысты, оларға жатады:

- құрылым, мысалы, кернеудің жоғарғы шектерін болдырмау үшін байланыстыратын бөлшектердің қалыптары;
- дайындау, мысалы, кернеудің шоғырлануына қатты болаттарға қарағанда әдетте аса сезімтал емес жұмсақ болаттарды қолдану арқылы дайындау. Кернеудің шоғырлануына сезімтал болаттарда дайындау ақауларын ескермеген немесе пайдаланудың дұрыс емес шарттары көп болған жағдайда бас тарту мүмкіндігі жоғары болатынын ескерген жөн. Балқыған металлдың беріктігі минимум негізгі металлдың беріктігіне сәйкес келуі тиіс;
- беттің сапасы, мысалы, тегіс беттер;
- қабырға қалыңдығы, мысалы, кернеудің бірдей амплитудасы кезінде қабырғаның қалыңдықтары ұлғаюы себебінен шаршау төмендейді;
- температура, мысалы, жоғары температура кезінде материалдардың ауыспалы жүктемелерге қарсылығы төмендейді және осымен бірге байланыстыратын материалдың қызмет ету уақыты төмендейді.

6-ЕСКЕРТПЕ Пайдалану кезінде туындайтын жемірілудің әсерінен, атап айтқанда топтауға сезімтал материалдардың кернеуінің әсерінен құбыр ұстап тұратын жүктемелі айналымдардың мөлшері қысқарады. Бұл жағдайда пайдалану кезіндегі тексерістер мен іс-шаралар өте маңызды (10.3.2.7.3 қарау). Егер жемірілу қабаты пайда болса, онда бұл жемірілу қабатының шытынауының алдын алу үшін өлшемдер мен есептемелерді анықтау кезінде ескерілуі тиіс.

Барлық құбыр үшін жүктемелі айналымдардың рұқсат етілген мөлшерін анықтау үшін есептемелер құбырда қолданылатын байланыстыратын бөлшектердің барлық түрлері үшін 10.3.2.3 бойынша орындалуы тиіс. Осындай түрмен алынған мәннің ең кемін қолданған жөн.

10.3.2.2 Шартты белгіленулер

10.3.2 бөлімінде 3.2 шартты белгіленулерге қосымша 10.3.2-1 келтірілген шартты белгіленулер қолданылады.

10.3.2-1-кесте – 10.3.2 қолданылатын шартты белгіленулер

Шартты белгілену	Түсініктеме	Өлшем бірлігі
F_t*	Температураның әсер ету коэффициенті	-
k	Жүктеменің біріккен тобын құрайтын қысымның түрлі ауытқулары арасындағы аралықтардың саны	-
p_r	Резервтік қысым	бар
$\left(\hat{p}_i - \check{p}_i\right)$	Қысымның ауытқу диапазоны (екі еселенген амплитуда)	бар
F_D	Қабырға қалыңдығының әсер етуін ескеретін түзету коэффициенті	-
N	Жұмыстық жүктеме айналымдардың мөлшері	-
N_{all}	Қысымның ауытқу диапазоны кезінде жүктеме айналымдардың жіберілетін мөлшері $\left(\hat{p}_i - \check{p}_i\right)$	-
t^*	Жүктеме айналмасына кіру кезіндегі анықтайтын есептік температура	°С
$2\sigma_a^*$	Кернеудің анықтайтын жалған серіппелі амплитудасы	МПа(N/мм^2)
$2\sigma_{aD}$	Симметриялы айналмамен жүктеу кезіндегі анықтайтын шаршау беріктігі	МПа(N/мм^2)
η	Кернеу коэффициенті	
f_{20}	5.2 бойынша 20^{0}С кезіндегі есептік кернеу f	МПа(N/мм^2)

Көрсеткіштердің мәні:

жоғарғы ˆ - максималды мән, мысалы $\hat{p}$;

жоғарғы ˇ - минималды мән, мысалы $\check{p}$;

төменгі K – сандық көрсеткіш, мысалы N_k.

10.3.2.3 Жүктеме циклдерінің рұқсат етілетін санын анықтау

Жүктеме циклдерінің рұқсат етілетін санын $2\sigma_a^*$ келесі формула бойынша анықтаған жөн:

$$2\sigma_a^* = \frac{\eta}{F_d F_t^*} \frac{\left(\hat{p} - \check{p}\right)}{p_r} f_{20} \qquad (10.3.2\text{-}1)$$

Резервтік қысым p_r 6-9 және 11-бөлімдердегі p мәнінен кейін анықталатын, параметрлерді есептеу үшін формулалардағы құбырдың байланыстырушы бөлшегі үшін есептік кернеуді f_{20} қолданған кезде рұқсат етілетін қысым ретінде анықталады.

Кернеу коэффициенті η есептік жағдайдағы байланыстырушы бөлшектің геометриялық формасын анықтау үшін кернеу коэффициенттерінің жоғарғы шектік мәнін білдіреді. Бұл коэффициенттер сынақтардан алынған мәліметтерге негізделіп есептеледі немесе 10.3.2-4-кестеден таңдалады.

Байланыстырушы бөлшек өлшемінің симметриялық циклмен жүктеу кезінде қажау беріктігіне әсері $e_{ord} > 25$ қабырғалардың қалыңдығы үшін (10.3.2-2) формуласы бойынша есептелетін түзету коэффициентінің F_d көмегімен анықталады

$$F_d = \left(\frac{25}{e_{ord}}\right)^{0,25} \qquad (10.3.2\text{-}2)$$

немесе 10.3.2-2-суретінен алынады. F_d коэффициенті $F_d = 0,64$ дейін шектелуі тиіс.

Сом темірдің қабырғаларының қалыңдығы материалдардың сәйкес стандарттары бойынша жылумен өңдеуден кейінгі айқындаушы диаметр ретінде қолданылады.

Қарастырылатын жүктеме циклі барысында айқындаушы есептік температураны есептеу үшін келесі формула қолданылады:

$$t^* = 0,75\hat{t} + 0,25\check{t} \qquad (10.3.2\text{-}3)$$

Барлық температураға тәуелді шамаларды сәйкес жүктеме циклінің айқындаушы температурасына t^* жатқызады.

Қажау беріктігінің аумағынан тыс жүктеме циклінің температураларында және $t^* > 100°C$ кезінде температураның әсер ету коэффициенті F_{t*} келесідей анықталады:

- феритті болат үшін:

$$F_{t^*} = 1,03 - 1,5 \times 10^{-4} t^* - 1,5 \times 10^{-6} t^{*2} \qquad (10.3.2\text{-}4)$$

- аустенитті материалдар үшін:

$$F_{t^*} = 1,043 - 4,3 \times 10^{-4} t^* \qquad (10.3.2\text{-}5)$$

немесе 10.3.2-3-суреттен алынады.

$t^* \leq 100$°С үшін, $F_{t^*} = 1$.

$10^3 \leq N_{all} \leq 2 \times 10^6$ диапазонындағы жүктеме циклдерінің рұқсат етілетін саны N_{all} (10.3.2-1) формуласында белгіленген кернеу амплитудасының $2\sigma_{a^*}$ функциясы ретінде есептеледі

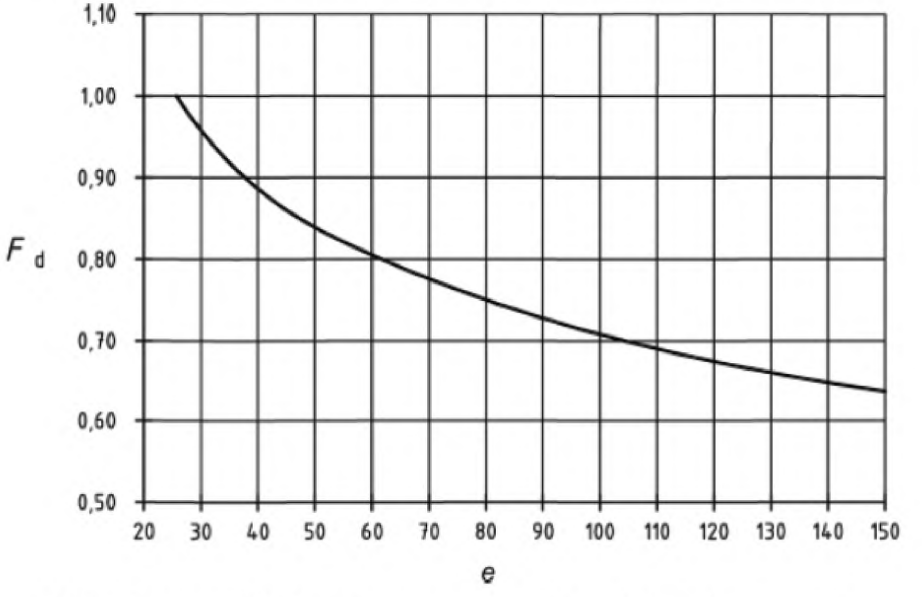
$$N_{all} = \left(\frac{B}{2\sigma_a^*} \right)^m \qquad (10.3.2\text{-}6)$$

Бұл жерде B тұрақты мәнін 10.3.2-2-кестеден таңдаған жөн;

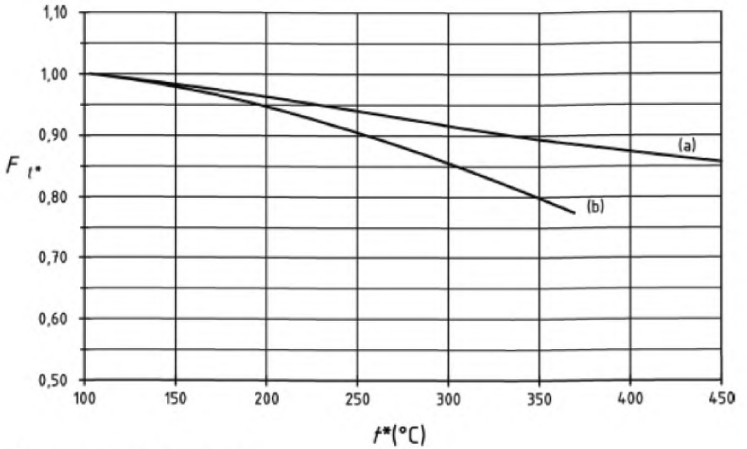
дәнекерленген жіктер үшін $m = 3$, ал илемделген немесе өңделген беті бар дәнекерленбейтін бөліктер үшін $m = 3,5$.

Балама түрде N_{all} мәні тікелей 10.3.2-4-суретінен алына алады.

1-ЕСКЕРТПЕ m үшін мәндерді анықтаған кезде дәнекерленген жіктердің кернеулерінің концентрациясы және беттің кедір-бұдырлығы, сонымен қатар, жұмыс қысымының ықпалынан пайда болған дәнекерленген жіктердегі өз кернеуінің әсер етуі ескерілді.



10.3.2-2-сурет – Қабырға қалыңдығының әсерін есептеу үшін F_d түзету коэффициенті



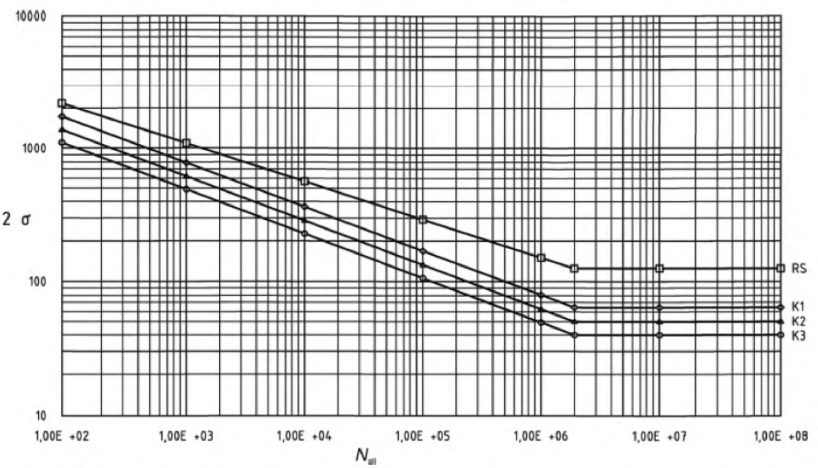
Шартты белгіленулер

(a) аустенитті

(b) ферритті

t^* - айқындаушы есептік температура

10.3.2-3-сурет – Температура әсерін есептеу үшін F_r түзету коэффициенті



10.3.2-4-сурет – 100°С төмен есептік температуралар мен 25 мм кем қалыңдық үшін жүктеме циклдерінің рұқсат етілетін саны

Байланыстырушы бөлшектердің және K_1, K_2 және K_3 санаттарының дәнекерленген жіктерінің B тұрақты мәнін 10.3.2-2-кестесінен алған жөн.

10.3.2-2-кесте –*B* есептік тұрақты мәні

Санаты	B, N/мм^2
RS	7 890
K_1	7 940
K_2	6 300
K_3	5 040

Құбыр үшін қолданылатын дәнекерленген қосылыстар 10.3.2-4-кестесі бойынша K_1, K_2 және K_3 үш санаттың бірінде кесу кезінде кернеулердің концентрациясына байланысты жіктеледі.

2-ЕСКЕРТПЕ Басқа ескертпелерді EN 13445-3 қараңыз.

3-ЕСКЕРТПЕ RS санаты үшін жүктеме циклдерінің рұқсат етілетін саны 200 мкм кедір-бұдырлығы бар ыстық жәміштелген материалдар үшін және салқын жәміштелген материалдар үшін мәндерден есептелген.

$2\sigma_{aD}$ симметриялық циклі бар жүктегенде рұқсат етілетін қажау беріктігі N = 2 х 10^6 кезінде белгіленеді. $2\sigma_{aD}$ мәндерінен төмен $2\sigma_{aD}^*$ кернеу амплитудаларында 10.3.2-3-кестесінде көрсетілген сииметриялық циклмен жүктеу кезінде қажау беріктігі рұқсат етіледі.

10.3.2-3-кесте – $2\sigma_{aD}$ симметриялық циклмен жүктегендегі қажау беріктігінің шектік мәндері

Санат	$2\sigma_{aD}$, N/мм^2
RS	125
K_1	63
K_2	50
K_3	40

Түрлі амплитудамен және жиілікпен қысымның тербелістері кезінде (жұмыс жүктемелерінің тобы) қажау нәтижесіндегі қызмет ету мерзімін тоқтаулардың сызықтық шоғырландыру ережесі бойынша анықтайды

$$\sum_{i=1}^{k} \frac{N_i}{N_{iall}} = \left(\frac{N_1}{N_{1all}} + \frac{N_2}{N_{2all}} + \ldots + \frac{N_k}{N_{kall}} \right) \le 1,0 \qquad (10.3.2\text{-}7)$$

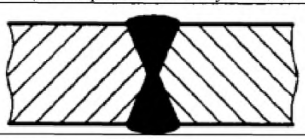
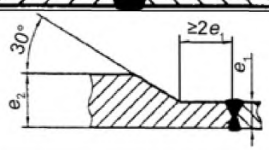
N_1, N_2,... N_k – бұл қолдану барысында жүктеме циклдерінің болжалды саны, соның ішінде қысым тербелісінің бірдей өрісі $\left(\hat{p}-\check{p}\right)$ бар жүктеме циклдері әр жағдайда жинақталады. (10.3.2-1) формуласы бойынша $2\sigma_{aD}^{*}$ кернеу амплитудалары үшін N_{1all}, N_{2all},... $N_{k\ all}$ жүктеме циклдерінің сәйкес рұқсат етілетін сандарын қажаудың сәйкес қисық сызықтарынан алған немесе (10.3.2-6) формуласы бойынша есептеген жөн.

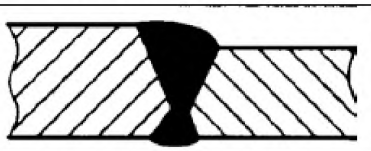
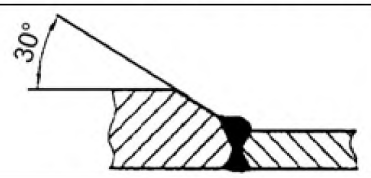
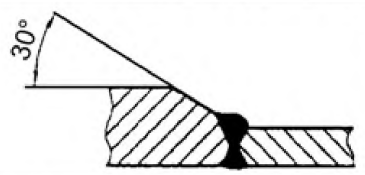
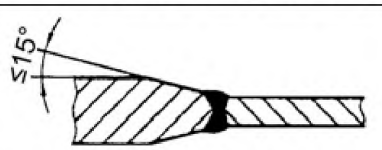
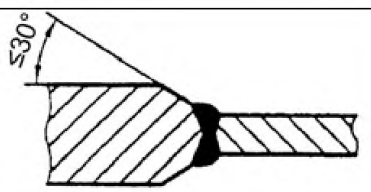
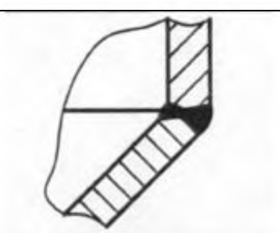
Егер жұмыс жүктемелері тобының әсер етуі кезінде кернеу амплитудалары $2\sigma_{aD}^{*}$ 10.3.2-3-кестеде көрсетілген $2\sigma_{aD}$ симметриялық циклмен жүктеу кезінде $N>2\text{x}10^6$ үшін қажау беріктігінің мәндерінен кем болса, $N_{all}=2\text{x}10^6$ жүктеме циклдерінің сәйкес санын қолданған жөн. $2\sigma_{aD}$ мәндерінен 50% кем $2\sigma_{aD}^{*}$ кернеу амплитудасы бар тоқтаудың пайыздары ескерілуі міндетті емес.

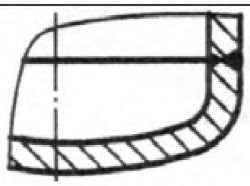
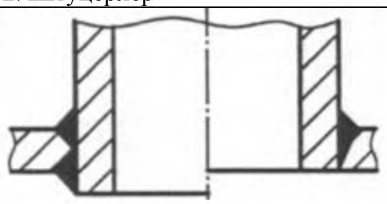
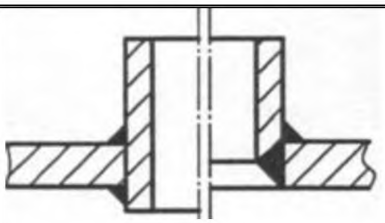
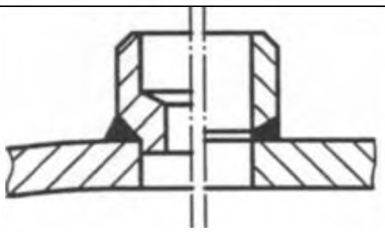
10.3.2.4 Түрлі геометриялық формалар үшін η кернеу коэффициенттері

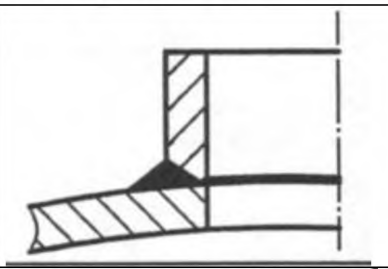
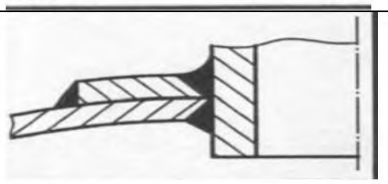
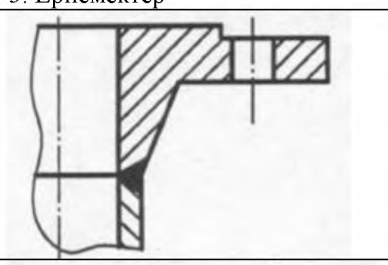
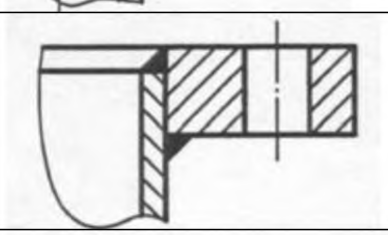
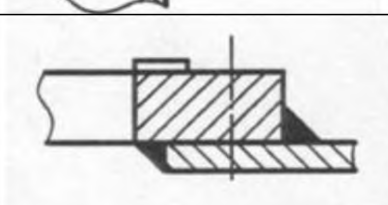
10.3.2-4-кестеде сәйкес санаты (RS, K_1, K_2, K_3) және сәйкес η кернеу коэффициенті белгіленген геометриялық формалардың және дәнекерленген қосылыстардың мысалдары берілген.

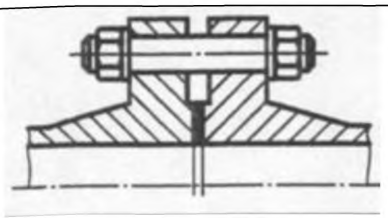
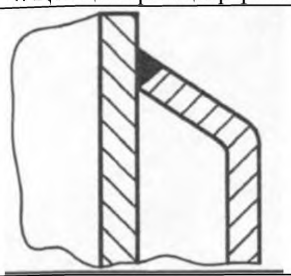
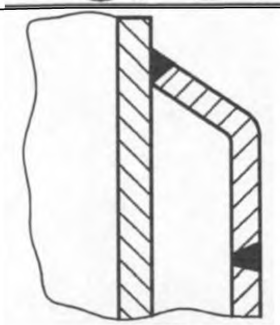
10.3.2-4-кесте – Геометриялық формалардың және дәнекерленген қосылыстардың мысалдары

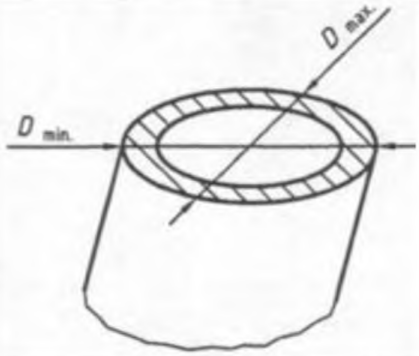
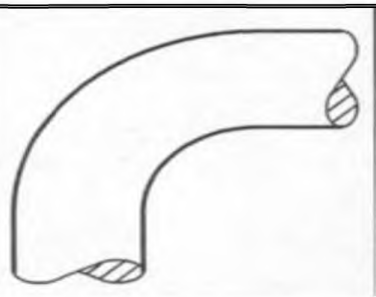
№	Суреті	Сипат-тамасы	Шарты	Санаты	η
1. Цилиндрлік және конустық қабыршақтар					
1.1		Қалыңдығы бірдей қабырғалардың сақиналық жігі	Екі жақтан дәнекерленген	K_1	1,3[a]
1.2			Бір жағынан дәнекер жікпен дәнекерленген	K_1	
1.3			Бір жағынан дәнекер жіксіз дәнекерленген	K_2	
1.4		Қалыңдығы бірдей емес қабырғалардың сақиналық жігі	Екі жақтан дәнекерленген	K_1	

1.5				K_1	
1.6				K_1	
1.7			Екі жақтан дәнекерленген, жиектердің бірдей ішкі және сыртқы жылжуы	K_1	
1.8				K_1	
1.9				K_1	
1.10	1.1, 1.2 және 1.3 қараңыз	Қалыңдығы бірдей қабырғалардағы бойлық жік	1.1, 1.2 және 1.3 қараңыз	1.1, 1.2 және 1.3 қараңыз	1,6 [c] [b]
1.11		Бұрыштық жігі бар конус	Екі жақтан немесе бір жағынан дәнекер жікпен дәнекерленген	K_1	2,7
1.12			Бір жағынан дәнекер жіксіз дәнекерленген	K_3	
1.13		Белдемесі және бойлық жігі бар конус	Жіктің орындалуы және классификация №1.1-1.3 ұқсас	-	2,0

1.14		Цилиндр мен цилиндрлік ернемегі бар күмбез тәрізді бітеуіш арасындағы жік	Жіктің орындалуы және классификация №1.1-1.9 ұқсас	-	1,5
1.15		Күмбез тәрізді бітеуіштің белдемесі	Дәнекерлен-бейді	RS	2,5
	2. Штуцерлер				
2.1		Тесіп өтетін немесе алынбалы штуцер	Екі жақтан немесе бір жағынан дәнекер жікпен дәнекерленген	K_1	3,0
2.2.			Бір жағынан дәнекер жіксіз дәнекерленген	K_2	
2.3		Ішіне өткізілген штуцер (суреттегі сол жақ орындалу)	Екі жақтан дәнекерленген, бірақ тесіп өтпейтін	K_2	
2.4		Алынбалы штуцер (суреттегі оң жақ орындалу)		K_3	
2.5		Қондырылған штуцер	Бір жағынан дәнекерленген (қалдық саңылауы жоқ), штуцер бұрғылап кеңейтілген немесе негізі кесілген	K_1	

2.6			Бір жағынан дәнекер жіксіз немесе негізді механикалық өңдеусіз дәнекерленген	K_2	
2.7		Күшейткіш тілімі бар штуцер; шайбаның сырт-қы диаметрінд егі жік		K_3	3,0
2.8		Күшейткіш тілімі бар штуцер; штуцердің дәнекерлеуі ндегі жік	Штуцер құбырының негізгі бөлікпен және күшейткіш тіліммен байланысуы	K_1	
	3. Ернемектер				
3.1		Алдын ала дәнекерленген ернемек	Екі жақтан немесе бір жағынан дәнекер жікпен дәнекерленген	K_1	2,0
3.2			Бір жағынан дәнекер жіксіз дәнекерленген	K_2	
3.3		Дәнекерленетін ернемек	Жіктің қалыңдығы, кем дегенде, 5 мм болатын бұрыштық жік	K_2	3,0
3.4		Қондырылған шектеу ернемегі, ішкі диаметрдегі жік (суреттегі оң жақ жік)		K_3	4,0
		Қондырылған шектеу ернемегі, сыртқы диаметрдегі жік		K_2	

		(суреттегі оң жақ жік)			
3.5		Ернемекті қосылыстардың бұрандамалары: әдетте, растау тек бұрандамалар жиі бұралып шыққан (әлсіреген) жағдайда қажет. Бұл жағдайларда жақшаға алынған мәндер қолданылады.		(RS)	5,0
4. Қос қабыршақтар үшін байланыстырушы жіктер					
4.1		Формаланған белдемесі бар: бағалау ішкі құбыр үшін, сондай-ақ, байланыстыруші жік үшін де жүргізіледі	Бір жағынан дәнекерленген	K_2	3,0
4.2		Бөлек белдемесі бар: бағалау ыдыстың ішкі қабырғасы үшін де, белдеме мен құбырдың ішкі қабырғасы арасындағы байланыстырушы жік үшін де жүргізіледі. (Белдеме мен сыртқы қабыршақ арасындағы байланыстырушы жік K_2 санатымен №1.3 бойынша бағаланады)	Екі жақтан немесе бір жағынан дәнекер жікпен дәнекерленген	K_1	
5. Дөңгеленуден ауытқуы бар құбырлар мен құбырлардың иілгендіктері					

5.1		Дөңгеленуден ауытқуы бар жіксіз немесе дәнекерленген құбыр	Жіктің орындалуы және классификация №1.1-1.3 ұқсас		10.3.2-5-кестені қараңыз
5.2		Дөңгеленуден ауытқуы бар жіксіз немесе дәнекерленген иілгендік	Жіктің орындалуы және классификация №1.1-1.3 ұқсас		10.3.2-5-кестені қараңыз

[a] $h \leq 0,5\ e$ жіктің максималды рұқсат етілетін жылжуы үшін, алайда, EN ISO 5817 бойынша максимум 3 мм, В бағалау тобы

[b] Жіктің жылжуы үшін басқа шектік мәндерді EN 13480-4 қараңыз.

[c] EN ISO 5817 сәйкес $h \leq 0,1\ e$ жіктің рұқсат етілетін жылжуы үшін, В бағалау тобы

10.3.2-5-кесте – Дөңгеленуден ауытқуы бар құбырлар мен құбырлардың иілгендіктері үшін η мәндері

	e/D_m						
U %	0,005	0,01	0,025	0,05	0,10	0,15	0,20
1 %	1,16	1,27	1,35	1,25	1,14	1,10	1,07
2 %	1,31	1,54	1,69	1,51	1,29	1,20	1,15
3 %	1,47	1,81	2,04	1,76	1,43	1,29	1,22
4 %	1,63	2,08	2,39	2,02	1,57	1,39	1,30
5 %	1,78	2,35	2,74	2,27	1,72	1,49	1,37
6 %	1,94	2,62	3,08	2,52	1,86	1,59	1,44
7 %	2,09	2,89	3,43	2,78	2,00	1,69	1,52
8 %	2,25	3,16	3,78	3,03	2,15	1,78	1,59
9 %	2,41	3,43	4,13	3,28	2,29	1,88	1,67
10 %	2,56	3,70	4,47	3,54	2,43	1,98	1,74

D = құбырдың/құбырдың иілгендіктерінің сыртқы диаметрі;

$D_m = (D_{max} + D_{min})/2$

e = қабырғаның қалыңдығы;

u = дөңгеленуден ауытқу (%), $u = 100\ (D_{max} - D_{min})/D_m$

ЕСКЕРТПЕ Кестеде көрсетілмеген аралық мәндер сызықтық интерполяция жолымен анықталады.

10.3.2.5 Есептеу

Айнымалы жүктемеге ұшырайтын байланыстырушы бөлшектердің қажауы салдарынан қызмет ету мерзімі, негізінен, өлшемдерге және құрылымға тәуелді болады. Кернеудің жоғары концентрациялары немесе салыстырмалы ұзарулары бар құрылымдарды, мысалы, кернеудің дұрыс ағынына сәйкес келетін көлденең қималардың өтулерін есептеу жолымен болдыртпаған жөн.. 10.3.2-4-кесте құбырлардың құрылысында белгіленген дәнекерленген құбырлардың орындалуының бағасын қамтиды.

1-ЕСКЕРТПЕ Қызмет ету мерзімінің жоғары талаптары қойылған жағдайда 1-санатты дәнекерленген жіктерді орындауды ұсынған жөн. Жобалау кезінде 10.3.2.7 бойынша бақылаудың мүмкіндігі ескертілуі тиіс. 10.3.2-4-кестеде көрсетілмеген дәнекерленген жіктердің орындалуының қызмет ету мерзімін анықтау үшін құрылым кернеуін кесу тиімділігінің коэффициентіне көбейтудің көмегімен сәйкес бағалу жолымен η болжалды мәнін белгілеген жөн.

2-ЕСКЕРТПЕ Қызмет ету мерзімі 10.3.2-4-кесте бойынша есептеуді бағалау шеңберінде, мысалы, келесі конструктивтік шаралар жолымен ұлғайтылуы мүмкін:

a) қондырылған тілімді күшейтулерден бас тарту;

b) түрлі диаметрлі және/немесе түрлі қабырғалардың қалыңдығы бар құбырдың бөліктері арасындағы конустық өтулер;

c) екі жақтан дәнекерлеу немесе жіктің дәнекер жапсарымен бір жағынан дәнекерлеу.

3-ЕСКЕРТПЕ Көбінесе тұрақты жүктеме кезінде өлшемдерді үлкейту жолымен жүктеме циклдерінің рұқсат етілетін саны да үлкейтілуі мүмкін.

10.3.2.6 Әзірлеу

Байланыстырушы бөлшектерді әзірлеу үшін EN 13480-4 қолданады. Сонымен қатар, 10-бөлім бойынша есептелген конструктивтік бөлшектер келесі талаптарға сәйкес келуі тиіс.

ЕСКЕРТПЕ Әзірлеу кезінде пайда болатын ақаулар тұрақты жүктемелерге қарғанда, айнымалы жүктеме кезінде жағымсыз әсерін тигізеді. Кесілу орындарының және өзінің жағымсыз кернеулерінің салдарларынан байланыстырушы бөлшектердің қызмет ету мерзімі айтарлықтай қысқара алады.

Дәнекерленген жіктерді орындауға ерекше талаптарды белгілеген жөн. EN 25817 бойынша B бағалау тобын сақтаған жөн. Өзіндік дәнекерлеу кернеулерін дәнекерлеу температураларын және дәнекерлеу бойынша операцияларды орындаудың жүйелілігін реттеу жолымен минимумға келтірген жөн. Жылу жөндеудің барлық түрлерін EN 13480-4 бойынша жүргізген жөн.

10.3.2.7 Бақылау

10.3.2.7.1 Жалпы ережелер

Әзірлеуге дейін, әзірлеудің барысында және әзірлеуден кейін бақылау үшін EN 13480-5 талаптарына қосымша келесі тармақтардың талаптарын сақтаған жөн.

Қолдану барысында бақылау үшін F қосымшасын қараңыз.

10.3.2.7.2 Бастапқы бақылау – жобаны сараптау

Жобаны сараптау шеңберінде 10.3.2.7.3 бойынша сынақтарды жүргізген кезде айнымалы жүктемеге қатысты бақылауға қажет орындарды анықтаған жөн.

10.3.2.7.3 Әзірлеу барысындағы бақылау және қабылдау кезінде бақылау

Әзірлеу барысында немесе қабылдау шеңберінде жүргізілетін бақылау мен сынақтар жолымен, айнымалы жүктеме кезінде үлкейетін және қысым жүктемесі әсер ететін, жүктеме циклдерінің рұқсат етілетін санына жеткенде бөлшектердің тоқтауына апаратын құбырдың байланыстырушы бөлшектеріндегі ақаулардың болмауын анықтаған жөн.

Бұзбайтын бақылау әдістері үшін EN 13480-5 талаптарын қолданады.

10.3.2.8 Қолданудың ерекше шарттарын ескеру

Коррозия, қажау коррозиясы және сызаттардың сұйытылған сутектегі сутекті осалдануының немесе магнетитті қорғау қабатының бұзылуының әсерінен пайда болған коррозиялық жарылулардың ұзаруы тудартқан сызаттар пайда болған кезде, сәйкес қосымша шаралар жүргізіліп, сақтық шаралары қолданылуы тиіс.

10.4 Жылу жүктемесінің салдарынан қажауды есептеу

10.4.1 Жалпы ережелер

Есептеу қабырға қалыңдығы бойымен температуралардың айырмасын және материал температурасының кенет өзгерістерін ескеруі қажет.

Құрылым шамадан тыс жылу айырмаларын және соққыларын болдыртпайтындай есептелуі тиіс. Оларды болдыртпау мүмкін емес болса, конструктивтік шаралардың көмегімен температуралардың үлкен айырмасы болатын диапазондарда кернеу концентрацияларын ең кіші көрсеткішге дейін азайту қажет. Есептеу бойынша нұсқаулықтар 10.4.2 көрсетілген.

Температуралардың айырмасының немесе температураның кенет өзгерістерінің салдарынан қосымша кернеулер айтарлықтай үлкен болса, қажау нәтижесіндегі байланыстырушы бөлшектің қызмет ету мерзіміне осы кернеулердің әсерін (бақса кернеулермен тіркесіп) толық талдау жүргізген кезде анықтаған жөн.

10.4.2 Есептеу бойынша нұсқаулықтар

Қолданудың қалыпты жағдайлары үшін құбырлардағы температура өзгерісінің жылдамдығын есептеу, құбыр немесе конструктивтік бөлшектердің параметрлерін анықтағанға қарағанда, басқа факторларды ескеріп анықталады.

1-ЕСКЕРТПЕ Іске қосу мен тоқтату кезінде 2°С/мин дейін температура өзгерісінің жылдамдығы жалпы қабырға қалыңдығы 125 мм дейін феритті материалдар үшін рұқсат етіледі.

2-ЕСКЕРТПЕ Температура айырмалары бұрылулардың қосылыстарына ең үлкен әсерін тигізеді. Құбырларды, штуцерлерді және бұрылуларды оқшаулау жолымен бұл

аумақтағы температуралардың айырмасы азайтыла алады. Бұрылу саңылауы мен құбырдың ішкі жағы арасындағы дөңгеленулер және дәнекерленген жіктер облысындағы бірқалыпты өтулер температура айырмаларының әсерін азайтады.

3-ЕСКЕРТПЕ Тасымалданатын заттар түрлі температуралармен араласқан жағдайда, жылу соққылары пайда болуы мүмкін, осы жағдайларда араласу тез және құбыр қабырғасына тікелей жақындықта емес өтетіндей, көлемді есептеу қажет. Сонымен қатар, құбырдағы жылу соққыларын азайту үшін жылу манжеттерін қолдануға назар аударған жөн.

4-ЕСКЕРТПЕ Жоғары температуралы құбырлардағы конденсация және конденсаттың тамшылап ағуы жылу соққыларына әкеліп, қызмет ету мерзімін азайта алады. Сәйкес сақтық шараларын сақтау жолымен конденсаттың жиналуын болдыртпаған жөн. Егер есептеумен шартталған конденсаттың құбырға ағу мүмкіндігі болса (мысалы, өткізгіштік қабілеті жоқ немесе төмен бұрылулардан), байланысу орнында оқшауланған көлденең құбыр бөліктерін орнату назарға алынуы қажет (бұл тек нұсқаулықтар).

10.5 Жүктеме тіркестерінде қажауды есептеу

Жылу жүктемесі мен қысым тіркесінің әсер етуі кезінде қажау қатысты есептек қажет болған жағдайларда, EN 12953-3 көрсетілген әдіс қолданылуы қажет. Егер құбыр қосымша түрде циклдік сыртқы механикалық айтарлықтай жүктемелерге ұшыраса немесе 10.3.2 қарағанда дәлірек есептеу қажет болса, бұл жағдайда 12.4 бойынша қажауды талдау жүргізіледі.

11 Қатты байланыстырылатын бөлшектер

11.1 Жалпы ережелер

Қатты байланыстырылатын бөлшектер – жүктемелерді болат рамаларға немесе бетон негіздерге көшіретін, қысым астындағы құбырдың тік бөліктеріне соғылған немесе дәнекерленген бөлшектер.

ЕСКЕРТПЕ Байланыстырылатын бөлшек пен құбырмен байланысу орнының арасындағы арақашықтық құбырдың өлшемдерін есепке ала отырып, $2,5(\frac{e_n D_m}{2})^{0,5}$ кем емес болуы қажет. Қатты байланыстырылатын бөлшектердің материалын жылулық кеңею мен беріктік модуліне қатысты материалдардың аса өзгерісі болмайтындай таңдау қажет. Сонымен қатар, байланыстырылатын бөлшектің есептік кернеуінің мәні құбыр материалының есептік кернеуімен бірдей дерлік болуы қажет. Егер мәндер бір-бірінен айтарлықтай ерекшеленсе, сәйкес есептік кернеуді белгілеуге аса көп көңіл аудару қажет.

Қажау беріктігінің аумағында қолданылатын байланыстырылатын бөлшектерде дәнекерленген жіктер металмен дәнекерленген жік түрінде болуы қажет.

Иінтіректің қысқа иіндері бар байланыстырылатын бөлшектерді тек жылжыту кернеуі иілгендіктің кернеуіне сәйкес болса ғана жылжытуға есептеу қажет. Егер байланыстырылатын бөлшектер қабырғасының қалыңдығы $D_m/e \geq 10$ болатын құбырлармен дәнекерленсе, құбыр қабырғасындағы иілгендіктің кернеуін анықтаған және бағалаған жөн.

Дөңгелек көлденең қимасы бар толық профильді есептеу 11.4 және 11.6

сипатталған, тікбұрышты қиманың толық профилін есептеу талаптарын 11.5 және 11.6 қараңыз.

Тармақтарға түсетін жүктемелер құбыр қабырғасында кернеулерді тудырады. Осы кернеулерді анықтауға арналған теңдеулер 11.4 және 11.5 берілген. Тармақтардың кернеулері тармақтану орнында құбыр жүйесінің кернеулеріне қосылады. Құбыр жүйесінің кернеулері тік құбырдың кернеуі ретінде анықталады. Тармақтар кернеулерінің мәндері қамтылған теңдеулер 11.6 берілген.

11.4 және 11.5-бөлімдерде кернеулері тексерілуі қажет тармақтар үшін қосымша теңдеулер көрсетілген. Олар бір уақытта жұмыс жүктемелерінің барлық белгіленген жағдайларында пайда болатын максималды жүктемелердің абсолюттік мәндеріне негізделген.

11.2 Рұқсат етілетін кернеулер

Есептік кернеуді 5-бөлім бойынша есептеген жөн.

Мембранадағы жылжымайтын байланыстырылатын бөлшектер тудырған кернеулер иілгендіктің жергілікті шектелген кернеулері болып саналады P_L, олар бір қайнар көзден пайда болып, құбыр қабырғасының қалыңдығы бойынша әсер етеді, оларды қосымша кернеулер Q ретінде топтау қажет.

Құбыр қабырғасының қалыңдығы бойынша әсер ететін кернеулерді келесі салдарға сәйкес кернеулермен үйлестірген жөн:

- ішкі қысым;
- сыртқы жүктеме.

Олар келесі шарттарды орындауы тиіс:

Ұдайы әсер ететін жүктемеде $P_m + P_b + P_L \le 1,5 f_h$;

Ұдайы және уақытша әсер ететін жүктемеде $P_m + P_b + P_L \le 1,8 f_h$;

Экстремалды жүктемелерде $P_m + P_b + P_L \le 2,7 f_h$;

Құбырдың шектелген жылулық кеңеюінде $Q \le f_a$;

Ұдайы әсер ететін жүктеме мен құбырдың шектелген жылулық кеңеюінде $P_m + P_b + P_L + Q \le f_h + f_a$,

бұл жерде P_m – мембранадағы бастапқы кернеу;

P_L – мембранадағы жергілікті бастапқы кернеу;

P_b – иілгендіктің бастапқы кернеуі;

Q - иілгендіктің қосымша кернеуі.

f_a, f_h мәндерін (12.1.3-1) формуласынан бастап, (12.1.3.4) дейін формулалары бойынша анықтаған жөн, есептік кернеу f 5-тармақта анықталған.

Жылжудың ерекше кернеулері бар болса (орта мән), эквивалентті кернеуді σ_{eq} жылжудың кернеуі әдісі бойынша немесе пішін өзгерту энергиясының (Мизес) гипотезасы бойынша есептеп, *1,5f* дейін шектеген жөн.

11.3 Шартты белгіленулер

11.4-11.6 талаптары үшін 3.2-1-кестедегі шартты белгіленулерге қосымша 11.3-1-кестеде көрсетілген шартты белгіленулер қолданылады.

11.3-1-кесте – 11.4-11.6 қолданылатын шартты белгіленулер

Шартты белгілену	Анықтамасы	Өлшем бірлігі
A_m	Дөңгелекті бос қосылыстың қимасының жартылай крестелген ауданы	мм^2
A_t	Дөңгелекті бос қосылыстың/тік бұрышты қосылыстың көлденең қимасының ауданы	мм^2
A_w	Бұрыштық жіктің жалпы ауданы	мм^2
d_i	Құбыр тәрізді байланыстырылатын бөлшектердің ішкі диаметрі	мм
d_0	Құбыр тәрізді байланыстырылатын бөлшектердің сыртқы диаметрі	мм
D_o	Құбырдың сыртқы диаметрі	мм
e_n	Құбыр бөлігінің қабырғасының номиналды қалыңдығы	мм
$e_{n,t}$	Қосылыстың қабырғасының номиналды қалыңдығы	мм
f	Есептік кернеу (5.2 қараңыз)	МПа (N/мм^2)
f_a	Рұқсат етілетін кернеулердің диапазоны (12.1.3 қараңыз)	МПа (N /мм^2)
f_{cr}	Металл жылжығыштығының диапазонындағы есептік кернеу (5.3 қараңыз)	МПа (N /мм^2)
f_h	Металдың максималды температурасындағы рұқсат етілетін кернеу (12.1.3 қараңыз)	МПа (N /мм^2)
L_1	Құбыр шеңберіне бағытталған байланыстырылатын тік бұрышты бөлшектің ұзындығының жартысы	мм
L_2	Құбырға көлденең бағытталған байланыстырылатын тік бұрышты бөлшектің ұзындығының жартысы	мм
M_L	Байланыстырылатын бөлшектердегі бойлық иілгендік (байланыстырылатын бөлшек пен құбырдың осьтік сызығына перпендикуляр вектор)	N/мм

11.3-1-кесте *(жалғасы)*

Шартты белгілену	Анықтамасы	Өлшем бірлігі
M_N	Байланыстырылатын бөлшектердегі айналма иілгендік (байланыстырылатын бөлшек пен құбырдың осьтік сызығына қатар орналасқан вектор)	N/мм
M_T	Байланыстырылатын бөлшектердегі бұру жағдайы (құбырдың осьтік сызығына перпендикуляр вектор)	N/мм
p_c	Есептік қысым	МПа ($N/мм^2$)
Q_1	Айналма бағыттағы байланыстырылатын бөлшектердің көлденең жүктемесі	N
Q_2	Бойлық бағыттағы байланыстырылатын бөлшектердің көлденең жүктемесі	N
R_m	Құбырдың орта радиусы	мм
W	Байланыстырылатын бөлшектердің осьтік жүктемесі (құбырдың осьтік сызығына перпендикуляр вектор)	N
Z	Құбыр бөлігінің кедергі жағдайы	$мм^3$
Z_t	Бос қосылыстың кедергі жағдайы	$мм^3$
Z_{WL}	L_2 перпендикуляр орналасқан ауырлық түсу орталығының осіне қатысты бұрыштық жіктің немесе ішінара металмен дәнекерленген жіктің бұрылуына кедергі жағдайы	$мм^3$
Z_{WN}	L_1 параллель орналасқан ауырлық түсу орталығының осіне қатысты бұрыштық жіктің немесе ішінара металмен дәнекерленген жіктің бұрылуына кедергі жағдайы	$мм^3$
Z_{WT}	Бұрыштық жіктің немесе ішінара металмен дәнекерленген жіктің бұрылуына кедергі жағдайы	$мм^3$
M_L, M_N, M_T, Q_1, Q_2 және W жағдайлармен байланысты құбырдың бетіне орналастырылған болап табылады M_L**, M_N**, M_T**, Q_1**, Q_2** және W** жүктеудің бір уақыттағы барлық жағдайларында әсер ететін максималды жүктемелердің абсолютті мәндері болып табылады.		

11.4 Шектеулер

11.4.1 Құбырлық арматура

Қосылыс құбырға металмен толық дәнекерленген жікпен немесе барлық шеңбер бойымен бұрыштық жікпен дәнекерленуі тиіс (11.4.1-1-суретті қараңыз).

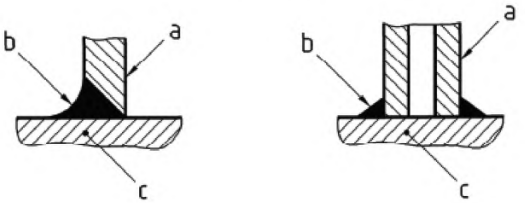
Қосылыстың осі құбыр бөлігіне перпендикуляр болуы тиіс.

11.4.2 есептелген параметрлер келесі шектеулерге сәйкес келуі қажет:

$$4,0 \le \lambda \le 50,0 \qquad (11.4\text{-}1)$$

$$0,2 \le \tau \le 50,0 \qquad (11.4\text{-}2)$$

$$0,3 \le \beta \le 1,0 \qquad (11.4\text{-}3)$$



Толық металмен дәнекерленген жік Бұрыштық жік

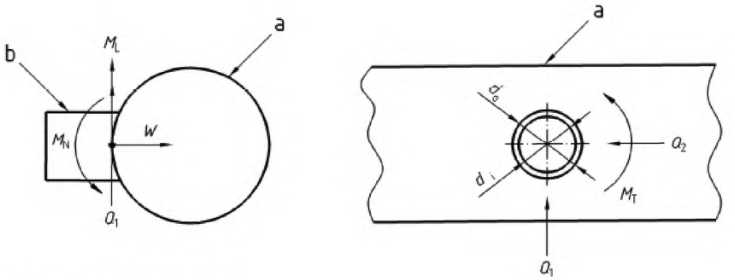
Шартты белгіленулер
a – байланыстырылатын бөлшек
b – дәнекерленген жік
c – құбырдың қабырғасы

11.4.1-1-сурет – Құбырлық арматурадағы дәнекерленген жіктердің кескіні

11.4.2 Алдыңғы есептеулер

M_L, M_N, M_T, Q_1, Q_2 және W мәндері құбырдың бетінде анықталады. M_L^*, M_N^*, M_T^*, Q_1^*, Q_2^* және W^* - бұл бір уақыттағы барлық белгіленген қолдану шарттарында әсер ететін максималды жүктемелердің абсолютті мәндері.

d_i және d_o өлшемдері 11.4.2-1-суретте белгіленген.



Шартты белгіленулер
(a) құбырдың бөлігі
(b) байланыстырылатын бөлшек

11.4.2-1-сурет – Сыртқы жүктемелердің кескіні

$$A_t = \frac{\pi}{4}\left(d_o^2 - d_i^2\right) \qquad (11.4.2\text{-}1)$$

$$Z_t = 2 \cdot I_t / d_o \qquad (11.4.2\text{-}2)$$

$$I_t = \frac{\pi}{4}\left[\left(d_o/2\right)^4 - \left(d_i/2\right)^4\right] \qquad (11.4.2\text{-}3)$$

$$A_m = A_t / 2 \qquad (11.4.2\text{-}4)$$

$$\gamma = D_o / \left(2e_n\right) \qquad (11.4.2\text{-}5)$$

$$\tau = e_{n,t} / e_n \qquad (11.4.2\text{-}6)$$

$$\beta = d_o / D_o \qquad (11.4.2\text{-}7)$$

$C = A_o\left(2\gamma\right)^{n_1} \beta^{n_2} \tau^{n_3}$, бірақ 1,0 кем емес (11.4.2-8)

$$J = \min\left\{Z_T ; \pi\left(\frac{d_o}{2}\right)e_n\right\} \qquad (11.4.2\text{-}9)$$

C_W, C_L және C_N мәндерін 11.4.2-1-кестесі бойынша коэффициенттерді қолданып, (11.3.4-8) формуласы бойынша есептейді. Келесі есептеулерде құбыр мен байланыстырылатын бөлшек үшін сәйкес C_w, C_L және C_N ең үлкен мәндерін қолданған жөн.

11.4.2-1-кесте – Құбыр тәрізді байланыстырылатын бөлшектерді есептеуге арналған коэффициенттер

Параметр	Конструктивтік бөлшек	β диапазоны	A_o	n_1	n_2	n_3
C_W	Құбыр Байланыстырылатын бөлшек	0,3-1,0 0,3-1,0	1,40 4,00	0,81 0,55	[a] [b]	1,33 1,00
C_L	Құбыр Байланыстырылатын бөлшек	0,3-1,0 0,3-1,0	0,46 1,10	0,60 0,23	-0,04 -0,38	0,86 0,38
C_N	Құбыр Байланыстырылатын бөлшек	0,3-0,55 0,3-0,55	0,51 0,84	1,01 0,85	0,79 0,80	0,89 0,54
C_N	Құбыр Байланыстырылатын бөлшек	0,55 - 1,0 0,55 - 1,0	0,23 0,44	1,01 0,85	-0,62 -0,28	0,89 0,54

[a] β^{n_2} мәнін $e^{-1,2\beta^3}$ мәніне ауыстыру
[b] β^{n_2} мәнін $e^{-1,35\beta}$ мәніне ауыстыру

$$\beta \leq 0,55 \text{ үшін } C_T = 1,0 \qquad (11.4.2\text{-}10)$$

$$\beta \leq 1,0 \text{ үшін } C_T = C_N, \text{ бірақ 1,0 кем емес} \qquad (11.4.2\text{-}11)$$

$0,55<\beta<1,0$ үшін C_T мәні сызықтық интерполяция жолымен анықталуы тиіс, бірақ 1,0 кем емес

$$B_w = 0,5C_W, \text{ бірақ 1,0 кем емес} \qquad (11.4.2\text{-}12)$$

$$B_L = 0,5C_L, \text{ бірақ 1,0 кем емес} \qquad (11.4.2\text{-}13)$$

$$B_N = 0,5C_N, \text{ бірақ 1,0 кем емес} \qquad (11.4.2\text{-}14)$$

$$B_T = 0,5C_T, \text{ бірақ 1,0 кем емес} \qquad (11.4.2\text{-}15)$$

Бұрыштық жіктер үшін $K_T = 2,0$
Толық немесе ішінара металмен дәнекерленген жіктер үшін $K_T = 1,8$

ЕСКЕРТПЕ Бұрыштық дәнекерленген жіктер және негізгі металлы ішінара балқытылған дәнекерленген жіктер температуралық жылжығыштық аумағындағы құбырлар үшін тиімсіз болып табылады.

11.4.3 Құбырға металмен дәнекер жіктермен дәнекерленген байланыстырылатын бөлшектер үшін кернеулерді есептеу

σ_{MT}, σ_{NT}, *и* σ_{NT}^{**} кернеулері келесі тәсілдермен есептелуі тиіс.

$$\sigma_{MT} = \frac{B_W W}{A_t} + \frac{B_N M_N}{Z_t} + \frac{B_L M_L}{Z_t} + \frac{Q_1}{A_m} + \frac{Q_2}{A_m} + \frac{B_T M_T}{J} \qquad (11.4.3\text{-}1)$$

$$\sigma_{NT} = \frac{C_W W}{A_t} + \frac{B_N M_N}{Z_t} + \frac{C_L M_L}{Z_t} + \frac{Q_1}{A_m} + \frac{Q_2}{A_m} + \frac{C_T M_T}{J} \qquad (11.\ 4.3\text{-}2)$$

$$\sigma_{PT} = K_T \sigma_{NT} \qquad (11.\ 4.3\text{-}3)$$

$$\sigma_{NT}^{**} = \frac{C_W W^{**}}{A_t} + \frac{C_N M_N^{**}}{Z_t} + \frac{C_L M_L^{**}}{Z_t} + \frac{Q_1^{**}}{A_m} + \frac{Q_2^{**}}{A_m} + \frac{C_T M_T^{**}}{J} \qquad (11.\ 4.3\text{-}4)$$

11.4.4 Құбырға бұрыштық жіктердің немесе ішінара металмен дәнекер жіктердің көмегімен дәнекерленген байланыстырылатын бөлшектер үшін кернеулерді есептеу

Келесі шарттар орындалуы тиіс:

$$\frac{W^{**}}{A_W} + \frac{M_L^{**}}{Z_{WL}} + \frac{M_N^{**}}{Z_{WN}} + \frac{2(Q_1^{**} + Q_2^{**})}{A_W} + \frac{M_T^{**}}{Z_{WT}} \le 2R_{eHt} \qquad (11.3.6\text{-}1)$$

$$\sqrt{\left(\frac{W^{**}}{A_W}\right)^2 + 4\left(\frac{Q_1^{**} + Q_2^{**}}{A_W} + \frac{M_T^{**}}{Z_{WT}}\right)^2} \le 2R_{eHt} \qquad (11.3.6\text{-}2)$$

ЕСКЕРТПЕ Бұрыштық дәнекерленген жіктер және негізгі металлы ішінара балқытылған дәнекерленген жіктер температуралық жылжығыштық аумағындағы құбырлар үшін тиімсіз болып табылады.

11.5 Тік бұрышты байланыстырылатын бөлшектер

11.5.1 Шектеулер

Байланыстырылатын бөлшектер құбырға келесі жіктердің көмегімен дәнекерленеді:

- қосылудың екі ұзын жағы бойымен айқастырылып дәнекерленген жік; немесе

- қосылудың төрт жағында бұрыштық дәнекерленген жік немесе ішінара металмен дәнекерленген жік; немесе

- қажау болмаған кезде осындай жақтың ұзындығы қысқа жақтың ұзындығынан, кем дегенде, үш есе ұзын болса, тармақтанудың екі ұзын жағы бойымен бұрыштық дәнекерленген жік немесе ішінара металмен дәнекерленген жік.

11.5.2 есептелген параметрлер келесі шектерге сәйкес келуі қажет:

$$\beta_1 \le 0,5 \qquad (11.5.1\text{-}1)$$

$$\beta_2 \le 0,5 \qquad (11.5.1\text{-}2)$$

$$\beta_1\beta_2 \le 0,075 \qquad (11.5.1\text{-}3)$$

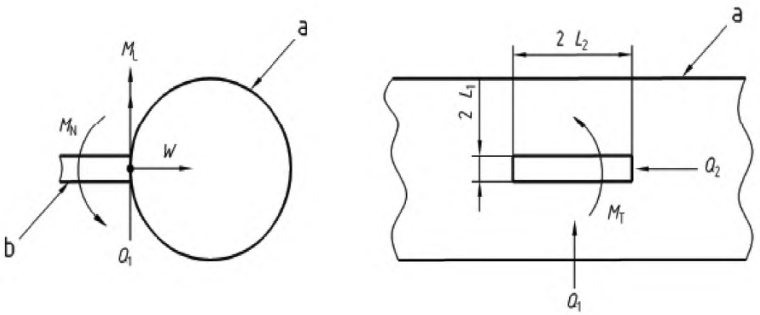
және

$$D_0 / e_n \le 100 \qquad (11.5.1\text{-}4)$$

11.5.2 Алдын ала есептеу

M_L, M_N, M_T, Q_1, Q_2, және W мәндері жүктеменің сәйкес есептік жағдайларымен байланысқан құбыр бетінде анықталады. M_L**, M_N**, M_T**, Q_1**, Q_2** және W** мәндері жұмыс жүктемелерінің бір уақыттағы барлық белгіленген жағдайларында әсер ететін максималды жүктемелердің абсолютті мәндері болып табылады.

L_1 және L_2 өлшемдері 11.5.2-1-суретте белгіленген.



Шартты белгіленулер
(a) құбыр
(b) тармақтану

11.5.2-1-сурет — Жүктеме және тармақтану өлшемдері

$$\gamma = R_m / e_n \quad (11.5.2\text{-}1)$$

$$\beta_1 = l_1 / R_m \quad (11.5.2\text{-}2)$$

$$B_2 = l_2 / R_m \quad (11.5.2\text{-}3)$$

$$L_a = min\ (L_2; e_n) \quad (11.5.2\text{-}4)$$

$$L_b = min\ (L_1; e_n) \quad (11.5.2\text{-}5)$$

$$L_c = min\ (L_1; L_2) \quad (11.5.2\text{-}6)$$

$$L_d = max\ (L_1; L_2) \quad (11.5.2\text{-}7)$$

η, X_1 және Y_1 мәндерін 11.5.2-1-кестеде көрсетілген коэффициенттерді қолданып, әр жағдай (C_T, C_L, C_N) үшін есептеген жөн:

$$\eta = -\left(X_1 \cos\theta + Y_1 \sin\theta\right) - \frac{1}{A_o}\left(X_1 \sin\theta - Y_1 \cos\theta\right)^2 \quad (11.5.2\text{-}8)$$

$$X_1 = X_o + \lg\beta_1 \quad (11.5.2\text{-}9)$$

$$Y_1 = Y_0 + \lg\beta_2 \quad (11.5.2\text{-}10)$$

ЕСКЕРТПЕ $\lg X = \log_{10} X$ ($\lg 10 = 1$).

11.5.2-1-кесте – Тік бұрышты байланыстырылатын бөлшектерді есептеуге арналған коэффициенттер

Индекс	A_0	θ	X_0	Y_0
C_T	2,2	40°	0	0,05
C_L	2,0	50°	- 0,45	- 0,55
C_N	1,8	40°	- 0,75	- 0,60

Кейін η мәні C_T, C_L және C_N осы коэффициенттерінің көмегімен келесі тәсілдермен есептеледі:

$$C_T = 3{,}82(\gamma)^{1.64}\beta_1\beta_2\eta^{1.54}, \text{ бірақ 1,0 кем емес} \quad (11.5.2\text{-}11)$$

$$C_L = 0{,}26(\gamma)^{1.74}\beta_1\beta_2\eta^{4.74}, \text{ бірақ 1,0 кем емес} \quad (11.5.2\text{-}12)$$

$C_N = 0{,}38(\gamma)^{1.90}\beta_1^2\beta_2\eta^{3.40}$, бірақ 1,0 кем емес (11.5.2-13)

$$B_T = (2/3)\,C_T \quad (11.5.2\text{-}14)$$

$$B_L = (2/3)\,C_L \quad (11.5.2\text{-}15)$$

$$B_N = (2/3)\,C_N \quad (11.5.2\text{-}16)$$

$$A_T = 4L_1L_2 \quad (11.5.2\text{-}17)$$

$$Z_{tL} = (4/3)L_1(L_2)^2 \quad (11.5.2\text{-}18)$$

$$Z_{tN} = (4/3)(L_1)^2 L_2 \quad (11.5.2\text{-}19)$$

- байланыстырылатын бөлшектің төрт жағында келесі өңдеусіз металмен дәнекерленген жіктер мен бұрыштық жіктер үшін $K_{t1} = 2{,}0$;

- байланыстырылатын бөлшектің екі немесе үш жағында ішінара металмен дәнекерленген жіктер мен бұрыштық жіктер үшін $K_{t2} = 3{,}6$.

$$M_{TT} = \max\left(\frac{M_T}{L_c L_d e_n\left[1+(L_c/L_d)\right]}; \frac{M_T}{\left[0{,}8+0{,}05(L_d/L_c)\right]L_c^2 L_d}\right) \quad (11.5.2\text{-}20)$$

ЕСКЕРТПЕ Бұрыштық дәнекерленген жіктер және негізгі металды ішінара балқытумен дәнекерленген жіктер температуралық жылжығыштық аумағындағы құбырлар үшін тиімсіз болып табылады.

11.5.3 Құбырға металлмен дәнекер жіктердің көмегімен дәнекерленген байланыстырылатын бөлшектер үшін кернеуді есептеу

σ_{MT}, σ_{NT}, және σ_{NT}^{**} кернеулері келесі тәсілдермен есептелуі тиіс.

$$\sigma_{MT} = \frac{B_T W}{A_t} + \frac{B_L M_L}{Z_{tL}} + \frac{B_N M_N}{Z_{tN}} + \frac{Q_1}{2L_1L_a} + \frac{Q_2}{2L_2L_b} + M_{TT} \quad (11.5.3\text{-}1)$$

$$\sigma_{NT} = \frac{C_T W}{A_t} + \frac{C_L M_L}{Z_{tL}} + \frac{C_N M_N}{Z_{tN}} + \frac{Q_1}{2L_1L_a} + \frac{Q_2}{2L_2L_b} + M_{TT} \quad (11.5.3\text{-}2)$$

$$\sigma_{PT} = K_T\sigma_{NT} \quad (11.5.3\text{-}3)$$

$$\sigma_{NT}^{**} = \frac{C_T W^{**}}{A_t} + \frac{C_L M_L^{**}}{Z_{tL}} + \frac{C_N M_N^{**}}{Z_{tN}} + \frac{Q_1^{**}}{2L_1L_a} + \frac{Q_2^{**}}{2L_2L_b} + M_{TT}^{**} \quad (11.5.3\text{-}4)$$

11.5.4 Құбырға бұрыштық жіктің немесе ішінара металлмен дәнекер жіктің көмегімен дәнекерленген байланыстырылатын бөлшектер үшін кернеуді есептеу

Келесі шарттар орындалуы тиіс:

$$\frac{W^{**}}{A_W}+\frac{M_L^{**}}{Z_W}+\frac{M_N^{**}}{Z_W}+\frac{\sqrt{(Q_1^{**2}+Q_2^{**2})}}{A_W}+\frac{M_T^{**}}{Z_{WT}}\le 2R_{eHt} \qquad (11.5.4\text{-}1)$$

$$\sqrt{\left(\frac{W^{**}}{A_W}\right)^2+4\left(\frac{Q_1^{**}+Q_2^{**}}{A_W}+\frac{M_T^{**}}{Z_{WT}}\right)^2}\le R_{eHt} \qquad (11.5.4\text{-}2)$$

11.6 Негізгі құбыр үшін кернеулерді есептеу

12-бөлімдегі келесі өзгертілген теңдеулер орындалуы тиіс.

a) Ұдайы әсер ететін жүктемелерде

$$\sigma_1=\frac{p_c D_o}{4e_n}+\frac{0,75iM_A}{z}+\sigma_{MT}\le 1,5f_h \quad \text{және} \quad 0,75i\ge 1,0 \qquad (11.6\text{-}1)$$

M_A ұзақ мерзімді жүктемелердің салдарынан иілу жағдайы

σ_{MT} ұзақ мерзімді жүктемелердің салдарынан қосымша кернеу

b) Ұдайы әсе ететін және уақытша жүктемелерде

$$\sigma_{2a}=\frac{p_c D_o}{4e_n}+\frac{0,75i\left(M_A+M_B\right)}{Z}+\sigma_{MT}\le 1,8f_h \quad \text{және} \quad 0,75i\ge 1,0 \qquad (11.6\text{-}2)$$

M_B кездейсоқ жүктемелердің салдарынан иілу жағдайы

σ_{MT} ұзақ мерзімді және кездейсоқ жүктемелердің салдарынан қосымша кернеу

c) Экстремалды жүктемелерде

$$\sigma_{2b}=\frac{p_c D_o}{4e_n}+\frac{0,75i\left(M_A+M_B\right)}{Z}+\sigma_{MT}\le 2,7f_h \quad \text{және} \quad 0,75i\ge 1,0 \qquad (11.6\text{-}3)$$

M_B ерекше жүктемелердің салдарынан иілу жағдайы

σ_{MT} ұзақ мерзімді және ерекше жүктемелердің салдарынан қосымша кернеу

жылулық кеңеюден және айнымалы жүктемелерден, мысалы, сейсмикалық жүктемелерден, нәтижелеуші жағдаймен M_c шартталған кернеу амплитудасы σ_3 келесі шарттарға сәйкес келуі тиіс:

d) Шектелген жылулық кеңею салдарынан жүктемелерде

$$\sigma_3 = \frac{iM_C}{Z} + \frac{\sigma_{PT}}{2} \le f_a \qquad (11.6\text{-}4)$$

σ_{PT} біркелкі жылулық кеңеюден пайда болған қосымша кернеу

(11.6-4) теңдеуінің талабы орындалмаса, ұзақ мерзімді жүктемелермен (11.6-1) теңдеуі) және біркелкі жылулық кеңеюмен (11.6-4) теңдеуі) шартталған кернеулердің жиынтығы келесі шартты орындауы тиіс:

е) Өзінің салмағының жүктемесі, ұдайы әсер ететін жүктемелер мен шектелген жылулық кеңеюдің салдарынан жүктемелердің тіркесуі кезінде

$$\sigma_4 = \frac{p_c D_o}{4e_n} + 0{,}75i\frac{M_A}{Z} + i\frac{M_C}{Z} + \sigma_{MT} + \frac{\sigma_{PT}}{2} \le f_h + f_a \text{ және } 0{,}75\ i \ge 1{,}0 \qquad (11.6\text{-}5)$$

σ_{MT} ұзақ мерзімді жүктемелердің салдарынан қосымша кернеу

σ_{PT} біркелкі жылулық кеңеюдің салдарынан қосымша кернеу

Келесі теңдеу, (12.3.5-1) теңдеуі сияқты, құбыр қабырғасының кернеуі үшін шекті ұзақ (байланысты) беріктіктің орта мәніне дейін белгілейді.

$$\sigma_5 = \frac{p_c D_o}{4e_n} + 0{,}75\left[\frac{i \cdot M_A}{Z} + \frac{i \cdot M_c}{3Z}\right] + \sigma_{MT} + \frac{\sigma_{PT}}{2} \le 1{,}25 f_{cr} \text{ және } 0{,}75i \ge 1{,}0 \qquad (11.6\text{-}5а)$$

σ_{MT} ұзақ мерзімді жүктемелерден пайда болған қосымша кернеу

σ_{PT} біркелкі жылулық кеңеюден пайда болған қосымша кернеу

Жоғарыда көрсетілген өзгертілген теңдеулерге қосымша келесі шарттар орындалуы тиіс:

$$\sigma^{**}_{NT} \le 2R_{eHt} \qquad (11.6\text{-}6)$$

Температуралық жылжығыштық аумағындағы құбырлар үшін жиынтық кернеуді шектеу (ұзақ беріктік шегінің орта мәнінен кем немесе оған тең):

$$\sigma^{**}{}_{NT} \le 1{,}25 f_{cr} \qquad (11.6\text{-}6а)$$

11.7 Қосылудағы кернеулерді есептеу

11.7.1 Дөңгелек көлденең қима

Уақытқа тәуелсіз құрылым үшін:

$$\frac{\sqrt{(Q_1^{**})^2 + (Q_2^{**})^2}}{A_m} + \frac{M_T^{**}}{J} \le R_{eHt} \qquad (11.7.1\text{-}1)$$

Температуралық жылжығыштық аумағында қосылулар үшін: дөңгелек көлденең қимасы бар қосылу үшін жанама кернеудің шектерін белгілеу (фон Мизес гипотезасына сәйкес ұзақ беріктіктің (жанама) шегінің орта мәнінен кем немесе оған тең):

$$\frac{\sqrt{(Q_1^{**})^2+(Q_2^{**})^2}}{A_m}+\frac{M_T^{**}}{J}\le\frac{1{,}25}{\sqrt{3}}\cdot f_{cr} \qquad (11.7.1\text{-}1a)$$

11.7.2 Тік бұрышты көлденең қима

Уақытқа тәуелсіз құрылым үшін:

$$\sqrt{\left(\frac{(Q_1^{**})}{2L_1L_a}\right)^2+\left(\frac{(Q_2^{**})}{2L_2L_b}\right)^2}+M_{TT}^{**}\le R_{eHt} \qquad (11.7.2\text{-}1)$$

Температуралық жылжығыштық аумағында қосылулар үшін: тік бұрышты көлденең қимасы бар қосылу үшін жанама кернеудің шектерін белгілеу (фон Мизес гипотезасына сәйкес ұзақ беріктіктің (жанама) шегінің орта мәнінен кем немесе оған тең):

$$\sqrt{(\frac{Q_1^{**}}{2L_1L_a})^2+(\frac{Q_2^{**}}{2L_2L_b})^2}+M_{TT}^{**}\le\frac{1{,}25}{\sqrt{3}}\cdot f_{cr} \qquad (11.7.2\text{-}1a)$$

11.8 Есептеудің балама әдістері

Егер 11-бөлімдегі есептеу әдістері қанағаттанарлық нәтижелерге әкелмесе немесе 11.4.1 және 11.5.1 көрсетілген параметрлер сақталмаса, есептеудің балама әдістерін қолданған жөн.

ЕСКЕРТПЕ Осы әдістердің кебіреулері [3], [4], [5] және PDV 5500:2000 белгілі дерекнамаларда сипатталған. Кернеулерді бастапқы, қосымша және ең жоғарғы деп топтастыру және 11.2 бойынша рұқсат етілетін кернеу үшін сәйкес мәндерді белгілеу өндірушінің жауапкершілігінде болып табылады.

12 Кернеулерді талдау және шақтама критерийлері

12.1 Негізге алынатын шарттар

12.1.1 Жалпы ережелер

6-11-бөлімдерде көрсетілген қысыммен жүктеуді есептеу талаптарына қосымша құбырлар салмақтық және басқа жүктемелерге төзуге есептеліп, жылулық кеңею және жылулық қысу немесе басқа себепті ұқсас әсер етулерге зерттелуі тиіс. Ішкі қысымның әсерінен және сильфонды тығыздаудың қаттылығынан пайда болатын осьтік күшейтулердің ықпалын, құбырдың бойлық иілгендігін болдыртпау үшін, бекітілген және бекітілмеген компенсаторларды қолданған кезде ескеру қажет. Осы бөлім бұл талаптарды орындау үшін кернеулерді талдау мен сәйкес шақтама критерийлерін қамтиды.

12.1.2 Жүктеме деңгейлері

Есептелетін жүктеме деңгейлері 4-бөлімде белгіленген.

12.1.3 Рұқсат етілетін кернеулер

12.1.3.1 Рұқсат етілетін кернеулердің негізгі мәндері 5-бөлімде көрсетілген.

12.1.3.2 Кернеу тербелісінің рұқсат етілетін қарқыны f_a келесі формула бойынша анықталады

$$f_a = U\left(1,25f_c + 0,25f_h\right)\frac{E_h}{E_c} \qquad (12.1.3\text{-}1)$$

E_c – жүктеменің қарастырылатын жағдайы үшін металдың ең төмен температурасында ($t = c$) серпімділік модулі;

E_h – жүктеменің қарастырылатын жағдайы үшін металдың ең жоғары температурасында ($t = h$) серпімділік модулі;

f_c – жүктеменің қарастырылатын жағдайы үшін металдың ең төмен температурасында негізге алынатын рұқсат етілетін кернеу, соның ішінде:

$$f_c = \min\left(\frac{R_m}{3}; f\right) \qquad (12.1.3\text{-}2)$$

сонымен қатар, f мәні қоршаған орта температурасында 5.2 бойынша есептеледі.

f_h – жүктеменің қарастырылатын жағдайы үшін металдың ең жоғары температурасында рұқсат етілетін кернеу, соның ішінде:

$$f_h = \min\left(f_c; f; f_{CR}\right) \qquad (12.1.3\text{-}3)$$

f – 5.2 бойынша есептеледі.

сонымен қатар, f_{CR} мәні t_c есептік температурасында 5.3 бойынша есептеледі;

U – 12.1.3-1-кестеден алынатын немесе (12.1.3-4) формуласы бойынша есептелетін (2-ескертпені қараңыз) кернеу тербелісінің қарқыны үшін төмендетуші коэффициент (1-ескертпені қараңыз):

$$U = 6,0N^{-0,2} \le 1,0 \qquad (12.1.3\text{-}4)$$

N – құбырдың болжлды қызмет ету мерзімінің ішінде эквивалентті толық жүктеме циклдерінің саны (3-ескертпені қараңыз).

1-ЕСКЕРТПЕ U коэффициенті тек коррозияға ұшырамаған құбырлар үшін қолданылады. Коррозия айнымалы жүктемелер әсерінен қызмет ету мерзімді айтарлықтай қысқарта алады; сондықтан, жүктеме циклдерінің болжалды жоғары мөлшерінде коррозияға төзімді материалдарды есепке алған жөн.

2-ЕСКЕРТПЕ (12.1.3-1) формуласы $2{\cdot}10^6$ жоғары жүктеме циклдерінің сандарына қолданылмайды. $2{\cdot}10^6$ жоғары жүктеме циклдерінің сандары үшін U мәндерін таңдауды өндіруші жүзеге асырады.

3-ЕСКЕРТПЕ Есептеу кезінде жоғары температураларда қолданылатын материалдардың қызмет ету мерзімі қажау салдарынан қысқаратынын ескеру қажет.

4-ЕСКЕРТПЕ 12.1.3.2 компенсаторларға әрекет етпейді.

Температура ауытқуының диапазоны өзгерсе, эквивалентті температуралық әиклді ауытқудың барлық диапазоны бойынша келесі тәсілмен анықтаған жөн:

$$N = N_E + \sum_{i=1}^{n} \left(r_i^5 N_i \right) \qquad (12.1.3\text{-}5)$$

N_E – жылулық кеңеюден пайда болған кернеуі σ_3 бар температура ауытқуының барлық диапазоны Δt_E бойынша циклдердің саны (12.3.4-қараңыз);

N_i – температура ауытқуының кіші диапазоны Δt_i бар циклдердің саны;

r_i – температура ауытқуының кіші диапазонының σ_3 кернеуі есептелген ауытқу диапазонына қатынасы ($\Delta t_i / \Delta t_E$).

12.1.3-1-кесте – Кернеу тербелісінің қарқыны үшін төмендетуші коэффициент

Температура ауытқуының барлық диапазоны бойынша циклдердің саны N	U коэффициенті
N < 7 000	1,0
7 000 < N ≤ 14 000	0,9
14 000 < N ≤ 22 000	0,8
22 000 < N ≤ 45 000	0,7
45 000 < N ≤ 100 000	0,6
100 000 < N	0,5

12.1.3-1-кесте тек кернеу тербелісінің рұқсат етілетін қарқынын арнайы есептеу үшін қолданылып, осы стандарт бойынша қажет деп саналатын қажауды талдауды алмастыра алмайды.

12.2 Құбырдың серпімділігі

12.2.1 Жалпы ережелер

Келесі жағдайларды болдыртпау үшін барлық құбырлардың жеткілікті серпімділігі болуы қажет:

a) шамадан тыс жүктемелердің немесе қажаудың салдарынан құбырдың немесе тірек пен аспалардың бұзылуы;

b) құбырдың кез-келген бөлігінде герметикалық емес жерлер;

c) құбырдағы шамадан тыс күшейтулер мен жағдайлардың салдарынан құбырлардағы немесе монтаждалған арматурадағы (мысалы, клапандар) немесе құбырмен байланыстырылған машиналардағы немесе

қондырғылардағы (мысалы, қазандар, сораптар немесе турбиналар) қауіпті кернеулер немесе деформацияланулар.

12.2.2 Негізге алынатын шарттар

Құбырдағы орын ауыстырулардың негізіндегі кернеу тербелістерінің есептелген қарқыны 12.1.3.2 бойынша кернеу тербелістерінің рұқсат етілетін қарқынынан аспауы қажет.

Құбырдың есептелген жылжуы белгіленген шекаралардың шеңберінде болып, серпімділікті талдау кезінде ескерілуі тиіс.

Құбырдың серпімділігін келесі шарттар орындалуы үшін жеткілікті жоғары болуы қажет:

- кернеулер есептелген шектік мәндерден аспауы қажет;

- құбырдағы орын ауыстырулардың негізіндегі кернеу тербелістерінің есептелген қарқыны 12.1.3.2 бойынша кернеу тербелістерінің рұқсат етілетін қарқынынан аспауы қажет;

- реакциялар тіректерде, аспаларда немесе байланыстырылатын жабдықтарда бұзылуларды тудыртаын әсер тигізбеуі қажет;

- құбырдың есептелген жылжуы белгіленген шекаралардың шеңберінде болып, серпімділікті талдаған кезде дайықты түрде кішіреюі қажет.

Құбырдың жеткілікті серпімділігі бағытты өзгертулермен (мысалы, құбырдың иілгендіктері, бұрылулары немесе жылжулары), серпімді қосылыстармен (мысалы, компенсаторлар, металл шлангтар) немесе басқа ұқсас құрылғылармен қамтамасыз етілуі қажет.

12.2.3 Жылжулардың салдарынан пайда болған ұзартулар

12.2.3.1 Жалпы ережелер

Жылу немесе сыртқы әсерлерден немесе тіректер мен аспалардың жылжуынан пайда болған жылжулардың салдарынан пайда болған құдбырдың ұзартуларына аса зор көңіл аудару қажет:

- температуралардың ауытқуы себебінен жылжу

Температураның әр өзгеруі құбыр өлшемдерінде өзгерулерге алып келеді. Құбырдың еркін ұзаруына немесе қысылуына құбырдың бағыттаушылары немесе анкерлі бекітулер сияқты байланыстырылатын машиналар немесе бекітулер кедергі келтірсе, құбырда жылжудың кернеуі пайда болады:

- сыртқы әсерлердің себебінен жылжулар.

Сыртқы әсерлер тудыртқан құбыр аспаларының жылжуын температураның ауытқуы себебінен жылжуларға қосқанда, құбырдың жылжуына әкеледі. Осындай жылжулар судың көтерілуі мен қайтуынан (порттағы құбырларда), желдің ұйытқуынан (биік жайық мұнаралардағы құбырларда), байланыстырылатын жабдықтардағы температураның ауытқуларынан, жер сілкіністерінен немесе клапандардың соғып жабылуы сияқты басқа динамикалық жүктемерден пайда болуы мүмкін.

Жердің шөгуінің салдарынан жылжуды бұл шөгулер құбырдағы пайда болған кернеуге ұзақ әсер ететіні немесе жергілікті шектелген

деформациялану немесе құбырдың соңында шамадан тыс реакциялар түріндегі қауіпті қалдық деформациялануға әкелетіндігі дәлелденген жағдайда ғана ескеру қажет:

- құбыр аспаларының жылжуы

Егер құбырлардың аспалары қатты емес деп қарастырылса, жылжу тербелісінің қарқынын және реакцияларды анықтаған кезде олардың серпімділігін есепке алу рұқсат етілмейді.

12.2.3.2 Жылжу себебінен жалпы жылжу

Температуралардың ауытқуы, реакция мен сыртқы әсерлердің себебінен жылжу сәйкес құбыр жүйесіне ықпал етіп, барлығы бірге құбыр жүйесінің бөлек бөліктеріндегі жалпы ұзартуды (пропорционалды пішін өзгеру) анықтаған кезде ескерілуі тиіс.

Ішкі қысымның салдарынан құбырдың бойлық ұзаруының әсерін есепке алған жөн. Бұл әсе етулер барлық периметр бойынша ұзарумен Пуассон ықпалының арқасында ішінара жойылады.

12.2.4 Жылжудан пайда болған кернеулер

12.2.4.1 Серпімді қасиеттер

Бұл ұзартулар құбыр бойымен біркелкі бөлінсе және ешбір жерде ұзартулардың шектері пайда болмаса (теңдестірілген жүйе), құбырдағы кернеулер жылжу салдарынан жалпы ұзартуға пропорционал ретінде қарастырыла алады. Құбырларды есептеу осы стандарттың шеңберінде серпімділікті талдау үшін негізге алынған теңдестірілген қалыпқа қол жеткізуді мақсат етеді.

12.2.4.2 Қалдық деформация

Құбыржолдағы кернеу егер осы құбыржолдың белгілі бір кесіндісінде локальды шектелген ұзару (балансталған жүйе) пайда болатын жағдайда, ығысу себептерімен пропорциональды ұзару сияқты қарастырыла алмайды (балансталмаған жүйе). Егер балансталмаған жүйе қажалу беріктігі саласында пайдаланылатын болса, онда зақым келтіретін әсерлер жүйенің ең сезімтал орындарында сырғу кезінде ұзарудың жиналу салдарынан күшейеді.

Балансталмаған жағдай мынадай себептері бар:

- құбырдың үлкен кесінділерімен тізбектеп қосылған құбырдың кіші кесіндісіндегі жоғары кернеулер;

- диаметр немесе қабырға қалыңдығының локальды шектелген азайюы немесе аққыштықтың айтарлықтай төмен шегі бар материалдың локальды шектелген пайдаланылуы (мысалы, негізгі материалдан қарағанда, беріктігі айтарлықтай төмен қондырма материалын пайдалану арқылы сақиналық жіктер);

- қысқа белгілі бөлшекпен айтарлықтай дәрежеде сіңуге тиіс тұрақты диаметрі бар құбыржолдың негізгі жібінің ұзаруы мен қысқаруы

Локальды шектелген пластикалық бұзылуға әкелетін балансталмаған жағдай құбыржолдың тиісті есебі арқылы болдырмауға немесе минималды

өлшемге дейін азайтылуға тиіс әсіресе бұл тұтқырлығы төмен материалдан жасалған құбыржолдар үшін қолданылады.

Балансталмаған жүйе салдарының көбі алдын ала созылуды мақсатты қолдану арқылы босата алады.

Егер осы тәрізді баланстеңгерімсіздік құрастырылымдық орындалу себебі бойынша құтыла алмайтын жағдайда, есептеу кезіндегі құрастырылым талдаудың тиісті әдістерін қолдану арқылы жеткілікті серпімділігін қамтамасыз етуге тиіс.

12.2.5 Кернеудің азаюы

Жылумен кеңейту арқылы туындаған кернеу тербелісінің шегі локальды аққыштық немесе сырғу салдарынан ыстық жағдайда кернеудің бастапқы шамасында азайтылады. Әдетте қарама-қарсы белгісі бар кернеу түріндегі қосқыш бөлшек салқындаған соң кернеу төмендейді.

Бұл феномен құбыржолдың алдын ала өздігінен созылуы деп аталады және алдын ала созылу сияқты ұқсас әрекеттері болады.

Алдын ала өздігінен созылу көлемі материалға, меншікті кернеуді дайындаған дайындаушы негіздеген бастапқы ұзару шамасына, пайдалану мен оның ұзақтығының жоғары температуралық режим кезіндегі температураға байланысты.

Осы уақытта серпімді кернеу сияқты ыстық жағдайда уақыт өте азаяды, берілген циклдің ыстық және суық кезінде жылумен кеңейту себептерімен ұзару жиынтығы көбінесе өзгермей қалады.

Осы жиынтық сондай-ақ ұзару тербелісінің шегі деп те аталады. Алайда қолжетімді кернеумен түзетуді жеңілдету үшін, жылу жүктемесіне құбыржолды есептеу үшін критерий ретінде кернеу тербелісінің шегі пайдаланылады. Кернеу тербелісінің қолжетімді шегі 12.1.3.2 бойынша анықталады.

Егер құбыржол үшін серпімді қасиеттер қызмет етудің барлық мерзіміне қажет болса, онда кернеу тербелісінің қолжетімді шегі 12.1.3.2 бойынша анықталады және барлық кернеу жиынтығы материал аққыштығының ең төменгі белгіленген шегінен 0,95 аспауға тиіс.

12.2.6 Суық жағдайда алдын ала созу

Суық жағдайда алдын ала созу дегеніміз монтаждау кезінде құбыржолдың қажетті серппімді деформациясы деп аталады, оның көмегімен қажетті бастапқы ығысу мен басқапқы кернеу туындайды. Суық жағдайда алдын ала созу пайдасы ол бастапқы ығысу салдарынан және алдын ала байқалмаған ығысуы бар жағдайда кернеу шамасын туғызады.

Тиісті түрде қолданылған суық жағдайдағы алдын ала созу бастапқы пайдалану режимінде қалдық деформацияның аздаған мүмкіндігін туғызады.

Ол тұтқырлығы төмен материалдар үшін ұсынылады. Бұдан басқа суық жағдайда алдын ала созуға ұшыраған құбыржолда бастапқы пайдалану

режимінде монтаждау жағдайынан ауытқу болымсыз, өйткені құбыр аспасы өзінің алғашқы жағдайынан өте қатты емес жылжиды.

ЕСКЕРТПЕ Алдын ала созуда компенсаторды пайдалану кезінде жылжымалы қосылыстың маңайында қосалқы құралын оңтайландыру керек, ал реакциялар мен кезеңдерді азайту керек.

Қызмет етудің қажалу мерзімі берілген уақыт ішінде кернеудің тікелей шамасы салдарын қарағанда кернеудің өзгеру шамасы қаттырақ түсетін жағдайда, онда суық жағдайда алдын ала созу кернеу тербелісінің шегін есептеу кезінде ескерілмеуге тиіс. Бірақ ол жылжу күштері мен кезеңдерді есептеу кезінде ескерілуге тиіс, олар үшін негізгі реакциялар мен олардың тербеліс шектері маңызды. Суық жағдайда алдын ала созу пайдасы алдыңғы мәнінің 60 % артық емес реакцияны есептеу кезінде белгіленуге тиіс.

12.2.7 Серпімділігін талдауға арналған параметрлер

12.2.7.1 Жылу кеңейту коэффициенттері

Жылумен кеңейту тербелісінің шегі металдың ең жоғары температурасында және металдың ең төменгі температурасында жеке ұзару айырмашылығы сияқты G қосымшасына сәйкес анықтала алады.

ЕСКЕРТПЕ G қосымшасында келтірілмеген материалдарға арналған мәндер қолданыстағы тиісті құжаттамадан таңдалуға тиіс.

12.2.7.2 Серпімділік модулі

Серпімділік таңдауындағы E_t серпімділік модулі үшін құбыржол жүктемесінің қарастырылатын температурасындағы мәндерді пайдалану керек.

Серпімділік модуліне арналған мәндер ретінде G қосымшасында келтірілген мәндер пайдаланыла алады.

ЕСКЕРТПЕ G қосымшасында келтірілмеген материалдарға арналған мәндер қоса жүретін қолданыстағы құжаттамадан таңдалуға тиіс.

12.2.7.3 Көлденең қысу коэффициенті

Көлденең қысу коэффициенті үшін (Пуассон коэффициенті) барлық температура кезінде болаттың барлық маркасы үшін 0,3 мәні серпімділік талдауы үшін қажет етілсе, пайдаланыла алады.

12.2.7.4 Серпімділік және кернеу коэффициенттері

Егер тікелей қолданылатын мәндер немесе жеке жағдайлар үшін есептелген мәндер болмайтын жағдайда, онда есептеу үшін Н қосымшасында келтірілген серпімділік және кернеуді арттыру коэффициенттерін пайдалану керек.

ЕСКЕРТПЕ G қосымшасында келтірілген кернеуді арттыру коэффициенттері тұтқыр ферриттік материалдан жасалған құбыржолдың негізгі құрастырылымдық бөлшегінің қажауын сынаудан шығарылған. Кернеу тербелісінің рұқсат етілетін шегіне арналған мәндер көміртекті болаттар мен аустениттік тот баспайтын болаттар сынағында анықталған. F қосымшасында келтірілген құбыржолдың құрастырылымдық және қосқыш бөлшектері үшін (мысалы, клапандар, торлар, анкерлік бекітпелер, сақиналар немесе қамыттар) кернеуді арттырудың қажетті коэффициенттері олардың құрастырылымдық бөлшектері бейнеленген геометриялық пішіндерін салыстыру жолымен таңдалуға тиіс.

12.2.8 Тіреу жағдайы

Берілген талаптарға байланысты анкерлік бекітпелерді, бағыттау, тіреулер, аспаларды және 12.2.9 бойынша компенсаторлардың тиісті жұмыс істеуін қамтамасыз ету үшін құбырлардың сыртында орналастыратын көтергіш элементтерді пайдалану керек.

Анкерлік бекітпелер қосылу орнында құбыржолдың сырғуы мен айналуын болдырмау үшін есептелу керек.

«Тіреу» термині анкерлік бекітпені, жылжымалы тіреуді (мысалы, сырғымалы тіреулер және бағыттауыш) және құрастырылымдық бөлшек қосылыстарын, сондай-ақ сіріппе тіреулері қамтиды (13-бөлім).

ЕСКЕРТПЕ Тіреу жағдайы тіреу нүктесіндегі кездер мен күштерді ұстап тұру қабілеттігін сипаттайды; олар есептеуді тиісті түрде жүргізетін математикалық үлгі арқылы көрсетілуге тиіс.

Барлық тіреу 12 математикалық функция арқылы жасалады. Егер олар *u, v, w* осьтері көмегімен үш координаттық жүйеде көрсетілетін болса, онда күш бағыты бойынша бірдей және бір жақты ығысу арасында және кезеңдік осі бойынша бірдей және бір жағынан айналым арасында тікелей байланыс бар.

Ескерілмеген күш өзінің әрекет ету бағытында ығысу туғызады және ескерілмеген кезең өзінің әрекет ету осінің маңайында айналым туғызады.

Осы функциялар:

- F_u, F_v, F_w күштерінің үш бағытында әрекет ететіндерді қабылдау;
- *u, v, w* осьтері мен M_u, M_v, M_w; кезеңдеріне қатысты әрекет ететіндерді қабылдау;
- δ_u, δ_v, δ_w үш бағытында ығысу;
- *u, v, w* қатысты Φ_u, Φ_v , Φ_w айналымдары;

Тіреудің тірек жағдайын нақты көрсету үшін бір біріне байланысты емес алты функция қажет.

Үш осьтің біреуінде кедергісіз ығысу, сондай-ақ үш осінің біреуінің маңайында кедергісіз айналу мүмкіндігі еркін дәрежесі деп аталады. Өйткені алты еркін дәрежесі кедергісіз жылжуға толығымен теңбе – тең болса, онда нөлден бес еркін дәрежесіне дейін болады.

Типтік тіреулер:

- бекітпе құрылғысы: барлық бағытта күштер мен кезеңдерді ұстап тұратын тіреулер, мысалы: анкерлік бекітпелер;

- жартылай тіреу функциясы бар тіреулер мен аспалар: 1 – 5 еркін дәрежесі бар тіреулер;

- құрастырылымдық бөлшектің серпінді қосылыстары: қосылыс орындары, мысалы қазандықтар, құралдар, сорғылар үшін олардың күштер мен кезеңдерді қабылдау қабілеттілігі құрастырылымдық бөлшек қаттылығына байланысты;

- тіреу жүктемесі өзгеретін тіреулер: тіреулер, олардың күштер мен кезеңдерді қабылдау қабілеттілігі серіппе және деформация серіппесімен сызықтық байланыста болады;

- тіреу жүктемесі тұрақты тіреулер: ығысудың барлық жолдары бойынша тұрақты тіреу жүктемесі бар тіреулер;

- соққылар мен дірілдерді сөндіргіштер: соққыларды сөндіргіш – динамикалық жүктеме кезінде бұл құрылғы (мысалы, гидравликалық соққы) жылжу бағытындағы күш қабылданады.

Дірілді сөндіргіштер (тербеу тіреулері) дірілді азайту үшін қолданылады, олардың тіреу функциясы соққыларды сөндіргіштің тіреу функциясымен салыстырылады.

Статикалық жүктеу салдарынан күштер (мысалы, меншікті салмақ, жылу кеңейту салдарынан және т.б.) қабылданбайды;

- топсалы тіреулер: топсалы тіреулер жеке тіреу функциясы бар бекітпе бұйымдары үшін ішкі топты туғызады және өзінің топсаның қосылу бағытында ығысуды болдырмайтын болып табылады.

Тіреулерді жүктеудің жүктеу құбыржолмен берілетін барлық жүктемені ұстай алатындай етіп есептеу керек.

Жобалау және есептеу 13-бөлім бойынша орындалуға тиіс.

12.2.9 Компенсаторлар

Өзінің әр түрлі жылжымалы қасиеттері бойынша компенсатордың екі санатын айыру керек:

- бекітілмеген (осі бойынша және барлық жағынан);

- бекітілген (бұрышы бойынша және бүйір жағынан).

Бекітілмеген компенсаторлар үшін құбыржол деформациясын болдырмау үшін тиісті бекітпелер мен қосымша бағыттауыштар қажет етіледі. Осы бағыттауыштар арасындағы максималды қашықтыққа арналған нұсқаулар С қосымшасында келтірілген.

Құбыржол «қатты құбыржолдарға арналған әдіс» немесе компенсатор серпімділігін дайындаушының келтірген мәндерін пайдалану арқылы 12.3 бойынша талдау жолдарын сынау керек.

12.2.10 Серпімділікті талдау

12.2.10.1 Серпімділіктің формалды талдауын алып тастау

Серпімділіктің формалды талдауы қажет етіледі, егер құбыржол мына шарттардың біреуін орындаса:

- айтарлықтай қосымша өзгертусіз немесе жұмыстың расталуын қанағаттандыратын қолданыстағы құбыржол үшін ауыстыру ретінде ауыстыру ретінде монтаждалады;

- талдауы бар басқа да құбыржолдармен салыстыру арқылы болымсыз шығындарымен тиісті түрде бағалана алады;

- біртұтас көлденең қимасы бар, екіден аспайтын анкерлік бекітпелер және ешқандай аралық бекітпелер немесе құбыр үшін өзге де бағыттау құрылғысы максимум 7000 толық жүктеу циклінің (газқұбырда 1000 толық жүктеу циклдері) қызмет ету мерзіміне есептелген және мына эмпирикалық теңсіздік орындалады:

$$\frac{D_o Y}{(L-l)^2} \le 208,3 \qquad (12.2.10\text{-}1)$$

мұндағы,

D_0 – құбыржолдың номиналды сыртқы диаметрі, мм;

L – анкерлік бекітпе арасындағы құбыржол кесіндісінің ұзындығы, м;

l – анкерлік бекітпе арасындағы қашықтық (тіреу нүктелері арасындағы түзу кесінде), (м);

Y – құбыржолмен қабылданатын тең әрекеттегі жылжулар.

Келтірілген теңсіздік – бұл мысал талдауды ықшамдау әдісіне арналған.

ЕСКЕРТПЕ Бұл теңсіздік нақты және тұрақты нәтижелерге әкелетіні жалпы растау болмайды. Ол ферриттік материалдар үшін әзірленген және қатты айнымалы кернеуге ұшырайтын құбыржолдар үшін қолданылмайды. Құбырлардың белгілі бір конфигурациясы үшін қолдану мұқият қарастырылуға тиіс, мысалы тең бүйірлі емес құбырлардың U-тәрізді бүгілістері ($L/l > 2,5$), құбыржолдың «ара тәрізді жіптерінің диаметрі үлкен жұқа қабырғалы құбырларда немесе жалпы ығысудың айтарлықтай бөлігін көрсететін, ығысудың сыртқы күштерімен туындаған құбыржолдарда (тіреулер арасындағы тік бағытта емес). Егер құбыржол жоғарыда келтірілген шарттар орындалатын жағдайда, қосылыс орындарындағы реакция өте төмен болатынына кепілдік жоқ.

12.2.10.2 Серпімділіктің формалды талдауы

12.2.10.1 тармағының талаптары орындалмаған құбыржолдар үшін ықшамдалған, жуықталған немесе бөлшекті талдау өткізу керек. Ықшамдалған немесе жуықталған талдау, егер оған арналған шекті мәндер сақталатын жағдайда рұқсат етіледі.

Талдаудың қабылдарлық бөлшекті әдістерінде жылжып ұзару салдарынан күш, кезеңдер мен кернеуге ықтимал баға беретін аналитикалық және графикалық тәсілдерді пайдаланады.

Толық талдауда құбырлардың түзу кесіндісінен басқа, барлық басқа қосқыш бөлшектері үшін кернеуді арттыру коэффициенттерін ескеру керек. Алайда осы қосқыш бөлшектердің серпімділігі оларға қарсы тұра алады.

12.2.10.3 Негізін қалаушы болжамдар мен талаптар

10.3.1 Егер тек мүмкін болса, онда формалды талдау анкерлік бекітпе нүктелері арасында немесе шекті шарттары белгілі нүктелер арасындағы толық жүйелерде өткізу керек. Бұған, мысалы симметриялық ось жатады. Кедергісіз жылжу бағыттары және тіреудегі бекітулерді талдауда модельдеу керек.

ЕСКЕРТПЕ Орындалу нақты есептеуге сәйкес келетіндей мұқият бақылау керек.

Үйкеліс күші қарастырылуға тиіс. Егер үйкеліс әрекеті айтарлықтай саналса, онда құбыржолды жобалау кезінде оларға негізделген қосымша күштерді ескеру керек.

12.2.10.3.2 Егер серпімділік талдауының күрделілігін төмендету үшін жорамалдарды ықшамдау қажет етілетін жағдайда, онда ықшамдау шарттарын есептерде көрсету керек. Егер есептеулерде немесе сынақтарда үлгілер ықшамдалған жорамалдар пайдаланылатын болса, онда кернеу концентрациясының әсерін қоса, күштер, кезеңдер мен кернеу талдауына ықтималды бағалау керек

12.2.10.3.3 Талданатын құбыржолдың және барлық тіреулердің және аспалардың барлық қосқыш бөлшектерінің мәнін бағалау керек, мысалы қосылған жабдықта немесе кіші бұрылыста күштер мен кезеңдерді азайту үшін пайдаланылатын аралық бекітпелерді қоса, қосымша тіреулер мен бағыттауыштар.

12.2.10.3.4 Қосылған құрылғыларының сызықтық жылжуы мен айналуын ескеру керек.

12.2.10.3.5 Құбырларды, бұрмаларды, үштіктерді бүгу үшін Н қосымшасында көрсетілген сияқты серпімділік коэффициенттері және кернеуді арттыру коэффициенттерін пайдалану керек.

12.2.10.3.6 Қосылған жабдықта құбыржол әсерін талдау және есептеу үшін (күштер, кезеңдер, жылжу және айналымдар) құбыржол үшін қолданылатын шартты міндетті белгілер мен осьтер жүйені әзірлеу керек.

12.2.10.3.7 Барлық құбыржолдың қаттылығына тек болымсыз әсерді көрсететін кіші өлшемдердің қосқыш бөлшектері көлденең қимасы олардың тиімді қаттылығына шамамен сәйкес келетін білік түрінде жүйелік көрсету керек.

Ірі өлшемдердің қосқыш бөлшектері, мысалы қазандықтар барлық құбыржолға айтарлықтай әсер көрсете алады. Осының салдарынан осы қосқыш бөлшектер талдау үлгісіндегі олардың спецификалық қаттылығына сәйкесінше көрсетілуге тиіс, мысалы тіреу нүктесіне білік сызықтары арқылы немесе қаттылық матрицасы түрінде көтергіш құрастырылымды көрсету арқылы.

12.2.10.3.8 Қажетті көлемде тіреу элементтерінің әсерін ескеру керек. Қажет болған жағдайда реакция мен кезең мәндеріне қатысты тіреулердің қаттылығы үлгі арқылы жасалауға тиіс.

12.2.10.3.9 Компенсаторлар қаттылығы меншікті қаттылық сияқты (тікелей қаттылық матрицасын қоса) қарастыру керек.

ЕСКЕРТПЕ Құбыржолдың меншікті жиілігі дыбыс көзінің жиілігіне сәйкес келетін жағдайда, дыбысты толқын әсерімен туындаған қажалу құбыржолда туындайды. Осы жағдайда осы бөлімде қарастырылмайды, егер оның туындауын ескеру қажет болса, онда қажет болған жағдайда мамандардың кеңесіне жүгіну керек.

12.3 Серпімділікті талдау

12.3.1 Жалпы ережелер

Тиісті құбыржолдың сенімді пайдаланылуын қамтамасыз ету үшін төменде сипатталған сияқты кернеудің анықталуы мен шектелуін өткізу керек.

(12.3.2-1) және (12.3.3-1) формулалар бойлық кернеуді пайдалану және негізделген есептеу үшін қолданылады, (12.3.4-1) және (12.3.4-2) формулалар жүктеу себебі бойынша кернеу тербелісінің шектері үшін барлық құбыржол деформациясы туындайды.

Кернеу ішкі кернеуді алып тастау салдарынан үштен екіне түсетінін жібере отырып, (12.3.5-1) формулада бұзылатын кернеудің ұзақ әсері кезінде, материалдар қасиеттеріне қатысты жылулық кеңейтуден және кернеудің айнымалы жүктеуінен ағатындардың үштен бір бөлігі ескеріледі.

(12.3.6-1) формула көмегімен жеке, қайталанбайтын жүктеу материалға зиян келтіретін ұзаруды туғызбайтындай етіп белгіленеді. Кернеулер қабырғаның номиналды қалыңдығы үшін анықталады.

ЕСКЕРТПЕ Кернеу шектері жеткізудің техникалық шарттарына сәйкес жіксіз және дәнекерлеу құбырлары үшін рұқсат етілетін қабырға қалыңдығын азайтуы ескеріледі.

Кернеуді арттыру коэффициенттеріне арналған i мәндері Н-1 және Н-2 кестелерінде келтірілген.

12.3.2 - 12.3.6 тармақтарда келтіргендерге балама айтарлықтай нақты кернеу есептеулеріне қарастырылатын жазықтық шектерінде және шегінен тыс кезеңде кезеңдерді ыдырату арқылы Н-3 кестесінде келтірген, кернеуді арттырудың тиісті коэффициенттерін пайдалана отырып анықтала алады.

Осы жағдайда (12.3.2-1), (12.3.3-1), (12.3.4-2) және (12.3.5-1) формулаларды M_A, M_B және M_C кезеңдері үшін $0{,}75i$ коэффициентінің орнына Н-3 кестесі бойынша i_0 немесе I_i мәндерін пайдалану керек.

ЕСКЕРТПЕ (12.3.2-1), (12.3.3-1), (12.3.4-1), (12.3.4-2) және (12.3.5-1) теңдеулердегі $\frac{p_c d_0}{4e_n}$ қысым көрсеткіші $\frac{p_c d_i^2}{d_0^2 - d_i^2} + \frac{p_c}{2}$ балама көрсеткішімен ауыстырылуы мүмкін.

Жалпы және балама әдістері үшін қажет болған жағдайда белгіленген 0,75 түсіру коэффициентін қоса, кернеуді арттыру *i* коэффициенттері кемінде 1,0 ($0{,}75i \geq 1{,}0$)мәні болуға тиіс.

Егер 1 кіші мәні алынатын жағдайда, онда 1,0 минималды мәнін пайдалану керек.

12.3.2 Тұрақты қолданылатын жүктеме кернеуі

Есептік қысым p_c алғашқы кернеу σ_i және нәтижелі кезеңі M_A мәндері масса және басқа да тұрақты қолданылатын механикалық жүктеме салдарынан келесі теңсіздікті орындауға тиіс.

$$\sigma_1 = \frac{p_c d_o}{4e_n} + \frac{0{,}75iM_A}{Z} \leq f_f \qquad (12.3.2\text{-}1)$$

мұндағы, M_A –

- монтаждалған және қосылған бөлшек оқшаулауын қоса, құбыржолдың меншікті массасы;
- тасымалданатын заттың массасы;
- жүктелмеген осьтік компенсатор және т.б. салдарынан ішкі қысым күштерінен шығатын мына жүктемелердің ең қолайсыз үйлесімі үшін анықталатын тұрақты қолданылатын жүктеменің нәтижелі кезең.

f_f - N/мм^2 (МПа) с f_f= мин $(f; f_{cr})$ өздігінен компенсациялауды талдауға арналған есептік кернеу

12.3.3 Уақытша қолданылатын немесе кездейсоқ жүктемеден туындаған кернеулер

Масса және басқа да тұрақты қолданылатын механикалық жүктеме және M_B нәтижелі кезеңі әсерінде ішкі қысым p_c алғашқы кернеу σ_2 және нәтижелі кезеңі M_A мәндерінен туындаған қосынды уақышта қолданылатын немесе кездейсоқ жүктеме әсерінде мына теңсіздік орындалуға тиіс.

$$\sigma_2 = \frac{p_c d_o}{4e_n} + \frac{0{,}75iM_A}{Z} + \frac{0{,}75iM_B}{Z} \leq kf_f \qquad (12.3.3\text{-}1)$$

мұндағы, M_B –

- жел жүктемесі $(T \leq T_B/10)$;
- қар жүктемесі;
- $(T \leq T_B/100)$ ауыстырып қосу процестерінің салдарынан динамикалық жүктеулер;
- сейсмикалық жүктеу $(T \leq T_B/100)$ мына жүктемелердің ең қолайсыз үйлесімі үшін анықталатын уақытша қолданылатын немесе кездейсоқ тұрақты қолданылатын жүктеменің нәтижелі кезең.

f_f - N/мм^2 (МПа) с f_f= мин (f; f_{cr}) өздігінен компенсациялауды талдауға арналған есептік кернеу

k = *1*, егер уақытша қолданылатын жүктеме 24 сағ ішінде 10 % артық кез келген пайдалану кезеңінде әсер ететін жағдайда, мысалы қар мен жел төңірегі үшін кәдімгі.

k = *1,15*, егер уақытша қолданылатын жүктеме 24 сағатта 10 % кем кез келген пайдалану кезеңінде әсер ететін жағдайда,

k = *1,2*, егер уақытша қолданылатын жүктеме 24 сағатта 1 % кем кез келген пайдалану кезеңінде әсер ететін жағдайда, мысалы жер сілкінуді есептеу кезінде ескерілген жабық/ашық клапан салдарынан болатын динамикалық жүктеу.

k = *1,3*, келіп түсу ықтималдығы ең кіші кездейсоқ жүктемеде, мысалы қатты қар/жел (яғни, 1,75 еселі күш артуы).

k = *1,8*, апаттық ажырату кезінде жер сілкіну салдары.

p_c параметрі – қарастырылатын жүктеме шамасы кезінде пайда болатын максималды есептік қысым, бұл ретте есептік қысым минималды мәні ретінде пайдалану керек.

Жер сілкіну кезінде анкерлік бекітпе ығысуымен туындаған әсерлер, егер олар теңсіздікте ескерілсе, ескерілмеуі мүмкін (12.3.4-1).

Егер басқалар белгіленбеген жағдайда, онда мына келісімдер қолданылады:

a) T әрекет ету уақыты T_B пайдалану жиынтық уақытына қатысты жақшадағы мәндерге келтірген мәндерге сәйкес келеді.

b) қар және жел жүктемелері бір уақытта әрекет етпейді;

c) нагрузки с $(T \leq T_B/100)$ –мен жүктеме бір уақтта әрекет етпейді.

12.3.4 Жылу кеңейтуі және айнымалы жүктеме кезінде кернеу тербелісінің шегі

Жылу кеңейтуі және айнымалы жүктеме салдарынан M_c нәтижелі кезеңімен туындаған, мысалы сейсмикалық жүктеу, σ_3 кернеу тербелісінің шегі мынадай теңсіздікті орындауға тиіс:

$$\sigma_3 = \frac{iM_C}{Z} \leq f_a \qquad (12.3.4\text{-}1)$$

Егер (12.3.4-1) теңсіздігі орындалмаса, онда тұрақты қолданылатын механикалық жүктеме салдарынан есептік қысым p_c алғашқы кернеу σ_4 және M_A нәтижелі кезеңі мәндері және жылу кеңейтуі және айнымалы жүктеу салдарынан M_B нәтижелі кезеңінен туындаған жиынтық мына теңсіздікті орындауға тиіс:

$$\sigma_4 = \frac{p_c d_o}{4e_n} + \frac{0,75iM_A}{Z} + \frac{iM_C}{Z} \leq f_f + f_a \qquad (12.3.4\text{-}2)$$

Мұндағы, M_c – серпімділік модулының қарастырылатын температурасы кезінде қолданылатын мәндерді пайдалана отырып, кезеңдердің айтарлықтай

ерекшеліктерінен анықталатын жылу кеңейтуі және айнымалы жүктемесі салдары нәтижелі кезеңі тербелісінің шегі

f_f - N/мм^2 (МПа) с f_f = мин (f; f_{cr}) өздігінен компенсациялауды талдауға арналған есептік кернеу

Бұл ретте мына факторларға назар аударылады:

- жылу кеңейтуі және ішкі қысым салдарынан қосылу нүктесінде ығысуды қоса, бойлық бағыттаудағы ұзару;
- егер анкерлік бекітудің ығысу әсері (12.3.3-1) теңсіздікте жіберілген жағдайда, жер сілкіну сладарынан қосылу нүктелеріндегі ығысулар;
- қосылу орындардағы желмен негізделген жылжулар;
- үйкеліс күштері.

Бұдан басқа тоқтау кезінде құбыржолдың жүктеу деңгейін қарастыру керек.

Қажет болған жағдайда монтаждау кезінде қабылданған суық жағдайдағы құбыржолдың алдын ала созылуы ескерілмей қалады, яғни M_c үшін негізге орналастырған пайдалану жағдайы суық жағдайда алдын ала созылу орын болмайтындай етіп есептеледі.

12.3.5 Қажау беріктігі саласындағы қосымша шарттар

Масса және басқа да тұрақты қолданылатын механикалық жүктеме салдарынан есептік қысым p_c, кернеу σ_5 және нәтижелі кезеңі M_A мәндерінен және жылу кеңейтуі және айнымалы жүктеме салдарынан M_B ағу кезеңі туындаған қажау беріктігі саласында пайдаланылатын құбыржолдарда мына теңсіздік орындалуға тиіс:

$$\sigma_5 = \frac{p_c d_o}{4e_n} + \frac{0,75iM_A}{Z} + \frac{0,75iM_C}{3Z} \le f_{CR} \qquad (12.3.5\text{-}1)$$

Егер серіппелі емес қасиеттерті толық талдау арқылы басқа мәндер расталмаса, онда (12.3.5-1) теңсіздіктегі материалдың қажалу беріктігін есепке алу үшін M_c кезеңі мәнінің үштен бірі бөлігін пайдалану керек.

12.3.6 Құбыр аспасының бір реттік жылжу себебінен туындайтын кернеу

Егер 5-бөлімде келтірілген есептік кернеу уақыттан байланысты болмаса, онда құбыр аспасының бір реттік ығысу салдарынан M_D нәтижелі кезеңі арқылы туындаған σ_6 кернеуі мына теңсіздікті орындауға тиіс:

$$\sigma_6 = \frac{iM_D}{Z} \le \min\left(3f; 2R_{p0,2t}\right) \qquad (12.3.6\text{-}1)$$

Мұндағы, M_D - құбыр аспасының бір реттік ығысу салдарынан M_D нәтижелі кезеңі, мысалы құрылыс жұмысы салдарынан топырақтың ығысуы немесе іргетастың шөгу салдарынан қосылу нүктелеріндегі жылжу.

Егер 5-бөлімде келтірілген есептік кернеу уақыттан байланысты болмаса, онда есептелген кернеу мына мәндерден аспауға тиіс:

- ферриттік болатта есептік температура кезінде 0,2 % аққыштық шегінің 0,3-еселі мәні;

- аустениттік болатта есептік температура кезінде 1,0 % аққыштық шегінің 0,3-еселі мәні.

ЕСКЕРТПЕ Құбыржолдың кіші бөлігінде айтарлықтай серпімді емес ұзару пайда болуы мүмкін, осы уақытта қалған жүйе сияқты қатты серпімді болады. Бұл тиісті бөлік кіші көлденең қима, берік емес материалдар немесе айтарлықтай жоғары температура салдарынан айтарлықтай бос болып табылатын кездегі жағдай. Айтарлықтай серпімді емес ұзару пайда болатын шарттарда болдырмау керек. Егер бұл мүмкін болмаса, онда серпімді емес қасиеттердің толық талдауын өткізу керек.

12.3.7 Нәтижелі кезеңдерді анықтау

12.3.2 - 12.3.6 теңсіздіктегі M_A, M_B, M_C, M_D кезеңдері мәнін анықтау кезінде мынадай негізгі ережелер сақталуы керек.

x, y, z тік үшбұрышты координат жүйесінде M_{xi}, M_{yi}, M_{zi} осьтеріне қатысты M_i (i = 1,2,..., n) бір уақыттағы қолданыстағы кезеңі үшін нәтижелі жалпы кезеңі кезеңдер қосындысына тең:

$$\vec{M} = \begin{pmatrix} M_x \\ M_y \\ M_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sum_1^n M_{xi} \\ \sum_1^n M_{yi} \\ \sum_1^n M_{zi} \end{pmatrix} \qquad (12.3.7\text{-}1)$$

және

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2} \qquad (12.3.7\text{-}2)$$

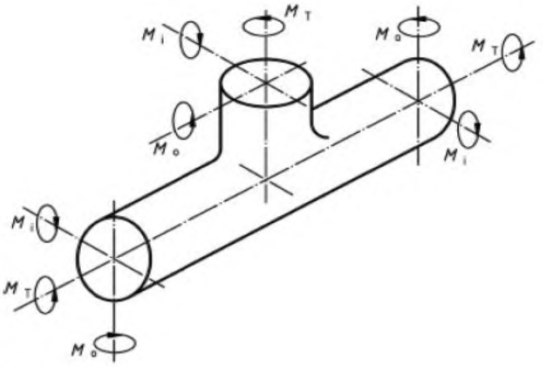
Егер T_a уақытында M_{Ta} жалпы кезеңі әрекет ететін болса, басқа T_e уақытында M_{Te} жалпы кезеңі әрекет ететін болса, онда нәтижелі айнымалы кезеңдерде кезеңдер арасындағы айырмашылық мәні болады:

$$\vec{M} = \vec{M}_{Te} - \vec{M}_{Ta=} \begin{pmatrix} M'_x \\ M'_y \\ M'_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} M_{xTe} - M_{xTa} \\ M_{yTe} - M_{yTa} \\ M_{zTe} - M_{zTa} \end{pmatrix} \qquad (12.3.7\text{-}3)$$

мәні бар

$$M' = \sqrt{M'^2_x + M'^2_y + M'^2_z} \qquad (12.3.7\text{-}4)$$

Кезеңдер құбырының үштік және бүгілісте пайда болатындар үшін мысалы 12.3.7.1 және 12.3.7-2 суреттерінде көрсетілген.



Шартты белгіленулер

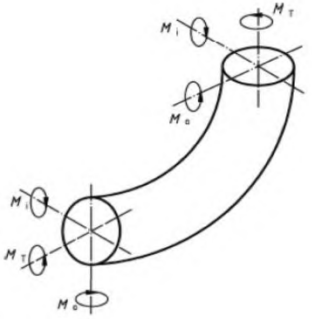
M_0 – қарау жазықтығы шектерінен тыс бүгілетін кезең;

M_i – қарау жазықтығында бүгілу кезеңі;

M_T – айналу кезеңі;

M_R – нәтижелі кезең, $\sqrt{M_o^2 + M_i^2 + M_T^2}$

12.3.7-1 суреті. Үштіктегі кезеңдер



Шартты белгіленулер

M_0 – қарау жазықтығы шектерінен тыс бүгілетін кезең;

M_i – қарау жазықтығында бүгілу кезеңі;

M_T – айналу кезеңі;

M_R – нәтижелі кезең, $\sqrt{M_o^2 + M_i^2 + M_T^2}$

12.3.7-2 суреті – Құбырдың бүгілістегі кезеңдер

12.3.8 Реакциялар

Қосылған жабдықта есептелген реакциялар белгіленген шекті мәндерден аспауға тиіс.

12.4 Қажалуды талдау

Егер 10-бөлімі бойынша қажалу талдауы қажет етілсе, онда кернеу тербелісінің шектері мен жүктеу циклінің тиісті рұқсат етілетін сандары жауапты құбыржол орындарындағы барлық белгіленген жүктеу деңгейі үшін анықталуға тиіс.

1-ЕСКЕРТПЕ. Тиісті қосымшаларды қоса, ЕН 12952-3 бойынша есептеу әдісі сыртқы күштер мен кезеңдер айтарлықтай әсер көрсетпейтін жағдайда, қабылдау талдау үшін пайдаланыла алады. EN 13445-3 стандартындағы есептеу әдісі балама ретінде қолданыла алады.

2-ЕСКЕРТПЕ. Осы бөлімде компенсаторлардың қажалуын талдау қарастырылмайды.

12.5 Діріл

Діріл пайда болу мүмкін кезінде, мысалы сыртқы циклдік жүктемеден немесе құбырдағы сұйық қозғалыс салдарынан құбыржол жобалаушысы проблема масштабын зерттеу және діріл әсерін жою немесе азайту құралы ретінде мыналарды тексеру керек.

- еркін тербелістің балама жиілігі бар құбыржол трассасын қарастыру;
- айналу//дірілдеу жабдығымен бірге қосымша тіреулер жүргізу;
- топтандырылған жүктемеге жанайтын аймақтағы қосымша тіреу қарастыру;
- қосымша анкерлік бекітпелер;
- температуралық кеңейтілген орындарда соққыны баяулатқыш немесе көлденең байланыстарды монтаждау;
- бағыттауды өзгерту орындарында бағыттауышты жүргізу;
- бекітуге арналған тұтқа орнына сырғымалы тіреуді өткізу
- серіпппелі тіреулердің мөлшерін өзгерту.

13 Тіреулер

13.1 Жалпы талаптар

13.1.1 Кіріспе

13-бөлімде EN 13480 бойынша талаптар қолданылатын жылжуларды қабылдауға және басқаруға қойылатын талаптар бар.

ЕСКЕРТПЕ I-N қосымшасын қарау..

Осы бөлімінің талаптары тіреулер бекітілген көтергіш құрастырылымға, жемірілу және қажалу пайда болатын пайдалану шарттарына қолданылмайды.

Тіреулер – көтергіш құрастырылымның қоршау жүйесімен құбыржолды қосатын көтергіш элементтер. Олар

- құбыржол массасын және оларға қосылған құрылғыларды қабылдау;
- құбыржол жылжулармен басқару;
- көтергіш құрастырылымның қоршау жүйесіне құбыржол жүктемесін беру және белгілі бір орындарда құбыржолдың еркін алты дәрежесінен бір немесе бірнешеуін компенсациялау немесе шектеуге арналған.

13.1.2 Тіреулерді жіктеу

Тіреумен ұсталып тұратын құбыржол класы бойынша олар үш топқа бөлінеді (13.1.2-1 кестесі).

13.1.2-1 кестесі – Тіреулерді жіктеу

Құбыржол класы	Тіреу класы
III	S3
II	S2

13.1.2-1 кестесі *(жалғасы)*

Құбыржол класы	Тіреу класы
I/ no [a]	S1
[a] Қысым астында жұмыс істейтін жабдық үшін ЕС директивасына сәйкес қатысушы – мемлекеттің тиісті инженерлік практикасын қоса (PED), 3.3-бап.	

Егер кластары әр түрлі құбыржолдарда жалпы тіреулер бар болса, онда осы тіреулер сәйкесінше жоғары класс талаптарына сәйкес келуге тиіс.

ЕСКЕРТПЕ Дайындауды үйлестіру себептері бойынша құбыржол кластарына сәйкес қажет етілетін айтарлықтай жоғары класс тіреуін жеткізу мақсатқа сай болуы мүмкін.

13.1.3 Қосымша терминдер мен анықтамалар

13-бөлімде 3.1 тармағында келтірілген терминдер мен анықтамаларға қосымша, тиісті анықтамаларымен бірге мынадай терминдер қолданылады.

13.1.3.1 анкерлік бекітпе: Тіреу орнында есептік температурасында және есептік жүктеу кезінде құбыржолдың жалпы салыстырмалы бұрылуы мен жылжуын болдырмайтын қатты құрылғы және өзі жылжуға өтуі мүмкін.

13.1.3.2 осьтік стопор немесе көлденең бағыттау тіреуі: Әрекет ету бағытымен анықталатын құбыржолдың осьтік жылжуын шектеуге арналған құрылғы.

13.1.3.3 бағыттау тіреуі: белгілі бір бағытта құбыржолдың жылжуына рұқсат ететін, бірақ басқа бағыттарда болдырмайтын құрылғы.

13.1.3.4 соққыны азайтқыш: бір немесе бірнеше бағыттарда құбыржолдың динамикалық жүктемелеріне ұшырайтын тез ағатын жылжуды шектейтін, сол уақытта ол осы бағыттарда ақырын ағатын жылжуларлы рұқсат ететін (мысалы, жылу кеңейту салдарынан) өздігінен тежелетін немесе өздігінен бәсеңдейтін құрылғы.

13.1.3.5 дірілбасқыш: дірілбасқыш алдын ала созылуыларының себебінен дірілді құбырларға басқыштық әсер ететін құрылғы.

13.1.3.6 серіппе тірек: тік әрекет ететін жүктерлі қабылдайтын, бірақ тік бағытта жылжуына жол беретін қондырама немесе серіппе аспа түрінде жасалған серіппенді тірегіш құрылғы.

13.1.3.7 қатты тірек: тік әрекет етуші жүктемелерді қабылдайтын, бірақ тігінен төмен жылжуға кедергі жасайтын құрылғы.

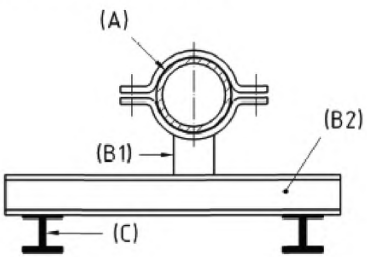
13.1.3.8 топсалы тірек: бір жазықтықта құбырды ұстап тұра алатын тетік, ол әдетте динамикалық жүктеме кезінде қолданылады.

13.1.3.9 сырғанақ тірек: тік жазықтықта айтарлықтай жылжулардың орын алуына кедергі болмайтын, жүктеменің тіке бөлшектерін қабылдайтын тетік.

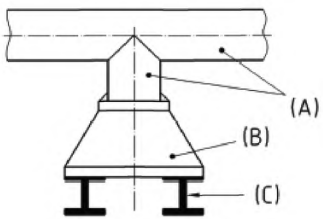
13.1.3.10 соққы басқыш (амортизаторлық тірек, діріл оқшаулағыш): жылжу бағытында ақырын жылжуға жол беретін (мысалға, температурлық кеңею болған кезде) динамикалық жүктеменің әсерінен құбырдың тез жылжудағы оның әрекет ету бағытында жылжуды шектеу үшін өзіндік блоктау немесе өзіндік тежеугіші бар құрал.

13.1.4 Бөлу

13.1.4-1 – 13.1.4-3 суреттерінде көрсетілгендей тірек пен салмақ түсетін құрылымнан бөлген жөн.



Стандарттық құрауыштардан жасалған құбырлық тіреу

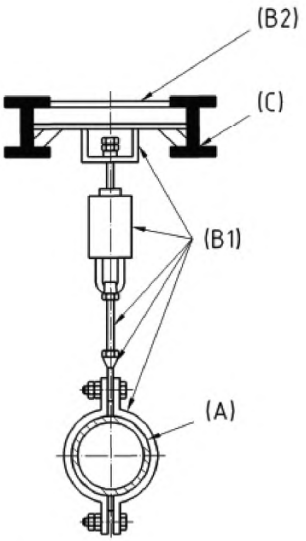


Тапсырыс берушінің техникалық шарттары бойынша құбырлық тіреу

Шартты белгіленулер

(A) құбыр
(B) құбырлық тіреу
(B1) құбырлық тіреу (мысалы, қамыттық сүйеу)
(B2) құбырлық тіреу (мысалы, аралық болат)
(C) құрастырылым

13.1.4-1 сурет — Болат құрастырылымға қосу



Шартты белгіленулер

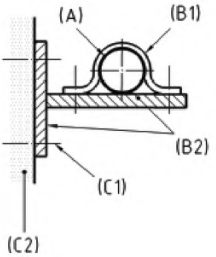
(A) құбыр

(B1) құбырлық тіреу (мысалы, құбырлық қамыт, серіппе тіреу/аспа, бұрандалық қадалар, қосқыш бөліктер)

(B2) құбырлық тіреу (мысалы, аралық (қосалқы) металл құрастырылым)

(C) құрастырылым

13.1.4-2 сурет — Құрастырылымды серіппе тіреуінің қосылу мысалы



Шартты белгіленулер
(A) құбыр
(B1) құбырлық тіреу (мысалы, қамыттық сүйеу)
(B2) құбырлық тіреу (мысалы, аралық болат жұмысы)
(C1) құрастырылым бөлігі сияқты бұрандалар
(C2) бетон құрастырылымы

13.1.4-3 сурет – Бетон көтергіш құрастырылымы бар қосылыстар

13.1.5 Дәнекерлеу тіреулері

13.1.5.1 Егер тіректер құбырға тікелей балқытылса (13.1.5-1 суретті қарау), онда дәнекерлеу EN 13480-4 сәйкес орындалуы тиіс. В тірегінің қосынды бөлігі осы стандарттың талаптарына сәйкес болуы тиіс. Құбырдың және дәнекерленген қосынды бөлшек түрлі созылу себептерінен болған кернеу тірек пен құбырды есептегенде еспке алу керек.

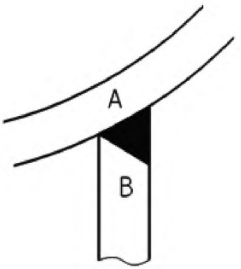
13.1.5.2 Құбырмен бірге қақталған немесе құйылған В қосындысында (13.1.5-2 суретті қарау) егер дәнекерленген жік және балқытуға тиесілі аймақ қысым астындағы құбыр дайындамасының механикалық ерекшеліктеріне

$$l = \sqrt{2d_m e} \qquad (13.1.5.2\text{-}1)$$

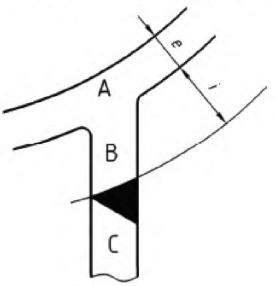
әсер етпесе,құбыр беті шеңберінде орналасқан осы қосындының кез келген дәнекерлеу EN 13480-4 сәйкес келуі тиіс,

ЕСКЕРТПЕ Егер дәнекерленген жік, жоғарыда көрсетілгеннен құбыр бетінен алшақта орналаса, осы стандарт бойынша баламасын атқаруы мүмкін.

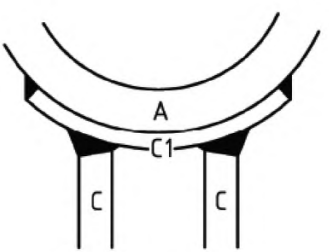
13.1.5.3 Егер С тірегінің қосынды бөлшегі А құбырымен аралық элемент немесе аралық С1 тілім арқылы қосылса (13.1.5-3 суретті қарау), онда аталған аралық тілімнің материалы құбыр материалымен үйлесімді болуы тиіс, ал тілім мен құбыр арасындағы дәнекерленген жіктер құбырды балқытудағы барлық талаптарға сәйкес келуі тиіс. Тірек пен аралық тілім арасындағы дәнекерленген жіктер осы стандартқа сәйкес орындалуы тиіс.



13.1.5-1-сурет – Дәнекерлеу тіреуі



13.1.5-2-сурет – Қақталған немесе құйма тіреуі



13.1.5-3-сурет – Аралық тілімді тірек

13.2 Материалға қойылатын талаптар

Тіректерді дайындау кезінде қолданылатын материалдар, құбырдың жұмыс және қоршаған шарттары үшін қолайлы болуы керек. Құбырмен жапсарласатын тірек материалдары, өзара үйлесімді болуы тиіс және құбыр материалдарының талап етілетін металлургиялық сипаттамаларына теріс әсер етпеуі тиіс.

Материалдар EN 13480-2 талаптарына сәйкес болуы тиіс.

13.3 Есеп

13.3.1. Жалпы ережелер

Тіректерді құбыр есептерінің талаптарына сәйкес келетіндей жобалау қажет. Олардың есептерін осы бөлім бойынша немесе үлгілерді сынау арқылы есептеу растау қажет.

Үлгілерді сынау әдістері

Тіректерді олар құбырдың есептеріне сәйкес болатындай жобалаған жөн. Олардың есебін осы бөлім бойынша есептеулермен немесе үлгі сынақтарымен растаған жөн. J-қосымшасына сәйкес келуі тиіс.

Егер аталған жағдайдай үшін олардың құрылымдарының жарамдылығы есеп немесе сынақ жолдарымен алдын ала расталған жағдайда тіректердің стандартты типтерін қолдануға жол беріледі.

Құбыр тіректерін есептеу үшін қарастырылған жерлердегі тіректерде жүктеме және жылжудар бойынша нақты мәліметтер ұсынылуы тиіс.

1-ЕСКЕРТПЕ Бұл мәліметтер, әдетте, серпімділікті талдау қорытындысы (12.2.10).

Егер 12.2.10.1 келтірілген талаптар орындалса, онда толық талдау қажет емес. Аталмыш жағдайда төменде көрсетілген шарттардың орындалуын қамтамасыз етілуі тиіс:

- перпендикулярға қатысы бойынша құбыр аспасының консольді механизмнің ауытқуы 4^0 аспауы тиіс;
- тіректер құбырдың қалпын айтарлықтай өзгерпеуі тиіс;
- тіректердің ауытқу қарқыны 25% аспауы қажет.

2-ЕСКЕРТПЕ Қосынды жабдықта жол берілмейтін жүкке алып келуі мүмкін құбырларда сезгіш құралымбар (мысалға, айналмалы машиналар) немесе аймақтарға жақын тіректер, қажеттіліг туған жағдайда ереке назарды талап етуі мүмкін.

Тіректерді есептеген кезде барлық күтілетін климаттық әсерлерді, атап айтқанда жел, қар немесе мұзды ескеру қажет.

Егер құбыр өзге сыртқы ықпалдарға ұшыраса (діріл, құрылымдық ығысулар, жердің жыджуы, жер сілкінісі және т.б.) тапсырыс беруші тіректерді есептеу кезінде есеп үшін тапсырыс беруде тиісті параметрлерді белгілеуі және аталған әсерлерді көрсетуі тиіс.

Тіректерді және оларға қатысы бар құрылыстарды есептеу кезінде, гидроваликалық сындармен орын алған жүктерді ескеруі тиіс.

Тіректерді құбырдың қандайда бір жерінде олардан рұқсат етілген мәнінен артық кернеу мен деформацияны тудырмайтындай етіп есептеу қажет.

Тіректер әсерінен туындаған анкерлі бекітушілерде немесе қосынды бөлшектердегі жүктемелер, 12-бөлім бойынша үйкелістермен және жылытып

кеңеюмен берілген тәсілдер алынған есептелген мәндерден жоғары болмауы тиіс.

Тіректер есебі құбыр өндірушінің келісімісіз болжамды ығысулар мен жүктемелерде өзгерістерге алып келмеуі тиіс.

Техникалық қызмет көрсету және қызмет ету мерзімін шектеу бойынша қажетті жұмыстар тірек өндірушімен орналастырылуы немесе көрсетілуі тиіс.

Ауыспалы жүктемелер мен ығысуларға ұшырайтын тіректер (мысалға, қақтығыс басушылар және тоспалы тіректер), тіректердің барлық құрама бөлшектері қызмет ету мерзімінің және жүктеме айналым сандарының белгіленген талаптарын орындауы тиіс.

Әр тіректің орналасуын, түрін және таңбалануын сызбада, нобайларда және тағы басқа құбырларда көрсету керек.

13.3.2 Тіректердің құрылымдық бөлшектеріне арналған есептік температурасы

13.3.2.1 Жалпы ережелер

Тіректерді есептік кезде температура құбырға арналып белгіленген температураға байланысты. Тіректердің барлық құрылмдық бөлшектері, егер құбырлардың жұмыс температуралары 0 °С-ден 80 °С дейінгі диапазон шегінен тыс орналасса құбырдық жұмыс температурасы 0 °С-ден 80 °С дейінгі температура жиапазоны үшін есептеу қажет.

Құбырлардың аса жоғары немесе аса төмен температураларының салдарынан қызметі нашарланған бөлшектерді, мысалға, серпінділер немесе сырғанақ бөлшектер, оқшаулағыш шегінде қосу қажет.

Тіректердің есептік температурасын сынақ немесе есепте арқылы анықтайды

13.3.2.2 Оқшаулағыш шегіндегі құрылымдық бөлшектерге арналған есептік температуралар

Есептік үшін қолданылатын температура 13.3.2.1 кестесіне және 13.3.2-1 суретке сәйкес келуі тиіс.

13.3.2-1-кесте – Оқшаулағыш шегіндегі құрылымдық бөлшектерге арналған есептік температура

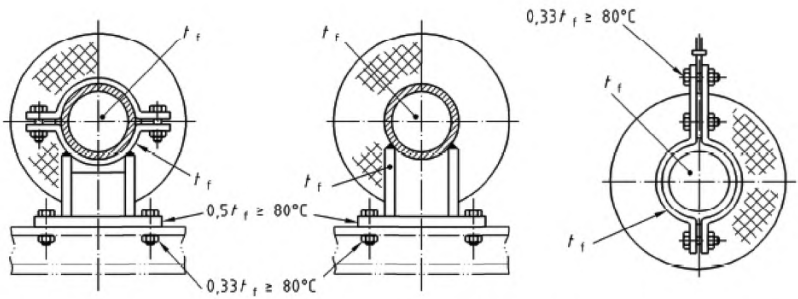
Құрылымдық бөлшектер түрі	Есептік температура
Қамыт немесе қысатын қапсырмамен құбырға дәнекерленген құрылымдық бөлшектер (тікелей құбырға жапсарланған)	t_f
Құбырмен тікелей емес жапсарланған құрылымдық бөлшектер	$t_f - 20^0$C
Бұрандама, бұрама, сомын және бүрлі шеге	$t_f - 30^0$C
t_f – құбырда тасмалдағыш заттың температурасы.	

13.3.2.3 Оқшаулағыш шегінен тыс орналасқан құрылымдық бөлшектерге арналған есептік температура

Есеп үшін қолданылып жатқан температура 13.3.2.2 кестеге және 13.3.2.1 суретке сәйкес келуі тиіс.

13.3.2-1 – Оқшаулағыш шегінде орналасқан бөлшектердің есептік температурасы

Құрылымдық бөлшек түрі	Құбырдағы тасмалдағыш заттың температурасы t_f	Тіректің есептік температурасы t
Тікелей құбырмен жапсырылған құрылымдық бөлшектер	> 80°C	0,5 t_f, бірақ 80°C кем емес
	≤ 80°C	80 °C
Бұрандама, бұрама, сомын және бүрлі шеге	> 80°C	0,33 t_f, бірақ 80°C кем емес
	≤ 80°C	80°C
t_f - құбырда тасмалдағыш заттың температурасы.		



3.3.2-1-сурет – Оқшаулағыш шегінде және шегінен тыс тіректерге арналған есептік температурасы

13.3.2.4 Басқа да құрамдық бөлшектер

Тіректің басқа құрылымдық бөлшектері, оған қоса негізгі салмақ түсетін құрылымның аралық бөлімі үшін t = 80 °C есептік температура қолданылады.

13.3.2.5 Тасмалдаушы заттың жоғары және төмен температурасы

Төмен тасмалдаушы заттардың температурасы минус 600 °C жоғары және 20 °C төмен болса, тірек есептік температураға жарамды және құбыр материалымен бірдей материалдан жасалған немесе жылудан бөгеушісі болуы тиіс.

13.3.3 Бөлшектердің орналасуы

13.3.3.1 Құбырмен жанасатын құрамалы бөлшектерді құбырдың иілгіштік деформациялануынан жергілікті шектеуге алып келе алатын құбыр қабырғаларында жүктеме шоғырлануы орын алмастай орналастыру қажет.

13.3.3.2 Құрама бөлшектерді құбыр тіректе нықты орналаса алатындай және егер қажеттілгі бар жағдайда, құбыр мен тірек өлшемдеріне жол берілуі орныеа қайып келетіндей орналастырылуы тиіс.

13.3.3.3 Барлық анкерлік күш және аспалы бөлшектер реттемелі болуы керек.

DN 100 диаметрінен жоғары құбырлар үшін аспа, номиналды жүк астында реттеле алатындай орналасуы керек.

Егер реттеру бұрама арқылы жүзеге асса, онда бұраманың тереңділгі құбырдың 0,8 диаметрінің құрауы тиіс.

Барлық сомындар, бүрлі шеге немесе басқа бекіткіш бөлшектердің тоқтатқыштары болуы керек.

13.3.3.4 Құрамалы бөлшектерді су немесе ластың жиналуына жол бермейтіндей орналастыру қажет.

ЕСКЕРТПЕ Шаңнан қақпақшалар, баламалы қорғайтын басқа тетіктерді қолдану тапсырыс берушімен белгіленеді.

13.3.3.5 Құрамалы бөлшектерді бұрандалы бөлшектердегі бүгілмелі жүктемелер минимумға дейін қысқартылатындай орналастыру қажет.

13.3.3.6 Егер массаны және басқа жүктерді көтере алу үшін тік құбырға тіреуіштер балқытылып жалғанса, онда олар құбыр айналасында айтарлықтай мөлшерде біркелкі және құбыр бетіне біркелкі жабысуып тұратындай орналасуы қажет.

ЕСКЕРТПЕ Құбыр қабырғасындағы шамадан тыс тілгіштілік жойылуы тиіс.

13.3.3.7 Тік құбырға арналған қатты аспа ретіндегі қос анкерлер, егер есептеу арқылы жүктің біркелкі орналасуы жүзеге аспай жатса (мысалға, серіппе қолданған кезде) анкердің әр жартсында жүк нық орналаса алтындай орналастырылуы тиіс.

13.3.3.8 Негізгі салмақ түсетін құрылымдағы тіректі бекіту бөлшектері негізгі салмақ түсетін құрылымды өндірушімен келісу қажет, ол өз кезегінде барлық құбырдан негзгі салмақ түсетін құрылымға дейінгі жүктемелер рұқсат етілген мәннің аспайтындығын қамтамасыз етуі керек (К қосымшасында келтірілген).

13.3.3.9 Құбырды қолдау үшін тасмалданатын аралық немесе екінші болат құрылымдардың өлшемдерінің белгіленуі, жақсы өндірістік тәжірибеге, мысалға, EN 1993 белгілегендерге негізделуі тиіс. Екінші болаттағы жұмыстар 13.3.6.3 көрсетілген талаптарға жауап беруі тиіс.

13.3.3.10 Бұрандамалар мен бұрандар негізінде бұрандада кесілетін жүктер, тек ергер бұрандамалар мен бұрандар есебінде есептелген жағдайда ғана рұқсат етіледі.

13.3.4 Деформация

Егер қажеттілгі болған жағдайда, онда тіректерді орнластырарла және негізгі салмақ түсетін құрылғының аралық бөлшектерін қолдану қажеттілгі кезінде, деформацияға бекемділігін растап отыру қажет.

ЕСКЕРТПЕ Бұған арналған нұсқаулық L қосымшасын қараңыз.

13.3.5 Тіректердің орналасуы

Тіректердің орналасуын серпімділік талдауы негзінде немесе қабылданатын жүктерге баға беру арқылы орналастыру қажет. Әр жағдайда тіректерді есептеу кезінде қоршаған негзгі салмақ түсетін құрылыммен және егер қажетті болса, аралық бөлшектер немесе негізгі салмақ түсетін құрылым қаңқасын құрастырумен сәйкес келетін қосындыны ескеру қажет.

13.3.6 Құрамалы бөлшектердің параметрлерін белгілеу

13.3.6.1 Жалпы ережелер

Жеке жағдайда немесе үлгі бойынша есептеу арқылы тірек құрама бөлшектерінің өлшемдерін белгілеу, мысалға EHV 1993 көрсетілгендей, қарапайым есептік тәжірибе негізделеді (қосымша сілтемелер I, J, K, L және M қосымшаларында қарау).

13.3.6.2 Кернеу деңгейлері

Кернеудің жеке немесе балмалы деңгейлерінің мәні 13.3.7-1 және 13.3.7-2 кестелерінде келтірілген рұқсат етілген кернеулерден аспауы тиіс.

Құрамалы кернеу мәні σ_e келесі көрсетілген формула бойынша анықталады

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_a + \sigma_b)^2 + 3\tau^2} \qquad (13.3.6\text{-}1)$$

σ_a – есептік белдік (мембраналық) кернеу;

σ_b – бүгілулдің есептік кернеуі;

σ_s – жылжудың есептік кернеуі.

Максималды рұқсат етілген кернеу:

$$f = \min\left(\frac{R_{eHt}}{1,5} \text{ или } \frac{R_{p0,2t}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4}; f_{cr}\right) \qquad (13.3.6\text{-}2)$$

1-ЕСКЕРТПЕ Жұмыс жағдайында кейде осы уақыттан уақытқа орын алатындар үшін 4.2.5.2 қарау.

2-ЕСКЕРТПЕ 200000 а., өзге мерзім кезінде жылжығыштық бойынша мәліметтер үшін 5.3.2 қарау.

13.3.6.3 Желілік тіректер

Жергілікті тіректер аралық теориясы бойынша есептелуі мүмкін және оларға рұқсат етілетін кернеулер 13.3.6-1 кестесіне сәйкес болуы тиіс.

13.3.6-1-кесте – Жергілікті тіректердегі рұқсат етілетін кернеу

Кернеу, N/мм^2	Пайдаланудың номиналды жағдайда, Н/мм^2	Пайдалану кезінде уақытша орын алатын жағдайларда, N/мм^2
σ_a	$\leq 1{,}0\,f$	$\leq 1{,}2\,f$
σ_b	$\leq 1{,}0\,f$	$\leq 1{,}2\,f$
τ	$\leq 0{,}6\,f$	$\leq 0{,}7\,f$
σ_e	$\leq 1{,}0\,f$	$\leq 1{,}2\,f$

ЕСКЕРТПЕ 1 Құбыр тіректері үшін рұқсат етілген, жылжығыштық диапазонда жұмыс істемейтін кернеулер, келесідей:

- тілім немесе қабықша теориясымен талданатын құбыр тіректері үшін:
- пайдалану кезіндегі номиналды жағдайда: $\sigma_b \leq 1{,}5f, \sigma_e \leq 1{,}5f$
- пайдалану жағдайында уақытша пайда болатын кезде: $\sigma_b \leq 1{,}8f, \sigma_e \leq 1{,}8f$
- қос симметриялық қатты секциялар үшін:
- пайдалану кезіндегі номиналды жағдайда: $\sigma_b \leq 1{,}1f, \sigma_e \leq 1{,}1f$
- пайдалану жағдайында уақытша пайда болатын кезде: $\sigma_b \leq 1{,}3f, \sigma_e \leq 1{,}3f$

ЕСКЕРТПЕ 2 дәнекерленген қосындыға арналған рұқсат етілген кернеу 13.4.1 қарау, пайдалану жағдайында уақытша пайда болатын кезде рұқсат етілген кернеу, пайдаланудың номиналды шартынан 1,2 есе жоғары болады.

ЕСКЕРТПЕ 3 Бұрандамалы қосындылар үшін 13.4.2 қарау.

13.4 Қосындылар

13.4.1 Дәнекерленген қосындылар

Дәнекерленген жіктің металлы негізгі материалмен үйлесімді келетін құрамда болуы тиіс және дәнекерленетін бөлшектердің минималды төмен белгіленген мәнінен ағыны төмен болмауы керек.

Бастапқы материалмен рұқсат етілген дәнекерленген жіктердің кернеуі пайдалы әрекет коэффициентіне көбейтіледі z.

Тек көбен көріп шолу арқылы ғана тексерілген барлық дәнекерленген жіктер үшін, дәнекерленген пайдалы әрекет коэффициенті z = 0,7 болып табылады.

- КПД дәнекерлеу z = 0,85 лейін ұлғаюы мүмкін, егер келесі көрсетілген шарттар орындалса:

a) типтік сынақ жүргізілсе;

b) дәнекерлеудің механикалық процессі ішінара немесе толық қолданылса;

с) дәнекерленген жіктер бұзбай сынау кезінде таңдалып тексерілсе (магнитті/капиллярлы).

- 100% бұзбай бақылаумен дәнекерленген жіктің тоғысқан және балқытылғандары үшін КПД дәнекері z= 1,0 болып табылады. Қосымша ретінде, бастапқы материалдың кернеуіне қатысты рұқсат етілгенінен жоғары болмауы тиіс.

13.4.2 Бұрамалы қосындылар

Бұрамалы қосындылар тиісті стандарттар бойынша қолданылуы қажет. Бұл ретте температура әсеріне аса мән беру қажет.

13.5 Ерекше құрамалы бөлшектерді есептеуде қойылатын талаптар

13.5.1 Тіркелген аспалар мен тіректер

13.5.1.1 Жалпы ережелер

Қозғалмайтын аспалар мен тіректерді қолдану орнатылған жағдайда, талаптар орындалуы тиіс.

ЕСКЕРТПЕ Қозғалмайтын аспалар/тіректер құбырды құрастыру кезінде, әсіресе құбырдың тігінен ығысуы айтарлықтай үлкен болғанда және жоғары серіппе әсер орын алған жағдайда қолданылады. Олар белгіленген жүктен 5 % көп жүктеменің ауытқуының жылжуы барысында мүмкін болмаған тіректер үшін де қарастырылады. Толық нұсқаулықтар 1-қосымшада көрсетілген.

13.5.1.2 Қозғалмайтын аспалар/тіректер

Қозғалмайтын аспалар/тіректер 4° бұрышты жүктемелер үшін жобаланады. Қозғалмайтын аспалар/тіректер есептік жүктемеден 10% құрайтын көлденең жүктемені көтере алады. Егер одан да жоғары көлденең жүктер болжанса, онда жобалау кезінде сырғанақты бетінің қабылдауын ескеру қажет.

13.5.1.3 Жүктің ауытқуы

Жүктеменің ауытқуы, үйкеліс ықпалын қоса алғанда, бір ғана нүктеде емес барлық жұмыс жолында белгіленген жүктемелен ±5 % аспауы тиіс. Егер қатты жүктер қажет болса, онда олар құбыр өндірушімен белгіленуі тиіс.

13.5.1.4 Құрылыс алаңында адын ала созылуын реттеру

Қозғалмайтын аспалар/тіректерде құрылыс алаңларында алдын ала созылуын ±15 %. кем емес реттеу мүмкіндігі болуы тиіс. Бұндай реттелу белгіленген жұмыс жолының қысқартылуына алып келмеуі тиіс.

13.5.1.5 Құбырдың есептік ығысуының артуы

Тірек есептеу кезінде есептелген мәннен жоғары құбырлардың жылжуын ескеру қажет. Жылжу резерві есептік жылжудан 10 % тең, бірақ 25 мм аз болуы тиіс. Артудың бөлуі мен бағытын құбыр өндіруші белгілейді.

13.5.1.6 Блоктау

Барлық тірек құрылыстары тіркеу үшін және жоғары және төмен жұмыс жолын шектейтін тоқтатқышқа арналған құрылғылармен жабдықталуы тиіс.

Тіректерді жеткізу кезінде тапсырсы берушімен белгіленген алдын ала созылған қалып тіркелуі тиіс.

Тректік тіркелген қалпында алдын ала белгіленген тартылыс екі есе үлкен көлемді қабылдауға қабілетті болуы тиіс.

13.5.1.7 Серіппенің қызмет ету мерзімі

Серіппе құбырдық баодық қызмет ету мерзімінде өзінің тартылу бекемділгін соңына дейін сақтауы тиіс. Ескіру салдарынан орын алған ауытқулар алдындағы тартылыстан ± 2,5 % аспауы тиіс.

13.5.1.8 Тақтайша

Әр тіректе кем дегенде келесі көрсетілген мәліметтері бар, қоршаған ортаға әсері төзімді болуы тиіс, тот баспайтын типтік тақтайша орнластыруы тиіс:

- тірек нөмірі;
- типі;
- өлшемі;
- ортақ жұмыс жолы;
- номиналды жүктемесі;
- монтажды қалпы;
- жұмыс қалпы;
- өндірушінің атауы.

13.5.2 Серіппенді аспалар

13.5.2.1 Жалпы серіппелер

Серіппенді аспалар және серіппенді тіректер, әдетте құбырлардың шамалы тігінен жылжуына қатысты қолданылады. Егер құбырлардың жылжу барысында жүктердің 25% дейін ауытқуына жол берілсе, олар қолданыла алады. Ең мықты ауытқу болып құбырдың серпімдігінің ьалдауы бойынша жол берілесе, олар өте қатты ауытқулар болып есептелінеді.

Егер серіппенді аспалады қолдану қажет болса, құбырдың тігінен ауытқуына пропорциалы тірек күші болып табылса, онда жүктің ауытқуын төмендегі екі формуланың біреуімен есептеу қажет:

$$\text{Жүктеменің ауытқууы} = \frac{\text{есептік жүктеме-алдын ала тартылу}}{\text{есептік жүктеме}} \times 100\%$$

немесе

$$\text{Жүктің ауытқууы} = \frac{\text{жылулылық кеңю-қатты серіппе коэффициенті}}{\text{есептік жүк}} \times 100\ \%$$

ЕСКЕРТПЕ Қосымша нұсқаулық I қосымшасында бар.

13.5.2.2 Серіппенді тіректер

Серіппенді тіректер көлденең жүктерді номиналды жүктің 30 % дейін қабылдауға қабілетті болуы тиіс. Егер көлденең жүктер болжамды болса, онда жобалау кезінде бетінің сырғанақтылығын ескеру қажет.

13.5.2.3 Серіппендінің рұқсат етілген қаттылық

Тігінен кернеу үшін немесе жүктеменің ауытқудың тігінен қысылуы үшін жүк, ескіруден орын алған түрленуді қоса алғанда (13.5.1.7 қарау) жылжудың орын ауыстыруындағы теоретикалық жүктемемен салыстырғанда, I.2-1 сурет (S1 тобын ұстап тұру үшін 10%) 5% кем болуы тиіс.

13.5.2.4 Құбыр ығысуын артуы

тіректің ығысуын есептеген кезде есептік жағдайлардағы құбырдың есептелген ығысуынан жоғары ығысуы үшін шаралар қолдану қажет. Бұл шаралар есептік ығысудан 10% артық болу, бірақ 5 мм кем болмауына ықпал етуі керек.

13.5.2.5 Блоктау

Барлық тіректі құрылғылар тіркеуге арналған құрылғылармен, сонымен қоса жоғары және төмен жұмыс жолын шектеуші тірегіштермен жабдықталуы тиіс.

Тіректерді жеткізу кезінде

Жеткізу барысында тіректі бақылау ережесінің белгіленген техникалық шарттарында тіркелуі тиіс.

Тіркелген ережелерде тірек екі еселі нақтылы жүктемеге тең максималды жүктемені қабылдау жағдайында болуы тиіс.

13.5.2.6 Серіппенің қызмет ету мерзімі

Серіппелер құбырдың барлық қызмет ету мерзімінде өзінің белгіленген серпінділігін сақтауы тиіс, ескіру себепті ажырау алдын ала созылудан ± 2,5 % аспауы тиіс.

13.5.2.7 Тақта

Әр тіректе қоршаған ортаның әсеріне төзімді болуы тиіс жемірілуге тұрақты және минимум мынандай мәліметтерден тұратын фирмалық тақта берік бекітіледі:

- тірек нөмірі;
- түр;
- өлшемдер;
- жалпы жұмыс жолы;
- берілген жүктеме;
- монтажды жағдай;
- жұмыстық жағдай;
- дайындаушының атауы.

13.5.3 Топсалы тірек

Егер топсалы тіректі қолдану қажет болса, онда мынадай талаптар жұмыс істейді:

- олардың сипаттамалары құбырды дайындаушымен белгіленуі тиіс;
- топсалы тіректер созылу мен қысылу жағдайында жұмыс жасай алатын күйде болуы тиіс;
- топсалы тіректер тіректің тесіктерінде шар тәріздес мойын тіректермен жабдықталуы тиіс. бұл шар тәріздес мойын тіректер ең аз саңылауға ие болуы тиіс, бірақ та жұмыстық жазықтықтан минимум 6^0 бұрышта тіректің бүгілуіне жол беруі тиіс;
- топсалы тіректердің ұзындығы минимум ± 25 мм ретінде реттелуі тиіс;
-топсалы тіректер саңылауды шектеуді және өзгертілмейтін қаттылықты қамтамасыз ететін құбырлардың тіректері мен фиксаторларымен бірге құрастырылуы тиіс;

Есептік жүктеме кезінде тіректердің ортасындағы білектен топсалы тіректердің бүгілуі ұзындығы 1 000 мм дейін топсалы тіректерде 1 мм аспауы тиіс, және максимум ұзынырақ топсалы тіректерде 1000 мм ұзындыққа 1 мм болуы тиіс.

1-ЕСКЕРТПЕ Топсалы тіректер әдетте бір жалғыз бағыттағы динамикалық жүктемеге түсетін құбырларға арналған.

2-ЕСКЕРТПЕ Топсалы тіректер ең аз деген саңылауда жоғарғы қаттылыққа ие болуы тиіс.

13.5.4 Түрткі мен соққының тежеуіштері

13.5.4.1 Егер түрткі мен соққының тежеуіштері қолданылса, онда мынадай талаптар әрекет етеді:

- түрткі мен соққының тежеуіштерінің нақты түрін қолдану, - мысалы, механикалық және гидравликалық құбырды дайындаушымен белгіленеді;
- түрткі мен соққының тежеуіштері пайдаланудың қалыпты тәртібі кезінде жылулық ұлғаюдың әсерінен құбырлардың қозғалуына кедергі болмауы немесе шектемеуі тиіс;
- түрткі мен соққының тежеуіштері созатын және қысатын жүктеме кезінде тең қалыпта жұмыс істеуі тиіс;
- түрткі мен соққының тежеуіштері жеткізу құжатында көрсетілген әр жағдайда жұмыс істейді;
- түрткі мен соққының тежеуіштері ең аз саңылауға ие тірек тесіктерінде шар тәріздес топсалармен жабдықталады, бірақ та жұмыстық жазықтықта минимум 6^0 бұрышта тіректің бүгілуіне жол береді;
- түрткі мен соққының тежеуіштері шектелген саңылау мен өзгермейтін қаттылықты қамтамасыз ететін қысқыш *(қамыттар)* және блокадалау құралдарымен белгіленеді;
- түрткі мен соққының тежеуіштеріне 13.5.4-1-кестеде келтірілген жұмыстық параметрлер таратылады.

ЕСКЕРТПЕ Құбырларды жобалау және есептеу кезінде түрткі мен соққының тежеуіштерін жер сілкінісі немесе қақпақтың тез жабылуы сияқты динамикалық жүктемелер кезінде құбырлардың қозғалысын шектеу үшін қолдануға болады. Олар құбырдың салмағына есептелмеген; басқа нұсқаулықтар I қосымшада келтірілген.

13.5.4-1-кесте – Түрткі мен соққыларды басатындарға арналған жұмыс параметрлері

Параметр	Мәні
Әрекет ету жылдамдығы	3 мм/с бастап 5 мм/с дейін
Түрткі мен соққыны басатынның әрекет етуінен кейінгі пайдасыз әрекет жылдамдығы (орын алған жағдайда)	0,2 мм/с бастап 2 мм/с дейін
Жұмыс жиіліктерінің диапазоны	0,5 Гц бастап 50 Гц дейін
Орналастырушы қақпақтың әрекет етуі (орын алған жағдайда)	200 N артық немесе нақтылы жүктемеден 2 %
Белсенді максималды жүктеме	200 N артық немесе нақтылы жүктемеден 2 %
1-ЕСКЕРТПЕ Жүктемені алған кездегі (тіректегі саңылау немесе басқа бөлшектер арқылы) пайдасыз әрекет 1,5 мм аспауы тиіс. 2-ЕСКЕРТПЕ Шаршау әсерінен қызмет ету мерзімі тапсырыс берушімен белгіленеді.	

13.5.4.2 Түрткі мен соққыны гидравликалық басатындар сұйықтық деңгейінің индикаторымен, сонымен қатар жұмыстық сұйықтықпен және қоршаған ортаның күтілетін шарттарына арналған төсемелермен жабдықталуы тиіс.

13.5.4.3 Тапсырыс берушінің қалауымен түрткі мен соққыны басатындар жол индикаторымен жабдықтаған жөн.

13.5.4.4 Түрткі мен соққыны басатындарды есептеу кезінде есептік шарттарда құбырдың есептік қозғалуынан жоғары қозғалуын қарастырған жөн. Бұл шаралар есептелген қозғалыстың 10 % жолдың мүмкін резервін минимум 25 мм жасауы тиіс. Оздыруды орналастыру және бағыттау құбырды құрылымдаушымен беріледі.

13.5.5 Айнымалы тіректер

13.5.5.1 Айнымалы тіректер пайдаланудың қалыпты шарттарында бөліне алмайтын жағдайда есептелуі және белгіленуі тиіс. сондай-ақ, айнымалы беттердің айырылуына алып келетін көтеріңкіреу мүмкіндігін қарастыруы тиіс.

13.5.5.2 Егер айнымалы тіректің қозғалысын бағыттау және шектеуге арналған құралдар болмаса, онда есептеу және монтаждау жолымен бастапқы күйге қайтып келу мүмкіндігі болуы тиіс.

13.5.5.3 Айнымалы тіректер пайдаланудың қалыпты тәртібінде сырғанау бетінің ластануын болдырмау үшін есептелуі тиіс.

13.5.5.4 Сырғанау беттерінің мөлшері белгіленген қозғалыстарда әр бағытта 25 мм кем емес сақтандыратын саңылау болатын жағдайда анықталуы тиіс.

13.5.5.5 Салмақ түсетін құрылымды есептеу кезінде сырғанау бетінің үйкелісі әсерінен туындаған жүктемені ескерген жөн, сырғанаудың болат беттері үшін сырғанау беттерінің сәйкес келетінін таңдау жолымен құбырдың көрсетілген қызмет ету мерзімі барысында өзгермейтін кіші коэффицент алынатыны растала алмаған жағдайда үйкеліс коэффицентін 0,3 қабылдаған жөн. Егер үйкелістің аз күштері қажет болса, онда өлшемдері айнымалы тіректердің қолданылу орындарындағы физикалық және климаттық шарттарға сәйкес келетін политетрафторэтанол (PTFE) сияқты үйкелістің аз коэффицентімен материалдар қолданылуы тиіс.

13.5.6 Анкерлік бекіткіштер

Анкерлік бекіткіштер құбыр мен негізгі салмақ түсетін құрылым арасындағы қатты байланысты орнатады.

Анкерлік бекіткіштер қысыммен келтірілген жүктерге және тіректердің сырғануынан туындайтын барлық болжамды күштер мен сәттер бойынша келісілген болса қабылдануы тиіс.

13.6 Тіректер бойынша құжаттама

Өндіруші тапсырыс берушіге 13 бөлім және N қосымшасында көрсетілген талаптарға ұсынылып жатқан тіректер сәйкес келетіндігі туралы арыз ұсынуы тиіс.

13.7 Тіректерді таңбалау

Барлық тіректерді тапсырыс берушінің талаптары бойынша таңбалау қажет. Егер тіректер жинақталмаған қалыпта жеткізілсе, онда барлық құрамдас бөлшектер және торлар таңбалану қажет.

А қосымшасы
(ақпараттық)

Динамикалық талдау

А.1 Жалпы ережелер

4.2 келтірілген жүктемелерге және кезеңдік жүктемелерге қосымша қысым мен температураның өзгеруі нәтижесінде құбырлар түрлі динамикалық жүктемелерге түсе алады. Динамикалық жүктемелер құбыр жобаланған кезде ескерілуі тиіс бірақ, нақтылы талдау әр жағдайда емес, тек ерекше талаптарда ғана қажет. Динамикалық жүктемелерден туындайтын кернеу құбырды жобалаған кезде тұрақты жұмыс істейтін жүктемелермен бірге жинақталуы тиіс. Тұрақты туындайтын динамикалық жүктемелер шаршауға талдануы тиіс.

Егер динамикалық жүктемелер кезінде қарсы әрекет ететін күш туындаса, статикалық жүктемемен жинақталатын сол күштердің әрекет ету бағытының есебінен көп жүктемелерді төмендеткен жөн. Ауысудың болуын ерекше мұқияттылықпен ескеру қажет, себебі тіректерді жоспарлау мен жобалау үшін оң және теріс ауысулардың мәні бола алады.

Осы динамикалық жүктемелерді есептеу үшін мынадай әдістер қолданылады, мысалы:

- ауыстырудың жеңілдетілген статикалық әдісі;
- ауыстырудың квази-статикалық әдісі;
- реакция спектрінің модульдік талдауы;
- күштің өзгерісін талдау.

Тәжірибе көрсеткен бойынша құбырлардың сәйкес тірегінде динамикалық талдаудың жеңілдетілген әдістері динамикалық жүктемелерден туындаған бұзылыстардың алдын алу үшін қолданылатын техникалық шешімдерге әкеледі. Егер кешенді талдау қажет болса, онда күшті және рұқсат етілетін жүктемелерді есептеуге арналған бағдарламалар мен сәйкес параметрлерді таңдау жүргізілуі тиіс.

Құбыр және оның қосалқы бөліктерінің талдауы күтілетін жүктемелермен бірге ауытқудың әсер етуіне түсетін оның толық масштабты және кішірейтілген үлгілерінде дайындала алады.

А.2 Есепті қолдану арқылы талдау

А.2.1 Сейсмикалық құбылыс

А.2.1.1 Жалпы ережелер

Сейсмикалық құбылыстар салмақ түсетін құрылыс құбыр мен оның қосалқы бөлшектеріне ауысатын жерде тербелмелі қозғалыстардың пайда болуына алып келеді. Құбыр мен оның қосалқы бөлшектерінің салмақ түсетін құрылысының нәтижесінде олардың қаттылығы мен құбырлардың өз

ауытқуларының жиілігіне байланысты ауысулар мен жеделдетуге алып келеді.

Сейсмикалық күштердің салмақ түсетін құрылысына ауыспалы әрекет ету талдауы құбырларды есептеудің құрама бөлігі болып табылмайды; сәйкес реакция бойынша сәйкес мәліметтер әдетте тапсырыс берушімен немесе ұсынылған салмақ түсетін құрылыстың талдауы мен жер сілкінісінен туындаған ақаулардың қаупін зерттегенен кейін жұмыстардың орындалуын қамтамасыз ететін адаммен беріледі.

Құбырдың талдауы құбырда салмақ түсетін құрылыстың жер сілкінісінің болжамданатын әрекет етуіне реакциясы сияқты құбырда туындай алатын күштер мен сәттерді анықтай алады.

Құбырды дайындаушыға көрсетілуі тиіс сейсмикалық мәселелер бойынша ақпараттың үлгісі мен қалпы есептің сәйкес әдісіне тәуелді.

А.2.1.2 Ауыстырудың жеңілдетілген статикалық әдісі

Талдаудың осы әдісінде түрлі жиілік және өтемақы жағдайындағы салмақ түсетін жүйелердің реакцияларының ауытқу пәрмендері саналмайды, бірақ құбырдағы қозғалыс пен күш сейсмикалық қозғалыстың әр басты бағыттарында жалғыз эквивалентті сейсмикалық жылдамдатылған күштің есебінен саналады. Осы жылдамдатылудың мәні жер сілкінісінен туындаған жылдамдатудың ең үлкен мәніне негізделген. Құрылысқа арналған ақпарат құбырдың барлық түрлі реакцияларын айналдыратын ретінде қарастырылатын реакциялардың жиынтығы туралы ақпарат ретінде немесе салмақ түсетін құрылыстың әр деңгейін есептеуге арналған негіз деңгейіндегі реакцияның спектр үлгісінде беріле алады.

Егер сәйкес құрылысқа арналған жылдамдатудың мәні болмаса, α_i максималды жылдамдық ретінде негіздің жылдамдық шарықтық мәні қолданылуы тиіс.

Бағытқа i арналған эквивалентті статикалық жылдамдық α_{cqi} төменде көрсетілген бойынша есептеледі:

$$a_{cqi} = k_i a_i \qquad \text{(А.2.1-1)}$$

мұнда, α_i - i бағытындағы сәйкес деңгейге арналған максималды жылдамдық;

k_i – тең деп қабылданатын коэффицент:

k_i = 1, егер құбырдың өз жиіліктері дәлелді түрде салмақ түсетін құрылыстың реакция спектріндегі ауытқу жиілігінің 10 % шыңынан төмен мөлшерге сәйкес келген жағдайда;

k_i = 1,5, құбыр мен салмақ түсетін құрылыс ауытқуының сәйкес күйіне арналған дәлелдеулер болмаған жағдайда.

А.2.1.3 Ауыстырудың квази-статикалық әдісі

Бұл ретте есептеу әдісінің ауытқу жағдайында құбыр ұстап тұра алатын салмақ түсетін құрылыс реакциясының спектріндегі ең көп жылдамдыққа тең

негіздің ауытқуының әр бағытында жалғыз статикалық жылдамдық қолданылады. Осы әдіс үшін құбырдың өз ауытқуларының ең мәнді жиіліктері есептелуі тиіс.

i бағытындағы эквивалентті статикалық жылдамдық α_{qei} төменде көрсетілген бойынша есептеледі:

$$a_{cqi} = k_i a_i \qquad \text{(A.2.1-2)}$$

мұнда, α_{fi} – құбырдың өз ауытқуындағы жоғарғы немесе бірінші жиілікке тең жиілік жағдайында ең жоғарғы деңгейде немесе негізде ауытқу спектріндегі ең үлкен жылдамдық;

$\overline{k_i}$ - құбырды қалыптастырудағы өз ауытқуларының көп жиіліктерінің әсер етуін есептеуге арналған коэффицент.

Коэффициент $\overline{k_i}$ А.2.1-1-кестеден таңдап алынады. Егер төмен мәндерді қолдану мүмкіндігі расталатын болса, төмен мәндегі коэффиценттер қолданыла алады.

А.2.1-1-кесте – $\overline{k_i}$ арналған мән

Үлгі	*ki*
Тең арақашықтықта белгіленген тіректері бар құрамдастырылған салмақ түсетін құрылыс	1,0
Бір тіректе белгіленген салмақ түсетін құрылыс	1,0
Екі жақты салмақ түсетін құрылыс (ең көп күш әр көлденең кесікке әсер етеді)	1,0
Жазық жүйелер, мысалы жақтаулар, жазық салмақ түсетін құрылыстар, бір деңгейдегі құбырлар	1,2
Кешенді үлгілері бар үш мөлшерлі жүйелер	1,5

Қатты құбырларда (яғни, өз ауытқуларының ең төменгі жиілігі негіз ауытқу спектрінің ақырғы жиілігіне тең немесе үлкен құбырлар) $\overline{k_i}$ = 1,0 үшін қолданыла алады.

А.2.1-1 –кестеде келтірілген үлгілердің қайсысы қаралып жатқандығына қарамастан тірек реакцияларын есептеу үшін $\overline{k_i}$ = 1,0 мәні қолданыла алады.

А.2.1.4 Реакция спектрлерінің модальды талдауы

Реакция спектрінің модальды талдауы кезінде құбырдың құрылысы салмақ түсетін құрылыстың барлық реакцияларының нәтижесі ретінде қарастырыла алатын реакция спектрі немесе салмақ түсетін құрылыстың әр нүктесінде немесе әр деңгейінде реакция спектрі туралы мәліметтер қолданылады. Ауытқу реакциясының бұл спектрі салмақ түсетін құрылыспен өзара әрекет ету және олардың ауыспалы әсер етуі және жоғарғы жылдамдықтағы сәйкес уақыт бөлігі ішінде түрлі жиіліктер кезінде жер

сілкінісінен туындағандардың ішінен алынады. Құбырдың ауытқу талдауының есебі ретінде қозғалулар, кездер және күш ауытқу спектріндегі жиіліктің ең үлкен әр мәнінде туындайтын жылдамдық кезінде анықталуы тиіс.

Әр бағыттағы құбырдың жалпы реакциясы (қозғалысы, кездер және күш) SRSS (шаршы сомасынан квадрат түбірі) әдісі бойынша барлық шарықтық мәндер есебімен есептелуі тиіс, яғни:

$$R_i = \pm\sqrt{\sum_{m=1}^{n} R_{mi}^2} \qquad \text{(A.2.1-3)}$$

мұнда, R_i - негізі i бағытындағы жалпы реакция;

R_{mi} - m өзіндік сектор негізінде шарықтық реакция,

n – маңызды өзіндік векторлардың мөлшері.

Үш басты бағыттағы құбырлардың реакцияларының тәсілдері кезінде негіз ретінде мынадай болжамдар саналуы тиіс:

- салмақ түсетін құрылыстың түрлі шарықтық ауытқуларына құбырдың реакциясы бір уақытта көрсетілмейді;
- шарықтық реакциялар үш негізгі бағытта бір уақытта көрсетілмейді;
- түрлі өзіндік векторлардың негізіндегі шарықтық кернеу ереже бойынша құбырдың бір нүктесінде көрсетілмейді.

Осы болжамнан құбырдың максималды реакциясы есептеу үшін үш ортогональды бағытта SRSS-әдісін қолдану қажет еместігін байқауға болады.

А.2.1.5 Уақыттағы күштің өзгерісін талдау

Егер салмақ түсетін құрылыстың уақыттағы сейсмикалық айтулы қозғалыстары белгілі болса, құбыр реакциясының динамикалық жүріс-тұрысы анықтала алады. Бұл үшін қаттылық пен салмаққа, сонымен қатар сәйкес динамикалық демпфирлі коэффициенттері бар құбырдың үлгісінің тіректі және ақырғы бөлімдеріне осы үлгінің қозғалысын тудыратын жүктемені ұстатады.

Құбырдың қозғалысынан туындаған қорытқы кернеу уақыттың нақты бөліктерінен кейін бірнеше есептеумен анықтала алады.

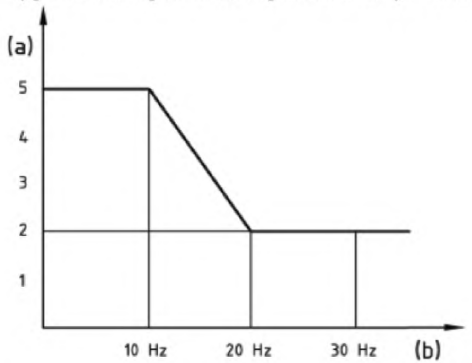
Динамикалық есептеулерді жүргізу үшін түрлі бағдарламалар жасалады, және конструктор таңдалған үлгі мен талдау әдісі сәйкес келетіндігін белгілеуі тиіс.

Уақытша аралықтардың дұрыс таңдауы одан да көбірек мәнді уақытша кернеулердің есебін қамтамасыз етуі тиіс, ал сатылардың сәйкес мөлшерінің есебінен талдаудағы барлық мәнді қозғалыстардың есебі қамтамасыз етілуі тиіс.

Үш басты бағыттың әрқайсысындағы сейсмикалық кернеу қабатталуы тиіс, ал қорытқы мәндер кейін жобалауға арналған жалпы кернеуді есептеу үшін тұрақты осы кернеуге жинақталуы тиіс.

А.2.1.6 Демпфирлеу

Құбырлар және салмақ түсетін құрылыстардағы ауытқу қуат пен демпфирлеудің өшуіне алып келеді. Демпфирлеуді туғызатын себептер – құрылыстың бөлшектері мен түйіндерінің сапасыз байланысынан және т.б. туындаған ішкі қажалу болып табылады. Бұл ретте демпфирлеуді тексеру кешенді болып табылады және есептеудің осы қосымшасына сәйкес орындалған басқа қажетті дұрыс мәліметтердің біреу де болмаған жағдайда негіз ретінде демпфирлеу есептелетін талдаудың динамикалық әдістеріне арналған А.2.1-1 –суретте келтірілген диаграмма алынуы тиіс.



Шартты белгіленулер

Құбырдың барлық өлшемдеріне арналған: (a) – сыни демпфирлеу, %;
(b) – ауытқу жиілігі, Гц

А.2.1-1-сурет – Сейсмикалық құбылыстар кезіндегі демпфирлеу

А.2.1.7 Сейсмикалық құбылыстар кезіндегі тіректің қозғалысы

Сейсмикалық құбылыстар кезіндегі тірек пен бекітілудің салыстырмалы қозғалысының нәтижелері жалпы кернеуді есептеген кезде ескерілу тиіс. Ғимаратпен бірге бір деңгейде орналасқан құбырлардың тірегі үшін осы салыстырмалы қозғалыстардың салдары мағынасыз болуы мүмкін, бірақ егер салмақ түсетін құрылыстың құрамдас бөліктері бір біріне байланыспаған болса, салыстырмалы қозғалыстар мағыналы болуы мүмкін. Бұндай жағдайда үш негізгі бағыттың әрқайсысының (таңбаларға қарамастан) бекіністеріндегі қозғалыс сомасының абсолют мәні есептелуі тиіс. Балама ретінде максималды салыстырмалы қозғалыстар мен уақыт өзгерісінен салмақ түсетін құрылыстағы күштің өзгерісін сәйкесінше талдау есебінен қорытқы кернеуді анықтауға болады. Бұл ретте салыстырмалы қозғалыстар есебінен осы кернеулер жағдайында өздігінен шектелетін екінші кернеулер жайлы айтылатынын ескерген жөн.

А.2.2 Қақпақтардың соққылы жабылуы

А.2.2.1 Жалпы ережелер

Егер құбырдағы сұйықтықтың ағыны мүмкін уақытта түпнұсқадан ағынның бағытына қарай қақпақтың соққымен жабылуы есебінен бөлінсе, қақпақтан түпнұсқаға кері қозғалатын қысымның толқыны пайда болады. Осындай түрдегі толқын құбырмен бірге өзара әсер етуге түседі, толқын көзінде көрінеді және осы құрамдастырудың арқасында құбырда толқын тудырады. Сонымен қатар, тармақталған құбырда осы толқындарға толқындардың сатылық өзгерісін тудыратын құбырда өтетін толқындар әсер етеді. Құбырдағы толқындардың түрлі мәндерінің есебінен ауытқулар туады, бұл өз кезегінде, құбырда ұзақ уақыт ішінде төмендейтін ұшқалақ күштердің пайда болуын тудырады. Бұл құбылыс гидравликалық соққы деп аталады. Ол қақпақтың жабылуы болатын уақыт толқынның сұйықтықта дыбыстың жылдамдығымен қақпақтан толқын көзіне және кейін қайтуға кететін уақыттан кем болған жағдайда ғана туындайды. Қақпақтың осы жабылу түрі «соққылы» деп анықталады.

Қақпақтың жабылу процесі оның түріне байланысты. Жалпы жағдайда кесіктегі бос аралық кішірейетін жылдамдық қақпақтың қозғалысының көп бөлігінде тұрақты болып қалады және қақпақтың ауытының кішірейту үшін жабудың ақырғы сатысында ғана кішірейеді. Жабудың осындай процесі жабудың жалпы уақытын көтереді, бірақ бұл ретте гидравликалық соққының әсері жалпы алғанда кішірейеді.

Сұйықтық ағынының жіберу қабілеті ағудың бірдей сипатты процестерін көрсетпейді, тек осы уақытта көлденең кесіктің кішіреюіне қарағанда пропорциялы жоғары болып табылады. Бұл қақпақ сұйықтық ағынының маңызды жіберу қабілетін төмендетпей, өзінің көлденең кесігінің үлкен бөлігін жаба алатынын білдіреді.

Яғни, қақпақтың жабылуының сипаттамаларының үлгілеу көрсетілімдерінің есебі осы фактордың ерекше есебін қажет етеді.

Қысымның көтерілуі құбыр қысымның соққысынан туындайтын және тұрақты кернеулердің сомасына тұрақты болатын жағдайда анықталуы тиіс. Сонымен қатар, ұшқалақ күштердің сомасы анықталуы тиіс және құбырды есептеген жағдайда құбырлар мен жалғастықтардағы кернеуді есептеу үші, сонымен қатар тіректермен және салмақ түсетін құрылыспен байланысатын нүктелер ескерілуі тиіс.

Құбырдағы күшті есептеумен бірге қосымша құрылымдаушы қажетті саңылауларды қамтамасыз етуі үшін амалсыз кернеулер есебінен оның қозғалысын анықтауы тиіс.

Жабылып жатқан қақпақтан ағынның бағытына қарсы соққылы толқынға қосымша ажырау толқыны туындауы мүмкін екендігін ескеру қажет; оның әрекеті төмендетілген қысыммен зерттелуі тиіс.

ЕСКЕРТПЕ Сонымен қатар, қақпақтың соққылы ашылуының салдарын ескерген жөн, себебі, сұйықтық ағынының қозғалысы бағытында қақпақтың алдында кері бағыттағы құбырда қозғалатын төменгі қысым аумағында, қақпақтың жабылуы кезінде жағдайға ұқсас туындайды. Осының негізінде құбырға қақпақтың артындағы сұйықтық ағынының қозғалысы бағытында ұшқалақ кездер мен құбырдың әр тең кесігіндегі қысым күші әсер етеді.

А.2.2.2 Қақпақтың жабылуының соққылы процесін ауыстырудың жеңілдетілген статикалық талдауы.

Бұл әдісте құбырда туындайтын максималды кернеулерді туғызатын қақпақтың жабылуынан кейін құбырда қысымның бастапқы көтерілуі ғана есепке алынады және қарастырылады. Толқындардың өзара әсер ету және демпфирленуі, сонымен қатар ауытқуға құбырдың динамикалық реакциясы есепсіз қалады. Бұл талдау кертартпа нәтижелерге алып келеді және бұл жағдайда есептің қызулық және басқа факторларына сәйкес емес құбырдың өлшемдерінен асып кетуге алып келеді.

а) Қысымның жоғарылауын зерттеу

Жабылудың әсері мынадай теңсіздік орындалған жағдайда соққылы динамикалық фактор ретінде қарастырылады:

$$T < \frac{2L}{v_s} \qquad \text{(А.2.2-1)}$$

мұнда, L – құбырдың ұзындығы;

T – қақпақтың жабылуының тиімді уақыты;

v_s – сұйықтықтағы дыбыс жылдамдығы.

Қысымның бастапқы көбеюі dP төменде көрсетілген бойынша есептеледі:

$$dP = v_s v \rho \qquad \text{(А.2.2-2)}$$

мұнда, v – сұйықтық ағынының жылдамдығы;

ρ – есептеу шарттарындағы сұйықтықтың тығыздығы.

ЕСКЕРТПЕ Есеп Жуковскийдің формуласын қолдану арқылы жүргізіледі.

Дыбыс жылдамдығын төменде көрсетілген бойынша анықтауға болады:

$$v_s = \sqrt{\frac{k}{\rho}} \qquad \text{(А.2.2-3)}$$

мұнда, k = сұйықтықтың сығымдылығының үлгісі.

Жоғарғы иілгіштігі бар құбыр үшін теңдеу төменде көрсетілген бойынша өзгере алады

$$v_s = \sqrt{\frac{1}{\rho\left(\frac{1}{k} + \frac{D_o}{eE}\right)}} \qquad \text{(A.2.2-4)}$$

Құбырдың қабырғаларының минималды қалыңдығы жұмыс қысымының сомасы және қысымның максималды динамикалық жоғарылауын dP ұстап тұратын жағдайға есептелуі тиіс.

b) Динамикалық кернеулердің статикалық зерттеулері

құбырға ұшқалақтықтың немесе қысымның соққыларының әсер етуін есептелген қысымдағы айырмашылықтардағы жүктемесі бар бүгілістерге немесе негіздемелердегі құбырлардың тікелей кесіктерін қолдана отырып, зерттеуге болады. Қысымның осы айырмашылығы жоғарғы қысымдағы құбырдың бақыланатын ұзындығында туындаған бөлігі болып табылады және ол құбырдың ішкі көлденең кесілуіне әсер ететін қысым ретінде қабылданады. Қорытынды күштерді есептеу кезінде қақпақтық қозғалысы бойынша жабылудың жылдамдығының өзгеруі және сәйкес факторларды қолдану арқылы шынайы күштердің динамикалық ағуы назарда ұсталуы тиіс.

L ұзындықтағы құбырда ұшқалақ күштің ең үлкен мәні F төменде көрсетілген бойынша есептелуі тиіс:

қатты құбырларға арналған:

$$F = 2\frac{M}{A}\frac{L}{\lambda}dP\pi\frac{D_i^2}{4} \qquad \text{(A.2.2-5)}$$

икемді құбырларға арналған:

$$F = 4\frac{M}{A}\frac{L}{\lambda}dP\pi\frac{D_i^2}{4} \qquad \text{(A.2.2-6)}$$

$$\lambda = v_s T \qquad \text{(A.2.2-7)}$$

$$L/\lambda M/A \le 1 \qquad \text{(A.2.2-8)}$$

мұнда, λ – қысым толқынының ұзындығы;

M – қақпақтың көлденең кесігінің кішіреюінің максималды жылдамдығы;

A – қақпақтың жабылуының жалпы уақытынан анықталған жабылудың орташа жылдамдығы.

А.2.2.3 Есептеудің жақсартылған әдістері

Қақпақтың соққылы толқынмен жабылуының соққылы әсер етуі есебінен туындаған сипаттар мен салдары уақыт немесе модульді талдауда күш өзгерісінің ағынын талдау кезінде анықтала алады.

Құбырдағы соққылы қысымның дамуы жағдайдың математикалық үлгісінің көмекшімен көрсетілуі мүмкін; егер бұл қысымдар уақыт

аралықтарының көп мөлшерінде қарастырылып жатса, құбырлардың соңындағы немесе құбырлардың бүгілістеріндегі күштер анықтала алады. Бұл ретте анықталған күштер құбырдың ақауын тудыратын осы күштердің қорытқы талдауында қолданыла алады.

Модульді талдау кезінде дайындаушы құбырдағы толқындардың әсер етуінен ешқандай ауқымды үлкен өзіндік векторлар жиіліктің жоғарғы шекарасынан жоғары жатпауы керектігін қамтамасыз етуі тиіс, себебі құбыр осы жиіліктерде өзін икемді ұстамауы мүмкін.

Осы жақсартылған әдістер сұйықтық және құбырдың өзара әсер етуін тудыра алады және осы ретте қысым толқындарының қуаттың салыстырмалы қатты құбырға тасымалдану есебінен демпфирленуін ескеруі тиіс. буға немесе салмағы құбырдың салмағына қатысты ескерілмейтін тасымалданатын басқа заттарға арналған осы талдау әдісінің артықшылығы қарапайым әдістерге қарағанда маңызды емес.

Анық жағдайларда осы әдістер қақпақтың соққылы жабылуының нақты және бұл ретте мәселенің кертартпа шешімдерін көрсеткен уақытта қақпақтың жабылуының, қақпақтың ерекшеліктері, тіректер және ағынның қозғалысының әсерін талдауға арналған жақсартылған әдістердің көмегімен сұйықтық көзінің үлгісін көрсетуге арналған өте нақты нәтижелер алынуы мүмкін. Жоғарыда көрсетілген шарттарға арналған математикалық үлгілердің сәйкестігі және дәлдігі мұқият тексерілуі тиіс.

А.2.2.4 Демпфирлеу

Құбыр мен салмақ түсетін құрылыстардағы ауытқулар қуат пен демпфирлеуді тұншықтыруға түсуі тиіс. Демпфирлеуді туғызатын себептер – ішкі үйкеліс, түйіндер және құрылыс бөлшектерінің толық сапалы емес байланысы, сырғанау әсерінен туындаған үйкеліс және т.б. Демпфирлеуді зерттеу кешенді болып табылады және әр нақты жағдайдың қасиетіне тәуелді болғандықтан, егер қарауында есептің осы қосымшасына сәйкес орындалған басқа ешқандай қажетті және дұрыс мәліметтер болмаған жағдайда онда негіз ретінде демпфирлеу есептелетін А.2.1-1-суретте келтірілген талдаудың динамикалық әдістеріне арналған диаграмма алынуы тиіс.

А.2.3 Ауытқу тудыратын ағындар

А.2.3.1 Жалпы ережелер

Құбырдағы сұйықтық ағынының үздіксіздігінің өзгеруі сұйықтықта кернеу тудыруы мүмкін. Бұл сұйықтық ақаулары құбырға беріле алады және нақты шарттарда үлкен қарқындағы ауытқу туындауы мүмкін.

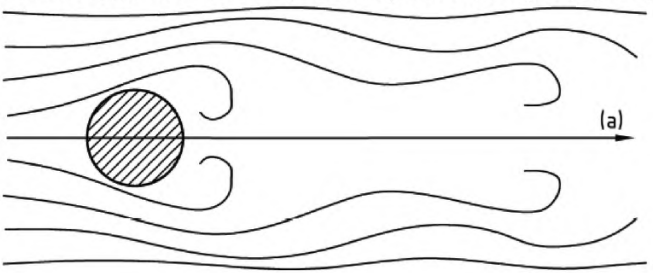
Құбыр ақаудың түрлі қоздырғыштарының әсеріне бірдей түсе алады, олардың құбырға әсері мен ықпалын кешенді талдауды қолдану арқылы ғана анықтауға болады. Құбырдың қозғалысын болжауға қажетті мәліметтердің үлкен көлемі тәжірибелердің негізіндегі тәжірибемен алынған және нақты шарттарда және құбырдың нақты қалыптарында ғана жұмыс істей алады.

Егер қарауында дұрыс және қажетті мәліметтер, математикалық үлгілер болмаған жағдайда, онда құбырдың есебі кезінде ақау ағынын маңызды

қоздырғыштарының әсерінен туындайтын жалпы механизмдер және мәселелер ескерілуі тиіс және жұмыста қиындықтар туындаған жағдайда өзгерістер енгізуге дайын болулары тиіс.

А.2.3.2 Иірілуді болдырмау

Егер ағатын сұйықтықтың ағынына басқа бір затты орналастырса, осы заттың екі жағында нақты сурет түріндегі иірілу пайда болады. Бұл құбылыстар құбырдың өзінің есебінен іште де, тарайтын әуелі ағындардың (желді қосқанда) есебінен сыртқы жақта да туындайды. А.2.3-1-сурет сұйықтық ағынында цилиндрлік дененің болғандығынан туындаған иірілудің типтік суретін көрсетеді. Осындай түрдегі сурет ағынға термометр немесе басқа өлшеу құралы сияқты құбыр қалпындағы денені орналастыру есебінен туындауы мүмкін. Иірілудің осындай суреті ағынға тығырық (қақпақ түрдегі қақпақшаларда) сияқты басқа қалыптағы объектілер немесе құбыр қалпындағы заттардың көп тобын орналастырғандықтан туындауы мүмкін.



(а) - ағын

А.2.3-1-сурет – Иірілу суретінің типтік мысалы

Бұл иірілулер денеде ағынға перпендикуляр ауытқу күшін және ағынның бағытында шағын осцилляция күшін тудырады.

Цилиндрлік денеге арналған F басты күштің f_F жиілігі мынадай теңдеу арқылы анықтала алады:

$$f_F = S\frac{v}{D} \qquad \text{(А.2.3-1)}$$

мұнда v –сұйықтық ағынының ағу жылдамдығы;

D – цилиндр диаметрі;

S – сәйкес әдебиеттен түскен кезде Струхаль саны болып табылады;

S = 0,2, 10^3 бастап 2x10^5 дейінгі Рейнольдс санындағы сұйықтық үшін қолданыла алады.

Күштің көлемін F формулада көрсетілген бойынша анықтауға болады.

$$F = CJ\frac{1}{2}v^2 DL\sin\left(2\pi f_F T\right) \qquad \text{(А.2.3-2)}$$

мұнда, L – құбырдың ұзындығы;

C, J және f_F – сәйкес әдебиеттен алынған немесе тәжірибе жүзінде белгіленген сұйықтықтың қасиеттері үшін анықталуы тиіс Рейнольдс санының қызметтері.

Егер иірілу күшінің жиілігі ағындағы дененің өзіндік жиілігінен шамамен ±25 % құраса, онда екі жиілік те үйлесімді таңыла алады және үлкен шамадағы резонанс кернеудің пайда болуы тудыра алады. Осы ауытқуларды құбырға беру деңгейі дененің сұйықтықпен байланысуы және құбырдың қабырғасына байланысты.

Тәжірибеде иірілудің әсер ету күші дененің айналасындағы турбулент, сұйықтық ағынының тең ағуын бұзатын беттің бұдырлығы, дененің сына тәріздес қалпының немесе денені ағынға орнату есебінен кішірейеді. Күшті иірілулердің пайда болуы ағынға бірінші денеге жақын басқа денелерді орнату есебінен кішірейе алады.

А.2.3.3 Сорғылардың әсер етуінен сұйықтықтың соғысы

Ереже бойынша сорғылар тең беруді немесе сұйықтықтың дуалын құрмайды. Сұйықтықтағы қысымның ауытқу түрі сорғы мен жұмыс шарттарының ерекшелігіне байланысты.

Сорғылардың аумағындағы құбырлар қысым күштерінің қуаты кішірейіп, бағыттың кенет өзгерісі және құбырдағы ауытқуларды беру аз бола алатын түрде жобалануы тиіс.

Егер сорғыдан шығу кезіндегі жиіліктердің спектрі мен сұйықтықтың соғысы белгілі болса, онда осы қозуға құбырдың реакциясын үлгіде тудыра алады және талдаудың берілген динамикалық әдістерінің бірін қолдану арқылы зерттеуге болады. Осы есептеулер кезінде мәліметтер мен математикалық үлгілер шынайы жағдайды толық көрсетіп тұратын жайт қамтамасыз етілуі тиіс.

А.2.4 Сақтандыратын қақпақтардың ашылуы

А.2.4.1 Жалпы ережелер

Сақтандыратын қақпақтардың бірінің ашылуы кезінде қысымның төмендеуі қосылған құбырда жүктеме реакцияларды туындатады. Қақпақтың бастапқы соққылы ашылуы нақты шарттарда динамикалық күштік құрылымның пайда болуын тудырады.

Бұл әсер қақпақты құбырмен байланыстыратын жалғастықта нақты жүктеменің пайда болуын тудыратын шекті жергілікті құбылыс ретінде қарастырылуы тиіс және ол құбыр мен салмақ түсетін құрылысты есептеу кезінде ескерілуі тиіс. Егер құбырдың басты тізбегінде бірнеше қақпақ болса, дайындаушы ашылатын қақпақтардың дұрыс істеуі бойынша барлық реакциялардың әсерін ескеруі тиіс.

Реакция көлемін анықтауға арналған шығарылатын құбыр мен қақпақтың математикалық үлгісіне арналған қақпақтың ашылу процесінің сипаттамасын қабылдауға болады, бірақ жалпы алғанда, атмосферада

ашылатын қақпақтарға арналған динамикалық жүктеме сәйкес коэффицентпен есептелетін стационарлық күйдегі статистикалық талдау жеткілікті.

А.2.4.2 Қарапайым статикалық талдау

Шығаратын құбырға немесе атмосфераға шығару процесінде реакцияның тұрақты әсер ететін күші F_r төменде көрсетілген бойынша есептеле алады:

$$F_r = Rv_e + (p_e - p_a)A \qquad \text{(А.2.4-1)}$$

мұнда, p_e – шығару орнындағы есептік қысым;

p_a – атмосфералық қысым;

A – шығаратын саңылаудың көлденең кесігінің көлемі;

R – сұйықтықтың шығарылатын салмағының өткізу қабілеті;

v_e – шығарудағы есептік жылдамдық.

Бастапқы динамикалық күш F_{dr} формулада көрсетілген бойынша есептелуі тиіс:

$$F_{\text{dr}} = F_r DLF \qquad \text{(А.2.4-2)}$$

Бұл ретте: DLF – динамикалық жүктеме коэффициент.

Динамикалық жүктеме коэффицент (DLF) қақпақтық ашылу уақытына сәйкес келуі тиіс. оны анықтау үшін бірінші сақтандыратын қақпақтың T кезеңі есептеледі:

$$T = \frac{2\pi}{\sqrt{3}}\sqrt{\frac{Wh^3}{EI}} \qquad \text{(А.2.4-3)}$$

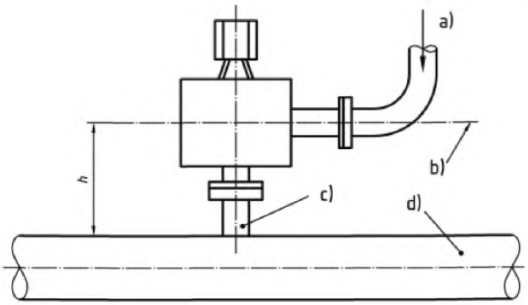
мұнда, h – басты құбыр беті мен қақпақтың шығарылатын құбырының орна сызығы арасындағы арақашықтық (А.2.4-1-суретті қарау), мм;

I – қақпақтың кіретін құбырының көлденең кесігінің көлемінің екінші тәртіптегі беттік кезі;

W – сақтандыратын қақпақтың, ернемектің және т.б. салмағы.

Сақтандыратын қақпақтың жұмыс уақыты (торлық жабылғаннан бастап толық ашылғанға дейін) мен сақтандыратын қақпақтың есептелген кезеңінің арақатынасынан А.2.4-2-суретке сәйкес динамикалық жүктеме коэффицент анықталуы тиіс.

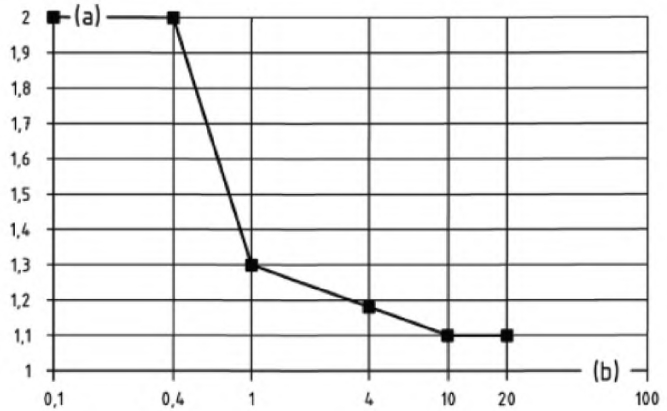
Динамикалық жүктеме коэффицентке арналған басқа белгілер тәжірибелік мәліметтермен негізделген жағдайға ғана қолданыла алады.



Шартты белгіленулер

a) реакция жүктемесі;
b) қақпақтың шығарылатын құбырының білік сызығы;
c) қақпақтың кіргізу жалғастығы;
d) басты құбыр

А.2.4-1-сурет – Сақтандыратын қақпақтың типтік орналасуы



Шартты белгіленулер

a) жүктеменің динамикалық коэффициенті;
b) қақпақтың жұмыс уақыты / қақпақ кезеңінің арақатынасы

А.2.4-2-сурет – Динамикалық жүктеме коэффициент

А.2.5 Жіберілетін кернеулер

А.2.5.1 Динамикалық құбылыстар кезінде орын алатын шыңды қысымдар 6-10-бөлімдерде келтірілген жобалаудың маңызды талаптарымен (қысымға қатысты) ескерілуі тиіс.

А.2.5.2 Талдаудың қарапайым және квази статикалық әдістерін қолдану кезінде бірінші және екінші кернеулерге арналған 12.3 келтірілген шекті мәндер қолданылуы тиіс.

А.2.5.3 Толық динамикалық талдау үшін бірінші кернеулер жұмыс температурасы кезінде материалдың созылу жағдайында беріктіктің минимальды шегі және бірінші және екінші кернеулердің сомасы осы көлемдегі екі еселенген мәнмен шектелуі тиіс.

А.3 Растаудың баламалы әдістері

А.3.1 Салыстырмалы зерттеулер

Құбырды жобалау кезіндегі растау ол жобалау кезінде ұсынылған шарттарда тұрақты жұмыс істей алуға негізделген есепті қолдану арқылы сынақ немесе жұмыстық растаулар кезінде оны бар құбырлардың біреуімен салыстыру арқылы жүргізіле алады. Егер осы тәсіл таңдалып алынса, онда салыстырылатын құбырлар барлық маңызды параметрлер бойынша бір-біріне сәйкес келуі тиіс. Құрылымдаушы басты назарды құбырдың қалпына, тасымалданатын затқа, ағу шаттары мен механикалық байланыстарға, қысым, температура сияқты параметрлерге бөлуі тиіс.

А.3.2 Толық көлемді үлгілерге сынау

Жобалауды растау толық көлемді үлгіні тексеру арқылы жүргізіле алады. Бұл үлкен құбырлар үшін мақсатқа сәйкес келмеуі мүмкін, бірақ орнатқаннан кейін немесе зертханалық шарттардағы сынақ нәтижелерін топтамалы дайындауға арналған құбырларды жобалау үшін назарға алуға болады.

Сынақ шарттары жобада қарастырылған шарттарға сәйкес келуі қамтамасыз етілуі тиіс. Егер құбырдың ақаулары жасанды түрде тудырылса, онда олар барлық негізгі жиіліктер мен ауытқу шектерінен тұруы тиіс.

Егер сынақтар қосалқы бөліктерде немесе құбырдың бөлек бөліктерінде ғана жүргізілсе, онда дайындаушы сынақ нәтижелерінің дұрыстығы жұмыс істеуге дайын күйде жинақталған сынақ нәтижелерінен ерекше болмауын қамтамасыз етуі тиіс.

А.3.3 Нақты көлемге кішірейтілген үлгілерге сынау

Нақты көлемге кішірейтілген үлгілерге сынау құбыр әрекетінің ерекшеліктерін белгілей алады немесе математикалық үлгілерді жобалау кезіндегі есептеулерге қолданылғандардың дұрыстығын растай алады.

Үлгілеу көлемі 1:10 кем болмауы тиіс және ұқсастықты растауға арналған ережелер нақты анықталуы тиіс. Қойылған ақаулардың ерекшелігін құбырдың реакциясы ретінде белгіленген мәліметтердің дұрыстығы қамтамасыз етілетін күйде таңдаған жөн.

В қосымшасы
(міндетті)

Бүгілістер мен құбырлардың бұрылыстарының жөнделген есебі

В.1 Жалпы ережелер

В қосымшасында 6.2.3.1 қосымшамен салыстырғандағы бүгілістер мен құбырлардың бұрылыстарының есебіне арналған жөнделген әдіс келтірілген.

ЕСКЕРТПЕ Бұл ережелер бүгілістер мен құбырлардың бұрылыстарына арналған [1] және [2] бойынша есептерге сәйкес қабырғаның сәйкес қалыңдығы бар тік құбырмен салыстырғанда жоғарғы кернеулер ішкі қысымның әсерінен құбырдың ішкі қабырғасында, ал құбырдың сыртқы жағында төменгі кернеулер туындайды.

В.2 Өлшем бірліктерінің шартты белгіленулері

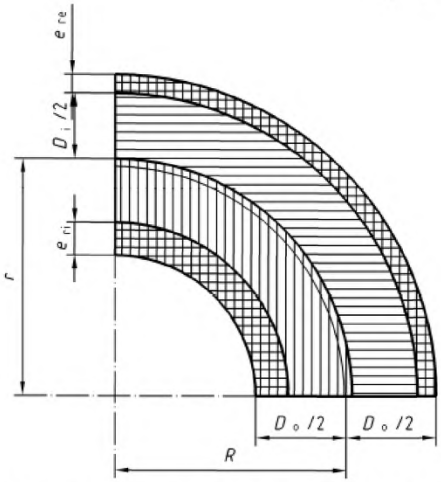
Осы қосымшаны қолдануға арналған 3.2 және қосымша В.2-1-кестеде келтірілген шартты белгіленулер қолданылады.

В.2-1-кесте – В қосымшасында қолданылатын шартты белгіленулер

Шартты белгілену	Анықтама	Өлшем бірлігі
B	Қабырғаның тұрақты қалыңдығында құбырдың бүгілісі мен бұрылыстарының қабырға қалыңдығын анықтауға арналған есеп коэффициенті	-
B_{ext}	Дөңгелектенудің сыртқы жағындағы құбырдың бүгілісі мен бұрылыстарының қабырға қалыңдығын анықтауға арналған есеп коэффициенті	-
B_{int}	Дөңгелектенудің ішкі жағындағы құбырдың бүгілісі мен бұрылыстарының қабырға қалыңдығын анықтауға арналған есеп коэффициенті	-
e	6.2.1 сәйкес міндетті есептеуге арналған тік құбыр қабырғасының қажетті минимальды қалыңдығы	мм
$e_{a\ ext}$	Дөңгелектенудің сыртқы жағындағы құбырдың бүгілісі мен бұрылыстарының есептік қабырға	мм
$e_{a\ int}$	Дөңгелектенудің ішкі жағындағы құбырдың бүгілісі мен бұрылыстарының есептік қабырға қалыңдығы	мм
e_{ext}	Өткізусіз және шексіз дөңгелектенудің сыртқы жағындағы құбырдың бүгілісі мен бұрылыс қабырғасының қажетті минимальды қалыңдығы	мм

В.2-1-кесте *(жалғасы)*

Шартты белгілер	Анықтама	Өлшем бірлігі
e_{int}	Өткізусіз және шексіз дөңгелектенудің ішкі жағындағы құбырдың бүгілісі мен бұрылыс қабырғасының қажетті минимальды қалыңдығы	мм
$e_{ord,\ ext}$	Дөңгелектенудің сыртқы жағындағы құбырдың бүгілісі мен бұрылыс қабырғасының тапсырылған қалыңдығы	мм
$e_{ord,\ int}$	Дөңгелектенудің ішкі жағындағы құбырдың бүгілісі мен бұрылыс қабырғасының тапсырылған қалыңдығы	мм
$e_{r\ ext}$	Өткізуі және шегі бар дөңгелектенудің сыртқы жағындағы құбырдың бүгілісі мен бұрылыс қабырғасының қажетті минимальды қалыңдығы	мм
$e_{r\ int}$	Өткізуі және шегі бар дөңгелектенудің ішкі жағындағы құбырдың бүгілісі мен бұрылыс қабырғасының қажетті минимальды қалыңдығы	мм
$f_{m\ ext}$	Дөңгелектенудің сыртқы жағындағы орташа кернеу	МПа ($Н/мм^2$)
$f_{m\ int}$	Дөңгелектенудің ішкі жағындағы орташа кернеу	МПа ($Н/мм^2$)
r	В.2-1-кестеде көрсетілген бойынша құбыр бүгілісінің радиусы	мм



В.2-1-сурет – Бұрылыстарға қолданылатын шартты белгілер

В.3 Қабырғаның қажетті қалыңдығы

Өткізу мен шектерді қосқандағы қабырғаның қажетті минимальды қалыңдығы көрсетілген формула бойынша есептелуі тиіс:

- дөңгелектенудің ішкі жағына арналған

$$e_{r\text{int}} = e_{\text{int}} + c_o + c_1 + c_2 \qquad \text{(В.3-1)}$$

- дөңгелектенудің сыртқы жағына арналған

$$e_{r\text{ext}} = e_{\text{ext}} + c_o + c_1 + c_2 \qquad \text{(В.3-2)}$$

Қабырғаның e_{int} немесе e_{ext} көрсетілген қалыңдығы бар құбырдың өңделген бүгілісіндегі кернеуді есептеуге арналған қабырғаның есептік қалыңдығы төменде көрсетілген формулалармен сәйкес есептеген жөн:

- дөңгелектенудің ішкі жағына арналған

$$e_{a\text{int}} = e_{\text{ordint}} - c_o - c_1 - c_2 \qquad \text{(В.3-3)}$$

- дөңгелектенудің сыртқы жағына арналған

$$e_{a\text{ext}} = e_{\text{ordext}} - c_o - c_1 - c_2 \qquad \text{(В.3-4)}$$

ЕСКЕРТПЕ Осы есеп кезіндегі құбыр бүгілістері мен бұрылыстарының соңындағы ернеудің шеттерін ескермеген жөн.

В.4 Есеп

В.4.1 Қабырға қалыңдығының есебі

В.4.1.1 Дөңгелектенудің ішкі жағындағы қабырға қалыңдығы

Өткізусіз және шексіз дөңгелектенудің ішкі жағындағы құбырлардың бүгілістері мен бұрылыстарындағы қабырғаның қажетті минималды қалыңдығы төмендегі формула бойынша есептеген жөн:

$$e_{\text{int}} = eB_{\text{int}} \qquad \text{(В.4.1-1)}$$

Бұл ретте B_{int} келтірілген формулалардың бірімен есептейді:

- белгіленген сыртқы диаметрі бар құбырлардың бүгілістері мен бұрылыстарына арналған:

$$B_{\text{int}} = \frac{r}{e} - \frac{D_i}{2e} - \sqrt{\left(\frac{r}{e} - \frac{D_i}{2e}\right)^2 - 2\frac{r}{e} + \frac{D_i}{2e}} \qquad \text{(В.4.1-2)}$$

ЕСКЕРТПЕ В.4.1 -1-суретке сәйкес r/D_i функциясы ретінде саналатын B_{int} коэффициенті.

- белгіленген сыртқы диаметрі бар құбырлардың бүгілістері мен бұрылыстарына арналған

$$B_{\text{int}} = \frac{D_o}{2e} + \frac{r}{e} - \left(\frac{D_o}{2e} + \frac{r}{e} - 1\right)\sqrt{\frac{\left(\frac{r}{e}\right)^2 - \left(-\frac{D_o}{2e}\right)^2}{\left(\frac{r}{e}\right)^2 - \frac{D_o}{2e}\left(\frac{D_o}{2e} - 1\right)}} \qquad \text{(В.4.1-3)}$$

ЕСКЕРТПЕ В.4.1-2-суретке сәйкес r/D_0 функциясы ретінде саналатын B_{int} коэффициенті.

r/e арақатынасын формула бойынша есептеген жөн

$$\frac{r}{e} = \sqrt{\frac{1}{2}\left\{\left(\frac{D_o}{2e}\right)^2 + \left(\frac{R}{e}\right)^2\right\} + \sqrt{\frac{1}{4}\left(\left(\frac{D_o}{2e}\right)^2 + \left(\frac{R}{e}\right)^2\right)^2 - \frac{D_o}{2e}\left(\frac{D_o}{2e} - 1\right)\left(\frac{R}{e}\right)^2}} \qquad \text{(В.4.1-4)}$$

(В.4.1-2) және (В.4.1-3) формулалар бойынша есептеу нәтижелері мынадай шарттар орындалған жағдайға ғана сәйкес келеді:

$$D_o = D_i + e_{\text{int}} + e_{ext} \qquad \text{(В.4.1-5)}$$

және

$$R = r - \frac{e_{\text{int}} - e_{ext}}{2} \qquad \text{(В.4.1-6)}$$

В.4.1.2 Дөңгелектенудің сыртқы жағындағы қабырғаның қалыңдығы

Өткізусіз және шексіз дөңгелектенудің сыртқы жағындағы құбырлардың бүгілістері мен бұрылыстарындағы қабырғаның қажетті минимальды қалыңдығы төмендегі формула бойынша есептеген жөн:

$$e_{ext} = eB_{ext} \qquad \text{(В.4.1-7)}$$

- белгіленген сыртқы диаметрі бар құбырлардың бүгілістері мен бұрылыстарына арналған

$$B_{ext} = \sqrt{\left(\frac{r}{e} + \frac{D_i}{2e}\right)^2 + 2\frac{r}{e} + \frac{D_i}{2e}} - \frac{D_i}{2e} - \frac{r}{e} \qquad \text{(В.4.1-8)}$$

ЕСКЕРТПЕ В.4.1 -1-суретке сәйкес r/D_i функциясы ретінде саналатын B_{ext} коэффиценті.

- белгіленген сыртқы диаметрі бар құбырлардың бүгілістері мен бұрылыстарына арналған:

$$B_{ext} = \frac{D_o}{2e} - \frac{r}{e} - \left(\frac{D_o}{2e} - \frac{r}{e} - 1\right)\sqrt{\frac{\left(\frac{r}{e}\right)^2 - \left(\frac{D_o}{2e}\right)^2}{\left(\frac{r}{e}\right)^2 - \frac{D_o}{2e}\left(\frac{D_o}{2e} - 1\right)}} \qquad \text{(В.4.1-9)}$$

ЕСКЕРТПЕ В.4.1-2-суретке сәйкес r/D_0 функциясы ретінде саналатын B_{ext} коэффиценті.

r/e арақатынасын (В.4.1-4) формуласын қолдану арқылы есептеген жөн:

(В.4.1-8) және (В.4.1-9) формулалар бойынша есептеу нәтижелері (В.4.1-5) және (В.4.1-6) шарттар орындалған жағдайда ғана сәйкес келеді.

В.4.1.3 Қабырғалардың тұрақты қалыңдығы бар құбырлардың бүгілістері мен бұрылыстары

Дөңгелектенудің сыртқы және ішкі жағында қабырғаның тұрақты қалыңдықтағы құбырдың бүгілістері мен бұрылыстарына арналған қабырғаның қажетті минимальды қалыңдығы мынадай теңдеумен есептеледі

$$e_{\text{int}} = e_{\text{ext}} = eB \qquad \text{(В.4.1 -10)}$$

Бұл ретте B төменде көрсетілген бойынша есептелген жөн:

- белгіленген сыртқы диаметрі бар құбырлардың бүгілістері мен бұрылыстары үшін $B = B_{int}$ қабылданады және (В.4.1-2) формула бойынша есептеледі

ЕСКЕРТПЕ В.4.1 -1-суретке сәйкес R/D_i функциясы ретінде саналатын B коэффициенті.

- күші бар деп саналатын белгіленген сыртқы диаметрі бар құбырлардың бүгілістері мен бұрылыстарына арналған:

$$B = \frac{D_o}{2e} - \frac{R}{e} + \sqrt{\left(\frac{D_o}{2e} - \frac{R}{e}\right)^2 + 2\frac{R}{e} - \frac{D_o}{2e}} \qquad \text{(В.4.1 -11)}$$

ЕСКЕРТПЕ В.4.1 -3-суретке сәйкес R/D_0 қызметі ретінде B коэффициенті.

(В.4.1-10) және (В.4.1-11) теңдеулердің есебімен (В.4.1-2) теңдеудің нәтижелері мынадай шарттар орындалған жағдайда ғана сәйкес келеді:

$$D_o = D_i + 2e_{\text{int}} \qquad \text{(В.4.1-12)}$$

және

$$R = r \qquad \text{(В.4.1-13)}$$

В.4.2 Кернеуді есептеу

В.4.2.1 Бұрылыстың ішкі жағындағы орташа кернеуді төменде көрсетілген бойынша есептеген жөн:

- белгіленген сыртқы диаметрі бар құбырлардың бүгілістері мен бұрылыстарына арналған:

$$f_{m\text{int}} = \left(\frac{p_c D_i}{2ze_{a\text{int}}}\frac{2r - 0{,}5D_i}{2r - D_i - e_{a\text{int}}}\right) + \frac{p_c}{2} \le f \qquad \text{(В.4.2-1)}$$

- белгіленген сыртқы диаметрі бар құбырлардың бүгілістері мен бұрылыстарына арналған:

$$f_{m\text{int}} = \left\{\frac{p_c\left(D_o - e_{a\text{int}} - e_{a\text{ext}}\right)}{2ze_{a\text{int}}}\frac{2R - 0{,}5D_o + 1{,}5e_{a\text{int}} - 0{,}5e_{a\text{ext}}}{2R - D_o - e_{a\text{int}}}\right\} + \frac{p_c}{2} \le f \qquad \text{(В.4.2-2)}$$

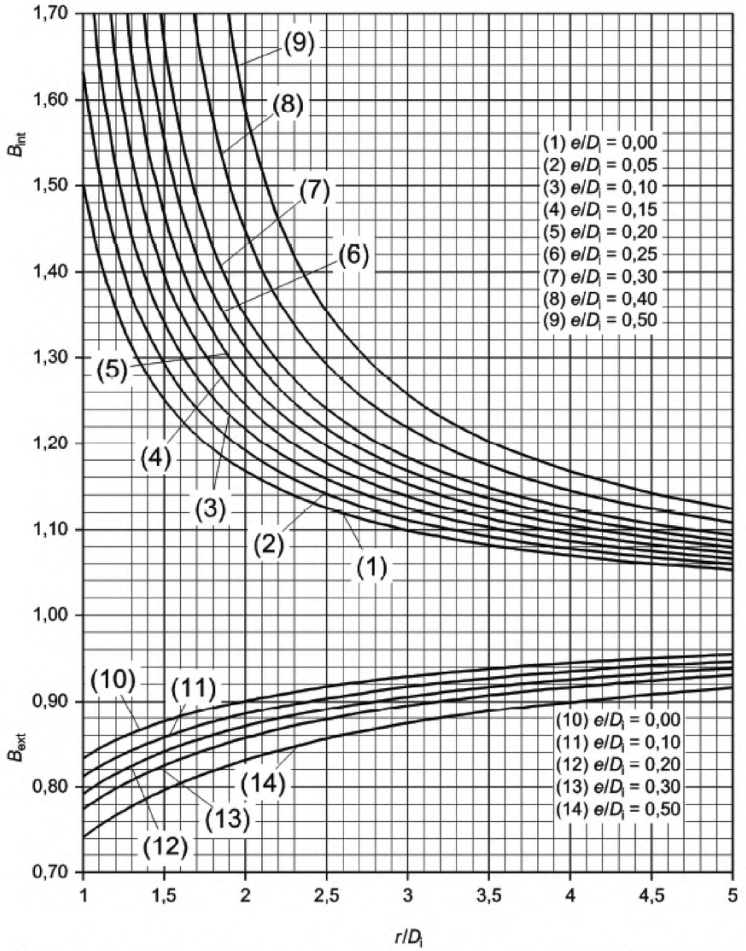
В.4.2.2 Бұрылыстың сыртқы жағындағы орташа кернеуді төменде көрсетілген бойынша есептеген жөн:

- белгіленген сыртқы диаметрі бар құбырлардың бүгілістері мен бұрылыстарына арналған:

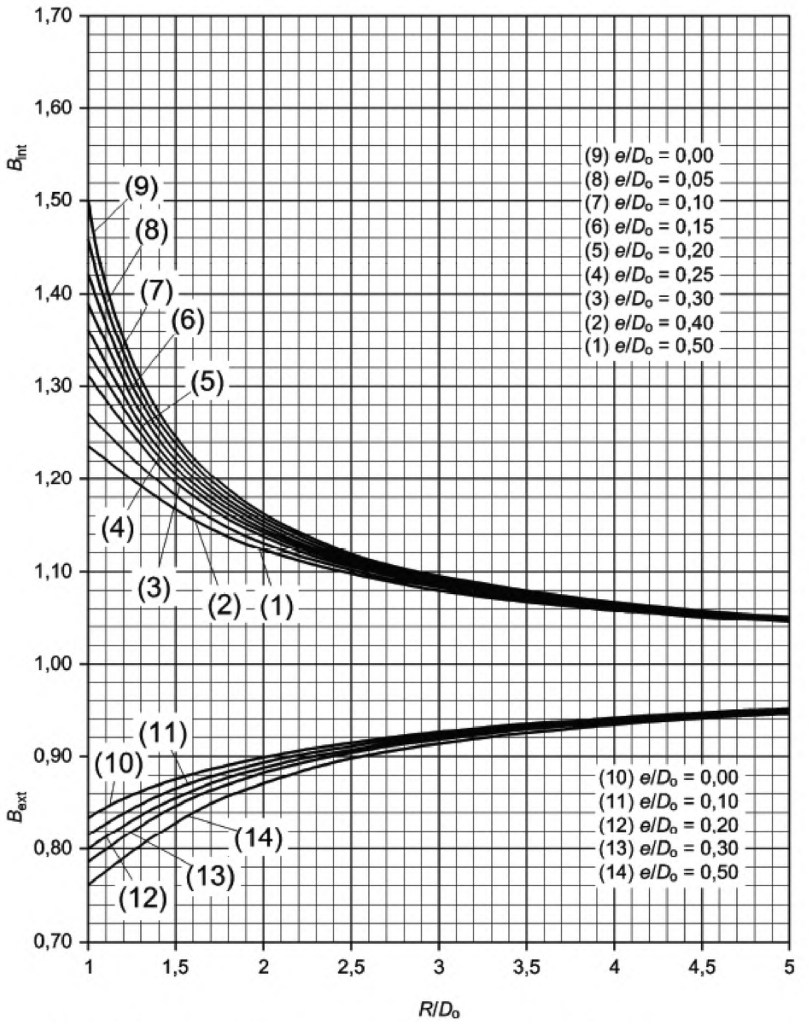
$$f_{m\text{ext}} = \left(\frac{p_c D_i}{2ze_{a\text{ext}}}\frac{2r + 0{,}5D_i}{2r + D_i + e_{a\text{ext}}}\right) + \frac{p_c}{2} \le f \qquad \text{(В.4.2-3)}$$

- белгіленген сыртқы диаметрі бар құбырлардың бүгілістері мен бұрылыстарына арналған:

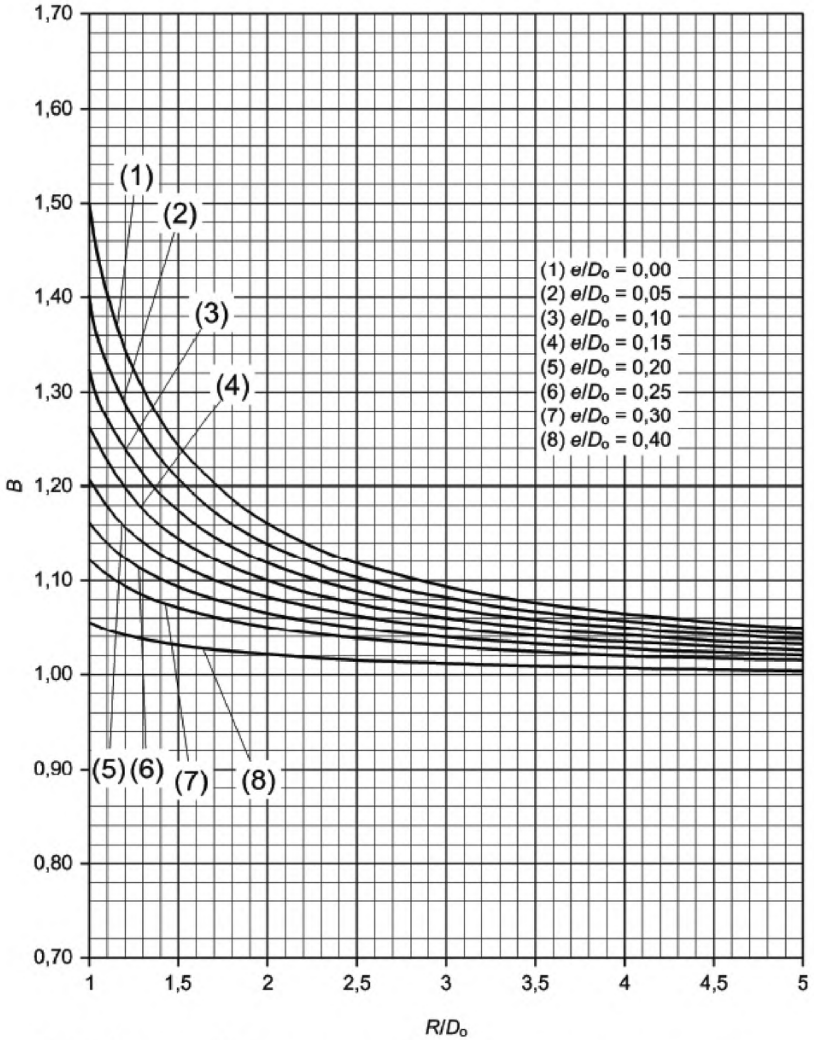
$$f_{m\text{ext}} = \left\{\frac{p_c\left(D_o - e_{a\text{int}} - e_{a\text{ext}}\right)}{2ze_{a\text{ext}}}\frac{2R + 0{,}5D_o + 0{,}5e_{a\text{int}} - 1{,}5e_{a\text{ext}}}{2R + D_o - e_{a\text{ext}}}\right\} + \frac{p_c}{2} \le f \qquad \text{(В.4.2-4)}$$



В.4.1.1-1-сурет – Белгіленген сыртқы диаметрі бар құбырлардың бүгілістері мен бұрылыстарына арналған B_{ext} арналған (В.4.1-8) және B_{int} арналған (В.4.1-2) формула бойынша B_{int} және B_{ext} есептік коэффициенттер



В.4.1.1-2-сурет – Белгіленген сыртқы диаметрі бар құбырлардың бүгілістері мен бұрылыстарына арналған B_{ext} арналған (В.4.1-9) және B_{int} арналған (В.4.1-3) формула бойынша B_{int} және B_{ext} есептік коэффициенттер



В.4.1-3-сурет – Қабырғалардың бірдей қалыңдығы ($e_{int} = e_{ext}$) мен белгіленген сыртқы диаметрі бар құбырлардың бүгілістері мен бұрылыстарына арналған В есептік коэффицент

С қосымшасы
(ақпараттық)

Өтемдеуіш

С.1 Құбырға өтемдеуіштерді орнату

С.1.1 Жалпы ережелер

Құбырдың ішіндегі қозғалыстар 12-бөлімнің талаптарына сәйкес өзіндік созылғыштық есебінен жұтылуы мүмкін. Жобалау кезінде қосымша сыртқы және ішкі қысымға төзімді және төсеме кезінде барлық құбыр бойынша қажетті созылғыштықты беру есебінен қозғалыстың орнын толтыратын өтемдеуіш, құбыршек және т.б. тәріздес арнайы қосалқы бөліктер қолданыла алады.

Өтемдеуіштер әдетте радиал бағытта созыла немесе қысыла алатын және сондарын бір біріне қатысты бүктеуге немесе қозғауға болатын бір немесе көп бүрмелері бар сильфондардан тұрады.

Сильфондар металдан, резеңкеден немесе сәйкес эластомерлерден жасалынады. Металл сильфондар бір қабырғалық немесе көп қабырғалық бола алады, ал олардан эластомер материалдар мен маталардың әр түрлілігі эластомерлерден жасалынатын өтемдеуіштердің мүмкін түрлі жасауларын жасайды.

Қозғалыс жылулық созылу, тірек негізінің өзгерісі немесе ауытқу және басқа сыртқы жүктеме сияқты ақырғы тіректерде қозғалыстардың түрлі түрлерінен туындай алады. Өтемдеуіштер құбырдың қосалқы бөліктерінің білікті, айналмалы және жылжымалы қозғалысын қабылдай алатын жағдайда жобаланады. Бекітпелерді қолдану салыстырмалы қозғалыстарды сенімді бақылауға және бір мезгілде қысымның білікті күштерін қабылдауға мүмкіндік береді.

Сәйкес құбырдың барлық қозғалыстарын қабылдау үшін құбырдың бір жағында орнатылған бірнеше өтемдеуіштер қолданыла алады.

Металлдан жасалған өтемдеуіштер жоғарғы температура мен қысымда жұмыс істейтін құбырлар үшін жобаланады. Осындай өтемдеуіштер үшін материалдың шаршау ықпалын ескерген жөн.

Металлдан жасалған өтемдеуіштерге қарағанда эластомер өтемдеуіштер жоғарғы температуралық беріктікке және жоғарғы қысымға төзімділікке ие емес. Осындай өтемдеуіштер үшін материалдың шаршағанынан бас тарту болмайды, себебі олардың өмірлік кезеңінің ұзақтығы материалдың ескеруімен анықталады.

Өтемдеуіштер ішкі құбырлармен дайындала алады немесе олардың бүрмелері агрессиялық ортада немесе құбырда тасымалданатын заттың жоғарғы жылдамдығы нәтижесінде кернеулер пайда болуы мүмкін жағдайларда туындай кезінде сақтандыратын шаралар ретінде қолданыла алады. Ішкі құбыр жемірілуді болдырмау үші қолданылады. Бұл өзгерістер

компенсациялау процесін төмендетеді, және осы себепті әр нақты жағдайда дайындаушының мәліметтерін қолданған жөн.

Өтемдеуіштер түрлі арнайы жұмыс қасиеттеріне ие бола алады. Осы сұраққа қатысты толығырақ мәлімет ИСО 15348 келтірілген.

С.1.2 Өтемдеуіштер

С.1.2.1 Жалпы ережелер

Білікті, айналмалы немесе жылжымалы сияқты түрлі түрлердің қозғалысын қабылдау немесе білікті күшті қабылдауға арналған өтемдеуіштер түрлі түрде бола алады. Өтемдеуіштердің ең көп танылған түрі төменде сипатталған.

С.1.2.2 Білікті өтемдеуіштер

Өтемдеуіштердің бұл түрі ең бастысы білікті қозғалыстарды сильфонның созылу немесе қысылуының есебінен қабылдау үшін тік құбырға орнатылады. Білікті өтемдеуіштер құбырларда ортаның қысымының есебінен туындайтын қысымның білікті күштерін қабылдай алмайды, сондықтан да осындай күштерге қатты нүктелерді орнату немесе құбырдың басқа жерлерінде бекіту арқылы қарсы іс-әрекет жасау қажет. Ұзын құбырларға арналған немесе үлкен қозғалыс кезінде бір бірінен бекіту немесе тіректің аралық қатты орындарымен бөлінуі тиіс өтемдеуіштердің үлкен мөлшері қажет болады.

С.1.2.3 Айналмалы өтемдеуіштер

Өтемдеуіштердің осы түрі бұрыштық қозғалыстарды қабылдау үшін жасалынады. Егер өтемдеуіш қарапайым жүйелермен жабдықталса, онда ол тек бір деңгейде ғана қозғала алады. Егер осы түрдегі өтемдеуіш карданды дөңгелектермен жабдықталса, онда ол барлық деңгейлерде қозғала алады. Сонымен қатар, ол қысымның білікті күшін қабылдайды.

Құбырлардағы қозғалысты теңдестіру үшін айналмалы түрдегі екі өтемдеуіштен тұратын жүйе қажет.

С.1.2.4 Қозғалмалы өтемдеуіштер

Өтемдеуіштердің осы түрі бүйірлік қозғалыстарды (қозғалу) қабылдауға арналған.

Өтемдеуіштердің соңдары бір бірімен екі қатты тәжден (әдетте шар сияқты тіректе немесе конус тәріздес шынаяқта орналастырылған) немесе қос топсалы жиыстыратын бұрандамалардан тұратын бекініс арқылы қатты байланыстырылады. Қысымның білікті күштері бекіністермен қабылданады.

С.1.2.5 Әмбебап өтемдеуіштер

Өтемдеуіштердің осы түрі қозғалыстың барлық амалдарын қабылдауға арналған және құбырдың шағын тілімі арқылы байланыстырылған екі сильфоннан тұрады. Осындай өтемдеуіштер қысымның білікті күшін көтере алмайды.

С.1.2.6 Қозғалмалы білікті өтемдеуіш

Өтемдеуіштердің осы түрі білікті және / немесе жылжымалы қозғалыстарды қабылдауға арналған және қысымның білікті күшіне қарама-қарсы әсер етеді.

С.1.3 Өтемдеуіштерді жобалау

Өтемдеуіштердің жұмысы қызмет ету принциптерінің біріне негізделген, бірақ басқаша жобаланады және әр дайындаушымен дайындалады. Осы себепті қосалқы бөліктердің осы түрін дайындаушыға тәуелді қасиеттер айда болады, бұл ретте әр нақты жағдайда дайындаушы бұйымның техникалық мәліметтері туралы хабарлап отыруы тиіс.

Сильфондардың құрылысы үлкен мәнге ие, ол С қосымшасында көрсетілген әдіс немесе есептің немесе тәжірибелік растаудың басқа келісілген әдістерінің бірі бойынша есептелуге тиіс. қосалқы элементтердің салмақ түсетін жүктемесі күтілетін жүктемелерді ұстап тұра алатынын көрсететін еуропалық немесе басқа келісілген нормалардың есебімен жобалануы тиіс.

Сильфонның созылғыштығы бүрмелердің мөлшерінің өсуімен бірге ұлғаяды, бұл ретте белгіленген сомалы қозғалыс кезінде әр бөлек бүрме кішкене болса да өз қалпын өзгертеді. Жоғарғы жобаланатын қысымдар бүрмелердің үлкен мөлшерін немесе бұйымның қажетті созылғыштығын сақтайтын бірнеше қабаттың болуын қамтамасыз ететін сильфон қабырғаларының үлкен қалыңдығын талап етеді.

Көп қабатты қабырғалары бар сильфонды қолдану кезіндегі қосымша әсер сильфон бүрмелері берілген созылғыштық кезінде кіші болуы мүмкін, ал көлденең кесіктің кішірейтілген аумағы қысымның аз білікті күшіне алып келеді.

С.1.4 Өтемдеуіштерді қолдану арқылы құбырдың құрылысы

С.1.4.1 Жалпы ережелер

Өтемдеуіштерді қолдану кернеу талдауын алмастырушы болып табылмайды. Өтемдеуіштер құбырдың элементі ретінде қарастырылуы тиіс және құрылымдаушы рұқсат етілген, күтілетін және сенімді шекараларда кез келген уақытта құбырды пайдалануды қамтамасыз ету үшін жобаның орындалу кезінде барлық күтілетін жүктемелерді ескеруі тиіс.

С.1.4.2 Құбырдағы өтемдеуіштердің орналасуы

Өтемдеуіштер орынды және құбырдың тек созылғыштығының есебінен құбырдың нақты жерлерінде есептік жылжулардың орны толтырылмауы немесе қосылған жабдықта рұқсат етілмеген жоғарғы жүктемелер туындауы мүмкін жағдайда осы стандарт талаптарын орындауға тиімді мүмкіндік ретінде қарастырылады.

Қиындық пен шығындарды төмендету үшін өтемдеуіштер олар құбырдың қозғалысын қабылдай алуы тиіс жерлерде орнатылулары тиіс. Осының барлығы үшін құбыр өтемдеуіштер қажет немесе құбырға өз

созылғыштығы жетерлік сияқты белгілер бойынша ерекшелене алатын бөліктерге бөлінуі тиіс.

Өтемдеуіштер рұқсат етілетін мәннің шегінде шыршықталған жүктемелер кезінде тұрақсыз және сондықтан құрылымдаушы өтемдеуіштерді құбырдың шыршықталған жүктемелері жоқ немесе шыршықталған жүктемелер арнайы шараның әрекетімен толықтырылатын орындарда орнатылулары тиіс.

Өтемдеуіштердің қай түрін қолдану құбырдың диаметрі мен оның төсемесінің құбырлар жүйесіндегі шарттарына, қабылданатын қозғалыстар мен жұмыс шарттарына байланысты. Білікті өтемдеуіштерді қолдану мүмкіндігі білікті күштердің көлемімен шектеледі.

Өтемдеуіштер әдетте ұзын құбырлардағы білікті қозғалыстарға тосқауыл болмау үшін қолданылады, бұл уақытта шағын бөліктер мен бұрылыстардағы қозғалыс құбырдың созылғыштығы есебінен немесе қабылданатын қозғалыстарға сәйкес таңдалып алынатын өтемдеуіштер есебінен қабылданады.

Қысымның рұқсат етілген білікті күштері бар құбырларда басты жіптің қозғалысы сәйкесінше құбыр бағытын өзгертетін бекіністің тірек нүктелерінде бір немесе бірнеше өтемдеуіштермен қабылдана алады. Қосылған құбырлардың созылуы мен қозғалысын қабылдау үшін қажет болғанда қозғалыс күші бекітпенің осы нүктелерін жүктейтін қосымша өтемдеуіштер қолданылады.

Бұл жағдайда егер қысымның білік күштері бекітпенің тірек нүктелерімен қабылдай алмайтын жағдайда үлкен болса, бас жіптің қозғалысы бекітілген өтемдеуішті қолдану кезінде құбырдың қайтып кететін жіп қалпының өзгерісімен де қабылданады.

Жағдайларға тәуелді құбырлардағы үлкен қозғалыс кезінде құбырдың қайтып кететін жіптерінде бекітілген өтемдеуіштер қолданылуы тиіс. Бір жылжымалы өтемдеуіш немесе құбырдың қайтып кететін жібіне сәйкес екі айналмалы өтемдеуіштерді орнату есебіне осы жіптің маңызды бүйірлік қозғалыстары қабылдана алады. Бұл бүйірлік қозғалыстар аралық құбырлардың қиғашталған күйіне алып келеді, бұл өз кезегінде басты жіптің бүйірлік қозғалыстарына алып келеді. Құбырдағы бұл қозғалыс және жүктеменің көлемі сәйкес өтемдеуіштің қалпы мен орындалуына байланысты, сондықтан сәйкес тірек пен бағыттайтын құбырлардың құрылымы мен орындалуында өтемдеуішті дайындаушының арнайы мәліметтері қолданылуы тиіс.

Егер басты жіп үлкен қозғалыстарға тап болса, ал құбырдың қайтып кететін жібі қысқа болса, үш топсалы өтемдеуіш жүйесі қолданылуы тиіс. үшінші өтемдеуіш басты саланың бүгілісін болдырмау үшін қолданылады.

С.1.4.3 Бекітпенің тірек нүктелері

Білікті және әмбебап өтемдеуіштер қысымның білік күштерін бекітпенің тірек нүктелеріне апарса, онда барлық құбыр өтемдеуіштер бар бөліктерді бір

бірінен бөлу үшін соңдарында бекітпенің тірек нүктелері бар бөліктерге бөлінуі тиіс. Құрылымда бекітпенің тірек нүктелерінде жүктемені қабылдауға арналған сәйкес салмақ түсетін құрылыстар қамтамасыз етілуі тиіс, себебі қалыпты қысым мен әдеттегі диаметр кезінде қабылданбайтын мәндерге жетуі мүмкін.

Егер қысымның білік күштері өтемдеуіштердегі бекітпемен қабылданбаса, онда бекітпенің тірек нүктелері сильфонның тиімді көлденең кесігінен жасалған және сильфонның күшін серпілтетін қысымның білік күштері қабылданатын жағдайда орнатылулары тиіс. Қосымша бағыттайтын құбырларда немесе бекітпенің секциялық тірек нүктелерінде үйкеліс күші ескерілуі тиіс. Қысымның білік күштері құбырдың диаметрлеріне тәуелді өзгеретін болғандықтан диаметр өзгертілген жерлерде бекітпенің аралық тірек бөлімдері қарастырылуы тиіс. Бекітпенің осы аралық тірек бөлімдері қысымның білік күштерінде айырмашылықтардың әсеріне тап болады. Бұл жағдай қысым өзгеретін нүктелерде де орын алады.

Бекітпенің тірек нүктелерін жобалау кезінде қай бағытта қозғалыс болатыны қарастырылуы тиіс. Қажет болғанда білік күштерін басты жіпте қабылдану және тармақтар және бұрылыстарда бүйірлік қозғалыстарды болдыру үшін қозғалысты ішінара болдырмаумен (бекітпенің аралық тірек нүктелері) бірге бекітпенің тірек нүктелері қолданылады.

С.1.4.4 Бағыттайтын құбырлар

Өтемдеуіштер нақты бағыттарда немесе деңгейлерде қозғалуды қабылдау үшін қолданылады. Сондықтан қозғалыс өтемдеуішке алып келу үшін тірек құрылысының шеңберінде құбырға арналған бағыттаушылар қарастырылуы тиіс. Өтемдеуішке жақын бағыттаушылар әдетте өтемдеуіштерден бірнеше арақашықтықта орнатылады және бұл арақашықтық үш-төрт диаметрге сәйкес келеді. Құбыр бойымен бағыттаушылар бүгілетін кездердің әсерінен тоқтатылады.

Айналмалы немесе жылжымалы қарым ақы кезінде құбырдың басты жібінің қозғалысының әсері болып табылатын құбырдың сәйкес жібінің жобалық ұзындығы өзгереді. Бағыттаушыларды қолдана отырып, күтілетін қозғалысты қабылдауға жол беретін ішінара бағыттаушылар, білік бағытында жүретін немесе бағыттайтын тіректері бар мойын тіректері бар тіректерді қолдану дерегі ескерілуі тиіс.

Өтемдеуіштері бар құбырдың сенімді жұмысы тіректердің мінсіз қызметіне байланысты және жобалау мақсаты бағыттаушылардағы үйкеліс тым үлкен болған жағдайда орындалмайды. Сондықтан бағыттайтын құбырларды жобалау немесе таңдау кезінде оларды орнату мен қызмет көрсетуіне ерекше назар салған жөн.

Салмақ түсетін құрылыста немесе тіректер мен бағыттайтын құбырлар бекітілген құрылыстың бөліктерінде біркелкі емес қозғалыстар ескерілу тиіс.

Өтемдеуіштерге жақын орналасқан бағыттайтын құбырларға әсер ететін жүктемелер жоғары болуы мүмкін, сондықтан тілімше немесе *U*-тәріздес

қапсырманың орнына бағыттайтын құбыр ретінде мойын тіректердің екі немесе бірнеше жұбы қолданылуы тиіс.

С.1.5 Талдау және есеп

Созылу мен қысылу, өтемдеуіштердің айналмалы және жылжымалы қозғалысы күштер мен кездердің болуын талап етеді және жүктеме жоғалғаннан кейін теңдікті қалпына келтіру үшін қуат жинайды. Бұл қатынаста өтемдеуіштер қаттылығы дайындалу мен дайындаушыға тәуелді серпін сияқты болады. Қозғалыстың әр түріне сәйкес серпінді көрсеткіш арналған және дайындаушы бұл көрсеткішті білікті және жылжымалы қозғалысқа арналған қысылу күші ретінде немесе айналмалы қозғалысқа арналған бұрылу бұрышына айналмалы кез арқылы мм көрсетуі тиіс.

Сильфонның айналмалы қозғалысы кезінде өтемдеуіштің әсерінен қосымша бүгілу кезі туындауы мүмкін. Бұл жүктеменің көлемін орналастыру өтемдеуіштің орындалуына тәуелді және осы кездің мәнін бағалау кезінде дайындаушының мәліметтері қолданылуы тиіс.

Өтемдеуіштегі күш пен кез көрсетілетін қаттылық үлгісі талдау бағдарламасының мүмкіндіктері мен талаптарын, сонымен қатар дәлдіктің көрсетілген шарттарында кепілді деңгей ескерілуі тиіс.

Өтемдеуішті бір немесе бірнеше эквивалентті серпін ретінде үлгі болатын жеке құрам ретінде қарастырыла алады. Ең үлкен сенімділік өтемдеуішті құрайтын құбырдың бөліктері арқылы байланыстырылған көп сильфондардан әр сильфон жеке көрсетілімге қол жеткізіледі. Бұл үшін сильфонның әр элементіне қаттылық қалыпнамасы қажет; жалпы жағдайда олар әрқашан сәйкес келе бермейді.

Екі сәйкес және симметриялы орналасқан сильфондары бар өтемдеуіш пен әр бөлек сильфон барлық өтемдеуіштің серпінді тұрақты екі еселенген мәнінің үлгісі ретінде көрсетілуі тиіс екендігін ескеру қажет.

Егер құбыр қозғалыстары өте сирек туындаса, онда нақты жағдайларда эластомер өтемдеуіштерде қалыпты жұмыс кезінде ұзындық бойынша «шөгу» туындауы мүмкін. Бұндай жағдайларда әр келесі қозғалыстар бастапқы күйден туындайтындар ретінде қарастырылуы тиіс.

Үлгіге тартылыс өтемдеуіштің ұзындығы бойынша созылуды шектеуші ретінде көрсетіледі және өтемдеуіш қозғалысы кезінде олардың үйкелісі ескерілмейді. Егер нақтылы есеп қажет болған жағдайда, онда әр жеке элементке арналған өтемдеуішті бүтін ретінде сәйкестігі мен жарамдылық нәтижелері қайта тексерілуі тиіс.

Жылжымалы өтемдеуіштер сол деңгейде де, бақа орындарда да туындай алатын көрші құбырларда қозғалыс тудырады. Бұл қозғалыстар құбырды талдау кезінде бекітпеге жүктеме (үйкелісті қоса) және құбырға бағыттаушы ретінде ескерілуі тиіс.

Әдетте құбырды құрылымдаушылар алғашқы есептеулерде өтемдеуіштердің қызметінің тиімділігін бағалау үшін және құбырдың топса, тартылыс және тірегін қоса құбырдағы қосалқы бөліктері күтілетін жүктемені

қабылдай алуы үшін эквивалентті серпіндерге арналған «типтік» мәндер қолданылады.

Ақырғы талдау дайындаушы көрсеткен өтемдеуіштердің шынайы белгіленген түрлеріне арналған мәндерді қолдану арқылы жүргізілуі тиіс.

С.1.6 Суықтық алдын ала кернеу

Өтемдеуіш әсері бейтарап күйден басқа күйге қозғалуға бағытталған пропорционал күштерді және / немесе кездерді туғызады. Жүктемені қосылудың сезімтал орындарында ықшамдау үшін суықтық алдын ала кернеу әдісі өте тиімді болуы мүмкін. Күтілетін қозғалыстың / айналымның жартысына өтемдеуіштің алдын ала кернеу есебінен реакция күші және жұмыс кезінде реакция кезі төмендейді.

Егер талдау осы кезде негізделсе, онда құбырды дайындаушы хабардар болуы тиіс.

С.2 Шиеленіспеген білікті өтемдеуіштері бар құбырлардың тік бөліктеріне арналған бағыттаушылар арасындағы максималды арақашықтық

С.2.1 Жалпы ережелер

Егер тік сызықты құбырлар шиеленіспеген білікті немесе әмбебап өтемдеуіштердің арқасында қалпына келтірілсе, онда бұл құбырлар ішкі қысым және / немесе бүгіліске білік күштерінің әсерінен бейімделе алады. Бұл әрекет білікті қысатын күштің әсерінен тік сызықты серпіннің әрекетіне ұқсайды. Бүгілісті құбырдың сәйкес бағыттаушыны қолдану арқылы болдырмауға болады. Төменде бағыттаушылар арасындағы максималды арақашықтық есебіне арналған ережелер келтірілген.

С.2.2 Есептеме ережелері

Шиеленіспеген өтемдеуіштері бар құбырларға арналған максималды арақашықтық L_G мынадай формуланы қолдану арқылы сәйкес нақты жағдайда есептеледі

$$L_G = \frac{\pi}{\beta}\sqrt{\frac{EJ}{F_i S}} \qquad \text{(С.2.2-1)}$$

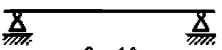
мұнда, β – құбырдың қарастырылатын бөлігіне арналған бағыттаушы коэффицент:

β = 1,0, егер екі жақта жай тірелген жағдайда;

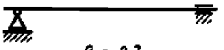
β = 0,7, егер бір жақ жай тірелсе, ал екінші жақ білік бойынша бағытталған жағдайда;

β = 0,5, егер екі жақта білікке бағытталған жағдайда.

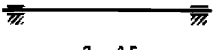
Бағыттаушыларды орындау үшін С.2.2-1, С.2.2-2, С.2.2-3 нөмірлі суреттерді де қара.



С.2.2-1-сурет



С.2.2-2-сурет



С.2.2-3-сурет

E – созылу үлгісі;

J – құбырдың көлденең кесігінің серпін кезін формула бойынша есептеген жөн:

$$J = \frac{\pi}{8} e D_{mp}^3 \qquad \text{(С.2.2-2)}$$

Бұл ретте D_{mp} – құбырдың орта диаметрі және e – оның қабырғасының қалыңдығы.

S – қауіпсіздік коэффициенті (ұсынылған S = 3);

F_i – төменде көрсетілген құрауыш бөліктерден тұратын сәйкес кезде есептелінген және жұмыс істейтін бүгілу күші:

$$F_i = F_p + F_B + F_F \qquad \text{(С.2.2-3)}$$

Бұл ретте:

- қысымның білік күші:

$$F_p = p \cdot a \qquad \text{(С.2.2-4)}$$

(Сильфонның тиімді көлденең кесігі a әдетте дайындаушының қарамағына беріледі).

- сильфонға әсер ететін білікті аралас күш:

$$F_B = \pm x \cdot K_B \qquad \text{(С.2.2-5)}$$

(Өтемдеуіштің білікті қозғалысының мәні x бетарап күйде басталады және қысымға оң әсер ету үшін есептеледі; сильфон қаттылығы K_B дайындаушының қарамағына беріледі).

- бағыттайтын құбырлардың үйкеліс күші:

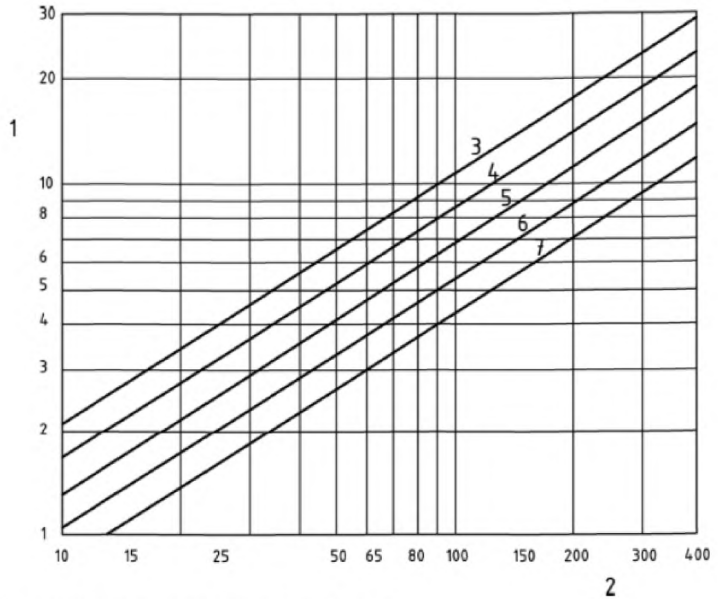
$$F_F = \pm \sum \mu \cdot F_N \qquad \text{(С.2.2-6)}$$

Үйкеліс күшін анықтау үшін өтемдеуіш пен бекітпе нүктелері арасындағы құбырдың бөлігіндегі әр жеке бағыттаушыға әрекет ететін барлық күштер ескерілуі тиіс. бұл күштер температураның өзгерісі кезінде көрсетіледі және температура жоғарылаған кезде жақсы түрде есептелуі тиіс (бұл ретте бағыттаушылардың үйкеліс коэффициенті μ, тіректерге тік әрекет ететін тірек күші F_N құбыр сарапшылары мен тірек дайындаушылардың қарамағына берілуі тиіс).

С.2.3 Белгіленген шарттарда бағыттаушылардың максималды арақашықтығы

Белгіленген қарапайым шарттарға арналған бекітілмеген білікті өтемдеуіштері бар тік сызықты құбырларға арналған жұмыс істейтін максималды арақашықтық мынадай шарттарға негізделетін С.2.3-1-суреттен алынған:

- құбыр әдетте бағыттаушылармен ұсталады;
- құбыр болаттан жасалады (E = 210 000 МПа (Н/мм^2);
- сыртқы диаметр D_a және қабырғаның мөлшерленген қалыңдығы e_n;
- $PN = p_c$, $p_{tes}t$ = 1,43 p_c ескеріледі;
- сынақты қысыммен өткізу барысында өтемдеуіш бейтарап күйде болады;
- беріктік қорының коэффицентіне арналған: S = 3;



1 – максималды арақашықтық L_G , м;
2 – Нақтылы ішкі диаметр (*DN*);
3 $PN6: L_G = 0,407 \times DN^{0,71}$
4 $PN10: L_G = 0,324 \times DN^{0,71}$
5 $PN16: L_G = 0,257 \times DN^{0,71}$
6 $PN25: L_G = 0,204 \times DN^{0,71}$
7 $PN40: L_G = 0,162 \times DN^{0,71}$

С.2.3-1-сурет

С.3 Өтемдеуіштерді есептеуге арналған мәліметтер

С.3.1 Жалпы ережелер

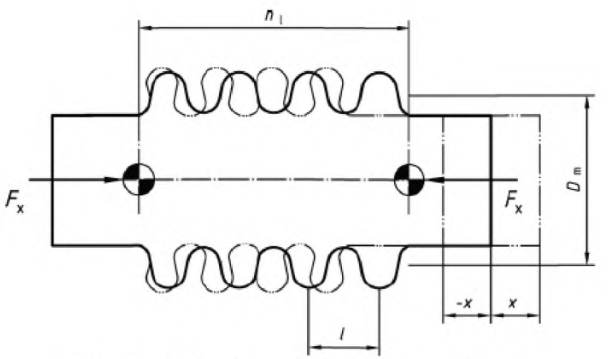
Өтемдеуіштерді бөлшекті дайындау 6.5 жобалық мәліметтер негізінде дайындаушымен дайындалуы тиіс.

С.3.2 Жобалауға арналған сипаттама, шартты белгіленулер

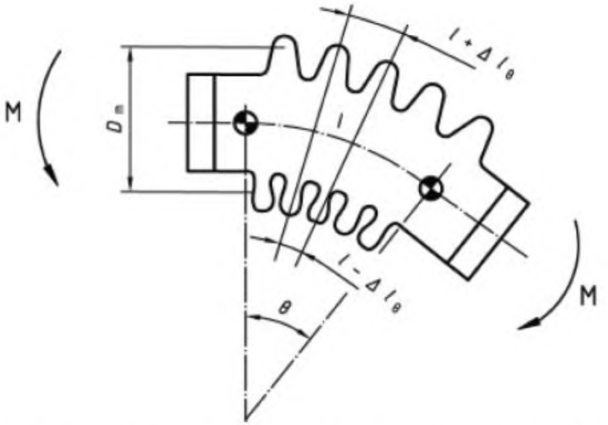
Өтемдеуіштерді жобалау үшін С.3.2-1-суретте келтірілген мынадай сипаттамалар мен шартты белгіленулер қолданылуы тиіс. басқа мәліметтер С.3.2-1 - С.3.2-3-суреттерге сәйкес келеді.

С.3.2-1-кесте – Осы қосымшаның шартты белгіленулері

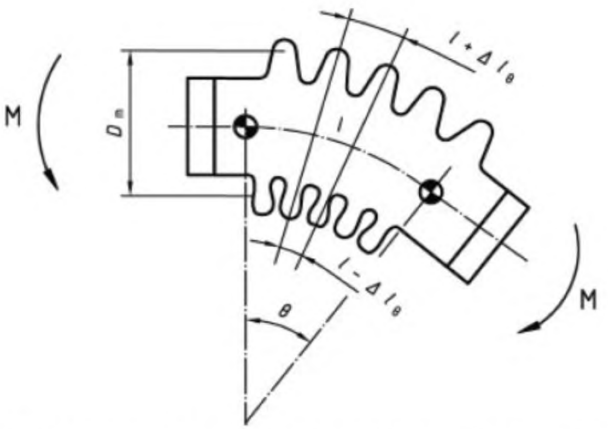
Шартты белгілену	Анықтама	Өлшем бірлігі
D	Шоғырланған қажау ақаулары	-
D_m	Сильфонның орта диаметрі	мм
DN	Нақтылы жою	-
F	Реакция күші	Н
K	Сильфон бүрмесінің білікті қаттылығы	Н/мм
L_u	Аралық құбырды қосқандағы алынған бөліктің жалпы ұзындығы	мм
l	Сильфон бүрмесінің ұзындығы	мм
l^*	Екі сильфон орталықтары арасындағы арақашықтық	мм
Δl	Эквивалентті білікті қозғалыс	мм
M	Реакция кезі	Нм
N	Жүктеме айналымдарының мөлшері	-
n	Сильфон бүрмелерінің саны	-
X	Жалпы білікті қозғалыс	мм
Y	Жалпы жылжымалы қозғалыс	мм
Θ	Жалпы айналмалы қозғалыс	деңгей



С.3.2-1 – Білікті қозғалысқа ие сильфон *x*



С.3.2-2-сурет – Бұрыштық қозғалысқа тап болған сильфондар



С.3.2-3-сурет – Жылжымалы қозғалысы бар сильфон *y*

С.3.3 Жобалау және есептеме

С.3.3.1 Жалпы ережелер

Өтемдеуіштерді жобалау кезінде мынадай көрсеткіштер ескерілуі тиіс: температура t_c, қысым p_c және өтемдеуіштің қажетті қимылдары.

p_c және t_c жобалау шарттарының n –жұпты параметрлері бар жұмыс жүктемесінің белгіленген жағдайларының бірнеше мөлшері p_{oj}, t_{oj} параметрлер жұбының өтемдеуіштеріндегі ең жоғарғы кернеуді тудыру арқылы анықталады (4.2.2-сурет).

Қосымша сильфонды дайындауда қолданылатын материал $t_{0\ max}$ максималды жұмыс температурасына келетін және өтемдеуіш осы температурадан туатын температуралық созылуларды қабылдай алатын жағдайды қамтамасыз етуі тиіс.

Жүктеменің рұқсат етілген соққылары D қажаудан шоғырланған ақауларды қамтамасыз етуі тиіс, яғни барлық жүктемелерге (у көрсеткіш) арналған қажаудан туындаған жеке ақаулар сомасы жүктеме n жағдайында мынадай шарттарға ие болуы тиіс:

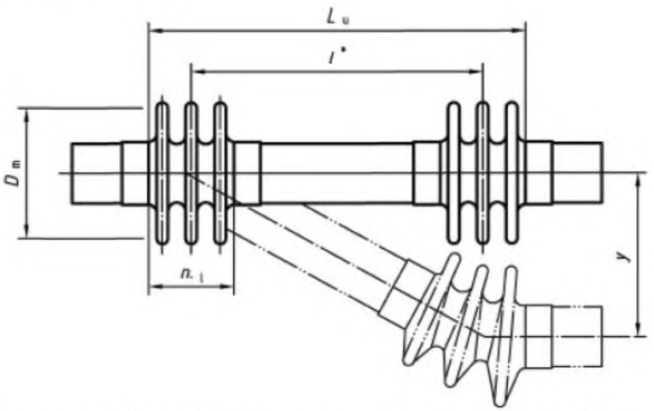
$$D = \sum_{j=1}^{n} \left(N_{0,j} / N_{all,j} \right) \leq 1 \qquad \text{(С.3.3-1)}$$

мұнда, $N_{0,j}$ – жүктеменің айналымындағы жұмыстың (j) бақыланатын шарттары кезінде күтілетін саны;

$N_{all,\ j}$ – жүктеменің рұқсат етілген айналымындағы жұмыстың (j) өз шарттарына арналған есептеме.

С.3.3.2 Сильфондар

EN 13445-3 (14-бөлім) қисық қажауды жобалауға арналған арнайы қолданылатын мәліметтерді құрастыруға арналған қосымша әдіс және есептің стандартты әдісі көрсетілген. Есептің бұл түрі бір сильфоны бар өтемдеуіштерге ғана қолданыла алады және С.3.3-1-суретте көрсетілген екі сильфоны және аралық құбыры бар әмбебап және бекітілген өтемдеуіштерге қолданылмайды.



С.3.3-1-сурет – Екі сильфон және аралық құбыры бар бекітілген және әмбебап өтемдеуіштер

Екі түрлі өтемдеуіштерге арналған қосымша ережелер: (а) – тірегі барларға арналған және (в) – бекітілген аралық құбырларға арналған. Осы

кезде алынған есеп нәтижелері EN 13445-3 (14-бөлім) сәйкес келесі есептер кезінде де қолданыла алады.

а) Жылжымалы қозғалыс кезіндегі орнатылған тірексіз аралық құбыры бар бекітілген немесе әмбебап өтемдеуіш:

- ақырғы бүрмелердің эквивалентті білік қозғалысы:

$$\Delta l_{yu} = \frac{D_m}{2n} \frac{3\left(\ln + l^*\right)}{\left(\ln\right)^2 + 3l^{*2}} y \qquad \text{(C.3.3-2)}$$

мұнда, $l^* = L_u - \ln$;

- шеттеріндегі сильфонның жылжу кезі:

$$M_{yu} = \frac{D}{4} K \Delta l_{yu} \qquad \text{(C.3.3-3)}$$

- сильфон қаттылығынан сильфон шеттерінде жылжу күші:

$$F_{yu} = \frac{D_m}{2\left(\ln + l^*\right)} K \cdot \Delta l_{yu} \qquad \text{(C.3.3-4)}$$

ЕСКЕРТПЕ Тасымалданатын зат ағынының тұрақтылығын тоқтатуға арналған рұқсат етілген қысымды есептеу кезінде екі сильфонның бүрмелерінің жалпы санын ескеру қажет.

b) Жылжымалы қозғалыс кезіндегі орнатылған аралық құбыры бар бекітілген өтемдеуіш:

- ақырғы бүрмелердің эквивалентті білік қозғалысы:

$$\Delta l_{yg} = \frac{D}{2n} \frac{y}{l^*} \qquad \text{(C.3.3-5)}$$

- сильфон қаттылығынан оның шеттеріндегі жылжу кезі:

$$M_{yg} = \frac{D_m}{4} K \cdot \Delta l_{yg} \qquad \text{(C.3.3-6)}$$

- сильфон қаттылығы негізінде оның шеттеріндегі қозғалыс күші:

$$F_{yg} = \frac{D}{2l^*} K \cdot \Delta l_{yg} \qquad \text{(C.3.3-7)}$$

Есептелген мәндер сәйкесінше келесі есептеулерге де қолданыла алады.

С.3.3.3 Дәнекерленген шеттер

Тік жолақты құбырларға арналған (6.1) осы стандарт талаптары дәнекерленген шеттердің параметрлерін анықтауға да таратылады. Егер бекітпе қосымша күш пен кезден тұрса, онда олар сәйкес ескерілуі тиіс.

С.3.3.4 Бекітпе

Жоғарғы қысымға арналған қосалқы бөлік болып табылмайтын топсалы байланыстар, тартылыс немесе карданды дөңгелектер сияқты бекітпе параметрлерін анықтау талаптарға сәйкес жүргізілуі тиіс (осы стандарттың 13-бөлімін қарау). 13.3.2-бөлімшенің анықтамасы «тіректің құрастырылымды бөлшектеріне арналған есептік температуралар» осы бөліктердің есептік температурасын анықтау кезінде қолданыла алады.

С.3.4 Сарапшыларға арналған мәліметтер

Өтемдеуішті жобалау кезінде құбыр сарапшысының қарамағына 6.5 сәйкес қажетті мәліметтер көрсетілуі тиіс. жылжу деңгейіне қысымның, температураның, қозғалыс пен бұраудың әсері ескерілуі тиіс.

D қосымшасы
(міндетті)

Ернемектер

D.1 Қолданылу саласы

Осы қосымшада дөңгелек байланыстырылған ернемекті байланыстардың жобасына қойылатын талаптар көрсетілген. Олар сыртқы және ішкі қысымға түсетін жазық және жіңішке төсемелері бар ернемектерге де, контр ернемектерге де және тығыз дәнекерленген ернемектерге де таратылады. Осы қосымшада келтірілген талаптар Тейлор-Форга әдісіне негізделген.

D.2 Терминдер мен анықтамалар

Осы қосымшада мынадай қосымшалары бар EN 13480-1 келтірілген терминдер мен анықтамалар қолданылады:

D.2.1 монтаджы күй: Төсеме немесе байланыстыратын байланыс беті монтаж кезінде қоршаған орта температурасы кезінде байланысатын және бұрандамаларды тарту кезінде жүктеме туындайтын кезге сәйкес күй.

D.2.2 жұмыс күйі: ернемекке ортаның (диафрагма күші) есептік қысымының (ішкі немесе сыртқы) әсер етуі кезіндегі күйі.

D.2.3 жіңішке ернемек: Төсемесі бұрандамалардың айналасында сипатталған аумақтың шегінде толық жатқан және бұрандамалардың айналасында сипатталған аумақ шегінен тыс шықпайтын ернемек.

D.2.4 жалпақ ернемек: Байланыс беттері немесе тік немесе төсеме көмегімен немесе қашықтық элементтерден бұрандаманың айналасында сипатталған аумақ шегінен тыс жататын ернемек.

D.2.5 контр ернемек: Өзінің сыртқы диаметрімен қаптама немесе құбырмен байланысқан ернемек.

D.2.6 қаптама: Ернемекпен байланысқан және оған салмақ түспейтін болып табылатын басқа цилиндр бұйымдардың цилиндрлердің немесе қазанның қабырғасы, құбыр.

D.2.7 осылатын байланыс: Бұрандамалы байланыс жүктемесі алдын ала орындалған дәнекерленген белдікте бос ернемек арқылы берілетін ернемек байланыс бөлігі.

ЕСКЕРТПЕ Алдын ала орындалған дәнекерленген белдік тығыздалған байланыс бетіне ие.

D.3 Шартты белгіленулер

Осы қосымшада мынадай қосымшалары бар 3.1-бөлімде келтірілген шартты белгілер қолданылады.

A – ернемектің сыртқы диаметрі немесе егер сүзілмелі кесік ернемектің сыртқы жағына дейін, кесіктің төменгі бөлігіндегі диаметр;

A_B – ең төменгі диаметрі бар кесіктегі бұрандамалардың көлденең кесігінің жалпы аумағы;

A_{Bmin} – бұрандамалардың көлденең кесігінің қажетті жалпы аумағы;

A_2 – осылатын байланыстағы алдын ала орындалған дәнекерленген белдік және бос ернемек арасындағы байланыс бетінің сыртқы диаметрі, D.5-9-суретті қарау (типтік орындау);

B – ернемектің ішкі диаметрі;

B_2 – осылатын байланыстағы алдын ала орындалған дәнекерленген белдік және бос ернемек арасындағы байланыс бетінің ішкі диаметрі, D.5-9-суретті қарау (типтік орындау);

b – тығыздалатын немесе байланысатын беттің ені;

b_0 – негізгі тығыздалатын немесе байланысатын беттің ені;

C – бұрандамаларға арналған тесік диаметрі;

C_F – бұрандамалар арасындағы аралықты есептейтін түзетуші коэффицент;

D – қаптаманың ішкі диаметрі;

d_b – бұрандамалардың сыртқы диаметрі;

e – ең жіңішке кесікте өлшенген ернемектің минималды қалыңдығы;

f_B – жұмыс температурасы кезіндегі есептік кернеу (D.4.3. қарау);

$f_{B,A}$ – монтажды температура кезіндегі есептік кернеу (D.4.3. қарау);

f_H – шұңқырдың есептік кернеуі - (D.5.4.2 қарау);

G - D.5.2 талаптарына сәйкес жүктемеге төсеменің реакция аумағының диаметрі;

G_1 – блок дәнекерлеу белдігі мен соқпалы байланыстағы алдын ала орындалған дәнекерлеу белдігі арасындағы жүктеме аумағының есептік диаметрі;

g_0 – жіңішке шеттегі шұңқыр қалыңдығы;

g_1 – ернемектің кері жағындағы шұңқыр қалыңдығы;

H – орта қысымының сомалық күші (диафрагма күші);

H_D – қаптамамен ернемекке көшірілетін орта қысымының күші (диафрагма күші);

H_G – тығыздықты қамтамасыз етуге арналған төсемеге қысым күші;

H_T – ернемектің беттік жағына әсер ететін қысым негізінде орта қысымының күші (диафрагма күші);

h – шұңқыр ұзындығы;

h_D - H_D әсер ететін бұрандамалардың айналасында сипатталған аумақтың радиальды арақашықтығы;

h_G – бұрандамалардың айналасында сипатталған аумаққа төсеме жүктемесінің реакциясына қатысты аумақтың радиальды арақашықтығы;

h_L – соқпалы байланыстағы блок ернемекке арналған жүктеме реакциясы әсер ететін бұрандамалардың айналасында сипатталған аумақтың радиальды арақашықтығы;

h_T - H_m әсер ететін бұрандамалардың айналасында сипатталған аумақтың радиальды арақашықтығы;

K – ернемек диаметрлерінің қатынасы (D.5-21 және D.9-13 теңдеуін қарау);

k - D.5.4.2 анықталған кернеу коэффиценті;

l_0 – теңдеу көмегімен анықталатын ұзындық параметрі (D.5-22);

M - ернемекке әсер ететін D.5.4.1 анықталған ұзындықтың әр бірлігіне торсион кезі;

M_A – монтажды күйде ернемекке әсер ететін жалпы кез;

M_{OP} - жұмыс күйде ернемекке әсер ететін жалпы кез;

m – төсеме коэффиценті болып табылады;

P – ішкі есептік қысым болып табылады;

P_e – оң санмен көрсетілген ішкі есептік қысым болып табылады;

W – жинау шарттарына арналған бұрандаманың жобалық жүктемесі болып табылады;

W_A - жинау шарттарына арналған бұрандаманың минимальды қажетті жүктемесі болып табылады;

W_{op} – жұмыс күйіне арналған бұрандаманың минимальды қажетті жүктемесі болып табылады;

w – төсеме ені мен ернемектің жаппай беті арқылы анықталған төсеменің байланыс бетінің ені;

y – тығыздалудың минимальды салыстырмалы қысымы және байланысқа беттердің қысымы;

β_F - D.5-4-суретте көрсетілген ернемек есебінің интегралды әдісіне арналған коэффицент;

β_{FL} - D.5-7-суретке сәйкес кертпегі бар бос ернемекке арналған коэффицент;

β_T – теңдеуді қолдану арқылы анықталатын коэффициент (D.5-23);

β_U - теңдеуді қолдану арқылы анықталатын коэффициент (D.5-24);

β_V – интегралды әдіске арналған коэффициент D.5-5-сурет бойынша анықталады;

β_{VL} – кертпегі бар бос ернемекке арналған коэффициентті D.5-8-суреттен алуға болады;

β_Y - теңдеуді қолдану арқылы анықталатын коэффициент (D.5-25);

δ – қаптама мен соқпалы байланыстағы бос ернемек арасындағы нақтылы арақашықтық;

δ_0 – көршілес бұрандамалардың орташа біліктері арасындағы арақашықтық;

λ - D.5.4.1 анықталатын коэффицент;

σ_b – соқпалы байланыстағы есептік тірек кернеуі;

σ_H – кертпедегі есептік бойлық кернеу;

σ_r – ернемектегі есептік радиальды кернеу;

σ_Θ – ернемектегі есептік тангенциалды кернеу;

φ – D.5-6-суретте келтірілген ернемекті жобалаудың интегралды әдісіне арналған кертпе кернеуіне арналған түзету коэффициенті.

D.4 Жалпы ережелер

D.4.1 Кіріспе

Төсеме көмегімен немесе осы стандартқа сәйкес қазан құрылысында қолданылатын тығыз дәнекерленген бұрандамалы ернемек көмегімен дөңгелек немесе тығыздалған түрдегі байланыстар болуы тиіс немесе

- осы еуропалық нормалар және құбыр ернемектеріне арналған D.4-2 талаптарына сәйкес келуге тиіс немесе
- бұрандамалы ернемек байланыстарға арналған осы бөлімде белгіленген талаптарды қамтамасыз етуге тиіс.

Бұрандамалы ернемек байланыстарға арналған балама ережелер Р қосымшасында келтірілген.

Екі жұптың екі ернемегі бір ғана нормамен құрастырылуы және жобалануы және бір ғана талаптарға сәйкес келуі тиіс. Бұл екі ернемектің біреуі бірдей негіз немесе қақпақпен байланысқан бұрандама болып табылған кезде ескеріледі. 10-бөлімде көрсетілген осы бұрандамалы байланысқа және 12-бөлімде көрсетілген бұрандамалы күмбез тәріздес түптерге арналған талаптар осы бөлімнің талаптарының бір жиынтығының бөлігі ретінде қарастырылады.

Беттік материалдан жасалған ернемектер егер қатпарлы ажырауларға қатысты (қалыңдық шеңберіндегі аумақтың кемуі) қорғаныш болған жағдайда қолдануға жіберіледі, бұл қатпарлыққа және қалыңдыққа қатысты талаптар белгілі болуы тиіс екендігін білдіреді.

D.4.2 Есепсіз стандартты ернемектерді қолдану

Еуропалық нормаларға сәйкес (стандартты ернемектер) ернемектер төменде көрсетілген барлық шарттар орындалған кезде есепсіз қолданыла алады:

c) Жұмыстың қалыпты шарттарында сәйкес материалдан жасалған қарастырылып жатқан ернемекке және еуропалық нормалармен максималды рұқсат етілген есептік температура, қысымға арналған есептік қысым артпайды;

d) Сынақ және төтенше шарттарда есептік қысым шамалас температура кезінде белгіленген нақты қысымнан 1,5-есе аспайды.

e) Төсеме D.4-1-кестеге сәйкес *PN*-топтама немесе төсеменің топтама түріне арналып қолданылады.

f) Бұрандамалар D.4-1-кестемен минималды қажет ететін санаттағы төсеме түрімен байланыстыра қолданылатынға сәйкес беріктік санатына (D.4-2-кестені қарау) жатады.

g) Бұрандамалар мен ернемектер арасындағы ерекшелік 50 ^{0}C артық болмауы тиіс.

h) 20 ^{0}С арналған бұрандамалар мен ернемектер материалдарының температуралық созылу коэффиценті бір бірінен 10 % артық болмауы тиіс (мысалы, аустенит болатынан жасалған ернемектер және феррит болаттан жасалған бұрандамалар), бірақ есептік температура 120 ^{0}С кем, немесе 20 ^{0}С кездегі бұрандамалар мен ернемек материалдарының созылу температурасы бір бірінен 10 % артық болмайды.

D.4.3 Бұрандамалы байланыс

Байланыста төрт бұрандамадан кем болмауы тиіс.

Егер кіші диаметрлі бұрандамалар қолданылса, онда созылу кезінде бұрандаманың шамадан тыс жүктелуін болдырмау үшін созылу кезіндегі өлшем көрсетілген кілттер қолданылуы тиіс.

Нақтылы диаметрі 38 мм артық бұрандамаларды созу кезінде өлшемді алдын ала кернеуге қол жеткізуді қамтамасыз ету үшін қажет болғанда қосымша талаптар қарастырылады.

D.5.2 сәйкес бұрандамалы байланыстың нақтылы минималды бетіне арналған бұрандамаларға арналған есептік кернеу мынадай шаттарды қанағаттандыруы тиіс:

- көміртекті болат және басқа аустенит емес болаттарға арналған есептік температура кезінде өлшенген $R_{p0,2}/3$ немесе екі мәннің қайсысы кіші екендігіне байланысты қоршаған орта температурасы кезінде өлшенген $R_m/4$;
- аустенит болаттарға арналған қоршаған орта температурасы кезінде өлшенген $R_m/4$.

D.4-1-кесте – Стандартты ернемектерге арналған төсеме

PN-топтама[a]	Топтама түрі[a]	Төсеме түрі	Бұрандамаларды ң қажетті минималды беріктігі (D.4-2-кестені қарау)
2.5 бастап 16 дейін		- жабуы бар немесе жоқ жазық металл емес төсеме	Болмашы беріктік
25	150	- жабуы бар немесе жоқ жазық металл емес төсеме	Болмашы беріктік
		- толтырғышы бар металлдан жасалған шиыршық төсеме - толтырғышы бар бүрме қап - толтырғышы бар немесе жоқ бүрме металл төсеме	Орташа беріктік

D.4-1-кесте *(жалғасы)*

PN-топтама[a]	Топ-тама түрі[a]	Төсеме түрі	Бұрандамалар-дың қажетті минималды беріктігі (D.4-2-кестені қарау)
40		- толтырғышы бар немесе жоқ жазық металл емес төсеме	Болмашы беріктік
		- толтырғышы бар металлдан жасалған шиыршық төсеме - толтырғышы бар бүрме қап - толтырғышы бар немесе жоқ бүрме металл төсеме	Орташа беріктік
		- толтырғышпен жалатылған жазық металл - науалы немесе қатты жазық металл	Жоғарғы беріктік
63	300	- жабуы бар немесе жоқ жазық металл емес төсеме	Болмашы беріктік
		- толтырғышы бар металлдан жасалған шиыршық төсеме - толтырғышы бар бүрме қап - толтырғышы бар немесе жоқ бүрме металл төсеме	Орташа беріктік
		- толтырғышы бар жазық металл - науалы немесе қатты жазық металл - металл дөңгелектердің байланысы	Жоғарғы беріктік
100	600	- толтырғышы бар немесе жоқ металл емес жазық төсеме - толтырғышы бар металлдан жасалған шиыршық төсеме - толтырғышы бар бүрме қап - толтырғышы бар немесе жоқ бүрме металл төсеме	Орташа беріктік
		- толтырғышы бар металл жазық төсеме - жырашық бар немесе жоқ жазық металл төсеме - металлдан жасалған R-дөңгелек	Жоғарғы беріктік

[a] Кестеде көрсетілген мәндер *PN* (немесе топтар мәні) *PN*-100 (немесе 600 топ) дейінгі болат ернемектерге арналған еуропалық нормалармен шектелген.

D.4-2-кесте – Бұрандама беріктігінің санаты

	Болмашы беріктік	Орташа беріктік	Жоғарғы беріктік
R_p бұрандама R_p ернемек	≥ 1	≥ 1,4	≥ 2,5
ЕСКЕРТПЕ R_p – аустенит болаттарға арналған $R_{p0,2}$ тең және аустенит болаттарға арналған $R_{p1,0}$ тең.			

Жобалық кернеулерді анықтауға арналған монтажды күй сияқты жобалау шарты сияқты жұмыс күйі әрекет етеді.

Бұл есептік кернеулер сынақ кезінде немесе шартты жағдайлар кезінде 1,5 коэффицентпен көбейеді.

ЕСКЕРТПЕ бұл кернеулер байланыста тығыздық емес туындаған кездегі барлық жағдайларда алдын алу шараларын қабылдауды қамтамасыз ету үшін шынайы жағдайларда іс жүзінде аспауы керек болатын жағдайда нақтылы. Бұл ретте бұрандамалардың төтенше жүктемесі және олардың міндетті тартылуына түспей-ақ тартылудың қажетті тығыздығын қамтамасыз ететін әдістер жеткілікті болады.

D.4.4 Ернемектердің құрылысы

Ернемектердің екі түрі болады:

- тесігі қаптама немесе құбырдың тесігіне сәйкес келетін ернемек (мысалы, А.7-кестеде көрсетілген F1, F2, F4 және F5 дәнекерлеу жіптерімен);
- қаптама негізінде бұрыштық жібі бар ернемек (мысалы, F3 дәнекерлеу жібі) және бұрғылардың түрлі түрлерімен жасалған. Олар сонымен қатар тегіс (D.5.1-суретті қарау) және қатпарлы бұрғылаумен (D.5-2-суретті қарау) ерекшеленеді.

Сонымен қатар, қаптамасына конус кертпегін қосқандағы қақталған ернемектер жылжытылған және екі жағында онымен және басқа дәнекерлеу бұрыштарымен дәнекерленген жылжытылған кертпегі бар ернемектер (D.5-3-суретті қарау) болады.

Ернемек пен қап немесе қаптама арасындағы дөңгелектенген айналым радиусы $0{,}25_{g0}$ кем және 5 мм артық болмауы тиіс.

Ернемектері бар ернемектің кертпегі ерекше себептерсіз беттік болаттан толық болып дайындала алмайды.

370 ^{0}С артық есептік температура үшін дәнекерленген бұрыштық жіптерді қолдануға болмайды.

D.4.5 Механикалық өңдеу

Сомынға арналған тірек беттерінің салмақ түсетін жүктемесі ернемектің қарсы алдындағы жаққа қатысты 1^0 артық емес параллель болуы тиіс. Осыған арналған механикалық өңдеуден кейін ернемек пен қаптың қалыңдығы жобалықта кем мәнге дейін кішірейтілмеуі тиіс. Тірек бетінің өңдеген жазық диаметрі сомын бұрыштары бойынша 3 мм плюс өлшемнен кем болмауы

тиіс. Ернемектің және қаптың немесе қаптаманың қарсы жақтарының арасындағы радиус сақталуы тиіс.

Байланыс тығыздық беттерінің сыртқы бетінің сапасы тығыздықты дайындаушының ұсыныстарына сәйкес келуі немесе белгіленген тәжірибенің мәліметтеріне сүйенуі тиіс.

D.4.6 Төсеме

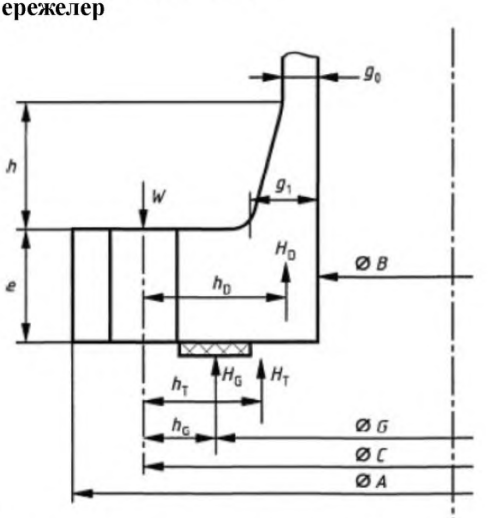
m және *y* тығыздық коэффициенттерінің мәні төсеме дайындаушымен белгіленуі тиіс. 7.2.4-1-кестеде ұсынылатын ретінде қарастырылатын олардың мәндері көрсетіледі.

Сонымен қатар, К қосымшасында байланыс еніне *w* арналған ұсынылған минималды мәндер келтірілген.

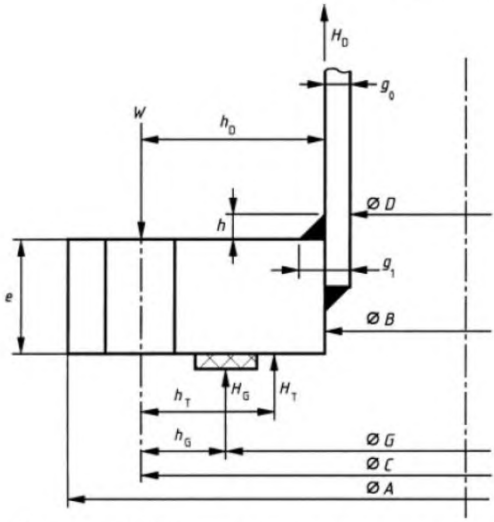
ЕСКЕРТПЕ Еуропалық елдердің көбінде асбесттен тұратын төсемелері қолдануға тыйым салынған.

D.5 Төсемесі бар жіңішке ернемектер

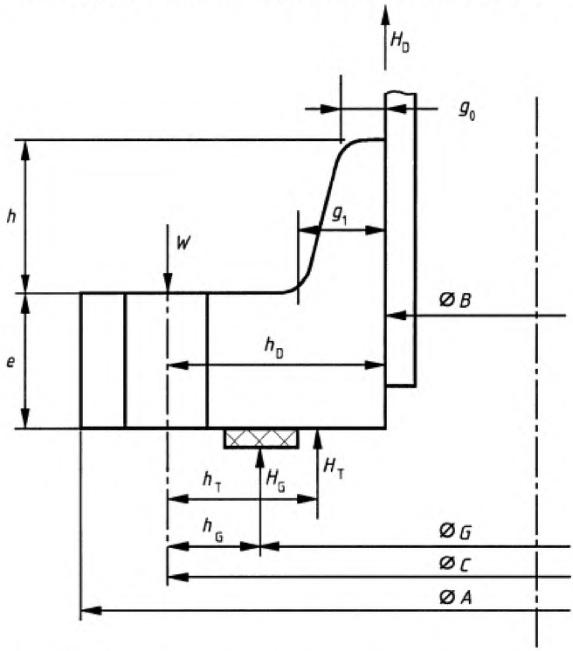
D.5.1 Жалпы ережелер



D.5-1-сурет – Жіңішке ернемек, тегіс бұрғылау



D.5-2-сурет – Жіңішке ернемек, қатпарлы тесік



D.5-3-сурет – Жіңішке ернемек, кертпегі бар жылжитын ернемек

Келтірілген шектеулердің есебімен D.5.4 сәйкес төсемелері бар жіңішке ернемектердің кернеуінің есебі немесе ішкі қысымы бар байланыстарға арналған төменде көрсетілген үш әдістің бірін қолданған жөн.

a) Интегралды әдіс. Интегралды әдіс кертпегі бар жылжымалы ернемектерге немесе соқпалы байланысы бар бос ернемектерге қолданыла алмайды. Интегралды әдіс қажет болғанда дәнекерлене алатын конус қаптарын жобалау кезінде қолданылады; есепке алынған қаптың шектері 1:1 артық болмауы тиіс, яғни $g_1 < h + g_0$;

b) Бос ернемек әдісі. Бос ернемек әдісі төменде көрсетілген талаптар орындалған жағдайда соқпалы байланыстағы бос ернемектерді қоспағанда қолданыла алады:

1) $g_0 \leq 16$ мм

2) $P \leq 2$ Н/ мм^2;

3) $B/g_0 \leq 300$;

4) Жұмыс температурасы $\leq 370\ ^0$С.

c) Кертпегі бар жылжымалы ернемек әдісі. Бұл әдіс кертпегі бар жылжымалы ернемек және соқпалы байланыстағы бос ернемекке қолданылады.

1-ЕСКЕРТПЕ Интегралды әдісте тіректің қаптама арқылы әсері сияқты ондағы кернеуде есептеледі, бұл уақытта бос ернемек әдісінде ернемек қаптамадан тұрмаған себепті қаптамадағы кернеу ескерілмейді.

2-ЕСКЕРТПЕ Түпнұсқа қалыптағы қаптарда қажет болғанда g_1 және h мәндер пішін бойынша түйіндердің шынайы қолданылатын монтажды топтарына келетін қарапайым конус қаптарына арналып қолданылатын мәндерден таңдап алынуы тиіс.

3-ЕСКЕРТПЕ Қапталған кертпегі бар ернемектерге арналған минималды мән h.

4-ЕСКЕРТПЕ M арналған есептік мән есептің таңдап алынған әдісіне байланысты емес.

D.5.2 Бұрандамалы байланыстағы және бұрандамалардың тірек беттеріндегі жүктеме

$$b_o = w/2 \qquad \text{(D.5-1)}$$

Мынадай әрекеттерге арналған дөңгелек жырашықтарды қоспағанда (К қосымшасын қарау):

$$b_0 = w/8 \qquad \text{(D.5-2)}$$

Егер $b_0 \leq 6{,}3$ мм, онда

$$b = b_0 \qquad \text{(D.5-3)}$$

Егер $b_0 > 6{,}3$ мм, онда

$$b = 2{,}52\sqrt{b_0} \qquad \text{(D.5-4)}$$

(Бұл теңдеу егер өлшем миллиметрлерде көрсетілсе қолданылады).

Егер $b_0 \leq 6,3$ мм, онда G төсеменің байланыс бетінің орташа диаметріне тең, егер $b_0 > 6,3$ мм, онда G төсеменің байланыс бетінің сыртқы диаметрі минус $2b$ тең:

$$H = \pi / 4G^2 P \qquad \text{(D.5-5)}$$

$$H=2\pi GmP \qquad \text{(D.5-6)}$$

Монтажды және жұмыс күйіне арналған бұрандамалы байланыс және бұрандамалардың тірек беттеріндегі жүктеме мынадай қалыпта есептеледі:

а) Монтажды күй Бұрандамаға минималды жүктеме мынадай теңдеу арқылы беріледі:

$$W_A = \pi bGy \qquad \text{(D.5-7)}$$

ЕСКЕРТПЕ Бұрандамалардың байланысын қанағаттандыруға жеткілікті минималды жүктеме төсеме мен тығыздалудың тиімді бетіне байланысты.

а) Жұмыс күйі. Бұрандамаға минималды жүктеме мынадай теңдеу арқылы беріледі:

$$W_{op} = H + H_G \qquad \text{(D.5-8)}$$

Бұрандамалы байланыстың қажет аумағы $A_в$ min мынадай теңдеудің көмегімен есептеледі:

$$A_{B,\min} = \max\left(\frac{W_A}{f_{B,A}}; \frac{W_{op}}{f_B}\right) \qquad \text{(D.5-9)}$$

Бұрандамалы байланыс $A_b \geq A_{B,min}$ болатын күйде таңдалуы тиіс.

ЕСКЕРТПЕ Ішкі қысым байланыстардың ажырауына алып келуі мүмкін, сондықтан бұрандамалы байланыстағы жүктеме тығыз байланысты қамтамасыз ету үшін тығыздалуға жеткілікті қысымды қамтамасыз етуі тиіс. Бұл шарттарда бұрандамалы байланыстағы минималды жүктеме есептік қысымға, төсеме материалына және қысым астындағы төсеменің тиімді аумағына байланысты болады. Нақты шарттарда түрлі жұмыс күйлеріне назар салған жөн.

D.5.3 Ернемек кездері

$$H_D = \frac{\pi}{4} B^2 P \qquad \text{(D.5-10)}$$

$$H_T = H - H_D \qquad \text{(D.5-11)}$$

$$h_D = (C - B - g_1)/2 \qquad \text{(D.5-12)}$$

Қапталған кертпегі бар ернемектер мен қатпарлы тесігі бар ернемектерді қоспағандағы:

$$h_D = (C - B)/2 \tag{D.5-13}$$

$$h_G = (C - G)/2 \tag{D.5-14}$$

$$h_T = (2C - B - G)/4 \tag{D.5-15}$$

$$W = 0,5\left(A_{B,\min} + A_B\right) f_{B,A} \tag{D.5-16}$$

a) Ернемек. Монтажды күй. Ернемектің жалпы кезі мынадай теңдеудің шарттарын қамтамасыз етуі тиіс:

$$M_A = W \cdot h_G \tag{D.5-17}$$

b) Жұмыс күйі. Ернемектің жалпы кезі мынадай теңдеудің шарттарын қамтамасыз етуі тиіс:

$$M_{op} = H_D \cdot h_D + H_T \cdot h_T + H_G \cdot h_G \tag{D.5-18}$$

Басқа жобалық шарттары бар ернемек жұптары үшін егер олар құбырдың бір негіздемесінен тұрса, бұрандамалы жүктемелер монтажды күйге арналған ернемек пен төсеменің әр амалына бөлек есептелу тиіс. W_{op} және W_a екі есеп мәнінен ең үлкені ретінде қарастырған жөн. W_{op} ең төмен есептелген мәні бар ернемекке арналған H_G мән мынадай қалыпта көбейтілуі тиіс:

$$H_{G,new} = H_G + W_{op,\max} - W_{op,\min} \tag{D.5-19}$$

D.5.4 Ернемек ернеуі және кернеудің шекті мәндері

D.5.4.1 Ернемек ернеуі

$$C_F = \max\left(\sqrt{\frac{\delta_b}{2d_b + \frac{6e}{m + 0,5}}}; 1\right) \tag{D.5-20}$$

$$K = A/B \tag{D.5-21}$$

$$l_0 = \sqrt{Bg_0} \tag{D.5-22}$$

$$\beta_T = \frac{K^2\left(1 + 8,55246\log 10(\mathrm{K})\right) - 1}{\left(1,0472 + 1,9448K^2\right)(K - 1)} \tag{D.5-23}$$

$$\beta_U = \frac{K^2\left(1+8,55246\log 10(\mathrm{K})\right)-1}{1,36136\left(K^2-1\right)(K-1)} \qquad \text{(D.5-24)}$$

$$\beta_T = \frac{1}{K-1}\left(0,66845+5,7169\frac{K^2\log 10(\mathrm{K})}{K^2-1}\right) \qquad \text{(D.5-25)}$$

Ернемек кернеуі M әдісін қолдану шарттары кезінде мынадай қалыпта есептеледі. Монтажды күйге арналған:

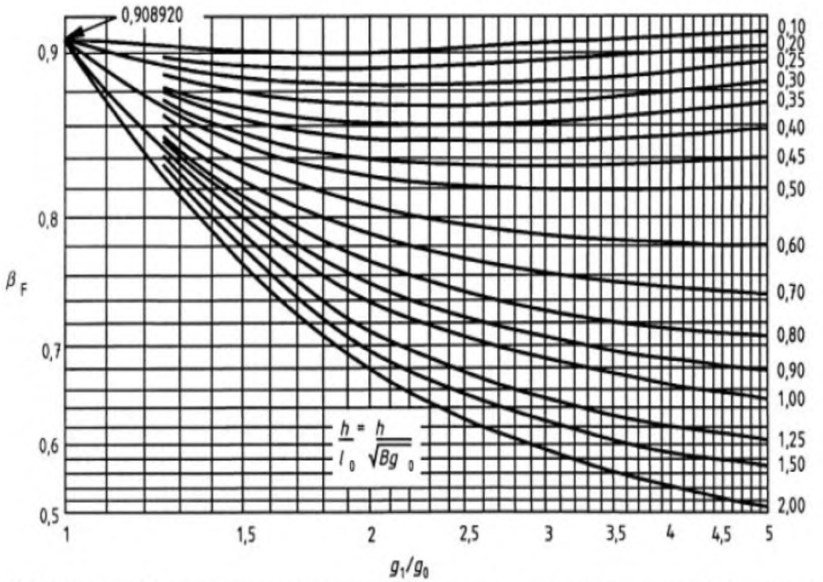
$$M = M_A\frac{C_F}{B} \qquad \text{(D.5-26)}$$

Жұмыс күйіне арналған:

$$M = M_{op}\frac{C_F}{B} \qquad \text{(D.5-27)}$$

а) Интегралды әдіс

β_f, β_v және φ –D.5-4, D.5-5 және D.5-6 суреттерден алынады.



D.5-4-сурет –β_F арналған мән (интегралды әдіске арналған коэффициент)

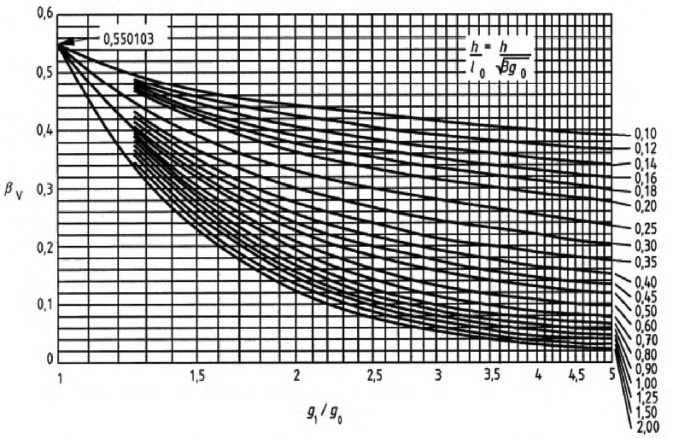
$$\lambda = \left(\frac{e \cdot \beta_F + l_0}{\beta_T \cdot l_0} + \frac{e^3 \cdot \beta_V}{\beta_U \cdot l_0 \cdot g_0^2} \right) \qquad \text{(D.5-28)}$$

Кертпектің көлденең кернеуіне арналған:

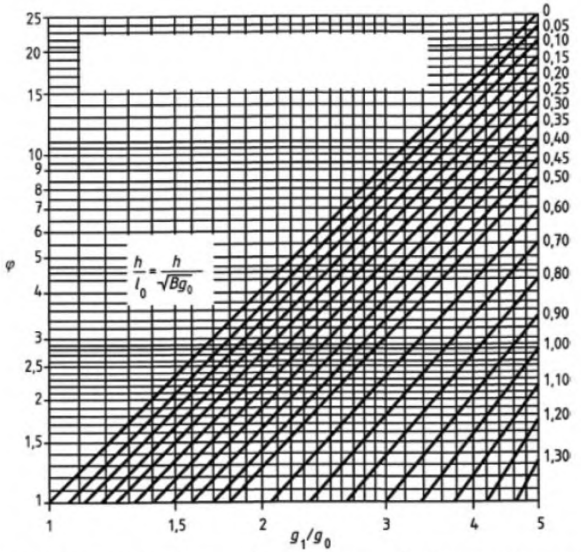
$$\sigma_H = \frac{\varphi M}{\lambda g_1^2} \qquad \text{(D.5-29)}$$

Ернемектің радиальды кернеуіне арналған:

$$\sigma_r = \frac{(1{,}333 e \beta_F + l_0) M}{\lambda e^2 l_0} \qquad \text{(D.5-30)}$$



D.5-5-сурет –β_V арналған мән (интегралды әдіске арналған коэффициент)



φ = 1 (минималды мән) бірдей қалыңдығы бар кертпекке арналған ($g_1 / g_0 = 1$)

D.5-6-сурет – φ арналған мән (кертпектегі кернеуге арналған түзетуші коэффициент)

Ернемектегі тангенциалды кернеу мынадай қалыпта есептеледі:

$$\sigma_\theta = \frac{\beta_Y \cdot M}{e^2} - \sigma_r \frac{K^2+1}{K^2-1} \qquad \text{(D.5-31)}$$

b) Ернемек бөліктеріне арналған әдіс
Ернемектегі тангенциалды кернеу мынадай қалыпта есептеледі:

$$\sigma_\theta = \frac{\beta_Y \cdot M}{e^2} \qquad \text{(D.5-32)}$$

Ернемектегі радиальды кернеу және кертпектегі көлденең кернеуге арналған:

$$\sigma_r = \sigma_H = 0 \qquad \text{(D.5-33)}$$

c) Кертпегі бар ернемек бөлігіне арналған әдіс

β_{FL} және β_{VL} D.5-7 және D.5-8 суреттер бойынша анықтаған жөн.

$$\lambda = \left[\frac{e\beta_{FL} + l_0}{\beta_T l_0} + \frac{e^3 \beta_{VL}}{\beta_U l_0 g_0^2} \right] \qquad \text{(D.5-34)}$$

Кертпектегі көлденең кернеуге арналған:

$$\sigma_H = \frac{M}{\lambda g_1^2} \qquad \text{(D.5-35)}$$

Ернемектегі радиальды кернеуге арналған:

$$\sigma_r = \frac{(1,333e \cdot \beta_{FL} + l_0)M}{\lambda \cdot e^2 \cdot l_0} \qquad \text{(D.5-36)}$$

Ернемектегі тангенциалды кернеу мынадай қалыпта есептеледі:

$$\sigma_\theta = \frac{\beta_Y \cdot M}{e^2} - \sigma_r \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} \qquad \text{(D.5-37)}$$

D.5.4.2 Кернеудің рұқсат етілген мәндері

Монтажды күй және жұмыс күйі сияқты жобалық кернеулерді анықтау үшін жобалаудың қалыпты шарттары ретінде қарастырылады.

Жобалық кернеу *f*, 6-бөлімге сәйкес есептеген жөн, бұл ретте аустенит болатқа арналған $R_m/3$ негіздемесі қолданылмайтынын ескерген жөн (6-1-кестені қарау).

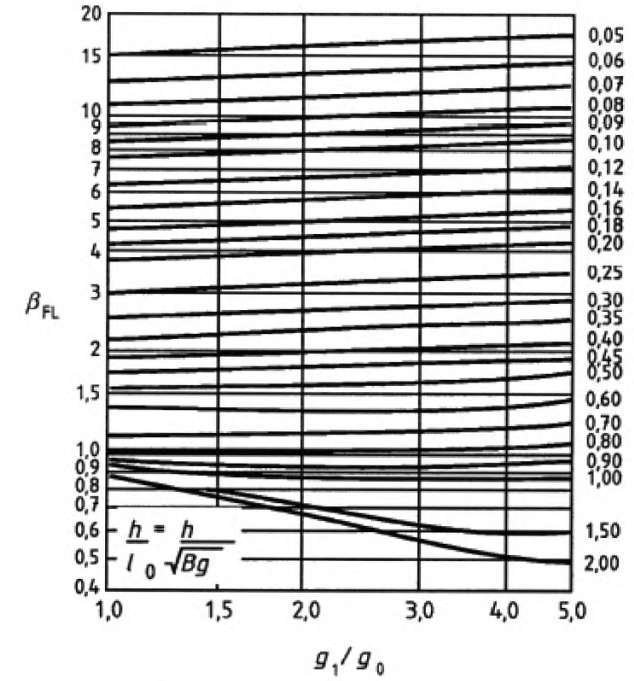
f_H – дәнекерленген мойны бар немесе ернемектің жобалық кернеуіне сәйкес бағыттайтын кертпегі бар құрылыстағы қаптаманың есептік кернеуі.

Егер $B \leq 1\,000$ мм, онда $k = 1,0$.

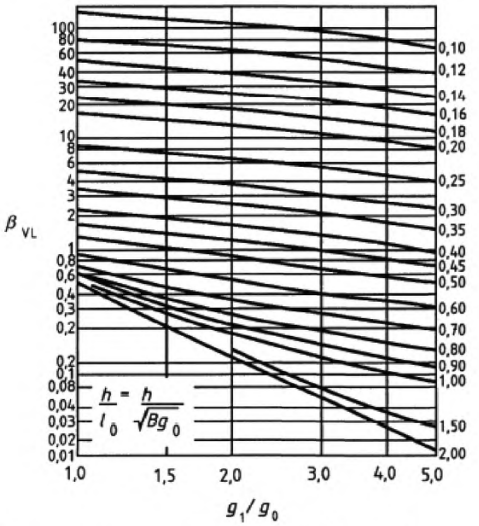
Егер $B \geq 2\,000$ мм, онда $k = 1,333$.

B мәндерге арналған 1 000 және 2 000 арасында әрекет етеді.

$$k = \frac{2}{3}\left(1 + \frac{B}{2000}\right) \qquad \text{(D.5-38)}$$



D.5-7 суреті – β_{FL} арналған мән (буылтығы бар еркін ернемекке арналған коэффициент)



D.5-8 суреті – β_{VL} арналған мән (буылтығы бар еркін ернемекке арналған коэффициент)

D.5.4.1 сәйкес есептелген ернемек кернеуі мынадай шарттарды қамтамасыз етуге тиіс:

$$k\sigma_H \le 1,5 мин\left(f; f_H\right) \quad \text{(D.5-39)}$$

$$k\sigma_r \le f \quad \text{(D.5-40)}$$

$$k\sigma_\theta \le f \quad \text{(D.5-41)}$$

$$0,5k\left(\sigma_H + \sigma_r\right) \le f \quad \text{(D.5-42)}$$

$$0,5k\left(\sigma_H + \sigma_\theta\right) \le f \quad \text{(D.5-43)}$$

D.5.5 Сыртқы қысым астындағы тар ернемектер

Егер ернемек қысымға да және сыртқы қысымға да түссе, онда ол осындай жағдайларды есепке ала отырып жобалануға тиіс, бұл ретте, егер есептелген сыртқы қысым P_e ішкі есептелген қысымға қарағанда төмен болса, сыртқы қысымды ескермеуге болады.

Сыртқы қысым үшін ернемектерді жобалау D.5.4 сәйкес келуге тиіс, бұл ретте мынадай өзгерістер жарамды:

а) P_e Р-ді ауыстырады;

$$M_{op} = H_D\left(h_D - h_G\right) + H_T\left(h_T - h_G\right) \quad \text{(D.5-44)}$$

және

b) $$W_{op} = 0 \quad \text{(D.5-45)}$$

ЕСКЕРТПЕ Сыртқы қысымда байланыс бұрандамалары толық бәсеңдеуі мүмкін, $W_{op} = 0$ алып келеді. Бұл кертартпа долбар, бұл ретте әр бұрандамалы жүктеме ернемекке әсер ететін нақтылы кезді төмендетеді.

Егер ернемек сыртқы қысымның әрекетіне тап болса, онда әр ернемек жұбына арналған W_{op} *және* M_{op} есептік мәндер төменде көрсетілген есептелген мәндерден M_{op} және W_{op} h_G үлкен болуы тиіс.

D.5.6 Соқпалы байланыс

D.5.6.1 Жалпы ережелер

Соқпалы байланыстағы бос ернемектің кертпегі болады. Осыған қатысты алдын ала орындалған дәнекерленген байланыстың кез келген рұқсат етілген әдіспен орындалған бұрандаманы қаптамамен байланыстырған ернемек байланысы болуы мүмкін.

Бұрандамалы байланыс пен бұрандамалар бетіндегі жүктеме D.5.6.2 көрсетілген әдістердің қайсысы алдын ала орындалған дәнекерленген байланыста қолданылатынына байланысты D.5.2 және D.6.2 талаптарына жауап беруі тиіс.

Алдын ала орындалған дәнекерленген байланыс пен бос ернемек арасындағы жүктеме реакциясының аумақ G_1 диаметрі оның мәні $(A_2 - \delta)$ және $(B_2 + \delta)$ арасындағы шекте болатын қалыпта таңдалуы тиіс.

ЕСКЕРТПЕ Басқа әрекеттерге арналған қажетті негіздер болмаған жағдайда теңдеуге сәйкес есептелген мән қолданылуы тиіс (D.5-46).

$$G_1 = \left(A_2 + B_2\right)/2 \quad \text{(D.5-46)}$$

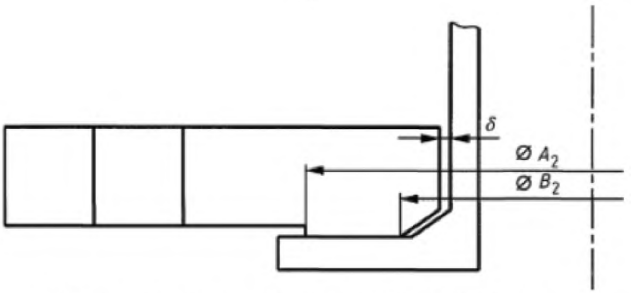
Екі ернемек арасындағы байланыс беті мынадай қалыпта есептелуі тиіс:

$$A_C = \frac{\pi}{2}\min\left[\left(A_2 - \sigma\right)^2 - G_1^2; G_1^2 - \left(B_2 + \sigma\right)^2\right] \quad \text{(D.5-47)}$$

A_2 және B_2 диаметрлері D.5-9-суретте келтірілген қатпарлы тесігі бар ернемек сияқты бір ғана бөлшекпен анықталған жағдайда (D.5-47) теңдеудегі δ нөлге тең болуы тиіс.

Монтажды және жұмыс күйіне арналған байланыс бетіндегі тірек кернеуі σ_b мынадай теңдеуге сәйкес есептелуі тиіс:

$$\sigma_b = \frac{W_{op} or W}{A_C} \qquad \text{(D.5-48)}$$



D.5-9-сурет – Қатпарлы тесігі бар бос ернемек

Тірек кернеуі екі ернемектің ең төменгі жобалық кернеуінен 1,5-есе аспауы тиіс.

D.5.6.2 Алдын ала орындалған дәнекерленген байланыс

Алдын ала орындалған дәнекерленген байланыс D.4.4 келтірілген қалыптардың бірі болуы тиіс және жіңішке (D.5 қарау) және жалпақ (D.6 қарау) ернемектерге арналған әдіс бойынша есептелуі тиіс.

ЕСКЕРТПЕ Егер G_1 төсеменің сыртқы диаметрінен үлкен болса, онда жалпақ ернемектерге арналған әдіс қолданылмайды. Тіпті егер G_1 төсеменің сыртқы диаметрінен кіші болса, онда әр нақты жағдайда есептелетін ең төменгі өнімділікке қарамастан жіңішке ернемектерге арналған әдіс қолданылады.

Алдын ала орындалған дәнекерленген байланыс бұрандамалы байланыстағы жүктеме тірек иығындағы h_D, h_G, h_T, C мәнге әсер ететін есепті ауыстыратын диаметрге әсер ететін бұрандамалы байланыстағы жүктемеге рұқсат етілген жағдайда бұрандамалар арқылы жүктелген ернемектерге арналған D.5.4 немесе D.6 көрсетілген талаптарға сәйкес келуі тиіс. D.6 талап етілетін бұрандама астындағы тесіктің диаметрі d_h нөлге тең деп қабылданады.

D.5.6.3 Блокты ернемек

D.5-10 және D.5-11 суреттерді қарау.

$$h_L = (C - G_1)/2 \qquad \text{(D.5-49)}$$

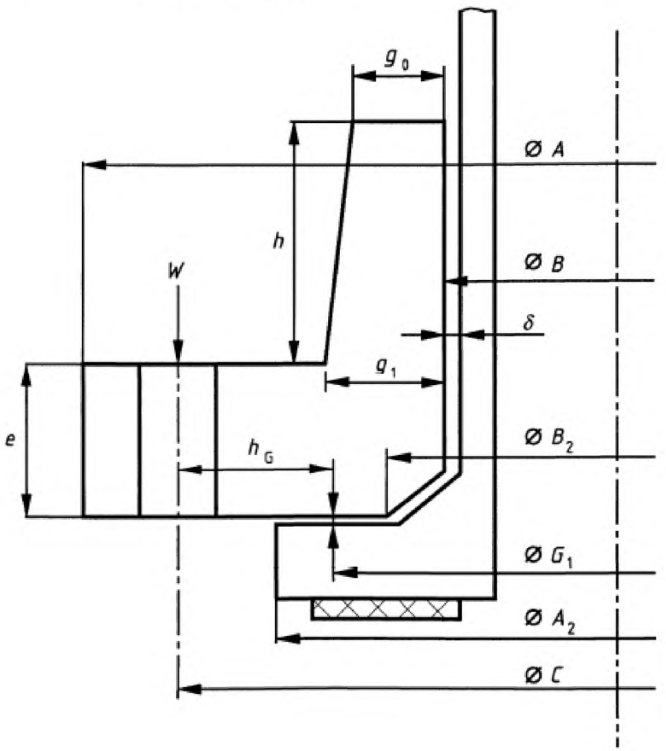
Бос ернемекке әсер ететін жалпы жүктемелі құрауыш бөліктерді ескере отырып, тетіктің иығын h_L ретінде қабылдаған жөн:

$$M_{op} = W_{op} h_L \qquad \text{(D.5-50)}$$

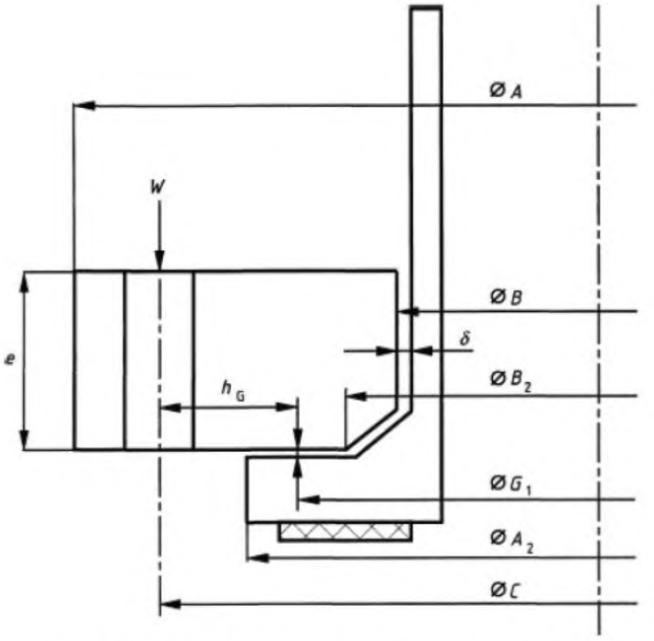
ЕСКЕРТПЕ Сыртқы қысымға арналған: $W_{op} = 0$, D.6.4 қарау.

$$M_A = W h_L \qquad \text{(D.5-51)}$$

Іс жүзінде блок ернемегіне арналған кернеу және кернеудің шекті мәндері D.5.4 талаптарына жауап беруі тиіс.



D.5-10-сурет – Соқпалы байланыс, кертпегі бар бос ернемек



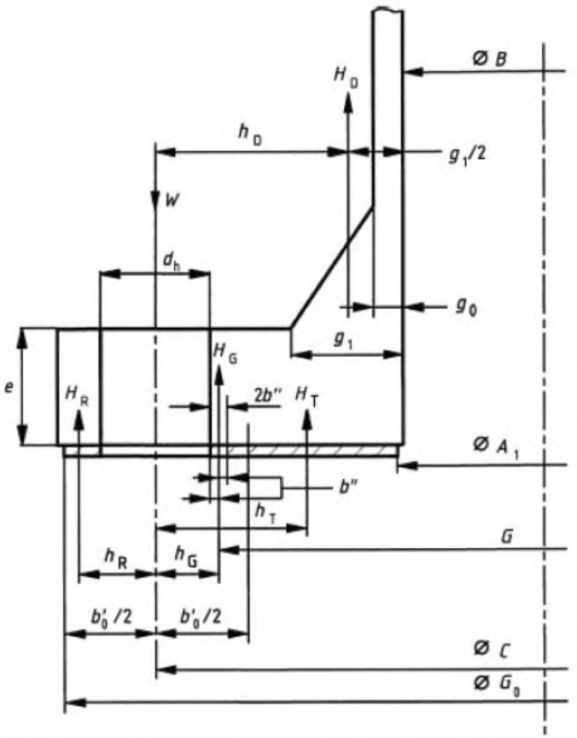
D.5-11-сурет – Соқпалы байланыс; кертпегі жоқ бос ернемек

D.5.7 Кесетін дөңгелегі бар ернемек

Соқпалы байланыстағы блокты ернемекті оны жалғастық немесе қазан мойнынан оңай шешіп алу үшін диаметр бойынша бөлуге рұқсат етілген. Жобалау мынадай шарттармен бірге D.5.6.3 сәйкес келуі тиіс.

Егер ернемек бір ғана кесетін дөңгелектен тұрса, онда ол толық дөңгелек ретінде (кесіксіз) жобалануы тиіс, бұл ретте D.5.6.3 сәйкес M_{op} және / немесе M_A кезден бастап қажеттіден 200 % қабылдаған жөн. Егер дөңгелек екі кесетін дөңгелектен болса, онда дөңгелектің әрқайсысы толық дөңгелек ретінде жобалануы тиіс, бұл ретте D.5.6.3 сәйкес M_{op} және / немесе M_A кезден бастап қажеттіден 75 % қабылдаған жөн. Дөңгелектің жұбы бір дөңгелектегі кесік екінші дөңгелектегі кесікке қатысты тік бұрышта орналасқан күйде құрастырылуы тиіс. жарықтар бұрандамаларға арналған тесік арасындағы ортада орналасуы тиіс.

D.6 Бекітілмеген дөңгелек тәріздес төсемелері бар жалпақ ернемектер



D.6-1-сурет – Жалпақ ернемек (бекітілмеген төсеме)

D.6.1 Шартты белгіленулер мен қысқартылған сөздер

Бөлімде мынадай қосымшалары бар D.3 келтірілген шартты белгіленулер қолданылады:

ЕСКЕРТПЕ Түрлі өлшемдерді көрнекі көрсетілім үшін D.6-1 суретті қарау.

A_1 – төсеменің байланыс бетінің ішкі диаметрі

b' – түйіннің шынайы ені

$2b''$ – төсеменің жаныштау бетінің шынайы ені 5 мм тең деп қабылданады

b'_0 - бірінші бұрау кезіндегі түйін негізінің шынайы қалыңдығының ені

d_n – бұрандамаларға арналған бұрандамалы тесіктердің диаметрі

G – төсеменің жүктемеге реакция саласының диаметрі

G_0 – екі диаметрдің қайсысы кіші екеніне тәуелді төсеменің сыртқы диаметрі немесе ернемектің сыртқы диаметрі

H – орта қысымының сомалық күші

H_G – қысым жүктемесінің тығыздығын қамтамасыз етуге арналған төсемеге әсер ететін орта қысымының күші

H_R – аумақ ішінде әрекет ететін күштің кездерін теңестіруге арналған бұрандаманың айналасында сипатталған аумақтың шетінен тыс реакция күші

h_R - H_R әсер ететін бұрандамалардың айналасында сипатталған аумақтың радиальды арақашықтығы

h_s - H_m әсер ететін бұрандамалардың айналасында сипатталған аумақтың радиальды арақашықтығы

h_T - H_G әсер ететін бұрандамалардың айналасында сипатталған аумақтың радиальды арақашықтығы

M_R – бұрандама астындағы тесікті байланыстыратын сызық бойымен ернемекте радиальды теңестіретін кез

n – бұрандамалар мөлшері

σ – екі бұрандама арасындағы арақашықтық

D.6.2 Бұрандамалы жүктемелер мен бұрандамалы

$2b''$ үшін 5 мм белгі белгіленген.

$$b'_0 = \text{мин}\,(G_0 - C;\ C - A_1) \qquad \text{(D.6-1)}$$

$$b' = 4\sqrt{b'_0} \qquad \text{(D.6-2)}$$

(Бұл теңдеулер өлшемдер миллиметр болған кезде ғана іске асады)

$$G = C - \left(d_h + 2b''\right) \qquad \text{(D.6-3)}$$

$$H = \pi / 4\left(C - d_h\right)^2 P \qquad \text{(D.6-4)}$$

$$H_D = \pi / 4B^2 P \qquad \text{(D.6-5)}$$

$$H_T = H - H_D \qquad \text{(D.6-6)}$$

$$H_G = 2b''\pi GmP \qquad \text{(D.6-7)}$$

$$h_D = \left(C - B - g_1\right) / 2$$

$$h_T = \left(C + d_h + 2b'' - B\right) / 4 \qquad \text{(D.6-8)}$$

$$h_G = \left(d_h + 2b''\right) / 2 \qquad \text{(D.6-9)}$$

$$h_R = (G_0 - C + d_h)/4 \quad \text{(D.6-10)}$$

$$M_R = H_D h_D + H_T h_T + H_G h_G \quad \text{(D.6-11)}$$

$$H_R = \frac{M_R}{h_R} \quad \text{(D.6-12)}$$

Бұрандамалармен байланысқан бет D.5.2 сәйкес есептелуі тиіс, бұл ретте назар салған жөн:

$$W_A = \pi C b' y \quad \text{(D.6-13)}$$

$$W_{op} = H + H_G + H_R \quad \text{(D.6-14)}$$

D.6.3 Ернемекті жобалау

Ернемек қалыңдығы мынадай формула бойынша есептелген үш мәннің e, ең үлкенінен кем болмауы тиіс:

$$e = \sqrt{\frac{6M_R}{f(\pi C - n d_h)}} \quad \text{(D.6-15)}$$

$$e = \frac{(m + 0{,}5)}{(E/200000)^{0{,}25}} \frac{(\delta_b - 2d_b)}{6} \quad \text{(D.6-16)}$$

Бұл ретте E тапсырылады Н/мм^2

$$e = \frac{(A_1 + 2g_1)P}{2f} \quad \text{(D.6-17)}$$

Егер D.6.4 талаптарына сәйкес есептелген түрлі ішкі диаметрдегі ернемектер бір бірімен бір байланыс түзесе, онда қосымша мынадай талаптар орындалуы тиіс:

a) екі ернемекке қолдануға міндетті арналған мәннің көлемі M_R екі есептелген ішкі диаметрлердің кішісіне тең болуы тиіс.

b) кем тесігі бар ернемек қалыңдығы кем болмайды

$$e = \sqrt{\frac{3(M_1 - M_2)(A + B)}{\pi f \times B(A - B)}} \quad \text{(D.6-18)}$$

M_1 және M_2 – екі ернемекке де есептелген мән M_R.

D.6.4 Сыртқы қысымдағы жалпақ ернемектер

Егер ернемек ішкі және сыртқы қысымның әсеріне түссе, онда жобалау кезінде оған екі қысымның да әсері ескерілуі тиіс, бұл ретте сыртқы қысым есептелген сыртқы қысым ішкі қысымнан төмен болған жағдайда ескерілмесе де болады.

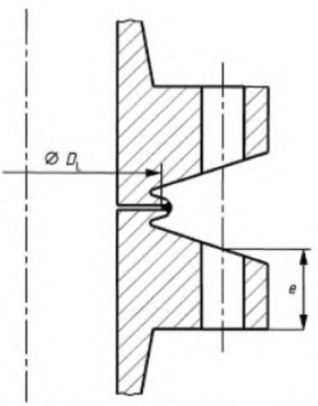
Сыртқы қысымға арналған ернемектерді жобалау D.6 талаптарына сәйкес келуі тиіс, бұл ретте мынадай ерекшеліктер жұмыс істейді:

a) P_e ауыстырады P;
b) Теңдеу (D.6-16) қолданылмайды;
c) $W_{op} = 0$.

D.7 Тығыз дәнекерленген ернемектер

Тығыз дәнекерленген ернемектер (D.7-1-суретте көрсетілгенге сәйкес) D.5-бөлімге сәйкес жобалануы тиіс, бұл ретте мынадай өзгерістер жұмыс істейді:

a) Тек жұмыс күйі қарастырылады;
b) $G = D_L$, диаметру представленного на рисунке D.7-1-суретте көрсетілген С-тәріздес қалыптағы тығыз дәнекерленген тығыздалудың диаметрі.
c) $H_G = 0$;
d) Ернемектің қалыңдығы e ернемектің орташа қалыңдығы сияқты есептелуі тиіс.



D.7-1-сурет – Тығыз дәнекерленген ернемек

D.8 Жіңішке контр ернемектер

D.8.1 Ішкі қысым

Тығыздалудың жіңішке беті бар контр ернемектер (D.8-1 және D.8-2-суреттерді қарау) ішкі қысымда мыналарды ескере отырып, D.5 сәйкес жобалануы тиіс.

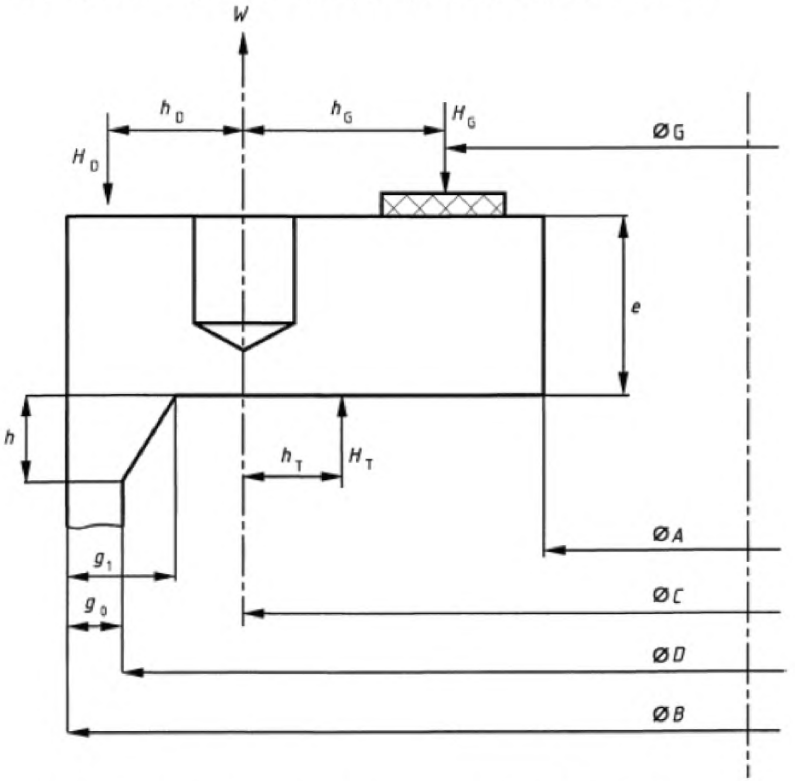
g_0 және B/g_0 қолдануға міндетті шекті мәндер бос ернемектерге арналған есептеулерде жұмыс істемейді.

Төменде көрсетілген қысқартудың шартты белгілері D.3 келтірілгендерге қосымша немесе оған қосалқы материал ретінде қолданылады.

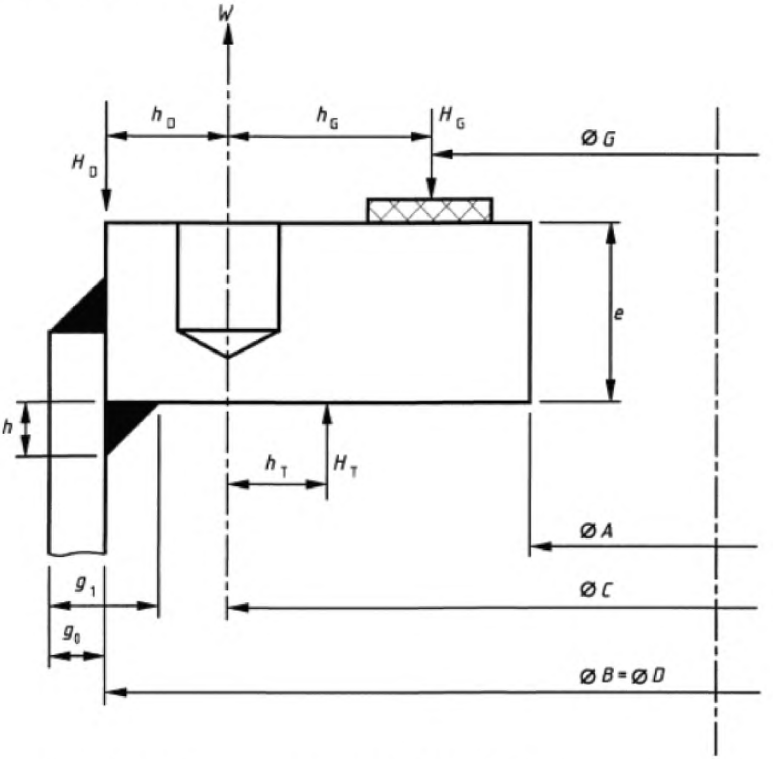
A – ернемектің ішкі диаметрі;

B – ернемектің сыртқы диаметрі;

H_T – ернемектің алдыңғы қабырғаларына таза салмақты жүктеме.



D.8-1-сурет – Тығыздалудың жіңішке беті бар контр ернемек



D.8-2-сурет – Тығыздалудың жіңішке беті бар контр ернемек

Төменде көрсетілген теңдеулер мынадай ауыспалы көлемдерге арналған D.5 келтірілген теңдеулерді алмастырады:

$$H_D = \pi / 4PD^2 \qquad \text{(D.8-1)}$$

$$H_T = H_D - H \qquad \text{(D.8-2)}$$

$$h_D = (B - C - g_1)/2 \qquad \text{(D.8-3)}$$

Бұрыштық жіптері бар жылжымалы ернемектерді ($B = D$) қоспағанда:

$$h_D = (B - C)/2 \qquad \text{(D.8-4)}$$

$$h_T = (2C - G - D)/4 \quad \text{(D.8-5)}$$

$$M_{op} = H_T h_T + H_D h_D \quad \text{(D.8-6)}$$

$$M = (M_A \text{ или } M_{op}) C_F / A \quad \text{(D.8-7)}$$

$$K = B / A \quad \text{(D.8-8)}$$

Нақты шарттарда теріс мән h_T есепке алынуы тиіс.

ЕСКЕРТПЕ Жұмыс күйіне арналған тығыздалу реакциясынан туындайтын кезді нөлге тең деп алған жөн. Бұл кертартпа болжам, себебі тығыздалудың әр жүктемесі ернемекке әсер ететін кезді төмендетеді.

D.8.2 Сыртқы қысым

Сыртқы қысымдағы жіңішке төсемесі бар контр ернемектер D.8.1 және D.5.5 келтірілген өзгерістерді сақтай отырып, жобалануы тиіс, бұл ретте теңдеу (D.5-5) мынамен ауысуы тиіс:

$$M_{op} = H_D (h_D + h_G) + H_T (h_G - h_T) \quad \text{(D.8-9)}$$

D.9 Тесіп өтетін төсемесі бар контр ернемектер

D.9.1 Жалпы ережелер

Жобалау әдісі D.9.2 немесе D.9.3 сәйкес келуі тиіс; екі әдіс тең мөлшерде жұмыс істейді. Жобалаудың екі әдісіне арналған төсемелер жүктемесі мен бұрандамалы байланыстың жүктемесі монтажды күйдегі D.6 сәйкес келуі тиіс.

ЕСКЕРТПЕ Тесіп өтетін төсемесі бар контр ернемектер үшін жобалаудың екі балама әдісі қолданылады. Бірінші әдіс жұмыс күйіне арналған D.5 сәйкес және бұрылуға қарсылық ернемектің өзінен жүреді, ал бұл уақытта екінші әдіс D.6 сәйкес және бұрандамалы байланыстың үлкен көлемін қажет етеді.

D.9.2 D.5 мәліметтеріне сәйкес әдіспен жобалау

ЕСКЕРТПЕ Жүктемелер мен өлшемдерді көрнекі көрсетілім үшін D.9.1-суретті қарау.

Жұмыс күйіне арналған жобалау D.5-бөлімге сәйкес атқарылуы тиіс, бұл ретте мынадай өзгерістер жұмыс істейді.

Төменде көрсетілген қысқартудың шартты белгілері D.3 келтірілгендерге қосымша немесе оған қосалқы материал ретінде қолданылады.

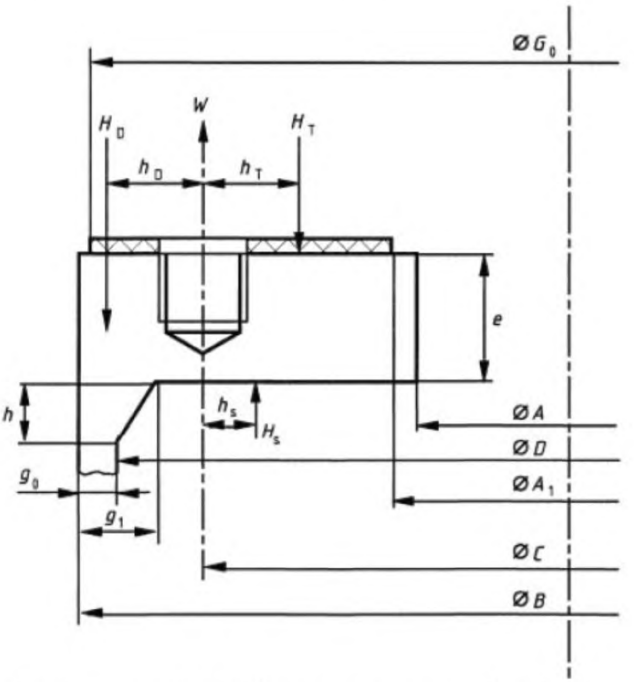
A – ернемектің ішкі диаметрі;

A_1 – тығыздалатын төсеменің байланыс бетінің ішкі диаметрі;

B – ернемектің сыртқы диаметрі;

H_s – күш ернемегінің алдыңғы қабырғасына сәйкес әрекет ету негізінде гидростатикалық ақырғы күш;

h_s - H_s әсер ететін бұрандаманың айналасында дөңгелекке дөңгелек болып сипатталатын радиальды арақашықтық.



D.9-1-сурет – D.9.2 сәйкес контр ернемекті жобалау

Мынадай қосымша теңдеулер жұмыс істейді:

$$w = (C - A_1)/2 \qquad \text{(D.9-1)}$$

$$H_S = H_D - \pi/4PA_1^2 \qquad \text{(D.9-2)}$$

$$h_S = (2C - D - A_1)/4 \qquad \text{(D.9-3)}$$

Төменде көрсетілген теңдеу берілген ауыспалы көлемдерге арналған D.5 келтірілген теңдеулерді алмастырады:

$$H = \pi / 4P\left(C - d_h\right)^2 P \qquad \text{(D.9-4)}$$

$$H_D = \pi / 4P\%D^2 \qquad \text{(D.9-5)}$$

$$H_G = 2\pi bCmP \qquad \text{(D.9-6)}$$

$$H_T = \left(H - H_D + H_S\right)/2 \qquad \text{(D.9-7)}$$

$$h_D = \left(B - g_1 - C\right)/2 \qquad \text{(D.9-8)}$$

Жылжымалы ернемектерді (B ≠ D) қоспағанда:

$$h_D = \left(B - C\right)/2 \qquad \text{(D.9-9)}$$

$$h_T = \left(2C + d_h - 2A_1\right)/6 \qquad \text{(D.9-10)}$$

$$M_{op} = H_D h_D - H_T h_T + \mathrm{H}_S h_S \qquad \text{(D.9-11)}$$

$$M = M_{op} C_F / A \qquad \text{(D.9-12)}$$

$$K = B / A \qquad \text{(D.9-13)}$$

Нақты шарттарда теріс мән h_s есепте қолданылуы тиіс.

ЕСКЕРТПЕ Тығыздалу реакциясымен туындаған кезді жұмыс күйі үшін нөлге тең деп алған жөн, бұл ретте жорамал ең жоғарғы кернеулерге алып келеді.

D.9.3 D.6-бөлімде келтірілген әдіске сәйкес жобалау

ЕСКЕРТПЕ Жүктемелер мен өлшемдерді көрнекі көрсетілім үшін D.9.1-суретті қарау.

D.9.3-бөлімде келтірілген ережелер қарсы элемент құбырдың түбі немесе жазық шибер болып табылатын контр ернемектерге ғана қолданыла алады.

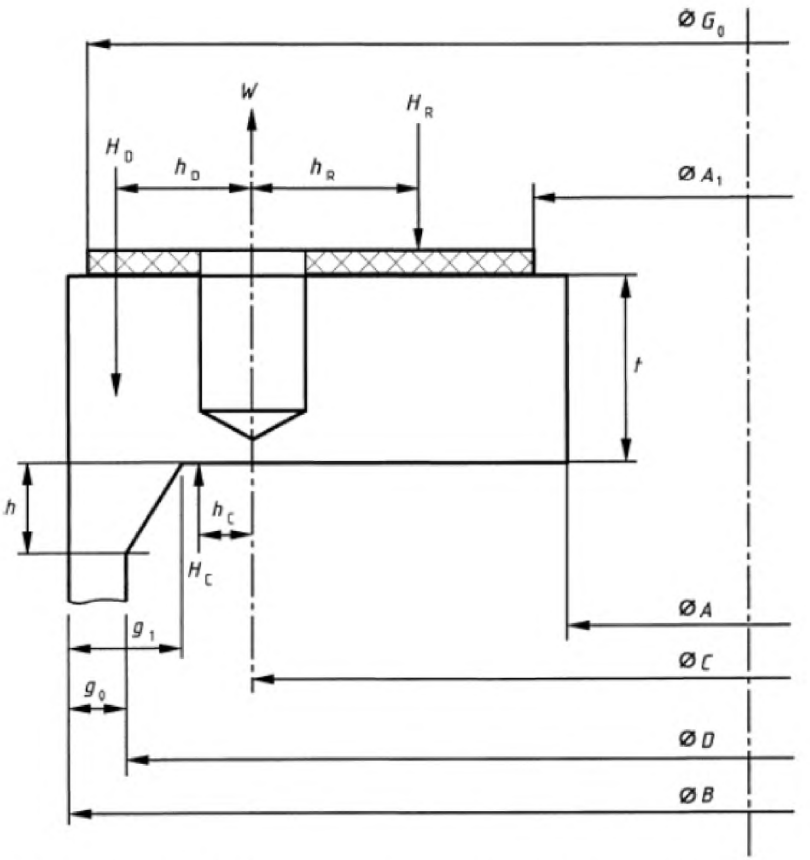
Жұмыс күйіне арналған жобалау D.6-бөлімге сәйкес атқарылуы тиіс, бұл ретте мынадай өзгерістер жұмыс істейді.

Төменде көрсетілген қысқартудың шартты белгілері D.3 келтірілгендерге қосымша немесе оған қосалқы материал ретінде қолданылады.

A – ернемектің ішкі диаметрі;

A_1 – тығыздалатын төсеменің байланыс бетінің ішкі диаметрі;

B – ернемектің сыртқы диаметрі;



D.9-2-сурет – D.9.3 сәйкес алмаспайтын төсемесі бар контр ернемекті жобалау

H_c – бұрандамалардың айналасындағы сипатталған аумақтың шегінен тыс алдыңғы қабырғаларға әсер ететін қысым күші;

h_c - H_c әсер ететін аумақ пен бұрандамалардың айналасындағы сипатталған аумақтың радиальды арақашықтығы .

Мынадай қосымша теңдеулер атқарылады:

$$H_C = H_D - \pi / 4PC^2 \quad \text{(D.9-14)}$$

$$h_C = (D - C)/4 \quad \text{(D.9-15)}$$

Келесі теңдеулер D.6 көрсетілген берілген ауыспалы көлемдерге арналған теңдеулерді алмастырады:

$$H_D = \pi / 4PD^2 \quad \text{(D.9-16)}$$

$$h_D = (B - C - g_1)/2 \quad \text{(D.9-17)}$$

$$M_R = H_D h_D - H_C h_C \quad \text{(D.9-18)}$$

$$W_{op} = H_D - H_C + H_R \quad \text{(D.9-19)}$$

D.10 Күштік тармақтағы төсемесі бар ернемектер

D.10.1 Жалпы ережелер

ЕСКЕРТПЕ Жүктемелер мен өлшемдерді көрнекі көрсетілімге арналған D.10-1-суретті қарау.

D.10.2 көрсетілген талаптар металлмен – металл бұрандамалардың айналасындағы сипатталған аумақтың іші мен сыртында бұрандамаларды созудың алдында мәнсіз алдын ала созылу бар және егер төсеме дөңгелек қалыпта немесе сол тәріздес үлгіде болған жағдайдағы түйісу барысында қолданылады.

Дайындау әдістері мен рұқсат ету бұрандаманың айналасына сипатталған аумақтың шегінен тыс байланысуды болдырмау үшін ернемектің бүгілісін болдырмауы тиіс.

ЕСКЕРТПЕ 1 Бірінші байланыста тесік болған жағдайға келтірілген ережелер кертартпа.

ЕСКЕРТПЕ 2 өздігінен тығыздалатын тығыздалу қосылған құбыр немесе қазанның қабырғасымен айқын бетпе бет түйықталады және монтажды топтамада бар жүктеме тығыздалудан туындайтын барлық аксиальды күштер сияқты ескерілмесе де болады.

D.10.2 шартты белгіленулер мен қысқартылған сөздер

Көрсетілген қысқартудың шартты белгілері D.3-бөлімде көрсетілгендерге қосымша қолданылады.

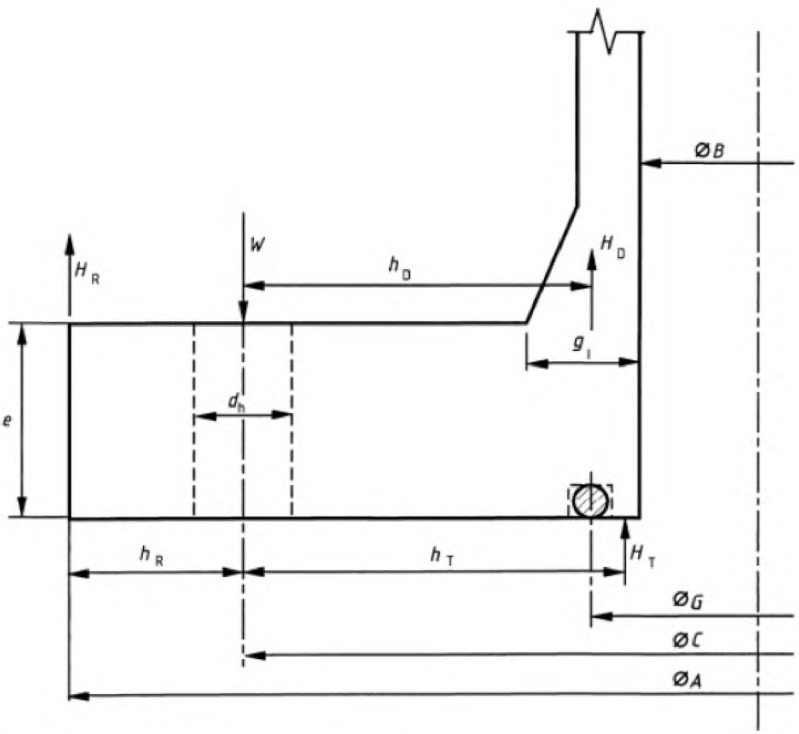
G – төсеменің орташа диаметрі;

H_R – күштің осы аумағының шегінде жұмыс істейтін негізде кездерді теңестіруге арналған бұрандамалардың айналасындағы сипатталған аумағының шегінен тыс реакция күші;

h_r - H_R әсер ететін бұрандамалардың айналасындағы сипатталған аумағының радиальды арақашықтығы.

M_R – ернемекте бұрандамалы тесіктердің байланыс сызығы бойымен радиальды теңестіретін кезі.

n – бұрандамалардың саны.



D.10-1-сурет – Күштік бүйірлік тармақтардағы дөңгелек қалыптағы (дөңгелек) төсемесі бар ернемек

D.10.3 Жобалау

Төменде көрсетілген талаптар ернемек сәйкес ернемектері бар немесе жазық қақпағы бар бұрандамалармен байланысуы тиіс жағдайда қолданылады.

Бұрандамалы жүктеме D.5.2 сәйкес есептелуі тиіс, бұл ретте мыналар жасалынады:

$$h_R = (A - C)/2 \tag{D.10-1}$$

$$M_R = H_D \cdot h_D + H_T \cdot h_T \tag{D.10-2}$$

$$H_R = M_R / h_R \tag{D.10-3}$$

$$W_A = 0 \tag{D.10-4}$$

$$W_{op} = H + H_R \tag{D.10-5}$$

Ернемектің қалыңдығы кем болмауы тиіс:

$$e = \sqrt{\frac{6M_R}{f(\pi C - nd_h)}} \tag{D.10-6}$$

Егер екі ернемек осы бөлімде көрсетілген талаптарға сәйкес түрлі ішкі диаметрлер бұрандамалармен байланысып жобаланған болса, онда қосымша шарттар орындалуы тиіс:

a) M_R көлемге арналған міндетті мән екі ішкі диаметрің кішісіне арналып есептелуі тиіс.

b) Шағын тілігі бар ернемектің қалыңдығы кем болмауы тиіс

$$t = \sqrt{\frac{3(M_1 - M_2)(A + B)}{\pi f B(A - B)}} \tag{D.10-7}$$

Бұл ретте M_1 және M_2, M_R мәнді екі ернемек үшін есептелген болып табылады.

Е қосымшасы
(міндетті)

Құбырдың қосымша құрылғыларына арналған тармақтануын жобалау

Е.1 Қолданылу саласы

Е.1.1Жалпы ережелер

Осы қосымшада берілген талаптар, келесі көрсетілгендердің тармақталуына жобалауға қолданылады:

- жапсарсыз $D = 3d - 5d$ –құбырды бұруға арналған;
- жапсарсыз бүгілу немесе балқытылған құбырлар (спиральді балқытылған құбырлардан басқа).

Талаптар келесілерге таратылмайды:

- тармақталуды қалыптастыру;
- жапсарсыз D = $2d$–құбырды бұруға арналған.

ЕСКЕРТПЕ Тармақтау мен тірек үшін басқа да, есептеу әдісін қанағаттандыратын осындай сілтемелер немесе тиісті есеп айырысулар қаншалықты растайтын осы қосымшада келтірілген озық қосындылар қолданылуы мүмкін.

Әр тармақталу турбуленттіктің пайда болу қауіптілігін арттыратынын ескерген жөн. Бұл рұқсат етілген мәннен артық тотығыштылық пен эрозияның мәнінің артуына алып келуі мүмкін.

Осы қосымшаның қолданылау саласына қатысты қосындылар Е.1-1 кестесінде келтірілген шектік мәндерді ұстануы тиіс, әрине егер олардың сәйкестіктерінің басқа дәлелдемелер ұсынылмаса.

Е.1.1-1 кестесі – Қосындыларға арналған шектік мәні

Қысым	≤ 40 бар
Температура	Оқшауланбаған ≤ 200^0C Оқшауланған ≤ 350^0C
Диаметрлердің өзара қатынасы	Е.1.1-2 және Е.1.1-3 кестелерін қарау
Күшейткіш сақина	Пісірілген күшейткіш сақинасыз (бұл шараларды тармақталудың тиісті бөлігінің шығыңқы шартты қалыңдығы қолдану үшін қажет)
Цикліділік жүктеме баламасының максималды жалпы саны (10.3.1 қарау)	1 000

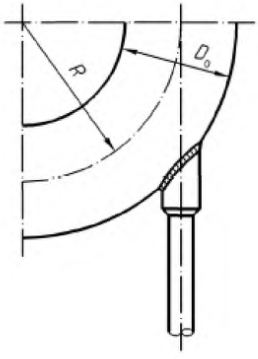
Е.1.1-2 кестесі – Шартты диаметрлің өзара қатынасы – бүгілу радиустар R= 1,5d

Тармақталудың максималды сыртқы диаметрі										
Құбырдың бүгілуі: дөңгелетілген радиус R = 1,5 d (Е.1.1-1 және Е.1.1-2 суреттер)										
Құбырдың бұрылуы/бүгілу iD_o, мм		≤ 88,9	168,3	273	323,8	355,6	406,4	457,9	508	609,6
Тармақталу $d_e$max	P ≤ 0,5 МПа	Жол беріл мейді	26,7	33,4	60,3[a]	88,9	114,3	168,3	219,1	273
	0,5 < P ≤ 1 МПа		26,7	33,4	33,4	60,3 [a]	88,9	114,3	168,3	219,1
	P > 1 МПа			26,7	26,7	33,4	60,3 [a]	88,9	114,3	168,3
Орналасуы		Қосынды немесе қосынды ернемек					Күшейткіш сақинаның тармақталуысыз			

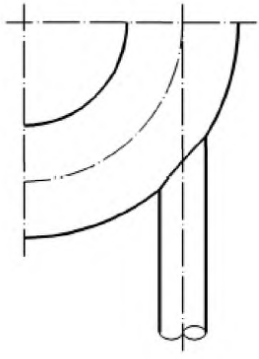
[a] 60,3 құбырлар үшін немесе құбырларға арналған қосынды ернемек d_o = 48,3

Е.1.1-3 кестесі – Номиналды диаметр арақатынасы – дөңгелену радиус R> 1,5d

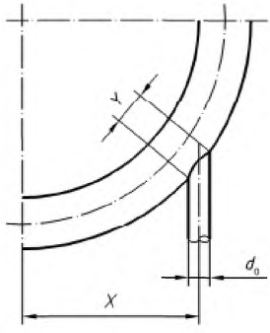
Тармақталудың максималды сыртқы диаметрі	
Құбырдың бүгілуі: бүгілу радиусы R >1,5d(Е.1.1-3 сурет)	
Барлығы D_o	$\frac{d_0}{2} + 50 \le X \le \frac{\sqrt{2}}{2}\left[R + \frac{D_0}{e}\right] + \frac{d_0}{2} Y \le D_0$



Е.1.1-1 сурет



Е.1.1-2 сурет



Е.1.1-3 сурет

Е.2 Күшейту

Қосынды есебі төменде көрсетілгендей жүргізілуі тиіс, сондай-ақ L және *l*8.4 бөліміндегі талаптарға сәйкес келуі қажет.

Қосындылар төменде көрсетілгендей өткізілуі керек, сондай-ақ 8.4-бөлімнің талаптарына сәйкес болуы тиіс.

ЕСКЕРТПЕ Егер қосынды жобамен қарастырылғандай қолдану шарттары кезінде осындай бөлшек ретінде орындалса, ол өздігінен бекітіле алады (ернемектік қосынды немесе басқа зат), онда басқа ешқандай күшті қажет етпейді.

Е.2.1Бұрыш және жазықтық

Бұрыштар мен жазықтық Е.2.1-1 суретіне және төменде көрсетіген ережелерге сәйкес есептелінуі тиіс:

Е.2.1.1Бұрыштарды есепте

$$\cos\alpha = \frac{\mathrm{X}}{R + 0,5D_0} \qquad \text{(Е.2.1-1)}$$

$$\cos\beta = \frac{\mathrm{X} - 0,5d_0}{R + 0,5D_0} \qquad \text{(Е.2.1-2)}$$

$$\cos\gamma = \frac{\mathrm{X} + 0,5d_0}{R + 0,5D_0} \qquad \text{(Е.2.1-3)}$$

$$A = 90^0 - \beta - \tau \qquad \text{(Е.2.1-4)}$$

$$B = \gamma - \tau \qquad \text{(Е.2.1-6)}$$

ЕСКЕРТПЕ 1^0бұрышының жартсымен шектелген бетінің алаңы, төменде көрсетілгендей есептелінген:

$$\Omega = \frac{\pi}{360}\left\{\left(R + 0,5D_0 - 0,5e_a\right)^2 - R^2\right\} \qquad \text{(Е.2.1-6)}$$

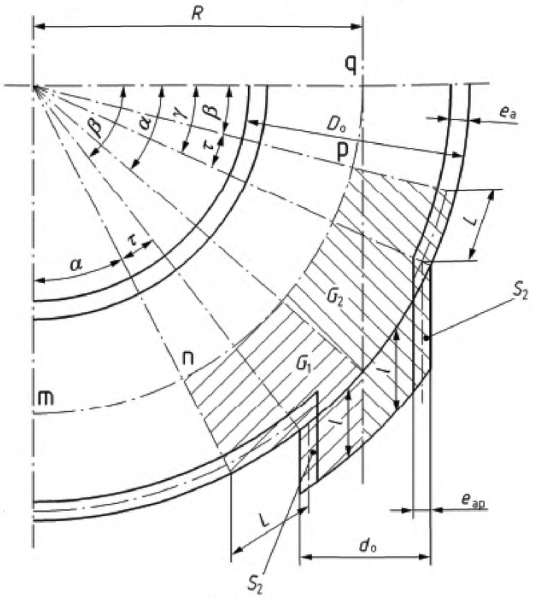
Е.2.1.2G_2беті(ол G_1үнемі үлкен)

$$G_2 = \Omega\left(\alpha - \gamma + \tau\right) + 0,5\left(l + 0,5e_a\right)\left(d_0 - e_{ap}\right) \qquad \text{(Е.2.1-7)}$$

Е.2.2 Төменде көрсетілген қатынас жүзеге асуы тиіс:

$$p_c \le S_2 \frac{f}{G_2} \qquad \text{(Е.2.2-1)}$$

Бұл кезде *f*-5-бөлімде белгіленген жобалық кернеу.



Е.2.1-1 сурет

Е.3 Иілгіштілікті талдау

Құбырлардың бұрылуы немесе бүгілуге арналған кернеуді арттыру коэффициенттерін қабылдауға қосымша ретінде, тарамқталусыз иілгіштілікті талдауы бар қолданыстағы кернеуімен жеке тармақталуға арналған кернеуді жоғарлату өзіндік коэффициенті қолданылады (С.12 қарау). Тиісті құрамдық бөлік сынақ басында С.12.3 сәйкес келуі тиіс, содан кейін келесі қатынасқа сәйкес коэффициентке жоғарылайды:

$$i\sigma \le 3f$$

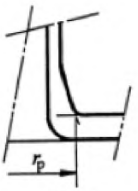
i кернеуді жоғарылату коэффициенті келесі деңгейде беріледі:

$$i = 1,5\left(\frac{D_m}{2e}\right)^{\frac{3}{2}}\left(\frac{d_m}{D_m}\right)^{\frac{1}{2}}\left(\frac{e_p}{e}\right)\left(\frac{d_m}{2r_p}\right)$$

Сондай-ақ, r_p–тармақталудың сыртқы радиусы (Е.3-1 - Е.3-3 суретін қарау);

e_p–тармақталу қалыңдығы;

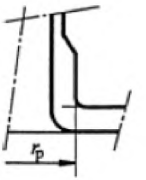
d_m–тармақталудың орташа диаметрі;
e–құбыр желісінің қалыңдығы;
D_m–құбырдың орташа диаметрі.



(Е.3-1) сурет



(Е.3-2) сурет



(Е.3-3) сурет

F қосымшасы
(ақпараттық)

Жүктілікті қолданумен құбырдың жұмыс істеу кезінде сынақ жүргізу

F.1 Жұмыс істеу кезіндегі сынақ

Ауыспалы жүктілікке ұшырайтын құбырлар, жұмыс кезінде сыналулары тиіс. Бұл өте маңызды, себебі зақымдардың пайда болу бастамаларын уақытылы анықтауға мүмкіндік береді. Ол үшін ішкі тексерулерді зақымдамайтын бақылаушы әдістермен толықтыру керек (NDE), ең біріншіден, ең сыртқы аймақтардан сыртқы бетіне және ультрадыбысқа қауіптілігінің бар жоғын тексеріп анықтау қажет. Жеңіл қол жетімді аймақтарды ультрадыбыстық бақылау, құбырдың сыртқы жағынан да жүргізілуі мүмкін.

Ауыспалы жүктеме белгіленіп рұқсат етілген әр құбыр үшін (циклді жүктеме саны N), белгіленген циклді ауыспалы жүктеме санының N жартысына жеткеннен кейін ішкі сынаққа ұшырауы тиіс.

$N = 2 \times 10^6$ немесе оданда жоғары үшін жобаланған құбырларда, 2×10^6 мәні қолданылуы тиіс. Өндіруші орын алуы мүмкін ауыспалы жүктеме мәнін бекітуге және қажеттілгі туындаған жағдайда сынақ жүргізуді ұйымдастыруға міндетті.

Егер жұмыс барысында 10.3.2.3 бойынша есептелінген, рұқсат етілген мәндерден жоғары ауыспалы жүктемелер орын алса немесе олардың әсер етулері анықталса, тексеру мерзімі аяқталғанға дейін, негізгі жүкті қабырғаларында зақымдардың орын алуы күту керек және тексерулерді өткізу арасындағы мерзімдер азайтылуы мүмкін. Шынайы жағдайлар мен қажу талдауларының нәтижелері бойынша тексерулер жүргізу арасындағы мерзімдерді ұлғайту рұқсат етілген.

Егер кезеңдік сынақтарды өткізу кезінде қауіптіліктердің орны анықталмаса, құбыр келесі белгіленген тексеріс уақытына дейін бұзылғанғанша немесе 10.3.2.3 бойынша циклдік жүктемерер санына жеткізілсе немесе одан артылса да, сәйкестігімен анықталған тараптар арасында келсілген мерзім ішінде пайдаланылуы мүмкін.

F.2 Қызметтің қажу мерзімінің мәнің анықтауға қол жеткізу кезіндегі іс-шаралар

Егер құбырдың қосынды бөлшектері үшін немесе 10.3.2.3 сәйкес ортақ бұзушылықтардың рұқсат етілген мәнедеріне циклдік жүктеме санына жетсе, онда 10.3.2.7 сәйкес көбірек жүктемелі аймақтардың кейбіреулерінде зақымдамайтын сынақтарды өткізген жөн.

Егер сынақ кезінде а) сәйкес қауіптіліктер анықталмаса, әрі қарай пайдалануға рұқсат беріледі. 10.3.2.3 бөліммен сәйкес келетін құбыр жұмысының 50%-дық ұзақтылығына сәйкес және тұрақты түрде өткізілетін

зақымдамайтын сынақтар кезінде, бұзушылық қажылуының бары белгіленбеген. Осы жұмыс уақытына қол жеткізгеннен кейін әрекеттер өндірістік процесс қатысушылары арасында келісілуі тиіс.

Егер сынақты жүргізу кезінде a) немесе b) сәйкес жарық немесе үлкейетін ақаулар түріндегі ақаулар немесе қауіптілік анықталса немесе егер өндірістік процесс қатысушыларының арасында құрылғыны пайдалануға жол беру туралы мәмлеге келмесе, негізгі құрылыстың құрастырушы бөлігі немесе тіиісті бөлшегі ауыстырылуы тиіс

Техникалық мүмкіндіктер мен тәжірибеден шығатын іс-шаралар ретінде келесі көрсетілгендер әрі қарай пайдалану үшін қарастырылады:

- қауіптілікті тегістеу арқылы жою. Егер тегістеу кезінде қабырға қалыңдығы тым жұқаратын болса, онда балқыту жөндеу жұмыстарын тек қана өндіріс процессіне қатысушылардың келісімімен қабылдаған жөн;
- балқытылған жіктерді тегістеу;
- жұмыс режимінің өзгеруі.

G қосымшасы
(ақпараттық)

Физикалық ықпал ету

G.1 Кернеуді талдау кезінде анықталуында қолданылатын болаттың физикалық ерекшеліктері

G.2 Физикалық ерекшеліктері

G.2.1Тығыздылығы

ρ тығыздығы t температураға байланысты. Оны төмендегі формулада көрсетілгендей есептеуге болады:

$$\rho_t = \frac{\rho_{20}}{\left[1+\beta_{20,t}\cdot(t-20)\right]^3} \qquad \text{(G.2-1)}$$

Бұл деңгейде 20 ^{0}C температурадан tтемператураға арналған жылу кеңеюінің сызықтық коэффициентін қолданады. Ол келесідей белгіленеді:

$$\beta_{20,t} = \frac{1}{l_{20}}\cdot\frac{l_t - l_{20}}{t-20} \qquad \text{(G.2-2)}$$

l_t–t температура кезіндегі сыналатын үлгінің ұзындығы;

Құбырдың құрамдық бөлікшесінің массасын өлшеу үшін, ρ_{20} тығыздықтағы 20 ^{0}C температура үшін қолданылуы тиіс, (G.2.1-1 қарау).

G.2.1-1 кестесі – 20 ^{0}C кезіндегі тығыздық

Болат тобы	Тығыздық ρ, кг/м^3.
1-4, 5.1 және 5.2	7 850
5.3, 5.4, 6 және 7	7 760
8.1 және 8.2	7 930

G.2.2 Жылу кеңеюінің дифференциалды сызықтық коэффициенті

Егер $\Delta t = t_2 - t_1$ жылулық кернеуі температуралық айырмашылықпен анықталу керек болса, температура кезінде $\beta_{diff,t*}$ жылу кеңеюінің дифференциалды сызықтық коэффициенті қолданылуы тиіс.

$$t^* = 0{,}75\text{макс}\,(t_1,t_2) + 0{,}25\text{мин}\,(t_1, t_2) \qquad \text{(G.2-3)}$$

$\beta_{20,t}$ және $\beta_{diff,t}$ арасындағы тәуелділік келесі көрсетілген деңгей көмегімен анықталады:

$$\beta_{\mathrm{diff},t} = \beta_{20,t} + \frac{\partial \beta_{20,t}}{\partial t}(t - t_0) \qquad \text{(G.2-4)}$$

t_0= 20 ^{0}C.

G.2.3 Жылу қуатының сипаттамасы

t температурасына дейінгі 20 ^{0}C кезінде $C_{p,20,t}$ жылу қуатының орташа ерекшеліктері арасындағы байланыс және $C_{p,diff,t}$ жылу қуатының дифференциалды ерекшелігі төменде көрсетілгендей анықталады (жылуды кеңйту коэффициентіне арналғанға ұқсайлы):

$$C_{\mathrm{p,diff},t} = C_{p,20,t} + \frac{\partial C_{p,20,t}}{\partial t}(t - t_0) \qquad \text{(G.2-5)}$$

G.2.4 Жылу өткіздіштіктің коэффициенті

D_{th} жылу өткізгіштік коэффициенті келесідей анықталады:

$$D_{th} = \frac{\lambda_t}{\rho_t C_{\mathrm{p,diff},t}} \qquad \text{(G.2-6)}$$

λ_t – G.5.3 сәйкес жылу өткізгіштік температурасына тәуелділігі.

G.2.5 Көлденең қысу коэффициенті

ν көлденең қысу коэффициенті иідгіштік қалпының температурасынан тәйелсіз барлық болаттап үшін өңдіріледі және келесіні құрайды:

$$\nu = 0,3 \qquad \text{(G.2-7)}$$

G.3 Болаттың физикалық ерекшеліктері

ЕСКЕРТПЕ Болаттың жүйелеу туралы мәліметтіEN 13480-2 қараңыз.

Физикалық ерекшеліктері полиномикалық G.3-1 деңгейлермен қолданылумен есептелінеді немесе G.3-1-ден G.3-4 дейінгі суреттерлегідей белгіленуі мүмкін.

Z ерекшелігі төменде көрсетілгендей есептелінеді және төменде кестеде көрсетілгендей ^{0}C-де t тиісті температура үшін міндетті бірлікті есептеуге арналғандай беріледі:

$$Z = c_0 + c_1 t + c_2 t^2 + c_3 t^3 + \ldots \qquad \text{(G.3-1)}$$

Полиномдық коэффициенттер G.3-1 бастап G.3-4 дейінгі кестелерде берілген.

t үшін келесі шектік мәндер ықпалды:

Ферритты болаттар 1.1ден 7 дейінгі топтары үшін: $20\ ^0C \leq t < 600\ ^0C$.

Аустенитті болаттар 8.1 және 8.2 топтары үшін: $20\ ^0C \leq t < 800\ ^0C$.

0 ^{0}С және 20 ^{0}С арасындағы температура үшін20 ^{0}С мән қолданылуы мүмкін.

ЕСКЕРТПЕ Жалпы мәні көрсетілген анықтамалардан 1 % төмен ауытқиды.

Егер болаттар EN 13480-2 бойынша іріктілсе, онда оның физикалық ерекшеліктері еуропалық нормалардан алынуы мүмкін немесе олардың өздерінде өткілетін интероляциялық сызықтардан алынған

G.3-1 кестесі– E_t, кН/мм^2 иілгіштілік модулі үшін полиномикалық коэффициенттер

	Полиномикалық коэффициенттер		
Болаттар тобы	c_0	c_1	c_2
1-ден 4 дейін, 5.1 және 5.2	213,16	-6,91 E-2	- 1,824 E-5
5.3, 5.4., 6 және 7	215,44	-4,28 E-2	-6,185 E-5
8.1 және 8.2	201,66	-8,48 E-2	0

G.3-2 кестесі– $\beta_b 10^{-6}$К$^{-1}$ жылу кеңейтусызығына арналған коэффициенттер

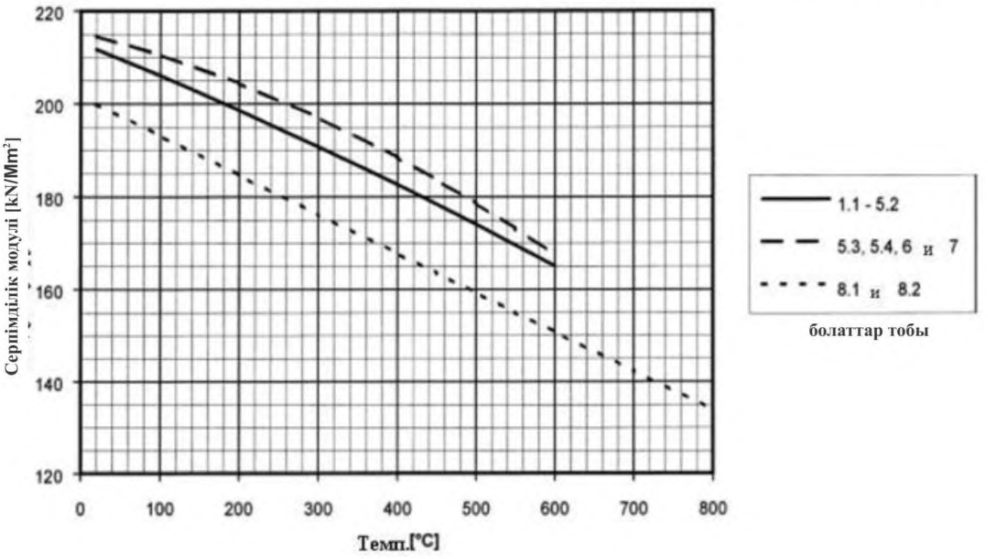
	Полиномдарға арналған коэффициенттер		
Болаттар тобы	c_0	c_1	c_2
1-ден 4 дейін, 5.1 және 5.2 β_{20t}	11,14	8,03 E-3	-4,29 E-6
$\beta_{diff\,t}$	10,98	1,623 E-2	-1,287 E-5
5.3, 5.4, 6 және 7 β_{20t}	10,22	5,26 E-3	-2,5 E-6
$\beta_{diff\,t}$	10,11	1,062 E-2	-7,5 E-6
8.1 және 8.2 $\beta_{20\,t}$	15,13	7,93 E-3	-3,33 E-6
$\beta_{diff\,t}$	14,97	1,599 E-2	-9,99 E-6

G.3-3 кестесі– λ_t,*Вт/м К* жылу өткізгіштің полиномикалық коэффициенттері

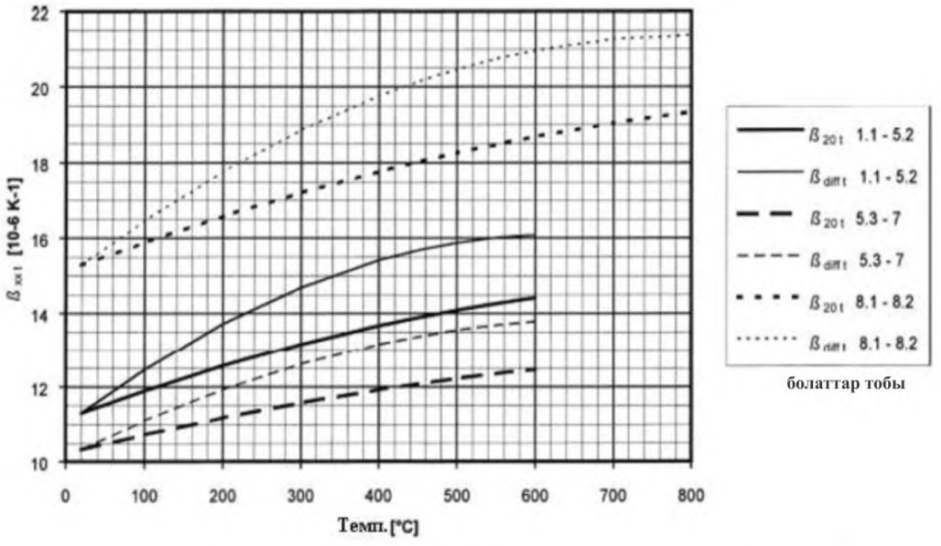
	Полиномдарға арналған коэффициент		
Болаттар тобы	c_0	c_1	c_2
1.1	55,72	-2,464 Е-2	-1,298 Е-5
1.2	49,83	-1,613 Е-2	-1,372 Е-5
2.1	39,85	1,111 Е-2	-3,611 Е-5
4	46,85	7,2 Е-4	-3,305 Е-5
5.1	45,0	-1,287 Е-2	-1,075 Е-5
5.2	36,97	6,40 Е-3	-2,749 Е-5
5.3 және5.4	28,05	1,85 Е-3	-5,58 Е-6
6	22,97	8,73 Е-3	-4,82 Е-6
8.1 және8.2	13,98	1,502 Е-2	0

G.3-4 кестесі– $C_{p,xx,t}$[Дж/ (кг·К) жылу қуатының ерекшеліктеріне арналған полиномикалықкоэффициенттер

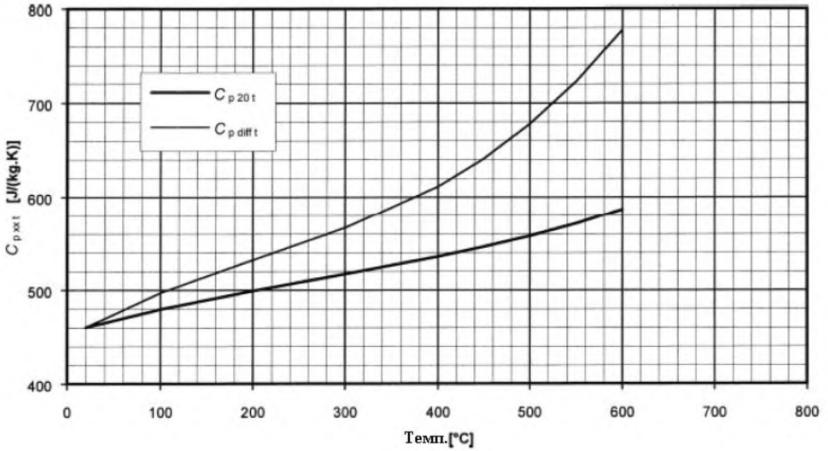
	Полиномдарға арналған коэффициенттер				
Болаттар тобы	c_0	c_1	c_2	c_3	c_4
1 по 5 $C_{p,20\,t}$	454, 93	0,28139	-3,8815Е-4	4,7542 Е-7	0
$C_{pdiff\,t}$	449,30	0,57830	-1,1930Е-3	1,9017 Е-6	0
6 $C_{p20\,t}$	433,33	0,43342	-7,4702Е-4	8,0289 Е-7	0
$C_{pdiff\,t}$	424,66	0,89672	-2,2892Е-3	3,2116 Е-6	0
8.1 және 8.2 C_{p20t}	467,77	0,24905	-5,5393Е-4	8,3266 Е-7	-4,3916 Е-10
$C_{pdiff\,t}$	462,69	0,52026	-1,7117Е-3	3,3658 Е-6	-2,1958 Е-9



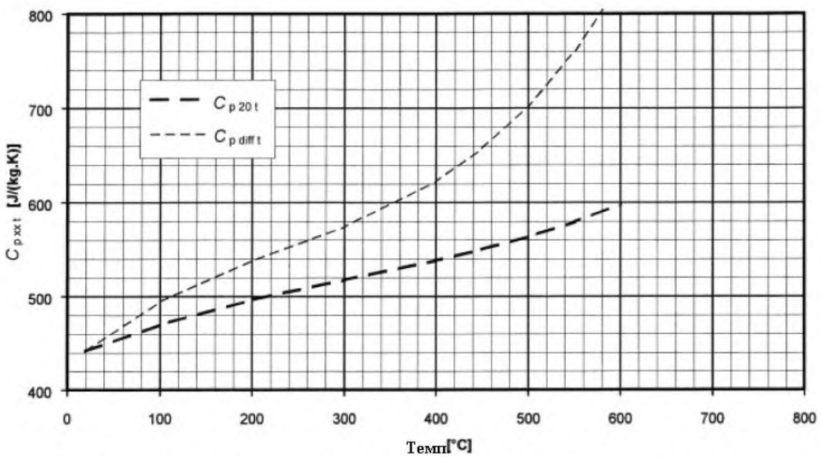
G.3-1 сурет– Болатқа арналған E_tсерпімділік модулі



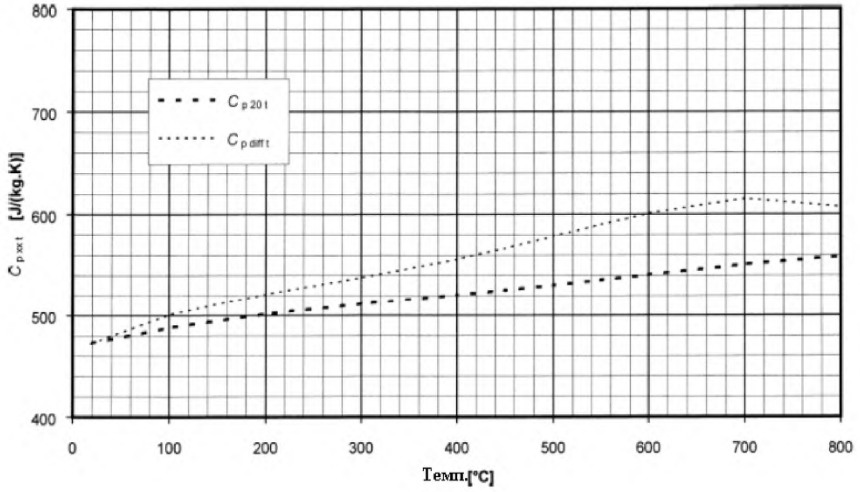
G.3-2 сурет – β_t жылу кеңейюінің сызықтық коэффициенті



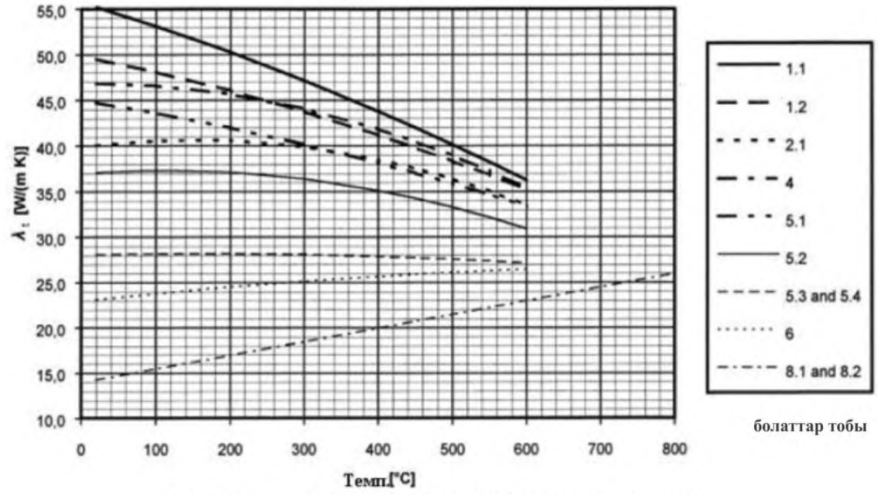
G.3-3a-сурет – 1-ден 5.3 дейінгі болаттар тобына арналған ерекше жылу қуаты



G.3-3b-сурет – 6.1-ден 6.4 дейінгі болаттар тобына арналған салыстырмалы жылу сыйымдылығы



G.3-3с-суреті – 8.1-ден 8.2 дейін болаттар тобына арналған ерекше жылу қуаты



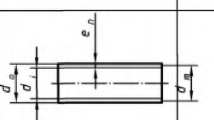
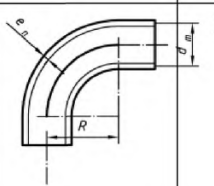
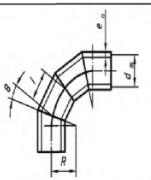
G.3-4сурет –λ_tЖылу өткізгіштік коэффициенті

Н қосымшасы
(міндетті)

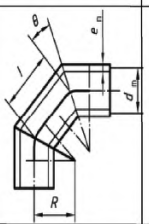
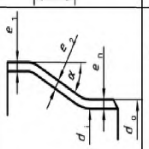
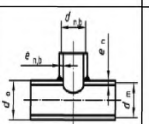
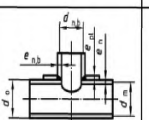
Серпімділік, серпімділік пен кернеуді арттыру коэффициенті, сонымен қоса құбырдың қосынды бөлшектері мен геометриялық бір текті еместердің қарсы тұру жағдайы

Жалпы қолданыс жағдайларында, соның ішінде қосынды мен бүгілуде, қоса құбырдың қосынды бөлшектері мен геометриялық бір текті еместерді, сипаттайтын белгілер, сонымен қоса құбырдың бұрылуын кесілу деңгейінде, сондай-ақ оның шегінен тыс жерлерде Н.1-ден Н.3 дейінгі кесте мәліметтеріне сәйкес орындау керек.

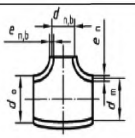
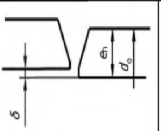
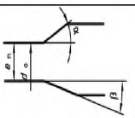
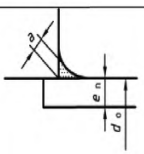
Н.1-кесте – Серпімділік, серпімділік пен кернеуді арттыру коэффициенті, сонымен қоса жалпы қолданысқа арналған жағдайлар үшін қарсы тұру жағдайлары

№	Белгісі	Сызба	Серпімділік сипаттамасы h	Серпімділік коэффициенті k [a]	Кернеу фикация сының коэффициенті i	Қарсы тұру жағдайлары Z
1	Құбырдың тік жері		1	1	1	$\frac{\pi}{32}\frac{d_0^4-d_i^4}{d_0}$
2	Құбырдың серпімділігі		$\frac{4\mathrm{Re}_n}{d_m^2}$	$\frac{1,65}{h}$	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$ [b c h i]	
3	Көп секторлы дөңгелектенуі $l<r(1+\tan\theta)$ (l=2Rtanθ)		$\frac{4\mathrm{Re}_n}{d_m^2}$ [c] $R=\frac{l\cot\theta}{2}$	$\frac{1,52}{h^{5/6}}$	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$ [b c h i]	

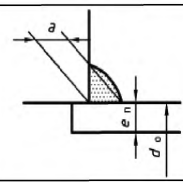
Н.1-кесте *(жалғасы)*

№	Белгісі	Сызба	Серпімділік сипаттамасы h	Серпімділік коэффициенті k_b[a]	Кернеу фикациясының коэффициенті i	Қарсы тұру жағдайлары Z
4	Секторлық дөңгелектену $l \geq r(1+\tan\theta)$		$\frac{4\mathrm{Re}_n}{d_m^2}$ $R=\frac{d_m(1+\cot\theta)}{4}$	$\frac{1,52}{h^{5/6}}$	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$ [b] [h] [i]	
5	Соғылған, балқытылған, қысқартылған бөлшек		Пішін қалпы: $\alpha \leq 60^0 C$ $e_n \geq d_0/100$ $e_2 \geq e_1$	1	$0,5+\frac{\alpha}{100}\left(\frac{d_0}{e_n}\right)^{1/2}$ максимум 2,0 (α градустарда)[d]	
6	Т-пішінді жартылай балқытылған немесе балқытылған немесе іріктелген штуцері бар бөлшек		$\frac{2e_n}{d_m}$	1	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$ [b] [e] [g]	Негізгі құбыр $\frac{\pi}{32}\frac{d_0^4-d_i^4}{d_0}$
7	Бірдей, бірақ қосымша күшейтікіш сақинамен		$\frac{2\left(e_n+0,5e_{pl}\right)^{5/2}}{d_m e_n^{3/2}}$ $e_{pl} \leq e_n$	1	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$ [b] [e] [g]	Штуцер $\frac{\pi}{4}d_{m,b}^2 e_x$

Н.1-кесте *(жалғасы)*

№	Белгісі	Сызба	Серпімділік сипаттамасы h	Серпімділік коэффициенті k [a] в	Кернеу фикациясының коэффициенті i	Қарсы тұру жағдайлары Z
8	Соғылған немесе балқытылған бөлшек с e_n- Т үлгілі пішінді бөлшек және $e_{n,b}$- қосындымен бірге қабырға қалыңдығы сипатта		$\frac{8,8e_n}{d_m}$	1	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$ b g	С e_xең төмен мәнретінде $e_{x1} \le e_n$ немесе $e_{x2} \le ie_{n,b}$
9	Бітеу жік		$e_n \ge 5mm$ $\delta \le 0,1e_n$ [f] $e_n < 5mm$ $\delta > 0,1e_n$ [f]	1 1	1,0[f] 1,8[f]	
10	Қабырға қалыңдығының өзгеруі		$\alpha \le 30^0$ $\beta \le 15^0$ (өту кезінде сақинасы жіксіз $\delta = 0$)	1	$1,3 + 0,0036\frac{d_0}{e_n}$ $+3,6\frac{\delta}{e_n}$ max 1,9 [f]	$\frac{\pi}{32}\frac{d_0^4 - d_i^4}{d_0}$
11	Балқытылған орыдардағы бұрыш жіктері		Құбырға үздіксіз өтумен босаң пішіні	1	1,3	аз мәндерден $\frac{\pi}{32}\frac{d_0^4 - d_i^4}{d_0}$ және $\frac{\pi}{4}d_0^2 a$

Н.1-кесте *(жалғасы)*

№	Белгісі	Сызба	Серпімділік сипаттамасы *h*	Серпімділік коэффициенті k_B[a]	Кернеу фикациясының коэффициенті *i*	Қарсы тұру жағдайлары *Z*
12				1	2,1	

[a] Серпімділік коэффициенті k_B барлық жазықтағы бүгілулерге қатысты. Бұраумен байланысты коэффициент барлық жайғдайларда 1 тең.

[b] k_Bжәне *i* коэффициенттері бұрулар мен серпімділердің барлық пайдалы ұзындықтарына және үшайыр мен шүмек жағдайларында қиылыстарына қолданылады.

[c] Егер бұл бөлшектер келесімен жабдықталса: 1)бір бұрыштағы ернемекпен, k_Bжәне і келесіге көбейтілсе $h^{1/6}$; 2) әр бұрыштың ернемекпен, k_Bжәне і келесіге көбейтілсе $h^{1/3}$.

[d] Құбыр илемделген қысқартылған тұрақты қабырғасының қалыңдығы e_1аз емес болуы керек, тек поршенді бұрышынан басқа, бірақ оның қалыңдығы e_nаз емес.

[e] Басқа мәндер негіздеме бар кезде қолданыла алады.

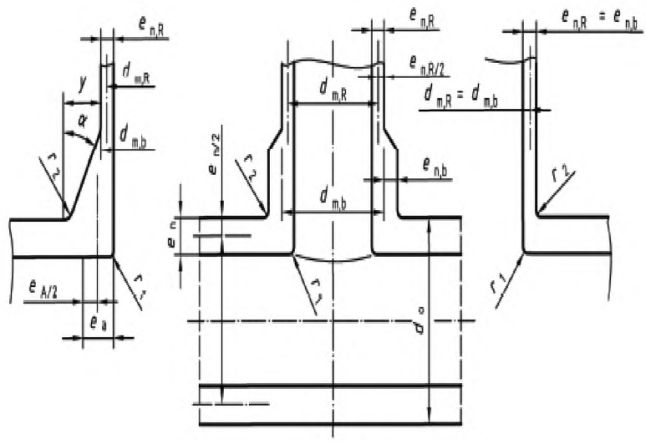
[f] Коэффициенттер өндірістік рұқсаттар бар кезде қолданылады. Керісінше жағдайда коэффициенттер анықтамалары жобалаушының міндеттері болып табылады.

[g] Коэффициенттер үлесімді осьтері бар тұғырға ғана қолданылады, бірақ келесіге, мысалы 8.4.3-5 суреттегіге сәйкес конфигурация үшін қолданылмайды.

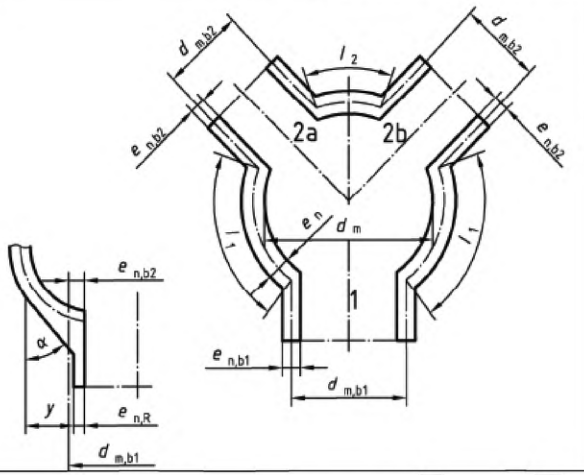
[h] Егер қысым сопақтылықты түзететін болса (үлкен диаметр, жұқа қалыңдық), і коэффициентін $1+3,25\left(\frac{p_0}{E_c}\right)\left(\frac{d_m}{2e_n}\right)^{5/2}\left(\frac{2R}{d_m}\right)^{2/3}$ бөлу керек, одан кезде p_oқысым жұмысы болып табылады, алE_c (20 °C) бөлмелік температура кезіндегі шымырлық модулі болып табылады.

[i] Егер қысым сопақтылықты түзетсе (үлкен диаметр, жұқа қалыңдық), і коэффициентін $1+6\left(\frac{p_0}{E_c}\right)\left(\frac{d_m}{2e_n}\right)^{7/3}\left(\frac{2R}{d_m}\right)^{1/3}$ ал E_c (20 °C) бөлмелік температура кезіндегі шымырлық модулі болып табылады.

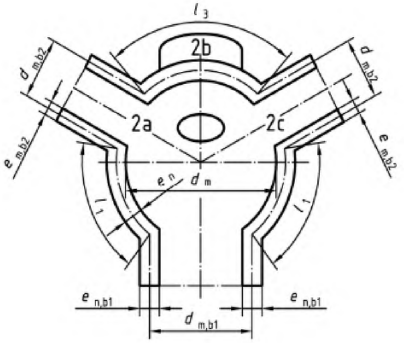
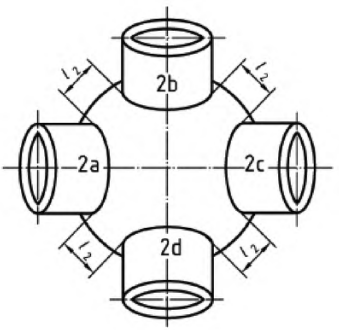
Н.2-кесте – Ерекше қосындыларға арналған кернеуді арттыру коэффициенті және қарсы тұру жағдайлары

Атауы	Құрастырудың арнайы шарттарымен Т- үлгілі бөлшек	
Сурет	 $e_{n,b} = e_{n,R} + 2Y/3$ $d_{0,b} = d_{m,b} + e_{n,b}$	
Құрастыру шарттары	$\frac{d_{m,R}}{d_m} \le 0,5;\ \frac{d}{e_n} \le 100;\ 0,1e_n \le r_1 \le 0,5e_n$ $r_2 \ge \max\left(\frac{e_{n,b}}{2}; \frac{e_n}{2}\right)\ \alpha \le 30^o$ $r_3 \ge \max\left\{\alpha\frac{d_{m,R}+e_{n,R}}{500}; 2\sin^3\alpha\left(d_{m,b}+e_{n,b}-d_{m,R}-e_{n,R}\right)\right\}$ r_3 α шарттары үшін градуста болу шарт. Сопақталу үшінDN<100 шарттарығжіберуге болады.	
Кернеуді арттыру коэффициенттері және қарсы тұру жағдайлары	негізгі құбыр үшін: $i = 0,4\left(\frac{d_m}{2e_n}\right)^{\frac{2}{3}} \times \frac{d_{m,R}}{d_m}$ бұдан аз емес i = 1,5 $Z = \frac{\pi}{4} d_m^2 e_n$	бұрылыстар үшін: $i = 1,5\left(\frac{d_m}{2e_n}\right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{d_{m,R}}{d_m}\right)^{\frac{1}{2}} \times \frac{e_{n,R}}{e_n} \times \frac{d_{m,R}}{d_{m,b}+e_{n,b}}$ $Z = \frac{\pi}{4} d_{Rm}^2 e_{n,R}$

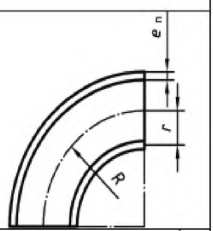
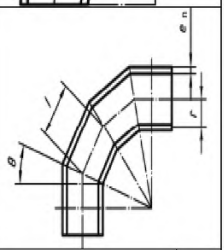
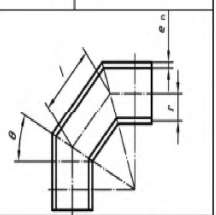
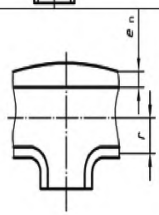
Н.2-кесте *(жалғасы)*

<table>
<tr><td>Атауы</td><td colspan="3">Шар тәрізді Y-сопақталу</td></tr>
<tr><td>Сурет</td><td colspan="2">
</td><td>$e_{n,b1} = e_{n,R} + 2y/3$
$d_0 = d_m + e_n$
$d_{0,b1} = d_{m,b1} + e_{n,b1}$
$d_{0,b2} = d_{m,b2} + e_{n,b2}$</td></tr>
<tr><td>Ықпал ету факторлары $I_0, \lambda_1, \lambda_2$</td><td colspan="3">$I_0 = 2\sqrt{d_m e_n}; \lambda = 1 - \sqrt{\frac{I_1}{I_0}}; \lambda = 1 - \sqrt{\frac{I_2}{I_0}}$
үшін $I_1 \geq I_0, \lambda_1 = 0$ және үшін $I_2 \geq I_0, \lambda_2 = 0$</td></tr>
<tr><td>Кернеуді арттыру коэффициенті i</td><td colspan="3">$i = \frac{0,9}{h^{2/3}} \; h = \frac{2e_n}{d_m}$
с</td></tr>
<tr><td>Қарсы тұру жағдайлары Z_1 және Z_2</td><td colspan="2">Штуцер 1</td><td>Штуцерлер 2a және 2b</td></tr>
<tr><td></td><td colspan="2">$Z_1 = \pi d^2_{m,b1} e_{x1} / 4$
сe_{x1}=мин $\left(e_n; i e_{n,b1}\right)$</td><td>$Z_2 = \pi d^2_{m,b2} e_{x2} / 4$
сe_{x2}= мин $\left(e_n; i e_{n,b2}\right)$</td></tr>
<tr><td>12.3.2-ден 12.3.6 дейін көрсетілген деңгейлерде $\frac{M_A}{Z}\frac{M_B}{Z}$ $\frac{M_C}{Z}\frac{M_D}{Z}$ орнына</td><td>Штуцер 1</td><td>Штуцер 2a</td><td>Штуцер 2b</td></tr>
<tr><td></td><td>$\frac{M_1}{Z_1} + \frac{\lambda_1 M_{2a}}{Z_2}$
$\frac{M_1}{Z_1} + \frac{\lambda_1 M_{2b}}{Z_2}$</td><td>$\frac{M_{2a}}{Z_2} + \frac{\lambda_1 M_1}{Z_1}$
$\frac{M_{2a} + \lambda_2 M_{2b}}{Z_2}$</td><td>$\frac{M_{2b}}{Z_2} + \frac{\lambda_1 M_1}{Z_1}$
$\frac{M_{2b} + \lambda_2 M_{2a}}{Z_2}$</td></tr>
<tr><td></td><td colspan="3">Екі формуладан алынған ең үлкен мән, 12.3.2-ден 12.3.6 дейінгіде көрсетілген M/Z орнына тиісті тармақтар бойынша теңеулерге енгізіледі. Бұндай жағадйда келесі: сопақталуға $M_1 = M_{A,B,C,D}$, 2a сопақталуға 1, $M_{2A} = M_{A,B,C,D}$, 2 b сопақталуға $M_{2B} = M_{A,B,C,D}$ қолданылады.</td></tr>
</table>

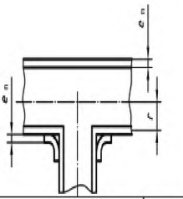
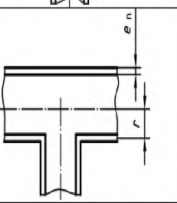
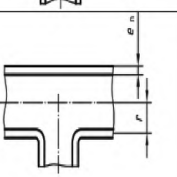
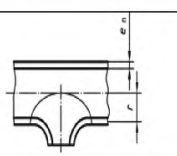
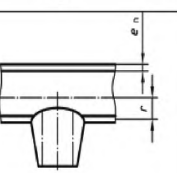
Н.2-кесте *(жалғасы)*

Атауы	Шар тәрізді Y-сопақталу		
Сурет Ықпал ету факторлары $I_0, \lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ Кернеуді арттыру коэффициенті i Қарсы тұру жағдайлары Z_1, Z_2	 	$I_0 = 2\sqrt{d_m e_n}$ $\lambda_1 = 1 - \sqrt{\frac{I_1}{I_0}};$ $\lambda_2 = 1 - \sqrt{\frac{I_2}{I_0}}$ $\lambda_3 = 1 - \sqrt{\frac{I_3}{I_0}}$ егер $I_{1,2,3} \geq I_0$, онда $\lambda_{1,2,3} = 0$ $i = \frac{0,9}{h^{2/3}}$ с $h = \frac{2e_n}{d_m}$ $e_{x1} = мин\left(e_n; ie_{n,b1}\right)$ $Z_1 = \pi d_{m,b1}^2 e_{x1} / 4$ $e_{x2} = мин\left(e_n; ie_{n,b2}\right)$ $Z_2 = \pi d_{m,b2}^2 e_{x2} / 4$
12.3.2-ден 12.3.6 дейін көрсетілген деңгейлерде $\frac{M_A}{Z}\frac{M_B}{Z}$ $\frac{M_C}{Z}\frac{M_D}{Z}$ орнына	Штуцер 1	Штуцер 2a	Штуцер 2b
	$\frac{M_1}{Z_1} + \frac{\lambda_1 M_{2a}}{Z_2}$ $\frac{M_1}{Z_1} + \frac{\lambda_1 M_{2b}}{Z_2}$ $\frac{M_1}{Z_1} + \frac{\lambda_1 M_{2c}}{Z_2}$ $\frac{M_1}{Z_1} + \frac{\lambda_1 M_{2d}}{Z_2}$	$\frac{M_{2a}}{Z_2} + \frac{\lambda_1 M_1}{Z_1}$ $\frac{M_{2a} + \lambda_2 M_{2b}}{Z_2}$ $\frac{M_{2a} + \lambda_3 M_{2c}}{Z_2}$ $\frac{M_{2a} + \lambda_2 M_{2d}}{Z_2}$	$M_{2a} \cong M_{2b,c,d}$ $M_{2b} \cong M_{2c,d,a}$ $M_{2a} \cong M_{2d,a,b}$ $M_{2a} \cong M_{2a,b,c}$

Н.3-кесте – Серпімділік мәні және кернеуді арттыру коэффициенті

Құрамдас бөлшегінің сипаттамасы	Көлденең i_o	Жазықтық i_i	Серпімділік сипаттамасы	Сурет
Балқытылып бүгілген бөлшек немесе құбырлың балқытылған жері	$\frac{0,75}{h^{2/3}}$ a b c j	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$ a b c j	$\frac{e_n R}{r^2}$	
Көп секторлы бүгілген бөлшек $I < r(1+tan\theta)$ $(I = 2R\tan\theta)$	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$ a b c j	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$ a b c j	$\frac{cot\theta}{2}\frac{e_n I}{r^2}$	
Секторлық бүгілген бөлшек $I \geq r(1+\tan\theta)$	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$ a b c j	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$ a b c j	$\frac{e_n}{r}\left(\frac{1+\cot\theta}{2}\right)$	
Құбырға қосылған үзілісті қысымға тең немесе үзілісті қысымнан көп өңділірген балқытуға арналған соғылған үшайыр	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$ a e f g i	$0,75i_o + 0,25$ a e f g i	$\frac{4,4e_n}{r}$	

Н.3-кесте *(жалғасы)*

Құрамдас бөлшегінің сипаттамасы	**Көлденең i_o**	**Жазықтық i_i**	**Серпімділік сипаттамасы**	**Сурет**
Монтажды бетпен немесе өткізгіш фитингпен арматураланған балқытылған үшайыр	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$ **adei**	$0,75i_o + 0,25$ **adei**	$\frac{\left(e_n + 0,5e_r\right)^{5/2}}{r\left(e_n^{3/2}\right)}$	
Арматураланбаған балқытылған үшайыр	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$ **adei**	$0,75i_o + 0,25$ **adei**	$\frac{e_n}{r}$	
Экструдирленген балқытылған үшайыр	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$ **adei**	$0,75i_o + 0,25$ **aei**	$\left(1+\frac{r_1}{r}\right)\frac{e_n}{r}$	
Балқытылған тармақ	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$ **aefgi**	$0,75i_o + 0,25$ **aefgi**	$\frac{4,4e_n}{r}$	
Дәнекерленген штуцермен тармақталу (интегралды күшейткішпен)	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$ **adfh**	$0,75i_o + 0,25$ **adfh**	$\frac{3,3e_n}{r}$	

Н.3-кесте *(жалғасы)*

Құрамдас бөлшегінің сипаттамасы	Көлденең i_0	Жазықтық i_i	Серпімділік сипаттамасы	Сурет

a i^0 және i^i коэффициенттері бұрылу мен бүгілуде барлық пайдалы ұзындығына, сонымен қоса үшайыр мен тармақталу жағдайларында осьтердің қиылысу кезінде қолданылады.

b Егер бұл бөлшектер келесімен жабдықталса:

- Бір бұрыштағы ернемек, i^o және i^i көбейтілген $h^{1/6}$;
- Әр бұрыштағы ернемек, іожәнеіікөбейтілген $h^{1/3}$.

c Егер қысым сопақтылықты түзете алса (үлкен диаметр, жұқа қалыңдық),

$$1+3,25\left(\frac{p_0}{E_c}\right)\left(\frac{r}{e_n}\right)^{5/2}\left(\frac{R}{r}\right)^{2/3}$$

i^o және i^i коэффициенттерін келесіге бөлу керека:

рожұмыс қысымы болып табылады және E_c (20 °C) бөлмелік температура кезіндегі шымырлық модулі болып табылады.

d Штуцерлер үшін тармақталу диаметрінің 0,5 көп құбыр диаметріне қатысты жазықтық емес интенсификациялық кернеудің коэффициенті мәнін жоюы мүмкін. Сонымен қоса, бүгілген балқытумен бір қалыпты өту бұл коэффициенттің мәнін кішірейтетіні дәлелденген. Осылайша, осы коэффициенттің тиісті мәнін таңдау жолдаушының міндеті болып қалады.

e Сынау негізіндегі құбыр өткізгіштеріне қатысты интенсификация коэффициенттері, тармақталған екі жақтағы ось бойынша тура құбырдың екі диаметрімен екі шеті бойынша өткізілген. Жақын тармақталудан көп болған жайғдайда ерекше назар аудару қажет.

F Соғылым жұмыс шарттарын есекере отырып есептелінуі тиіс.

g Радиус және қалыңдық, сондай-ақ расталған мәліметтердің болмауы бойынша шектеулер $\frac{e_n}{r}$ сақталмаған жағдайда, серпімділік сипаттамасы болып алынады.

h Жобалаушы қысыманан есептеу оның тура құбырғаға арналған болса да баламалы екендігіне көз жеткізуі тиіс.

i Коэффициенттері ұқсас осьтерлі штуцерлер жағдайында ғана қолданылады және мысалға мына жағдайларда конфигурация 8.4.3-5 суретіне сәйкес келгенде қолданылмайды.

j Егер қысым сопақтылықты жөндей алса (үлкен диаметр, кішкентай қалыңдық),

$$1+6\left(\frac{p_0}{E_c}\right)\left(\frac{r}{e_n}\right)^{7/3}\left(\frac{R}{r}\right)^{1/3}$$

k коэффицентін келесіге бөлу керек:

ро жұмыс қысымы болып табылады және Ес (20 °C) бөлмелік температура кезіндегі шымырлық модулі болып табылады.

I қосымшасы
(ақпараттық)

Серіппе тіректер мен соққы өшіргіш (амортизаторлар) өндірістік сынақ

I.1 Қатты аспа/тірек

Тапсырма тәсілдерін сынау барысында белгіленген қатты аспа/тіректердің сипаты (тұрақты қаттылық тірекшесі бар тірек) күшейткіш диаграммада ұсынылған қатты (I.1-1 сурет қарау).

Вертикальді күшейткіштер қысымының және жүкті қысымдардың ауытқулары F_d жүктемесінің 5 %-нан аспауы тиіс, ол келесіні белгілейді:

$$\frac{\left|F_D - F_{act,d,\max}\right|}{F_D} \le 0,05 \text{ и } \frac{\left|F_D - F_{act,u,\min}\right|}{F_D} \le 0,05$$

F_{act} өндірушімен сынақты өткізу барысында өлшемді жұмсалған күш;

$F_{act,d,\max}$ төменге жылжу кезіндегі ең көп жұмысалатын күш(-);

$F_{act,d,\min}$ төменге жылжу кезіндегі ең аз жұмысалатын күш(-);

$F_{act,u,\max}$ жоғарға жылжу кезіндегі ең көп жұмысалатын күш(+);

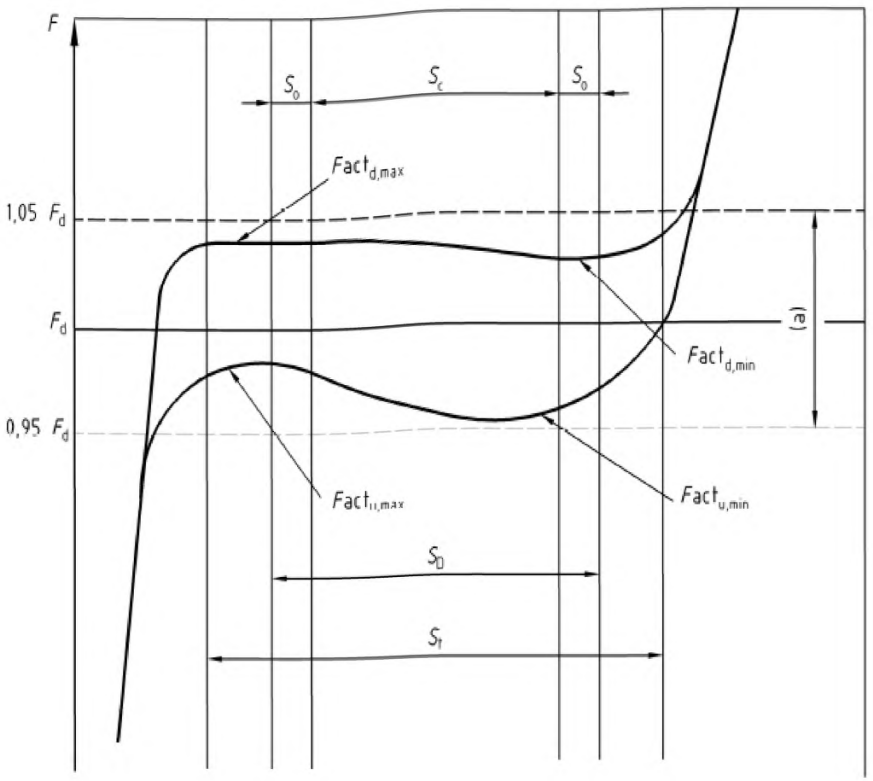
$F_{act,u,\min}$ жоғарға жылжу кезіндегі ең аз жұмысалатын күш (+).

I.2 Серіппе аспа/тіректер

Тапсырма тәсілдерін сынауды жүргізу барысында белгіленген серіппе аспа/тіректірдің сипаттамасы (тірек күшейткіштерді қолданумен тіректер) орын ауыстыру күшейту диаграммасында көрсетілген (I.2-1 сурет).

I.3 Соққыны өшіргіштер

Тапсырма тәсілдерін сынауды өткізу барысында анықталған және соққы өшіргіш типтік жұмыс көрсеткіштерін белгілеу I.3-1 кестеде берілген.



Шартты белгіленулер

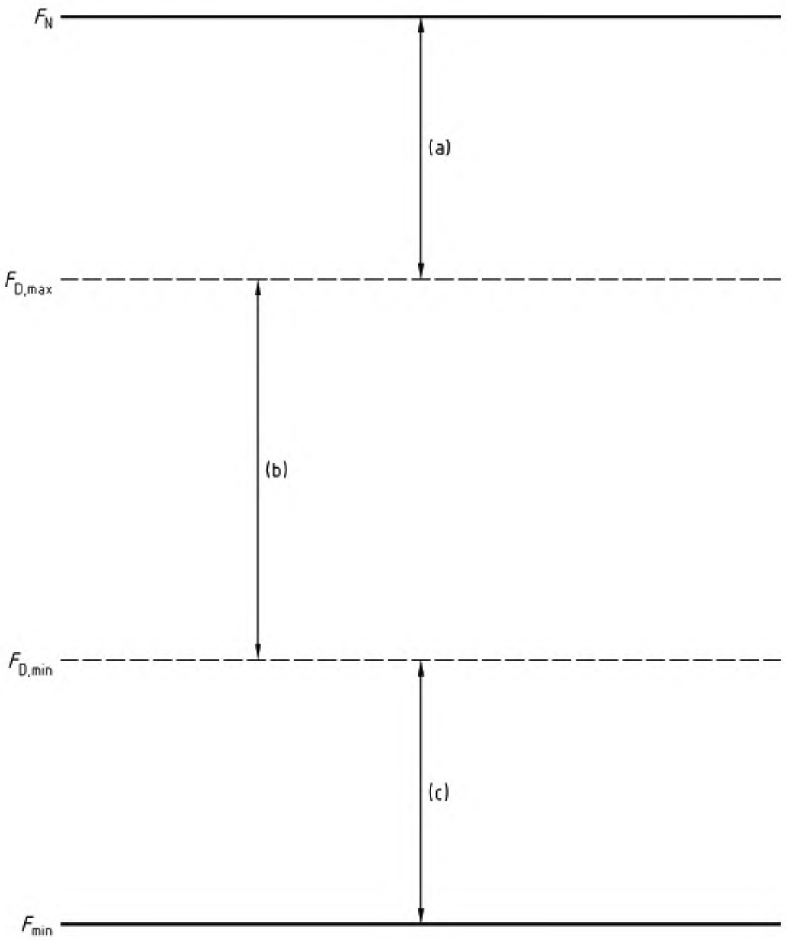
(а) рұқсат етілген эксцентриситет

S_c = есептелген жылжуS_t = жалпы жобалық жылжу

$\sum S_o$ = қажетті шегінуS_D = жобалық жылжу

F_D = жобалық жүктеме, тиісті жағдайлардағы барлық қосымша бөлшектердің салмағы қосылады

I.1-1 сурет – Күшейту диаграммасы–қатты аспа/тірекке арналған жылжулар



Шартты белгіленулер

$F_{D,max}$ максималды бекітілген жүктеме

$F_{D,min}$ минималды бекітілген жүктеме

F_N максималды аспа жүктеме (номиналды жүктеме) $F_N = 1,15\ F_{D.макс}$

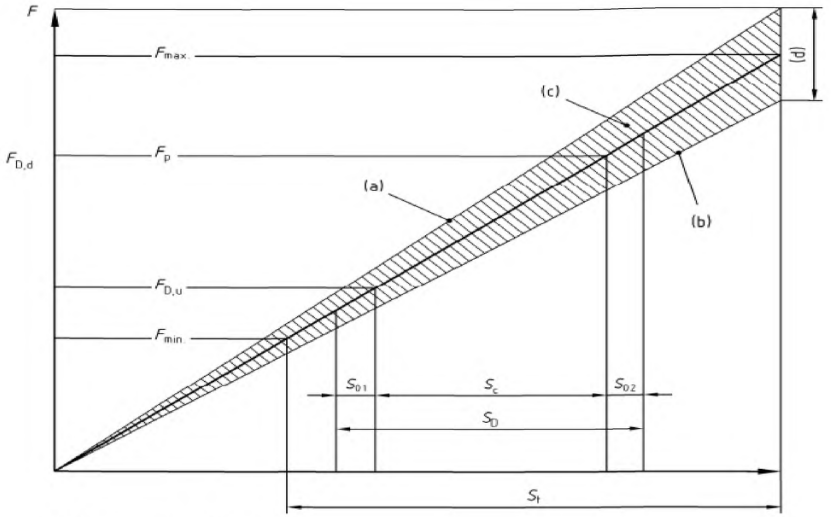
F_{min} минималды ілгіш жүктемесі $F_{min} = 0,85\ F_{D.мин}$

(a) ықтимал қайта белгілеу +15%

(b) жоспарланған құрылғы диапазоны

(c) ықтимал қайта белгілеу -15%

I.1-2 сурет – Қатты тіректерге арналған реттеуші диапазон



Шартты белгіленулер

(a) Төменге қозғалу

(b) Жоғары қозғалу

(c) Рұқсат етілген эксцентриситет

(d) Серіппенің максималды жүктемесінің рұқсат етілген ауытқуы

F_P Қайта құрылған жүктеме

F_{max} Максималды серіппенің жүктемесі

F_{min} Минималды серіппенің жүктемесі

$F_{D,d}$ Құбырлардың төмен қозғалуына арналған жобалық жүктеме (суық–құрылғының салмағын қоса алу)

$F_{D,u}$ Құбырлардың жоғарға қозғалуларына арналған жобалық жүктеме (ыстық – құрылғының салмағын қоса алу)

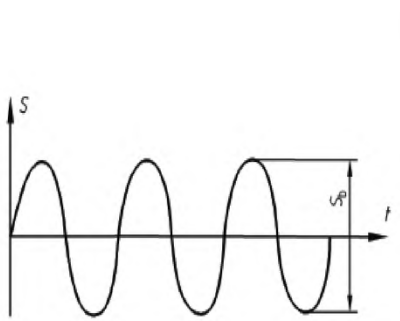
S_C Есептелген орын ауыстыру

$\sum S_0 = S_{01} + S_{02}$ қажетті жинақталған шегіну

S_t Жинақталған жобалық орын ауыстыру

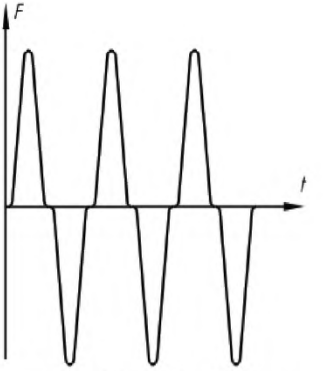
S_D Жобадық орын ауыстыру

І.2-1 сурет – Серіппедік тіректерге арналған реттеуші диапазон



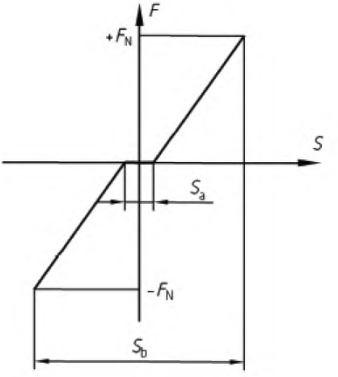
Шартты белгіленулер
*S*Поршенді соташық қозғалысы
t Уақыт
S_bТербелмелі кеңдік

a) Поршенді соташық қозғалысы – Қисық уақыт



Шартты белгіленулер
F Күш
t Уақыт

b) Күш – Қисық уақыт



Шартты белгіленулер
F күш
F_N Номиналды күш
S Поршенді соташық қозғалысы
S_bНоминалды күш кезіндегі поршенді соташық қозғалысы
S_aКері күштегі поршенді соташық қозғалысы(бос қозғалыс)

c) Схемалық күш–Жылжыту графигі

I.3-1 сурет – Типтік қисық бәсеңдеу тербелісі

J қосымшасы
(міндетті)

Тірек түйіндерінің үлгілерін тексеру

J.1 Егер тіректерді тексеру жүктемені сынаумен жүргізілсе, онда тіректер есептеу барысынан гөрі жоғары қауіпсіздік коэффициентті немесе аталғанға тең даярлануы тиіс. Құрымының құрамдас бөлшектерінің тиісті бөлшектері жұмысқа жақын шарттарда сыналуы тиіс. Сынақ қоршаған орта температурасында жүргізіледі; жұмыс барысындағы температураның жоғарылауы $R_{p0,2,t}$ /$R_{p0,RT}$ коэффициенттің азаюымен сыналатын жүктің артумен есептелінеді, бұл жағдайда сынақ кезіндегі *RT*– қоршаған орта температурасы және *t*– тіректің құрамдас бөлшегін сынауға тиісті температура болып табылады. Құрылымның құрамдас бөлшектерінің жобаланған жұмыс ұзақтылығы барысында кішірейткіш коэффициентті қолданған жөнS_2/1,25 $R_{p0,2,RT}$.

J.2 Тіректің құрамдас бөліктерінің үлгілерін сынау нәтижелері конструкциялық немесе жобалық аспект өзгертілсе, есептелінбейді (мысалға, материал түрі, балқыту әдісі, құрастыруға қойылатын талаптар).

J.3 Сынақ натуралды мәнде кем дегенде екі үлгіде жүргізілуі тиісі. Егер сынақ тек бір үлгі де ғана қолданылса, онда сынақ барысында алынған қатыстық мәннен номиналды жүктеме мәні 10 % төмендейді. Егер үлгілердің біреуінің сынағы болмаса, үлгілерге сынақ жүргізілгені туралы куәлік берілмейді.

J.4 Сынақ шарттары құрастырушы мәліметтер жұмыстары үшін қарастырылғандарға сәкес келуі тиіс, ол құрылғы бөлшектерден пайда болған жүктемелер мен бағытталған жүктемелер үшін қолданылады. Егер әр түрлі бағытта және әр түрлі мәнді жүктемелер орын алса, онда сынақтарды өткізу үшін теріс комбинация қолданған жөн.

Рұқсат етілген жұмыс жүктемесі ретінде сыналатын белгілі жүктемелерден минималдысын қолдану қажет, оның барысында бұзушылық шегіне (F_uбұзушылық жүктемесі), ағымдылық шегі (F_y ағымдылық шегі) және бүгілу шегу (F_B) немесе тұрақтылық шегі (F_S) қол жеткізіледі, сондай-ақ тиісті құрамдас бөлшек үшін J.4-1. кестесіне сәйкес минималды мәнді қолданған жөн.

ЕСКЕРТПЕ Тұрақсыздық салдарынан бүгілудің зақымдалуы, бүйірлік шығылыңқылық, бұрылуымен бойдақ бүгілу, пластинка/корпустың серпінді бөлікте және иілгіш саласында бойдақ бүгілу сияқты бұзушылықтар орын алуы мүмкін.

Кездейсоқ жүктеменің рұқсат етілген мәні 1,2 коэффициентіне номиналды жүктеменің артуымен анықталады.

J.4.1-кесте – Сынақты жүргізу кезінде анықталған номиналды жүктеменің мәні

Тірек типі	Негіздегі рұқсат етілген жүктеме		
	Бұзу жүктемесі	Ағымдағы жүктеме	Бүгілу жүктемесі
Қозғалмайтын тіректің аспасы	$F_u/4{,}0$ немесе $F_u/(2{,}4\ K_1)$	$F_y/(1{,}6\ K_2)$	$F_s/2{,}5$
Жапсарласқан аспа			
Аспалар			
Қозғалмайтын тірегіш	$F_u/4{,}0$ немесе $F_u/(2{,}4\ K_1)$	$F_y/(1{,}6\ K_2)$	$F_b/2{,}5$
Амортизаторлар			
Анкерді штанг			
Құбыр тірегішінің төмендеуі кезіндегі жүктеме			

$$K_1 = \frac{R_{m}^{\text{ажырауға арналған сынақ}}}{R_{m}^{\text{материал спецификациясы}}} \qquad K_1 = \frac{R_{p0,2}^{\text{ажырауға арналған сынақ}}}{R_{p0,2}^{\text{материал спецификациясы}}}$$

К қосымшасы
(ақпараттық)

Негізгі құрастырушыға тірек бекіту

К.1 Бетоннан жасалған негізгі құрастырушыға тіректі бекіту

Бетонды іргетастарда тіректерді бекітудің әртүрлі әдістері бар. Жалпы алғанда, құймалы тіректер дұрыс; бұл жерде тірек орнын және жүктемені барынша ерте құру қажет. Төменде рұқсат етілген тәсілдердің мысалдары келтірілген.

- Анкерлі тақтайлар:

Анкерлі тақтайлар–бұл (балқытылған) металл құрастырушылар, олар құрылыс жұмыстарын жүргізу кезінде бетонмен құйылады. Әдетте олар болат тақтайдан және (көп жағдайда 4) бетонға бекітілетін қоспалы анкерлерден тұрады.

Анкерлі тақтайларды жүктеме мен тірек орындары жұмысты орындау басталған жағдайда белгілі болған кезде қолданған абзал.

Анкерлі тақтайлардың жлғары тангенлік жүктеме мәні олар үшін қарастырылған болат сызбалары немесе профильдерінен тұратын оларға арналған тіректерден тұруы тиіс.

Анкерлі тақтайларды жеткізу мен бекітуге жауапкершілік құрылыс ұйымдарына жүктеледі.

- Анкерлі өзек:

Анкерлі өзек – бұл металлдыө бөлшек (тік штангалар немесе күштер), олар құрылысшылармен қалған немесе бұрғыланған тесіктерге сәйкес бекітіледі, кейін дайын материалмен құйылады (толтырылады). Бұл әдісті қолдану құрылыс ұйымдарымен келісілуі тиіс.

- Тірегіш төлке және тірегіш дюбелі бар анкерлер:

Бетонға тірегіш төлке және тірегіш дюбелі бар анкерлерді бекітуді, құрылыс жжоспарын құрған кезде әлі бегісіз болған тірегіштерді бекіту үшін қолданады.

Тірегіш төлке және тірегіш дюбелі бар анкерлерді қолдану өндіруші талаптарымен келісілген болуы тиіс.

Егер аталған тіректердің бөлшектері тиісті тангенциалды жүктемені көтер алмайды, алдын ала кернеуді қолдануда, тангенциалды күштердің сырғанау күштерімен теңестірілуін қамтамасыз ету екрек.

- U-профильдер:

U-профильдері бетон беттеріне жасырын дюбель көмегімен бекітіледі. Анкер сыртындағы U- профильдер бетонға құюлудан бұрын қорама қалыпқа монтаждалады. Құбыр тіректерін арнайы бұрандамалар мен сомынмен анкер сыртындағы және анкер сыртындағы емес U-профильдерге бекітіледі. U-профильдің әртүрлі типтеріне тиісті арнайы бұрандамалар мен сомындар жатады, олар өлшем бойынша тек арнайы тиісті U-профиліне ғана келеді.

К.2 Болат негізгі құрастырушыға бекіту

К.2.1 Стандартты болттар

Тангенциалды сипаттағы бұрандамалар бұрандасының жүктемесіне рұқсат етіледі, егер олар жобалану кезінде назарға алынса.

Сомындар өздігінен бұрандалудан тиісті сақтала алатындай болуы керек.

К.2.2 Жоғары бекемді алдын ала кернеуді бұрандамалар (HV-бұрандамалар)

Жоғары бекемді алдын ала кернеуді бұрандамалар өте қатты бұралануы тиіс, тіпті нақты орында қысу күші сырғанауға мүмкіндік бермеуі тиіс.

К.2.3 Балқыту

Құрылғының барлық балқытылған құрамдас бөлшектері негізгі құрастырушыны өндірушімен де, тапсырыс берушімен де қабылдануы тиіс. Балқытылған жіктер негізгі болат құрастырушыдағы ернемекте, тангенциалды жүктеме ықпалына ұшырауына, негізгі құрастырушының өндірушісінің келісімімен ғана жол беріледі.

L қосымшасы
(ақпараттық)

Өзекше тәрізді тіректердің бүгілу

L.1 Жалпы ережелер

Жүкте астындағы тіректер, жүктеме асытндағы иілуге бекемді болуына есептелінген. Жүктеме астындағы бүгілуге бекемділік, құрастырушының құрылымдық бөлшектеріне байланысты. Иілімді немесе икемді-иілімді бүгілулер, бойлық бүгілу кезінде өзектің бекемділікті сақтау қабілетін сипаттайтын көлденең кесу инерциясының ең төмен радиусына өзектің келтірілген ұзындығына қатысты тиісті төмен мәні арқсында жобалу кезінде жоюдуы тиіс.

L.2 Шартты белгіленулер

Қосымшаны қолдану үшін шартты белгіленулерге қосымша ретінде L.2-1 кестесі бойынша қолданылатын шартты белгіленулер 3.2-1 кестесінен алынған шартты белгіленулер.

L.2-1-кесте – Осы қосымшада қолданылатын шартты белгіленулер

Белгілену	Сипаттау	Бірлік
A	көлденең кесу алаңы	мм^2
$C_{m,y};C_{m,z}$	бүгілу жағдайыныңкоэффициенттері	-
I	бойлық бүгілу бағыты бойынша көлденең кесу интертность жағдайы	мм^4
K	шеттерін бекітуге байланысты коэффициент	-
L	арматура өзегінің ұзындығы	мм
L_b	өзектің есептік ұзындығы	мм
ξ	өзектің бойлық беделі	мм
ψ,ζ	өзек бүгілуінің қатты/әлсізбелдігі	мм
λ	бойлық бүгілу бағытындағы өзек иілгіштігі	-
λ_{sc}	бойлық бүгілу ьасымен сәйкесті өзек иілгіштігі	-
p	көлденең кесу инерциясының радиусы	мм
σ_a	сығушы кернеу	МПа (Н/мм^2)
$\sigma_{a,per}$	рұқсат етілген сығу кернеуі (13.3.7 қарау)	МПа (Н/мм^2)
$\sigma_{b,y},\sigma_{b,z}$	бүгілу жүктемесі	МПа (Н/мм^2)

L.2-1-кесте *(жалғасы)*

Белгілер	Сипаттау	Бірлік
$\sigma_{b,per}$	бүгілудің рұқсат етілген кернеуі (13.3.7 қарау)	МПа ($Н/мм^2$)
$\sigma_{cr,y}$; $\sigma_{cr,z}$	бүгілу кернеуі	МПа ($Н/мм^2$)

L.3 Негіз болатын теңеулер

Келесі деңгейлермен сәйкес есептелінген инерция радиусы:

$$\rho = \sqrt{\frac{I}{A}} \qquad \text{(L.3-1)}$$

Өзектің бүгілу ұзындығы келесі деңгейге сәйкес анықталады:

$$L_b = KL \qquad \text{(L.3-2)}$$

Бүгілу бағындағы бойдақ бүгілу кезінде өзектің бекемділікті сақтау мүмкіндігін сипаттайтын көлденең кесу оның ең төмен инерция радиусының өзегінің бүгілу ұзындығына келтірілген қатынас, келесі деңгейді қолдану арқылы анықталады:

$$\lambda = \frac{L_b}{\rho} \qquad \text{(L.3-3)}$$

Бойдақ бүгілу кезіндегі өзектің бекемділікті сақтау қабілетін сипаттайтын көлденең кесу оның ең төмен радиусына өзектің бүгілу ұзындығына келтірілген қатынасы 200 мәннен аспауы тиіс.

L.4 Сығудың рұқсат етілген кернеуі

ЕСКЕРТПЕ Келесі (L.4-1-денL.5-4 дейін) ферритты болаттарға арналған деңгейлерR_{eHt}келесінің $R_{p0,2t}$ орнына қолданылады.

Иілгіштіліктің серпімділігі иілгіш үшін орын алады, ол төмендегі көрсеткішке тең:

$$\lambda_c = \left(\frac{2\pi^2 E}{R_{p0,2}} \right)^{0,5} \qquad \text{(L.4-1)}$$

Иілгіш немесе икемді бүгілу, өзектің бойлық бүгілу кезіндегі бекемділігін сақтау қабілетін сипаттайтын, осы мәнге төмен мәні бар, оны көлденең кесу инерциясының ең аз радиусының өзектілігінің ұзынындылғына келтірілген қатынаста орын алады.

Сығушы кернеу рұқсат етілген көрсеткіштерден аз болуы тиіс, (L.4-2) және (L.4-3) берілген мәліметтер ешқандай жағдайда, 13.3.6.2 сәйкес *f* рұқсат етілген кернеу көрсеткіштерінен көп болмауы тиіс.

$\lambda \geq \lambda_c$ үшін

$$\sigma_{a,\mathrm{per}} = \frac{12}{23}\left(\frac{\pi^2 E}{\lambda^2}\right) \qquad \text{(L.4-2)}$$

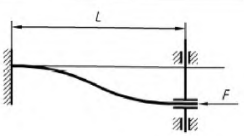
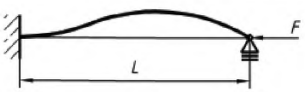
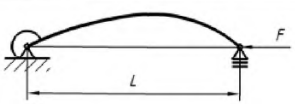
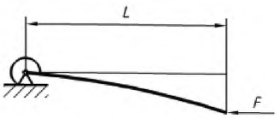
$\lambda < \lambda_c$ үшін

$$\sigma_{a,\mathrm{per}} = \min\left(f; \frac{R_{p0,2t}\left[1-\frac{1}{2}\left(\frac{\lambda}{\lambda_c}\right)^2\right]}{\left[\frac{5}{3}+\frac{3}{8}\left(\frac{\lambda}{\lambda_c}\right)-\frac{1}{8}\left(\frac{\lambda}{\lambda_c}\right)^3\right]}\right) \qquad \text{(L.4-3)}$$

L.5 Бүгілу ұзындығы

Өзектің бүгілу ұзындығы шектік шарттарға байланысты. L.5-1 кестесінде кейбір жағдайлар үшін *K* мәні келтірілген.

L.5-1-кесте – *K* арналған мән

Ұштары бекітілген	Ұштары бос
 *K*=1	
 *K*=0,5	 *K*=1
 *K*=0,7	 *K*=2
 0,7< *K* <1	 *K* > 2

Сығушы жүктеменің максималды салдары бар құрастырушы бөлшектер үшін, сондай-ақ иілгіш жағдайларда төменде көрсетілгендерге сәйкес кернеудің қосымша мәндерін алу мүмкіндігі бар.

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{a,per}} + \frac{C_{m,y}\sigma_{b,y}}{\left(1-\frac{\sigma_a}{\sigma_{cr,y}}\right)\sigma_{b,per}} + \frac{C_{m,z}\sigma_{b,z}}{\left(1-\frac{\sigma_a}{\sigma_{cr,z}}\right)\sigma_{b,per}} \le 1,0 \qquad \text{(L.5-1)}$$

немесе

$$\frac{\sigma_a}{f} + \frac{\sigma_{b,y}+\sigma_{b,z}}{\sigma_{b,per}} \le 1,0 \qquad \text{(L.5-2)}$$

$\sigma_a / \sigma_{a,per} < 0,15$ мәні үшін келесі көрсетілген қатынас рұқсат етіледі:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{a,per}} + \frac{\sigma_{b,y}+\sigma_{b,z}}{\sigma_{b,per}} \le 1,0 \qquad \text{(L.5-3)}$$

$$\sigma_{cr,y} = \frac{12}{23}\left(\frac{\pi^2 E}{\lambda_y^2}\right); \sigma_{cr,z} = \frac{12}{23}\left(\frac{\pi^2 E}{\lambda_z^2}\right) \qquad \text{(L.5-4)}$$

$C_{m,y}$ және $C_{m,z}$коэффициенттердің мәндері әр бағыт үшін, төменде көрсетілген a) - c) қосымшаларына сәйкес анықталады:

a) Рамалардағы сығылған бөлшектер ортақ орын ауыстыруға (жанама) ұшырайды: C_m= 0,85

b) Рамалардағы кезектесіп қысылып сығылған бөлшектер ортақ орын ауыстырумен тартылады және жазықтық бүгілудегі олардың тіректері арасындағы көлденең жүктемеге ұшырамайды:

— C_m= max (0,4; 0,6 - 0,4 (M1/M2)),

M1/M2 –бұл қатынас бүгілу ретінде тіркелмеген бөлшек бөлігінің ұшында бүгілу жағдайында (абсолюттік мән ретінде алынған) кішкентайдан үлкею қарастырылуда. M1/M2 тиімді, екі бөлшекте әртүрлі белгілер және басқа жағдайларда теріс болып табылады.

c) Бүгілу жазықтылығында орналасқан ортақ орын ауыстыру үшін жапсырылған рамалардағы сығылған бөлшектер, олардың тіректері арасындағы көлденең жүктемелерге ұшырайды, C_m мәні талдаулармен анықталады немесе олар болмаған жағдайда келесі көрсетілген қалыптарда қолданылады:

— C_m= 0,85 ұштары қысылған бөлшектер үшін,

— C_m= 1,00 ұштар қысылмаған бөлшектер үшін.

М қосымшасы
(ақпараттық)

Салмақ түсетін элементтерді жобалауға арналған жетекшілік

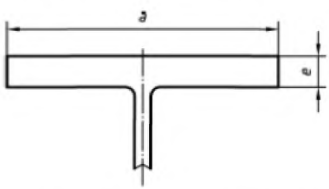
М.1 Бүгілетін жүктемелер кезіндегі өзек тәріздес элементтер

М.1.1 Жалпы ережелер

Тіректің тұрақтылығын салмақ түсетін құрылыстан бөлек қарастырылатын және бүгіліс қисығының кернеуіне тең жүктелетін Арқалықтың жүктемесі астында орналасқан тұрақтылықты талдаумен растала алады.

Бұл растау тірек бойлық бағытта орналасқан және тіректің ұзындығы $\frac{200a}{\sqrt{R_{p0,2}}}$ кем мөлшерге сәйкес болған жағдайда қажет емес (М.1.1-1-суретті қарау)

R_{p02} бірге МПа (немесе Н/мм^2) және a, мм.



М.1.1-1-сурет – Арқалықтың өлшемі

М.1.2 Өзек тәріздес тіректерге арналған қосымша растаулар

М.1.2.1 Жалпы ережелер

Бұл ережелер басты салмақ түсетін құрылыстың білігіне қатысты симметриялы және осы білік бағытына қарай бүгіліске жүктеме түсіру үшін құрастырылған кесіктерге жүреді.

М.1.2.2 Дәнекерлеу құралдары

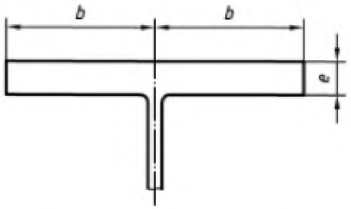
Дәнекерлеу жіптері тұтас болулары тиіс.

М.1.2.3 Арматураланбаған шектер

Қысымға түскен арқалықтардың арматураланбаған шегі мына шартқа жауап беруі тиіс:

$$\frac{b}{e} \le \frac{170}{\sqrt{R_{p0,2}}} \qquad \text{(М.1.2-1)}$$

$R_{p0,2}$ бірге МПа (немесе Н/мм^2).



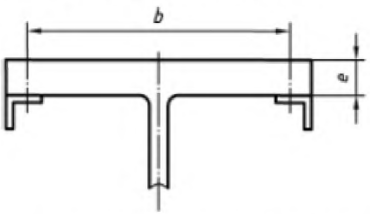
М.1.2-1-сурет – Арматураланған арқалықтардың өлшемі

М.1.2.4 Арматураланған арқалықтар

Арқалықтың қысымына түскен арматураланған бөлік мына шарттарды қанағаттандыруы тиіс:

$$\frac{b}{e} \le \frac{500}{\sqrt{R_{p0,2}}} \qquad \text{(М.1.2-2)}$$

b және *e* өлшемдер М.1.2-1-суретте келтірілген.



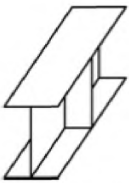
М.1.2-2-сурет – Арматураланған арқалықтардың өлшемі

Арматура ретінде қолданылатын элементтер бүгіліс әсер ететін Арқалыққа қатысты тік бағытта тұрақты болуы тиіс. Осы элементті растау үшін салмақ түсетін құрылыстан бөлек қарастырылуы тиіс. Өзектің келтірілген ұзындығының бойлық бүгіліс кезінде өзек тұрақтылықты сақтап тұратын қабілетін сипаттайтын оның көлденең кесігінің серпінінің ең кем радиусына қатынасын есептеуге арналған арматураның серпінділігі Арқалықтың салмақ түсетін енінің есебімен қарастырылуы тиіс. салмақ түсетін ен $\frac{b}{2}$ немесе $\frac{170}{\sqrt{R_{p0,2}}}$ артық болмауы тиіс.

R_{p02} бірге МПа (немесе Н/мм^2) және *e*, мм.

М.1.2.5 Тангенциалдық күштердің болуы кезіндегі тұрақтылық

Егер қозғалудың тангенциалдық күштерді туындаса, онда арматураны қолдану арқылы бағананы бөлу ұсынылады (М.1.2-2-суретті қарау).



М.1.2-3-сурет – Бағананы бөлу

М.2 Жазық қалыптағы тіректердің тұрақтылығы

Тақтай қалпындағы кейбір тіректер есеп кезінде өзек қалпындағы тірек ретінде қарастырылады, бұл ретте жүктеме торлығымен арматурамен қабылданады деп болжанады.

Бұл жағдайда арналған арматураның тұрақтылығы тақтаға қатысты тік бағытта расталуы тиіс, бұл ретте серпінділікті есептеу үшін арматурамен бірге жұмыс істейтін салмақ түсетін ен қабылданады. Бұл салмақ түсетін ен қабырғаның 15-еселі қалыңдығынан аспауы тиіс.

М.3 Бекітуге арналған болат беттер және бекітуге арналған олардың сәйкес бөліктері

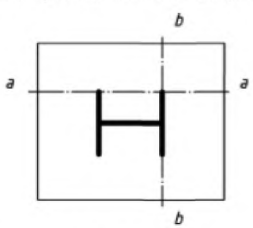
М.3.1 Жалпы ережелер

Қалыпты күштерге әсер ететін бекітуге арналған болат беттер ең кем дегенде 10 %-дық қалыпты жүктемеге арналған қалыпты жүктемелердің жазықтығына қатысты тік бұрышта орналасуы тиіс.

М.3.2 Бекітуге арналған болат беттерді жобалау

Бекітуге арналған болат беттерді жобалау кезінде бекітуге арналған болат беттердегі құбырларда жүктеме болатын салмақ түсетін құрылыстардың байланысу сызығына көлденең кесікке бойлық бағытта туындайтын созылуды назарға ұстаған жөн (М.3.2-1, a-a және b-b қарау).

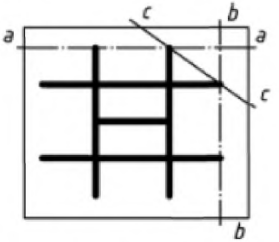
Осы сызықтардың сыртында орналасқан болат беттердің аумақтары бос салмақ түсетін құрылыс ретінде қабылдануы тиіс және осы сызықтардың бойында орналасқан салмақ түсетін болат беттердің көлденең кесігі реакцияның күшінің есебінен туындайтын кездерге төтеп еруі тиіс.



М.3.2-1-сурет – Бекітуге арналған қарапайым болат беттер

М.3.3 Арматуралармен бірге бекітуге арналған болат беттер

Егер осыған туындайтын күштер қажет болса, арматура қарастырылуы тиіс. М.3.2 көрсетілген есептер бұл жағдайда М.3.3-1-суретте көрсетілген a-a, b-b және c-c сызықтардың бойында жүргізілуі тиіс.



М.3.3-1-сурет – Арматуралармен бірге бекітуге арналған болат беттер

М.3.4 Бетонға орналастырылған бекітуге арналған жүктеменің есебі

Егер бекітулер бетонға орналастырылса, онда салмақ түсетін құрылыстарға жауапты дайындаушыға салмақ түсетін құрылыстан өтетін жүктемелер мен кездер хабарланып отыруы тиіс.

N қосымшасы
(міндетті)

Тіректерге арналған құжаттама

Дайындаушы осы стандарттың 13-бөлімінде келтірілген талаптарға сәйкес келетін жеткізілген тіректерді растауға қажетті құжаттаманы пайдаланушыға беруі тиіс. Осы құжаттаманың көлемі N-1-кестеде келтірілген тірек түріне байланысты немесе құбырды құрастыруға қатысушылар арасында келісіледі.

N.1-кесте – Тіректерге арналған құжаттама

	Құжаттар	Тірек түрі		
		S1	S2	S3
Материалдар	Алынған көздер – Техникалық қарау туралы акт 3.1 (EN 10204:2004)	-	Y	Y
	Алынған көздер – Сынақ хаттамасы 2.2 (EN 10204:2004)	Y	-	-
	Дәнекерлеу материалдары – Сынақ хаттамасы 2.2 (EN 10204:2004)	Y	Y	Y
	Жазық илемденген темір бұйым, сұрыптық илемденген темір бұйым, құбырлар, болат соғылмалар - Қабылдау сынақтарының сертификаты 3.1 (EN 10204:2004), егер t > 300 °C - Сынақ хаттамасы 2.2 (EN 10204:2004), егер t ≤ 300 °C - 2.1 (EN 10204:2004) тапсырысқа сәйкес мәлімдеме, егер T ≤300 ° C	Y - Y	Y Y -	Y Y -
	Байланыстырылған құрауыш бөліктер (бұрандамалар, сомын, түйреуіштер және т.б.) - Қабылдау сынақтарының сертификаты 3.1 (EN 10204:2004), егер t > 300 ° C - Таңбалау, егер t ≤ 300 ° C	a a	a a	Y a
	Ұсақ бөлшектер (тығырықтар, сірге сіргелер, бүркеншіксіз шеге және т.б.)[b]	-	-	-

N.1-кесте *(жалғасы)*

	Құжаттар	Тірек түрі		
		S1	S2	S3
Дизайн	Түрді қамтамасыз ету және әр тіректі сәйкестендіру суреттері, сызбасы немесе басқа құралдар (мысалы, тізімдемелер)	X	X	X
	Әр[c] тіректің сызбасы	-	X	X
	Механикалық күшті талдаулар, сынақтамалар немесе типтік сынақтардан өткен стандартты жобаның сілтемелерімен растау	-	Y	Y
Дайындау	EN 287-1 сәйкес дәнекерлеушінің бекітілген есебі	-	Y	Y
	EN ISO 15614-1 сәйкес дәнекерлеу тәртібін есеп беру бекітеді	-	Y	Y
Қарау	EN 13480-3, I қосымшасына сәйкес сынақты өткізу туралы есеп	-	X	X
Сертификат	EN 13480-3, 13-бөлімге сәйкес дайындаушылардың сертификаты.	X	X	X

[a] Байланыстыратын құрауыштар бөліктерге таңбалау белгілерін жағу.
[b] Құжаттама қажет емес.
[c] Тізімдеме немесе дайындаушылардың стандарттарынан алынған типтік сынақтардан өткен стандарттардың жобалық ақпараттары – жеткілікті.

X = Жеткізілетін құжаттар.
Y =Қарастыруға жіберілетін құжаттар.

О қосымшасы
(міндетті)

Бұрылыстарды тексерудің баламалы тәсілі

О.1 Қолданылу саласы

Осы қосымша ішкі қысым мен элементтің іс-әрекетінің арқасында бұрылыстарды тексеру әдісін белгілейді (О.1-сурет). Сыртқы жүктемелерді жаратпау керек жағдайларда осы әдіс EN 13480-3, 8.1 әдістің орнына қолданыла алады. Осы қосымшаның ережелері жылжығыштықтан төмен температурада және мынадай келте құбырлар үшін қолданылады:

Айқасатын біліктері бар цилиндрлердің қосылуы;

- 0,1 бастап 1, 0,1 және 1 қосқандағы шамада диаметрлі құбырды қосуға арналған келте құбырдың арақатынасы;
- 0,2 бастап 1,5, 0,2 және 1,5 қосқандағы шамада қалыңдықты құбырды қосуға арналған келте құбырдың арақатынасы;
- орташа диаметрлі келте құбырдың 10 бастап 125, 10 және 125 қосқандағы диапазонда ұзын бойлы құбырдың қалыңдығына арақатынасы;
- өздігінен бекітілген келте құбыр немесе блокадалы доңғалағы бар тыңғылықты төсеме (ен = DM / 2);
- келте құбыр мен құбырдың арасындағы біліктердің бұрышы Q> b, 45 ° бастап 90 ° дейін, 45 ° және 90 ° қосқандағы шамада;
- ердің бекітілуінің максималды қалыңдығы нақтылы қалыңдықтан = 1,5 есе.

ЕСКЕРТПЕ 1 Осы өңдеулер осы қосымшаға енгізілген және қақталған үш айырларды зерттемейді, құбырдың (мысалы, ыстықтай тегістелген үш айырлар) орнында пайда болуы мүмкін қалыңдықтың мүмкін кішіреюін қарастырады.

ЕСКЕРТПЕ 2 (О.3.1-1), (О.3.1-2), (О.3.3-1) бастап (О.3.3-4) дейінгі теңдеуде $A \geq 30\%$, $R_{p0,2t}$ аустенитті таттанбайтын болат $R_{p1,\ 0t}$ алмаса алады.

О.2 Символдар

О қосымшасының мақсатына арналған төменде келтірілген таңбалар 8.2-1 және 3.2-1-кестелерінде келтірілгенге қосымша ретінде қолданыла алады.

D_m Қысымды құбырдың диаметрі

d_m Келте құбырдың диаметрі

e_s Құбыр бөлігінің қалыңдығы

e_b Келте құбырдың қалыңдығы

φ_b Келте құбырдың білігі мен құбыр бөлігінің білігі арасындағы білезіктер ($\varphi_b = 90 ° - \varphi$)

p_c Ішкі қысым

pln_s Келе құбыр болмаған кезде құбырдың бөлігіне арналған шекті қысым

pln_b Бағытын өзгертетін құбырларға арналған шектелген қысым жеке қарастырылады

p_{max} Ол қолданылған кезде ішкі қысымға рұқсат етіледі

Mfp_s Құбыр мен келте құбырдан тұратын құбырдың жазықтықтығында айналу тудыру арқылы жұмыс істейтін толық бүгіліс кезі

Mfp_b Құбыр мен келте құбырдан тұратын келте құбырдың жазықтықтығында айналу тудыру арқылы жұмыс істейтін толық бүгіліс кезі

Mfh_s Құбыр мен келте құбырдан тұратын құбырдың бөлігінде жазықтықтан тыс айналу тудыру арқылы жұмыс істейтін толық бүгіліс кезі

Mfh_b Құбыр мен келте құбырдан тұратын келте құбырда жазықтықтан тыс айналу тудыру арқылы жұмыс істейтін толық бүгіліс кезі

Mfp_s Құбыр мен келте құбырдан тұратын құбырдың жазықтықтығында айналу тудыру арқылы жұмыс істейтін толық бүгіліс кезі

Mfp_b Құбыр мен келте құбырдан тұратын келте құбырдың жазықтықтығында айналу тудыру арқылы жұмыс істейтін толық бүгіліс кезі

Mfh_s Құбыр мен келте құбырдан тұратын құбырдың бөлігінде жазықтықтан тыс айналу тудыру арқылы жұмыс істейтін толық бүгіліс кезі

Mfh_b Құбыр мен келте құбырдан тұратын келте құбырда жазықтықтан тыс айналу тудыру арқылы жұмыс істейтін толық бүгіліс кезі

Mt_s Құбырдың бөлігінде жұмыс істейтін айналу кезі

Mt_b Келте құбырдағы айналу кезі

$Mfln_s$ Құбырдың бөлігіне арналған келте құбырдың болмағандағы шекті бүгіліс кезі. Бұл жүктеме Mfp_s және Mfh_s сәйкес жүктеменің нақтылы бүгілісінің шегі болып табылады.

$Mtln_s$ Құбырдың бөлігіне арналған келте құбырдың болмағандағы бүгілістің шекті кезі

$Mfln_b$ Құбырдың бөлігіне арналған бүгілістің шекті кезі жеке қарастырылады. Бұл жүктеме Mfp_s және Mfh_s сәйкес жүктеменің нақтылы бүгілісінің шегі болып табылады.

$Mtln_b$ Келте құбыр үшін айналу мезетінің шегі бөлек қарастырылады

$Mflp_s$ құбырдың бөлігіне арналған ақырғы кез Mfp_s жүктемеге сәйкес келетін келте құбырмен белгіленген

$Mflh_s$ келте құбырмен жабдықталған құбырдың бөлігіне арналған ақырғы кез Mfh_s жүктемеге сәйкес

$Mflp_b$ келте құбырдағы құбырларға арналған ақырғы кез Mfp_b жүктемеге сәйкес

Mfh_b - келте құбырдағы құбырларға арналған ақырғы кез Mfh_b жүктемеге сәйкес

Mtl_s - келте құбырмен жабдықталған құбырға арналған ақырғы кез Mt_s жүктемеге сәйкес

Mtl_b - бұрылыстардағы келте құбырға арналған ақырғы кез Mt_b жүктемеге сәйкес

$Mfh_{b,max}$

$Mfp_{b,max}$

$Mt_{b,max}$

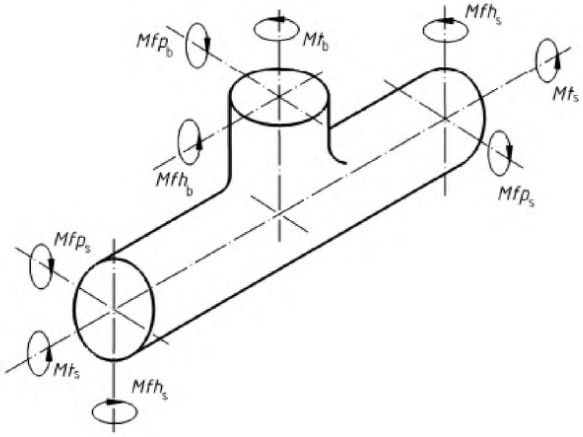
$Mfh_{s,max}$

$Mfp_{s,max}$

$Mt_{s,max}$

Макс внеш

Әр жүктеме жалғыз қолданылатын жағдайдағы сыртқы жүктемелердің әрқайсысына арналған максималды рұқсат етілген көрсеткіш



О.3 Келте құбырдың дизайны мен тексеру

О.3.1 Тек ашылусыз тіке құбырларға арналған қысымға сәйкес жүктемелерге арналған ақырғы көрсеткіш

$$p\ln_s = \frac{2}{\sqrt{3}} R_{p0,2t} \ln\left(\frac{D_m + e_s}{D_m - e_s}\right) \qquad \text{(О.3.1-1)}$$

$$p\ln_b = \frac{2}{\sqrt{3}} R_{p0,2t} \ln\left(\frac{d_m + e_b}{d_m - e_b}\right) \qquad \text{(О.3.1-2)}$$

О.3.2 Қысымның арқасында жүктеме астындағы минимальды қалыңдықты анықтау

а) Тек қысым үшін жүктемеге арналған осал коэффицент

О.3.2-1 бастап О.3.2-6 дейін кестелер мен О.3.2-1 кестесі c осал коэффицентін $e_b/\ e_s$, $d_m/\ D_m$ и $D_m/\ e_s$ теңдеуі сияқты шешу үшін барлық мүмкіндіктерді жасайды.

b) Құбыр мен тармақтың минимальды қалыңдығы.

Құбыр мен тармақтың минимальды қалыңдығы мынадай теңдеумен анықталады:

$$e_s = \frac{1}{c}\frac{p_c D_i}{2fz - p_c}\left(\sin\varphi_b\right)^{-\left(\frac{3}{2}\right)} \qquad \text{(О.3.2-1)}$$

$$e_s = \frac{1}{c}\frac{p_c D_m}{2fz}\left(\sin\varphi_b\right)^{-\left(\frac{3}{2}\right)} \qquad \text{(О.3.2-2)}$$

$$e_s = \frac{1}{c}\frac{p_c D_e}{2fz}\left(\sin\varphi_b\right)^{-\left(\frac{3}{2}\right)} \qquad \text{(О.3.2-3)}$$

$$e_b = \frac{1}{c}\frac{p_c d_i}{2fz - p_c}\left(\sin\varphi_b\right)^{-\left(\frac{3}{2}\right)} \qquad \text{(О.3.2-4)}$$

$$e_b = \frac{1}{c}\frac{p_c d_m}{2fz}\left(\sin\varphi_b\right)^{-\left(\frac{3}{2}\right)} \qquad \text{(О.3.2-5)}$$

$$e_b = \frac{1}{c}\frac{p_c d_e}{2fz + p_c}\left(\sin\varphi_b\right)^{-\left(\frac{3}{2}\right)} \qquad \text{(О.3.2-6)}$$

О.3.3 Жүктеме қысымының тәсілі мен сыртқы жүктемелерге сәйкес жүктемеге арналған қалыңдықты тексеру

а) Түрлі сыртқы жүктемелерге арналған ақырғы мәндер жеке қолданылады.

Жеке әрекет ететін түрлі сыртқы жүктемелерге арналған ақырғы мәндер мынадай формулалармен анықталады:

$$Mf\ln_s = R_{p0,2t}\frac{\left(D_m + e_s\right)^3}{6}\left(1 - \left(1 - \frac{2e_s}{D_m + e_s}\right)^3\right) \qquad \text{(О.3.3-1)}$$

$$Mf\ln_b = R_{p0,2t}\frac{\left(d_m + e_b\right)^3}{6}\left(1 - \left(1 - \frac{2e_b}{d_m + e_b}\right)^3\right) \qquad \text{(О.3.3-2)}$$

$$Mt\ln_s = \frac{2}{\sqrt{3}}R_{p0,2t}\left(\frac{\pi D_m^2}{4}\right)e_s \qquad \text{(О.3.3-3)}$$

$$Mt\ln_b = \frac{2}{\sqrt{3}}R_{p0,2t}\left(\frac{\pi d_m^2}{4}\right)e_b \qquad \text{(О.3.3-4)}$$

b) Түрлі сыртқы жүктемелерге арналған әлсіз коэффициенттер жеке қолданылады.

О.3.2-7 О.3.2-42 кестелері және О.3.2-2-кестеде $e_b/\ e_s$, $d_m/\ D_m$ и $D_m/\ e_s$ оның қызметі ретінде осал коэффициенттерді анықтай алады.

$$cfh_b = \frac{Mflh_b}{Mf\ \ln_b} \qquad \text{(О.3.3-5)}$$

$$cfp_b = \frac{Mflp_b}{Mf\ \ln_b} \qquad \text{(О.3.3-6)}$$

$$ct_b = \frac{Mtl_b}{Mt\ \ln_b} \qquad \text{(О.3.3-7)}$$

$$cfh_s = \frac{Mflh_s}{Mf\ \ln_s} \qquad \text{(О.3.3-8)}$$

$$cfp_s = \frac{Mflp_s}{Mf\ \ln_s} \qquad \text{(О.3.3-9)}$$

$$ct_s = \frac{Mtl_s}{Mt\ \ln_s} \qquad \text{(О.3.3-10)}$$

c) Бөлек қолданған жағдайдағы максималды рұқсат етілген жүктемелер.

$$Mfh_{b,\max} = 0,5Mflh_b \qquad \text{(О.3.3-11)}$$

$$Mfp_{b,\max} = 0,5Mflp_b \qquad \text{(О.3.3-12)}$$

$$Mt_{b,\max} = 0,5Mtl_b \qquad \text{(О.3.3-13)}$$

$$Mfh_{s,\max} = 0,5Mflh_s \qquad \text{(О.3.3-14)}$$

$$Mfp_{s,\max} = 0,5Mflp_s \qquad \text{(О.3.3-15)}$$

$$Mt_{s,\max} = 0,5Mtl_s \qquad \text{(О.3.3-16)}$$

$$p_{\max} = \frac{\sqrt{3}}{3} MIN\left[zMIN\left(p\ln_s; p\ln_b\right); cMIN\left(p\ln_s; p\ln_b\right)\left(\sin\varphi_b\right)^{\frac{3}{2}} \right] \qquad \text{(О.3.3-17)}$$

d) Салынған жүктемелердің рұқсат етілгендігін тексеру.

$$\frac{Mfh_b}{Mfh_{b,\max}} \le 1 \qquad \text{(O.3.3-18)}$$

$$\frac{Mfp_b}{Mfp_{b,\max}} \le 1 \qquad \text{(O.3.3-19)}$$

$$\frac{Mt_b}{Mt_{b,\max}} \le 1 \qquad \text{(O.3.3-20)}$$

$$\frac{Mfh_s}{Mfh_{\mathrm{s,max}}} \le 1 \qquad \text{(O.3.3-21)}$$

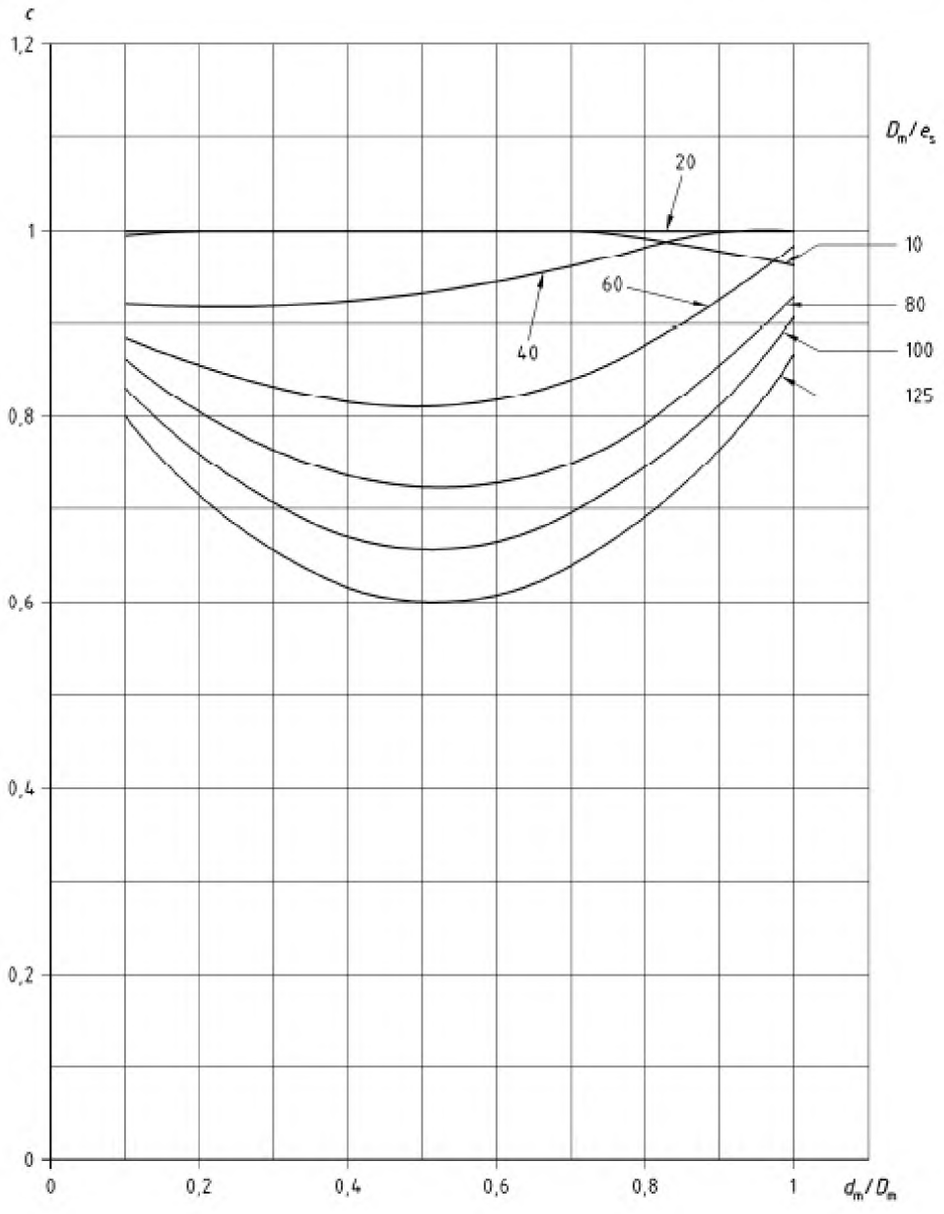
$$\frac{Mfp_s}{Mfp_{\mathrm{s,max}}} \le 1 \qquad \text{(O.3.3-22)}$$

$$\frac{Mt_s}{Mt_{\mathrm{s,max}}} \le 1 \qquad \text{(O.3.3-23)}$$

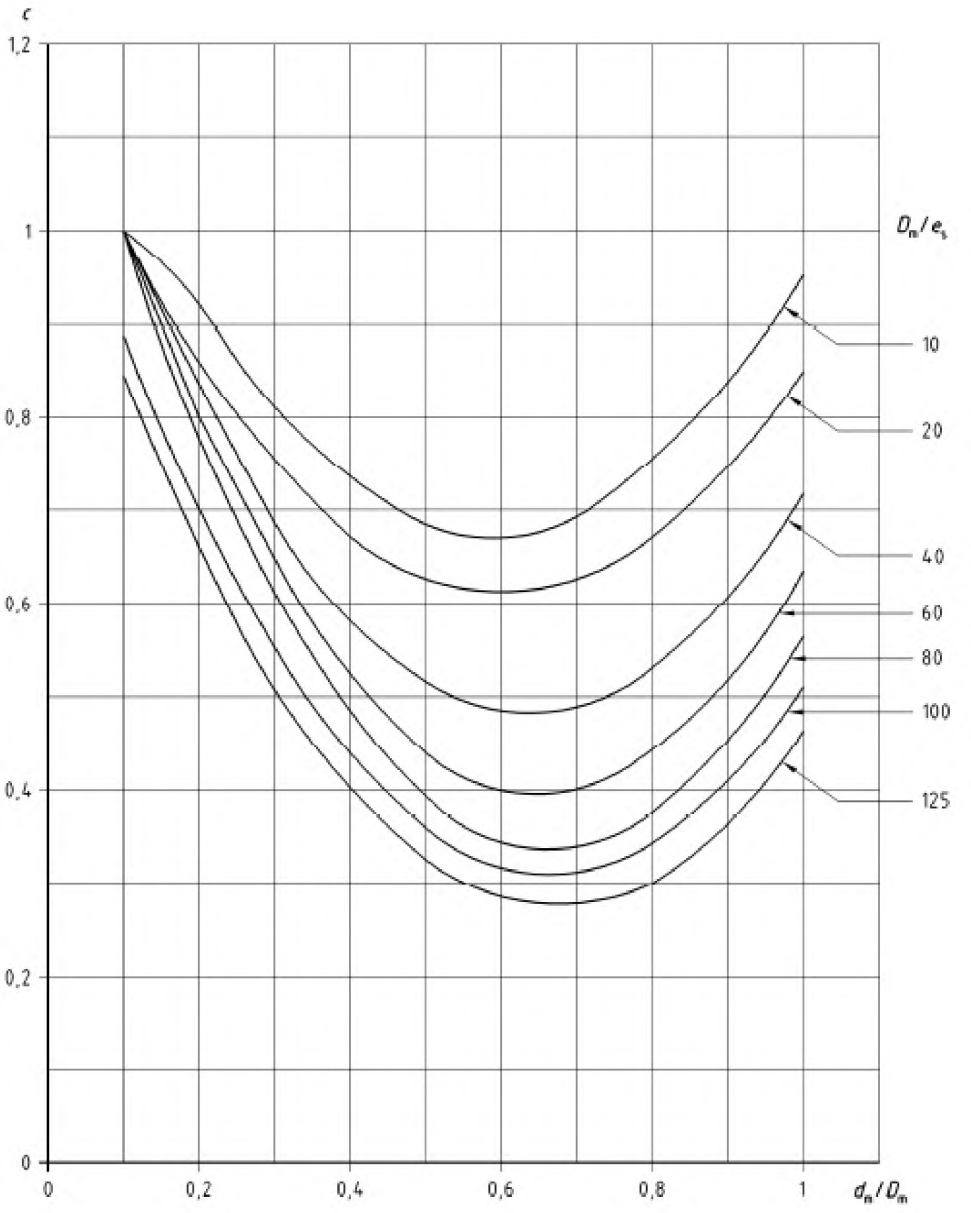
$$\frac{p_c}{p_{\max}} \le 1 \qquad \text{(O.3.3-24)}$$

$$\sqrt{\left(\frac{Mfh_b}{Mfh_{b,\max}}\right)^2 + \left(\frac{Mfp_b}{Mfp_{b,\max}}\right)^2 + \left(\frac{Mt_b}{Mt_{b,\max}}\right)^2 + \left(\frac{Mfh_s}{Mfh_{\mathrm{s,max}}}\right)^2 + \left(\frac{Mfp_s}{Mfp_{\mathrm{s,max}}}\right)^2 + \left(\frac{Mt_s}{Mt_{\mathrm{s,max}}}\right)^2 \left(\frac{p_c}{p_{\max}}\right)^2} \le 1 \qquad \text{(O.3.3-25)}$$

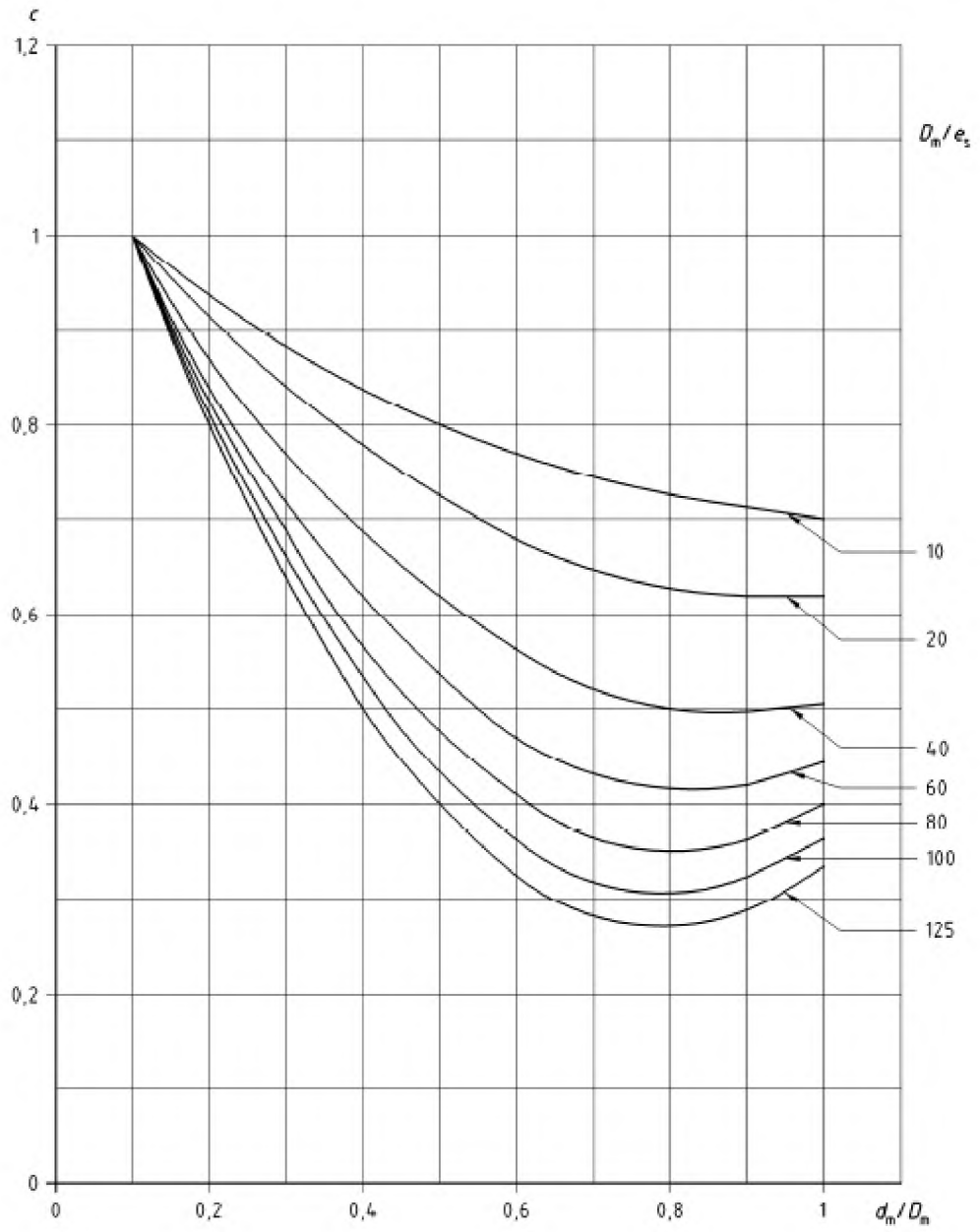
Егер бұл шарттар сақталмаса, өлшемдер өзгертілуге тиіс және есептер қайталанады.



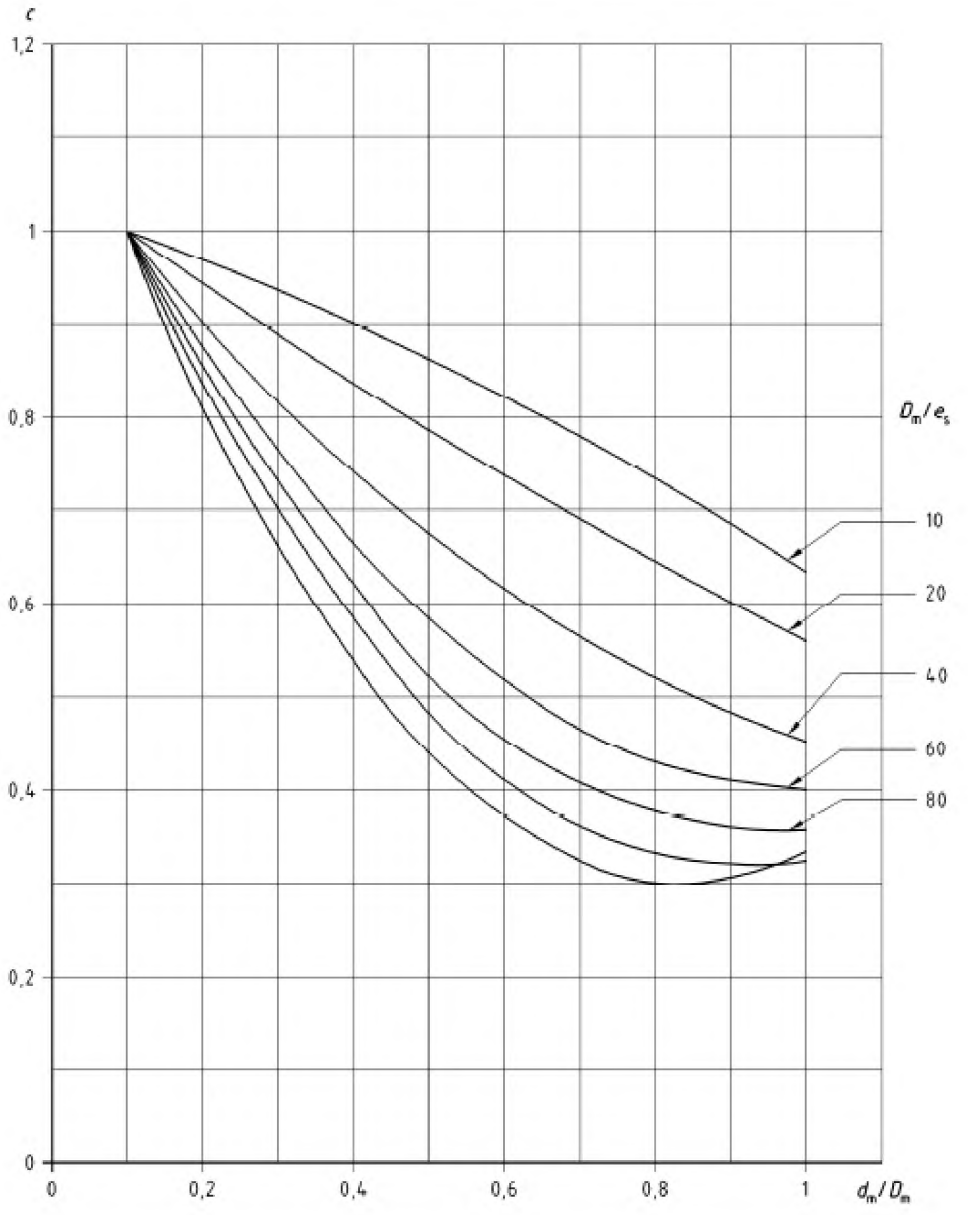
О.3.2-1-сурет —e_b / e_s = 0,2 арналған *c* мәні



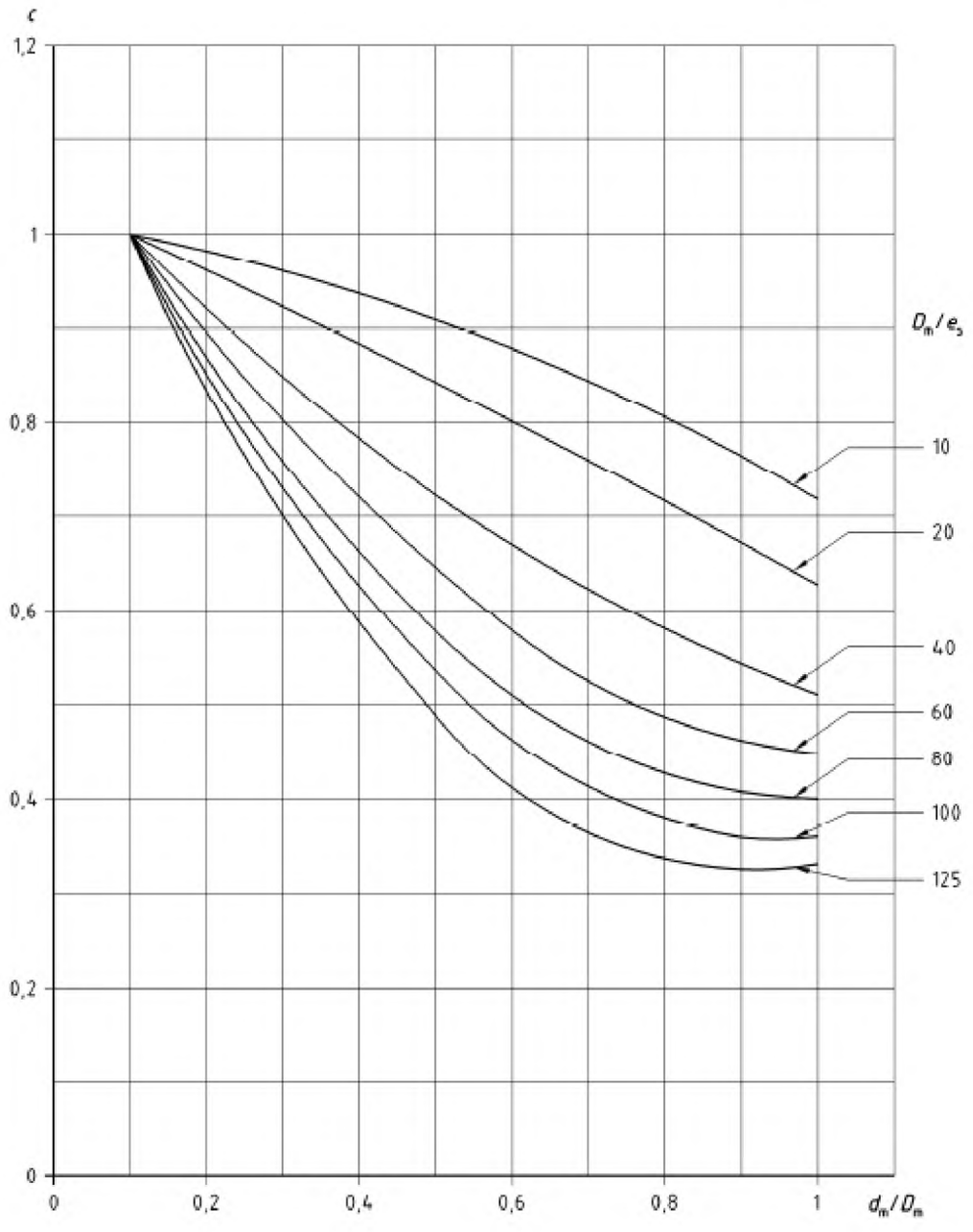
О.3.2-2-сурет — e_b / e_s = 0,5 арналған *c* мәні



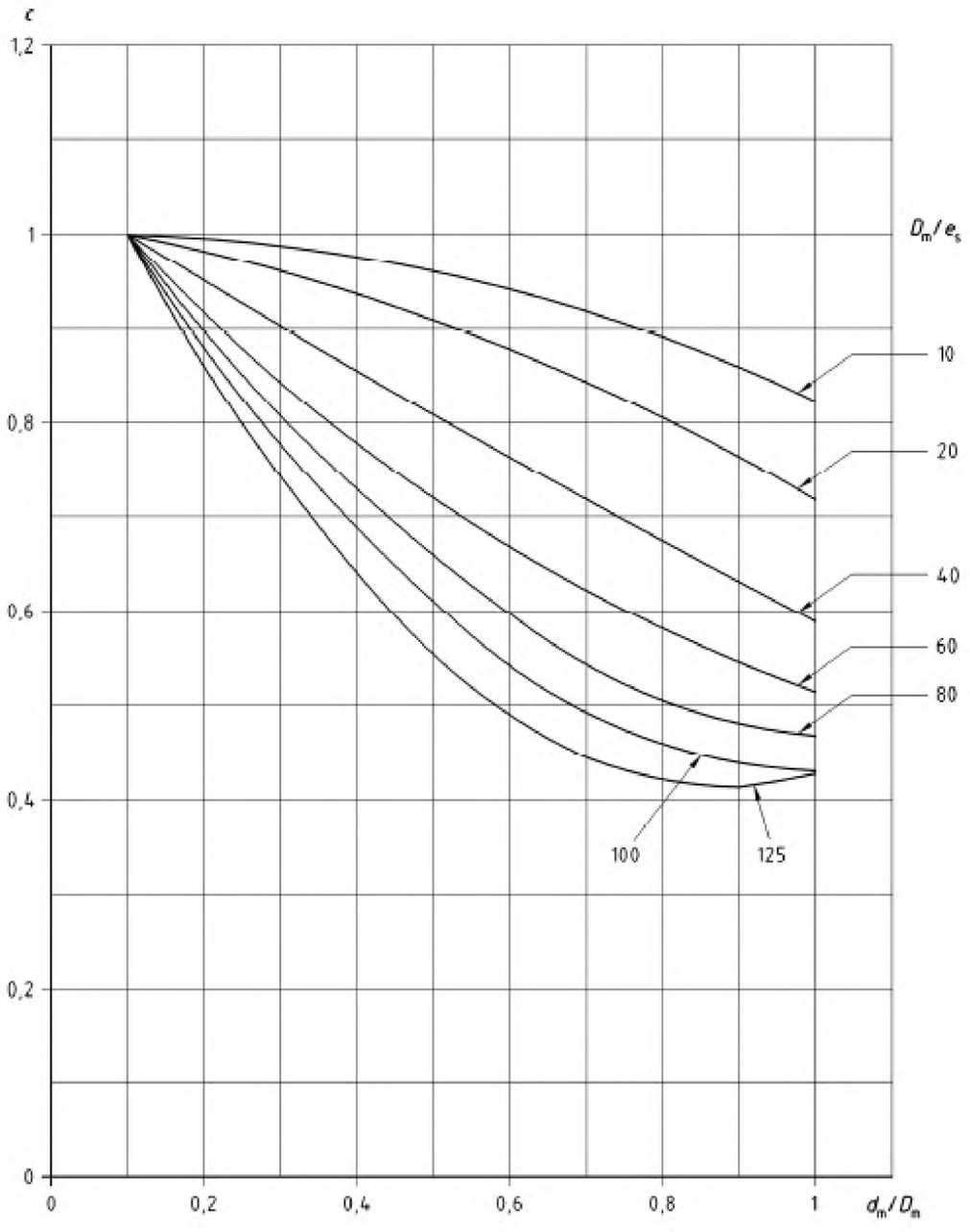
О.3.2-3-сурет — e_b / e_s = 0,8 арналған *c* мәні



О.3.2-4-сурет — e_b / e_s = 1,0 арналған *c* мәні



О.3.2-5-сурет — e_b / e_s = 1,2 арналған *c* мәні



О.3.2-6-сурет – e_b / e_s = 1,5 арналған *c* мәні

О.3.2-1-кесте – Қисық сызықтарды сипаттайтын полиномиалды теңдеулер мәні О.3.2-1 –ден О.3.2-6 дейін суреттер

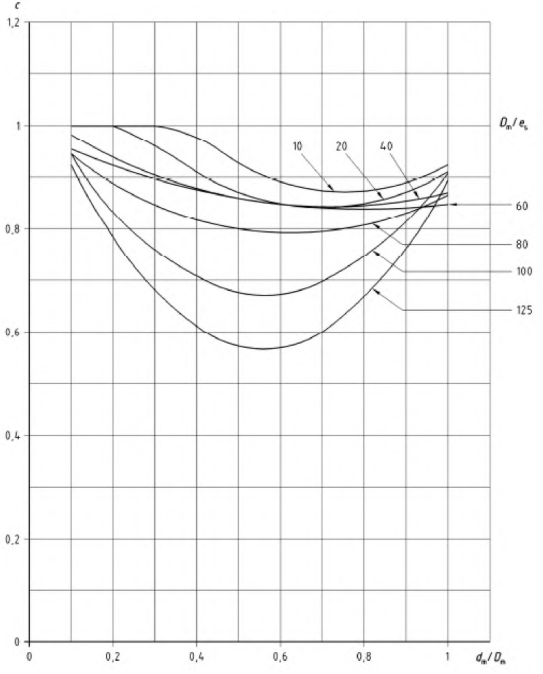
		A	*B*	*C*
0.3.2-1-сурет *c* коэффициенті $e_b / e_s = 0,2$ үшін	10	- 0,070 9	- 0,042 9	1,071 3
	20	- 0,100 5	0,133 8	0,984 5
	40	0,133 9	- 0,031 8	0,922 1
	60	0,596 7	- 0,546 7	0,937 1
	80	0,809 4	- 0,829 2	0,938 0
	100	1,021 4	- 1,044 1	0,928 7
	125	1,132 4	- 1,171 5	0,905 0
0.3.2-2-сурет *c* коэффициенті $e_b / e_s = 0,5$ үшін	10	1,666 4	- 1,954 9	1,247 3
	20	1,568 6	- 1,878 5	1,170 8
	40	1,780 2	- 2,268 4	1,206 7
	60	1,956 2	- 2,562 5	1,233 8
	80	2,056 5	- 2,741 3	1,249 5
	100	1,801 4	- 2,401 0	1,108 6
	125	1,769 4	- 2,383 9	1,075 9
0.3.2-3-сурет *c* коэффициенті $e_b / e_s = 0,8$ үшін	10	0,337 6	- 0,703 6	1,068 0
	20	0,509 6	- 0,983 8	1,093 1
	40	0,834 7	- 1,464 0	1,136 8
	60	1,110 2	- 1,838 0	1,170 9
	80	1,290 5	- 2,084 2	1,193 4
	100	1,418 2	- 2,259 9	1,209 3
	125	1,538 6	- 2,423 9	1,224 2
0.3.2-4-сурет *c* коэффициенті $e_b / e_s = 1,0$ үшін	10	- 0,106 0	- 0,285 0	1,030 5
	20	0,072 1	- 0,571 1	1,056 6
	40	0,430 3	- 1,075 2	1,102 6
	60	0,736 0	- 1,474 7	1,138 9
	80	0,944 3	- 1,746 1	1,163 6
	100	1,098 2	- 1,946 6	1,181 8
	125	1,309 9	- 2,173 8	1,202 1
0.3.2-5-сурет *c* коэффициенті $e_b / e_s = 1,2$ үшін	10	- 0,165 4	- 0,135 2	1,015 8
	20	- 0,039 1	- 0,375 5	1,038 4
	40	0,260 8	- 0,832 3	1,080 4
	60	0,553 2	- 1,226 2	1,116 4
	80	0,766 5	- 1,509 3	1,142 2
	100	0,925 8	- 1,719 8	1,161 4
	125	1,079 7	- 1,920 8	1,179 7
0.3.2-6-сурет *c* коэффициенті $e_b / e_s = 1,5$ үшін	10	- 0,242 4	0,063 9	0,995 9
	20	- 0,182 4	- 0,113 8	1,013 8
	40	0,045 2	- 0,508 7	1,050 7
	60	0,310 1	- 0,882 4	1,085 1
	80	0,516 5	- 1,166 8	1,111 1
	100	0,679 4	- 1,388 1	1,131 4
	125	0,913 6	- 1,647 9	1,154 8

ЕСКЕРТПЕ Қисық сызық графиктері О.3.2-1 О.3.2-6 мынадай полиномиалды теңдеу арқылы сипатталуы мүмкін

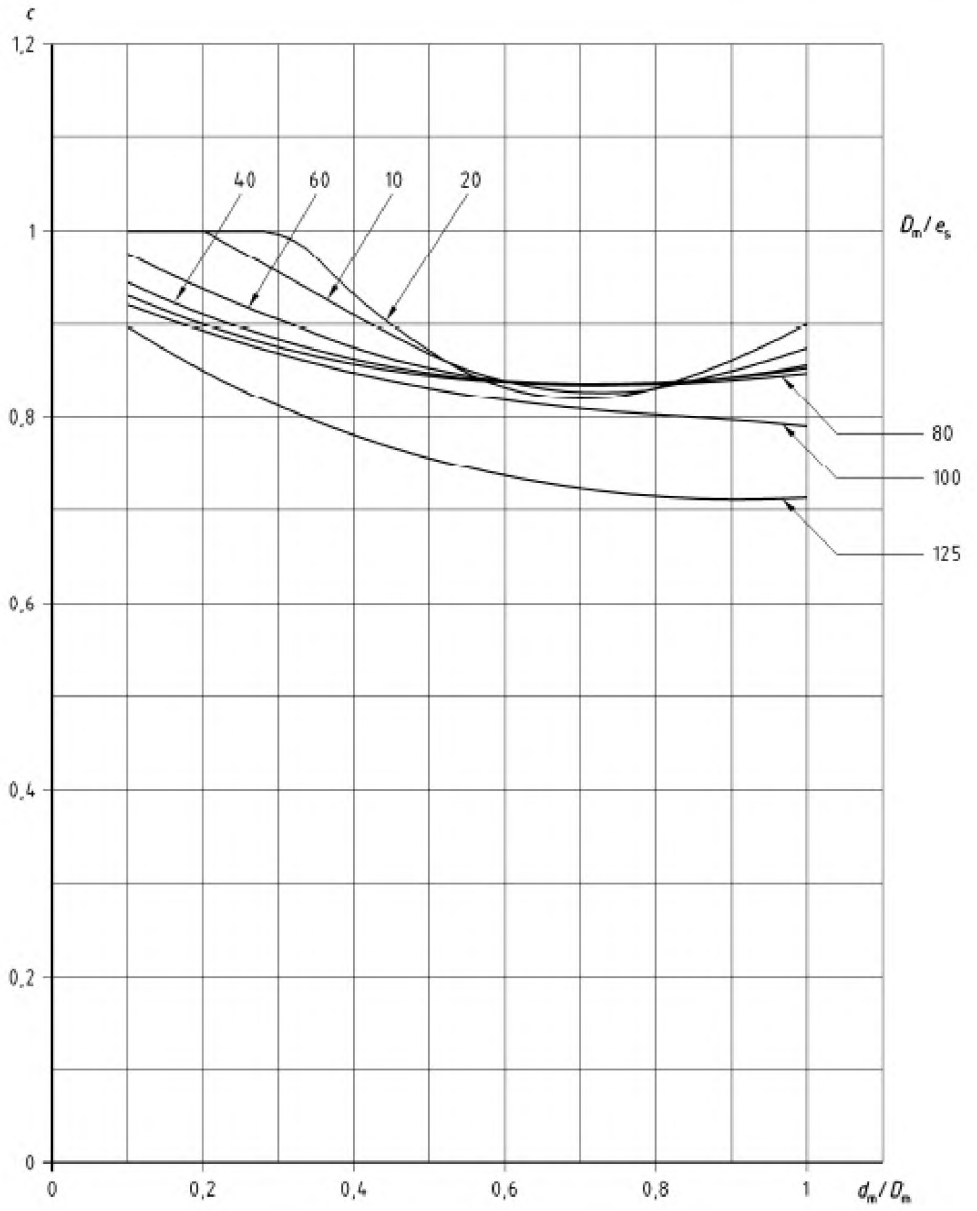
$$c = MIN[(Ax^2 + Bx + C) ; 1] \qquad \text{(Т.0.3.2-1.1)}$$

мұндағы $x = d\text{m} / D\text{m}$

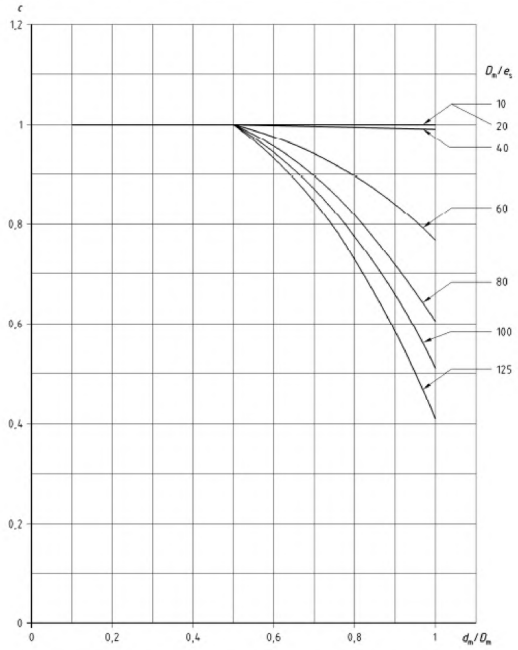
А, В және С коэффициенттері D_m / e_s қатынасына байланысты әр графиктің әр қисығы үшін келтірілген



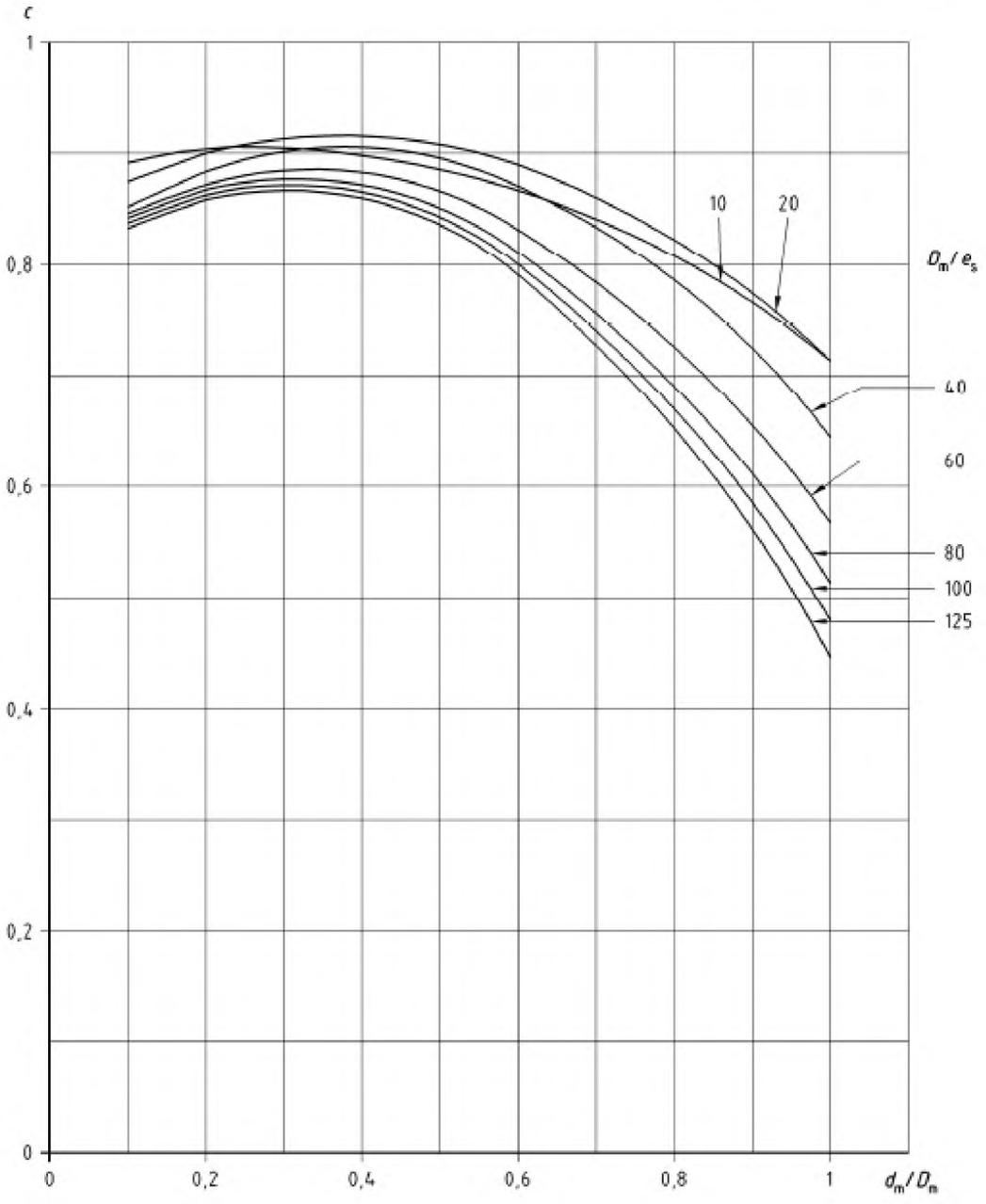
О.3.2-7-сурет – e_b / e_s = 0.2 арналған cfh_b мәні



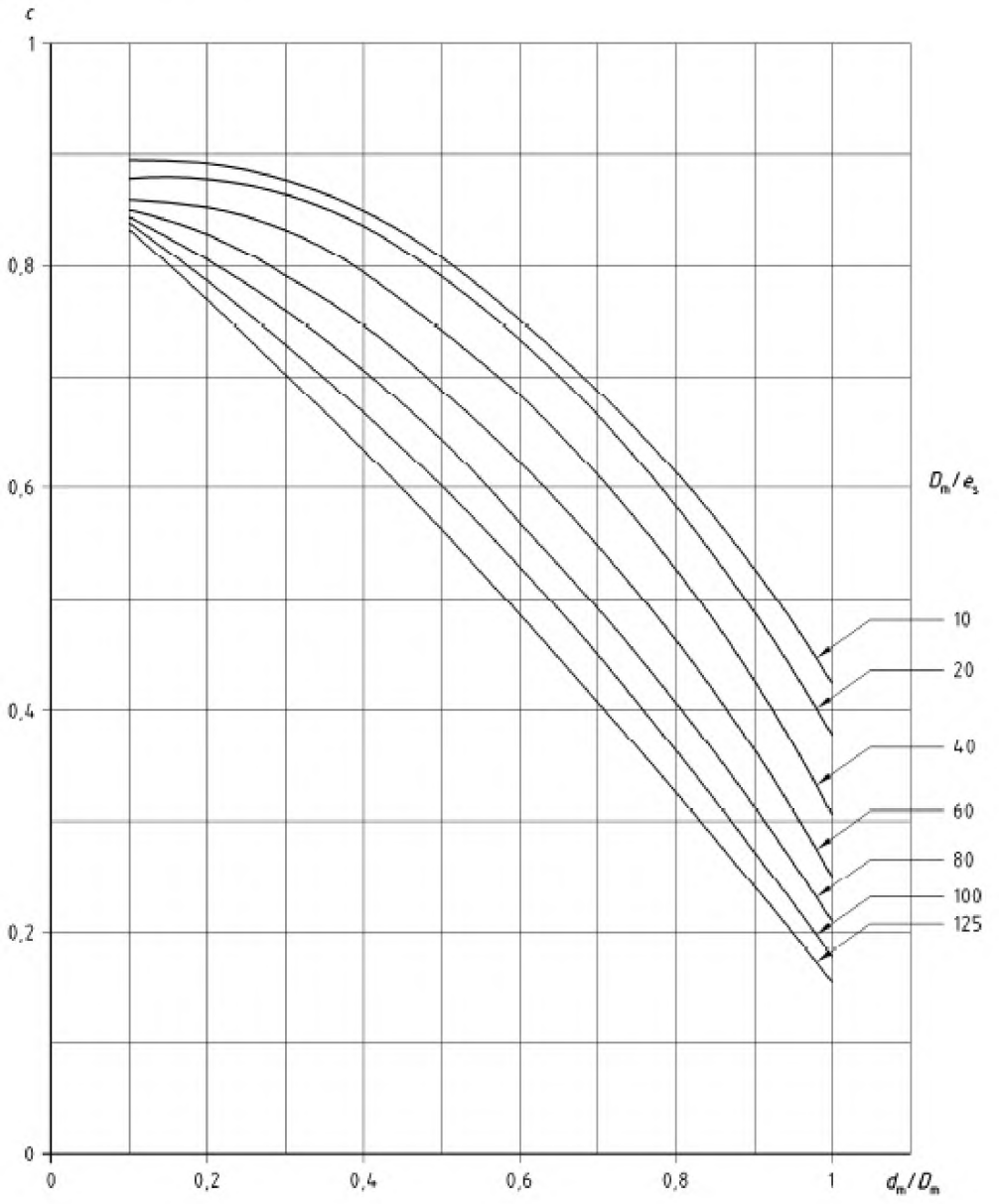
О.3.2-8-сурет – e_b / e_s = 0.2 арналған cfp_bмәні



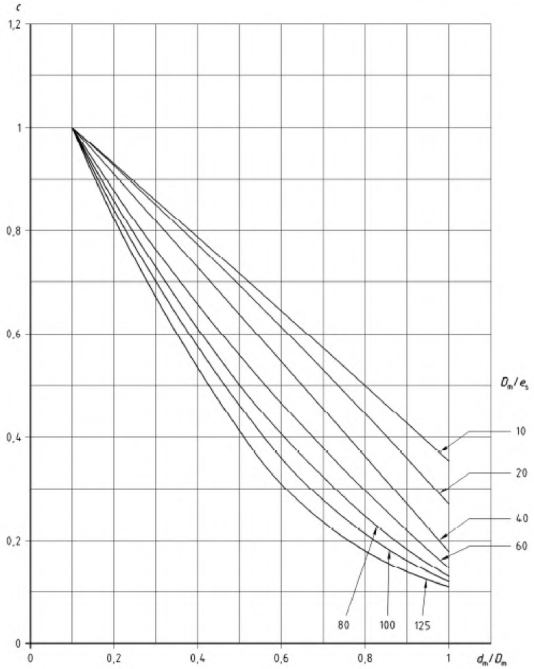
О.3.2-9-сурет – e_b / e_s = 0.2 арналған ct_b мәні



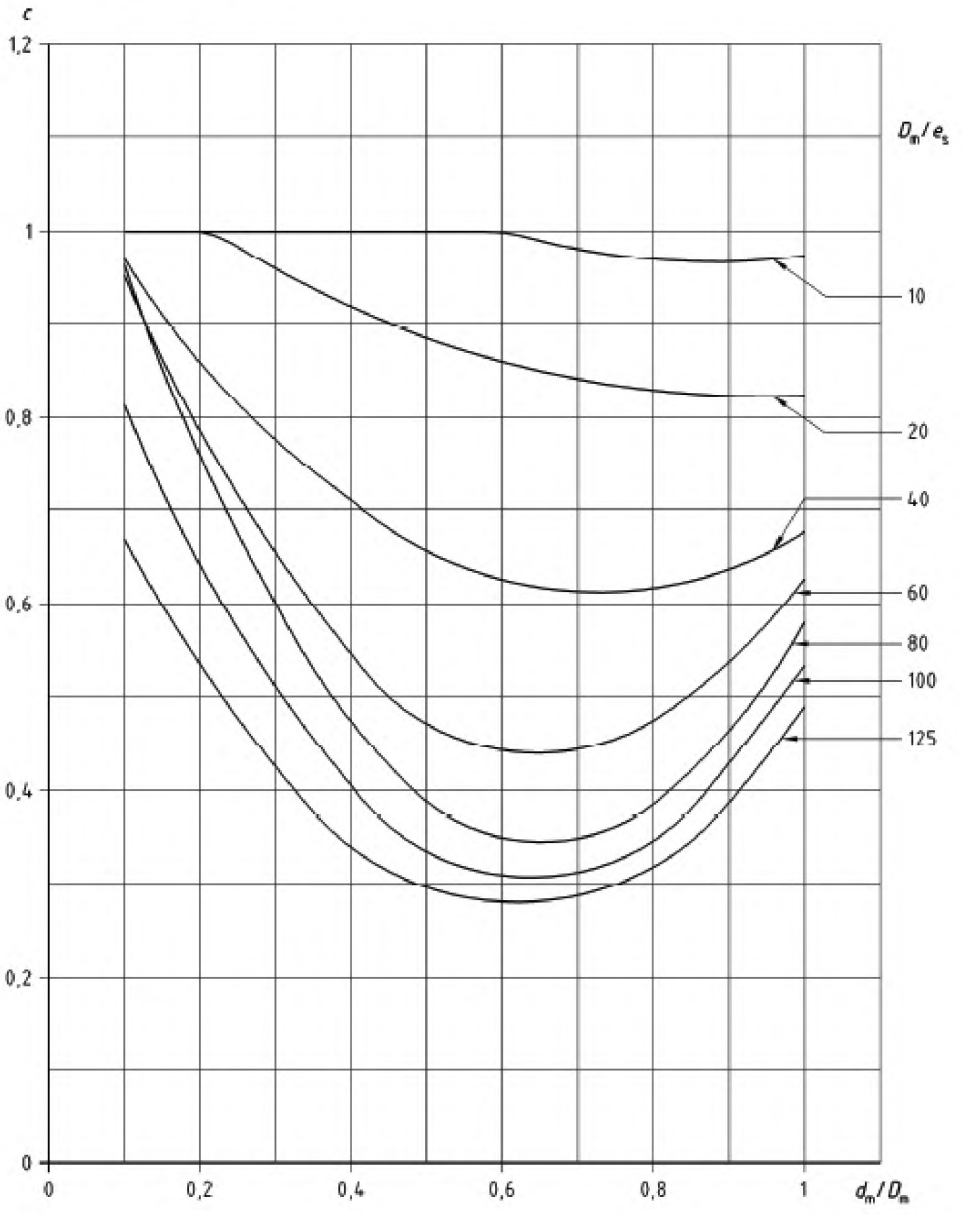
О.3.2-10-сурет – e_b / e_s = 0.2 арналған cfh_s мәні



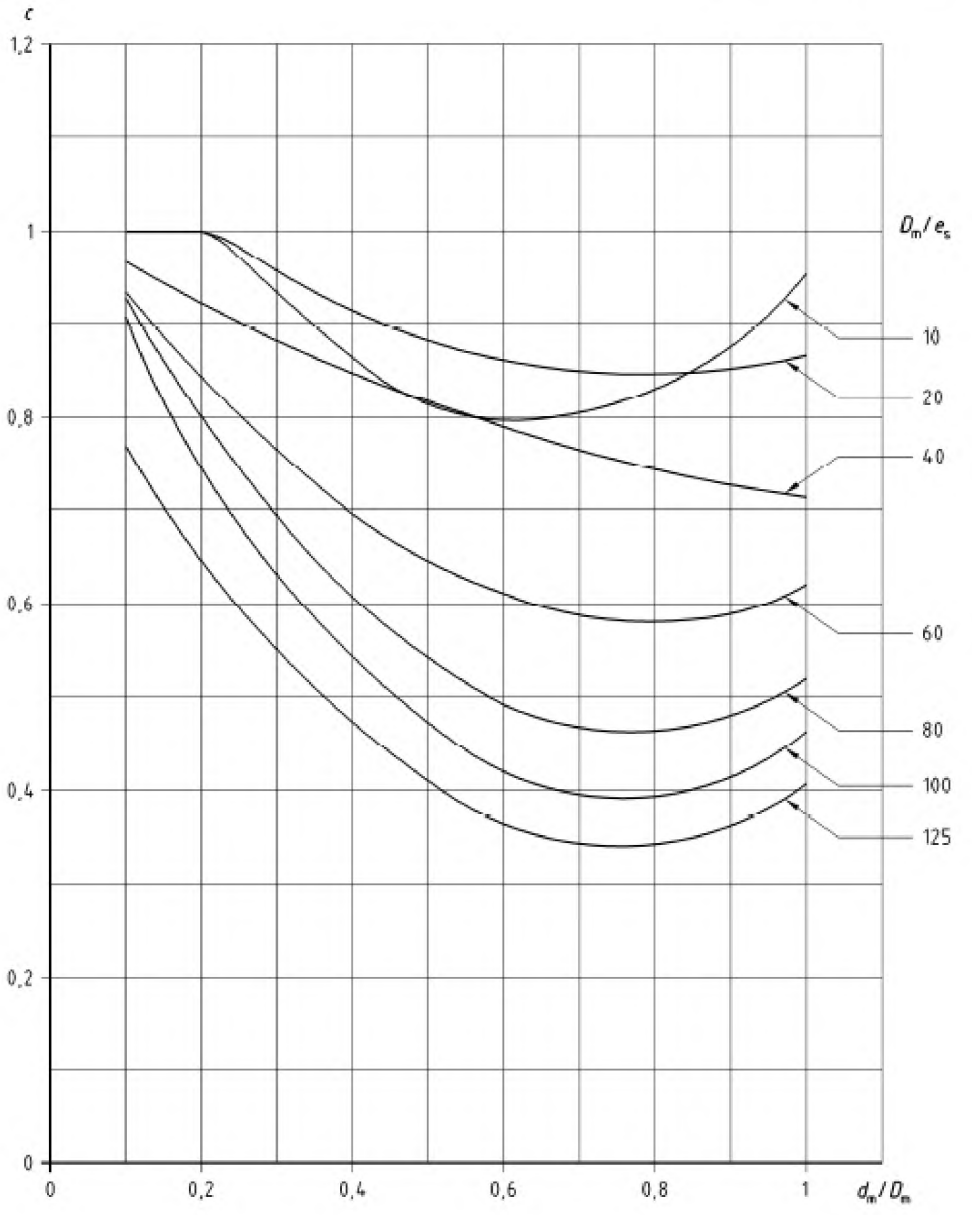
О.3.2-11-сурет – e_b / e_s = 0.2 арналған cfp_s мәні



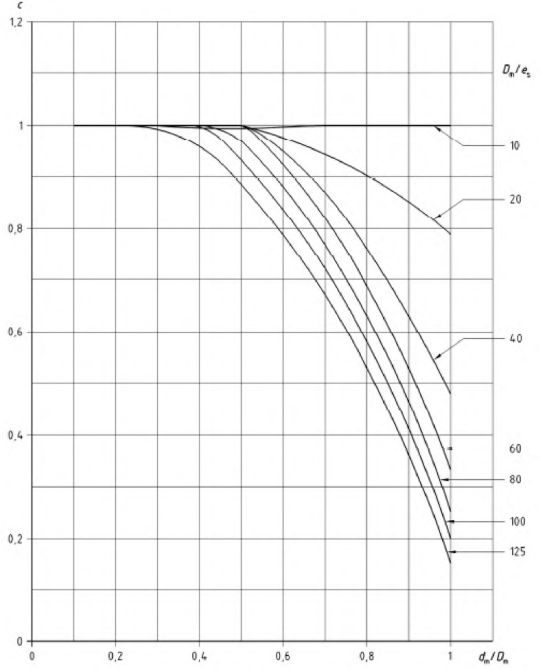
О.3.2-12-сурет – e_b / e_s = 0.2 арналған ct_s мәні



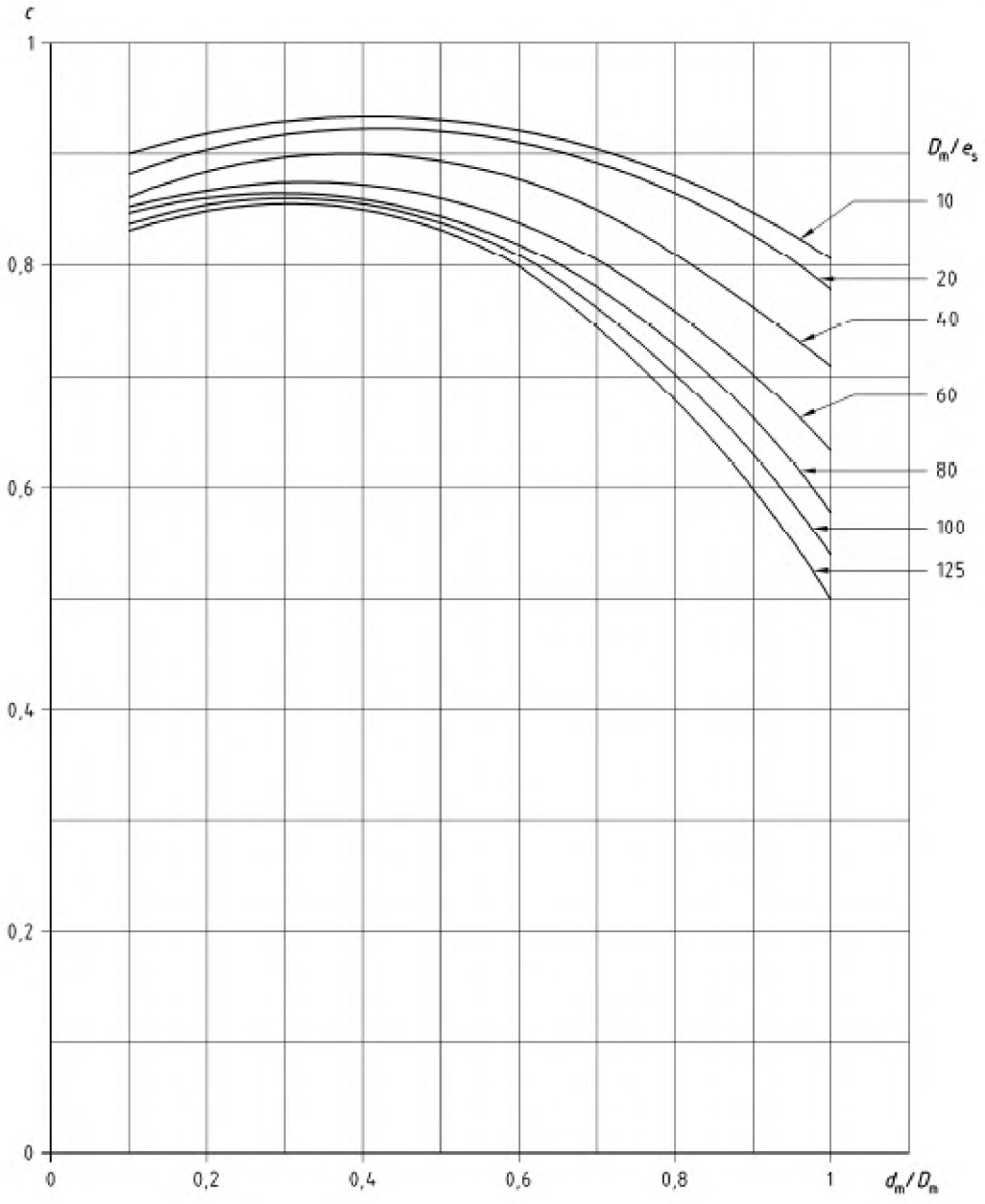
О.3.2-13-сурет – e_b / e_s = 0.5 арналған cfh_b мәні



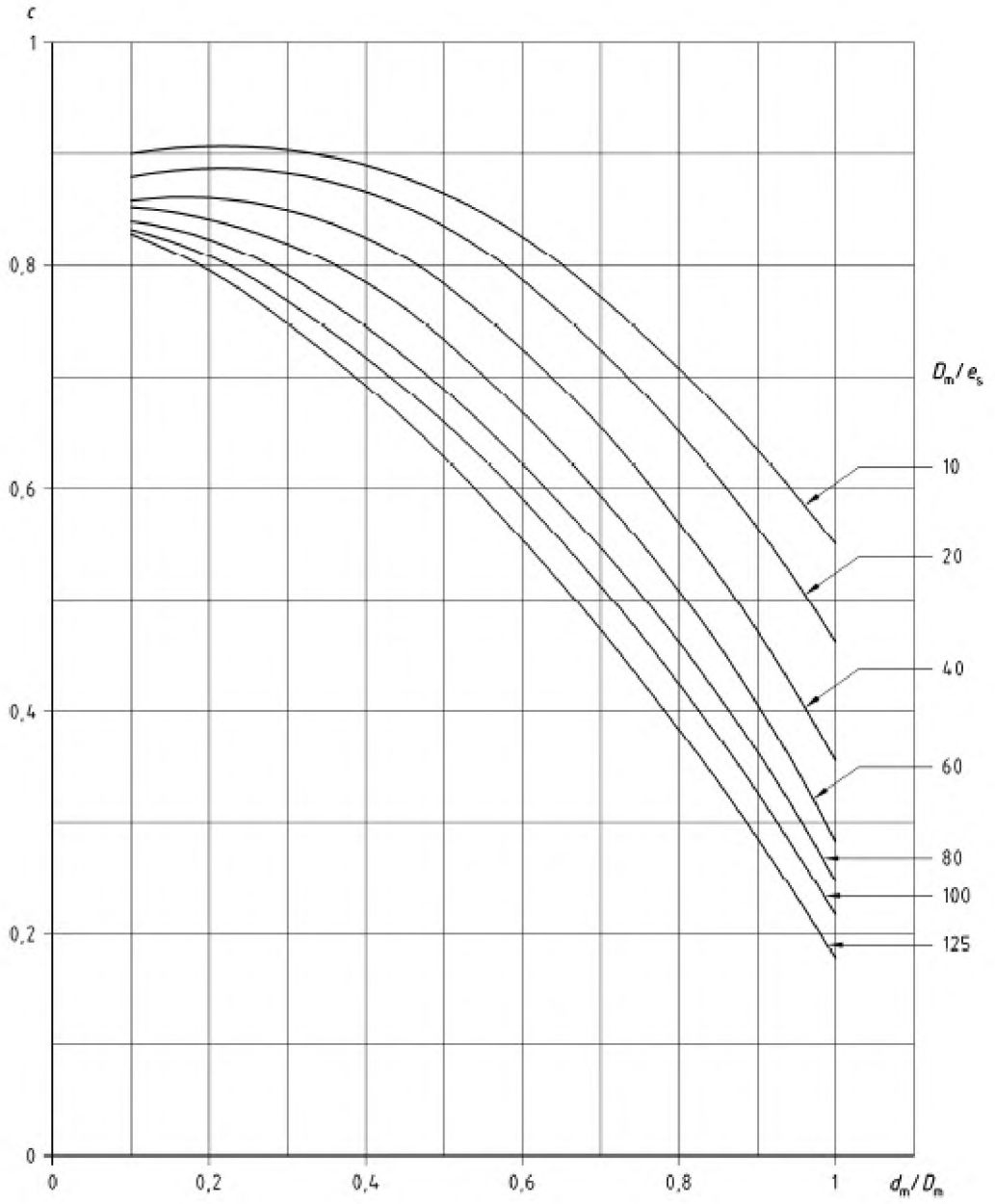
О.3.2-14-сурет – e_b / e_s = 0.5 арналған cfp_b мәні



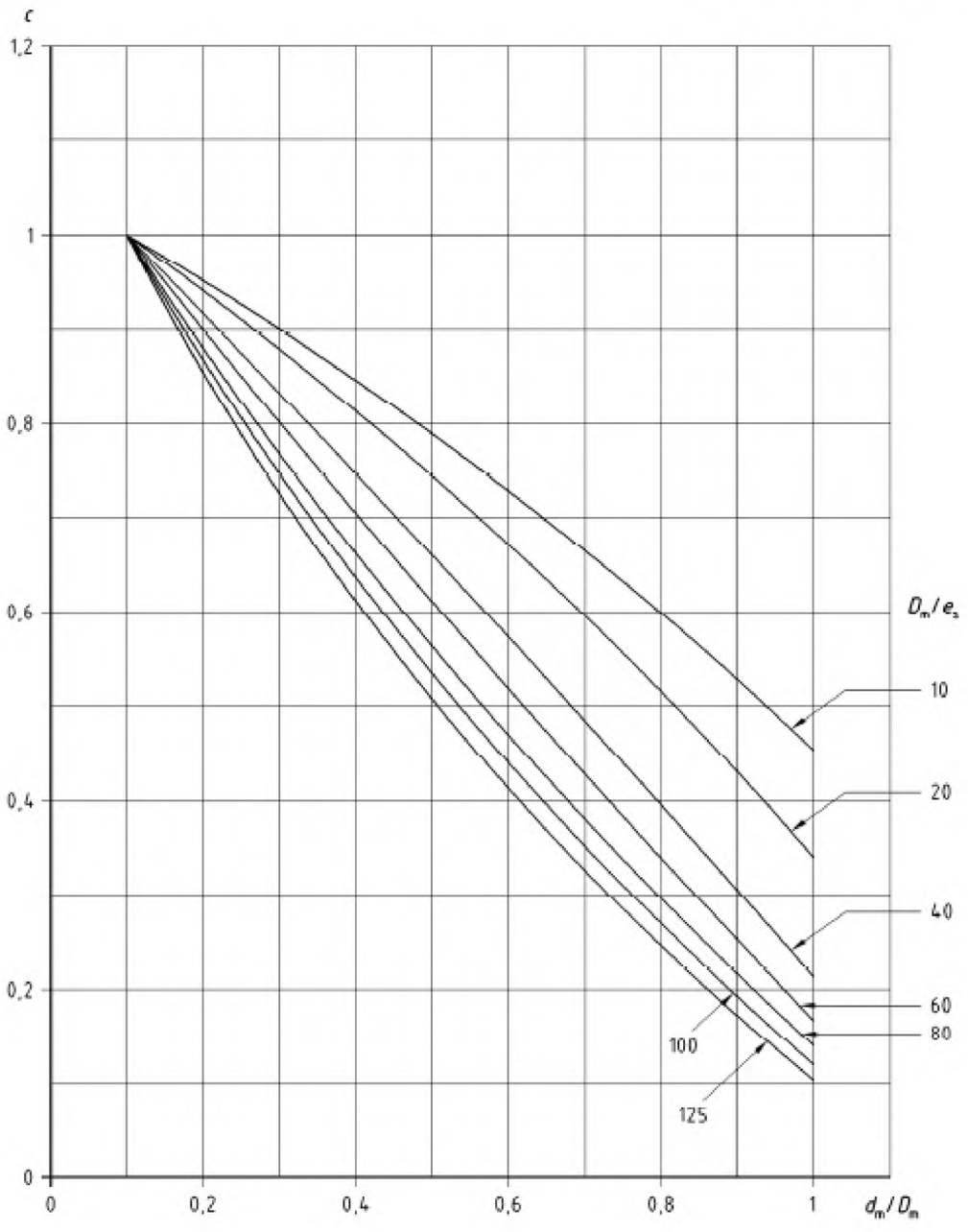
О.3.2-15-сурет – e_b / e_s = 0.5 арналған ct_b мәні



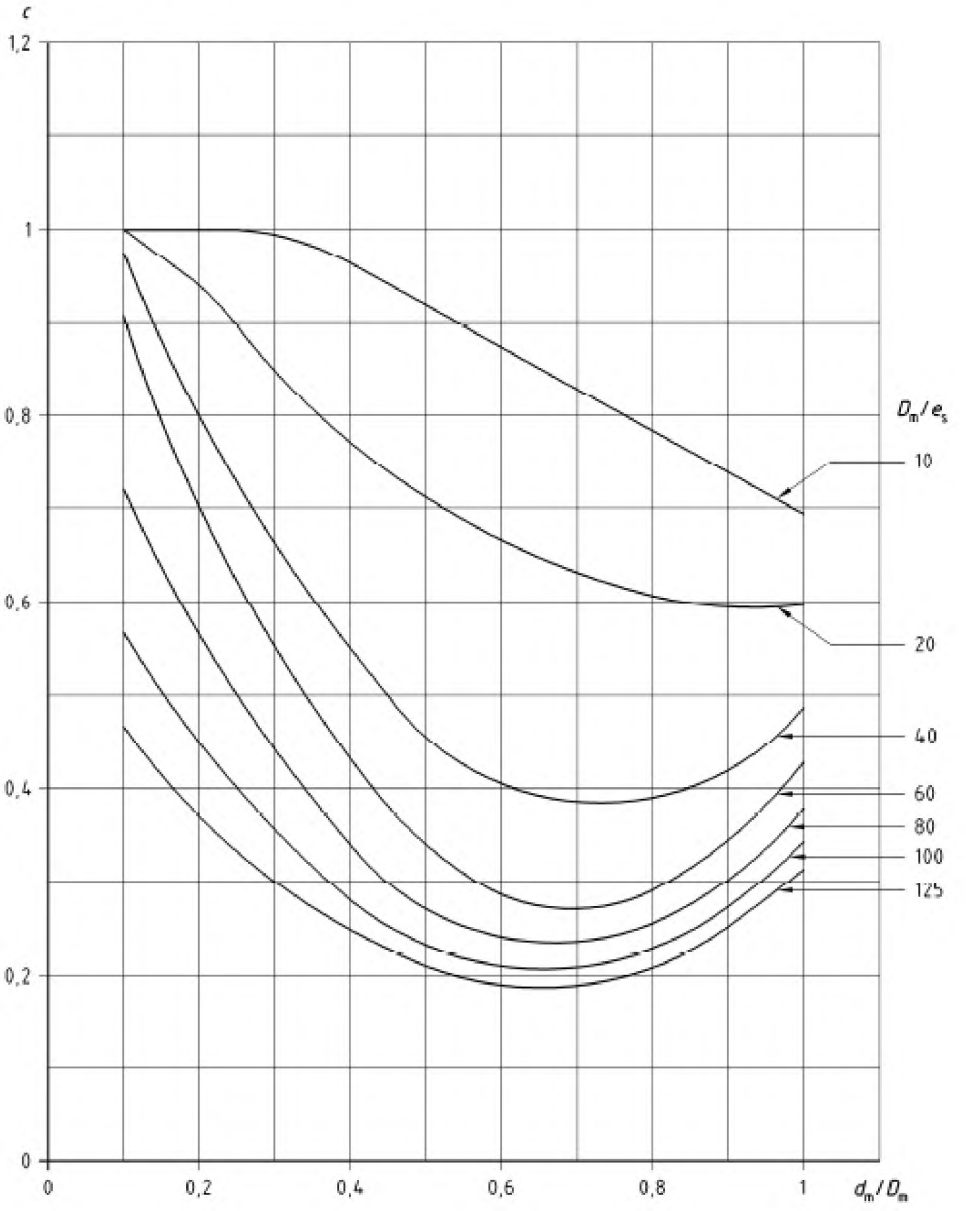
О.3.2-16-сурет – e_b / e_s = 0.5 арналған cfh_s мәні



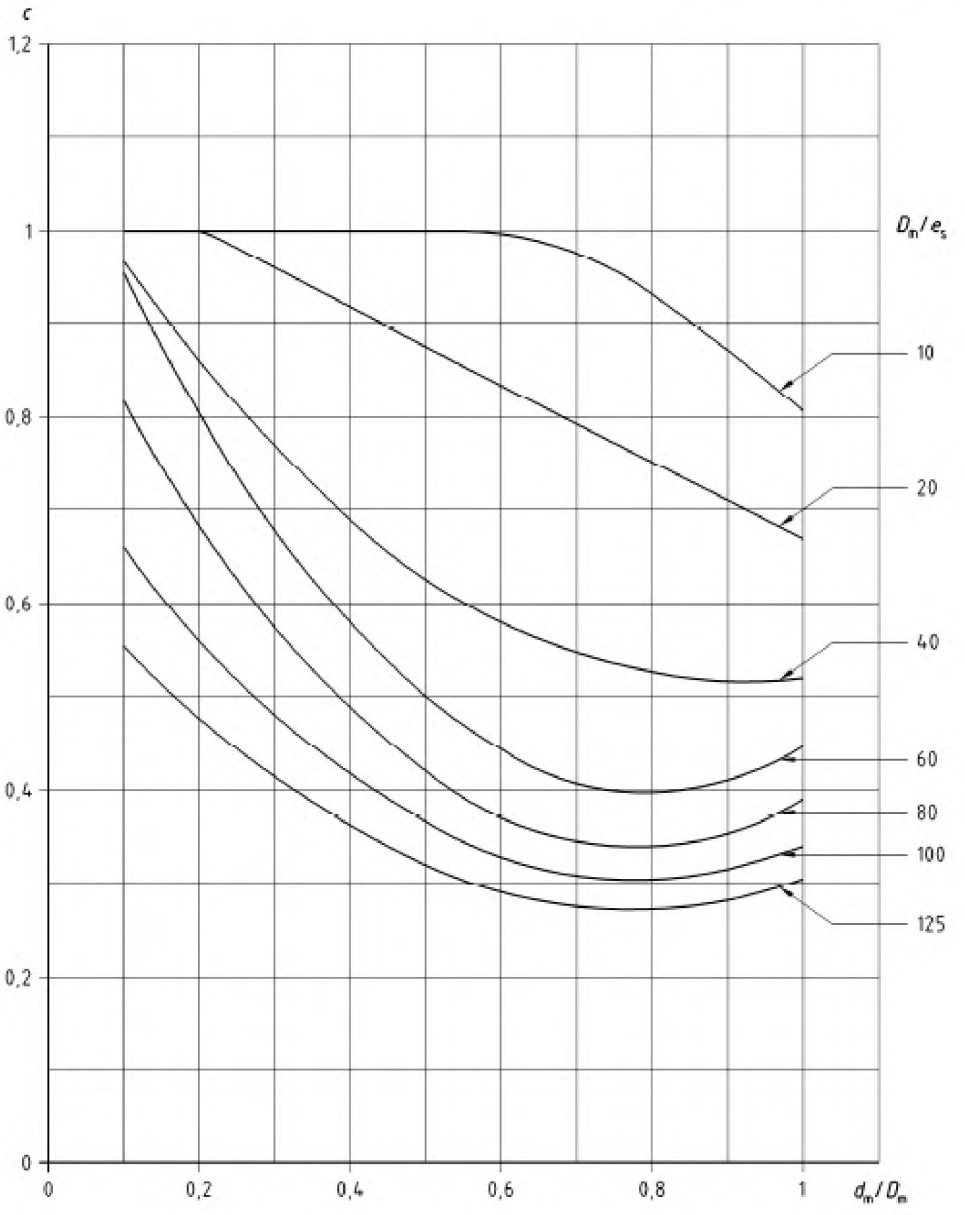
О.3.2-17-сурет – e_b / e_s = 0.5 арналған cfp_s мәні



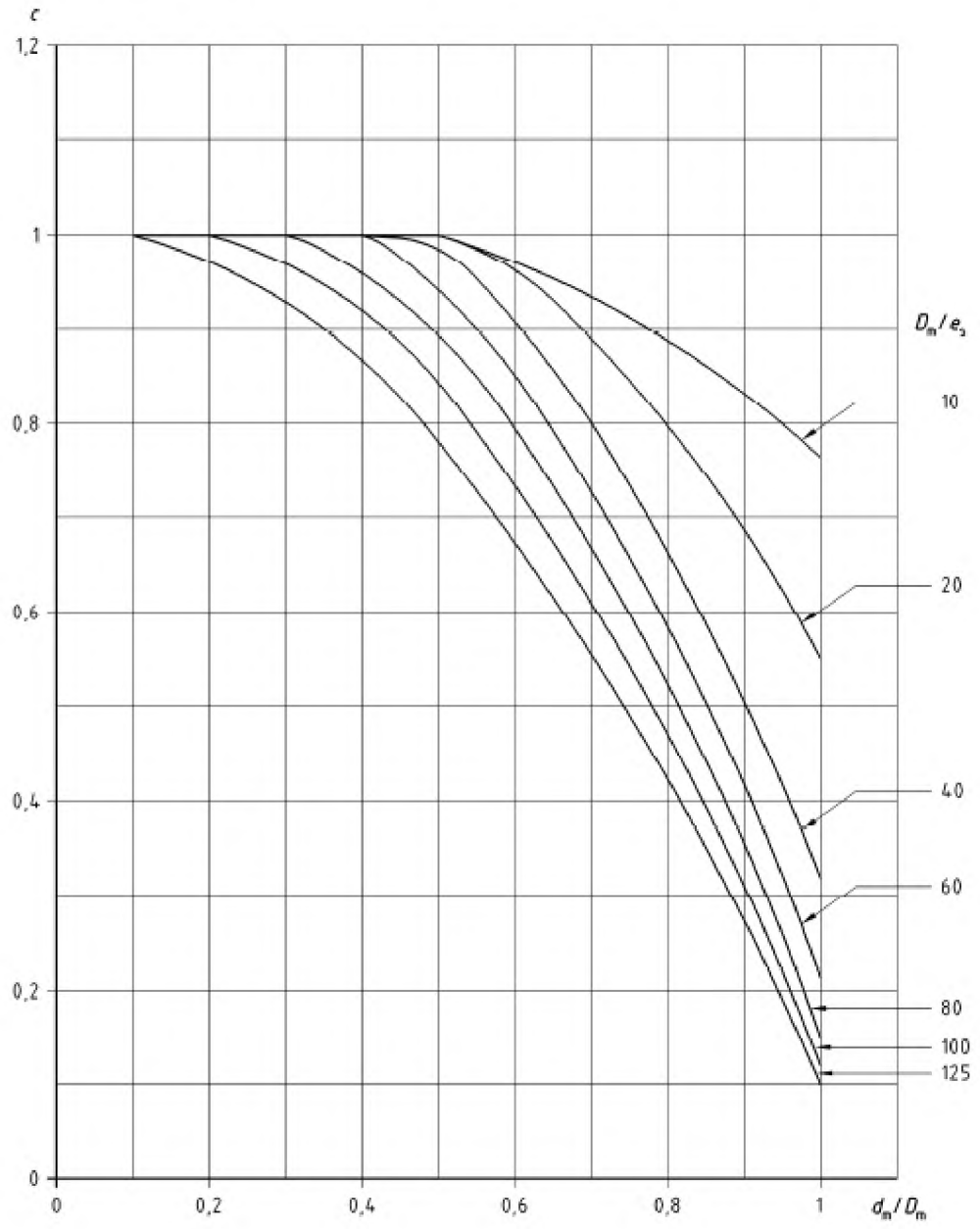
О.3.2-18-сурет – e_b / e_s = 0.5 арналған ct_s мән



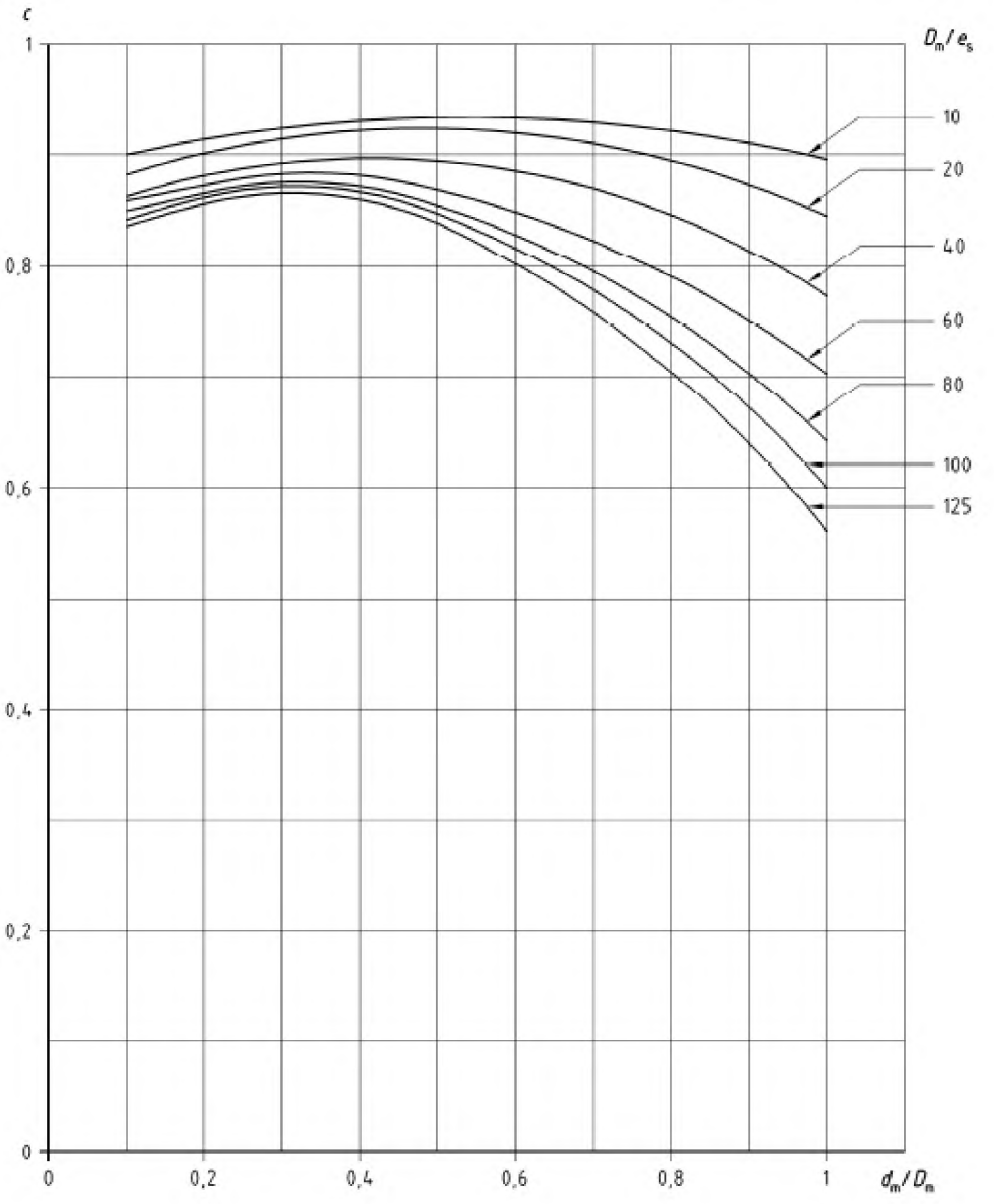
О.3.2-19-сурет – e_b / e_s = 0.8 арналған cfh_b мәні



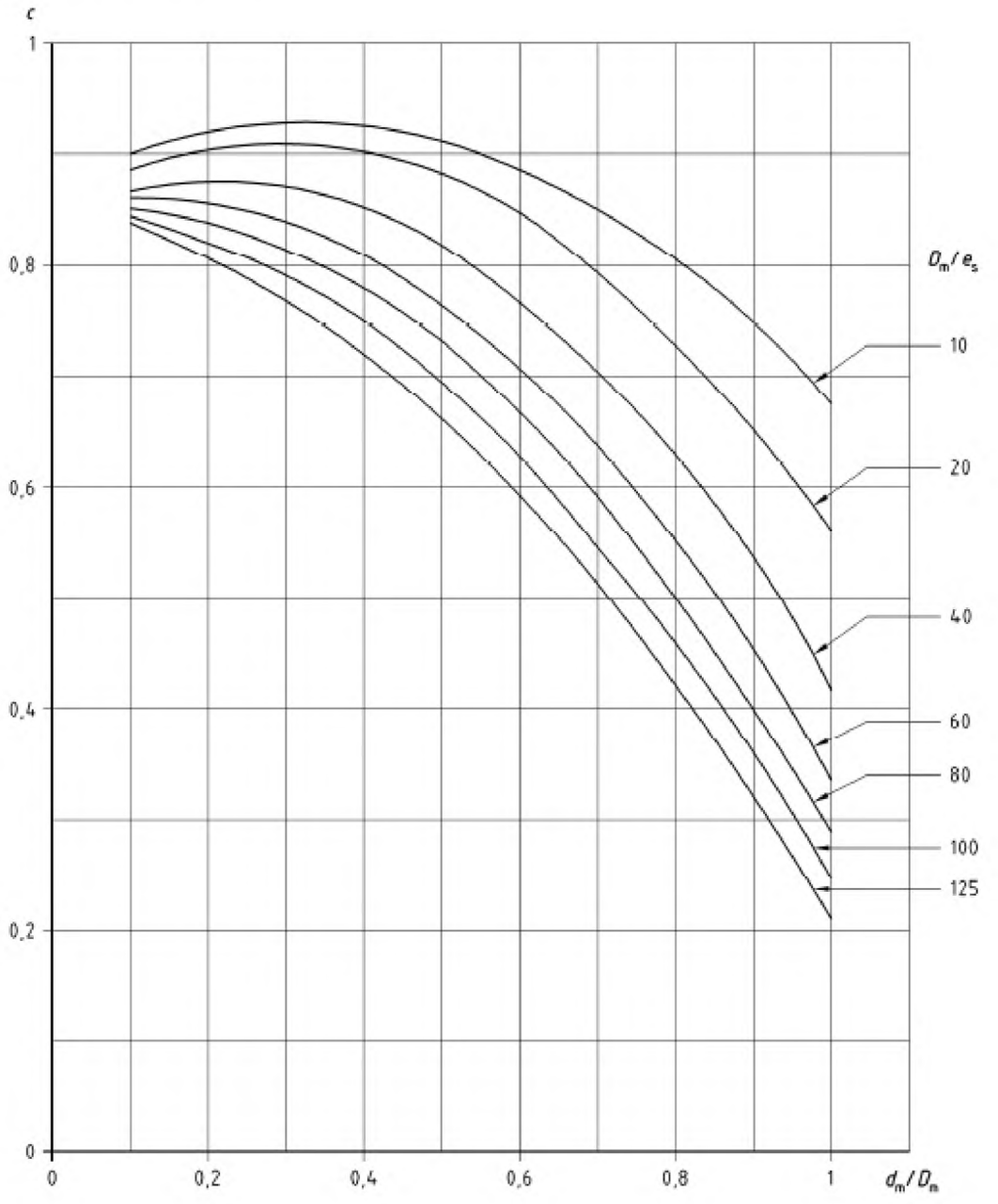
О.3.2-20-сурет – e_b / e_s = 0.8 арналған cfp_b мәні



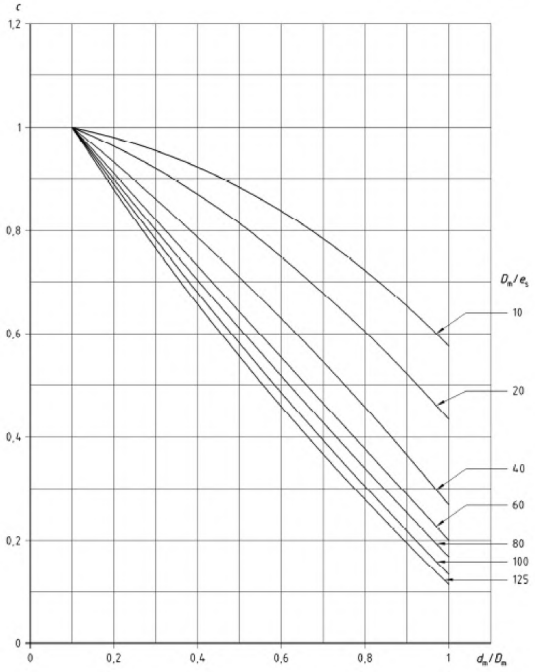
О.3.2-21-сурет – e_b / e_s = 0.8 арналған ct_b мәні



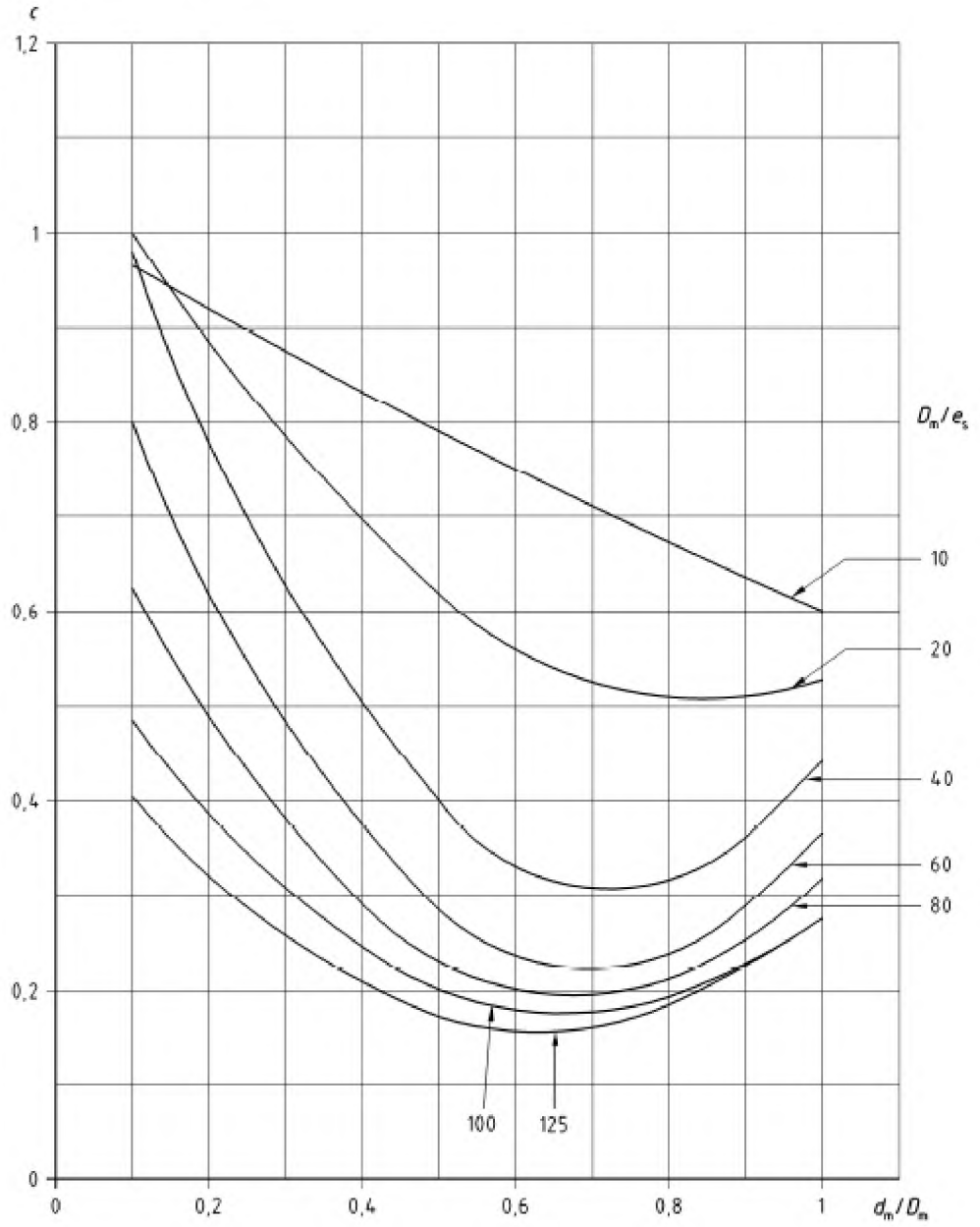
О.3.2-22-сурет – e_b / e_s = 0.8 арналған cfh_s мәні



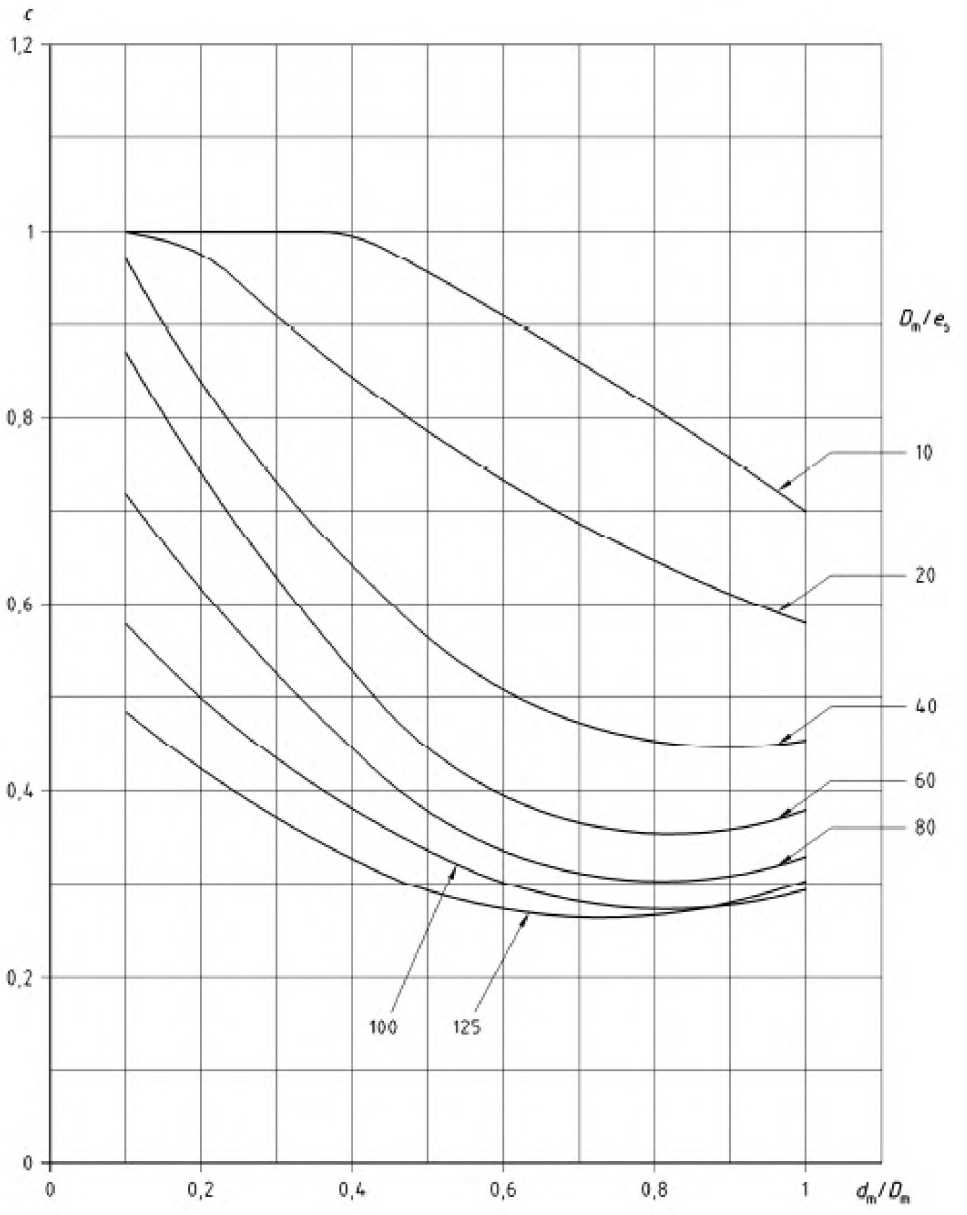
О.3.2-23-сурет – e_b / e_s = 0.8 арналған cfp_s мәні



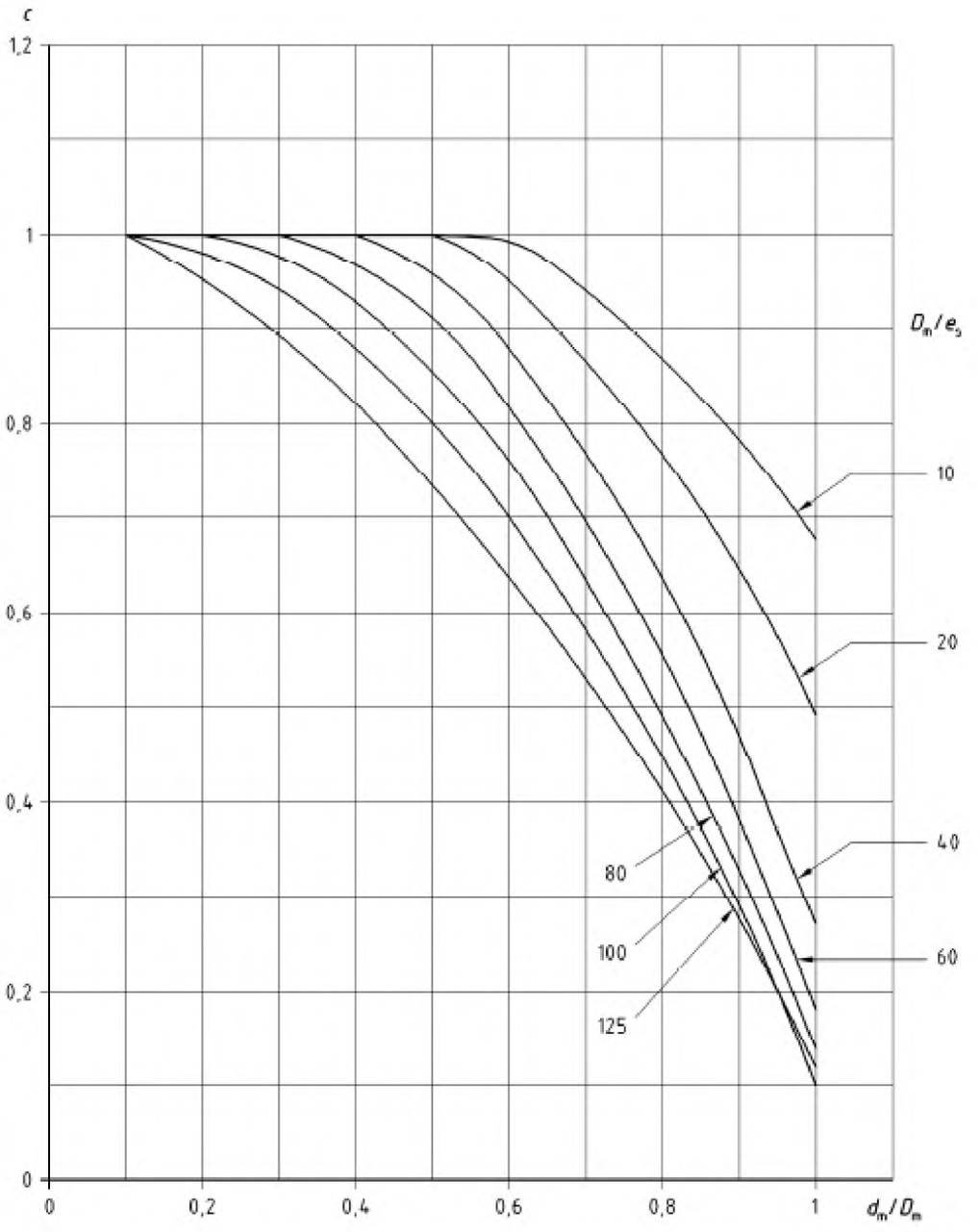
О.3.2-24-сурет – e_b / e_s = 0.8 арналған ct_s мәні



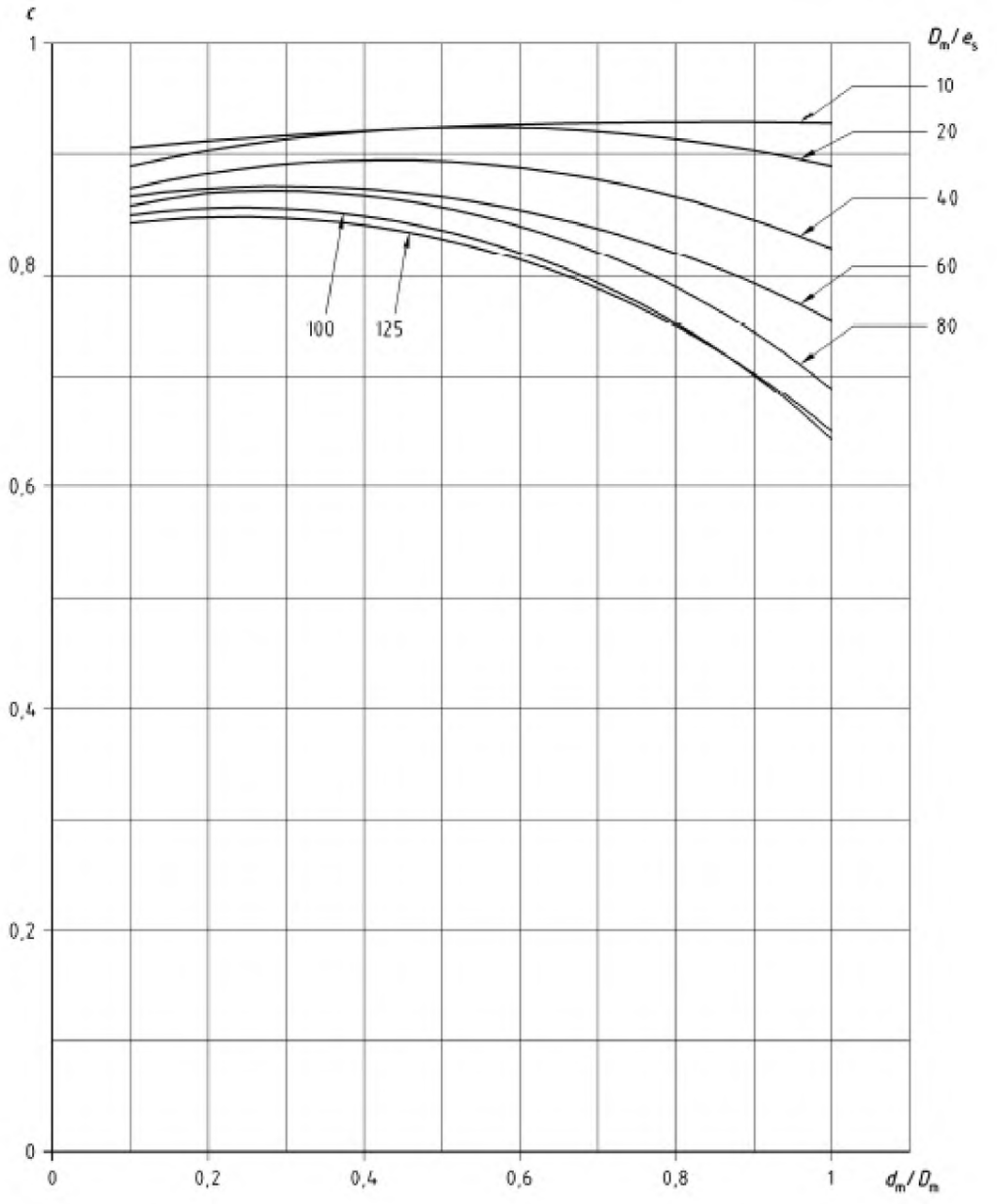
О.3.2-25-сурет – e_b / e_s = 1 арналған cfh_b мәні



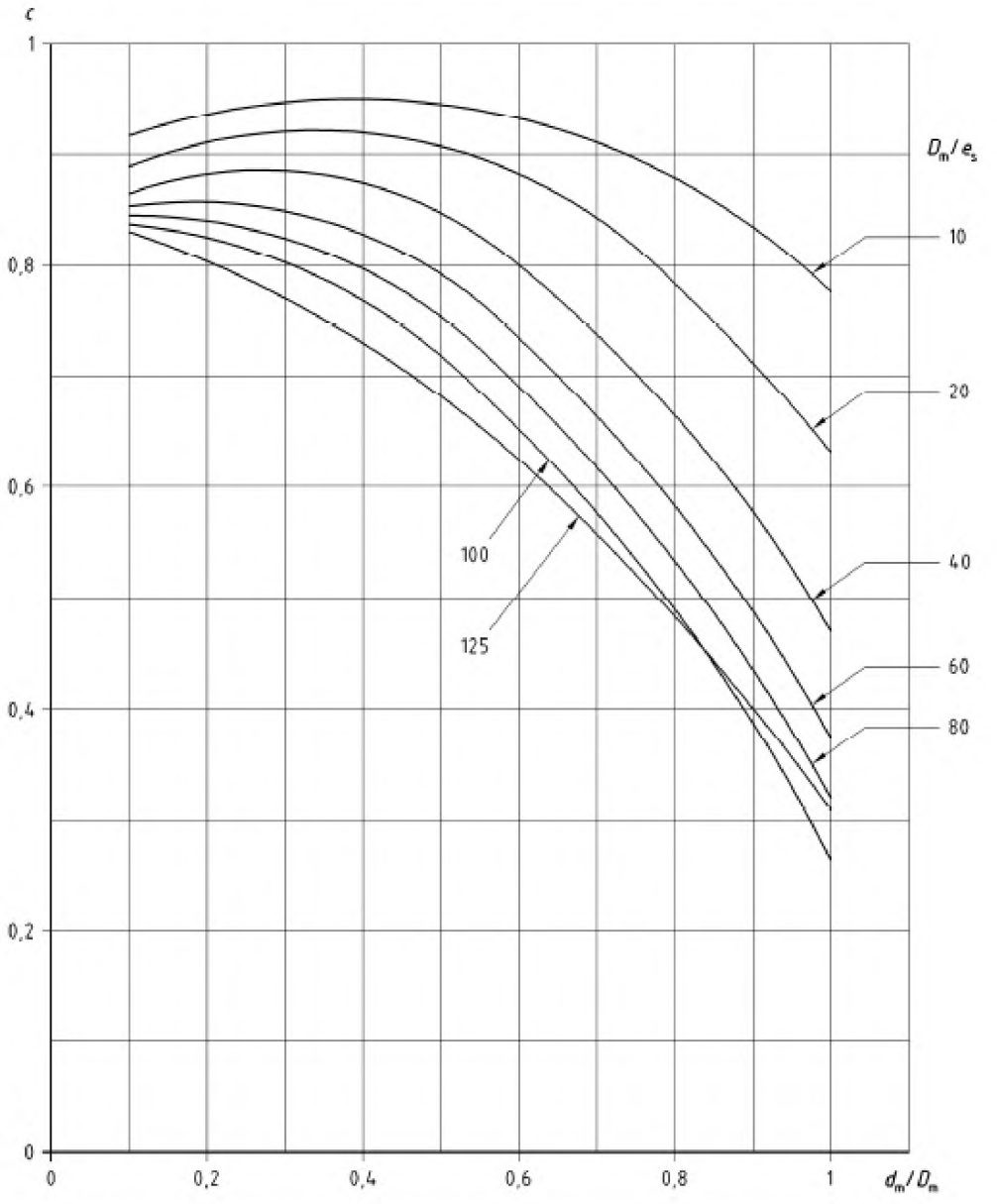
О.3.2-26-сурет – e_b / e_s = 1 арналған cfp_b мәні



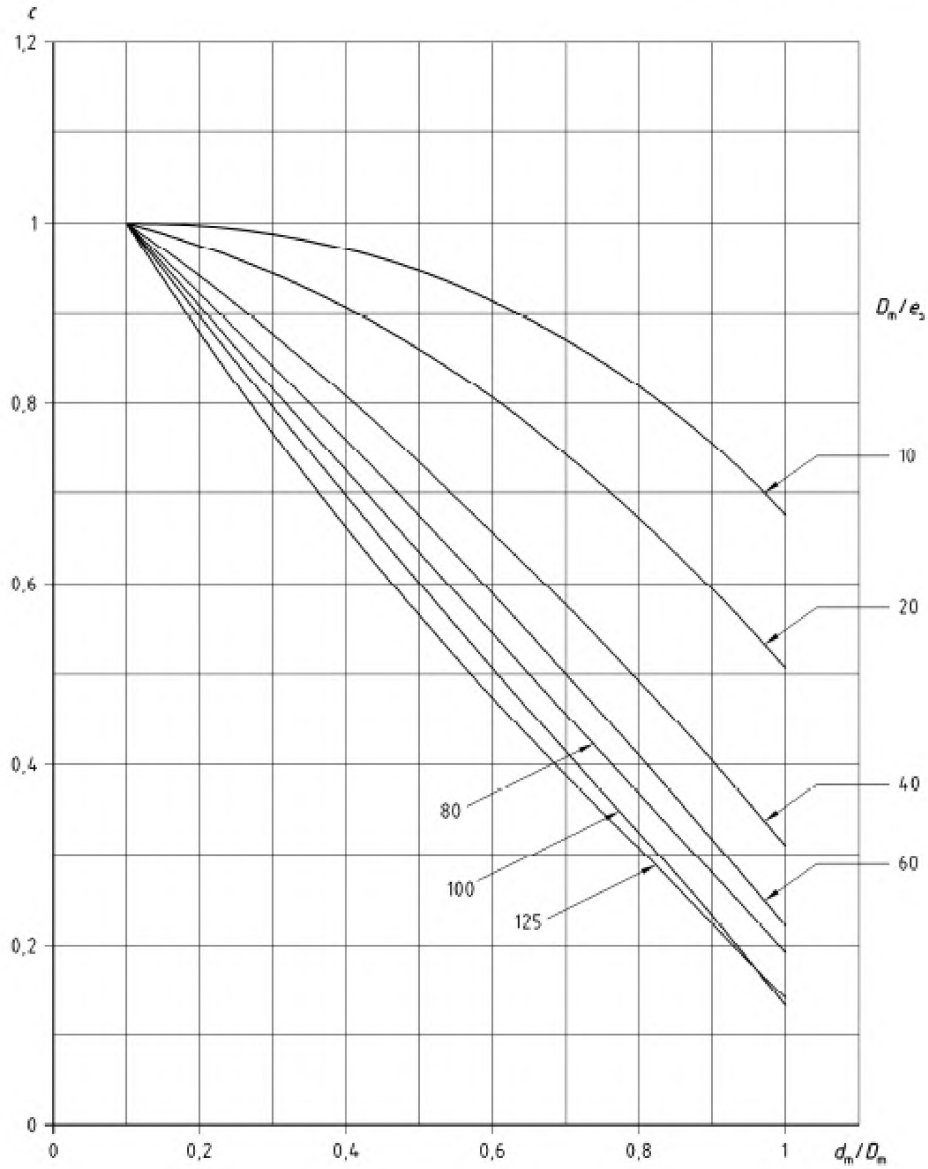
О.3.2-27-сурет – e_b / e_s = 1 арналған ct_b мәні



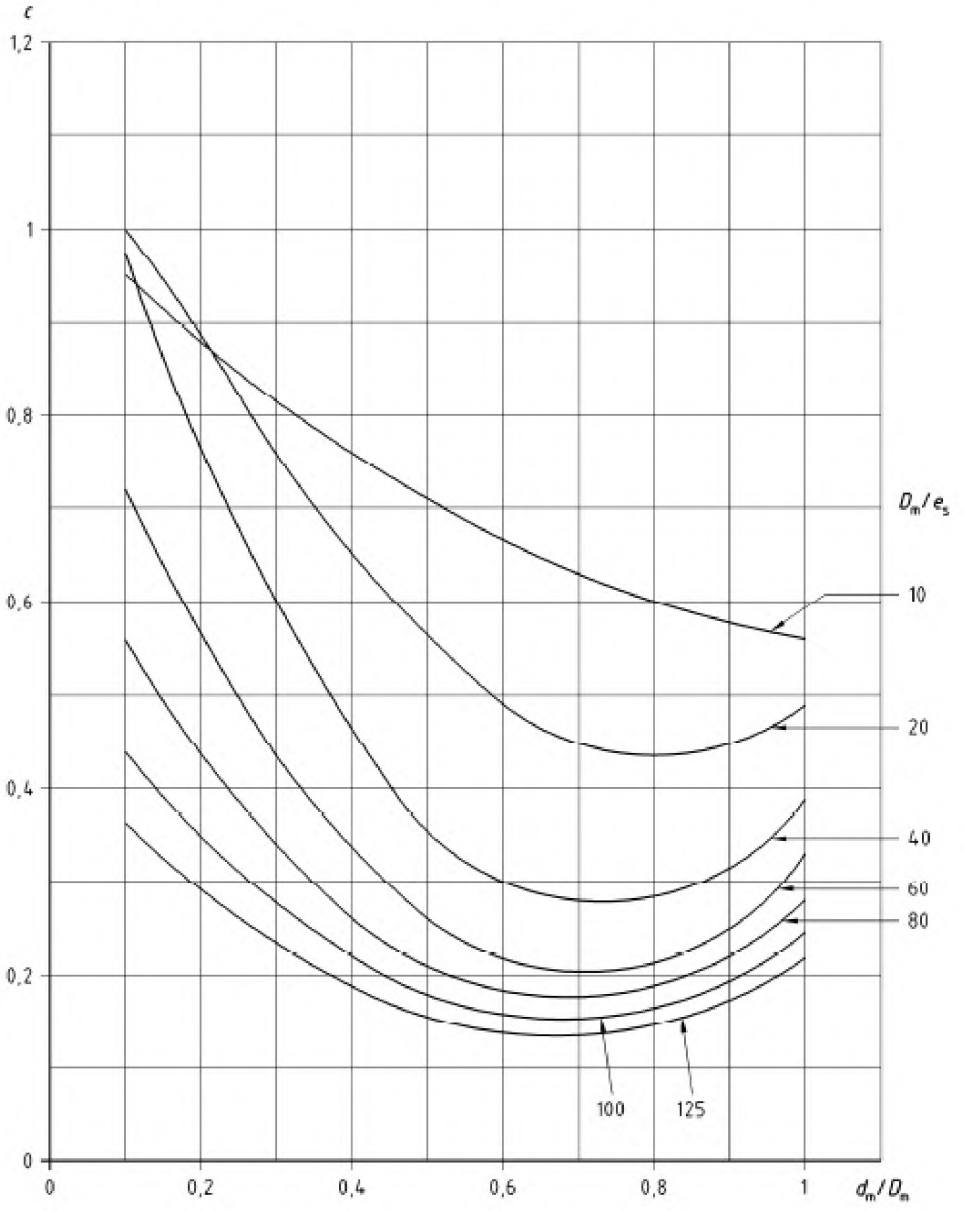
О.3.2-28-сурет – e_b / e_s = 1 арналған cfh_s мәні



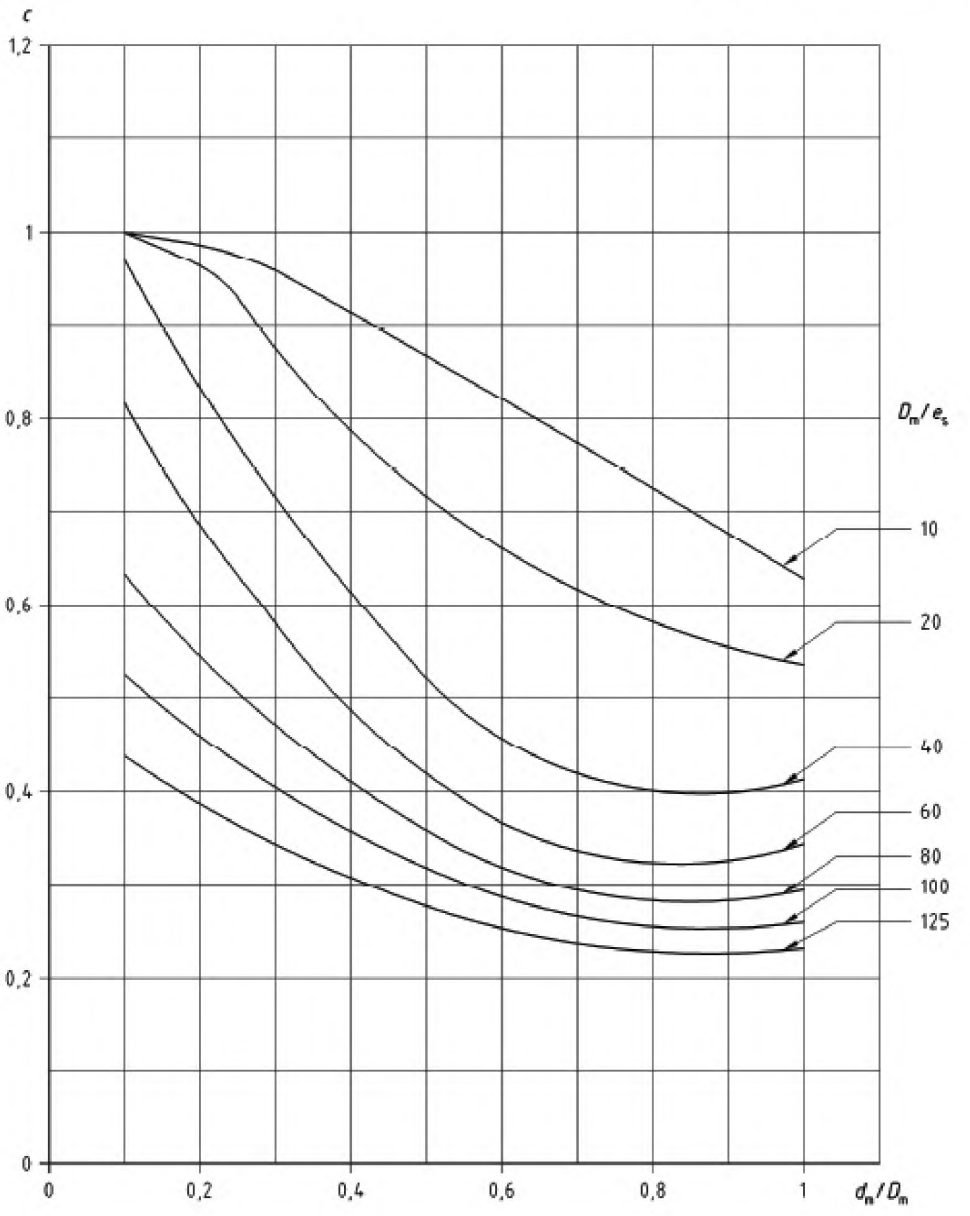
О.3.2-29-сурет –e_b / e_s = 1 арналған cfp_s мәні



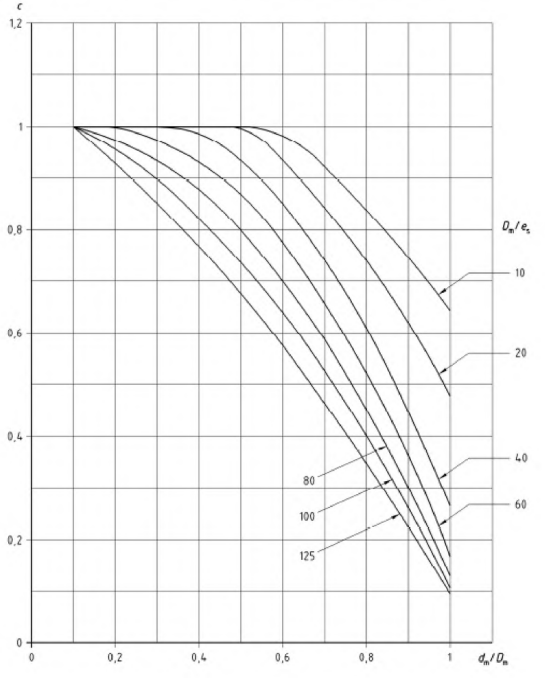
О.3.2-30-сурет – e_b / e_s = 1 арналған ct_s мәні



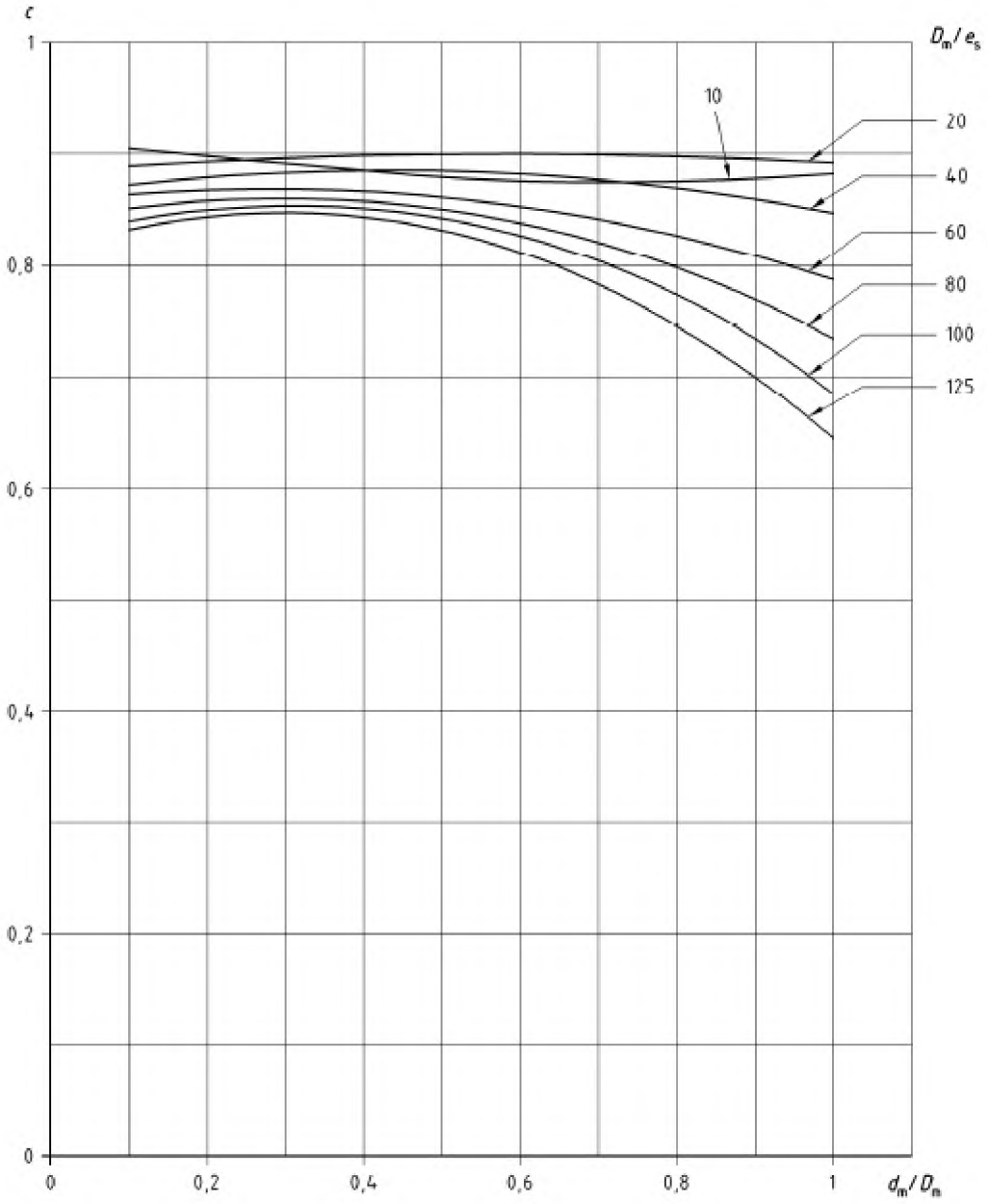
О.3.2-31-сурет – e_b / e_s = 1,2 арналған cfh_b мәні



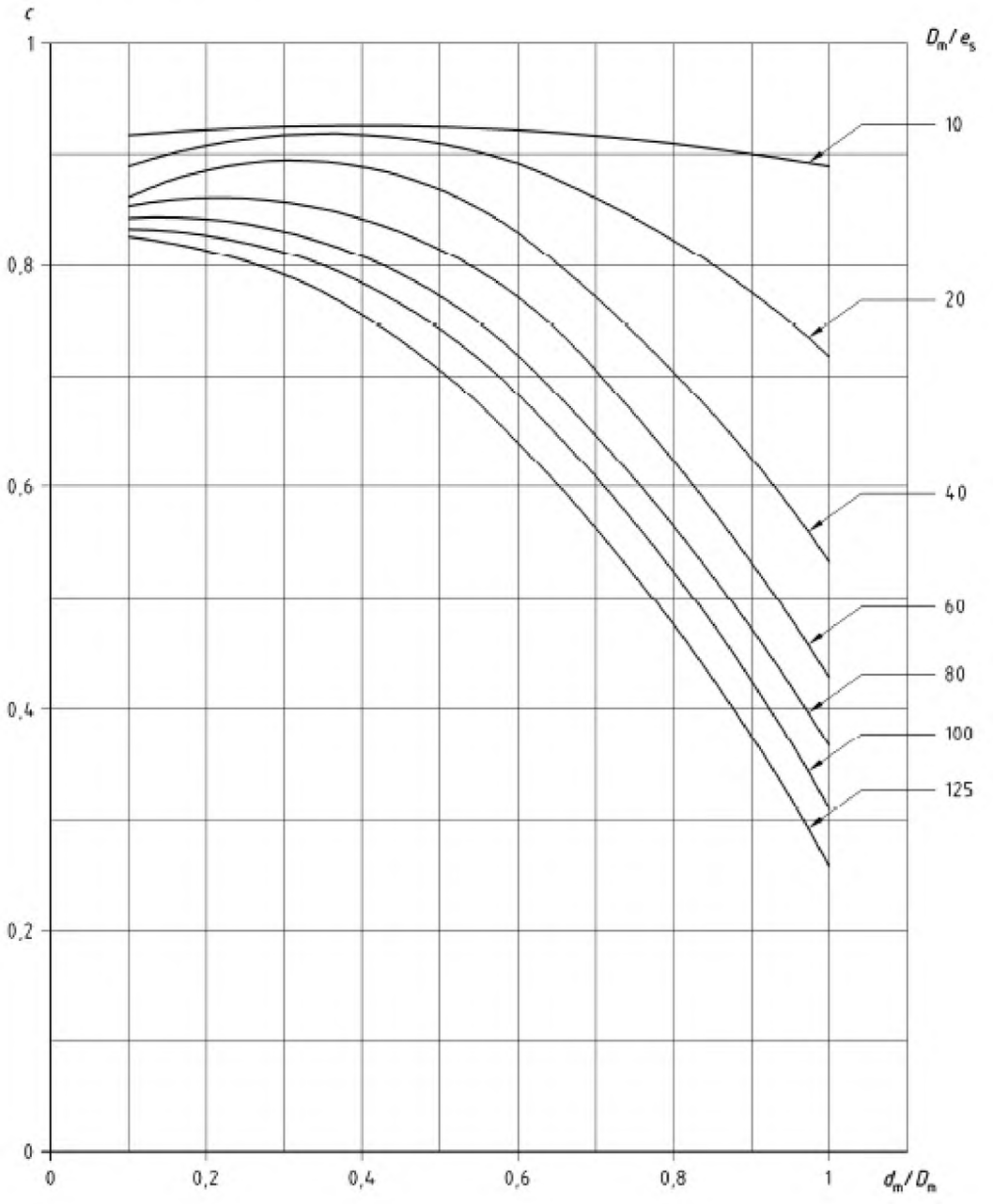
О.3.2-32-сурет – e_b / e_s = 1,2 арналған *c* cfp_b мәні



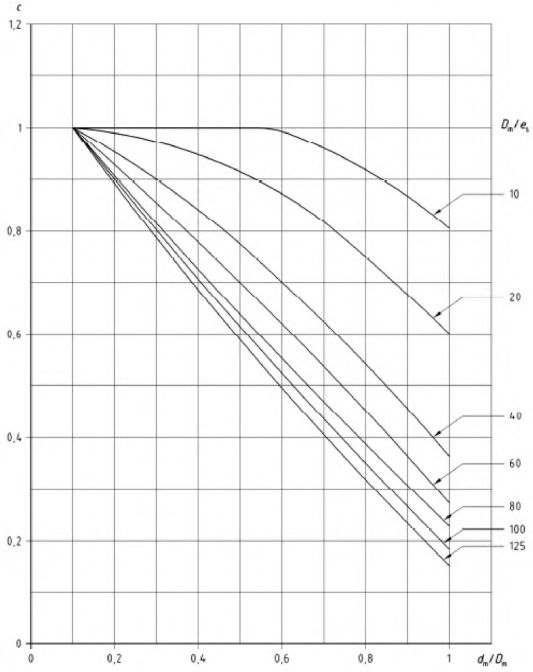
О.3.2-33-сурет – e_b / e_s = 1,2 арналған ct_b мәні



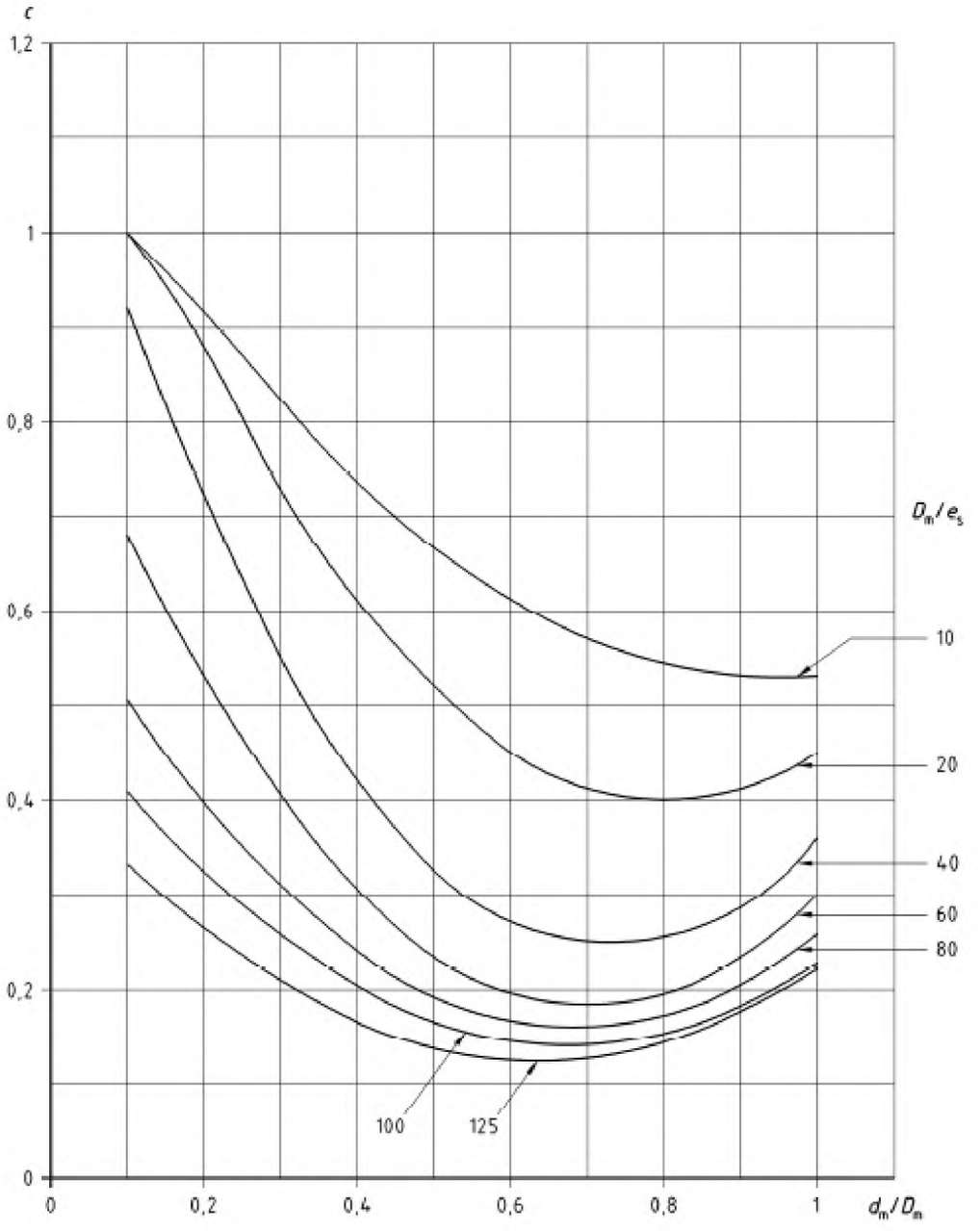
О.3.2-34-сурет – e_b / e_s = 1,2 арналған cfh_s мәні



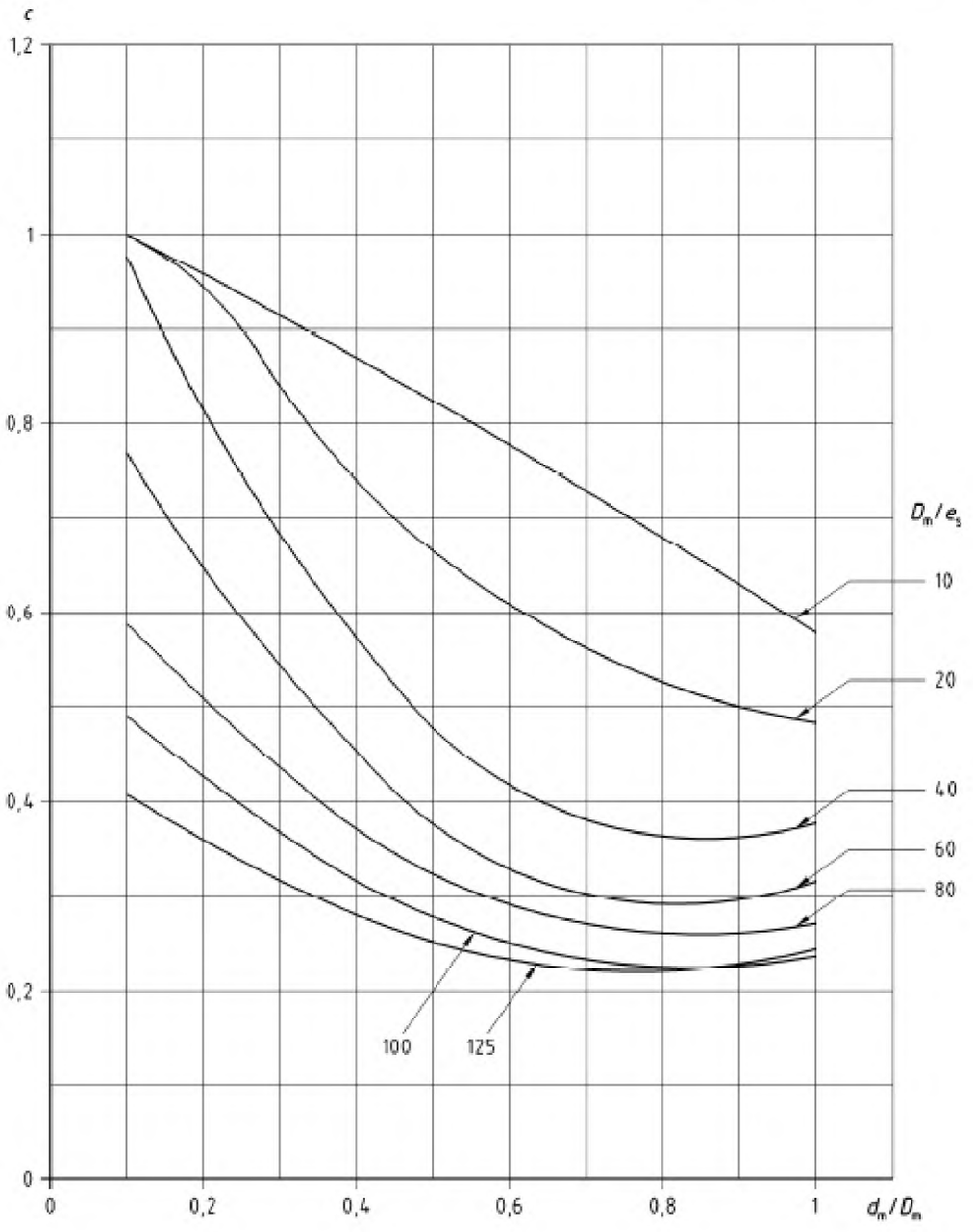
О.3.2-35-сурет – e_b / e_s = 1,2 арналған cfp_s мәні



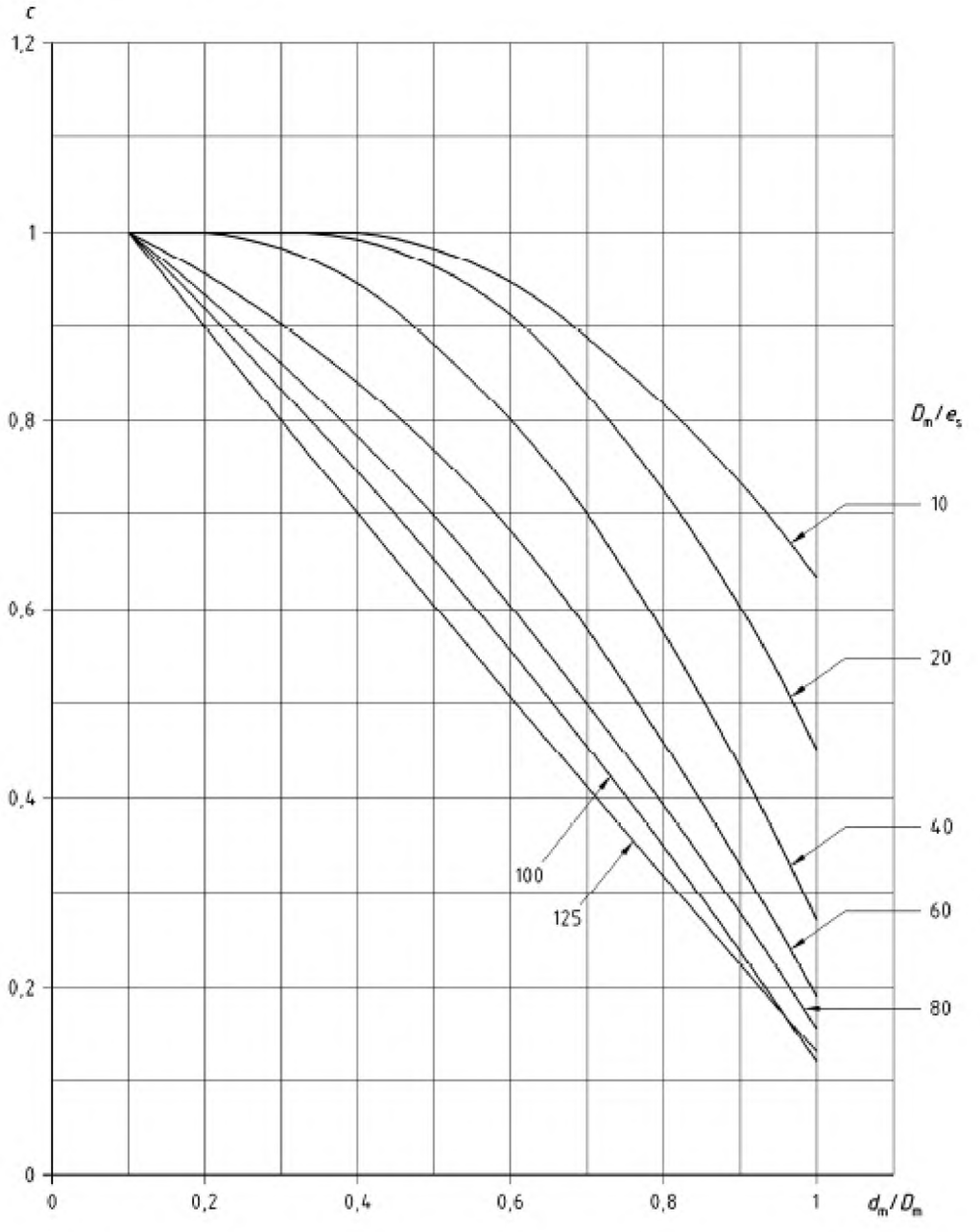
О.3.2-36-сурет – e_b / e_s = 1,2 арналған ct_s мәні



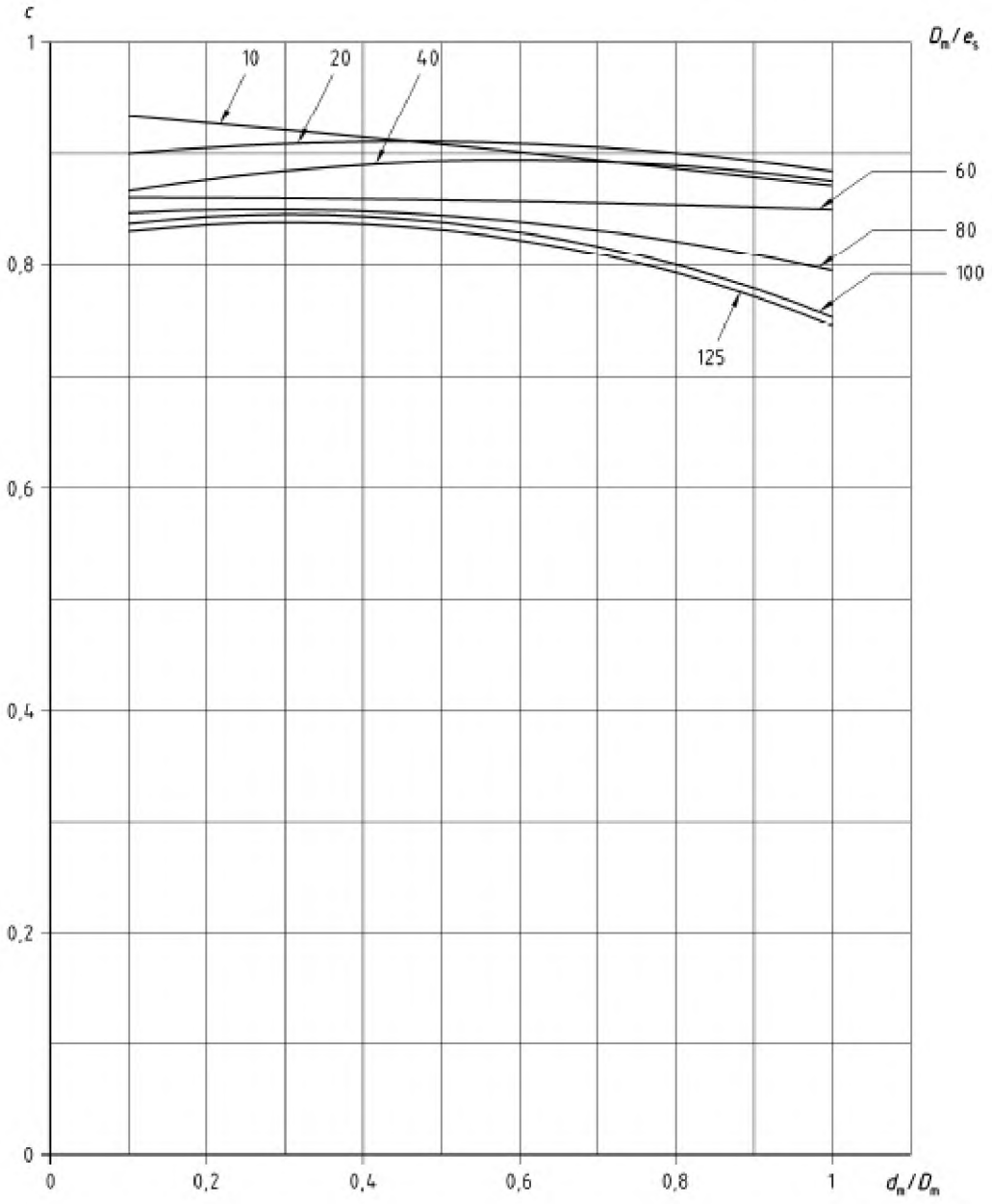
О.3.2-37-сурет – e_b / e_s = 1,5 арналған cfh_b мәні



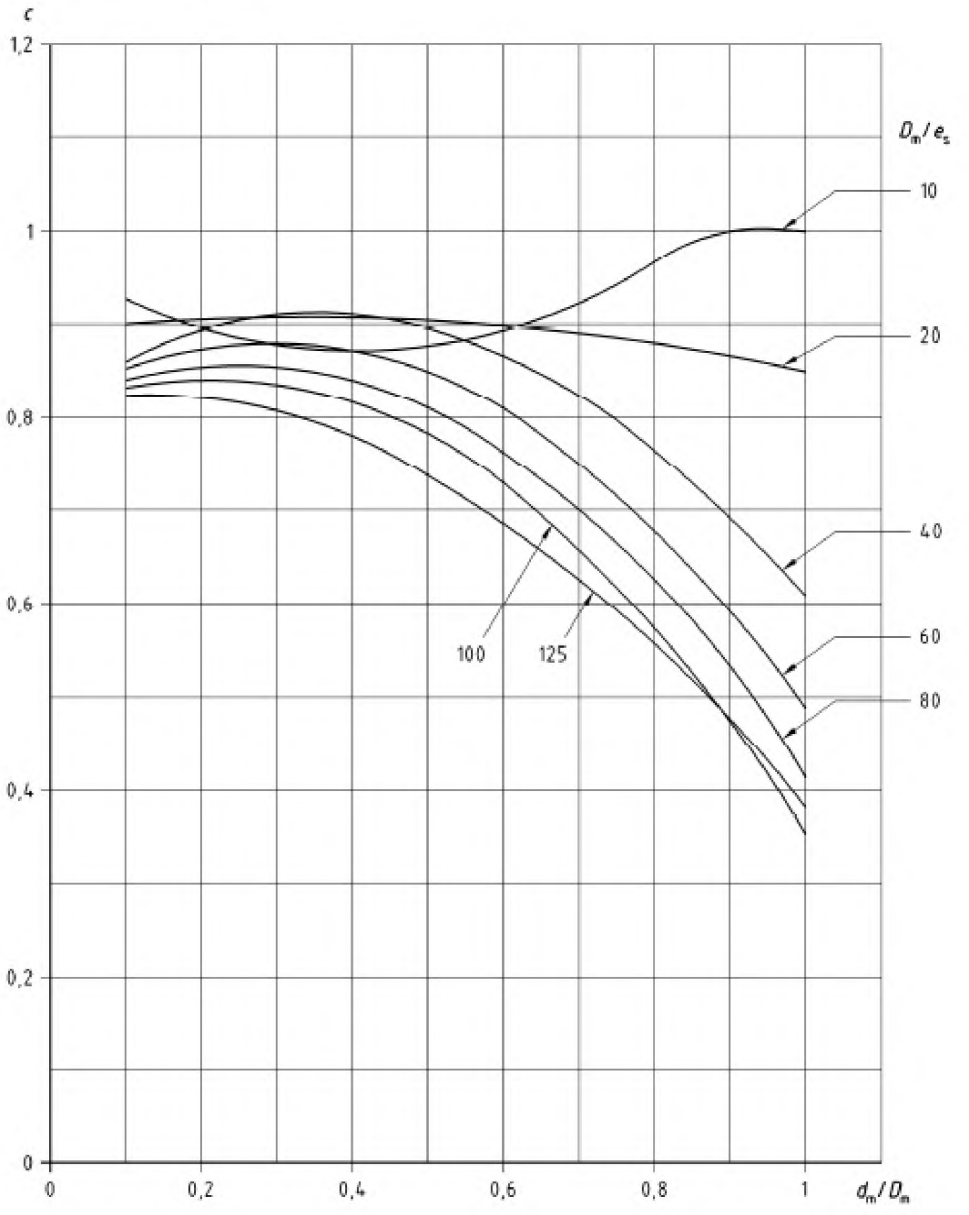
О.3.2-38-сурет – e_b / e_s = 1,5 арналған cfp_b мәні



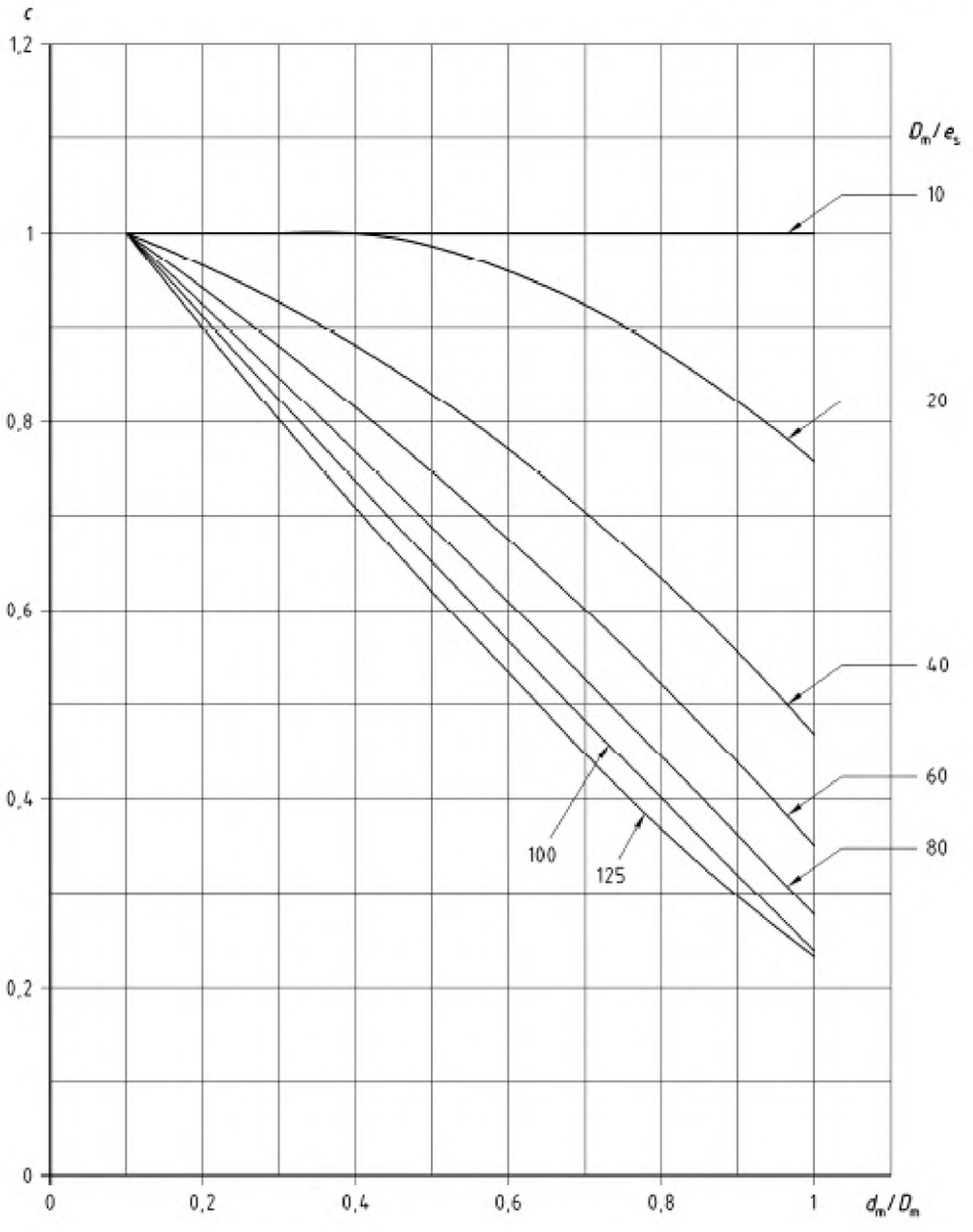
О.3.2-39-сурет – e_b / e_s = 1,5 арналған ct_b мәні



О.3.2-40-сурет – e_b / e_s = 1,5 арналған cfh_s мәні



О.3.2-41-сурет – e_b / e_s = 1,5 арналған cfp_s мәні



О.3.2-42-сурет – e_b / e_s = 1,5 арналған ct_s мәні

О.3.2-2-кесте - О.3.2-7-ден О.3.2-42 дейін суреттердің қисық сызықтарын сипаттайтын полиномиалды теңдеулер мәні

	Dm / es	A	B	C
0.3.2-7-сурет cfhb коэффициенті eb / es = 0,2 үшін	10	0,763 7	- 1,155 6	1,310 4
	20	0,676 8	- 0,952 0	1,182 4
	40	0,322 6	- 0,475 4	1,023 7
	60	0,225 9	- 0,348 9	0,980 9
	80	0,542 1	- 0,675	1,001 3
	100	1,210 8	- 1,371 2	1,065 0
	125	1,675 7	- 1,875 5	1,093 6
0.3.2-8-сурет cfpb коэффициенті eb / es = 0,2 үшін	10	0,960 7	- 1,385 4	1,325 5
	20	0,604 2	- 0,917 2	1,178 4
	40	0,303 5	- 0,470 4	1,018 3
	60	0,206 9	- 0,332 8	0,969 4
	80	0,196 5	- 0,300 4	0,952 8
	100	0,130 5	- 0,282 5	0,946 2
	125	0,292 5	- 0,525 9	0,945 4
0.3.2-9-сурет ctb коэффициенті eb / es = 0,2 үшін	10	- 0,028 6	0,012 7	1,011 0
	20	0,057 2	- 0,072 3	1,028 4
	40	-0,003 4	- 0,024 5	1,017 2
	60	- 0,482 0	0,272 1	0,988 2
	80	- 0,877 9	0,516 0	0,966 0
	100	- 1,095 5	0,653 4	0,952 9
	125	- 1,348 9	0,818 2	0,938 4
0.3.2-10-сурет cfhs коэффициенті eb / es = 0,2 үшін	10	- 0,394 7	0,234 8	0,872 6
	20	- 0,519 4	0,388 9	0,843 4
	40	- 0,657 1	0,488 0	0,816 4
	60	- 0,702 1	0,453 3	0,814 1
	80	- 0,763 2	0,463 8	0,808 4
	100	- 0,809 2	0,488 2	0,799 2
	125	- 0,859 9	0,515 5	0,790 9
0.3.2-11-сурет cfps коэффициенті eb / es = 0,2 үшін	10	- 0,604 7	0,138 3	0,887 1
	20	- 0,670 1	0,184 8	0,865 4
	40	- 0,661 8	0,113 6	0,853 5
	60	- 0,546 8	- 0,066 1	0,863 6
	80	- 0,390 0	- 0,279 0	0,877 8
	100	- 0,249 1	- 0,456 2	0,888 0
	125	- 0,128 8	- 0,610 9	0,896 6

О.3.2-2-кесте *(жалғасы)*

	Dm / es	A	B	C
0.3.2-12-сурет cts коэффициенті eb / es = 0,2 үшін	10	- 0,022 1	- 0,690 7	1,067 2
	20	- 0,092 0	- 0,707 9	1,069 8
	40	0,021 4	- 0,933 2	1,090 6
	60	0,286 6	- 1,261 8	1,120 5
	80	0,539 9	- 1,560 7	1,147 6
	100	0,736 0	- 1,787 4	1,168 1
	125	0,924 8	- 2,006 3	1,187 6
0.3.2-13-сурет cfhb коэффициенті eb / es = 0,5 үшін	10	0,449 7	- 0,789 8	1,310 6
	20	0,304 5	- 0,594 6	1,112 1
	40	0,899 6	- 1,315 5	1,091 9
	60	1,617 9	- 2,143 4	1,151 3
	80	2,003 6	- 2,627 4	1,206 7
	100	1,741 7	- 2,223 8	1,015 4
	125	1,489 0	- 1,836 0	0,838 5
0.3.2-14-сурет cfpb коэффициенті eb / es = 0,5 үшін	10	1,191 3	- 1,520 5	1,282 7
	20	0,447 8	- 0,705 3	1,125 9
	40	0,153 7	- 0,446 5	1,006 5
	60	0,686 4	- 1,135 4	1,041 5
	80	1,034 0	- 1,592 6	1,077 4
	100	1,205 0	- 1,816 0	1,075 5
	125	1,002 5	- 1,510 6	0,912 5
	Dm / es	A	B	C
0.3.2-15-сурет ctb коэффициенті eb / es = 0,5 үшін	10	0,176 5	- 0,181 4	1,041 0
	20	- 0,439 2	0,230 8	0,999 2
	40	- 1,171 2	0,700 5	0,951 7
	60	- 1,460 5	0,859 1	0,935 6
	80	- 1,498 3	0,811 1	0,939 4
	100	- 1,438 7	0,686 9	0,950 4
	125	- 1,291 4	0,476 9	0,969 3
0.3.2-16-сурет cfhs коэффициенті eb / es = 0,5 үшін	10	- 0,371 1	0,300 2	0,875 2
	20	- 0,439 8	0,370 1	0,848 9
	40	- 0,505 4	0,386 9	0,826 7
	60	- 0,551 0	0,363 7	0,821 5
	80	- 0,609 7	0,369 9	0,818 8
	100	- 0,695 8	0,429 9	0,803 9
	125	- 0,757 6	0,461 3	0,795 3

О.3.2-2-кесте *(жалғасы)*

	Dm / es	A	B	C
0.3.2-17-сурет cfps коэффициенті eb / es = 0,5 үшін	10	- 0,576 6	0,246 4	0,881 2
	20	- 0,701 2	0,306 7	0,857 3
	40	- 0,726 5	0,236 5	0,843 4
	60	- 0,639 0	0,080 8	0,849 9
	80	- 0,539 4	- 0,070 6	0,860 3
	100	- 0,494 4	- 0,149 1	0,859 1
	125	- 0,420 3	- 0,262 8	0,864 4
0.3.2-18-сурет cts коэффициенті eb / es = 0,5 үшін	10	- 0,173 2	- 0,416 3	1,044 0
	20	- 0,185 4	- 0,530 0	1,054 5
	40	- 0,072 6	- 0,793 3	1,078 7
	60	0,097 8	- 1,033 2	1,100 4
	80	0,258 4	- 1,236 8	1,118 9
	100	0,354 7	- 1,364 2	1,130 4
	125	0,471 4	- 1,511 2	1,143 8
0.3.2-19-сурет cfhb коэффициенті eb / es = 0,8 үшін	10	- 0,053 8	- 0,363 7	1,110 3
	20	0,660 4	- 1,220 7	1,158 1
	40	1,505 3	- 2,199 9	1,183 0
	60	1,809 7	- 2,513 9	1,140 4
	80	1,485 5	- 2,005 7	0,905 5
	100	1,153 1	- 1,515 6	0,706 4
	125	0,960 4	- 1,227 3	0,579 6
0.3.2-20 суреті cfpb коэффициенті eb / es = 0,8 үшін	10	- 0,274 7	- 0,108 3	1,189 4
	20	0,027 1	- 0,452 9	1,094 8
	40	0,683 9	- 1,251 6	1,084 5
	60	1,163 5	- 1,843 1	1,127 5
	80	1,045 7	- 1,624 8	0,968 8
	100	0,768 6	- 1,201 7	0,773 8
	125	0,619 4	- 0,963 0	0,646 3
0.3.2-21-сурет ctb коэффициенті eb / es = 0,8 үшін	10	- 0,484 6	0,254 4	0,996 2
	20	- 0,986 9	0,576 5	0,966 7
	40	- 1,423 8	0,792 6	0,942 9
	60	- 1,414 9	0,671 5	0,952 7
	80	- 1,327 0	0,514 8	0,966 0
	100	- 1,173 2	0,308 4	0,984 8
	125	- 0,907 8	-0,005 9	1,013 3

О.3.2-2-кесте *(жалғасы)*

	Dm / es	A	B	C
О.3.2-22-сурет cfhs коэффициенті eb / es = 0,8 үшін	10	- 0,157 1	0,168 1	0,884 8
	20	- 0,256 7	0,246 9	0,861 6
	40	- 0,342 2	0,273 0	0,841 0
	60	- 0,372 6	0,233 4	0,840 7
	80	- 0,457 1	0,275 2	0,826 7
	100	- 0,554 8	0,342 4	0,811 2
	125	- 0,619 3	0,375 8	0,802 4
О.3.2-23-сурет cfps коэффициенті eb / es = 0,8 үшін	10	- 0,551 9	0,363 1	0,867 5
	20	- 0,706 6	0,419 0	0,847 6
	40	- 0,771 8	0,351 4	0,835 8
	60	- 0,695 6	0,191 0	0,845 1
	80	- 0,626 3	0,069 3	0,847 5
	100	- 0,584 9	- 0,011 0	0,845 7
	125	- 0,493 1	- 0,141 0	0,852 4
О.3.2-24-сурет cts коэффициенті eb / es = 0,8 үшін	10	- 0,359 4	- 0,075 0	1,011 2
	20	- 0,317 4	- 0,283 7	1,031 9
	40	- 0,163 7	- 0,635 8	1,064 8
	60	- 0,008 5	- 0,878 0	1,086 9
	80	0,131 2	- 1,069 7	1,104 3
	100	0,209 7	- 1,184 4	1,114 7
	125	0,311 9	- 1,317 8	1,126 8
О.3.2-25-сурет cfhb коэффициенті eb / es = 1,0 үшін	10	0,084 8	- 0,508 8	1,024 7
	20	0,971 8	- 1,640 6	1,197 8
	40	1,684 0	- 2,472 7	1,214 2
	60	1,577 5	- 2,216 6	1,004 2
	80	1,258 6	- 1,724 3	0,783 7
	100	0,970 1	- 1,298 2	0,610 5
	125	0,858 3	- 1,080 2	0,502 8
О.3.2-26-сурет cfpb коэффициенті eb / es = 1,0 үшін	10	- 0,176 3	- 0,242 7	1,119 6
	20	0,284 1	- 0,835 0	1,133 0
	40	0,857 0	- 1,520 4	1,113 6
	60	1,052 5	- 1,708 0	1,041 3
	80	0,838 8	- 1,349 7	0,845 3
	100	0,597 4	- 0,977 4	0,672 4
	125	0,564 4	- 0,826 2	0,564 4

О.3.2-2-кесте *(жалғасы)*

	Dm / es	A	B	C
О.3.2-27-сурет ctb коэффициенті eb / es = 1,0 үшін	10	- 0,815 5	0,519 2	0,974 6
	20	- 1,117 3	0,650 8	0,958 9
	40	- 1,376 7	0,699 9	0,950 3
	60	- 1,339 9	0,556 8	0,962 7
	80	- 1,187 6	0,337 1	0,982 0
	100	- 0,968 1	0,065 8	1,006 9
	125	- 0,613 3	- 0,308 8	1,040 8
О.3.2-28-сурет cfhs коэффициенті eb / es = 1,0 үшін	10	- 0,029 2	0,058 5	0,900 5
	20	- 0,147 6	0,163 5	0,875 1
	40	- 0,234 1	0,198 9	0,850 7
	60	- 0,264 9	0,165 8	0,846 3
	80	- 0,353 6	0,212 1	0,831 9
	100	- 0,454 9	0,281 5	0,816 3
	125	- 0,421 4	0,256 4	0,812 4
О.3.2-29-сурет cfps коэффициенті eb / es = 1,0 үшін	10	- 0,453 8	0,351 2	0,884 2
	20	- 0,662 3	0,445 8	0,850 4
	40	- 0,777 5	0,409 1	0,832 7
	60	- 0,735 5	0,275 8	0,837 5
	80	- 0,677 3	0,160 6	0,838 7
	100	- 0,641 9	0,083 0	0,836 7
	125	- 0,388 0	- 0,147 6	0,851 7
О.3.2-30-сурет cts коэффициенті eb / es = 1,0 үшін	10	- 0,472 0	0,161 2	0,989 3
	20	- 0,399 3	- 0,110 8	1,015 7
	40	- 0,218 5	- 0,525 6	1,054 8
	60	- 0,063 8	- 0,782 5	1,078 4
	80	0,068 2	- 0,974 6	1,095 9
	100	0,145 9	- 1,093 4	1,106 7
	125	0,299 9	- 1,258 7	1,121 4
О.3.2-31-сурет cfhb коэффициенті eb / es = 1,2 үшін	10	0,344 1	- 0,804 4	1,022 6
	20	1,220 8	- 1,961 3	1,232 8
	40	1,749 8	- 2,566 4	1,208 6
	60	1,442 9	- 2,032 3	0,918 5
	80	1,097 0	- 1,505 2	0,691 7
	100	0,874 6	- 1,176 8	0,553 4
	125	0,721 4	- 0,946 7	0,452 2

О.3.2-2-кесте *(жалғасы)*

	Dm / es	A	B	C
О.3.2-32-сурет cfpb коэффициенті eb / es = 1,2 үшін	10	- 0,093 8	- 0,340 1	1,061 1
	20	0,520 8	- 1,156 3	1,169 4
	40	0,981 1	- 1,704 8	1,134 4
	60	0,930 9	-1,547 1	0,962 3
	80	0,641 6	-1,084 1	0,739 5
	100	0,481 9	- 0,830 6	0,609 3
	125	0,367 5	- 0,641 5	0,505 3
О.3.2-33-сурет ctb коэффициенті eb / es = 1,2 үшін	10	-0,835 3	0,501 2	0,974 7
	20	- 1,126 2	0,635 1	0,959 3
	40	- 1,290 8	0,591 3	0,960 0
	60	- 1,166 3	0,358 2	0,980 5
	80	- 0,888 5	0,007 8	1,012 2
	100	- 0,662 2	- 0,269 6	1,037 9
	125	- 0,400 7	- 0,575 9	1,066 2
О.3.2-34-сурет cfhs коэффициенті eb / es = 1,2 үшін	10	0,055 5	- 0,082 9	0,913 4
	20	- 0,046 9	0,055 8	0,884 7
	40	- 0,139 1	0,139 7	0,855 7
	60	- 0,168 6	0,109 3	0,850 2
	80	- 0,256 1	0,154 7	0,836 1
	100	- 0,357 4	0,222 7	0,821 2
	125	- 0,433 9	0,263 9	0,811 7
О.3.2-35-сурет cfps коэффициенті eb / es = 1,2 үшін	10	- 0,133 5	0,119 2	0,900 9
	20	- 0,486 9	0,348 1	0,858 4
	40	- 0,772 7	0,464 2	0,827 0
	60	- 0,764 4	0,354 5	0,829 8
	80	- 0,724 4	0,251 6	0,829 5
	100	- 0,692 7	0,172 2	0,828 8
	125	- 0,613 1	0,045 7	0,834 4
О.3.2-36-сурет cts коэффициенті eb / es = 1,2 үшін	10	- 0,529 7	0,362 5	0,970 4
	20	- 0,445 6	0,043 9	1,000 9
	40	- 0,265 4	- 0,411 6	1,044 2
	60	- 0,111 5	- 0,686 4	1,069 7
	80	0,017 5	- 0,885 9	1,088 0
	100	0,094 8	- 1,010 7	1,099 4
	125	0,186 7	- 1,142 5	1,111 4

О.3.2-2-кесте *(жалғасы)*

	Dm / es	A	B	C
0.3.2-37-сурет cfhb коэффициенті eb / es = 1,5 үшін	10	0,675 6	- 1,300 2	1,147 0
	20	1,354 7	- 2,162 1	1,231 5
	40	1,687 4	- 2,475 2	1,146 7
	60	1,373 6	- 1,934 2	0,862 6
	80	1,014 6	- 1,390 9	0,634 5
	100	0,828 4	- 1,116 7	0,516 3
	125	0,702 3	- 0,891 4	0,412 4
0.3.2-38-сурет cfpb коэффициенті eb / es = 1,5 үшін	10	- 0,033 2	- 0,439 6	1,052 4
	20	0,696 3	- 1,412 8	1,205 8
	40	1,136 9	- 1,913 3	1,153 1
	60	0,899 0	- 1,490 3	0,905 4
	80	0,587 1	- 1,005 6	0,685 6
	100	0,422 0	- 0,753 1	0,563 5
	125	0,366 6	- 0,588 1	0,461 3
0.3.2-39-сурет ctb коэффициенті eb / es = 1,5 үшін	10	- 0,685 2	0,336 7	0,986 0
	20	- 1,039 4	0,530 7	0,967 2
	40	- 1,052 0	0,333 0	0,982 9
	60	- 0,657 7	- 0,182 4	1,029 9
	80	- 0,369 9	- 0,545 3	1,063 6
	100	- 0,182 8	- 0,782 2	1,086 2
	125	0,078 2	- 1,065 2	1,112 7
0.3.2-40-сурет cfhs кэффициенті eb / es = 1,5 үшін	10	0,007 0	- 0,068 2	0,940 3
	20	- 0,070 0	0,060 5	0,896 5
	40	- 0,076 3	0,099 6	0,858 9
	60	- 0,026 9	0,013 8	0,862 2
	80	- 0,116 6	0,070 4	0,843 1
	100	- 0,211 9	0,132 8	0,829 5
	125	- 0,210 5	0,129 7	0,822 9
0.3.2-41-сурет cfps коэффициенті eb / es = 1,5 үшін	10	0,529 5	- 0,433 8	0,966 5
	20	- 0,150 4	0,108 8	0,889 6
	40	- 0,725 5	0,509 4	0,821 9
	60	- 0,770 3	0,435 4	0,824 1
	80	- 0,771 6	0,368 2	0,818 1
	100	- 0,754 0	0,295 6	0,817 6
	125	- 0,523 5	0,075 7	0,831 1
0.3.2-42-сурет cts коэффициенті eb / es = 1,5 үшін	10	- 0,492 6	0,563 4	0,950 2
	20	- 0,476 6	0,253 8	0,980 5
	40	- 0,335 0	- 0,224 1	1,026 5
	60	- 0,174 6	- 0,535 6	1,055 7
	80	- 0,049 6	- 0,750 1	1,075 6
	100	0,025 6	- 0,884 5	1,088 1
	125	0,184 7	- 1,066 1	1,104 3

О.3.2-2-кесте *(жалғасы)*

ЕСКЕРТПЕ Қисық сызықтар графигі О.3.2-7 ден О.3.2-42 аралығында мынадай полиномиалды теңдеумен сипатталуы мүмкін:

$$c=MIN[(Ax^2+Bx+C);1] \quad (Т.0.3.3\text{-}2.2)$$

мұндағы

$x = d_m / D_m$

A, B және C коэффициенттері Dm/es қатынасына байланысты әр графиктің әр қисық сызығына арналған.

Р қосымшасы
(ақпараттық)

Бұрандамалардың ернемекті қосылысы — EN 1591 қолдану

Р.1 Кіріспе

EN 13480-3 сәйкес, бұрандамалардың қосылысын тексеру үшін екі әдіс қолданылады: Тейлора-Форг әдісі және EN 1591-1 және EN 1591-2 сипатталған әдіс.

Дегенмен, құбыр аясында бұрандыларды қосу үшін осы стандартты тиісінше қолдану қосымша түсініктемені талап етеді.

Германиялық жобаларға негізделген Еуропалық стандарттың EN 1591 келесі екі бөлімі, тығыздатқышпен бұрандамалардың ернемекті қосылысын жобалау үшін аналитикалық процедураларды анықтайды:

— EN 1591-1, Ернемек пен олардың қосындысы – бөлшекті дөңгелектердің ернемекті қосындылары үшін жобалау ережелері – 1-бөлім: Есептеу әдісі;

— EN 1591-2, Ернемектер мен олардың қосындысы – бөлшекті дөңгелектердің ернемекті қосындылары үшін жобалау ережелері – 2-бөлім: Төсем параметрлері.

Бұл процедура бекемділік критерилері мен герметикалық критерилерді ескерумен байланысты тексерулерді жүрзеге асыруға мүмкіндік жасайды.

Назарға алынған параметрлер келесілер болып табылады:

- сұйықтық қысымы;
- ернемектің механикалық бекемділігі, бұрандамалар және төсемдер;
- төсем коэффициенті;
- бұрандаманың қалыпты жүктемесі

және Тейлора-Форг (6.6 қарау) әдісінен басқа келесі қосымша факторлар:

- пайдалану шарттары, жылжығыштығы/тәртіп релаксациясы бөлігінде;
- маңызды жерлерде, бастапқы қысыммен байланысты дисперсия;
- қосындының әр түрлі бөлшектерінің деформациялануынан тығыздалған жүктеме вариациясы;
- қабықша немесе құбыр қосындысының нәтижесі;
- сыртқы белдік күштің және сәттердің ықпалы;
- бұрандылар мен ернемектер арасындағы температура айырмашылығының нәтижелері.

Р.2 Қолданылу саласы

Р.2.1 Ортақ ережелер

Бұл процедура келесі іс-шараларға қатысты қолданылады:

- екі дөңгелек ернемек (бірдей немесе әртүрлі);
- ұқсас төрт бұрандама, кем дегенде бірдей орналстырылған;

- бұранды тесіктің айналымы шегінде толық жинақталған дөңгелек төсем.

Процедура металлдық қосындыларға таралмаған.

Р.2.2 Материалдар

Бұранды және ернемек материалдары қасиеттерінің икемділігіне қатысты EN 13480-2 талаптарына сәйкес болуы тиіс. Бұл талаптар орындалмаған кезде, құрылымның номиналды жүктемесінің төмендеуі қолданылуы тиіс.

Р.2.3 Жүктемелер

Бұл процедурада келесі жүктеме қарастырылған:

- сұйықтықтың ішкі және сыртқы қысымы;
- сыртқы жүктемелер: ось күші және бүгіліс сәттері (осьтік жүктеме баламасы);
- ернемектің жылу кеңеюі, бұрандар мен төсемдер.

Р.2.4 Шақтамалар

Р.2.4.1 Көлденең кесілген тілімше деформациясы назарға алынбайды. Тек көлденең кесілу ғана есептелінеді.

Р.2.4.2 Ернемектің ажыратылмас тілімшесі, цилиндрлік қабықшамен немесе цилиндрлік қабықша баламасымен (конустық немесе сферикалық қабықшамен) қосылған.

Р.2.4.3 Төсем мен ернемек арасындағы тиімді байланыс жалпақтығы b_{Ge}, нақты төсем жалпақтығынан аз болуы мүмкін. Бұндай тиімді жалпақтық отырықшы күйге есептелген және басқа да жағдайларға тұрақты болып есептелінеді.

Р.2.4.4 Төсемнің шымырлық модулі E_G, ұсынылған қысушы жүктеме функциясы болып табылады.

Р.2.4.5 Төсем сырғанақтылығының сипаттамасы P_{QR} факторын қолданумен есепке алынады.

Р.2.4.6 Ернемек, бұранды және төсемдердің жылу және механикалық деформациялары қарастырылады.

Р.2.4.7 Сыртқы жағдайлар бұрандының осьтік жүктеме баламасы ретінде есепке алынады.

Р.2.4.8 қалыптан басқа қалыпқа ауысуы арасы, бұрандының түрленуіне және төсем жүктемелеріне алып келеді.

Р.2.4.9 Жүктеме бөлшектерін қабылдау барлық пластикалық деформациялардың бұзушылықтарын қамтитын анализ шегінде негізделеді.

Р.2.4.10 Төменде келтірілгендер назарға алынбайды немесе технологиялық процеспен қамтылады:

- бұрандылардың бүгілуіне қаттылық;

- дизайнның атаулы жүктемесі мен кеңюдің жылы факторлары жолдарынан басқа ернемек және бұрандылардың сырғанақтығы;
- айналдырудың сыртқы сәттері және сыртқы көлденең жүктемелер.

Р.3 EN 1591 қолдану

Р.3.1 Есептер

Талап етілген бұрандыларды тарту үшін жүктемені аздап күшейту, дәйекті инерация арқылы есептелінеді.

Ішкі жүктемелер бастапқы күшею арқасында сыртқы жүктемелермен бірге әр шарт үшін (бастапқы тартпа, бақылау сынақтарының жағдайы және пайдалану шарттары) есептеледі.

Қауіпсіздік коэффинциенті 5 тармақта қарастырылғандары болуы керек. Бірақ тыныш қалып үшін, клэффициент бекемділікке сынау шарттарына бөлінеді.

Р.3.2 Төсем коэффициенті

Өндірістік құбырларға арналған ұсынылған төсемдер Р.1 кестесінде келтірілген.

1-ЕСКЕРТПЕ Қосымша ақпарат алу үшін төсем өндірушілерімен байланысу қажет.
2-ЕСКЕРТПЕ Кестелер туралы мәліметтер:
- NA: қолданылмайды;
- ND: анықталмаған.

Төсем туралы мәліметтерге сілтеме: Мысал, 1-09-101-1: =
- 1-09 Р.2 кестесін қарау;
- 101-1 = ортақ қайнар көз (өндіруші немесе басқалар).

Р.3.2.1 Төсем Q_{sMAX} максималды қысымға рұқсат береді.

EN 13555 сәйкес анықталған коэффициент Р.2 кестесінен Р.29 кестесіне дейін (бөлме температурасы және қолданыстағы температура) берілген.

Бұл кестелерде:
- Р – мысалдағы тексеру қысымы;
- S_{ai} – бұл төсем қысымы.

Р.3.2.2 Қарастыру сатысындағы сұйықтық үшін герметикалық салаға қатысты талаптарды орындау үшін, бөлме температурасында (отырған күйде) QsminL ең төмен қысымы қабылданды.

EN 13555 сәйкес анықталған көрсеткіштер (бөлме температурасы кезіндегі Гелийді герметикаға тестілеу) Р.2 кестесінен Р.29 кестесіне дейін.

ЕСКЕРТПЕ Р.3-тен Р.29 дейін, Q_{minL} Мпа берілген.

Р.3.2.3 Қарастыру сатысындағы сұйықтық үшін герметикалық салаға қатысты талаптарды орындау үшін, бөлме температурасында (пайдалану шарттары) Q_{sminL} ең төмен қысымы қабылданды.

EN 13555 сәйкес қабылданған көрсеткіштер (бөлме температурасы кезіндегі Гелийді герметикаға тестілеу) Р.2 кестесінен Р.29 кестесіне дейін берілген.

ЕСКЕРТПЕ Р.3-тен Р.29 дейінгі кестеде, Q_{sminL} Мпа берілген.

Р.3.2.4 Шымырлық модулі

E_G бұл шымырлық модулі, қысылу босағанда және максималдық жүктеме Q_{sminL} тең.

Р.3.2.5 Сырғымалық және релаксация параметрі

P_{QR} параметрі С.2 – С.29 кестесінде келтірілген. Бұл параметр EN 1591-1 келесі қайта қарауға рұқсат етіліп g_c аталады және сырғымалық коэффициентінің орына қолданылады.

Р.3.3 Тартажонғыш

Алғашқы тартужонғыш сұйықтық пен белгіленген қысымға арналған герметикалық топ талаптарына сәйкес келу үшін, бөлме температурасы кезіндегіге лайық ең аз тартылудан гөрі көбірек болуы тиіс.

Дегенмен, тартажонғыш бөлме температурасынан көп жол беріліп төсемге жүктеме түсуіне алып келмеуі тиіс.

Сонымен қатар, есептер құрылғының тартылуына және қолданылу процедураларының арқасында тартылуға жол беруді ескеру қажет.

Р.1-кесте — Өндірістік құбырлар үшін ұсынылған төсемдер

Төсем түрі	(PN ернемек EN 1514)	EN 12560 (ернемек тобы)	Химиялық сәйкестігі	Максималды температурасы	Ішкі сұйықтықтың максималды қысымы (бар)	максималНД (НД 1514)	Максимум КАТЕГОРИЯСЫ (EN 12560)	Үстіңгі қабатын өңдеу (Ra)
Фибра	1514-1	12560-1	Барлық сұйық заттар қауіпті гидролиз көбігі үшін байқап қолданылады	250 °С	50	63	900	3,2 μm-ден 12,5 μm дейін
Графит	1514-1	12560-1	Тотығу қауіптіліг	350 °С (тотығу ортасында) 550 °С баяулатқышпен немесе тотықтыру ортасында	50	63	900	3,2 μm-ден 12,5 μm дейін
Фторопласт	1514-1	12560-1	Барлық сұйықтықтар	Таза фторопласт: 120 °С Түрі өзгерген фторопласт 225 °С	50	63	900	3,2 μm-ден 12,5 μm дейін
Спиральді төсемдеп	1514-2	12560-2	Ендірме, спираль және сақина материалына байланысты (графитты ендірмемен тотығыш қауіптілігі	> 600 °С (вермикулит ендірме) °С (вермикулита ендірме) 250 °С (фторопласт ендірме)	400	100 Ішкі сақинамен	900 (ішкі сақинасыз) 2500 (ішкі сақинамен)	P < 12 бар үшін 12,5 μm P > 20 бар үшін 6,4 μm қатты жағдайда 3,2 μm ваккум үшін 1,6 μm

Р.1-кесте *(жалғасы)*

Төсем түрі	**(PN ернемек EN 1514)**	**EN 12560 (ернемек тобы)**	**Химиялық сәйкестігі**	**Максималды температурасы**	**Ішкі сұйықтықтың макси малды қысымы (бар)**	**максима лНД (НД 1514)**	**Максим ум КАТЕ ГОРИЯ СЫ (EN 12560)**	**Үстіңгі қабатын өңдеу (Ra)**
Кампрофиль	1514-6	12560-6	Ішкі және ұаптайтын материалдарға байланысты (графитті жабындымен тотығу қауіпі)	600 °C (260 °C дейін шектелуі мүмкін, мысалға фторопласт жабындысымен)	400	100	2500	3,2 µm до 6,4 µm 1,6 µm вакуум үшін
Металлды қабықша	1514-4 (металлды қабықша) 1514-7 (металлды қабықшамен жабылған)	12560-4 (металлды қабықша) 12560-7 (Covered metal jacketed)	Өндірістік сұйықтықтың мөлшері көбірек	Жабындыға байланысты	> 400	100	2500	0,8 µm-ден3,2 µm дейін (жабылмаған) 1,6 µm-ден 12,5 µm дейін(жабылған)
Қатты метал	1514-4	12560-5 (RTJ) 12560-4 (тегіс маталлды төсемдер)	Материалға байланысты	Жоғары	500	100	2500	1,6 µm
Сақиналы қосынды			Материалға байланысты	Материалға байланысты	> 400			1,6 µm
Кеңейтілген графит			Барлық сұйықтықтар	600 °C	500			1,6 - 6,4 µm

Р.2-кесте — Төсем коды

EN 1514 жіктемесі	Төсем типі	Төсем түрі (EN 1591-2)	Кесте EN 1591-2	Кесте Европалық стандарт
EN 1514-1	Өзгерілген ПТФЕ	Металлды емес тегіс төсем	1	Р.5 және Р.6
EN 1514-1	Асбсетті талшықсыз (арамидті/шыны)	Металлды емес тегіс төсем	1	Р.3
EN 1514-1	Тесілген металды ендірмемен кеңейтілген графит	Металлды емес тегіс төсем	1	Р.4
EN 1514-2	Сыртқы сақинасы бар стандартты спиральді төсем	Спиральді төсем	3	Р.9
EN 1514-2	Ішкі жәнесыртқы сақинасы бар стандартты спиральді төсем	Спиральді төсем	3	Р.8
EN 1514-2	Ішкі жәнесыртқы сақинасы бар төмен қысымды спиральді төсем	Спиральді төсем	3	Р.7
EN 1514-4	Тот баспайтын болаттан жасалған қабықшамен және графитті толтырғышпен металды қабықша	Металлды қабықшалы төсем	6	Р.12
EN 1514-4	Гофрирленген инкрустленген төсем (графит/тот баспайтын болат)	Металлды емес тегіс төсем	7	Р.11
EN 1514-6	Болат ернемектерін қолданумен кампрофилдә төсем (графит / тот баспайтын болат)	Екі қабаттағы иілімді қабықшамен гофрленген қатты төсем	2	Р.10
EN 1514-7	Металды өңделген төсем (графит/графит/тот баспайтын болат)	Металлды қабықшамен жабылған төсем	5	Р.13
EN 1514-1	Жоғары кернеуді көтере алатын жұқа қабатты ламинирленген металлды табақтармен кеңейтілген графит	Металлды ендірмеме тегіс төсегіш	1	Р.14, Р.27
EN 1514-1	Модифицияланған ПТФЕ жалпақ материал	Металлды емес тегіс төсем	1	Р.15, Р.17, Р.23
EN 1514-1	eG>1 мм байланыстырушы затпен асбестсіз талшықтар	Металлды емес тегіс төсем	1	Р.16, Р.18, Р.19, Р.22

Р.2-кесте *(жалғасы)*

EN 1514 жіктемесі	**Төсем типі**	**Төсем түрі (EN 1591-2)**	**Кесте EN 1591-2**	**Кесте Европалық стандарт**
EN 1514-1	Тесілген аралықтық металды ендірмемен кеңейтілген графит	Металды ендірмемен тегіс төсем	1	Р.20
EN 1514-2	Ішкі жіне сыртқы ұстағыш сақинасы бар стандартты спиральді төсем ПТФЕ	Спиральді төсем	3	Р.24
EN 1514-3	Сыртқы қабықшасы бар ПТФЕ төсем	Сыртқы қабықшасы бар ПТФЕ төсем	1	Р.28
EN 1514-4	Графиті бар металлды қабықшасы бар төсем	Металды ендірмемен тегіс төсем	6	Р.26
EN 1514-4	Графиті бар гофрерленген төсем	Гофреленген төсем	7	Р.29
EN 1514-4	Жоғары кернеуді көтере алатын жұқа қабатты ламинирленген металлды табақтармен кеңейтілген графит	Металды ендірмемен тегіс төсем	1	Р.14, Р.27
EN 1514-6	Графит қабаты шектеулі кампрофильді төсем	Екі қабаттада пластикалық қабаты бар гофреленген болатты төсем	2	Р.21
EN 1514-7	Графиті бар металды қабықшамен қапталған төсем (сыртқы сақиналары)	Металды қабықшамен қапталған төсем	5	Р.25

Р.3-кесте — 1-09-101-1 төсем – Асбсетті талшықсыз (арамидті/шыны) $e_G \geq 1$ мм

Механикалық тесттердегі төсем коэффициенті

Коэффициент	Температура	Мәні
Q_{smax}	Бөлме	150 МПа
	200 °C	60 МПа
	250 °C	50 МПа
g_c (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 150 МПа Орта мән үшін g_c: 0,72
	200 °C	Ішкі жүктеме: 60 МПа Орта мән үшін g_c: 0,29
	250 °C	Ішкі жүктеме: 50 МПа Орта мән үшін g_c: 0,28
P_{QR} (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 150 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,985
	200 °C	Ішкі жүктеме: 60 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,805
	250 °C	Ішкі жүктеме: 50 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,775

Q_0	E_G		
	Бөлме	**200 °C**	**250 °C**
20 МПа	979 МПа	4 898 МПа	3 731 МПа
30 МПа	1 414 МПа		
40 МПа	2 153 МПа	4 990 МПа	4 159 МПа
50 МПа	2 972 МПа		
60 МПа	4 182 МПа	6 023 МПа	4 024 МПа
80 МПа	8 412 МПа		
100 МПа	15 159 МПа		
120 МПа	26 392 МПа		
140 МПа	40 379 МПа		

Р.3-кесте *(жалғасы)*

Герметикалық тесттерден герметиканың түрі

Р = 10 бар – Мәні «ықшамдалған тест»		
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1} = 320МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Жоғары герметикалы	15,5	10
Өте жоғары герметикалы	60	10

Р = 40 бар – Сынақтың тұтас айналымының орташа мән көрсеткіші							
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1} = 20МПа	S_{a2} = 40МПа	S_{a3} = 60МПа	S_{a4} = 80МПа	S_{a5} = 105МПа	S_{a6} = 160МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}	Q_{sminL},S_{a5}	Q_{sminL},S_{a6}
Қалыпты	11,6	10	10	10	10	10	10
Жоғары герметикалы	34,5	NA	10	10	10	10	10
Өте жоғары герметикалы	81	NA	NA	NA	40	33	17

Р = 80 бар – Сынақтың тұтас айналымының ортақ мәні және ықшамдалған сынақтар мәні							
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1} = 20МПа	S_{a2} = 40МПа	S_{a3} = 60МПа	S_{a4} = 80МПа	S_{a5} = 105МПа	S_{a6} = 160МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}	Q_{sminL},S_{a5}	Q_{sminL},S_{a6}
Қалыпты	10	10	10	10	10	10	10
Жоғары герметикалы	43	NA	10	10	10	10	10
Өте жоғары герметикалы	95	NA	NA	NA	NA	38	19,4

Р.4 кесте — Төсем 1-05-101-1 – Тесілген металлды ендірмемен кеңейтілген графит

Механикалық сынақтардағы төсем коэффициенті

Коэффициент	Температура	М
Q_{smax}	Бөлме	200 МПа
	200 °С	150 МПа
	300 °С	140 МПа
	450 °С	120 МПа
g_c (ұқсатылған сұйықтық үшін 500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 200 МПа Орта мән үшін g_c: 0,98
	300 °С	Ішкі жүктеме: 140 МПа Орта мән үшін g_c: 0,12
	450 °С	Ішкі жүктеме 120 МПа Орта мән үшін g_c: 0,08
P_{QR}: (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 200 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 1
	300 °С	Ішкі жүктеме: 140 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,775
	450 °С	Ішкі жүктеме: 120 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,62

Q_0	E_G			
	Бөлме	**200 °С**	**300 °С**	**450 °С**
20 МПа	198 МПа	591 МПа	416 МПа	943 МПа
30 МПа	397 МПа			
40 МПа	675 МПа	1 579 МПа	1 396 МПа	2 482 МПа
50 МПа	1 043 МПа			
60 МПа	1 536 МПа	2 493 МПа	2 423 МПа	3 833 МПа
80 МПа	2 804 МПа	3 437 МПа	3 828 МПа	4 706 МПа
100 МПа	4 738 МПа	4 258 МПа	5 542 МПа	4 799 МПа
120 МПа	7 083 МПа	4 871 МПа	5 968 МПа	
140 МПа	10 447 МПа			
160 МПа	13 992 МПа			

Р.4-кесте *(жалғасы)*

Герметикалық сынақтағы герметиканың түрі

P = 10 бар – Ықшамдалған сынақтардың екі мәнінің ортақ мөлшері		
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1}=140 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Жоғары герметикалы	23	10
Өте жоғары герметикалы	93	16

P = 40 бар – Мәннің орта мөлшері «сынақтың тұтас айналымы»							
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1} = 20МПа	S_{a2} = 40МПа	S_{a3} = 60МПа	S_{a4} = 80МПа	S_{a5} = 105МПа	S_{a6} = 160МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}	Q_{sminL},S_{a5}	Q_{sminL},S_{a6}
Қалыпты	10	10	10	10	10	10	10
Жоғары герметикалы	41	NA	10	10	10	10	10
Өте жоғары герметикалы	139	NA	NA	NA	NA	NA	95

P = 80 бар -Мәні «Ықшамдалған сынақтар»		
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1}=140 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Жоғары герметикалы	60	10

Р.5-кесте — Төсем 1-10-100-1 – Модифицияланған ПТФЕ

Механикалық сынақтардағы төсем коэффициенті

Коэффициент	Температура	Мәні
Q_{smax}	Бөлме	50 МПа
	175 °C	40 МПа
	225 °C	25 МПа
g_c (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 50 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,31
	175 °C	Ішкі жүктеме: 40 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,06
	225 °C	Ішкі жүктеме: 25 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,08
P_{QR} (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 50 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,84
	175 °C	Ішкі жүктеме: 40 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,41
	225 °C	Ішкі жүктеме: 25 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,365

Q_0	E_G		
	Бөлме	**175 °C**	**225 °C**
20 МПа	2 170 МПа	826 МПа	614 МПа
30 МПа	2 986 МПа		
40 МПа	8 625 МПа	1 254 МПа	809 МПа
60 МПа		1 335 МПа	864 МПа

Р.5-кесте *(жалғасы)*

Герметикалық сынақтағы герметиканың түрі

Р = 10 бар - Мәннің орта мөлшері «сынақтың тұтас айналымы»					
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1} = 20МПа	S_{a2} = 40МПа	S_{a3} = 60МПа	S_{a4} = 80МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}
Жоғары герметикалы	10	10	10	10	10
Жоғары герметикалы	17	10	10	10	10
Өте жоғары герметикалы	38,3	NA	17.2	10	10

Р = 40 бар – Мәннің орта мөлшері «сынақтың тұтас айналымы»					
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1} = 20МПа	S_{a2} = 40МПа	S_{a3} = 60МПа	S_{a4} = 80МПа
		Q_{sminL},S_{aI}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}
Жоғары герметикалы	16,4	10	10	10	10
Өте жоғары герметикалы	31	NA	10	10	10

Р = 80 бар – сынақ мәні		
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1}=80 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Жоғары герметикалы	22	10
Өте жоғары герметикалы	37	10

Р.6-кесте - Төсем 1-10-102-1 – Модифицияланған ПТФЕ

Механикалық сынақтардағы төсем коэффициенті

Коэффициент	Температура	Мәні
Q_{smax}	Бөлме	60 МПа
	175 °C	60 МПа
	225 °C	60 МПа
g_c (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 60 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,44
	175 °C	Ішкі жүктеме: 60 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,09
	225 °C	Ішкі жүктеме: 60 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,006
P_{QR} (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 60 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,895
	175 °C	Ішкі жүктеме: 60 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,5
	225 °C	Ішкі жүктеме: 25 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,42

Q_0	E_G		
	Бөлме	**175 °C**	**225 °C**
20 МПа	1 924 МПа	1 164 МПа	1 263 МПа
30 МПа	2 587 МПа		1 569 МПа
40 МПа	3 894 МПа	1 682 МПа	2 178 МПа
50 МПа	6 378 МПа		2 553 МПа
60 МПа	9 750 МПа	2 217 МПа	3 170 МПа

Р.6-кесте *(жалғасы)*

Герметикалық сынақтағы герметиканың түрі

Р = 10 бар- Мәннің орта мөлшері «сынақтың тұтас айналымы»					
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1} = 20МПа	S_{a2} = 40МПа	S_{a3} = 60МПа	S_{a4} = 80МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}
Жоғары герметикалы	10	10	10	10	10
Өте жоғары герметикалы	17,3	11	10	10	10

Р = 40 бар – Мәннің орта мөлшері төрт сынақтық немесе осы төрт сынақтың ішінен					
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1} = 20МПа	S_{a2} = 40МПа	S_{a3} = 60МПа	S_{a4} = 80МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}
Қалыпты	10	10	10	10	10
Жоғары герметикалы	12	10	10	10	10
Өте жоғары герметикалы	42	NA	38	10	10

Р = 80 бар – Мәні «Ықшамдалған сынақтар»		
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1}=80 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Жоғары герметикалы	26,2	10
Өте жоғары герметикалы	39,3	10

Р.7-кесте - Төсем 3-05-102-1 – Спиральды оралымның төмен кернеуі ішкі және сыртқы сақиналы төсемді өзгертеді

Механикалық сынақтардағы төсем коэффициенті

Коэффициент	Температура	Мәні
Q_{smax}	Бөлме	126 МПа
	300 °C	126 МПа
	450 °C	126 МПа
g_c (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 60 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,98
	300 °C	Ішкі жүктеме: 60 МПа Процедура төсеменің осы түріне бұл температура жағдайында сәйкес келмейді
	450 °C	Ішкі жүктеме: 60 МПа Процедура төсеменің осы түріне бұл температура жағдайында сәйкес келмейді
P_{QR} (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 60 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,995
	300 °C	-
	450 °C	-

Q_0	E_Q			
	Бөлме	**200 °C**	**300 °C**	**450 °C**
20 МПа	725 МПа	843 МПа	942 МПа	850 МПа
30 МПа	996 МПа			
40 МПа	1 207 МПа	1 809 МПа	1 988 МПа	2 259 МПа
50 МПа	1 703 МПа			
60 МПа	2 268 МПа	4 211 МПа	3 766 МПа	3 840 МПа
80 МПа		8 537 МПа	6 992 МПа	4 945 МПа

Р.7-кесте *(жалғасы)*

Герметикалық сынақтағы герметиканың түрі

Р = 10 бар- Мәні «Ықшамдалған сынақтар»		
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1} = 80МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Қалыпты	10	10
Жоғары герметикалы	10	10

Р = 40 бар – Мәннің орта мөлшері «сынақтың тұтас айналымы»								
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1} = 20МПа	S_{a2} = 40МПа	S_{a3} = 60МПа	S_{a4} = 80МПа	S_{a5} = 105МПа	S_{a6} = 160МПа	S_{a7} = 320МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}	Q_{sminL},S_{a5}	Q_{sminL},S_{a6}	Q_{sminL},S_{a7}
Жоғары герметикалы	19	10	10	10	10	10	10	10
Өте жоғары герметикалы	140	NA	NA	NA	NA	NA	82,5	87,5

Р = 80 бар – Мәні «Ықшамдалған сынақтар»		
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1}=60 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Қалыпты	10	10
Жоғары герметикалы	32,5	10
Өте жоғары герметикалы	230,6	229,6

Р.8-кесте - Төсем 3-04-104-1 - Стандартты спиральды ішкі және сыртқы сақинасы бар тығыздығышты орау

Механикалық сынақтардағы төсем коэффициенті

Коэффициент	Температура	Мәні
Q_{smax}	Бөлме	138 МПа
	300 °C	250 МПа
	450 °C	220 МПа
g_c (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 300 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,92
	300 °C	Ішкі жүктеме: 250 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,52
	450 °C	Ішкі жүктеме: 220 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,54
P_{QR} (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 300 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 1
	300 °C	Ішкі жүктеме: 250 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,94
	450 °C	Ішкі жүктеме: 220 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,92

Q_0	E_G		
	Бөлме	300 °C	450 °C
20 МПа	1 233 МПа	1 423 МПа	1 489 МПа
30 МПа	2 620 МПа		
40 МПа	1 916 МПа	2 790 МПа	3 013 МПа
50 МПа	2 316 МПа	3 997 МПа	
60 МПа	2 719 МПа	4 203 МПа	4 739 МПа
80 МПа	3 372 МПа	4 291 МПа	6 156 МПа
99 МПа	3 987 МПа	5 205 МПа	7 428 МПа
120 МПа	4 793 МПа	6 111 МПа	8 525 МПа
140 МПа	5 808 МПа	6 972 МПа	9 297 МПа
160 МПа	7 024 МПа	7 938 МПа	10 206 МПа
180 МПа	8 250 МПа	9 661 МПа	10 968 МПа
200 МПа		9 685 МПа	11 608 МПа
220 МПа	12 783 МПа	10 761 МПа	12 141 МПа
240 МПа	15 577 МПа	11 638 МПа	
260 МПа	19 291 МПа		
280 МПа	24 069 МПа		
300 МПа	30 036 МПа		

Р.8-кесте *(жалғасы)*

Герметикалық сынақтағы герметиканың түрі

Р = 40 бар - Мәннің орта мөлшері «сынақтың тұтас айналымы»							
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1} = 40МПа	S_{a2} = 60МПа	S_{a3} = 80МПа	S_{a4} = 105МПа	S_{a5} = 160МПа	S_{a6} = 320МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}	Q_{sminL},S_{a4}	Q_{sminL},S_{a4}
Қалыпты	10	NA	10	10	10	10	10
Жоғары герметикалы	25	10	10	10	10	10	10
Өте жоғары герметикалы	38,3	NA	NA	NA	62,4	35	26

Р = 80 бар – Мәні «Ықшамдалған сынақтар»		
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a4} = 80МПа
		Q_{sminL}, S_{a1}
Қалыпты	10	10
Жоғары герметикалы	48	10
Өте жоғары герметикалы	143,2	51

Р = 160 бар – Мәні «Ықшамдалған сынақтар»		
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1}=80 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Қалыпты	10	10
Жоғары герметикалы	44,6	10
Өте жоғары герметикалы	158,9	157,3

Р.9-кесте - Төсем 3-03-100-1 - Стандартты спиральды орау сыртқы сақинасы ьар төсемді өзгертеді

Механикалық сынақтардағы төсем коэффициенті

Коэффициент	Температура	Мәні
Q_{smax}	Бөлме	125 МПа
	300 °C	125 МПа
	450 °C	125 МПа
g_c (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 125 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,95
	300 °C	Ішкі жүктеме: 125 МПа Процедура төсеменің осы түріне бұл температура жағдайында сәйкес келмейді
	450 °C	Ішкі жүктеме: 125 МПа Процедура төсеменің осы түріне бұл температура жағдайында сәйкес келмейд
P_{QR} (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 125 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,99
	300 °C	Ішкі жүктеме: 125 МПа
	450 °C	Ішкі жүктеме: 125 МПа

Q_0	E_G		
	Бөлме	**300 °C**	**450 °C**
20 МПа	1 854 МПа	2 904 МПа	2 299 МПа
30 МПа	1 975 МПа		
40 МПа	2 158 МПа	3 359 МПа	4 094 МПа
49 МПа	2 563 МПа		
59 МПа	2 892 МПа	4 694 МПа	6 081 МПа
79 МПа	3 643 МПа	6 874 МПа	7 835 МПа
99 МПа	4 714 МПа	10 291 МПа	9 943 МПа
120 МПа	6 147 МПа	15 117 МПа	11 529 МПа

Р.9-кесте *(жалғасы)*

Герметикалық сынақтағы герметиканың түрі

P = 10 бар – Мәні «Ықшамдалған сынақтар»		
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1}=160 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Қалыпты	10	10
Жоғары герметикалы	63,4	10
Өте жоғары герметикалы	98	24

P = 40 бар – Мәннің орта мөлшері «сынақтың тұтас айналымы»							
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1} = 20МПа	S_{a2} = 40МПа	S_{a3} = 60МПа	S_{a4} = 80МПа	S_{a5} = 105МПа	S_{a6} = 160МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}	Q_{sminL},S_{a5}	Q_{sminL},S_{a6}
Қалыпты	30	NA	10	10	10	10	10
Жоғары герметикалы	62	NA	NA	NA	19	10	10
Өте жоғары герметикалы	126	NA	NA	NA	NA	NA	71

P = 80 бар - Мәннің орта мөлшері «сынақтың тұтас айналымы»						
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1}= 40 МПа	Sa2= 60 МПа	S_{a3}= 80 МПа	S_{a4}= 105 МПа	S_{a5}= 160 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}	Q_{sminL},S_{a5}
Қалыпты	34,5	10	10	10	10	11
Жоғары герметикалы	71	NA	NA	25,2	17	15,5
Өте жоғары герметикалы	104,4	NA	NA	NA	100	40

Р.10-кесте - Төсем 2-05-104-1 – Болатты ернемекпен кампрофилді қолдану (графит/тот баспайтын болат)

Механикалық сынақтардағы төсем коэффициенті

Коэффициент	Температура	Мәні
Q_{smax}	Бөлме	600 МПа
	300 °C	450 МПа
	450 °C	400 МПа
g_c (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 600 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,62
	300 °C	Ішкі жүктеме: 450 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,20
	450 °C	Ішкі жүктеме: 400 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,03
P_{QR} (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 600 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 1
	300 °C	Ішкі жүктеме: 450 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,94
	450 °C	Ішкі жүктеме: 400 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,8

Р.10-кесте *(жалғасы)*

Q_0	E_G		
	Бөлме	**300 °C**	**450 °C**
20 МПа	3 273 МПа	13 379 МПа	12 923 МПа
30 МПа	3 598 МПа		
40 МПа	4 369 МПа	19 157 МПа	20 649 МПа
50 МПа	5 722 МПа		
60 МПа	7 391 МПа	30 932 МПа	58 406 МПа
80 МПа	12 085 МПа	52 885 МПа	73 918 МПа
100 МПа	16 774 МПа		68 786 МПа
119 МПа	22 854 МПа		141 110 МПа
140 МПа	32 441 МПа		
160 МПа	35 528 МПа		
180 МПа	38 537 МПа		
220 МПа	43 875 МПа		
240 МПа	45 988 МПа		
260 МПа	45 530 МПа		
280 МПа	46 530 МПа		
300 МПа	46 530 МПа		
320 МПа	46 662 МПа		
340 МПа	45 542 МПа		
360 МПа	46 350 МПа		
380 МПа	45 590 МПа		
400 МПа	44 702 МПа		

Р.10-кесте *(жалғасы)*

Герметикалық сынақтағы герметиканың түрі

Р = 40 бар – Мәннің орта мөлшері «сынақтың тұтас айналымы»								
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1} = 20МПа	S_{a2} = 40МПа	S_{a3} = 60МПа	S_{a4} = 80МПа	S_{a5} = 105МПа	S_{a6} = 160МПа	S_{a7} = 320 МПа
		Q_{sminL}, S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}	Q_{sminL},S_{a5}	Q_{sminL},S_{a6}	Q_{sminL},S_{a7}
Жоғары герметикалы	11,7	12	16,5	18	14	13	16,9	10
Өте жоғары герметикалы	47	NA	NA	46	30,5	31	34	32

Р = 80 бар – Мәні «Всего испытания»								
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1} = 20МПа	S_{a2} = 40МПа	S_{a3} = 60МПа	S_{a4} = 80МПа	S_{a5} = 105МПа	S_{a6} = 160МПа	S_{a7} = 320МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}	Q_{sminL},S_{a5}	Q_{sminL},S_{a6}	Q_{sminL},S_{a7}
Қалыпты	10	10	10	10	10	10	10	10
Жоғары герметикалы	44,7	NA	NA	31,6	24,3	22,8	10	10
Өте жоғары герметикалы	59,7	NA	NA	NA	50	46,1	42,2	54,9

Р = 160 бар – Мәні «Ықшамдалған сынақтар»		
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1}=160 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Қалыпты	37,4	10
Жоғары герметикалы	62,1	42,8
Өте жоғары герметикалы	76	81,7

Р.11-кесте - Төсем 7-01-104-1 – Гофрирленген бдерлі төсем (графит/ тот баспайтын болат)

Механикалық сынақтардағы төсем коэффициенті

Коэффициент	Температура	Мәні
Q_{smax}	Бөлме	400 МПа
	300 °C	200 МПа
	450 °C	180 МПа
g_c (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 400 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,89
	300 °C	Ішкі жүктеме: 200 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,05
	450 °C	Ішкі жүктеме: 180 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,04
P_{QR} (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 400 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 1
	300 °C	Ішкі жүктеме: 200 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,72
	450 °C	Ішкі жүктеме: 180 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,525

Р.11-кесте *(жалғасы)*

Q_0	E_G		
	Бөлме	**300 °С**	**450 °С**
20 МПа	1 498 МПа	3 559 МПа	2 933 МПа
30 МПа	1 822 МПа		
40 МПа	2 134 МПа	4 518 МПа	4 903 МПа
50 МПа	2 221 МПа		
60 МПа	1 968 МПа	4 823 МПа	5 113 МПа
80 МПа	2 824 МПа	6 942 МПа	5 530 МПа
100 МПа	3 968 МПа	7 662 МПа	5 528 МПа
119 МПа	5 185 МПа	7 821 МПа	5 528 МПа
140 МПа	6 804 МПа	7 812 МПа	5 302 МПа
160 МПа	8 046 МПа	7 388 МПа	5 061 МПа
180 МПа	9 489 МПа	7 292 МПа	4 968 МПа
220 МПа	11 783 МПа		
240 МПа	12 563 МПа		
260 МПа	13 503 МПа		
280 МПа	14 674 МПа		
300 МПа	15 757 МПа		
320 МПа	16 802 МПа		
340 МПа	17 370 МПа		
360 МПа	18 350 МПа		
380 МПа	18 806 МПа		
400 МПа	19 316 МПа		

Р.11-кесте *(жалғасы)*

Герметикалық сынақтағы герметиканың түрі

Р = 40 бар – Мәннің орта мөлшері «сынақтың тұтас айналымы»								
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1} = 20МПа	S_{a2} = 40МПа	S_{a3} = 60МПа	S_{a4} = 80МПа	S_{a5} = 105МПа	S_{a6} = 160МПа	S_{a7} = 320МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}	Q_{sminL},S_{a5}	Q_{sminL},S_{a6}	Q_{sminL},S_{a7}
Жоғары герметикалы	11,2	10	10	10	10	10	10	17
Өте жоғары герметикалы	20,9	NA	33	13	17	27	23,8	31,6

Р = 80 бар – Мәні «Ықшамдалған сынақтар»		
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1}=320 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Өте жоғары герметикалы	74,9	10

Р = 160 бар – Мәні «Ықшамдалған сынақтар»		
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1}=160 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Өте жоғары герметикалы	30	20

Р.12-кесте - Төсем 6-04-103-1 – Тот баспайтын болаттан жасалған графитты тығыздығышпен металлды қабықша

Механикалық сынақтардағы төсем коэффициенті

Коэффициент	Температура	Мәні
Q_{smax}	Бөлме	400 МПа
	300 °C	400 МПа
	450 °C	400 МПа
g_c (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 400 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,77
	300 °C	Ішкі жүктеме: 400 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,07
	450 °C	Ішкі жүктеме: 400 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,03
P_{QR} (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 400 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 1
	300 °C	Ішкі жүктеме: 400 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,93
	450 °C	Ішкі жүктеме: 400 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,865

Р.12-кесте *(жалғасы)*

Q_0	E_G		
	Бөлме	**300 °C**	**450 °C**
20 МПа	696 МПа	1 004 МПа	1 033 МПа
30 МПа	1 126 МПа		
40 МПа	1 718 МПа	2 120 МПа	2 434 МПа
50 МПа	2 435 МПа		
60 МПа	3 334 МПа	3 402 МПа	3 845 МПа
80 МПа	5 787 МПа	4 521 МПа	5 021 МПа
100 МПа	9 029 МПа	5 405 МПа	5 977 МПа
119 МПа	13 855 МПа	6 296 МПа	6 513 МПа
140 МПа	19 811 МПа	7 048 МПа	7 108 МПа
160 МПа	28 779 МПа	7 886 МПа	7 252 МПа
180 МПа	40 961 МПа	8 547 МПа	7 682 МПа
200 МПа		9 349 МПа	7 888 МПа
220 МПа		10 041 МПа	8 305 МПа
240 МПа		10 584 МПа	8 677 МПа
260 МПа		11 219 МПа	8 833 МПа
280 МПа		12 059 МПа	9 322 МПа
300 МПа		12 474 МПа	9 610 МПа
320 МПа		13 783 МПа	9 856 МПа
340 МПа		14 286 МПа	10 162 МПа
360 МПа		15 491 МПа	10 808 МПа
380 МПа		17 411 МПа	10 726 МПа
400 МПа		17 061 МПа	11 381 МПа

Р.12-кесте *(жалғасы)*

Герметикалық сынақтағы герметиканың түрі

P = 40 бар - Мәннің орта мөлшері «сынақтың тұтас айналымы»							
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1} = 40МПа	S_{a2} = 60МПа	S_{a3} = 80МПа	S_{a4} = 100МПа	S_{a5} = 160МПа	S_{a6} = 320МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}	Q_{sminL},S_{a5}	Q_{sminL},S_{a6}
Қалыпты	54,7	36,4	26	23,4	21,3	10	10
Жоғары герметикалы	171	NA	NA	NA	NA	NA	34,8

P = 80 бар – Мәні «Ықшамдалған сынақтар»		
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a4} = 320 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Қалыпты	62,6	20
Жоғары герметикалы	287,4	40,3

P = 160 бар – Мәні «Ықшамдалған сынақтар»		
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1}=160 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Қалыпты	120	NA

Р.13-кесте - Төсем 5-05-103-1 – Жабылған метталлдық қабықша (графит/графит/тот бастпайтын болат)

Механикалық сынақтардағы төсем коэффициенті

Коэффициент	Температура	Мәні
Q_{smax}	Бөлме	171 МПа
	300 °C	171 МПа
	450 °C	171 МПа
g_c (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 47 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,92
		Ішкі жүктеме: 80 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,95
	300 °C	Ішкі жүктеме: 47 МПа Бейімделмеген процедура төсеменің осы түріне бұл температура жағдайында сәйкес келмейді
		Ішкі жүктеме: 80 МПа Бейімделмеген процедура төсеменің осы түріне бұл температура жағдайында сәйкес келмейді
	450 °C	Ішкі жүктеме: 80 МПа Бейімделмеген процедура төсеменің осы түріне бұл температура жағдайында сәйкес келмейді
P_{QR} (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Орта мән үшін P_{QR}: 0,985

Q_0	E_G		
	Бөлме	**300 °C**	**450 °C**
20 МПа	534 МПа	680 МПа	253 МПа
30 МПа	963 МПа		
40 МПа	1 243 МПа	1 637 МПа	758 МПа
50 МПа	1 629 МПа		
60 МПа	2 038 МПа	3 002 МПа	6 081 МПа
80 МПа	3 395 МПа	5 831 МПа	2 763 МПа
100 МПа	5 381 МПа	11 047 МПа	4 563 МПа

Р.13-кесте *(жалғасы)*

Герметикалық сынақтағы герметиканың түрі

P = 40 бар – Мәні испытаний								
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1} = 20МПа	S_{a2} = 40МПа	S_{a3} = 60МПа	S_{a4} = 80МПа	S_{a5} = 105МПа	S_{a6} = 160МПа	S_{a7} = 320МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}	Q_{sminL},S_{a5}	Q_{sminL},S_{a6}	Q_{sminL},S_{a7}
Жоғары герметикалы	13,7	10	10	10	10	10	10	10
Өте жоғары герметикалы	217,5	NA	NA	NA	NA	NA	NA	130,8

P = 80 бар – Мәні «Ықшамдалған сынақтар»		
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1}=320 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Жоғары герметикалы	31,6	10

P = 160 бар – Мәні «Ықшамдалған сынақтар»		
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1}=160 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Жоғары герметикалы	72,9	32

Р.14-кесте - Төсем 1-07-001-1 –Тұрақты жоғары кернеумен жұқа қабықшалардағы ламинирленген металлдық табақпен кеңейтілген графит

Механикалық сынақтардағы төсем коэффициенті

Коэффициент	Температура	Мәні
Q_{smax}	Бөлме	240 МПа
	300 °C	240 МПа
	400 °C	240 МПа
g_c (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 1
	300 °C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 1
	400 °C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,73
P_{QR} (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 120 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 1
	300 °C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 1
	400 °C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,98

Q_0	E_G		
	Бөлме	**300 °C**	**450 °C**
20 МПа	352 МПа	371 МПа	438 МПа
30 МПа	679 МПа	526 МПа	793 МПа
40 МПа	1 041 МПа	734 МПа	958 МПа
50 МПа	1 117 МПа	1 117 МПа	1 121 МПа
60 МПа	1 424 МПа	1 287 МПа	1 912 МПа
80 МПа	1 496 МПа	1 588 МПа	2 803 МПа
100 МПа	1 803 МПа	2 107 МПа	2 057 МПа
120 МПа	1 904 МПа	3 371 МПа	2 498 МПа
140 МПа	2 340 МПа	2 853 МПа	2 948 МПа
160 МПа	2 371 МПа	2 722 МПа	3 334 МПа
180 МПа	2 272 МПа	3 567 МПа	3 145 МПа

Р.14-кесте *(жалғасы)*

Герметикалық сынақтағы герметиканың түрі

Р = 10 бар – Ықшамдалған сынақтардың екі мәнінің ортақ мөлшері		
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1}=160 МПа
		Q_{sminL},S^{a1}
Жоғары герметикалы	10	NC
Өте жоғары герметикалы	83	10 [a]
[a] Төсемдегі ең төмен жүктеме үнемі келесіні құрайтын 10 МПа		

Р = 40 бар - Мәннің орта мөлшері «сынақтың тұтас айналымы»						
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1} = 40МПа	S_{a2} = 60МПа	S_{a3} = 80МПа	S_{a4} = 105МПа	S_{a5} = 160МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	QsminL,S_{a3}	QsminL,S_{a4}	Q_{sminL},S_{a5}
Жоғары герметикалы	30	10[a]	10[a]	10[a]	10[a]	NC
Өте жоғары герметикалы	120	NC	NC	NC	NC	38
[a] Төсемдегі ең төмен жүктеме үнемі келесіні құрайтын 10 МПа						

Р.15-кесте - Төсем 1-10-001-1 – Модифицияланған ПТФЕ жалпақ материал

Механикалық сынақтардағы төсем коэффициенті

Коэффициент	Температура	Мәні
Q_{smax}	Бөлме	240 МПа
	150 °C	240 МПа
	225 °C	240 МПа
g_c (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,31
	150 °C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,07
	225 °C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,05
P_{QR} (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 120 МПа Орта мән үшін P_{QR}:0,9
	150°C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,6
	225 °C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,5

Q_0	E_G		
	Бөлме	**150 °C**	**225 °C**
20 МПа	2 175 МПа	2 023 МПа	1 291 МПа
40 МПа	2 552 МПа	2 161 МПа	1 458 МПа
60 МПа	3 577 МПа	2 257 МПа	2 243 МПа
80 МПа	5 753 МПа	2 764 МПа	1 764 МПа
100 МПа	4 057 МПа	2 739 МПа	1 861 МПа
120 МПа	3 942 МПа	2 404 МПа	2 850 МПа
140 МПа	4 420 МПа	2 596 МПа	1 777 МПа
160 МПа	4 022 МПа	2 376 МПа	1 533 МПа
180 МПа	3 063 МПа	2 847 МПа	1 595 МПа

Р.15-кесте *(жалғасы)*

Герметикалық сынақтағы герметиканың түрі

Р = 10 бар – Ықшамдалған сынақтардың екі мәнінің ортақ мөлшері		
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1}
		Q_{sminL}, S_{a1}
Өте жоғары герметикалы	12	NC

Р = 40 бар- Мәннің орта мөлшері «сынақтың тұтас айналымы»					
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1} = 20МПа	S_{a2} = 40МПа	S_{a3} = 60МПа	S_{a4} = 80МПа
		Q_{sminL}, S_{a1}	Q_{sminL}, S_{a2}	Q_{sminL}, S_{a3}	Q_{sminL}, S_{a4}
Өте жоғары герметикалы	20	14	10[a]	10[a]	10[a]
[a] Төсемдегі ең төмен жүктеме үнемі келесіні құрайтын 10 МПа					

Р.16-кесте - Төсем 1-09-002-1 - Байланыстырушы элементпен асбестелмеген талшықтар, мысалға eG ≥ 1 коэффициенті мм

Механикалық сынақтағы төсеме

Коэффициент	Температура	Мәні
Q_{smax}	Бөлме	240 МПа
	175 °C	240 МПа
	250 °C	80 МПа
g_c (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,72
	175 °C	Ішкі жүктеме: 80 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,18
	250 °C	Ішкі жүктеме: 80 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,08
P_{QR} (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 120 МПа Орта мән үшін P_{QR}:1
	175°C	Ішкі жүктеме: 80 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,8
	250 °C	Ішкі жүктеме: 80 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,6

Q_0	E_G		
	Бөлме	**175 °C**	**250 °C**
20 МПа	1 512 МПа	1 847 МПа	2 575 МПа
40 МПа	2 006 МПа	1 911 МПа	2 063 МПа
60 МПа	2 668 МПа	3 218 МПа	3 392 МПа
80 МПа	3 290 МПа	3 342 МПа	2 967 МПа
100 МПа	3 997 МПа	2 909 МПа	3 417 МПа
120 МПа	4 296 МПа	3 503 МПа	2 903 МПа
140 МПа	4 578 МПа	3 405 МПа	2 848 МПа
160 МПа	5 187 МПа	2 960 МПа	3 006 МПа
180 МПа	4 529 МПа	2 946 МПа	3 001 МПа

Р.16-кесте *(жалғасы)*

Герметикалық сынақтағы герметиканың түрі

Р = 10 бар – Ықшамдалған сынақтардың екі мәнінің ортақ мөлшері		
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1}
		Q_{sminL},S_{a1}
Жоғары герметикалы	15	NC
Өте жоғары герметикалы	47	NC

Р = 40 бар - Мәннің орта мөлшері «сынақтың тұтас айналымы»					
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1} = 40МПа	S_{a2} = 60МПа	S_{a3} = 80МПа	S_{a4} = 100МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}
Жоғары герметикалы	25	10[a]	NC	NC	NC
Өте жоғары герметикалы	54	NC	19	10[a]	10[a]

[a] Төсемдегі ең төмен жұқтеме үнемі келесіні құрайтын 10 МПа

Р.17-кесте - Төсем 1-10-004-1– Модифицияланған ПТФЕ жалпақ материал

Механикалық сынақтардағы төсем коэффициенті

Коэффициент	Температура	Мәні
Q_{smax}	Бөлме	240 МПа
	150 °C	240 МПа
	225 °C	240 МПа
g_c (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 80 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,23
	150 °C	Ішкі жүктеме: 40 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,12
	225 °C	Ішкі жүктеме: 40 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,07
P_{QR} (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 80 МПа Орта мән үшін P_{QR}:0,9
	150°C	Ішкі жүктеме: 40 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,6
	225 °C	Ішкі жүктеме: 40 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,4

Q_0	E_G		
	Бөлме	**150 °C**	**225 °C**
20 МПа	402 МПа	510 МПа	579 МПа
40 МПа	883 МПа	1 092 МПа	553 МПа
60 МПа	1 345 МПа	1 313 МПа	1 127 МПа
80 МПа	1 889 МПа	2 538 МПа	990 МПа
100 МПа	2 055 МПа	1 224 МПа	923 МПа
120 МПа	1 663 МПа	1 212 МПа	779 МПа
140 МПа	1 333 МПа	808 МПа	699 МПа
160 МПа	1 145 МПа	617 МПа	762 МПа
180 МПа	1 357 МПа	499 МПа	603 МПа

Р.17-кесте *(жалғасы)*

Герметикалық сынақтағы герметиканың түрі

Р = 10 бар – Ықшамдалған сынақтардың екі мәнінің ортақ мөлшері		
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1}
		Q_{sminL}, S_{a1}
Жоғары герметикалы	10	NC
Өте жоғары герметикалы	31	NC

Р = 40 бар- Мәннің орта мөлшері «сынақтың тұтас айналымы»			
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1} = 60МПа	S_{a2} = 80МПа
		Q_{sminL}, S_{a1}	Q_{sminL}, S_{a2}
Жоғары герметикалы	25	NC	NC
Өте жоғары герметикалы	36	10[a]	10[a]
[a] Төсемдегі ең төмен жүктеме үнемі келесіні құрайтын 10 МПа			

Р.18-кесте - Төсеме 1-09-004-1 - Байланыстырушы элементпен асбестелмеген талшықтар, мысалға eG ≥ 1 коэффициенті мм

Механикалық сынақтағы төсеме

Коэффициент	Температура	Мәні
Q_{smax}	Бөлме	240 МПа
	175 °C	240 МПа
	250 °C	
g_c (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,63
	175 °C	Ішкі жүктеме: 80 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,13
	250 °C	Ішкі жүктеме: 80 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,07
P_{QR} (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 120 МПа Орта мән үшін P_{QR}:1
	175°C	Ішкі жүктеме: 80 Мпа Орта мән үшін P_{QR}: 0,7
	250 °C	Ішкі жүктеме: 80 Мпа Орта мән үшін P_{QR}: 0,5

Q_0	E_G		
	Бөлме	**175 °C**	**250 °C**
20 МПа	727 МПа	900 МПа	1 140 МПа
30 МПа	1 280 МПа	1 184 МПа	1 402 МПа
40 МПа	1 712 МПа	1 401 МПа	1 471 МПа
50 МПа	1 759 МПа	1 805 МПа	2 041 МПа
60 МПа	1 940 МПа	2 235 МПа	2 046 МПа
80 МПа	2 619 МПа	1 936 МПа	2 100 МПа
100 МПа	3 252 МПа	2 326 МПа	3 189 МПа
120 МПа	2 799 МПа	2 049 МПа	2 605 МПа
140 МПа	3 193 МПа	2 099 МПа	2 145 МПа
160 МПа	3 459 МПа	2 299 МПа	2 174 МПа
180 МПа	3 766 МПа	2 145 МПа	2 348 МПа

Р.18-кесте *(жалғасы)*

Герметикалық сынақтағы герметиканың түрі

Р = 10 бар – Ықшамдалған сынақтардың екі мәнінің ортақ мөлшері		
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1}=160 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Жоғары герметикалы	40	NC
Өте жоғары герметикалы	100	17

Р = 40 бар - Мәннің орта мөлшері «сынақтың тұтас айналымы»				
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1} = 80МПа	S_{a2} = 100МПа	S_{a3} = 160МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}
Жоғары герметикалы	64	14	10[a]	10[a]
Өте жоғары герметикалы	111	NC	NC	32
[a] Төсемдегі ең төмен жүктеме үнемі келесіні құрайтын 10 МПа				

Р.19-кесте - Төсеме 1-09-005-1 – Байланыстырушы элементпен асбестелмеген талшықтар, мысалға eG ≥ 1 коэффициенті мм

Механикалық сынақтағы төсеме

Коэффициент	Температура	Мәні
Q_{smax}	Бөлме	240 МПа
	175 °C	120 МПа
	250 °C	100 МПа
g_c (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,71
	175 °C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,24
	250 °C	Ішкі жүктеме: 100 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,22
P_{QR} (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 120 МПа Орта мән үшін P_{QR}:1
	175°C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,8
	250 °C	Ішкі жүктеме: 100 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,8

Q_0	E_G		
	Бөлме	**175 °C**	**250 °C**
20 МПа	1 357 МПа	1 095 МПа	2 096 МПа
40 МПа	1 802 МПа	1 874 МПа	2 082 МПа
60 МПа	2 175 МПа	2 320 МПа	3 165 МПа
80 МПа	2 904 МПа	2 603 МПа	3 592 МПа
100 МПа	3 537 МПа	3 901 МПа	3 657 МПа
120 МПа	4 124 МПа	4 230 МПа	2 588 МПа
140 МПа	4 526 МПа	1 871 МПа	1 834 МПа
160 МПа	4 362 МПа	1 933 МПа	2 120 МПа
180 МПа	4 258 МПа	2 037 МПа	2 276 МПа

Р.19-кесте *(жалғасы)*

Герметикалық сынақтағы герметиканың түрі

Р = 10 бар – Ықшамдалған сынақтардың екі мәнінің ортақ мөлшері		
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1}=160 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Жоғары герметикалы	12	NC
Өте жоғары герметикалы	84	10[a]
[a]Төсемдегі ең төмен жүктеме үнемі келесіні құрайтын 10 МПа		

Р = 40 бар- Мәннің орта мөлшері «сынақтың тұтас айналымы»					
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1} = 60МПа	S_{a2} = 80МПа	S_{a3} = 100МПа	S_{a4} = 160МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}
Жоғары герметикалы	48	15	10[a]	10[a]	NC
Өте жоғары герметикалы	108	NC	NC	NC	15
[a]Төсемдегі ең төмен жүктеме үнемі келесіні құрайтын 10 МПа					

Р.20-кесте - Төсем 1-05-005-1 – Перфорланған ендірмемен байланыстырушы кеңейтілген графит

Механикалық сынақтағы металл төсемдердің коэффициенттері

Коэффициент	Температура	Мәні
Q_{smax}	Бөлме	200 МПа
	300 °C	180 МПа
	400 °C	180 МПа
g_c (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,97
	300 °C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,70
	400°C	Ішкі жүктеме: 100 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,54
P_{QR} (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 120 МПа Орта мән үшін P_{QR}:1
	300°C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 1
	400 °C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 1

Q_0	E_G		
	Бөлме	**300°C**	**440 °C**
20 МПа	411 МПа	499 МПа	484 МПа
30 МПа	700 МПа	866 МПа	849 МПа
40 МПа	1 019 МПа	1 023 МПа	1 097 МПа
50 МПа	1 248 МПа	1 594 МПа	1 250 МПа
60 МПа	1 438 МПа	1 363 МПа	1 708 МПа
80 МПа	2 240 МПа	2 424 МПа	2 829 МПа
100 МПа	2 411 МПа	2 404 МПа	1 943 МПа
120 МПа	2 372 МПа	3 198 МПа	3 337 МПа
140 МПа	2 783 МПа	3 397 МПа	3 389 МПа
160 МПа	3 235 МПа	3 380 МПа	3 057 МПа
180 МПа	3 081 МПа	4 246 МПа	3 148 МПа

Р.20-кесте *(жалғасы)*

Герметикалық сынақтағы герметиканың түрі

P = 10 бар – Ықшамдалған сынақтардың екі мәнінің ортақ мөлшері		
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1}=160 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Жоғары герметикалы	28	NC
Өте жоғары герметикалы	94	10[a]
[a] Төсемдегі ең төмен жүктеме үнемі келесіні құрайтын 10 МПа		

P = 40 бар - Мәннің орта мөлшері «сынақтың тұтас айналымы»					
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1} = 60МПа	S_{a2} = 80МПа	S_{a3} = 100МПа	S_{a4} = 160МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}
Жоғары герметикалы	47	11	10 a	10 a	NC
Очень Жоғары герметикалы	122	NC	NC	NC	29
[a] Төсемдегі ең төмен жүктеме үнемі келесіні құрайтын 10 МПа					

Р.21-кесте - Төсем 2-05-006-1 – Шектеулі графитті қабықшамен кампрофильді төсем

Механикалық сынақтардағы төсем коэффициенті

Коэффициент	Температура	Мәні
Q_{smax}	Бөлме	650 МПа
	300 °C	650 МПа
	400 °C	650 МПа
g_c (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,96
	300 °C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,77
	400°C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,55
P_{QR} (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 328 МПа Орта мән үшін P_{QR}:1
	300°C	Ішкі жүктеме: 328 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,98
	400 °C	Ішкі жүктеме: 328 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,96

Q_0	E_G		
	Бөлме	**300°C**	**440 °C**
54 МПа	8 921 МПа	13 616 МПа	8 922 МПа
82 МПа	10 323 МПа	10 805 МПа	17 190 МПа
109 МПа	10 719 МПа	13 262 МПа	19 056 МПа
137 МПа	11 961 МПа	12 189 МПа	14 765 МПа
164 МПа	15 795 МПа	22 923 МПа	16 863 МПа
219 МПа	16 347 МПа	14 635 МПа	17 365 МПа
274 МПа	16 257 МПа	17 406 МПа	13 680 МПа
329 МПа	15 561 МПа	18 733 МПа	13 144 МПа
384 МПа	18 900 МПа	18 326 МПа	18 805 МПа
438 МПа	20 856 МПа	19 654 МПа	19 335 МПа
493 МПа	17 100 МПа	19 558 МПа	19 335 МПа
548 МПа	16 577 МПа	17 079 МПа	15 245 МПа
602 МПа	18 265 МПа	17 000 МПа	16 314 МПа
651 МПа	17 285 МПа	18 220 МПа	15 615 МПа

Р.21-кесте *(жалғасы)*

Герметикалық сынақтағы герметиканың түрі

P = 40 бар		
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1}=20 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Өте жоғары герметикалы	10	10

Р.22-кесте - Төсем 1-09-007-1 – Байланыстырушы бөлшекпен асбестелмеген талшық, мысалы, eG ≥ 1 мм

Механикалық сынақтардағы төсем коэффициенті

Коэффициент	Температура	Мәні
Q_{smax}	Бөлме	240 МПа
	175 °C	240 МПа
	250 °C	240 МПа
g_c (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,80
	175 °C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,29
	250°C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,24
P_{QR} (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 120 МПа Орта мән үшін P_{QR}:1
	175°C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,9
	250 °C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,9

Q_0	E_G		
	Бөлме	300 °C	440 °C
20 МПа	1 773 МПа	1 931 МПа	2 259 МПа
30 МПа	2 079 МПа	2 442 МПа	3 522 МПа
40 МПа	1 963 МПа	2 152 МПа	3 339 МПа
50 МПа	2 917 МПа	2 496 МПа	2 814 МПа
60 МПа	3 318 МПа	3 164 МПа	2 950 МПа
80 МПа	4 026 МПа	4 253 МПа	4 929 МПа
100 МПа	4 843 МПа	4 114 МПа	4 514 МПа
120 МПа	5 402 МПа	3 350 МПа	4 029 МПа
140 МПа	5 044 МПа	4 611 МПа	4 331 МПа

Р.22-кесте *(жалғасы)*

Q_0	E_G		
	Бөлме	**300**	**440**
160 МПа	4 507 МПа	4 106 МПа	5 231 МПа
180 МПа	4 394 МПа	3 876 МПа	5 467 МПа

Герметикалық сынақтағы герметиканың түрі

P = 10 бар – Ықшамдалған сынақтардың екі мәнінің ортақ мөлшері		
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1}=160 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Жоғары герметикалы	22	NC
Өте жоғары герметикалы	66	10[a]
[a] Төсемдегі ең төмен жүктеме үнемі келесіні құрайтын 10 МПа		

P = 40 бар - Мәннің орта мөлшері «сынақтың тұтас айналымы»						
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1} = 40МПа	S_{a2} = 60МПа	S_{a3} = 80МПа	S_{a4} = МПа	S_{a5} = МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}	Q_{sminL},S_{a5}
Жоғары герметикалы	24	10[a]	10[a]	10[(*)]	NC	NC
Өте жоғары герметикалы	68	NC	NC	19	10[a]	10[a]
[a] Төсемдегі ең төмен жүктеме үнемі келесіні құрайтын 10 МПа						

Р.23-кесте - Төсем 1-10-007-1 – Модифицияланған ПТФЕ табақ материал

Механикалық сынақтардағы төсем коэффициенті

Коэффициент	Температура	Мәні
Q_{smax}	Бөлме	240 МПа
	150 °C	160 МПа
	225 °C	100 МПа
g_c (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,90
	150 °C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,60
	225°C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,18
P_{QR} (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 120 МПа Орта мән үшін P_{QR}:1
	150°C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 1
	225 °C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,8

Q_0	E_G		
	Бөлме	150°C	225 °C
20 МПа	2 704 МПа	1 981 МПа	1 874 МПа
30 МПа	3 283 МПа	2 833 МПа	2 166 МПа
40 МПа	3 125 МПа	4 491 МПа	3 215 МПа
50 МПа	4 286 МПа	4 276 МПа	3 551 МПа
60 МПа	3 880 МПа	4 276 МПа	3 613 МПа
80 МПа	4 413 МПа	3 663 МПа	4 035 МПа
100 МПа	4 779 МПа	4 074 МПа	3 953 МПа
120 МПа	4 684 МПа	4 422 МПа	4 174 МПа
140 МПа	5 081 МПа	4 536 МПа	4 533 МПа
160 МПа	5 205 МПа	5 629 МПа	3 797 МПа
180 МПа	5 410 МПа	5 450 МПа	3 656 МПа

Р.23-кесте *(жалғасы)*

Герметикалық сынақтағы герметиканың түрі

P = 10 бар – Ықшамдалған сынақтардың екі мәнінің ортақ мөлшері		
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1}
		Q_{sminL}, S_{a1}
Жоғары герметикалы	11	NC
Өте жоғары герметикалы	58	NC

P = 40 бар- Мәннің орта мөлшері «сынақтың тұтас айналымы»						
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1} = 40МПа	S_{a2} = 60МПа	S_{a3} = 80МПа	S_{a4} = 100МПа	S_{a5} = 160МПа
		Q_{sminL}, S_{a1}	Q_{sminL}, S_{a2}	Q_{sminL}, S_{a3}	Q_{sminL}, S_{a4}	Q_{sminL}, S_{a5}
Жоғары герметикалы	25	10 [a]	10 [a]	10 [a]	NC	NC
Өте жоғары герметикалы	83	NC	NC	NC	27	10 [a]
[a] Төсемдегі ең төмен жүктеме үнемі келесіні құрайтын 10 МПа						

Р.24-кесте - Төсем 3-02-007-1 - PTFE Ішкі және сыртқы тірегіш сақиналарымен стандартты спиральды төсемдер

Механикалық сынақтардағы төсем коэффициенті

Коэффициент	Температура	Мәні
Q_{smax}	Бөлме	690 МПа
	150 °C	690 МПа
	225 °C	690 МПа
g_c (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 80 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,80
	150 °C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,80
	225°C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,91

Р.24-кесте *(жалғасы)*

Коэффициент	Температура	Мәні
P_{QR} (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 240 МПа Орта мән үшін P_{QR}:0,96
	150°C	Ішкі жүктеме: 360 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,98
	225 °C	Ішкі жүктеме: 360 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,99

Q_0	E_G		
	Бөлме	**150°C**	**225 °C**
57 МПа	2 989 МПа	3 232 МПа	2 415 МПа
86 МПа	3 742 МПа	3 507 МПа	2 694 МПа
115 МПа	4 723 МПа	3 933 МПа	3 241 МПа
144 МПа	5 324 МПа	4 980 МПа	4 636 МПа
173 МПа	5 241 МПа	5 479 МПа	5 221 МПа
231 МПа	6 519 МПа	6 751 МПа	6 597 МПа
290 МПа	7 566 МПа	10 077 МПа	8 521 МПа
348 МПа	10 518 МПа	13 690 МПа	11 485 МПа
406 МПа	14 394 МПа	19 892 МПа	15 054 МПа
464 МПа	17 000 МПа	28 614 МПа	18 352 МПа
522 МПа	25 742 МПа	34 196 МПа	25 922 МПа

Герметикалық сынақтағы герметиканың түрі

P = 10 бар – Ықшамдалған сынақтардың екі мәнінің ортақ мөлшері		
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1}=480 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Жоғары герметикалы	39	30
Өте жоғары герметикалы	69	30

P = 40 бар - Мәннің орта мөлшері «сынақтың тұтас айналымы»		
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1} = 80МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Жоғары герметикалы	74	30
Өте жоғары герметикалы	105	30

Р.25-кесте - Төсем 5-05-103-2 – Графиты бар төсемнің металлды қабықшалы жабындысы

Механикалық сынақтардағы төсемдердің коэффициенттері

Коэффициент	Температура	Мәні
Q_{smax}	Бөлме	240 МПа
	300 °C	240 МПа
	400 °C	240 МПа
g_c (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 1
	300 °C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 1
	400°C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 1
P_{QR} (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 120 МПа Орта мән үшін P_{QR}:1
	300°C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 1
	400 °C	Ішкі жүктеме: 120 Мпа Орта мән үшін P_{QR}:1

Q_0	E_G		
	Бөлме	**300°C**	**440 °C**
20 МПа	659 МПа	823 МПа	825 МПа
30 МПа	1 029 МПа	1 708 МПа	1 345 МПа
40 МПа	1 778 МПа	2 175 МПа	3 107 МПа
50 МПа	2 595 МПа	3 525 МПа	5 080 МПа
60 МПа	3 124 МПа	4 442 МПа	5 082 МПа
80 МПа	5 409 МПа	9 476 МПа	4 918 МПа
100 МПа	9 487 МПа	9 837 МПа	10 608 МПа
120 МПа	11 419 МПа	79 398 МПа	20 040 МПа
140 МПа	16 002 МПа	82 833 МПа	30 009 МПа
160 МПа	17 889 МПа	267 301 Мпа	25 893 МПа
180 МПа	24 030 МПа	-	28 125 МПа

Р.25-кесте *(жалғасы)*

Герметикалық сынақтағы герметиканың түрі

Р = 10 бар – Ықшамдалған сынақтардың екі мәнінің ортақ мөлшері		
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1}=480 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Өте жоғары герметикалы	10 [a]	NC

Р = 40 бар - Мәннің орта мөлшері «сынақтың тұтас айналымы»		
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1} =80МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Жоғары герметикалы	15	10 [a]
[a] Төсемдегі ең төмен жүктеме үнемі келесіні құрайтын 10 МПа		

Р.26-кесте - Төсем 6-04-103-2 – Графиті бар төсемнің металлды қабықшасы

Механикалық сынақтардағы төсем коэффициенті

Коэффициент	Температура	Мәні
Q_{smax}	Бөлме	240 МПа
	300 °C	240 МПа
	400 °C	240 МПа
g_c (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 1,0
	300 °C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,84
	400°C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,68
P_{QR} (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 120 МПа Орта мән үшін P_{QR}:1
	300°C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 1
	400 °C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 1

Р.26-кесте *(жалғасы)*

Q_0	E_G		
	Бөлме	**300°C**	**440 °C**
20 МПа	709 МПа	798 МПа	796 МПа
30 МПа	1 120 МПа	1 050 МПа	1 070 МПа
40 МПа	1 344 МПа	1 531 МПа	1 372 МПа
50 МПа	1 902 МПа	1 952 МПа	2 647 МПа
60 МПа	2 424 МПа	2 509 МПа	2 519 МПа
80 МПа	3 171 МПа	3 613 МПа	3 379 МПа
100 МПа	3 495 МПа	3 621 МПа	4 099 МПа
120 МПа	5 158 МПа	4 866 МПа	5 487 МПа
140 МПа	5 876 МПа	4 975 МПа	5 282 МПа
160 МПа	5 525 МПа	6 288 МПа	5 607 МПа
180 МПа	5 965 МПа	6 618 МПа	6 302 МПа

Герметиканың түрін герметикалыққа сынақ жүргізу

Қолданыста жоқ.

Р.27-кесте - Төсем 1-07-009-1 – Тұрақты жоғары кернеудегі жұқа қабаттағы ламинирленген металлды парақпен кеңейтілген графит

Механикалық сынақтардағы төсем коэффициенті

Коэффициент	**Температура**	**Мәні**
Q_{smax}	Бөлме	240 МПа
	300 °C	240 МПа
	400 °C	120 МПа
g_c (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,92
	300 °C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,48
	400°C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: NA
P_{QR} (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 120 МПа Орта мән үшін P_{QR}:1
	300°C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,9
	400 °C	Ішкі жүктеме: 120 МПа-

Р.27-кесте *(жалғасы)*

Q_0	E_G		
	Бөлме	**300°C**	**400 °C**
20 МПа	532 МПа	544 МПа	471 МПа
30 МПа	752 МПа	670 МПа	1 091 МПа
40 МПа	1 101 МПа	960 МПа	848 МПа
50 МПа	1 148 МПа	1 124 МПа	1 398 МПа
60 МПа	1 681 МПа	1 788 МПа	1 586 МПа
80 МПа	1 828 МПа	1 750 МПа	1 586 МПа
100 МПа	2 451 МПа	2 723 МПа	2 202 МПа
120 МПа	3 403 МПа	2 420 МПа	3 487 МПа
140 МПа	3 717 МПа	1 651 МПа	1 203 МПа
160 МПа	3 169 МПа	1 749 МПа	1 530 МПа
180 МПа	3 345 МПа	2 264 МПа	1 718 МПа

Герметикалық сынақтағы герметиканың түрі

P = 10 бар – Ықшамдалған сынақтардың екі мәнінің ортақ мөлшері		
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1}
		Q_{sminL}, S_{a1}
Жоғары герметикалы	28	NC
[A] Төсемдегі ең төмен жүктеме үнемі келесіні құрайтын 10 МПа		

P = 40 бар- Мәннің орта мөлшері «сынақтың тұтас айналымы»					
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1} = 60МПа	S_{a2} = 80МПа	S_{a3} = 100МПа	S_{a4} = 160МПа
		Q_{sminL}, S_{a1}	Q_{sminL}, S_{a2}	Q_{sminL}, S_{a3}	Q_{sminL}, S_{a4}
Өте жоғары герметикалы	10 [a]	10 [a]	10 [a]	10 [a]	10 [a]
[A] Төсемдегі ең төмен жүктеме үнемі келесіні құрайтын 10 МПа					

Р.28-кесте - Төсем 1-10-009-1 – Сыртқы қабықшасы бар ПТФЕ төсем

Механикалық сынақтардағы төсем коэффициенті

Коэффициент	Температура	Мәні
Q_{smax}	Бөлме	240 МПа
	150 °C	240 МПа
	225 °C	240 МПа
g_c (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,59
	150 °C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,11
	225 °C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,08
P_{QR} (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 40 МПа Орта мән үшін P_{QR}:0,9
	150 °C	Ішкі жүктеме: 40 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,5
	225 °C	Ішкі жүктеме: 40 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,4

Q_0	G		
	Бөлме	**150°C**	**225 °C**
2,5 МПа	23 МПа	27 МПа	36 МПа
5 МПа	74 МПа	72 МПа	76 МПа
10 МПа	219 МПа	230 МПа	207 МПа
20 МПа	434 МПа	511 МПа	520 МПа
30 МПа	658 МПа	893 МПа	564 МПа
40 МПа	750 МПа	810 МПа	1 296 МПа
50 МПа	883 МПа	999 МПа	677 МПа
60 МПа	1 124 МПа	1 357 МПа	930 МПа
80 МПа	1 378 МПа	912 МПа	1 938 МПа
100 МПа	1 671 МПа	1 497 МПа	
120 МПа	2 051 МПа	968 МПа	
140 МПа	2 034 МПа		
160 МПа	1 394 МПа		
180 МПа	1 629 МПа		

Р.28-кесте *(жалғасы)*

Герметикалық сынақтағы герметиканың түрі

Р = 10 бар – Ықшамдалған сынақтардың екі мәнінің ортақ мөлшері		
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1}=160 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Жоғары герметикалы	13	10 [a]
[A] Төсемдегі ең төмен жүктеме үнемі келесіні құрайтын 10 МПа		

Р = 40 бар- Мәннің орта мөлшері «сынақтың тұтас айналымы»					
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1} = 60МПа	S_{a2} = 80МПа	S_{a3} = 100МПа	S_{a4} = 160МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}
Өте жоғары герметикалы	10 [a]	10 [a]	10 [a]	10 [a]	10 [a]
[A] Төсемдегі ең төмен жүктеме үнемі келесіні құрайтын 10 МПа					

Р.29-кесте - Төсем 7-01-009-1 – Графиты бар гофрирленген төсемдер

Механикалық сынақтардағы төсем коэффициенті

Коэффициент	Температура	Мәні
Q_{smax}	Бөлме	240 МПа
	300 °C	240 МПа
	400 °C	240 МПа
g_c (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,97
	300 °C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,28
	400 °C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Келесі үшін орта gc болып табылады: 0,34
P_{QR} (ұқсатылған сұйықтық үшін500 kN/мм)	Бөлме	Ішкі жүктеме: 120 МПа Орта мән үшін P_{QR}:0,9
	300 °C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,5
	400 °C	Ішкі жүктеме: 120 МПа Орта мән үшін P_{QR}: 0,4

Р.29-кесте *(жалғасы)*

Q_0	E_G		
	Бөлме	**300 °C**	**400 °C**
2,5 МПа		113 МПа	62 МПа
5 МПа		178 МПа	186 МПа
10 МПа		622 МПа	533 МПа
20 МПа	50 МПа	1 027 МПа	3 446 МПа
30 МПа	193 МПа	3 548 МПа	2 494 МПа
40 МПа	618 МПа	2 323 МПа	2 474 МПа
50 МПа	1 326 МПа	2 327 МПа	3 179 МПа
60 МПа	1 632 МПа	2 632 МПа	4 698 МПа
80 МПа	2 403 МПа	4 646 МПа	2 393 МПа
100 МПа	2 741 МПа	2 666 МПа	2 338 МПа
120 МПа	2 807 МПа	3 088 МПа	3 331 МПа
140 МПа	2 606 МПа		
160 МПа	3 127 МПа		
180 МПа	4 002 МПа		

Герметикалыққа сынаудан алынған герметиканың түрі

P = 10 бар – Ықшамдалған сынақтардың екі мәнінің ортақ мөлшері		
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1}=160 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Жоғары герметикалы	14	11
[A] Төсемдегі ең төмен жүктеме үнемі келесіні құрайтын 10 МПа		

P = 40 бар - Мәннің орта мөлшері «сынақтың тұтас айналымы»			
Герметиканың түрі	Q_{minL}	S_{a1} = 20 МПа	S_{a2} = 160 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}
Жоғары герметикалы	10,8	10 [a]	NC
Өте жоғары герметикалы	28,2	NC	10 [a]
[A] Төсемдегі ең төмен жүктеме үнемі келесіні құрайтын 10 МПа			

Q қосымшасы
(ақпараттық)

Жеңілдетілген құбыр кернеуінің анализы

Q.1 Жалпы ережелері

Құбырдың барлық құрамдас бөліктернің есеп қысымдары EN 13480-3 ережелеріне сәйкес орындалуы тиіс. Ұзақ жүктемеге кейде үлкен габаритті жүкті жеткізуге байланысты, кернеу нақты бір жағдайдағы жүктеме үшін кернеу кодтарының талаптарына сәйкес келу үшін назарға алынуы тиіс.

Q.2 Жеңілдетілген процедуралар

Q.2.1 Ортақ ақпарат

Q.1 стандартымен салыстырғанда гравитациялық күштер мен температураның ауытқуынан болатын кернеу (12.2.10 қарау), Q.2.2, Q.2.3 сәйкес жәйне әр нақты жағдайда басқа кернеулерге тәуелсіз анықталуы мүмкін.

Бұл процедураны тек қана тәжірибесі мол маман жасай алады. Ол тірек нүктелеріне түсетін жүктеме туралы ақпаратты бермейді және жылжығыш диапазонында жұмыс істейтін құбырларға қолданылмауы керек.

Бұл әдіс көмілмеген ғана құбырларға ғана қолданылады. Жер астындағы құбырларға қосымша түсінік, мысалға жердің вертикальды жүктемесіне қатысты, түптің қарсы тұруы немесе таулы басылуы арқылы кеңейтілуін ұстап қалды. Олар жеңілдетілген әдіспен жабылмайды.

Q.2.2 Рұқсат етілген тірек кеңістігінің ерекшеліктері

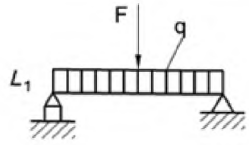
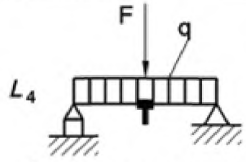
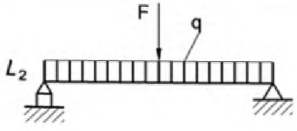
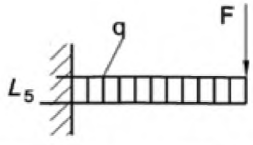
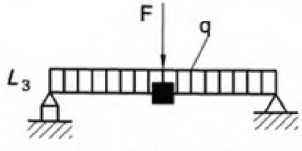
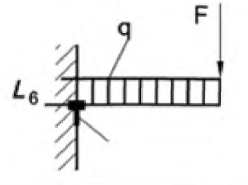
Тіректер арасындағы рұқсат етілген қашықтық ерекшелігі, құбырдың өз салмағындағы бүгілу мен кернеуге әсерін шектейді. Осылайша, құбырлардың бір бірінен бөлек-бөлек ішкі қысымы мен алмағына қайта қарау қажет. Егер В.1 кестесіндегі мәліскттерде берілге тіректер арасындағы қашықтықтар болат құбырлар бойынша аспаса және тіректер арасындағы қашықтық ерекшеліктеріне қатысты түсіндірме ескертулер қарастырылса, факты растау нәтижесінде дәлелдер алынады. Басқа параметрлер үшін, мысалаға басқа материалдар Q.1 кестесіндегі, В.1 кестесіндегі түсіндірме ескертпелеріндегі ақпаратқа сәйкес қайта қаралуы мүмкін.

Q.2.3 Шымырлыққа тексеру

Жүктеме кезінде шектелген кернеуге шалдыққанда, құбырдың жылулық кеңеюінде тиісті шымырлық болуы тиіс. Әдетте ол өтемдік шараларды айналдыру кезіндегі бұралаң мен бүгілуды қарастыратын бағдарлау арқылы қол жетімді болады. Шымырлықты жоспарлау бойынша есептер қажет емес, егер катет көлемі 2 суреттегі шарттарға сәкес болса. Айналдыру кернеуі бағдарлауға байларынсты айтарлықтай аз деп жоспарланған.

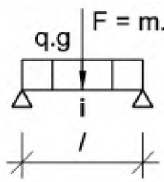
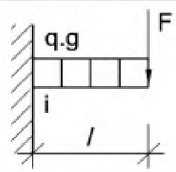
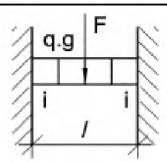
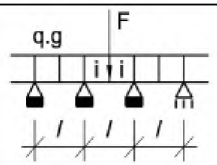
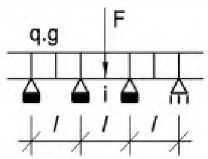
Қолану мысалдары Q.2 суретінде көрсетілген және Q.9 түсінктер берілген.

Q.3 - Q.1-кестесіне түсініктеме

L_1		$f_{all} = 3mmDN \le 50$ $f_{all} = 5mmDN > 50$		L_4	 **пісірілген таңбалы бөрене**	$\sigma_{max} = MIN(40\,\mathrm{N/mm^2}; 0,4 f_n) > 50$ і в қосымшаға сәйкес F
L_2		$\sigma_{max} = MIN(40\,\mathrm{N/mm^2}; 0,4 f_n)$		L_5		$\sigma_{max} = MIN(40\,\mathrm{N/mm^2}; 0,4 f_n)$
L_3	 **соғылған таңбалы бөрене**	$\sigma_{max} = MIN(40\,\mathrm{N/mm^2}; 0,4 f_n)$ і F қосымшаға сәйкес		L_6		$\sigma_{max} = MIN(40\,\mathrm{N/mm^2}; 0,4 f_n)$ і F қосымшаға сәйкес

Шарттар:
Жазықты бұтақпен соғылған немесе пісірілген таңбалы бөрене
Ішкі қысымнан болған кернеу есептелінбейді
Рұқсаттар мен түзетулер есептелмейді

Q.3-кесте

Жағдай	Жүйе	Жүктеме	Критерийлер		Ескертпе	1-суреттегі бүгілудің көрсеткіші
			Ауытқулар	Жүктеме		
A		$q[kg/m]$ $m[kg]$	$f_A = \frac{l_{AF}{}^3 \cdot 9{,}81 \cdot 5 \cdot 10^6}{384EI}\left(q \cdot l_{AF} + 1{,}6m\right)$	$l_{AS} = -\frac{m}{q} + \sqrt{\left(\frac{m}{q}\right)^2 + \frac{8 \cdot W \cdot \sigma_{\max}}{9{,}81 \cdot 10^3 \cdot q \cdot i}}$		1
B		$q[kg/m]$ $m[kg]$	$f_B = \frac{l_{BF}{}^3 \cdot 9{,}81 \cdot 5 \cdot 10^6}{24EI}\left(3q \cdot l_{BF} + 8m\right)$	$l_{BS} = -\frac{m}{q} + \sqrt{\left(\frac{m}{q}\right)^2 + \frac{2 \cdot W \cdot \sigma_{\max}}{9{,}81 \cdot 10^3 \cdot q \cdot i}}$		1
C		q + Барлық саладағы дара жүктеме	$f_C = \frac{l_{CF}{}^3 \cdot 9{,}81 \cdot 10^6}{384EI}\left(q \cdot l_{CF} + 2m\right)$	$l_{CS} = -\frac{3m}{4q} + \sqrt{\left(\frac{3m}{4q}\right)^2 + \frac{12 \cdot W \cdot \sigma_{\max}}{9{,}81 \cdot 10^3 \cdot q \cdot i}}$	ҮЗДІКСІЗ тіреу аланның ұзындығын тең ұстайды (әр аланда жеке массамен)	4
D		q + Дара жүктемелер, соның ішінде, аландарда	$f_D = \frac{l_{DF}{}^3 \cdot 9{,}81 \cdot 10^6}{384EI}\left(q \cdot l_{DF} + 6{,}1m\right)$	$l_{DS} = -\frac{126m}{265q} + \sqrt{\left(\frac{543m}{265q}\right)^2 + \frac{24 \cdot W \cdot \sigma_{\max}}{9{,}81 \cdot 10^3 \cdot q \cdot i}}$		3
E		q + Дара жүктемелер, соның ішінде, жиектерде	$f_E = \frac{l_{EF}{}^3 \cdot 9{,}81 \cdot 10^6}{384EI}\left(q \cdot l_{EF} + 6{,}1m\right)$	$l_{ES} = -\frac{543m}{265q} + \sqrt{\left(\frac{543m}{265q}\right)^2 + \frac{24 \cdot W \cdot \sigma_{\max}}{9{,}81 \cdot 10^3 \cdot q \cdot i}}$		2

$$I = \frac{\pi}{64}\left(d_a{}^4 - d_i{}^4\right)\left[mm^4\right]; \mathrm{W} = \mathrm{I}\frac{2}{d_a}\left[mm^3\right]; E\left[kN/mm^2\right]$$

Q.4 Таңбалар

d_{Am}	[мм]	бұтақтың орта диаметрі
d_m	[мм]	құбырдың орта диаметрі
d_a	[мм]	құбырдың сыртқы диаметрі
d_i	[мм]	құбырдың сыртқы диаметрі
f	[м] = м/q*	бүгілу
l *	[-]	құбыр баламасы
i	[м]	кернеудің шоғырлану коэффициенті
l	[кг]	тіректер арасындағы қашықтық, консоль ұзындығы
m	[кг/м]	(жалпы)
q	[кг/м]	салыстырма массасы (бірыңғай)
s	[мм]	ұзындыққа қатысты масса
v	[-]	қабырғаның шартты қалыңдығы
x	[-] = *l*/*L*	балқытылған тігіс тиімділігі
y	[-] = *l**/**L*	қосымша массасы/массамен ұзындық мөлшерлестігі
DN		қосымша массасыз ұызындық/ұзындық баламасының
E	[кН/мм^2]	коэффициенті
F	[Н] = м • г	шартты диаметрі
I	[мм^4]	есептелген температура кезіндегі шымырлық үлгісі
f_h	[Н/мм^2]	бір жолғы жүктеме
		енжарлықтың бір жолғы жүктеме сәті
L	[м]	максималды температура кезіндегі рұқсат етілген кернеу
W	[мм^3]	12.1.3 сәйкес металл
P	[кг/м^3]	қосымша массасыз ұзндық
σ_{max}	[Н/мм^2]	қалыңдық
	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$	салмақ үшін бүгілудің максималды жол берілген кереуі
g		ауырлық күшінің жеделдетуі

Q.5 Бағдарлар f_L

A, B, C, D, E –	Q.3 кестедегі фактілерге сілтеме
F, S -	кернеудің бүгілуі мен критерилеріне сілтемелер
*	Параметрлер Q.1 кестесінде өзгертіледі
—	үздіксіз тірекке қатысты

Q.6 Q.2.2 түсіндірме ескертпелер

Q.6.1 Тіректер арасындағы рұқсат етілген кеңістік ерекшеліктері

Q.6.1.1 Ортақ ақпарат

Q.6.1.1.1 Мәні

Q.1 кестесіндегі «Болат құбырлардың тіректері арасындағы рұқсат етілген қашықтық» тірек базасы Q.3 «Q.1 кестесіне түсініктеме» теңі негізінде анықталды. Келесі мәліметтер ұзындыққа қатысты q массасы үшін қолданылды:

Орта	ρ_M	= 1 000 кг/м^3
Құбырларды дайындауға арналған материалдар	ρ_R	= 7 900 кг/м^3
Жылулықты оқшаулау	ρ_D	= 120 кг/м^3
жабынды парақ	$\rho_S \cdot s_B$	= 10 кг/м^2

Аражабын мен бекіткіш қосылған. Аражабын парақ қаттылығының әсері назарға алынбады, дегенмен белгілі жағдайларда ол маңызды болуы мүмкін. Қосымша жүктемелер F = м • g тірек базаларында Q.1 кестесінде назарға алынбаған.

Q.6.1.1.2 Салмақ кемдігінің шектеулері - L_1

L_1 тірегіштерінің арасындағы қашықтық «шектелген бүгілу» критерилерімен сәйкес анықталған. f ақырғы бүгілуі болған, сондықтан «саз балшықтан жасалған қыртыс» айналдыру мүмкіндігі тарапыан алғанда:

- DN ≤ 50 F = 3 мм;
- DN > 50 F = 5 мм.

L_1 үлгісін есептеу, бұл жалғыз ғана жазықтық қамтамасыз ету ортасындағы ұштарды екеуінеде тірелу сәті (Q.3 кестесіндегі «B.1 кестесіне түсініктеме» факты). Орта мәні $E \approx 200$ кН/мм^2 шымырлық үлгісі үшін қабылданды.

$L_1 = l_{AF}$ (f, q, m = 0, E · I) = L_{AF} (f, q, E · I)

Q.6.1.1.3 L_2 к L_6 кернеудің шектелуі

L_2 ден L_6 дейінгі тіреулер арасындағы қашықтық, шектелген кернеу критерилеріне байланысты анықталды. с L_2 ден L_6 дейінгі тіректерді орналастыруды σ кернеуі q - L_2 және L_5 тікелей атқаруда және бұзылмаған құбыр кезінде (таңбаланған бөренесіз) және L_3 және L_6 таңбаланған бөоенелі құбырларда (пісірілген және тесілген) максималды сәт кезінде σ = MIN (40 N/мм^2; 0,4f_h) дейінгі шектелген.

Q.6.1.2 Бірыңғай өрістік қамтамасыз ету (тәуелсіз сәттер) L_2 ден L_4 дейін

Q.1 кестесіндегі тіректер арасындағы қашықтық Q.3 кестесіндегі l_{AS} дейінгі қатыстықты қолданып анықталды. Ол үшін құбырдың қалыпты кезінде кернеудің шоғырлану коэффициенті i = 1 кезінде L_2, L_3 үшін қабылданды, тесілген тавртүрлік бөрене i = 0,9/(8,8 • s/d_m)$^{2/3}$) шоғырланған коэффициентпен өріс ортасында орындалады. i = 0,9/(2 s/d_m)$^{2/3}$ шоғырланған коэффмцментке сәйкес өріс ортасында орындалды.

$$L_2 = l_{AS}(\sigma, q, m = 0, W, i = 1) = L_{AS}(\sigma, q, W, i = 1)$$
$$L_3 = l_{AS}(\sigma, q, m = 0, W, i = 0,9 / (8,8 \cdot s/d_m)^{2/3})$$
$$= l_{AS}(\sigma, q, W, i = 0,9 / (8,8 \cdot s/d_m)^{2/3})$$
$$L_4 = l_{AS}(\sigma, q, m = 0, W, i = 0,9 / (2 \cdot s/d_m)^{2/3})$$
$$= l_{AS}(\sigma, q, W, i = 0,9 / (2 \cdot s/d_m)^{2/3})$$

Q.6.1.3 Консолды белдем, L_5 және L_6

Консольды белдем ұзындығы Q.3 кестесіндегі l_{BS} деңгейлерін орындаумен анықталды. Аталмыш тәуелсіз құбыр үшін, i = 1 көрсетілгенде L_5 жобаланды. L_6 үшін, пісірілген товар түрлі бөрене шоғырланған кернеу коэффициентіне i = 0,9/(2 • s/d_m)$^{2/3}$) сәйкес орындалды.

$L_5 = l_{BS}(\sigma, q, m = 0, W, i = 1) = L_{BS}(\sigma, q, W, i = 1)$

$L_6 = l_{BS}(\sigma, q, m = 0, W, i = 0{,}9/(2s/d_m)^{2/3})$

$L_6 = l_{BS}(\sigma, q, W, i = 0{,}9/(2s/d_m)^{2/3})$

Q.7 Рұқсат етілген ұзындықтың өзгеруі

Q.7.1 Тірелудің өзге шарттары

L_1 ден L_4 дейінгі тіреулер арасындағы қашықтық, жағдайдан жағдайға тәуелсіз орналастырылған бірыңғай өрістік қамтамасыз ету сәттеріне негізделген. Тұрақты қолдағыш орталық өрістің негізгі формуласы көбіне шындыққа жақын. Тіреу шарттары бойынша, L^*_1 ден L^*_4 дейінгі қол жетімді қашықтық $L_{1к}$ - L_4 көрсетілгендей алынуы мүмкін:

$$L_1^* = \sqrt[4]{5} \cdot L_1 \approx 1{,}5 \cdot L_1$$

$$L_i^* = \sqrt[4]{1{,}5} \cdot L_i \approx 1{,}225 \cdot L_i \quad (i = 2, 3 \text{ и } 4)$$

Q.7.2 Басқа параметрлер

Егер I* серпін сәті және W* қарсылыс сәті, q* біркелкі бөлінген жүктеме, E* шымырлық модулі, f* және d* мәні немесе i* кернеудің шоғырлану коэффициенті, негізінен теректер арасындағы рұқсат етілген қашықтықтар бағыттарын өзгертеді немесе консольды бөрене ұзындығымен Q.1 кестесінде ұзындық көлемінен алынуы мүмкін.

Бүгілу шегі келесідей қолданылады:

$$L_1^* = \sqrt[4]{\frac{I^*}{I} \cdot \frac{E^*}{E} \cdot \frac{q}{q^*} \cdot \frac{f^*}{f}} \cdot L_1$$

Шектеу кернеу келесідей қолданылады:

$$L_i^* = \sqrt{\frac{W^*}{W} \cdot \frac{q}{q^*} \cdot \frac{\sigma^*}{\sigma} \cdot \frac{i}{i^*}} \cdot L_i \qquad (i = 2, 3, 4, 5 \text{ и } 6)$$

Q.8 Қосымша бірыңғай жинақталған жүктеме

Q.8.1 Ортақ ақпарат

В. 3 кестесінде L_1-L_6 келтірілген деңгейлерді қолданылған жағдайларда назарға алынуы мүмкін жүктемені біркелкі бөлуге қосымша ретінде қарастырылуы тиіс бірыңғай жинақталған жүктеме. «Кернеу бойынша шектеулер» критериге арналған консольді бөрене ұзындығын немесе тіректі орналастыру, бұл жағдай да Q.1, Q.6.1.3 кестесінің көмегімен анықталуы мүмкін.

Ол үшін, бір жүктеме $l^* = \frac{m}{q^*}$ l*эквивалентінің q ұзындығына айналады.

Тіректер немесе консольді бөрене ұзындығының арасындағы тиісті қашықтық ешқандай жүктемесіз Q.1 кестесіне сәйкес анықталады немесе Q.3 кестесінің тиісті деңгейлеріне сәйкес белгіленеді. Q.1 суретінен алынған x =

// L мәні y = *l**/ L функциясын атқарады. Бір қосымша жүктемені есекере отырумен тіректер арасындағы рұқсат етілген қашықтық F= m·g болғанда, келесідей шығады:

$$l = x \cdot L$$

Егер параметрлер Q.1 кестесінде негіз сияқты қолданылатын бағытта өзгертілсе, бұл девиация Q.7.1 сәйкес ең біріншіден есепке алынады және кейін бірыңғай жүктеменің ықпалы Q.8.1 сәйкес есептелінеді.

МЫСАЛ

Тұрақты түрде бірнеше тіректі ұстап тұратын құбыр ретінде жобаланатын s = 7,1 мм құбырлы DN 150. Толтырғышы бар құбырдың өлшеуші массасы (ұзындық бірлігінің массасы) q* = 60 кг/м.

Ортаңғы алаңда құбыр тармақталады, сондықтан қосымша масса алаңда әрекет етеді m = 250 кг. Тармақталған құбыр бұғаланғаннын қабылдай отырып, кейін i/i* ≈ 2,7 орын алады. Қорытындысында, жоғары температурада d* кернеу 30 N/мм^2 дейін шектелуі мүмкін.

Кестеден алынған тіректер арасындағы қашықтық L_4= 4,2 м. Тіректер арасындағы қашықтық q= 57,8 [кг/м].

$$L = L_4^* = \sqrt{\frac{W^*}{W} \cdot \frac{q}{q^*} \cdot \frac{\sigma^*}{\sigma} \cdot \frac{i}{i^*}} \cdot L_4 \cdot 1,225 = \sqrt{1 \cdot \frac{57,8}{60} \cdot \frac{30}{40} \cdot 2,7} \cdot 4,2 \cdot 1,225 = 7,2m$$

$$l^* = \frac{m}{q^*} = \frac{250}{60} = 4,17m$$

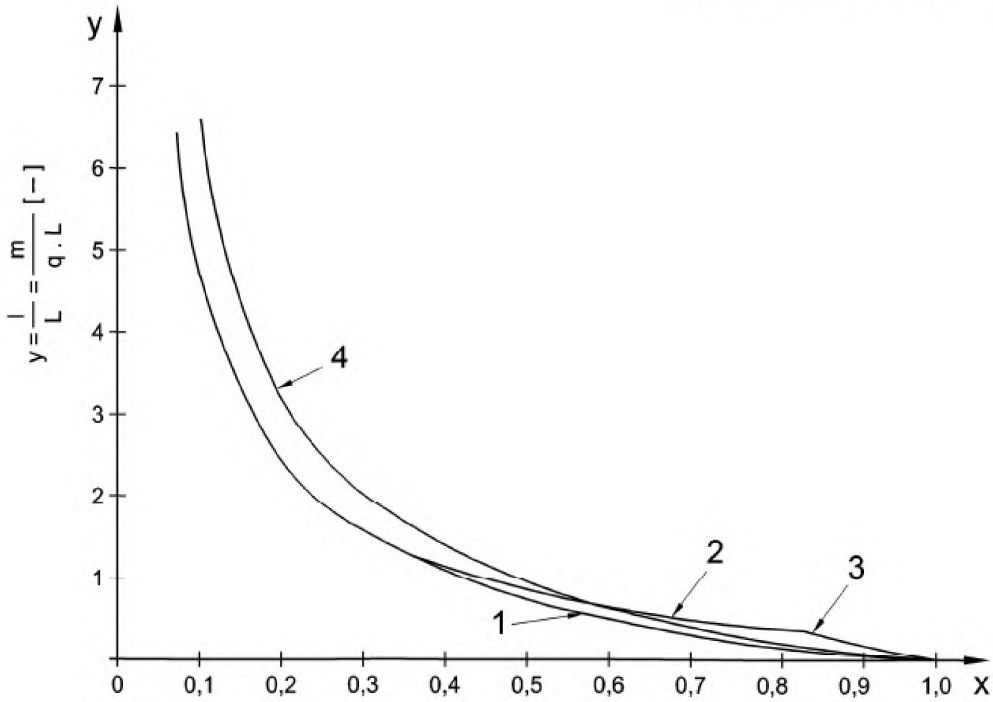
$$y = \frac{l^*}{L} = \frac{4,17}{7,2} = 0,58 > 0,38 \rightarrow$$ Диаграмма 2 Q1 суреті

Q.1 суретінде «Диаграмма рұқсат етілген кернеу негізінде бірыңғай жүктемелерді ескереді» берілген y = 0,58 үшін 2-диаграммамен алынған x = 0,65 мәні.

Тіректер арасындағы рұқсат етілген қашықтық, келесіде берілген:

l = x · L = 0,65 ·7,2 = 4,7 [м]

Ауытқулар Е кестесіне сәйкес анықталуы мүмкін. Q.3 ден $l_{requ.} = l_{EF}$ = 4,7 м және q = q*.



Шартты белгіленулер

1 2 тіректі бөрене және негізгі бөрененің консолі: $y = \frac{1 - x^2}{2x}$

2 бір массалы тұрақты бөрене: $y = \frac{265(2 - x^2)}{1086x}$ $y > 0,380$ үшін

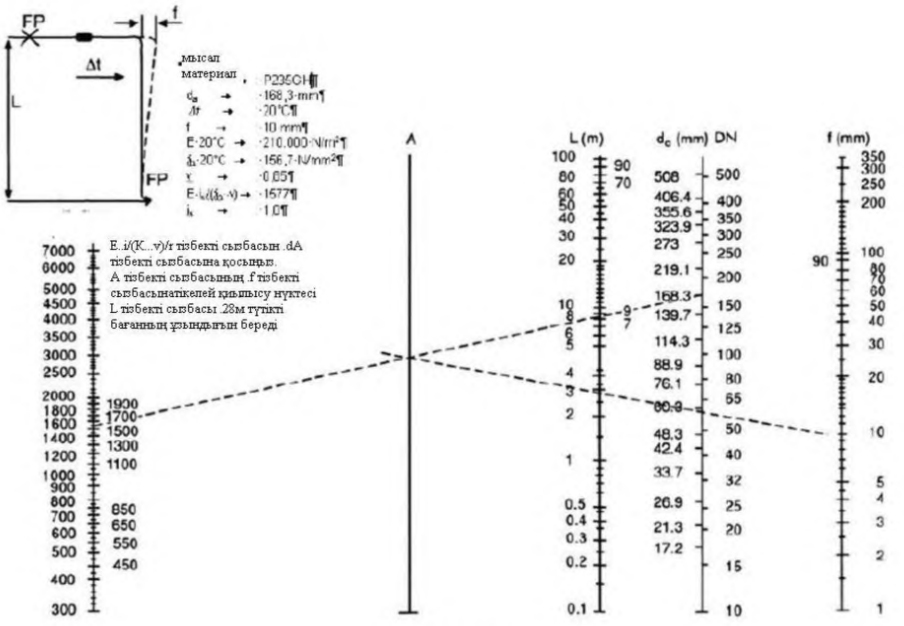
3 бір массалы тұрақты бөрене: $y = \frac{265(1 - x^2)}{252x}$, $y \le 0,380$ үшін

4 әр алаңдағы бір массалы тұрақты бөрене: $y = \frac{2(1 - x^2)}{3x}$

Бүгілудің максималды қалпы:
1 және 2 арналған алаң ортасы
3 және 4 арнағлған қосымша аймақ

$x = \frac{l}{L}$ (босаңсу коэффициенті)

Q.1-сурет — Бір реттік жүктемеге арналған диаграмма, рұқсат етілгеннен басталады



Q.2-сурет

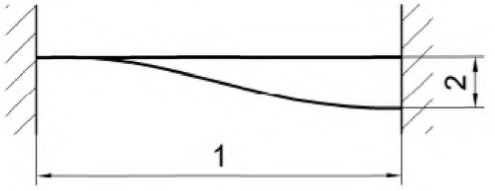
Q.9 Q.2-суретке арналған түсіндірме жазба

Q.9.1 Ортақ ақпарат

Монограммамен DN 10-ден DN 500 дейін өлшемдердің номиналды диапазоны үшін температура салдарынан жылудың кеңеюі үшін ұзындықтың қажетті теңестірілуін анықтау

Қолданылатын E, f_h, ν және d_a

Монограмма құрылмы: Екі жақтан қысылған құбырлар, бүгілусіз



Шартты белгіленулер

1 L құбыры катетінің мәні

2 жылжыту

Q.3-сурет

Статистикалық жүйе сияқты екі жақтан қысылған құбар негізінде жасалған есеп айыру графигі.

Құбыр күші кереу концентрациясының коэффициентіне есептелген кернеуді қысады, ол EN 13480-3, Н қосымшасында белгіленген. Ол есеп айырысу графигінде де көрсетілген.

Үшайыр есеп айыру графигімен қапталуы мүмкін, оаған құбыр бүгілуінің қатынасы/ үшайыр кернеу концентрациясының коэффициенті кіреді – есеп айыруда оны i_x босаңсу коэффициенті деп атады.

E = шымырлық модулі [Н/мм^2]

f_h = 12.1.3 сәйкес металлдың максималды температурасы кезіндегі рұқсат етілген кернеу [Н/мм^2]

i_x = әлсіреу коэффициенті

i_x = 1,0 құбырдың бүгілуіне арналған R ≥ 1,5 · D

i_x = 2,1 қалыңдығы бірдей қабырғаның балқытылған тарамы үшін/диаметр қатынасы

v = балқыту тиімділігі

f = компенсациялауға арналған жылу кеңюі [мм]

$f = 10^3 \cdot L \cdot \alpha \, \Delta t$

L = құбыр катетінің мәні [м]

α = желілік кеңю коэффициенті [K^{-1}]

Δt = температура айырмасы [K]

d_a = құбырдың сыртқы диаметрі [мм]

d_i = құбырдың ішкі диаметрі [мм]

DN = шартты диаметр

$$M = \frac{6 \cdot E \cdot I \cdot f}{L^2} \qquad [1]$$

$$M = f_h \cdot v \cdot W$$

$$M = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{\left(d_a^4 - d_i^4\right)}{d_a}$$

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot \left(d_a^4 - d_i^4\right)$$

$$L = \sqrt{\left(\left(\frac{3 \cdot E \cdot d_a \cdot f \cdot i_x}{10^6 \cdot f_h \cdot v}\right)\right)}$$

Егер f жылытуы кеңейсе катеттің көп дегенде бір мәнімен компенсияланады, катеттің тиісті L_1, L_2,…, L_i мәндері монограмманы қолдануға арналған тиісті катеттің L* баламалы мәінін қалыптасыру үшін бірге қосылуы тиіс:

$$L^* = \sqrt{\left(L_1^2 + L_2^2 + \ldots + L_i^2\right)}$$

Бұл процедура келесі 1, 2 және 3 мысалдарда толық түсіндірілген.

Мысал 1: Құбырдың екі бағытта кеңюі

Катеттің мөлшерін анықтау

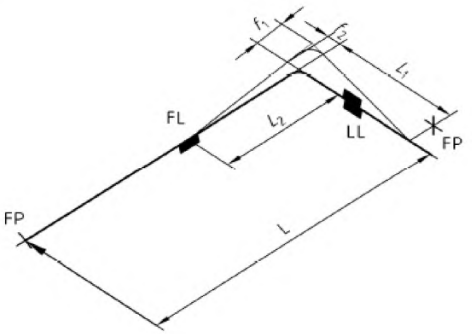
Материал:	P235GH
d_a	168,3 мм
Δ_t	200 °C
L	12,3 м
f_1	30 мм *L*
E 200 °C	191 000 Н/мм^2
f_h 200 °C	123,3 Н/мм^2
v	0,85
$E \cdot i_x(f_h \cdot v)$	1 822
α	$12.2 \cdot 10^{-6} K^{-1}$
i_x	1,0

FP = анкер

FL = өткізгіш

L = вертикальды стопор

$f = 10^3 \cdot L \cdot \alpha \cdot \Delta t$



Q.4-сурет

Q.9.2 L_1 құбыр катетінің қажетті мәні, есеп айыру қағазынан f_1 үшін

Тізбекті $E \cdot i_x/(f_h \cdot v)$ сызбасын тізбекті d_a сызбасымен қосып, кейін бұрыш шыңын тізбекті А сызбасына қосса f, тізбекті *L* сызбасы, құбыр катетінің қажетті мәнің береді L_{requ} = 5,3 м.

Q.9.3 L_2 құбыр катетінің қажетті мәні, есеп айыру қағазынан f_2 үшін

Q.9.3.1 Ортақ ережелер

f_2 артуы = L1-ден13 мм

Тізбекті А сызбасы бұрышының шыңын тізбекті f сызбасына қосу.

Q.9.3.2 Есеп айыру қағазы f_1 үшін құбырдың қажетті катет мәні

Тізбекті ($E \cdot i_x/(f_h \cdot v)$ сызбасын тізбекті d_a сызбасымен қосып, кейін бұрыш шыңын тізбекті A сызбасына қосса $f(f_1)$, тізбекті L сызбасы, құбыр катетінің қажетті мәнің береді $L_{requ} = 4{,}6$ м.

$$L^*_{avail.} = \sqrt{L_2^2 + L_5^2} = 4{,}6 = L_{requ.}$$

Q.9.3.3 Есеп айыру қағазы f_2 үшін құбырдың қажетті катет мәні

Тізбектені A сызбасы бұрышының шының тізбекті f (f_2) сызбасына қосу қосындысы

$$L^*_{avail.} = \sqrt{L_4^2 + L_5^2} = 4{,}3 = L_{requ.}$$

Q.9.3.4 Есеп айыру қағазы f_2 үшін құбырдың қажетті катет мәні

Тізбектені A сызбасы бұрышының шының тізбекті f (f_2) сызбасына қосу қосындысы тізбекті L сызбасы L_{REQU}= 2,6 м катеттің қажетті мәнің береді.

$$L^*_{avail.} = \sqrt{L_4^2 + L_5^2} = 4{,}3 > L_{requ.}$$

Q.9.3.5 Есеп айыру қағазы f_3 үшін құбырдың қажетті катет мәні

Тізбектені A сызбасы бұрышының шының тізбекті f (f_3) сызбасына қосу қосындысы тізбекті L сызбасы L_{REQU}= 4 м катеттің қажетті мәнің береді.

$$L^*_{avail.} = \sqrt{L_2^2 + L_4^2} = 3{,}9 \cong L_{requ.}$$

Q.9.3.6 Есеп айыру қағазы f_4 үшін құбырдың қажетті катет мәні

Тізбектені A сызбасы бұрышының шының тізбекті f (f_4) сызбасына қосу қосындысы тізбекті L сызбасы L_{REQU}= 3,4 м катеттің қажетті мәнің береді.

$$L_{avail.} = 3{,}4\,\text{m} = L_{requ.}$$

Мысал 3: Құбырдың екі бағытта кеңеюі

Кететтің қолданыстағы мәнін тексеру

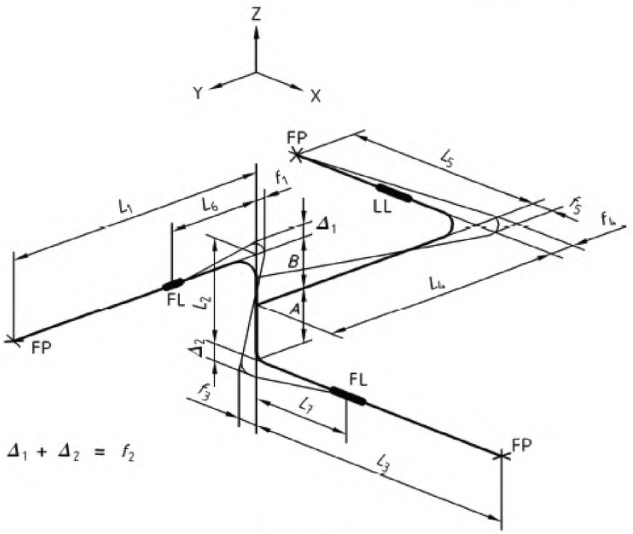
Материал:	P235GH
d_a	168,3 мм
Δt	200°C
$L1$	7 м
$f1$	L_1–нан 17 мм
L_2	3,5 м
f_2	L_2 –нан 8,5 мм
L_3	7 м
f_3	L_3 –нан 17 мм
L_4	5 м
f_4	L_4–нан 12 мм
L_5	5 м
f_5	L_5 12 мм
L_6	4,5 мм
E 200°C	191 000 Н/мм^2
f_h 200 °C	123,3 Н/мм^2
α	12,2 • 10^{-6} K^{-1}
ix	2,1
v	0,85
E•i/(f_n•v)	3 826

FP = анкор

FL = өткізгіш

LL = вертикальды стопор

$f = 10^3 \text{-} L \bullet \alpha \text{-} \Delta t$



Q.6-сурет

Q.9.3.7 Есеп айыру қағазы *f* үшін құбырдың қажетті катет мәні

Тізбекті E·i/(f_n·v) сызбасын тізбекті d_a сызбасымен қосып, кейін бұрыш шыңын тізбекті A сызбасына қосса, тізбекті *L* сызбасы, құбыр катетінің қажетті мәнің береді L_{requ} = 5,7м.

$$L^*_{avail.} = \sqrt{L_2^2 + L_7^2} = 6,1 > L_{requ.}$$

Мысалға f_1, орын ауыстыруға арналған f_1 есептеу қорытындысына қажетті шымырлық, егер L_2 ұзындығы толық болса, ол L_7 тиімді толықтырады. Оған L_2 салыстыра отырып L_5 үшінықтимал бүгілудегі төмен қаттылығы бар болса қол жеткізуге болады. Бүгілудегі қаттылық жеке құбырдағы қубтық дәрежеге байланысты болуы мүмкін. Бұл жағдайда, L_5 катетінің L_2 катетінің1/3 қаттылығы ғана болады. Сондықтан, талаптар болмағандай сияқты қарастырылуы мүмкін.

Q.9.3.8 Есеп айыру қағазы f_2 үшін құбырдың қажетті катет мәні

Тізбектені A сызбасы бұрышының шының тізбекті f (f_2) сызбасына қосу қосындысы тізбекті L сызбасы L_{REQU}= 4,1 м катеттің қажетті мәнің береді.

$$L^*_{avail.} = \sqrt{L_6^2 + L_7^2} = 6,7 > L_{requ.}$$

Өте үлкен ұзындық үшін, бұруға арналған құбыр L_4, L_5 айтарлықтай кедергілер f_2 кеңеюі бойынша бермейді.

Q.9.3.9 Есеп айыру қағазы f_3 үшін құбырдың қажетті катет мәні

Тізбектені А сызбасы бұрышының шының тізбекті f (f_3) сызбасына қосу қосындысы тізбекті L сызбасы L_{REQU}= 5,7 м катеттің қажетті мәнін береді.

$$L^*_{avail.} = \sqrt{L_2^2 + L_6^2} = 5,7 = L_{requ.}$$

Бұл жерде f_1 бойынша түсіндірме жазбасы бөлек құбырларды бөлу үшін қолданылады.

Q.9.3.10 Есеп айыру қағазы f_4 үшін құбырдың қажетті катет мәні

Тізбектені А сызбасы бұрышының шының тізбекті f (f_4) сызбасына қосу қосындысы тізбекті L сызбасы L_{REQU}= 4,8 м катеттің қажетті мәнін береді.

$$L_{avail.} = L_5 = 5m > L_{requ.}$$

Q.9.3.11 Есеп айыру қағазынан f_5 үшін құбыр катетінің қажетті мәні

Тізбектені А сызбасы бұрышының шының тізбекті f (f_5) сызбасына қосу қосындысы тізбекті L сызбасы L_{REQU}= 4,8 м катеттің қажетті мәнін береді.

$$L_{avail.} = L_4 = 5m > L_{requ.}$$

Y қосымшасы
(ақпараттық)

EN 13480-3 тарихы

Y.1 EN 13480:2002 және EN 13480:2012 арасындағы айырмашылық

EN 13480 2012 жылы шыққан басылымында осы стандарттың 2002 мақаласы бар және барлық өзгертулер мен түзетулер сол уақытта шығарылған.

Маңызды техникалық өзгерістерге келесілер кіреді:

- Нормативті сілтемелердегі 2 тармағындағы қосымшаларға, металлды материалдар бойынша құжаттарды тексеруге қатысты.

- 5.3.2.1 тексеру кернеуді шартты есептеуге өтуге қатысты шарттық есептердің қорытындылары жатады, 6.6. бұрандылардың фланцтік қосылуларына қатысты, 8 тармақ құбырлардың өңделуіне және шығындарына қатысты, 11 тармақ құрастырылған құрылғыларға қатысты және 13 тармақ тіректерге қатысты болып табылады.

- Бүгілу мен бұрыштарды дәл есептеуге арналған B қосымшасын тексеру.

- Үздіксіздіктің құбыр бөлшектері мен геометрикалық бұзушылықтарының кернеуді күшейту және құрамдас модулі факторлары және иілгіштік, шымырлық сияқты техникалық мәліметтеріне қатысты H қосымшасын тексеру.

- Сызық типіндегі тірегіштердің бойлық бүгілуіне қатысты L қосымшасын тексеру.

- Тірегіштерді құжатты растауға қатысты N қосымшасын тексеру.

- Құбыр шығындыларын тексеру үшін баламалы әдіске қатысты жаңа O қосымшасын қосу.

- Бұрандамалары фланцты қосуға арналған жаңа P қосымшасын қосу (төсемдерді дөңгелек фланцтерді қосу үшін жобалау ережелері бойынша есептеуші әдістерге қатысту Еуропалық стандарттарды қолдану).

- Жеңілдетілген құбыр кернеуін зерттеуге қатысты жаңа Q қосымшасын қосу.

- 97/23/ЕС қысымы астында жұмыс істейтін құрылғы бойынша ЕС Директивасымен байланысты ZA қосымшасын қосу.

ЕСКЕРТПЕ Өзгерістерді маңызды техникалық өзгерістерді қосуға бағытталға, бірақ бұл толық өзгерістер беті емес.

ZA қосымшасы
(ақпараттық)

EN 13480-3 талаптары, Еуропалық Одақ Директивасының негізін салуышы талаптарымен немесе басқа ережелерімен сәйкестігі

Еуропалық стандарт Еуропалық комиссия және Еуропалық тәуелсіз сауда ассоциациясының тапсырмасымен станларртау жөніндегі Еуропалық комитетпен (СЕН) әзірленді және өндірістік металлдық құбырларға арналған жалпы талаптарға қолданылатын қысым астында жұмыс істейтін құрылғыларға қатысты 97/23/ЕС директивтің негіз бола алатын талаптарының орындалуына мүмкіндік жасайды.

Ескерту: осы стандарттың қолдану саласына түсетіндер ЕС басқа Дирекитвері және басқа талаптарына таратылуы мүмкін.

Осы стандарттың тиісті бөлімдері ZA.1 кестесінде келдірілген және олар 97/23/ЕС директивінің талаптарын орындауға мүмкіндік береді.

ZA.1-кесте — Еуропалық стандарт пен 97/23/ЕС директив арасындағы сәйкестік

ЕС тармақ(тар)/тарма қша(лар)	Басты талаптар (БТ) Директивтер 97/23/ЕС, I қосымша	Квалификациялық ескертулер / Белгілер
4.2	2.1-1^{й}параграф	Тиісті факторларды қолданумен дұрыс дизайн
Бап 5	2.1-2ой параграф	Тиісті факторларды қолданумен дұрыс дизайн
Бап 4	2.2.1 до2.2.3	мол күш бойынша жобалау
4.2	2.2.1-1^{й} параграф	Факторларды есепке алу
4.2.2, 4.2.5	2.2.1-2ой параграф	Жүктемедің бір уақытта пайда болуы
Баптар,6 7, 8, 9, 11 және қосымшалар B, D, E, H және O	2.2.3	Есептелген әдіс
4.2.3.4	2.2.3 b) – 1^{й} абзац	Есептелген қысым
4.2.3.5	2.2.3 b) – 2ой абзац	Температура мен аралықты есептеу
4.2.3.3	2.2.3 b) – 3^{й} абзац	Қысым мен температураның байланысуы
Баптар 5, 12.3	2.2.3 b) – 4^{й}абзац	Максималды жүктеме және жүктемедің шоғырлануы
Бап 9, 12	2.2.3 c)	Тұрақты аспектілер
4.3	2.6	Коррозия және басқа да химиялық ықпалдар
4.3	2.7	Өндіру

ZA.1-кесте *(жалғасы)*

ЕС тармақ(тар)/тармақша(лар)	**Басты талаптар (БТ) Директивтер 97/23/ЕС, I қосымша**	**Квалификациялық ескертулер / Белгілер**
12.2	6 а)	Ток күшінің арту қауіпі
Бап 5, 12.3, 13.3	7.1	Жол берілген жүктеме
5.2.1	7.1.2-1^{й} абзац	Феритті болат
5.2.2	7.1.2-2^{й} абзац	Аустенитті болат
5.2.4	7.1.2-3^{й} абзац	Реттелмейтін және төмен реттелетін құймалы болат
4.5	7.2	Ортақ коэффициенттер

ЕСКЕРТПЕ — ЕС басқа талаптары мен басқа директивтер Еуропа стандартының осы саласындағы шығатын өнімдердің құлауына қолданылуы мүмкін.

Библиография

EN 764-2 Pressure equipment — Terminology — Part 2: Quantities, symbols and units (Қысым астында жұмыс істейтін құрылғы. 2-бөлім. Өлшемнің мәні, таңбасы және бірлігі)

EN 1514 series, Flanges and their joints — Dimensions of gaskets for PN-designated flanges (сериясы, Ернемек және қосындылар — PN-ернемек анықтаушыларға арналған төсемдерді өлшеу)

EN 12560 series, Flanges and their joints — Dimensions of gaskets for Class-designated flanges (сериясы, Ернемек және оның қосындылары — Ернемек анықтамалары – Категорияға арналған төсемдерді өлшеу)

EN 12952-3, Water tube boilers — Part 3: Design and calculation for pressure parts (Суды жылытатын қазандар және көмекші құралдар. 3-бөлім. Қысым астаныда жұмыс істейтін құрама бөлшектерді құрастыру және есептеу)

EN 13555, Flanges and their joints — Gasket parameters and test procedures relevant to the design rules for gasketed circular flange connections (Ернемек және оның қосындысы — Жиылмалы дөңгелек ернемек қосындыларына арнлған ережелерді құрастыруға қатысы бар сынақ процедуралары)

EN 14917, Metal bellows expansion joints for pressure applications (Қысым салуға арналған металлды сильфонды аралықпен қосындысы ISO 15348, Құбырлар — металлды сильфонды аралықпен қосындысы – Ортақ ақпарат)

ISO 15348, Pipework — Metal bellows expansion joints – General (Құбырлар - Металлдық компенсаторлар – Ортақ ережелер)

BS 903: Part A26, Physical testing of rubber — Method for determination of hardness (hardness between 10 IRHD and 100 IRHD) (A26-бөлім, Эластомерлер және термопластикалық эластомерлер, қаттылықты анықтайды (10 және 100 IHRD арасындағы қаттылық)

BS 3059-2, Steel boiler and superheater tubes — Part 2: Specification for carbon, alloy and austenitic stainless steel tubes with specified elevated temperature properties (Қазандар мен болат қызыңқырауға арналған құбырлар, қоспалы немесе аусенитты болатты, қызуға шыдамды құбырлар)

PD 5500, Specification for unfired fusion welded pressure vessels (Сұйық қоймаларды пісіріп балқытуға арналған ерекшеліктер)

[1] Schwaigerer S: Festigkeitsberechnung von Bauteilen des Dampfkessel-, Behälter- und Rohrleitungsbaus; 2nd revised edition, Springer, Berlin/Heidelberg/New York (1970) (Швайгерер С. Бу қазандары, сыймдылық өндірісі және құбыр құрылыстарына арналған бөлшектердің шымырлық есебі. Екінші басылым. Шпрингер, Берлин/Нью-Йорк (1970))

[2] Makkinjad N: Berechnung des Rohrbogens unter Innendruckbeanspruchung VGB Kraftwerkstechnik (1989) No 9. pp. 944-949 (Макиняд Н. Ішкі қысымман жүктеме түскен кезде құбырлардың бүгілуін есептеу. VGB Электр станцияға арналған техника (1989), 9-нөмер, беттері 944-949)

[3] Welding Research Council Bulletin 107, revised version (107 балқыту саласындағы сынақтар бойынша Кеңес Бюллетені, қайта басылған басылым)

[4] Welding Research Council Bulletin 297, revised version (107, revised version (297 балқыту саласындағы сынақтар бойынша Кеңес Бюллетені, қайта басылған басылым)

[5] FDBR-Handbuch Methoden der Festigkeitsberechnung (FDBR - анықтамалық. Бекемділікті есептеу әдісі)

[6] PG Hodge, Yield condition for rotationally symmetric stells under axisymmetric loading (1960), Trans. ASME. J. Appl. Mech. Series E, vol 82, n°2 (PG Ходж, осциметриялық кернеуге арналған айналмалы-симметрикалық бұлақтар үшін ағынды шарттары (1960), Транс. АОИМ. Апл. Мех. Серия Е, Том 82, n°2)

[7] EC Rodebaugh, RL Cloud, Assessment of the plastic strength of pressure vessel nozzle (1968), Journal of Engineering for Industry (ЕС Роудбаух, КД Клауд, Қысым астында сауыт келте құбырдың пластикалық бекемділгіне баға беру (1968), Өнеркәсіпке арналған инженерлік журналы)

[8] WS Cottam, SS Gill, Experimental investigation of the behaviour beyond the elastic limit of flush nozzles in cylindrical pressure vessels (1966), Journal Mech. Eng. Sciences, 8, n°3, 330-350 (УС Котам, СС Гил, Қысым астында цилиндрлік сауытта жуғыш ыдыс бекемділік шегінің әрекетіне экспериментті зерттеме (1966), Журнал Мех. Eng. Ғылым, 8, n°3, 330-350)

[9] K Delare, SS Gill, Effect of vessel diameter/thickness ratio on the behaviour beyond the elastic limit on flush nozzles in cylindrical pressure vessel – experimental investigation (1966), J. Mech. Eng. Sciences (К Деларе, СС Гил, Жоғары қысымды цилиндрлік сауытта тегіс келте құбыр бекемділік әрекетіне сауыт диаметрі мен қалыңдығының ықпалы – эксперименталді зерттеме - (1966), Ж. Мех. Англия. Ғылым)

[10] J Schroeder, Upper bonds to limit pressures of branch pipe lateral connections – Part II: Bounds and reliability for branch pipe diameter ratios larger than 0,7, ASME, paper n°71 PVP 44 (Дж Шродер, Қыр қосындыларының келте құбыр шектеулеріне арналған жоғарғы бекіткіштер. II-бөлім: 0,7 жоғары келте құбыр диаметріне қатысы бойынша жиектер мен қауіпсіздік, ASME, n°71 ПВП 44 құжат)

[11] F Ellyin, N Turkkan, Limit pressure of nozzles in cylindrical shells (1972), ASME, paper n°WA PVP 1 (Ф Элиин, Н Туркан, Цилиндрлік қабшықтағы in келте құбыр шектелген қысымы (1972), ACME, n°WA PVP 1 құжат)

[12] F Ellyin, An experimental study of elasto-plastic response of branch-pipe tee connections subjected internal pressure-external couples and combined loadings (1977), WRC, n°230 (Ф Элиин, Сыртқы күш сәттері мен біріккен жүктердегі – ішкі қысымға ұшыраған үшайыр қосындысының пластикалық бекемділік сипаттамасын эксперименталді зерттеу (1977), ВРС, n°230)

[13] Code 1969 de Construction des Appareils non soumis à l'Action de la Flamme, règles de calcul (Код 1969 de Construction des Appareils non soumisal'Action de la Flamme, regles de calcul)

[14] A Turbat, Etude des problèmes d'ouverture et intersection dans les coques (1977), Rapport CETIM n°1.11.09 14A600 (А Турбат, Etude des problemesd'ouvertureet intersection dans les coques (1977), Рапорт СЕТИМ n°1.11.09 14A600)

[15] Rapport CETIM n°14B091, A Handtschoewercker (1986) (Рапорт СЕТИМ n°14B091, A Handtschoewercker (1986))

[16] JF Maurel, Dimensionnement des jonctions de tuyauteries en Té, Rapports CETIM NTI 02/95, 01/96, 50/96, 63/97, 55/98, 38/99 (ДжФ Маурел , Dimensionnement des jonctions de tuyauteries en Te, Rapports СЕТИМ НТИ 02/95, 01/96, 50/96, 63/97, 55/98, 38/99)

[17] HB Bickell, C Ruiz, Pressure Vessel Design and Analysis, Macmillan (1967) (ХБ Бикель, С Руиз, Жоба сауытының дизайны және Анализдер, Макмилан (1967))

[18] DG Moffat, Experimental stress analysis of four fabricated equal diameter branch pipe connections subjected to moment loadings and the implications on branch junction design (1985), Proc.I.Mech.E. Vol.119 n°A4 (ДГ Мофат, Y дизайны бойынша қорытындылар мен жүктеме қалыптарына ұшыроаған стандартты бірыңғай диаметрдің төрт келте құбыр қосындысының эксперименталды кернеу анализі – бір деңгейдегі жолдардың үлгілік қиылысулары (1985), Прок.И.Мех.Е. Том.119 n°A4)

[19] DG Moffat, J Mistry, Interaction of external moment loads and internal pressure on a variety of branch pipe intersections (1988), Proc. 6th Int. Conf. Pressure Vessel technology Beijing Pergamon (ДГ Мофат, Дж Мистри, Келте құбырдың қосынды тізбелері бойынша ішкі қысым және жүктемесінің сыртқы қалыптарының өзара қатынасы (1988), Прок. 6^{й} Инт. Конф. Жоғары қысымды сауыттарын технологиясы Пекин Пергамон)

[20] Stahl im Hochbau (Steel in Building Construction), 14th edition, Vol. 1/Part 2, No. 6.5.1, p. 154, system 13 (Стал имХохбау (Құрылыс ғимараттарындағы болат), 14ое басылым, Том. 1/Бөлім 2, No. 6.5.1, б. 154, жүйе 13)

[21] AD2000 Merkblatt HP100R, June 2001 edition (АД2000 Меркблат ХП100Р Маусым, 2001 басылым)

Д.А қосымшасы
(ақпараттық)

Д.А.1-кесте – Ұлттық стандарттардың сілтемелік халықаралық стандарттарға (халықаралық құжаттарға) сәйкестігі туралы мәлімет

Сілтемелік халықаралық стандарттың белгіленуі	Сәйкестік дәрежесі	Тиісті ұлттық стандарттың белгіленуі және атауы
EN 287-1:2004+A2:2006 Qualification test of welders — Fusion welding — Part 1: Steels (Дәнекерлеушілер біліктілігі – Балқыта отырып дәнекерлеу – 1-бөлім: Болат)	IDT	ГОСТ ЕН 287-1-2002 Дәнекерлеушілер біліктілігі. Болатты балқыта отырып дәнекерлеу
EN 10204:2004 Metallic products — Types of inspe-ction documents (Металл бұйымдар – Бақылауға арналған құжаттар типтері. Электротехникалық сөздік. 212-бөлім. Оқшаулағыш құрғақ заттар, сұйықтықтар және газ)	IDT	ҚР СТЕN 10204-2012 Металл бұйымдар. Қабылдап бақылау құжаттарының типтері
EN 13480-1:2012 Metallic industrial piping – Part 1: General (Өнеркәсіптік құ-быржолдар. 1-бөлім. Жалпы ережелер)	IDT	ҚР СТЕN 13480-1-2012 Өнеркәсіптік металл құбыржолдар. 1-бөлім. Негізгі ережелер
EN 13480-2:2012 Metallic industrial piping — Part 3: Design and calculation (Өнеркәсіптік металл құ-быржолдар – 2-бөлім: Материалдар)	IDT	ҚР СТЕN 13480-2-2013 Өнеркәсіптік металл құбыржолдар – 2-бөлім: Материалдар
EN ISO 15614-1:2004 Spec-ification and qualification of welding procedures for metallic materials — Welding procedure test — Part 1: Arc and gas welding of steels and arc welding of nickel and nic-kel alloys (ISO 15614-1:2004) (Металл материалдарды дәнекерлеу техноло-гиясының біліктілігіне қой-ылатын талаптар – Дән-екерлеу процесін бақылау – 1-бөлім: Болатты доғалап және газбен дәнекерлеу және никель мен никель қорытпаларын доғалап дәнекерлеу (ISO 15614-1:2004))	IDT	ҚР СТISO 15614-1-2011 Техникалық талаптар және металл материалдарды дәнекерлеу процедураларын аттестаттау. Дәнекерлеу процедураларын сынау. 1-бөлім. Болатты доғалап және газбен дәнекерлеу және никель мен никель қорытпаларын доғалап дәнекерлеу
*жарияланбауы тиіс		

ӘОЖ 621.643-034 (083.74) МСЖ 23.040.01 IDT

Түйін сөздер: құбырлар, өнеркәсіптік металл құбырлар, жобалау, есептеу

НАЦИОНАЛЬНЫЙ СТАНДАРТ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Трубопроводы промышленные металлические
Часть 3
ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ

СТ РК EN 13480-3-2013

EN 13480-3:2012 Metallic industrial piping – Part 3: Design and calculation (IDT)

Настоящий национальный стандарт является идентичным осуществлением европейского стандарта EN 13480-3:2012 и принят с разрешения CEH,
по адресу B-1000 Брюссель, пр. Марникс 17

Издание официальное

Комитет технического регулирования и метрологии
Министерства индустрии и новых технологий Республики Казахстан
(Госстандарт)

Астана

Предисловие

1 ПОДГОТОВЛЕН И ВНЕСЕН Республиканским государственным предприятием «Казахстанский институт стандартизации и сертификации» и Техническим комитетом по стандартизации в области промышленной, общественной безопасности и безопасности в чрезвычайных ситуациях «Промышленная безопасность» ТК 75 на базе акционерного общества «Национальный научно-технический центр промышленной безопасности» Министерства по чрезвычайным ситуациям Республики Казахстан.

2 УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ Приказом Председателя Комитета технического регулирования и метрологии Министерства индустрии и новых технологий Республики Казахстан от 28 ноября 2013 года № 548-од

3 Настоящий стандарт идентичен европейскому стандарту EN 13480-3:2012 Metallic industrial piping – Part 3: Design and calculation (Трубопроводы промышленные металлические – Часть 3: Проектирование и расчет).

Перевод с английского языка (en)

Официальные экземпляры международных стандартов, на основе которых подготовлен (разработан) настоящий стандарт и на которые даны ссылки, имеются в Едином государственном фонде нормативных технических документов.

В разделе «Нормативные ссылки» и тексте стандарта ссылочные международные стандарты актуализированы.

Сведения о соответствии национальных (межгосударственных) стандартов ссылочным международным стандартам приведены в дополнительном приложении Д.А.

Степень соответствия – идентичная, (IDT).

4 СРОК ПЕРВОЙ ПРОВЕРКИ **2020 год**
ПЕРИОДИЧНОСТЬ ПРОВЕРКИ **5 лет**

5 ВВЕДЕН ВПЕРВЫЕ

Информация об изменениях к настоящему стандарту публикуется в указателе «Нормативные документы по стандартизации», а текст изменений и поправок – в ежемесячно издаваемых информационных указателях «Национальные стандарты». В случае пересмотра (замены) или отмены настоящего стандарта соответствующее уведомление будет опубликовано в ежемесячно издаваемом информационном указателе «Национальные стандарты»

Настоящий стандарт не может быть полностью или частично воспроизведен, тиражирован и распространен в качестве официального издания без разрешения Комитета технического регулирования и метрологии Министерства индустрии и новых технологий Республики Казахстан.

Содержание

Введение		XIV
1	Область применения	1
2	Нормативные ссылки	1
3	Термины, определения, символы и единицы	3
3.1	Термины и определения	3
3.2	Условные обозначения и единицы измерения	3
4	Основополагающие правила расчета	4
4.1	Общие положения	4
4.2	Нагрузки	5
4.2.1	Общие положения	5
4.2.2	Комбинации нагрузок	5
4.2.3	Нагрузки, учитываемые при определении размеров	6
4.2.4	Другие учитываемые размеры	7
4.3	Толщина стенок	11
4.4	Допуски	13
4.5	Коэффициент прочности сварного шва	13
4.6	Определение размеров нагруженных давлением соединительных деталей трубопровода	13
5	Допускаемые напряжения	14
5.1	Общие положения	14
5.2	Допускаемое напряжение, не зависящее от времени	14
5.2.1	Неаустенитные стали	14
5.2.2	Аустенитные стали	15
5.2.3	Никелевые и/или хромовые легированные стали	15
5.2.4	Стальные отливки	15
5.2.5	Дополнительные требования к сталям без специального контроля качества	16
5.3	Допускаемое напряжение, зависящее от времени	16
5.3.1	Общие положения	16
5.3.2	Стали	16
5.3.3	Никелевые, хромоникелевые и хромистые стали	17
6	Расчет соединительных деталей трубопровода под внутренним давлением	17
6.1	Прямые трубы	17
6.2	Изгибы и отводы труб	18
6.2.1	Общие положения	18
6.2.2	Условные обозначения	18
6.2.3	Требуемая толщина стенок	19
6.3	Секторные отводы	20
6.3.1	Общие положения	20
6.3.2	Условные обозначения	21

6.3.3	Эффективный радиус секторного отвода…….....	21
6.3.4	Секторные отводы с более чем одним косым срезом …..	22
6.3.5	Секторные отводы с одним косым срезом ……...	22
6.3.6	Примыкающие к секторным отводам труб с прямым срезом	22
6.4	Переходы …….....	23
6.4.1	Условия распространения …….....	23
6.4.2	Дополнительные термины и определения ……	23
6.4.3	Специальные условные обозначения и сокращения	24
6.4.4	Стенки корпуса …….....	25
6.4.5	Места соединения – Общие положения …….....	25
6.4.6	Места соединения между цилиндром без буртика и конусом на конце конуса с увеличенным диаметром …..	26
6.4.7	Места соединения между цилиндром с буртиком и конусом на конце конуса с увеличенным диаметром ..	29
6.4.8	Места соединения между цилиндром и конусом на конце конуса с меньшим диаметром …….....	30
6.4.9	Переходы со смещением осевой линии ……	32
6.4.10	Кованые специальные переходы ……..	33
6.5	Гибкие компоненты трубопровода …….	34
6.5.1	Общие положения……	34
6.5.2	Компенсаторы …….....	34
6.5.3	Гофрированные рукава …….....	35
6.6	Фланцевые соединения на болтах …….....	36
7	Расчет заглушек …….....	38
7.1	Выпуклые заглушки ……...	38
7.1.1	Условные обозначения ……...	38
7.1.2	Полусферические заглушки …….....	39
7.1.3	Торосферические заглушки …….....	40
7.1.4	Эллиптические заглушки …….....	42
7.1.5	Расчет коэффициента β ……..	43
7.2	Круглые плоские заглушки …….....	45
7.2.1	Общие положения …….....	45
7.2.2	Условные обозначения ……...	45
7.2.3	Сваренные с цилиндрическими оболочками или цилиндрическими трубами плоские круглые заглушки, незакрепленные анкерным креплением …….....	47
7.2.4	Незакрепленные анкерным креплением привинченные плоские круглые заглушки …….....	55
7.2.5	Усиление отверстий в незакрепленных анкерным креплением плоских заглушках …….....	61
8	Отверстия и отводы ……..	64
8.1	Общие положения …….....	64

8.2	Условные обозначения …….....	64
8.3	Ограничения	65
8.3.1	Отношения толщины стенок ……..……...	65
8.3.2	Отверстия в местах соединения ……..……...	67
8.3.3	Методы усиления ……..	69
8.3.4	Методы расчета ……..…….……....	70
8.3.5	Эллиптические отверстия и наклонные отводы ……...	70
8.3.6	Усиливающие пластины ……..……...	72
8.3.7	Материалы оболочки и усиления ……	72
8.3.8	Отводы с расширением конца ..…… ……...	72
8.3.9	Отводы в изгибах труб ……...	72
8.3.10	Ввинченные штуцеры …….	72
8.4	Отдельные отверстия ……...	73
8.4.1	Общие положения …….....	73
8.4.2	Неусиленные отверстия …….....	76
8.4.3	Усиленные отверстия с отношением $d_i/D_i<0,8$ …….	76
8.4.4	Усиление одиночных вырезов с $0,8<dlD<1,0$ …….	81
8.5	Расположенные рядом отверстия ……..	81
8.5.1	Неусиленные отверстия …….....	81
8.5.2	Усиленные отверстия с $d/D<0,8$ ……..……....	82
8.6	Расчет особых соединительных деталей трубопровода ..	83
8.6.1	Цилиндрические Y-образные части ……..	83
8.6.2	Сферические V-образные отводы …….....	84
8.6.3	Отводы с усилительными ребрами ……..	85
9	Расчет соединительных деталей трубопровода с учетом атмосферного давления…….....	87
9.1	Общие положения …….....	87
9.2	Условные обозначения и пределы упругости ……..	88
9.2.1	Условные обозначения …….....	88
9.2.2	Пределы упругости …….....	91
9.3	Цилиндрические трубы, изгибы и отводы труб …. ….....	91
9.3.1	Определение длин …… …….....	91
9.3.2	Сбой между элементами жесткости ……..…….....	93
9.3.3	Общий отказ труб с элементами жесткости ……..	95
9.3.4	Устойчивость элементов жесткости …….....	96
9.3.5	Каналы для нагрева или охлаждения …….....	100
9.4	Переходы ……..……	100
9.5	Сводчатые заглушки ……..……..	102
9.5.1	Полусферические заглушки ……..	102
9.5.2	Торосферические заглушки …….	103
9.5.3	Эллиптические заглушки …….....	103
10	Расчет для переменной нагрузки ..…….….....	103
10.1	Общие положения …….....	103

10.2	Исключения из анализа усталости …….	104
10.3	Расчет для переменной нагрузки, вызванной колебанием давления……	104
10.3.1	Число эквивалентных полных нагрузочных циклов …..	104
10.3.2	Упрощенный расчет для переменной нагрузки ……...	108
10.4	Расчет усталости вследствие тепловой нагрузки …….....	121
10.4.1	Общие положения …….....	121
10.4.2	Указания по расчету ..... …….....	121
10.5	Расчет усталости при воздействии сочетания нагрузок ..	122
11	Жесткие присоединительные детали …….....	122
11.1	Общие положения …….....	122
11.2	Допустимые напряжения ……..	123
11.3	Условные обозначения ……	123
11.4	Ограничения……	125
11.4.1	Трубопроводная арматура……	125
11.4.2	Предшествующие расчеты……	126
11.4.3	Расчет напряжений для присоединительных деталей, приваренных к трубе с помощью проваренных швов……	128
11.4.4	Расчет напряжений для присоединительных деталей, приваренных к трубе с помощью угловых швов или частично проваренных швов……	128
11.5	Прямоугольные присоединительные детали……	129
11.5.1	Ограничения…	129
11.5.2	Предварительный расчет……..	129
11.5.3	Расчет напряжений для присоединительных деталей, приваренных к трубе с помощью проваренных швов……	132
11.5.4	Расчет напряжений для присоединительных деталей, приваренных к трубе с помощью угловых швов или частично проваренных швов……	132
11.6	Расчет напряжений для основной трубы……..……	132
11.7	Расчет напряжений в присоединении……..	134
11.7.1	Круглое поперечное сечение……..	134
11.7.2	Прямоугольное поперечное сечение……..	134
11.8	Альтернативные методы расчета……	135
12	Анализ напряжений и критерии допущения ……..	135
12.1	Основополагающие условия …….....	135
12.1.1	Общие положения ……	135
12.1.2	Уровни нагрузки ……..…….....	135
12.1.3	Допускаемые напряжения ..... …….....	135
12.2	Упругость трубопроводов ……..	137
12.2.1	Общие положения ……...	137
12.2.2	Основополагающие условия ……...	137
12.2.3	Удлинения, вызванные смещениями …….....	138

12.2.4	Напряжения, вызванные смещениями	139
12.2.5	Уменьшение напряжения	140
12.2.6	Предварительная растяжка в холодном состоянии	140
12.2.7	Параметры для анализа упругости	141
12.2.8	Состояние опор	142
12.2.9	Компенсаторы	143
12.2.10	Анализ упругости	144
12.3	Анализ упругости....	146
12.3.1	Общие положения	146
12.3.2	Напряжения от постоянно действующих нагрузок	147
12.3.3	Напряжения, вызванные временно действующими или чрезвычайными нагрузками.....	147
12.3.4	Размах колебаний напряжения при тепловом расширении и переменной нагрузке	148
12.3.5	Дополнительные условия для области усталостной прочности	149
12.3.6	Напряжение по причине одноразового смещения подвесок труб.....	150
12.3.7	Определение результирующих моментов	150
12.3.8	Реакции	152
12.4	Анализ усталости	152
12.5	Вибрация.....	152
13	Опоры	153
13.1	Общие требования	153
13.1.1	Введение	153
13.1.2	Классификация опор	153
13.1.3	Дополнительные термины и определения	154
13.1.4	Разграничение	155
13.1.5	Сварные опоры	157
13.2	Требования к материалу	159
13.3	Расчет	159
13.3.1	Общие положения	159
13.3.2	Расчетные температуры для конструктивных деталей опор....	160
13.3.3	Расположение деталей	162
13.3.4	Деформация	163
13.3.5	Расположение опор	163
13.3.6	Определение параметров конструктивных деталей	164
13.4	Соединения	165
13.4.1	Сварные соединения	165
13.4.2	Резьбовые соединения	166
13.5	Требования к расчету особых конструктивных деталей ...	166
13.5.1	Фиксированные подвески и опоры	166

13.5.2 Пружинные подвески.. 167
13.5.3 Шарнирные распорки …… 169
13.5.4 Тормоза толчков и ударов …… 169
13.5.5 Скользящие опоры …… 170
13.5.6 Анкерные крепления …… 171
13.6 Документация по опорам …… 171
13.7 Маркировка опор ……..… 171
Приложение А (информационное) Динамический анализ 172
Приложение В (обязательное) Уточненный расчет изгибов и отводов труб 187
Приложение С (информационное) Компенсаторы ….. 196
Приложение D (обязательное) Фланцы …….. 211
Приложение Е (обязательное) Проектирование ответвлений для дополнительных сооружений ….. 247
Приложение F (информационное) Испытание во время работы трубопровода с переменной нагрузкой . 252
Приложение G (информационное) Физические свойства сталей … 254
Приложение Н (обязательное) Гибкость, коэффициенты увеличения гибкости и напряжения, а также моменты сопротивления соединительных деталей трубопроводов и геометрические неоднородности ….. 261
Приложение I (информационное) Производственные испытания пружинных опор и ограничителей ударов (амортизаторов) 272
Приложение J (обязательное) Проверка моделей опорных узлов 277
Приложение K (информационное) Крепление опор на несущих конструкциях из бетона …….. 279
Приложение L (информационное) Изгиб стержнеобразных опор 281
Приложение М (информационное) Руководство для проектирования несущих элементов …… 286
Приложение N (обязательное) Документация для опор 290
Приложение О (обязательное) Альтернативный способ проверки отводов 292
Приложение Р (информационное) Фланцевые соединения болтов — Применение EN 1591….. 353
Приложение Q (информационное) Анализ напряжения облегченного трубопровода…… 413
Приложение Y (информационное) История EN 13480-3…….. 430
Приложение ZA (информационное) Требования EN 13480-3, соответствующие основополагающим требованиям или другим положениям Директив Европейского Союза … 431
Библиография…… 433
Приложение Д.А. (информационное)…… …….. 436

Введение

Европейский стандарт EN 13480 по металлическим промышленным трубопроводам состоит из следующих восьми взаимозависимых и неразделимых частей:

- *Часть 1: Общие положения;*
- *Часть 2: Материалы;*
- *Часть 3: Чертежи и расчеты;*
- *Часть 4: Производство и установка;*
- *Часть 5: Проверка и испытания;*
- *Часть 6: Дополнительные требования к подземным трубам;*
- CEN/TR 13480-7, *Руководство по применению процедур оценки соответствия.*
- *Часть 8: Дополнительные требования к трубам из алюминия и алюминиевого сплава.*

Хотя настоящие части доступны по отдельности, необходимо учитывать, что они являются взаимозависимыми.

Настоящий документ изменяет и заменяет стандарт EN 13480-3:2002+A1:2005+A2:2006+A3:2009+A4:2010+A5:2012.

НАЦИОНАЛЬНЫЙ СТАНДАРТ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Трубопроводы промышленные металлические
Часть 3
ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ

Дата введения 2015-01-01

1 Область применения

Настоящий стандарт устанавливает требования к проектированию и расчету трубопроводов, включая опоры и подвески, а также обеспечение безопасности металлических трубопроводов промышленного назначения.

2 Нормативные ссылки

Для применения настоящего стандарта необходимы следующие ссылочные документы. Для датированных ссылок применяют только указанное издание ссылочного документа, для недатированных ссылок применяется последнее издание ссылочного документа (включая все его изменения).

EN 287-1:2004+A2:2006 Qualification test of welders — Fusion welding — Part 1: Steels (Квалификация сварщиков – Сварка плавлением – Часть 1: Стали)

EN 1515-2:2001 Flanges and their joints — Bolting — Part 2: Combination of flange and bolting materials for steel flanges PN designated (Фланцы и их соединения – Болтовые соединения – Часть 2: Классификация материалов болтовых соединений для стальных фланцев с обозначением PN)

EN 1515-3:2005 Flanges and their joints — Bolting — Part 3: Classification of bolt materials for steel flanges, Class designated (Фланцы и их соединения – Болтовые соединения – Часть 3: Классификация материалов для болтов. Обозначения класса)

EN 1515-4:2010 Flanges and their joints — Bolting — Part 4: Selection of bolting for equipment subject to the Pressure Equipment Directive 97/23/EC (Фланцы и их соединения – Болтовые соединения – Часть 4: Выбор болтовых соединений для оборудования, являющегося субъектом Директивы прессующего оборудования 97/23/EC)

EN 1591-1:2001+A1:2009+AC:2011 Flanges and their joints — Design rules for gasketed circular flange connections — Part 1: Calculation method (Фланцы и их соединения – Правила расчета соединений уплотненных круглых фланцев – Часть 1: Метод расчета)

EN 1591-2:2008 Flanges and their joints — Design rules for gasketed circular flange connections — Part 2: Gasket parameters (Фланцы и их соединения – Правила расчета соединений уплотненных круглых фланцев – Часть *2:* Параметры прокладок)

EN 1993 (all parts) Eurocode 3: Design of steel structures ((все части), Еврокод 3: Проектирование стальных конструкций)

EN 10204:2004 Metallic products — Types of inspection documents (Изделия металлические – Типы документов для контроля. Электротехнический словарь. Часть 212. Изоляционные сухие вещества, жидкости и газы)

EN 12953-3:2002 Shell boilers — Part 3: Design and calculation for pressure parts (Котлы жаротрубные – Часть 3: Проектирование и расчет деталей, работающих под давлением)

EN 13445-3:2009 Unfired pressure vessels — Part 3: Design (Бестопочные котлы для работы под давлением –Часть 3: Конструкция)

EN 13480-1:2012 Metallic industrial piping — Part 1: General (Трубопроводы промышленные металлические – Часть 1: Общие положения)

EN 13480-2:2012 Metallic industrial piping — Part 3: Design and calculation (Трубопроводы промышленные металлические – Часть *2:* Материалы)

EN 13480-4:2012 Metallic industrial piping — Part 4: Fabrication and installation (Трубопроводы промышленные металлические – Часть 4: Производство и установка)

EN 13480-5:2012 Metallic industrial piping — Part 5: Inspection and testing (Трубопроводы промышленные металлические – Часть 5: Проверка и испытания)

EN ISO 15614-1:2004 Specification and qualification of welding procedures for metallic materials — Welding procedure test — Part 1: Arc and gas welding of steels and arc welding of nickel and nickel alloys (ISO 15614-1:2004) (Технические требования к квалификации технологии сварки металлических материалов – Контроль процесса сварки – Часть 1: Дуговая и газовая сварка сталей и дуговая сварка никеля и никелевых сплавов (ISO 15614-1:2004))

EN ISO 5817:2007 Welding — Fusion-welded joints in steel, nickel, titanium and their alloys (beam welding excluded) — Quality levels for imperfections (ISO 5817:2003, corrected version:2005, including Technical Corrigendum 1:2006) (Сварка – Стыковые швы при сварке плавлением стали, никеля, титана и их сплавов (лучевая сварка исключена) – Уровни качества в зависимости от дефектов шва (ISO 5817:2003, исправленная версия: 2005, включая Техническую поправку 1:2006))

ПРИМЕЧАНИЕ При пользовании настоящим стандартом целесообразно проверить действие ссылочных стандартов и классификаторов по ежегодно издаваемому информационному указателю «Нормативные документы по стандартизации» по состоянию на текущий год и соответствующим ежемесячно издаваемым информационным указателям, опубликованным в текущем году. Если ссылочный документ заменен

(изменен), то при пользовании настоящим стандартом следует руководствоваться замененным (измененным) документом. Если ссылочный документ отменен без замены, то положение, в котором дана ссылка на него, применяется в части, не затрагивающей эту ссылку.

3 Термины, определения, символы и единицы

3.1 Термины и определения

В настоящем стандарте применяются термины с соответствующими определениями согласно EN 13480-1.

3.2 Условные обозначения и единицы измерения

Условные обозначения и единицы измерения, используемые в настоящем стандарте, приведены в Таблице в 3.2-1 и в стандарте EN 13480-1.

Специальные условные обозначения приведены в соответствующих подразделах.

Таблица 3.2-1 – Условные обозначения и единицы измерения

Условное обозначение	Пояснение	Единица измерения
PS^a	максимально допустимое давление	Бар
R, r^b	радиусы	мм
$R_{eH}\,t$	установленное минимальное значение верхнего предела текучести при расчетной температуре, если она выше комнатной температуры	МПа (N/мм^2)
S_1	среднее значение 1 % предела текучести при растяжении после 100 000 ч	МПа (N/мм^2)
S_2	среднее значение 1 % предела текучести при растяжении после 200 000 ч	МПа (N/мм^2)
$S_{R\,T\,t}$	среднее значение предела длительной прочности по стандарту для материала при расчетной температуре t и рассматриваемом сроке службы T (в часах), причем разброс не должен отклоняться более чем на 20 % от среднего значения	МПа (N/мм^2)
TS	максимально допустимая температура	°C
Z	момент сопротивления сечения трубы	мм^3
c_0	припуск на коррозию и эрозию (см. Рисунок 4.3-1)	мм
c_1	абсолютное значение минусового допуска из стандарта на материал (см. Рисунок 4.3-1)	мм

Таблица 3.2-1 *(продолжение)*

Условное обозначение	Пояснение	Единица измерения
c_2	допуск на возможное уменьшение толщины стенки при изготовлении (см. Рисунок 4.3-1)	мм
e_a	установленная толщина стенки соединительной детали для испытания на прочность (см. Рисунок 4.3-1)	мм
e_n	номинальная толщина стенки по чертежу (см. Рисунок 4.3-1)	мм
e_{ord}	заданная толщина стенки (см. Рисунок 4.3-1)	мм
e_r	требуемая толщина стенки с допусками и припусками (см. Рисунок 4.3-1)	мм
f	расчетное напряжение (см. Раздел 5)	МПа (N/мм^2)
f_{CR}	расчетное напряжение в диапазоне длительной прочности	МПа (N/мм^2)
f_f	Расчетное напряжение для анализа гибкости	МПа (N/мм^2)
p_c	расчетное давление (см. 4.2.3.4)	МПа (N/мм^2)
p_o	рабочее давление (см. 4.2.3.1)	МПа (N/мм^2)
t_c	расчетная температура (см. 4.2.3.5)	°C
t_o	рабочая температура (см. 4.2.3.2)	°C
Z	коэффициент прочности сварного шва (см. 4.5)	-
ε	припуск толщины стенки на основании заданной толщины (см. Рисунок 4.3-1)	мм

[a] Все давления для расчетов даны в МПа (N/мм^2), а PS – в барах.
[b] Применяют следующие условные обозначения:
i - внутренний
m - средний
o - наружный

4 Основополагающие правила расчета

4.1 Общие положения

Правила расчета трубопроводов, приведенные в данном стандарте, применяют для условий изготовления, испытаний и эксплуатации, а также для предварительной подачи давления и растяжки в холодном состоянии, промывки и очистки.

Для каждого вида соединительных деталей в зависимости от применяемых материалов, геометрических характеристик, воздействующих нагрузок, видов отказов, применяют соответствующие правила расчета.

ПРИМЕЧАНИЕ Если настоящий стандарт не устанавливает правила расчета, то конструктору следует применять общепринятые правила расчета или экспериментальные методы для обоснования выбранных размеров и значения толщины стенок.

В настоящем стандарте применяют методы расчетов, в основу которых положены упругие свойства материалов, а также пластические свойства, если некоторые элементы трубопровода могут ими обладать.

Если для труб больших диаметров применяют методы изготовления и монтажа из области по изготовлению сосудов, работающих под давлением, то тогда применяют технический регламент «Требования к безопасности оборудования, работающего под давлением» (от 21 декабря 2009 года № 2157).

Кроме того, действуют требования согласно EN 13480 (части 1-5), если общая конструкция может в достаточной мере описываться с помощью теории изгиба балок.

Для временно проложенных трубопроводов, например, предназначенных для промывки, очистки и продувки основного трубопровода, необходимо использовать номинальное напряжение при расчетных условиях.

4.2 Нагрузки

4.2.1 Общие положения

В период эксплуатации трубопроводы подвергаются различным нагрузкам и их возможным сочетаниям:

- внутреннее и/или атмосферное давление;
- температура;
- масса трубопровода и транспортируемого вещества;
- климатические нагрузки;
- осадка грунта и зданий;
- вибрации;
- землетрясение.

ПРИМЕЧАНИЕ 1 Этот перечень не является исчерпывающим.

ПРИМЕЧАНИЕ 2 Пояснения к этим нагрузкам приведены в 4.2.3 и 4.2.4.

4.2.2 Комбинации нагрузок

Нагрузки и их возможные комбинации, приведенные в 4.2.5.1 – 4.2.5.4, должны учитываться при проектировании трубопроводов, опор и подвесок. Комбинации нагрузок, возникновение которых маловероятно, могут не учитываться, если принимаются во внимание результаты исследования, при которых изучены как вероятность их возникновения, так и возможность отсутствия герметичности трубопровода.

Если в трубопроводе возникает более одного сочетания нагрузок из давления и температуры, то должна применяться наибольшая из толщин стенок, рассчитанных для этих сочетаний.

4.2.3 Нагрузки, учитываемые при определении размеров

4.2.3.1 Рабочее давление

Рабочее давление, p_0, должно быть ниже максимально допустимого давления PS, заданного для данной трубопроводной системы.

4.2.3.2 Рабочая температура

Рабочая температура, t_0, должна быть ниже максимально допустимой температуры *TS*, заданной для данной трубопроводной системы.

4.2.3.3 Сочетание нагрузок «давление - температура»

Следует рассматривать взаимосвязанное сочетание нагрузок из давления p_0 и температуры t_0, которое учитывает максимальные нагрузки в трубопроводе, возникающие в течение длительного времени.

Максимальные нагрузки, возникающие периодически, должны рассчитываться по разделу 10 для трубопровода при аналогичных условиях.

Рассчитанное напряжение для подобного рода сочетания давления и/или температуры может превышать максимально допустимое напряжение на 10 %, если вызывающие эти сочетания условия длятся не дольше чем 10 % соответствующей 24-часовой рабочей фазы.

4.2.3.4 Расчетное давление

Расчетное давление p_c, должно определяться для состояния температура-давление (p_0, t_0), установленного в 4.2.3.3.

Расчетное давление p_c, не должно быть меньше чем соответствующее рабочее давление p_0. Условие температура-давление (p_0, t_0) для самой большой толщины стенки должно рассматриваться со следующими минимальными условиями:

1) $p_c = p_0 = PS$ с соответствующей t_c, определенной в 4.2.3.5;

2) t_c определенная в 4.2.3.5 для $t_0 = TS$ соответствующим $p_c = p_0$

ПРИМЕЧАНИЕ Расчет необходимо вести только при условии $p_0 = PS$ и $t_0 = TS$.

Если расчетная температура t_c находится в диапазоне, в котором для определения допускаемого напряжения важен временной фактор, то расчетное давление должно приниматься равным рабочему давлению (p_0), при рабочей температуре (t_0).

4.2.3.5 Расчетная температура

Расчетная температура t_c - это максимальная ожидаемая температура в центре толщины стенок трубопровода при расчетном давлении p_c и нормальных условиях эксплуатации, значение которой определяется, как описано ниже. При расчете диапазона температур следует исходить из того, что не происходит потери тепла вследствие воздействия ветра.

а) Расчетная температура соединительных деталей трубопровода без наружной изоляции и без внутренней облицовки определяется следующим образом:

1) при температуре транспортируемого вещества ниже 40 °С расчетная температура для соединительной детали равна температуре транспортируемого вещества;

2) если более низкая средняя температура стенок не определяется при испытании или расчете передачи тепла, то расчетная температура соединительных деталей без изоляции при температуре транспортируемого вещества 40 °С и выше, не может быть ниже 40 °С и не может превышать следующие значения:

i) 95 % температуры транспортируемого вещества для клапанов, труб, днищ, вваривaемых фитингов и других соединительных деталей с толщиной стенок, соизмеримой с толщиной стенок труб;

ii) 90 % температуры транспортируемого вещества для фланцев (за исключением фланцев с нахлесточным соединением), включая фланцы трубопровода, фитинги и клапаны;

iii) 85 % температуры транспортируемого вещества для фланцев с нахлесточным соединением;

iv) 80 % температуры транспортируемого вещества для резьбовых соединений.

b) Расчетная температура соединительных деталей трубопровода с наружной изоляцией равна температуре транспортируемого вещества, если расчеты, испытания или исследования, основывающиеся на измерениях, не подтверждают применение другого значения температуры. Если трубопровод обогревается или охлаждается посторонними источниками тепла или двойными обшивками, то это следует учитывать при установлении расчетных температур для соединительных деталей;

c) Расчетную температуру облицованных соединительных деталей трубопровода устанавливают на основании расчета теплопередачи или результатов испытаний воздействия температуры транспортируемого вещества на характеристики облицовки.

ПРИМЕЧАНИЕ Облицовка может использоваться также и для изоляции.

d) Значения рабочего давления p_0 и рабочей температуры t_0 могут превышать значения, применяемые в этом расчете, если рассчитываемая толщина стенки определяется из значений усталостной прочности (см. 4.2.5.2.1 и 12.3.3).

4.2.4 Другие учитываемые нагрузки

4.2.4.1 Масса трубопровода и транспортируемого вещества.

При проектировании следует учитывать обусловленные силой тяжести нагрузки, воздействующие на трубопровод. К ним относится масса:

- трубопровода, фитингов, клапанов и изоляции;
- транспортируемого вещества;

- испытательной жидкости.

4.2.4.2 Климатические нагрузки

При прокладке трубопровода на открытом воздухе следует учитывать климатические нагрузки. Максимальные нагрузки следует устанавливать с учетом фактических местных условий и их воздействий на трубопровод.

4.2.4.3 Динамические нагрузки от транспортируемого вещества

При расчете трубопровода следует исключить вызывающие повреждения динамические нагрузки от транспортируемого вещества. Если это не представляется возможным, то эти нагрузки следует учитывать. Если динамические нагрузки объясняются непосредственно процессом транспортирования или применением деталей и оборудования, поставленных заказчиком, то их количество указывается в технической документации при заказе.

Следует учитывать нагрузки на трубопровод от срабатывания предохранительных клапанов. Если предохранительные клапаны поставляются не производящим монтаж трубопровода предприятием, то заказчик должен устанавливать величины нагрузок и направление действия.

Анализ оценки воздействий динамических нагрузок от транспортируемых веществ приведен в Приложении А.

4.2.4.4 Осадка грунта и зданий

Если в течение срока службы трубопровода следует ожидать осадку грунта и зданий, то используемые при проектировании значения должны указываться в технической документации при заказе.

4.2.4.5 Вибрации

Трубопроводы следует проектировать и устанавливать на опоры таким образом, чтобы исключить чрезмерные и причиняющие повреждения нагрузки от вибраций, например, ударом, колебаниями давления, резонансами в деталях, работающих под давлением, и ветровыми нагрузками.

Если при эксплуатации могут возникать вибрации, то при выполнении прокладки трубопровода следует использовать упоры, амортизаторы, опоры, подвески, анкерные крепления, указанные в Разделе 13. Если этого недостаточно, то специальным анализом вибрации следует подтверждать, что трубопровод не перегружается.

ПРИМЕЧАНИЕ Подтверждение анализа вибрации в письменном виде не требуется.

4.2.4.6 Землетрясения

Если трубопровод должен выдерживать сейсмические нагрузки, то в технической документации должны быть приведены точные данные по особенностям учитываемых сейсмических нагрузок.

ПРИМЕЧАНИЕ Анализ оценки сейсмических нагрузок приведен в Приложении А.

4.2.5 Условия расчета

4.2.5.1 Нормальные условия эксплуатации

Нормальные условия эксплуатации – это установившиеся режимы работы при постоянной производительности и временные режимы, которые возникают при нормальных рабочих нагрузках. Условия полной нагрузки и частичной нагрузки, а также условия при пуске следует исследовать вместе со связанными с ними процессами ввода в эксплуатацию, управления и отключения.

Для расчета трубопровода при нормальных условиях эксплуатации следует учитывать:

- внутреннее и (или) атмосферное давление, включая статическое давление транспортируемого вещества, если имеет место;
- массу трубопровода, включая расположенные внутри монтажные детали и дополнительно присоединенные устройства;
- массу изоляции;
- массу транспортируемого вещества;
- тепловое расширение;
- условия опирания;
- поведение пружинных и неподвижных подвесок и опор;
- смещение и скручивание анкерных опор и присоединенных деталей оборудования;
- предварительная растяжка в холодном состоянии;
- осадка зданий.

4.2.5.2 Возникающие временные режимы работы

4.2.5.2.1 Общие нагрузки

Возникающие временные режимы работы – это случаи при нормальных условиях эксплуатации, например, последствия действия предохранительных клапанов, сброса нагрузки турбины, отказа насоса или открытия и закрытия запорных клапанов.

При возникновении временных режимов при расчете дополнительно к приведенным в 4.2.5.1 нагрузкам следует учитывать нижеследующие нагрузки:

- срабатывание предохранительных клапанов;
- динамические ударные нагрузки (например, удар пара, гидравлический удар);
- реакции сливания;
- температуры, отличающиеся от нормальных условий эксплуатации;
- воздействие амортизаторов;
- воздействие пружинных и неподвижных опор;
-возможные обычные климатические воздействия, например соответствующие фактическим местным условиям, снеговые и ветровые нагрузки;
- сейсмические нагрузки.

4.2.5.2.2 Нагрузки при очистке

При расчете трубопровода для условий очистки учитывают статические, динамические и кинематические предельные значения.

Следует учитывать:

- внутреннее давление;
- массу трубопровода, включая вмонтированные детали, а также дополнительно присоединенные устройства;
- массу изоляции;
- массу чистящей жидкости;
- тепловое расширение при температуре чистки;
- условия опирания (включая временное опирание);
- заблокированные и деблокированные пружинные и неподвижные опоры; смещение и скручивание анкерных креплений опор и присоединенных деталей; деформирование в холодном состоянии.

4.2.5.2.3 Нагрузки при промывке

При расчете трубопровода для условий промывки следует учитывать все статические и динамические предельные значения.

Следует учитывать:

- измененную геометрию трубопровода;
- массу трубопровода, включая вмонтированные детали, а также дополнительно присоединяемые устройства;
- давление промывки;
- условия опирания (включая временное опирание);
- заблокированные и деблокированные пружинные и неподвижные опоры;
- смещение и скручивание анкерных креплений, опор и присоединенных деталей;
- предварительную растяжку;
- усилия на выходе.

4.2.5.3 Чрезвычайные условия эксплуатации

Чрезвычайными условиями эксплуатации считаются редко возникающие случаи нагрузок:

- возможные чрезвычайные климатические воздействия, например, несоответствующие местным условиям необычно высокие снеговые и ветровые нагрузки;
- сейсмические нагрузки (безопасные землетрясения).

4.2.5.4 Условия испытаний

При расчете трубопровода для условий испытаний следует учитывать все статические, динамические и кинематические предельные значения.

Следует учитывать все нижеследующие нагрузки:

- внутреннее давление (испытательное давление и напор);
- массу трубопровода, включая вмонтированные детали, а также дополнительно присоединенные устройства;

- массу (полной или частичной) изоляции;
- массу испытательной жидкости;
- тепловое расширение;
- условия опирания (включая временное опирание);
- заблокированные и деблокированные пружинные и неподвижные опоры; смещение и кручение анкерных креплений, опор и присоединительных деталей оборудования;
- предварительную растяжку.

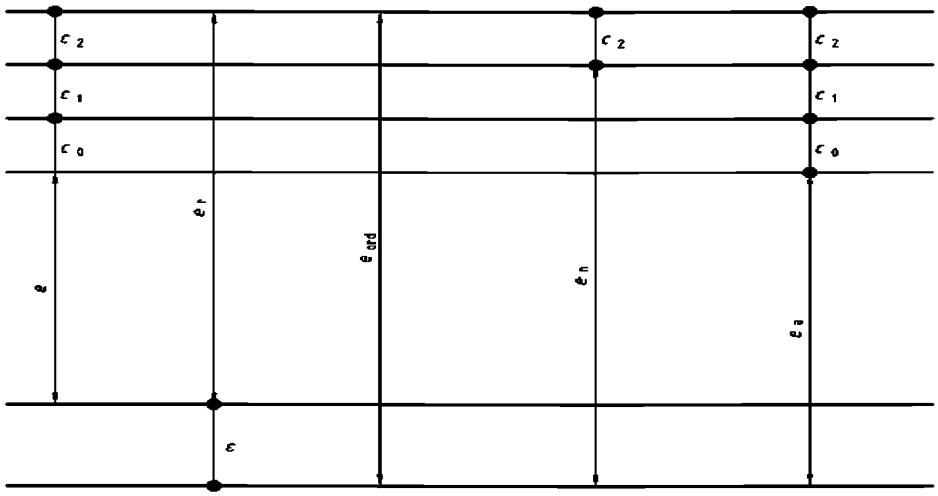
4.3 Толщина стенок

Минимальную толщину стенок следует определять для труб и фитингов с учетом способа изготовления.

Коррозия может возникать внутри или снаружи труб (термин «коррозия» охватывает также эрозию).

В каждом случае заказчик должен указывать значение припуска на коррозию и эрозию c_0 (который, если коррозия отсутствует, может быть нулевым) или это значение следует устанавливать по согласованию между договаривающимися сторонами с учетом вида, температуры, скорости потока и т. п. контактирующих со стенками транспортируемых веществ.

Все толщины стенок, припуск на коррозию и эрозию c_0, допуск c_i и уменьшение толщины стенок c_2 приведены на Рисунке 4.3-1.



где, e - установленная с помощью расчета по настоящему стандарту необходимая минимальная толщина стенок без припусков и допусков, которая выдерживает давление;

c_0 - припуск на коррозию и эрозию;

c_1 - абсолютное значение минусового допуска, которое взято из соответствующих стандартов на материалы или указано изготовителем труб;

c_2 - допуск на возможное уменьшение толщины стенок при изготовлении (например, по причине гибки, нарезания резьбы, вытачивания пазов и т. п.);

e_r - необходимая минимальная толщина стенок, включая припуски и допуски;

ε - припуск толщины стенок на основании заданной толщины e_{ord};

e_{ord} - заданная толщина стенок (причем c_2 нередко равна 0, например, у прямых труб);

e_n - номинальная толщина стенок (по чертежам);

e_a - установленная толщина стенок соединительной детали для испытания на прочность.

Рисунок 4.3-1 - Толщина стенок (для прямых труб и изгибов труб)

Установленная толщина стенок e_a – минимальная толщина стенок за вычетом припуска на коррозию и эрозию вычисляется следующим образом:

$$e_a = e + \varepsilon \tag{4.3-1}$$

или

$$e_a = e_{ord} - c_0 - c_1 - c_2 \tag{4.3-2}$$

Минимальное значение заданной толщины стенок e_{ord} соединительной детали (труба или фитинг) вычисляется следующим образом:

если значение допуска c_1 выражается единицами длины:

$$e_{ord} \geq e + c_0 + c_1 + c_2 \tag{4.3-3}$$

если значение допуска c_1 выражается в виде процентной доли x заданной толщины стенок e_{ord}:

$$e_{ord} \geq (e + c_0 + c_2)100/(100 - x) \qquad (4.3\text{-}4)$$

4.4 Допуски

В расчетах должны использоваться номинальные размеры и учитываться допуски на толщины стенок.

4.5 Коэффициент прочности сварного шва

При расчете толщины стенок соединительных деталей, которые имеют один или несколько стыковых швов, расположенных не по длине окружности, следует использовать коэффициент прочности сварного шва z, который не должен превышать следующие значения:

- для соединительных деталей, подвергшихся разрушающим или неразрушающим методам контроля и не имеющих существенных дефектов: 1;
- для соединительных деталей, из которых выборочные образцы подвергаются разрушающему контролю: 0.85;
- для соединительных деталей, подвергаемых только визуальному контролю: 0.7.

Для расчета прочности соединительных деталей со стыковыми швами при чрезвычайных условиях эксплуатации или в условиях испытаний коэффициент прочности сварного шва не учитывается.

ПРИМЕЧАНИЕ Согласно EN 13480-5:2002 (таблица 8.3).

4.6 Определение размеров нагруженных давлением соединительных деталей трубопровода

В Разделах 6-11 дается описание «Правил проектирования» соединительных деталей трубопровода для статических и динамических нагрузок. Требования Разделов 6 - 9 и 11 применяются преимущественно для статической нагрузки. Считается, что при 1000 циклах нагрузки давлением по всему спектру колебаний не наступает усталостных повреждений рассматриваемой соединительной детали трубопровода. Если используются высокопрочные материалы с f более 250 N/мм^2, то переменную нагрузку следует подвергать точному анализу по Разделу 10.

У соединительных деталей с переменной нагрузкой (см. Раздел 10) геометрию рассматриваемой соединительной детали следует выбирать таким образом, чтобы избегались формы, при которых возникают высокие концентрации напряжений. Если должно учитываться большее число циклов нагрузки давлением, то применяется описанный в 10.3 метод расчета. Если имеет место сочетание из значительных перепадов температуры по всей толщине стенок и колебаний давления, то применяется описанный в 10.4 метод расчета. При расчете соединительных деталей, у которых возникают

значительные моменты в сечении вследствие присоединения к трубе, анализ усталости проводят по 12.4.

Прочность соединительных деталей с сопоставлением температуры/давления, например фланцев и соединительных деталей, толщина стенок которых соответствует стандартным трубам, например фитингов, не вычисляется.

5 Допускаемые напряжения

5.1 Общие положения

Величина допускаемого напряжения – это меньшая из величин для установленной в 5.2, независящей от времени области, и для установленной в 5.3, зависящей от времени области, и должна определяться для расчетного и испытательного режима.

Величины допускаемого напряжения определяются из свойств материала, которые установлены в EN 13480-2 и технических условиях на материалы. Установленные минимальные значения могут использоваться при проектировании, если установлено, что процесс изготовления и (или) термообработки не приводит к более низким значениям. В таких случаях используемые значения прочности следует устанавливать по согласованию между договаривающимися сторонами.

Для сталей, которые применяются при низких температурах (т. е. ниже минус 10 °С), допускаемое напряжение должно определяться при температуре окружающей среды со значениями по EN 13480-2 для ударной вязкости при расчетной температуре.

ПРИМЕЧАНИЕ 1 Для промежуточных значений температуры допускается линейная интерполяция.

ПРИМЕЧАНИЕ 2 Для неаустенитных сталей может использоваться, принятое при температуре окружающей среды значение для температур до 50 °С включительно.

ПРИМЕЧАНИЕ 3 Данные для трубопроводов, эксплуатируемых временно, приведены в 4.1.

Дополнительные требования к крепежным соединениям приведены в 6.6.

5.2 Допускаемое напряжение, не зависящее от времени

5.2.1 Неаустенитные стали

5.2.1.1 Условия расчета

Величину допускаемого напряжения следует вычислять по формуле:

$$f = \min\left\{\frac{R_{ent}}{1,5} \text{ или } \frac{R_{p0,2t}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4}\right\} \qquad (5.2.1\text{-}1)$$

5.2.1.2 Условия испытания

Величина допускаемого напряжения f_{test} в условиях испытания давлением по EN 13480-5 не должна превышать 95 % R_{eH} при установленной испытательной температуре.

5.2.2 Аустенитные стали

5.2.2.1 Условия расчета

Величина допускаемого напряжения должна удовлетворять формулам:

- для A ≥ 35 %

$$f = \frac{R_{p1,0t}}{1,5} \qquad (5.2.2\text{-}1)$$

или $f = \min\left(\frac{R_{mt}}{3}; \frac{R_{p1,0t}}{1,2}\right)$ если имеет место R_{mt}

- для 35 % > A ≥ 30 %

$$f = \min\left(\frac{R_{p1,0t}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4}\right) \qquad (5.2.2\text{-}2)$$

- для A < 30 %, см. 5.2.1.1.

5.2.2.2 Условия испытаний

Для A ≥ 25 % величина напряжения в условиях испытания давлением по EN 13480-5 не должна превышать большую из следующих двух величин:

- 95% $R_{p0,1}$ при установленной температуре испытания;
- 45% R_m при установленной температуре испытания.

Для A < 25 %, см. 5.2.1.2.

5.2.3 Никелевые и/или хромовые легированные стали

Номинальное расчетное напряжение, не зависимое от времени, для никелевых и/или хромовых легированных сталей зависит от установленного минимального удлинения при разрыве при комнатной температуре.

5.2.4 Стальные отливки

5.2.4.1 Расчетные условия

Расчетное напряжение должно соответствовать следующему:

$$f = \min\left\{\frac{R_{ent}}{1,9} \text{ или } \frac{R_{p0,2t}}{1,9}; \frac{R_m}{3,0}\right\} \qquad (5.2.4\text{-}1)$$

5.2.4.2 Условия испытаний

Величина напряжения в условиях испытания давлением по EN 13480-5 не должна превышать частное от деления принятой при установленной испытательной температуре для R_{eH} или $R_{p0,2}$ величины на коэффициент прочности 1,4.

5.2.5 Дополнительные требования к сталям без специального контроля качества

5.2.5.1 Общие положения

Стали без специального контроля качества – это стали с протоколом испытания по EN 10201 (пункт 2.2) или другим и могут использоваться, если этот протокол указан в технических условиях как допустимый.

5.2.5.2 Расчетные условия

Приведенная в 5.2.1.1 величина допустимого напряжения должна делиться на дополнительный коэффициент запаса прочности, как минимум, 1.2.

Если для нелегированных или низколегированных сталей в стандартах на материалы установлены значения для предела текучести при повышенных температурах, то может использоваться следующая формула:

$$R_{p0,2} = R_m \frac{720 - t}{1400} \qquad (5.2.5\text{-}1)$$

где для t принимается значение между 20 °C и 150 °C.

5.2.5.3 Условия испытаний

Изготовитель должен обеспечить, чтобы величина допускаемого напряжения в условиях испытания давлением по EN 13480-5 не превышала величины, принятой при установленной температуре испытания для 95 % R_{eH}.

5.3 Допускаемое напряжение, зависящее от времени

5.3.1 Общие положения

Значения длительной прочности основного материала следует уменьшить на 20 % для проходящих не по длине окружности стыковых швов в сварных трубах и оригиналах, если для этих труб и фитингов не установлены подтвержденные значения длительной прочности. Это уменьшение не применяется для определения размеров.

ПРИМЕЧАНИЕ Если толщина стенок зависит от длительной прочности, то должны проводиться дополнительные испытания на длительную прочность (например, на основании экстраполяции по формуле Ларсона-Миллера) присадочных материалов и готовых сварных швов.

5.3.2 Стали

5.3.2.1 Условия расчета

Допускаемое напряжение в области длительной прочности f_{cr} для расчета статической нагрузки следует вычислять по формуле

$$f_{cr} = \frac{S_{RTt}}{Sf_{cr}} \qquad (5.3.2\text{-}1)$$

где, Sf_{cr} - коэффициент запаса прочности, зависящий от срока службы, по таблице 5.3.2-1.

Таблица 5.3.2-1 – Коэффициенты запаса прочности в качестве функций средней длительной прочности в зависимости от срока службы

Время T, ч	Коэффициент запаса прочности, Sf_{cr}
200 000	1,25
150 000	1,35
100 000	1,5

Если предусмотренный срок службы не установлен, то для средней длительной прочности следует использовать значение, принятое для 200 000 ч.

В случаях, когда в стандартах на материалы не установлены значения длительной прочности, следует использовать значения длительной прочности, принятые для 150 000 ч или 100 000 ч.

В случаях, когда срок службы установлен меньше 100 000 ч, следует действовать по одному из следующих методов:

a) если не существует системы контроля срока службы, то следует применять коэффициент запаса прочности Sf_{cr} = 1,5 на среднюю длительную прочность при соответствующем сроке службы, как минимум, 10 000 ч;

b) если система контроля срока службы существует, то может применяться коэффициент запаса прочности Sf_{cr} = 1,25 с учетом средней длительной прочности при соответствующем сроке службы, как минимум, 10 000 ч.

Ни в коем случае не должен превышаться 1 % предел текучести (среднее значение).

5.3.2.2 Условия испытания

Расчетная величина напряжения в условиях испытания давлением по EN 13480-5 не должна превышать соответствующей величины 95 % R_{eH} или 95 % $R_{p1,0}$ или 95 % $R_{p0,2}$ при установленной температуре испытания.

5.3.3 Никелевые, хромоникелевые и хромистые стали

Если в технических условиях не установлено иное, то применяются требования 5.3.2.

6. Расчет соединительных деталей трубопровода под внутренним давлением

6.1 Прямые трубы

Необходимая минимальная толщина стенок e для прямых труб без припусков и допусков рассчитывается следующим образом:

- где $D_o/D_i \leq 1,7$:

$$e = \frac{p_c D_o}{2fz + p_c} \quad (6.1\text{-}1)$$

или

$$e = \frac{p_c D_i}{2fz - p_c} \quad (6.1\text{-}2)$$

где, $D_o/D_i > 1{,}7$:

$$e = \frac{D_o}{2}\left(1 - \sqrt{\frac{fz - p_c}{fz + p_c}}\right) \quad (6.1\text{-}3)$$

или

$$e = \frac{D_i}{2}\left(\sqrt{\frac{fz + p_c}{fz - p_c}} - 1\right) \quad (6.1\text{-}4)$$

ПРИМЕЧАНИЕ Это уравнение Лейма (Lame).

6.2 Изгибы и отводы труб

6.2.1 Общие положения

Для расчета толщины стенок отводов труб применяют два метода (см. 6.2.3.1 и Приложение В); для расчета толщины стенок изгибов труб существует три метода (см. 6.2.3.1, 6.2.3.2 и Приложение В). Выбранный метод должен применяться в целом.

Приведенные в 6.2.3 формулы применяются только для изгибов труб, овальность которых находится в пределах допусков, установленных EN 13480-4.

ПРИМЕЧАНИЕ Приведенные правила расчета учитывают требования [1] и [2], что у изгибов и отводов труб под внутренним давлением на внутренней стороне закругления возникают более высокие (а на наружной стороне более низкие) напряжения, чем у прямых труб с равной толщиной стенок.

6.2.2 Условные обозначения

В 6.2 дополнительно к условным обозначениям в Таблице 3.2-1 применяются условные обозначения, приведенные в Таблице 6.2.2-1.

Таблица 6.2.2-1 - Условные обозначения, применяемые в 6.2

Условное обозначение	Пояснение	Единица измерения
e_{int}	Необходимая минимальная требуемая толщина без допусков и припусков изгиба трубы на внутренней стороне закругления	мм
e_{ext}	Необходимая минимальная толщина без допусков и припусков изгиба трубы на наружной стороне закругления	мм
R	Радиус изгиба трубы и отвода трубы	мм
r	Средний радиус трубы	мм

6.2.3 Требуемая толщина стенок

6.2.3.1 Стандартный метод

Необходимая минимальная толщина стенок без допусков и припусков должна рассчитываться по формуле:

- на внутренней стороне закругления

$$e_{\text{int}} = e\frac{(R/D_o)-0,25}{(\text{R}/\text{D}_o)-0,5} \qquad (6.2.3\text{-}1)$$

- на наружной стороне закругления

$$e_{\text{ext}} = e\frac{(R/D_o)+0,25}{(\text{R}/\text{D}_o)+0,5} \qquad (6.2.3\text{-}2)$$

где, e - значение, рассчитанное в соответствии с 6.1 для прямой трубы.

6.2.3.2 Альтернативный путь

У труб, которые изогнуты методом деформирования, толщина стенок должна выбираться таким образом, чтобы после деформации доказуемо были выполнены следующие требования:

a) минимальная толщина стенок в каждой точке изгиба трубы (включая наружную сторону отводов) не должна превышать значения для соответствующей прямой трубы;

b) если допускаемое напряжение зависит от срока службы и радиус закругления меньше шестикратного наружного диаметра трубы, то толщина стенок на внутренней стороне закругления не должна превышать значения, рассчитанного по формуле:

$$e_{\text{int}} = e\frac{2R-r}{2\text{R}-2\text{r}} \qquad (6.2.3\text{-}3)$$

где,

$$r = \frac{D_o - e}{2} \qquad (6.2.3\text{-}4)$$

c) если допускаемое напряжение зависит от срока службы и радиус закругления меньше трехкратного наружного диаметра трубы, то толщина стенок на внутренней стороне закругления не должна превышать значения, рассчитанного по формуле:

$$e_{\text{int}} = \max\left(e; \frac{e}{1,25}\frac{2R-r}{2R-2r}\right) \qquad (6.2.3\text{-}5)$$

где, r - значение, рассчитанное в соответствии с уравнением (6.2.3-4).

ПРИМЕЧАНИЕ При определении толщины стенок перед деформацией должны учитываться как метод деформирования, так и опыт в этой области. В Таблице 6.2.3-1 приведены ориентировочные значения для толщины стенок труб, при которых выполняется требование 6.2.3.2.

Таблица 6.2.3-1 - Минимальная толщина стенок перед деформацией

Радиус закругления	Стандартный метод по 6.2.3.1	Альтернативный метод по 6.2.3.2
10 D_o	1,02 e	1,04 e
8 D_o	1,03 e	1,05 e
6 D_o	1,04 e	1,06 e
5 D_o	1,04 e	1,08 e
4 D_o	1,05 e	1,10 e
3 D_o	1,06 e	1,13 e
2,5 D_o	1,07 e	1,16 e
2 D_o	1,10 e	1,20 e
1,5 D_o	1,15 e	1,25 e

6.2.3.3 Более точные методы

Более точные методы для расчета толщины стенок изгибов и отводов труб приведены в Приложении В.

6.3 Секторные отводы

6.3.1 Общие положения

Следующие правила для расчета секторных отводов (см. Рисунок 6.3.2-1) применяют только в том случае, если выполнены следующие условия:

a) допускаемое напряжение, не зависящее от срока службы

- расчетное давление p_c должно быть меньше или равно 20 бар (2,0 МПа);

b) допускаемое напряжение, зависящее от срока службы

- перемещения трубопровода должны быть полностью погашены компенсаторами;
- внутреннее давление должно быть ограничено 4 бар (0,4 МПа);
- число циклов нагружения давлением по полной ширине спектра колебаний ограничено 100 циклами;
- должна учитываться переменная нагрузка при высоких температурах.

Секторные отводы с центральным углом более 22,5° (см. угол a на рисунке 6.3.2-1) не должны использоваться при переменной нагрузке более 7000 циклов.

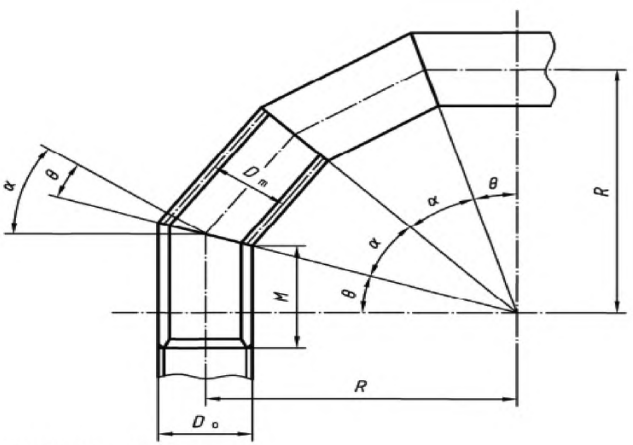
ПРИМЕЧАНИЕ Секторные отводы с центральным углом до 3° на сечении сектора могут рассчитываться по методу, приведенному в 6.1.

6.3.2 Условные обозначения

В 6.3 дополнительно к условным обозначениям в Таблице 3.2-1 применяют условные обозначения, приведенные в Таблице 6.3.2-1.

Таблица 6.3.2-1 – Условные обозначения, применяемые в 6.3

Условное обозначение	Пояснение	Единица измерения
R	Эффективный радиус секторного отвода (см. Рисунок 6.3.2-1)	мм
l_a	Эмпирическое значение в зависимости от толщины стенок e_a (см. Таблицу 6.3.3-1)	-
θ	Угол (см. Рисунок. 6.3.2-1)	°
α	Центральный угол (см. Рисунок 6.3.2-1)	°



ПРИМЕЧАНИЕ $\alpha = 2\ \theta$

Рисунок 6.3.2-1 – Схематическое изображение секторного отвода

6.3.3 Эффективный радиус секторного отвода

Значение R не должно быть ниже следующего:

$$R = \frac{l_a}{\tan\theta} + \frac{D_0}{2} \qquad (6.3.3\text{-}1)$$

где, l_a приведена в Таблице 6.3.3-1.

Таблица 6.3.3-1 – Эмпирические значения l_a для e_a

e_a, мм	l_a, мм
$e_a \leq 13$	25
$13 < e_a < 22$	$2\ e_a$
$e_a \geq 22$	$2/3\ e_a + 30$

6.3.4 Секторные отводы с более чем одним косым срезом

Максимально допустимое внутреннее давление p_a у секторных отводов с более чем одним косым срезом (см. Рисунок 6.3.2-1) - это меньшее из рассчитанных по формулам (6.3.4-1) и (6.3.4-2) значений, причем значение действительно только для отводов с углом θ менее или равно 22,5°.

$$p_a = \frac{2fze_a}{D_m}\left(\frac{e_a}{e_a + 0,643\tan\Theta\sqrt{0,5D_m e_a}}\right) \qquad (6.3.4\text{-}1)$$

$$p_a = \frac{2fze_a}{D_m}\left(\frac{R - 0,5D_m}{R - 0,25D_m}\right) \qquad (6.3.4\text{-}2)$$

6.3.5 Секторные отводы с одним косым срезом

Секторные отводы с одним косым срезом - это секторный отвод с только одним косым срезом. Максимально допустимое внутреннее давление p_a у секторных отводов с одним косым срезом под углом Θ до 22,5° должно рассчитываться по 6.3.4.

Максимально допустимое внутреннее давление p_a у секторных отводов с одним косым срезом под углом Θ более 22,5° должно рассчитываться по формуле

$$p_a = \frac{2fze_a}{D_m}\left(\frac{e_a}{e_a + 1,25\tan\Theta\sqrt{0,5D_m e_a}}\right) \qquad (6.3.5\text{-}1)$$

6.3.6 Примыкающие к секторным отводам сектора труб с прямым срезом

Толщина стенок должна быть постоянной на длине, начиная от косого среза, на внутренней стороне отвода, равной, как минимум, значению M (см. Рисунок 6.3.2-1), рассчитываемому следующим образом:

$$M = \max\left\{2,5\sqrt{0,5D_m e_a};\left(R - \frac{D_m}{2}\right)\tan\Theta\right\} \qquad (6.3.6\text{-}1)$$

6.4 Переходы

6.4.1 Условия распространения

Требования 6.4.4–6.4.8 приведены для прямых круглых конусов и пересечений конус/цилиндр, где конус и цилиндр расположены на одной и той же оси вращения. Требования к конусам с косым сечение приведены в 6.4.9.

Требования не распространяются на:

- конусы, у которых половина угла в вершине конуса больше 75°;
- конусам, у которых;

$$\frac{e_a \cos\alpha}{D_c} \le 0,001 \qquad (6.4.1\text{-}1)$$

- короткие конусы, которые соединяют оболочку с кожухом.

Предельные значения для минимального расстояния до других деталей приведены в отдельных разделах.

6.4.2 Дополнительные термины и определения

6.4.2.1 Соединительное звено между цилиндром и конусом

Соединение отрезков цилиндра и конуса со средней толщиной стенок, которое при необходимости увеличивается (см. Рисунки 6.4.2-1 и 6.4.2-2, примеры для концов с большим диаметром).

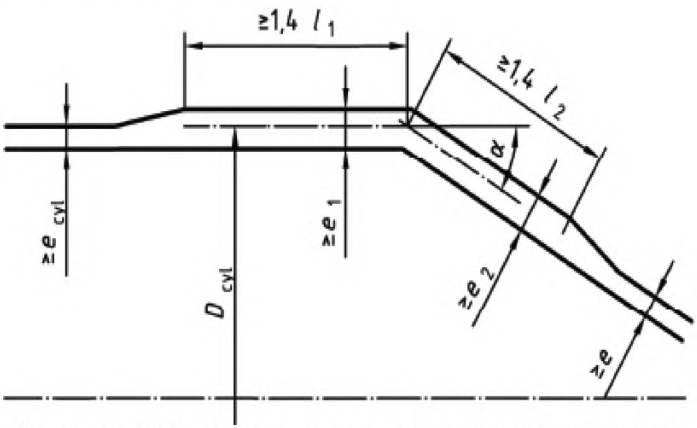


Рисунок 6.4.2-1 – Геометрическая форма места соединения конус/цилиндр без буртика - конец с увеличенным диаметром

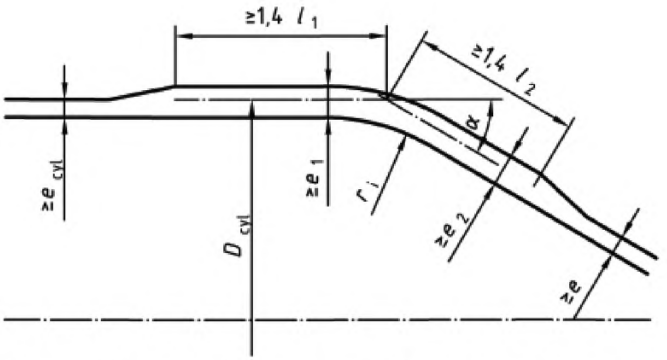


Рисунок 6.4.2-2 – Геометрическая форма места соединения конус/цилиндр с буртиком - конец с увеличенным диаметром

6.4.3 Специальные условные обозначения и сокращения

В 6.4 дополнительно к условным обозначениям по Таблице 3.2.1 применяют условные обозначения, приведенные в Таблице 6.4.3-1.

Таблица 6.4.3-1 – Условные обозначения для 6.4

D_c	Средний диаметр цилиндра в месте соединения с конусом
D_e	Наружный диаметр конуса
D_i	Внутренний диаметр конуса
D_k	Диаметр, вычисленный по формуле (6.4.4-7)
D_m	Средний диаметр конуса
e_{con}	Требуемая толщина стенки конуса, определяемая по 6.4.4
e_{cyl}	Требуемая толщина стенки цилиндра, определяемая по 6.1
e_j	Требуемая или установленная толщина стенки в соединении на конце конуса с большим диаметром
e_1	Требуемая толщина стенки цилиндра в соединении
e_{1a}	Установленная толщина стенки усиления в цилиндре
e_2	Требуемая толщина стенки конуса и буртика в соединении
e_{2a}	Установленная толщина стенки усиления в конусе
f	Расчетное напряжение. Для проектирования соединений по 6.4.6 - 6.4.9 - это наименьшее из значений, установленных для отдельных соединительных деталей
l_1	Длина цилиндра
l_2	Длина конуса на конце с большим или меньшим диаметром
r_i	В радиусе сустава
α	Половина угла при вершине конуса (степень)
β	Коэффициент, установленный в 6.4.6

β_H	Коэффициент, установленный в 6.4.8
γ	Коэффициент, установленный в 6.4.7
ρ	Коэффициент, установленный в 6.4.7
τ	Коэффициент, установленный в 6.4.8

6.4.4 Стенки конуса

Требуемая толщина стенки в любой точке конуса должна рассчитываться по одной из двух следующих формул:

$$e_{con} = \frac{p_c D_i}{2fz - P} \frac{1}{\cos\alpha} \qquad (6.4.4\text{-}1)$$

или

$$e_{con} = \frac{p_c D_e}{2fz + P} \frac{1}{\cos\alpha} \qquad (6.4.4\text{-}2)$$

где, D_i и D_e - рассматриваемые точки.

При данной геометрической форме принимается:

$$PS = \frac{2fze_{con}\cos\alpha}{D_m} \qquad (6.4.4\text{-}3)$$

где, D_m – рассматриваемая точка.

Для конца соединенного с цилиндром конуса с увеличенным диаметром могут выполняться следующие замены:

$$D_i = D_k \qquad (6.4.4\text{-}4)$$

$$D_e = D_k + 2e_2\cos\alpha \qquad (6.4.4\text{-}5)$$

$$D_m = (D_i + D_e)/2 \qquad (6.4.4\text{-}6)$$

где,

$$D_K = D_c - e_1 - 2r(1-\cos\alpha) - l_2\sin\alpha \qquad (6.4.4\text{-}7)$$

ПРИМЕЧАНИЕ 1 Приведенная в данном пункте толщина - это минимальное значение. При необходимости для усиления в местах соединения с другими соединительными деталями или на опорах, или же для восприятия других нагрузок, кроме нагрузки давлением, толщина должна увеличиваться.

ПРИМЕЧАНИЕ 2 Так как рассчитанная по вышеуказанным формулам толщина стенки - это минимальная толщина стенки, допустимая для рассматриваемой точки конуса, то допускается изготавливать конус в виде листов различной толщины, если в любой точке достигается минимальная толщина.

6.4.5 Места соединения - Общие положения

Требования 6.4.6-6.4.8 распространяются, если расстояние от соединения до соседнего соединения, как например, другого места соединения конус/цилиндр или фланца, составляет на цилиндре, как минимум, $2l_1$, а на конусе $2l_2$:

$$l_1 = \sqrt{D_e e_1} \qquad (6.4.5\text{-}1)$$

$$l_2 = \sqrt{\frac{D_e e_2}{\cos\alpha}} \qquad (6.4.5\text{-}2)$$

6.4.6 Места соединения между цилиндром без буртика и конусом на конце конуса с увеличенным диаметром

6.4.6.1 Условия распространения

Требования 6.4.6.2 и 6.4.6.3 распространяются, если выполнены следующие условия:

1) Соединение должно быть выполнено стыковым швом, внутренние и наружные поверхности которого плавно переходят в прилегающий конус или цилиндр без уменьшения толщины стенки в отдельных местах.

2) Сварной шов в соединении должен подвергаться 100 % неразрушающему контролю с применением радиографического или ультразвукового метода, если толщина стенки сварного шва не превышает 1,4 e_j; в этом случае следует применять обычные правила для соответствующей категории исполнения.

6.4.6.2 Расчет

Требуемая толщина e_1 цилиндра равна большему из значений для e_{cyl} или e_j, при этом e_j следует рассчитывать следующим образом:

$$\beta = \frac{1}{3}\sqrt{\frac{D_e}{e_j}} \cdot \frac{\tan\alpha}{1+1/\sqrt{\cos\alpha}} - 0{,}15 \qquad (6.4.6\text{-}1)$$

$$e_j = \frac{p_c D_c \beta}{2f} \qquad (6.4.6\text{-}2)$$

Результат считается приемлемым, если рассчитанное по формуле (6.4.6-2) значение не меньше значения, применяемого в формуле (6.4.6-1). β может считываться также с граф на рисунке 6.4.6-1.

Эта толщина стенки должна выдерживаться на цилиндре на расстоянии не менее 1,4 l_1 от места соединения.

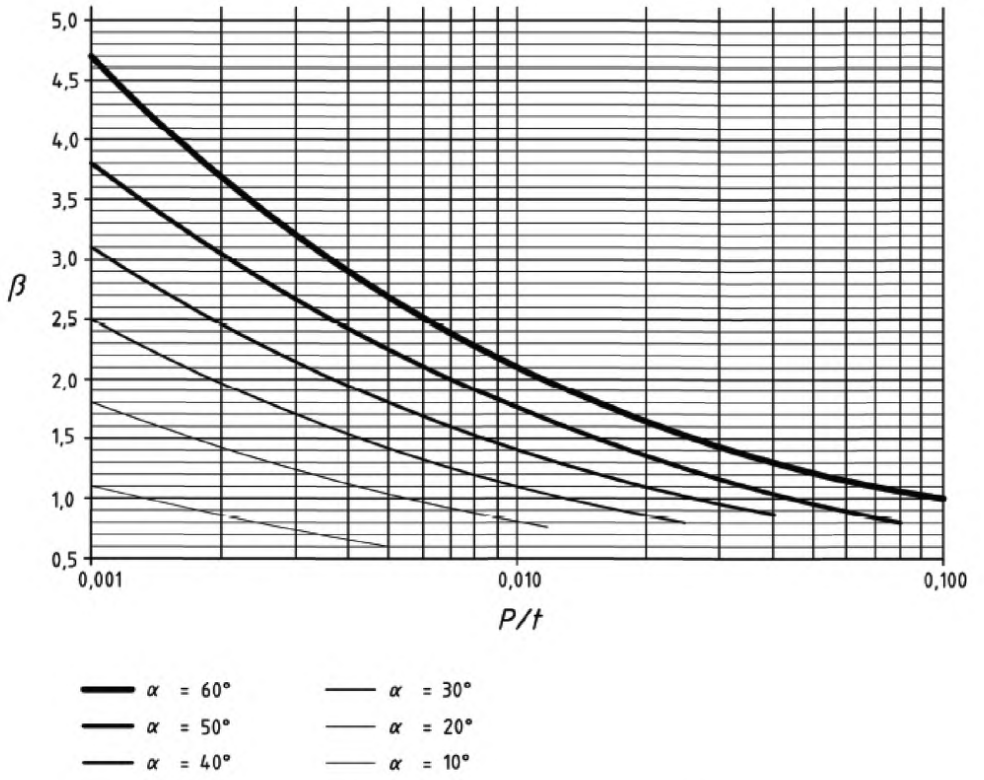


Рисунок 6.4.6-1 – Значения коэффициента β для места соединения конуса и цилиндра без буртика

Требуемая толщина стенки e_2 конуса в месте соединения равна большему из значений для e_{con} и e_j. Эта толщина стенки должна выдерживаться на конусе на расстоянии не менее 1,4 l_2 от места соединения (см. Рисунок 6.4.6-1).

Допускается перераспределять усиление следующим образом, если в дальнейшем выполняются требования к минимальной толщине стенки 6.1 и 6.4.3.

Толщина стенки цилиндра может увеличиваться вблизи места соединения и далее может уменьшаться, если площадь поперечного сечения металла цилиндра на расстоянии 1,4 l_1 от места соединения составляет не менее 1,4 $e_1 l_1$. Дополнительно толщина стенки конуса может увеличиваться вблизи места соединения и далее может уменьшаться, если площадь поперечного сечения металла конуса на расстоянии 1,4 l_2 от места соединения составляет не менее 1,4 $e_2 l_2$.

6.4.6.3 Расчетные данные

Максимально допустимое давление при данной геометрии рассчитывается следующим образом:

a) для цилиндра следует применять формулу:

$$PS = \frac{2fze_a}{D_c} \qquad (6.4.6\text{-}3)$$

b) для конусов следует применять формулу (6.4.4-3);

c) толщину усиленной стенки цилиндра e_{1a} следует определять в месте соединения;

d) толщину усиленной стенки конуса e_{2a} следует определять в месте соединения;

e) формулу (6.4.4-3) следует применять с толщиной e_{2a} и диаметром D_m;

f) e_j следует устанавливать как меньшее из двух значений e_{1a} и e_{2a};

g) β следует рассчитывать по формуле (6.4.6-1), в результате чего получается:

$$P_{\max} = \frac{2fe_j}{\beta D_c} \qquad (6.4.6\text{-}4)$$

h) максимально допустимое давление - это наименьшее из давлений, определенных по a), b), e) и g).

ПРИМЕЧАНИЕ Для определения толщины усиленной стенки в c) и d) может применяться следующий метод:

1) предполагая значение для e_{1a}, (в качестве начального значения должна выбираться толщина в месте соединения);

2) следует рассчитывать по:

$$l_1 = 1,4\sqrt{D_c e_{1a}} \qquad (6.4.6\text{-}5)$$

3) если толщина в пределах расстояния l_1 постоянна, то e_{1a} считается подтвержденной;

4) если нет, то следует рассчитывать площадь металла A_1 в пределах расстояния l_1 от места соединения;

5) лучшее оценочное значение получается из:

$$e_{1a} = A_1 / l_1 \qquad (6.4.6\text{-}6)$$

Результат считается приемлемым, если он не больше чем e_{1a}, как предполагается в 1);

6) Если результат неприемлем, то следует возвращаться к 1);

7) Для определения e_{2a} следует применять аналогичный метод:

$$l_2 = 1,4\sqrt{\frac{D_c e_{2a}}{\cos\alpha}} \qquad (6.4.6\text{-}7)$$

6.4.7 Места соединения между цилиндром с буртиком и конусом на конце конуса с увеличенным диаметром

6.4.7.1 Условия применения

Условием применения является выполнение следующего:

буртик - кольцеобразный и имеет плавные переходы к прилегающему конусу и цилиндру;

внутренний радиус закругления буртика $r_i < 0,3D_C$.

ПРИМЕЧАНИЕ Настоящий пункт не устанавливает минимальное значение для радиуса закругления буртика.

6.4.7.2 Расчет

Значение e_j следует определять по следующему методу:

Предполагая значение для e_j следует рассчитывать:

$$\beta = \frac{1}{3}\sqrt{\frac{D_c}{e_j}} \cdot \frac{\tan\alpha}{1+1/\sqrt{\cos\alpha}} - 0,15 \qquad (6.4.7\text{-}1)$$

$$\rho = \frac{0,028 r_i}{\sqrt{D_c e_j}} \frac{\alpha}{1+1/\sqrt{\cos\alpha}} \qquad (6.4.7\text{-}2)$$

$$\gamma = 1 + \frac{\rho}{1,2\left(1+\frac{0,2}{\rho}\right)} \qquad (6.4.7\text{-}3)$$

$$e_j = \frac{p_c D_c \beta}{2 f \gamma} \qquad (6.4.7\text{-}4)$$

Результат считается приемлемым, если полученное по формуле (6.4.7-4) значение не меньше, чем предполагаемое.

Требуемая толщина стенки e_1, цилиндра в месте соединения равна большему из значений для e_{cyl} и e_j.

Эта толщина стенки должна выдерживаться вдоль цилиндра на расстоянии не менее $1,4l$ от соединения и до расстояния $0,5l_2$ от буртика/касательной цилиндра.

Требуемая толщина стенки e_2 буртика и конуса в месте соединения равна большему из значений для e_{con} и e_j. Эта толщина стенки должна выдерживаться вдоль конуса на расстоянии, не менее $1,4l_2$ от места соединения и на расстоянии $0,7\ l_2$ от буртика/касательной цилиндра.

6.4.7.3 Данные расчета

Максимально допустимое давление при данной геометрии рассчитывается следующим образом:

a) следует определить толщину цилиндра рядом с буртиком e_{1a} и толщину буртика e_{2a} и прилегающей части конуса;

b) следует проверить, соблюдаются ли ограничения 6.7.1.

c) для цилиндров следует применять формулу (6.4.6-3) с $e_a = e_{1a}$;

d) для конусов следует применять формулу (6.4.4-3) с $e_{con} = e_{2a}$;

e) для e_j принимают меньшее из двух значений e_{1a} и e_{2a};

f) β и γ рассчитывают по формулам (6.4.7-1) и (6.4.7-3), тогда

$$PS = \frac{2f\gamma e_j}{\beta D_c} \qquad (6.4.7\text{-}5)$$

g) Максимально допустимое давление является наименьшим из давлений, определенных по c), d) или f).

6.4.8 Места соединения между цилиндром и конусом на конце конуса с меньшим диаметром

6.4.8.1 Условия применения

Требования 6.4.8.2 и 6.4.8.3 распространяются, если выполнены следующие условия:

a) требуемая толщина цилиндра e_1 выдерживается на расстоянии l_1, а требуемая толщина конуса e_2 - на расстоянии l_2 от места соединения (см. Рисунок 6.4.8-1); и

b) толщины удовлетворяют требованиям 6.1 и 6.4.4.

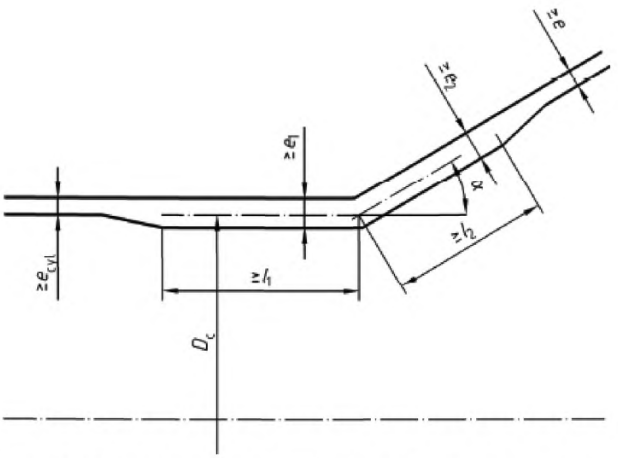


Рисунок 6.4.8.1-1 – Геометрическая форма места соединения конуса/цилиндр – конец с уменьшенным диаметром

6.4.8.2 Расчет

Требуемые толщины e_1 и e_2 определяются по следующему методу. Предполагая соответственно значение для e_1 и e_2 рассчитывают:

$$s = \frac{e_2}{e_1} \tag{6.4.8-1}$$

если s < 1, то тогда

$$\tau = s\sqrt{\frac{s}{\cos\alpha} + \sqrt{\frac{1+s^2}{2}}} \tag{6.4.8-2}$$

если s ≥ 1, то тогда

$$\tau = 1 + \sqrt{s\left\{\frac{1+s^2}{2\cos\alpha}\right\}} \tag{6.4.8-3}$$

$$\beta_H = 0,4\sqrt{\frac{D_c}{e_1}}\frac{\tan\alpha}{\tau} + 0,5 \tag{6.4.8-4}$$

если

$$p_c \le \frac{2fze_1}{D_c\beta_H} \tag{6.4.8-5}$$

тогда результаты для e_1 и e_2 считаются приемлемыми.

ПРИМЕЧАНИЕ Данным методом рассчитывают значения для e_1 и e_2, которые зависят друг от друга. Значения могут выбираться свободно, чтобы удовлетворять требованиям расчета, например, чтобы получить желаемое значение для l_1 или l_2.

Если требования 6.1 и 6.4.4 выполняются и в дальнейшем, то допускается изменить расчет по вышеприведенному правилу следующим образом:

a) если $e_1 = e_2$, то может включаться буртик с равной толщиной стенки. l_1 и l_2 измеряют от места соединения (т. е. точки пересечения осевых линий толщины стенок конуса и цилиндра);

b) толщина стенки цилиндра может увеличиваться вблизи места соединения и далее уменьшаться, если площадь поперечного сечения металла цилиндра на расстоянии l_1 от места соединения составляет не менее чем $l_1 \cdot e_1$. Дополнительно толщина стенки конуса может увеличиваться вблизи места соединения и далее может уменьшаться, так как площадь поперечного сечения металла конуса на расстоянии l_2 от места соединения составляет не менее чем $1{,}4 l_2 e_2$.

6.4.8.3 Данные расчета

Максимально допустимое давление для данной геометрической формы должно быть:

$$PS = \frac{2 f z e_1}{D_c \beta_H} \qquad (6.4.8\text{-}6)$$

β_H находят из уравнений (6.4.8-1) и (6.4.8-4), используя e_{1a} и e_{2a} вместо e_1 и e_2.

ПРИМЕЧАНИЕ 1 Для определения e_{1a} и e_{2a} следует применять метод, приведенный в Примечании к 6.4.6.3.

ПРИМЕЧАНИЕ 2 При необходимости установленные толщины стенок могут превышать требуемую толщину стенок для того, чтобы не приводить к увеличению l_1 или l_2.

6.4.9 Переходы со смещением осевой линии

Требования настоящего пункта распространяются на переходы со смещением осевой линии (см. Рисунок 6.4.9-1). Цилиндрические детали должны иметь параллельные осевые линии, причем смещение между осевыми линиями d_{off} должно быть не больше, чем разность их радиусов. Толщина стенок в месте соединения на конце с большим диаметром должны рассчитываться по 6.4.6 или 6.4.7. Минимальные толщины стенок для соединения на конце с меньшим диаметром должны рассчитываться по 6.4.8. Большее из этих значений следует применять для всего перехода. Для угла α используется наибольший угол между конической и цилиндрической деталью.

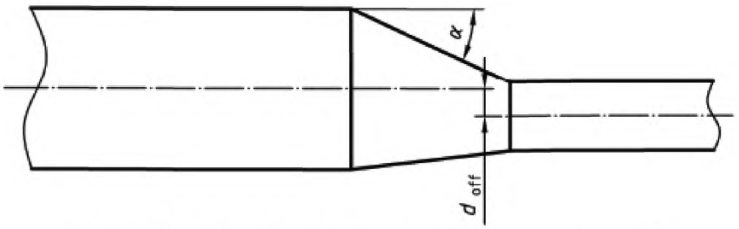


Рисунок 6.4.9-1 – Переход со смещением осевой линии

6.4.10 Кованые специальные переходы, например, для высоких температур и/или высоких внутренних давлений, которые отсутствуют в стандартах, могут рассчитываться, как представлено на Рисунке 6.4.10-1, при этом:

$$l_1 \geq \sqrt{\frac{D_1 e_1}{\cos\alpha}} \qquad (6.4.10\text{-}1)$$

$$l_s \geq \sqrt{\frac{D_s e_s}{\cos\alpha}} \qquad (6.4.10\text{-}2)$$

$$r \geq 10 \text{ мм} \qquad (6.4.10\text{-}3)$$

$$r' \geq 100 \text{ мм} \qquad (6.4.10\text{-}4)$$

$$e_r = \max\left\{e_{cyl}; e_j\right\} \qquad (6.4.10\text{-}5)$$

e_{cyl} согласно 6.1 и e_j согласно уравнению (6.4.7-4).

Если эти равенства выполняются, то дополнительный расчет не требуется.

Для переходов, рассчитанных по-другому, следует подтверждать их соответствие.

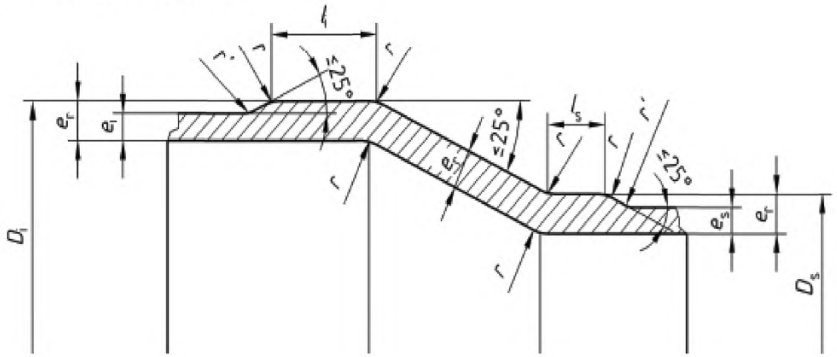


Рисунок 6.4.10-1 – Специальные кованые переходы

6.5 Гибкие компоненты трубопровода

6.5.1 Общие положения

Требования настоящего подраздела распространяются на компенсаторы и оплетенные гофрированные шланги, которые предназначены, с одной стороны, поглощать относительные перемещения и смещения трубопроводов или в соединительных деталях и оборудования, а с другой стороны, для того, чтобы уменьшать усилия и моменты, т.е. напряжения в трубах и их соединениях.

Изготовители подобного рода соединительных деталей несут ответственность за их надлежащий расчет и изготовление.

6.5.2 Компенсаторы

Функционирование трубопроводов с компенсаторами в значительной степени зависит от правильного соединения всех соединительных деталей. Это делает необходимым рассматривать трубопровод, его опоры и точки крепления, а также их взаимодействие с компенсаторами во всех подробностях. Компенсаторы не должны рассматриваться как изделия отдельного применения.

Для проектирования и монтажа компенсаторов (см. Приложение С).

Для расчета, проектирования и монтажа компенсаторов должны быть представлены следующие данные:

- тип компенсатора (осевой, угловой, боковой, продольный или универсальный компенсатор);
- присоединительная часть (деталь, привариваемый конец, фланец);
- номинальный диаметр DN или размеры присоединительных деталей (например, диаметр трубы, толщина стенок);
- рабочее или расчетное давление;
- рабочая или расчетная температура;
- перемещения компенсатора;

- общее осевое перемещение;
- общее угловое перемещение;
- общее продольное перемещение;
- предварительная растяжка (величина, направление);
- число нагрузочных циклов (перемещение, давление);
- транспортируемое вещество (вид, удельный вес, присадки);
- скорость течения транспортируемого вещества;
- требования к материалу;
- дополнительные нагрузки (см. 4.2.4).

Отдельные перемещения могут определяться также в виде сочетаний нагрузок, для которых изготовитель устанавливает расчетные данные.

ПРИМЕЧАНИЕ Гофры компенсаторов из металла имеют значительно меньшую толщину стенки, чем соединительные детали трубопровода, к которым они присоединяются. Поэтому требуется их изготовлять из материала, который в состоянии выдерживать воздействие ожидаемых при соответствующем применении коррозионных сред.

Изготовители компенсаторов должны по запросу представлять следующие данные для системного анализа:

- величину регулирующих усилий во всех направлениях перемещения;
- величину регулирующих моментов вокруг всех осей вращения;
- усилия и моменты из трения в подшипниках (опорах) шарнира (сочленения);
- осевое усилие сжатия, воздействующее на точки крепления, вызванное давлением осевого усилия незатянутых компенсаторов.

6.5.3 Гофрированные рукава

Гофрированные рукава давления растянуты по своей оси и не передают усилий сжатия на прилагающие трубопроводы.

Для осевых перемещений не должны использоваться прямые рукава, подобного рода перемещения должны восприниматься сбоку или посредством использования рукавов, изогнутых на 90° или 180° (см. Рисунки 6.5.3-1, 6.5.3-2, 6.5.3-3).

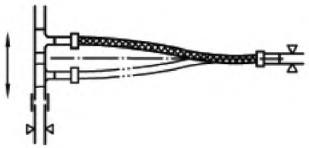


Рисунок 6.5.3-1

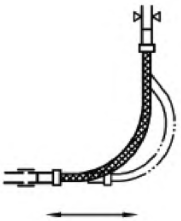


Рисунок 6.5.3-2

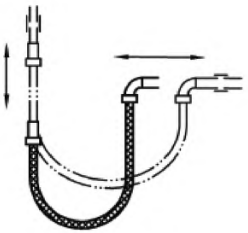


Рисунок 6.5.3-3

Для расчета рукавов изготовитель должен иметь в своем распоряжении и учитывать следующие данные:

- описание предусмотренного применения;
- номинальный внутренний диаметр рукава;
- максимально допустимое рабочее давление (внутреннее давление и/или атмосферное давление);
- вакуум, если имеет место;
- температуру окружающей среды и максимально допустимую рабочую температуру;
- технические условия на материал;
- транспортируемое вещество;
- данные по возможной коррозии, эрозии и абразии;
- скорость течения транспортируемого вещества;
- перемещения и/или вибрацию (включая, возможно, встречающееся кручение);
- предусмотренный срок службы (например, число нагрузочных циклов);
- вид присоединительных деталей для рукава;
- внешние и внутренние защитные меры, если требуется;
- особые требования к термообработке и/или чистке;
- все прочие параметры или нагрузки, которые могут влиять на проектирование и срок службы (например, гидравлический удар).

Если оплетенные гофрированные рукава могут эксплуатироваться в различных условиях (например, в ходе нормального режима работы и в ходе очистки), то изготовитель должен иметь в своем распоряжении и учитывать все важные данные для этих условий.

6.6 Фланцевые соединения на болтах

6.6.1 Общие положения

Для расчета фланцевых соединений, которые не имеют прокладок, выступающих за пределы диаметра окружности, на которой расположены болты, применяют следующие правила:

- если используются стандартные фланцы по европейскому стандарту и не приведены другие требования, то выбор фланца следует осуществлять с помощью сопоставления температуры и давления по соответствующему европейскому стандарту;

- для нестандартного фланца при проектировании должен применяться приведенный в EN 1591 метод расчета или алгоритм, основанный на методе Тэйлора-Форга.

Если существует особое требование к герметичности фланцевого соединения, то расчет должен выполняться по EN 1591 Приложение P.

Должны учитываться нагрузки сопряжения, вызванные присоединенным трубопроводом.

Классификация материалов для фланцев, болтов и гаек указана в EN 1515-2 (PN фланцы) и EN 1515-3 (Класс фланцев). Сечение болтового соединения соответствует Приложению D или Приложению P и EN 1515-4.

6.6.2 Условные обозначения

В 6.6 дополнительно к условным обозначениям в Таблице 3.2-1 применяют условные обозначения, приведенные в Таблице 6.6.2-1.

Таблица 6.6.2-1 – Условные обозначения, применяемые в 6.6

Условное обозначение	Пояснение	Единица измерения
P_{eq}	Эквивалентное расчетное давление	МПа (N/мм^2)
P	Внутреннее расчетное давление	МПа (N/мм^2)
F	Тяговая осевая сила (в уравнении должно быть положительным значением)	N
M	Внешний изгибающий момент	N мм
G	Диаметр прокладки под нагрузкой	мм

6.6.3 Стандартное фланцевое соединение

Стандартное стальное фланцевое соединение, соответствующее установленным требованиям по материалу, обеспечивающее максимальное допустимое давление с учетом материала фланца и расчетной температуры, может быть использовано в конструкции трубопровода с внутренним давлением без необходимости выполнения расчетов для проверки сопротивления, если выполняются следующие условия:

a) для каждого стандартного эксплуатационного режима расчетное давление не превышает указанного максимального допустимого давления;

b) для режимов, при которых фланцевое соединение одновременно подвергается воздействию внутреннего давления, осевой нагрузке и изгибающему моменту, эквивалентное расчетное давление P_{eq} по формуле (6.6.2-1) не превышает пределы, указанные в a).

$$P_{eq} = P + \frac{4F}{\pi G^2} + \frac{16|M|}{\pi G^3} \qquad (6.6.2\text{-}1)$$

где:

G – диаметр окружности, к которой применяется сжимающая нагрузка прокладки (обычно средний диаметр прокладки).

c) типы прокладок для каждого номинального давления PN указаны с EN 1514-1 по EN 1514-8;

d) сила болтового крепления для фланцевого соединения по каждому номинальному давлению PN указана с EN 1515-1 по EN 1515-1-4;

e) разница температур между фланцами и болтовым соединением не должна превышать 50 °C ни при каких условиях;

f) если расчетная температура ≥ 120 °C, коэффициент температурного расширения материала фланца не должен превышать коэффициента температурного расширения материала болтов более чем на 10 %.

6.6.4 Нестандартное фланцевое соединение

При использовании нестандартного фланцевого соединения проектирование выполняется при помощи расчетного метода из EN 1591-1 с применением алгоритма, указанного в методе Тейлора-Форга, с применением приложения D.

ПРИМЕЧАНИЕ 1 При применении метода Тейлора-Форга герметичность не гарантирована.

ПРИМЕЧАНИЕ 2 Приведенный в EN 1591 алгоритм учитывает нагрузки сопряжения.

ПРИМЕЧАНИЕ 3 В этих случаях особое внимание следует уделять способу, с помощью которого болты затягиваются. В EN 1591 приведены ориентировочные значения для разброса усилия на болт при различных способах затяжки.

7 Расчет заглушек под внутренним давлением

7.1 Выпуклые заглушки

7.1.1 Условные обозначения

В 7.1 дополнительно к условным обозначениям в Таблице 3.2-1 применяют условные обозначения, приведенные в Таблице 7.1.1-1.

Таблица 7.1.1-1 – Условные обозначения, применяемые в 7.1

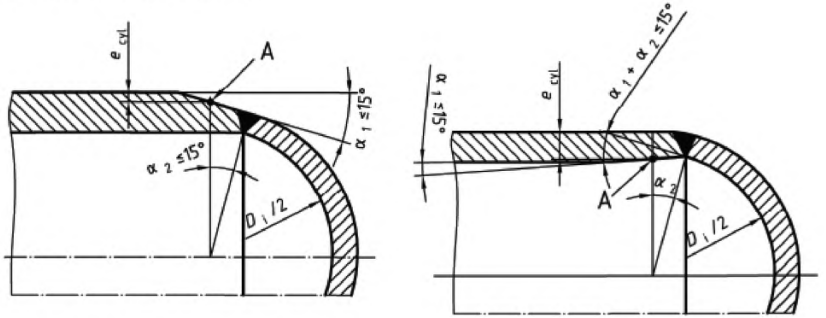
Условное обозначение	Пояснение	Единица измерения
E_{kn}	Толщина стенки буртика	мм
E_s	Минимальная толщина стенки заглушки для ограничения напряжения в мембране в сферической части	мм
$e_{kn\,y}$	Минимальная толщина стенки буртика по направлению оси симметрии течения	мм
$e_{kn\,b}$	Минимальная толщина стенки буртика по направлению пластических выпуклостей	мм
D_0	Наружный диаметр заглушки	мм
D_i	Внутренний диаметр заглушки	мм
h_i	Внутренняя высота эллиптической заглушки	мм
K	Коэффициент формы эллиптических заглушек	мм
R_i	Внутренний радиус торосферической заглушки	мм
r_i	Внутренний радиус буртика	мм
p_s	Максимально допустимое давление заглушки для ограничения напряжения в мембране в сферической части	МПа ($N/мм^2$)
$p_{kn\,y}$	Максимально допустимое давление буртика по направлению оси симметрии течения	МПа ($N/мм^2$)
$p_{kn\,b}$	Максимально допустимое давление буртика по направлению пластических выпуклостей	МПа ($N/мм^2$)

7.1.2 Полусферические заглушки

Требуемая минимальная толщина стенки полусферической заглушки определяется по формуле:

$$e = \frac{p_c D_i}{4fz - p_c} \qquad (7.1.2\text{-}1)$$

Толщина стенки цилиндрической части e_{cyl}, до представленной на Рисунках 7.1.2-1 a) и b) точки A должна быть не менее рассчитанной по 6.1 минимальной толщины стенки соответствующей трубы.



a) Наружная выемка

b) Внутренняя выемка

Рисунок 7.1.2-1 – Полусферические заглушки

7.1.3 Торосферические заглушки

Данный подраздел должен применяться при условии, что одновременно выполняются следующие условия:

$r_i \le 0{,}2D_i$

$r_i \ge 0{,}06D_i$

$r_i \ge 2e$

$0{,}001D_i \le e \le 0{,}08D_i$

$R_i \le D_o$

Если $e < 0{,}003\ D_i$, то метод должен применяться только для:

- днищ из углеродистых и аустенитных нержавеющих сталей;
- расчетной температуры $t_c \le 100$ °C.

Минимальная требуемая толщина e должна быть наибольшей из e_s, $e_{kn\,y}$ и $e_{kn\,b}$, где,

$$e_s = \frac{p_c R_i}{2fz - 0{,}5p_c} \qquad (7.1.3\text{-}1)$$

$$e_{kny} = \frac{\beta p_c (0{,}75R_i + 0{,}2D_i)}{f} \qquad (7.1.3\text{-}2)$$

причем β рассчитывается в соответствии с 7.1.5

$$e_{knb} = (0{,}75R_i + 0{,}2D_i)\left\{\frac{p_c}{111f_b}\left(\frac{D_i}{r_i}\right)^{0{,}825}\right\}^{\frac{1}{1{,}5}} \qquad (7.1.3\text{-}3)$$

где, f_b – допускаемое напряжение против выпуклостей:

- которое для всех материалов, за исключением аустенитных нержавеющих сталей, подвергнутых холодному формованию, рассчитывается следующим образом:

$$f_b = f \tag{7.1.3-4}$$

- для аустенитных нержавеющих сталей, подвергнутых холодному формованию, рассчитывается следующим образом:

$$f_b = 1,6f \tag{7.1.3-5}$$

ПРИМЕЧАНИЕ Посредством коэффициента 1,6 учитывается упрочнение материала.

Для данной формы максимальное давление PS равно наименьшему из значений для p_s, $p_{кпу}$ и $P_{кпb}$, которые рассчитываются следующим образом:

$$p_S = \frac{2fe_a z}{R_i + 0,5e_a} \tag{7.1.3-6}$$

$$p_{kny} = \frac{fe_a}{\beta(0,75\mathrm{R}_i + 0,2\mathrm{D}_i)} \tag{7.1.3-7}$$

где β рассчитывают в соответствии с 7.1.5

$$p_{knb} = 111f_b\left(\frac{e_a}{0,75\mathrm{R}_i + 0,2\mathrm{D}_i}\right)^{1,5}\left(\frac{r_i}{D_i}\right)^{0,825} \tag{7.1.3-8}$$

ПРИМЕЧАНИЕ Если $e_{kn\,y} > 0,005\,D_i$, нет необходимости рассчитывать $e_{kn\,b}$ или $p_{kn\,b}$.

Допускается уменьшать толщину стенки в сферической части заглушки до значения e_s, если отрезок длины окружности от буртика равен или больше отрезка $\sqrt{R_i e_{kn}}$, как показано на Рисунке 7.1.3-1.

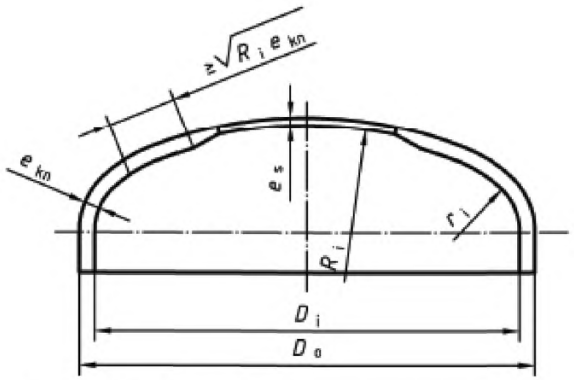


Рисунок 7.1.3-1 – Тороферические заглушки

Все цилиндрические края должны удовлетворять приведенным в 6.1 требованиям к прямым трубам, если их длина составляет не более $0{,}2\sqrt{D_i e_{kn}}$, в этом случае толщина их стенки должна быть равной толщине стенки буртика.

7.1.4 Эллиптические заглушки

Требование настоящего пункта распространяется на заглушки с $1{,}7 < K < 2{,}2$ и z = 1, где,

$$K = \frac{D_i}{2h_i}$$ (см. Рисунок 7.1.4-1).

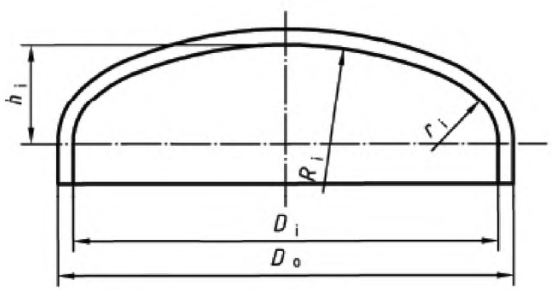


Рисунок 7.1.4-1 – Эллиптические заглушки

Эллиптические заглушки проектируются, как аналогичные торосферические заглушки, при этом,

$$r_i = D_i(0,5 / \mathrm{K} - 0,08) \qquad (7.1.4\text{-}1)$$

$$\mathrm{R}_i = D_i(0,44\,\mathrm{K} + 0,02) \qquad (7.1.4\text{-}2)$$

7.1.5 Расчет коэффициента β

β необходимо рассчитывать из следующих уравнений:

$$Y = \min(\mathrm{e}/\,\mathrm{R}_i; 0,04) \qquad (7.1.5\text{-}1)$$

$$\mathrm{Z} = \log(1 / \mathrm{Y}) \qquad (7.1.5\text{-}2)$$

$$X = r_i / D_i \qquad (7.1.5\text{-}3)$$

$$N = \left(1,006 - \frac{1}{6,2 + (90\,\mathrm{Y})^4}\right) \qquad (7.1.5\text{-}4)$$

Для X = 0,06

$$\beta = \beta_{0,06} = N(-0,3635\,\mathrm{Z}^3 + 2,2124\,\mathrm{Z}^2 - 3,2937Z + 1,8873) \qquad (7.1.5\text{-}5)$$

Для 0,06 < X < 0,1

$$\beta = 25\lfloor (0,1 - x)\beta_{0,06} + (x - 0,06)\beta_{0,1} \rfloor \qquad (7.1.5\text{-}6)$$

Для X = 0,1

$$\beta = \beta_{0,1} = N(-0,1833\,\mathrm{Z}^3 + 1,0383\,\mathrm{Z}^2 - 1,2943Z + 0,8370) \qquad (7.1.5\text{-}7)$$

Для 0,1 < X < 0,2

$$\beta = 10\lfloor (0,2 - x)\beta_{0,1} + (x - 0,1)\beta_{0,2} \rfloor \qquad (7.1.5\text{-}8)$$

Для X = 0,2

$$\beta = \beta_{0,2} = \max\lfloor (0,532 - 1,843Y - 78,375Y^2), (0,5) \rfloor \qquad (7.1.5\text{-}9)$$

ПРИМЕЧАНИЕ Значения β могут выбираться из Рисунков 7.1.5-1 и 7.1.5-2.

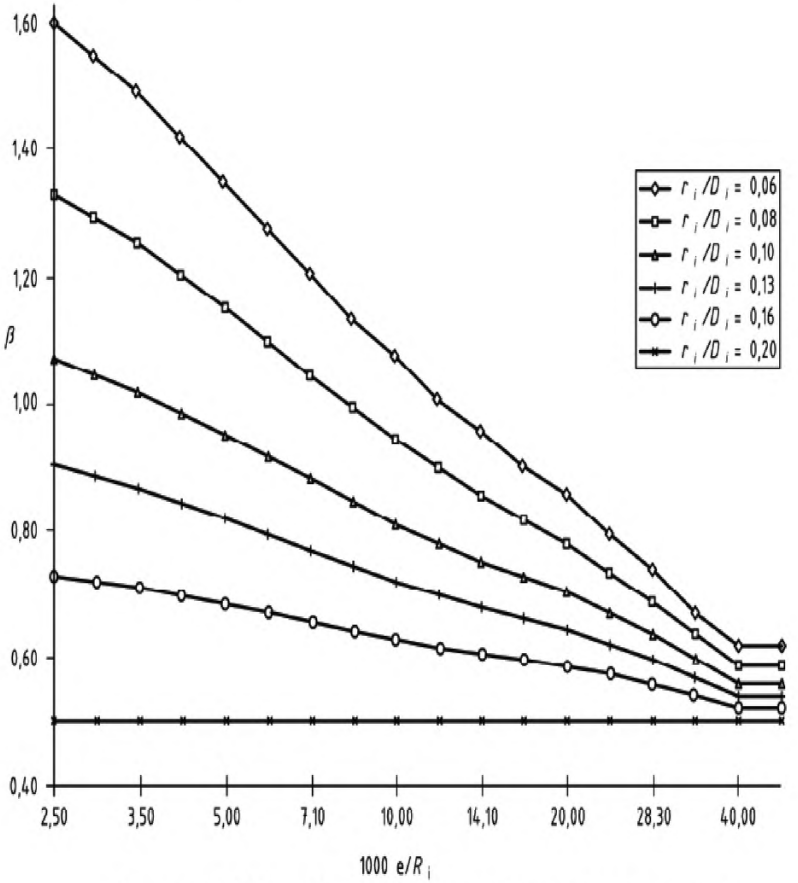


Рисунок 7.1.5-1 – Расчет для торосферических заглушек

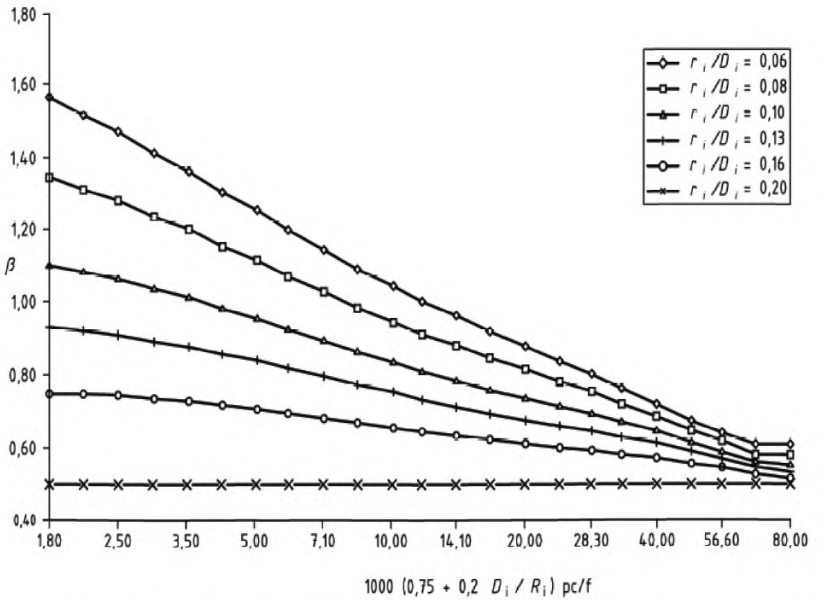


Рисунок 7.1.5-2 – Ступени давления для торосферических заглушек

7.2 Круглые плоские заглушки

7.2.1 Общие положения

Требования настоящего подраздела применяют для расчета круглых плоских заглушек, которые сварены или свинчены с трубой, с учетом усиления отверстий.

7.2.2 Условные обозначения

В 7.2 дополнительно к условным обозначениям в Таблице 3.2-1 применяют условные обозначения, приведенные в Таблице 7.2.2-1.

Таблица 7.2.2-1 – Условные обозначения, применяемые в 7.2

Условное обозначение	Пояснение	Единица измерен
b	Эффективная ширина уплотнительной прокладки	мм
D	Диаметр отверстия или аналогичный диаметр	мм
d_i	Внутренний диаметр штуцера	мм
d_0	Наружный диаметр штуцера	мм

Таблица 7.2.2-1 *(продолжение)*

Условное обозначение	Пояснение	Единица измерен
e	Требуемая минимальная толщина стенки заглушки без отверстия	мм
e_{ab}	Установленная толщина стенки штуцера	мм
e_{rb}	Требуемая минимальная толщина стенки штуцера под внутренним давлением	мм
e_{op}	Требуемая минимальная толщина стенки заглушки с усилением отверстия	мм
e_{af}	Предполагаемая толщина стенки заглушки	мм
e_{eq}	Равнозначная толщина стенки цилиндрической трубы вблизи заглушки	мм
e_{rq}	Требуемая минимальная толщина стенки плоской заглушки с разгрузочной проточкой	мм
e_1	Требуемая минимальная толщина стенки края	мм
e_A	Требуемая минимальная толщина стенки заглушки для предварительной деформации уплотнительной прокладки	мм
e_p	Требуемая минимальная толщина стенки заглушки для каждого уровня давления	мм
f_1	Расчетное напряжение материала заглушки	МПа ($N/мм^2$)
f_2	Расчетное напряжение материала, используемого для цилиндрической части заглушки	МПа ($N/мм^2$)
f_A	Расчетное напряжение материала заглушки для посадки уплотнения	МПа ($N/мм^2$)
h	Расстояние от центра выреза до внутреннего диаметра трубы	мм
l	Несущая длина штуцера	мм
l_{cyl}	Длина цилиндрической части заглушки, измеренная в соответствии с рисунком 7.2.3-1	мм
m	Коэффициент уплотнения	-
r_i	Внутренний радиус плоской заглушки	мм
y	Давление уплотнения	МПа ($N/мм^2$)

Таблица 7.2.2-1 *(продолжение)*

Условное обозначение	Пояснение	Единица измерения
A_r	Поверхность усиления штуцера	мм
D_i	Внутренний диаметр цилиндрической оболочки или цилиндрической трубы. Если толщина стенки цилиндра вблизи от конечной части непостоянна, то D_i является внутренним диаметром по цилиндрической длине с аналогичной толщиной	мм
D_{eq}	Предполагаемый диаметр плоской заглушки	мм
D_p	Средний диаметр уплотнительной прокладки	мм
D_t	Диаметр отверстия	мм
F_A	Сила растяжения болтов в условиях посадки уплотнения	N
K	Расстояние между осевыми линиями двух соседних отверстий	мм
Y_1	Расчетный коэффициент усиления отверстия	-
Y_2	Другой расчетный коэффициент усиления	-

7.2.3 Сваренные с цилиндрическими оболочками или цилиндрическими трубами плоские круглые заглушки, незакрепленные анкерным креплением

7.2.3.1 Общие положения

Требования настоящего пункта применяются для определения толщины стенки незакрепленных анкерным креплением плоских заглушек без отверстий, приваренных к концу трубы.

Требования распространяются на следующие заглушки:

a) Плоские заглушки с основанием, приваренным стыковым швом с цилиндрической оболочкой, как представлено на Рисунке 7.2.3-1.

b) Плоские заглушки, которые приварены угловым швом или частично или полностью приваренным швом с цилиндрической оболочкой, как представлено на Рисунке 7.2.3-3;

c) Плоские заглушки с разгрузочной проточкой по краю, как представлено на Рисунке 7.2.3-5.

ПРИМЕЧАНИЕ Рассматриваемые в 7.2.3 виды дефектов – это чрезмерная пластическая деформация в середине заглушек и прогрессирующий пластический дефект трубы в месте соединения с заглушкой.

7.2.3.2 Отбортованные плоские заглушки

Требуемую минимальную толщину стенки отбортованной заглушки рассчитывают по формуле:

$$e = C_1 D_{eq} \sqrt{\frac{p_c}{f_1}} \qquad (7.2.3\text{-}1)$$

где, C_1 - является фактором, определяемым по Рисунку 7.2.3-2 или по следующему уравнению:

$$C_1 = \max\left(0,40825 A_1 \frac{D_i + e_{eq}}{D_i}; 0,299\left(1 + 1,7\frac{e_{eq}}{D_i}\right)\right) \qquad (7.2.3\text{-}2)$$

где,

$$A_1 = B_1\left(1 - B_1 \frac{e_{eq}}{2(D_i + e_{eq})}\right) \qquad (7.2.3\text{-}3)$$

$$B_1 = 1 - \frac{3f}{p_c}\left(\frac{e_{eq}}{(D_i + e_{eq})}\right)^2 + \frac{3}{16}\left(\frac{D_i}{(D_i + e_{eq})}\right)^4 \frac{p_c}{f_1} - \frac{3}{4}\frac{(2D_i + e_{eq})e_{eq}^2}{(D_i + e_{eq})^3} \qquad (7.2.3\text{-}4)$$

Отбортованный край плоской заглушки следует приваривать с цилиндрической частью круговым стыковым швом.

Эта формула применяется, если радиус $r_i > e_{af}$. Во всех остальных случаях отбортованные заглушки должны рассчитываться как неотбортованные заглушки (см. 7.2.3.3).

Осевые линии толщины стенок могут быть смещены, однако смещение не должно выходить за пределы линии соосности внутренних или наружных поверхностей. Поверхность должна быть скошена под углом максимум 30 °.

Установленная толщина стенки цилиндрической части по длине, которая вычисляется по формуле, должна быть равна, как минимум, e_{eq}:

$$l_{cyl} = 0,5\sqrt{(D_i + e_{eq})e_{eq}} \qquad (7.2.3\text{-}5)$$

Если толщина стенки цилиндрической части вблизи заглушки непостоянна, то аналогичная толщина стенки по длине должна быть равна, как минимум, e_{eq}, как представлено на Рисунках 7.2.3-1 b) и 7.2.3-1 c); при этом $A_i = A_0$.

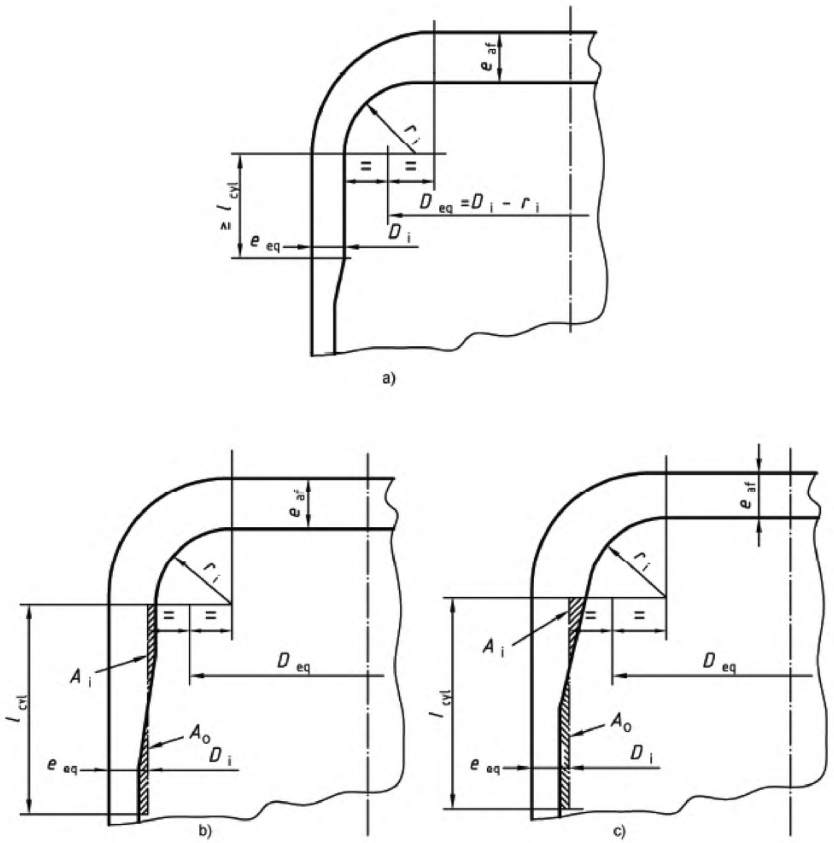
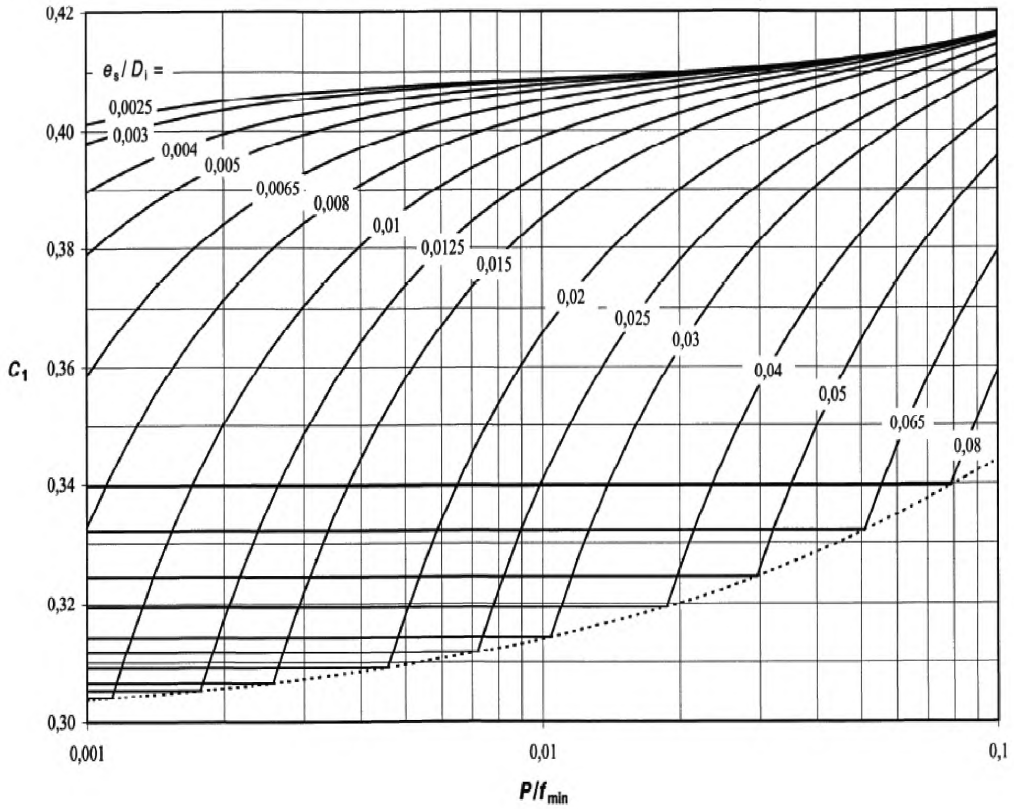


Рисунок 7.2.3-1 – Отбортованные плоские заглушки



ПРИМЕЧАНИЕ Если пересечения прямых для постоянного значения P/f_{min} с кривой для $e_s/D_i, C_1$ находятся слева от кривой для P/f_{min} то следует использовать точку пересечения на нижней кривой.

Рисунок 7.2.3-2 – Коэффициент C_1

7.2.3.3 Неотбортованные плоские заглушки

Настоящее требование распространяется на неотбортованные плоские заглушки (см. Рисунок 7.2.3-3).

ПРИМЕЧАНИЕ 1 Детали сварного шва приведены в EN 13480-4.

ПРИМЕЧАНИЕ 2 Для чертежей b), c), h) внимание следует уделять достаточным значениям прочности в направлении, перпендикулярном поверхности. Требуются поверочные испытания для подтверждения отсутствия расслоения.

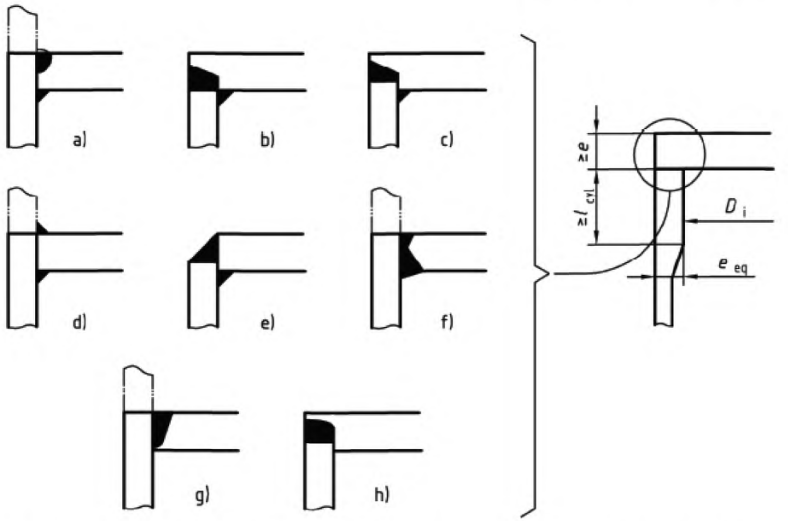


Рисунок 7.2.3-3 – Угловые соединения неотбортованных плоских заглушек

Требуемая минимальная толщина стенки у неотбортованных плоских заглушек рассчитывается по следующим формулам:

- при нормальных условиях эксплуатации

$$e = \max\left(C_1 D_i \sqrt{\frac{p_c}{f_1}}; C_2 D_i \sqrt{\frac{p_c}{f_{\min}}}\right) \qquad (7.2.3\text{-}6)$$

- при экстремальных условиях эксплуатации или испытательных условиях

$$e = C_1 D_i \sqrt{\frac{p_c}{f_1}} \qquad (7.2.3\text{-}7)$$

где, f_{min} - минимальное значение для f_1 и f_2;

C_1 - определенный по Рисунку 7.2.3-2 коэффициент с f_{min} для f_1;

C_2 - определенный по Рисунку 7.2.3-4 или рассчитанный по следующим формулам коэффициент:

$$g = \frac{D_i}{D_i + e_{eq}} \qquad (7.2.3\text{-}8)$$

$$H = \sqrt[4]{12(1-\nu^2)}\sqrt{\frac{e_{eq}}{D_i + e_{eq}}} \qquad (7.2.3\text{-}9)$$

$$J = \frac{3f_{\min}}{p_c} - \frac{D_i^2}{4(D_i + e_{eq})e_{eq}} - 1 \qquad (7.2.3\text{-}10)$$

$$U = \frac{2(2-\nu g)}{\sqrt{3(1-\nu^2)}} \qquad (7.2.3\text{-}11)$$

Не используется (7.2.3-12)

$$A = \left(\frac{3}{4}\frac{UD_i}{e_{eq}} - 2J\right)(1+\nu)\left[1 + (1-\nu)\frac{e_{eq}}{D_i + e_{eq}}\right] \qquad (7.2.3\text{-}13)$$

$$B = \left[\left(\frac{3}{8}\frac{UD_i}{e_{eq}} - J\right)H^2 - \frac{3}{2}(2-\nu g)g\right]H \qquad (7.2.3\text{-}14)$$

$$F = (\frac{3}{8}Ug + \frac{3}{16}(2g^2 - g^4)\frac{D_1 + e_{eq}}{e_{eq}} - 2J\frac{e_{eq}}{D_1 + e_{eq}})H^2 - 3(2-\nu g)g\frac{e_{eq}}{D_1 + e_{eq}} \qquad (7.2.3\text{-}15)$$

$$G = \left[\frac{3}{8}(2g^2 - g^4) - 2J(\frac{e_{eq}}{D_i + e_{eq}})^2\right]H \qquad (7.2.3\text{-}16)$$

$$a = \frac{B}{A} \qquad (7.2.3\text{-}17)$$

$$b = \frac{F}{A} \qquad (7.2.3\text{-}18)$$

$$c = \frac{G}{A} \qquad (7.2.3\text{-}19)$$

$$N = \frac{b}{3} - \frac{a^2}{9} \qquad (7.2.3\text{-}20)$$

$$Q = \frac{c}{2} - \frac{ab}{6} + \frac{a^3}{27} \qquad (7.2.3\text{-}21)$$

$$K = \frac{N^3}{Q^2} \qquad (7.2.3\text{-}22)$$

для $Q \geq 0 : S = \sqrt[3]{Q\left[1+(1+K)^{\frac{1}{2}}\right]}$ (7.2.3-23)

для $Q \leq 0 : S = -\sqrt[3]{Q\left[1+(1+K)^{\frac{1}{2}}\right]}$ (7.2.3-24)

Требуемая минимальная толщина стенки, приведенная в 7.2.3-6, определяется по формулам для нормальных условий эксплуатации:

$$e = C_2 D_i \sqrt{\frac{p_c}{f_{\min}}} \quad (7.2.3\text{-}25)$$

задается следующим уравнением:

$$e = (D_i + e_{eq})\left(\frac{N}{S} - S - \frac{a}{3}\right) \quad (7.2.3\text{-}26)$$

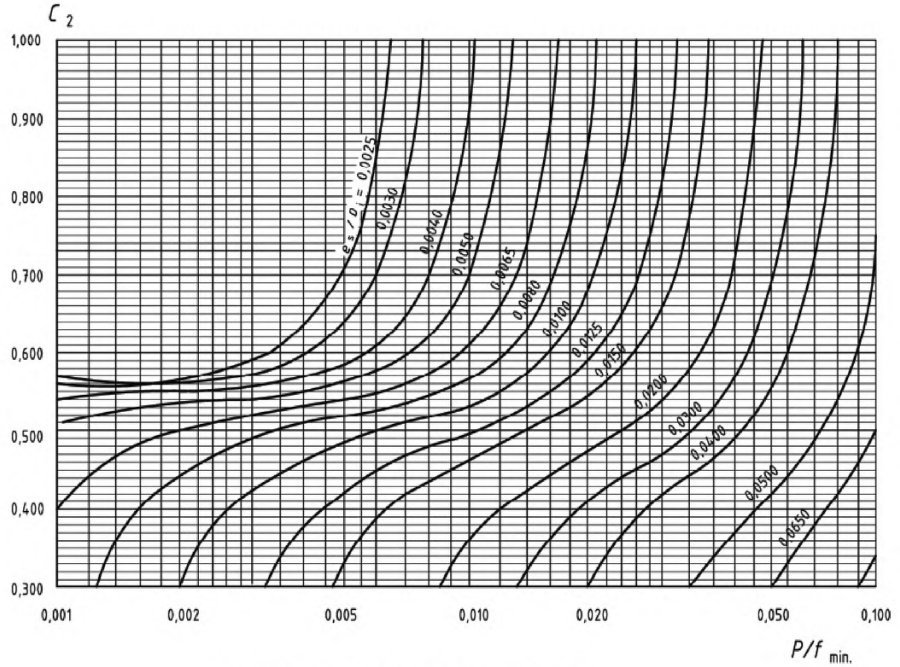


Рисунок 7.2.3-4 – Коэффициент C_2

ПРИМЕЧАНИЕ Если значение e_{eq}/D_i, и p_c /f_1 приводят к коэффициенту C_2 меньше чем 0,30, то действителен только первый член формулы (7.2.3-6).

Для $r_i < e_{af}$ длина рассчитывается по формуле:

$$l_{cyl} = \sqrt{\left(D_i + e_{eq}\right)e_{eq}} \qquad (7.2.3\text{-}27)$$

7.2.3.4 Плоские заглушки с разгрузочной проточкой

Плоские заглушки с разгрузочной проточкой не допускаются к применению в области усталостной прочности.

Требуемая минимальная толщина стенки e плоской заглушки с разгрузочной проточкой определяется по формулам (7.2.3-6) и (7.2.3-7).

$$e_{rg} = \max(ee_q; e_{eq}\frac{f_2}{f_1}) \qquad (7.2.3\text{-}28)$$

Минимальная толщина стенки цилиндрической части e_{eq} должна соответствовать 6.1, и для расчетного напряжения действительно $f = f_{min}(f_1,f_2)$. Радиус разгрузочной проточки r_i должен составлять, как минимум, (0,25 e_{eq},5мм) (см. Рисунок 7.2.3-5).

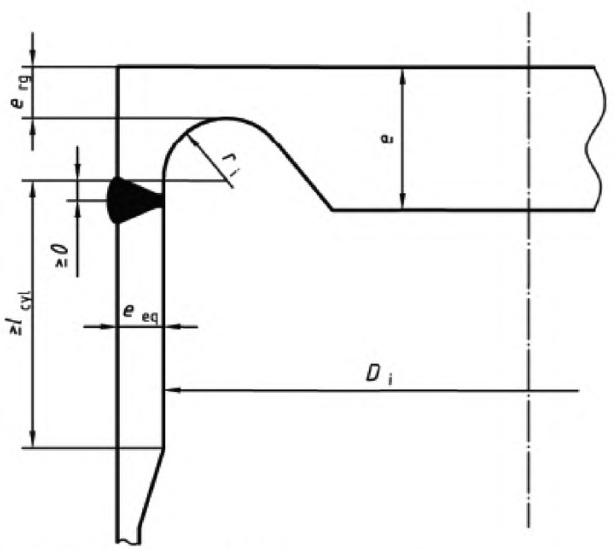


Рисунок 7.2.3-5 – Плоская заглушка с кольцевой разгрузочной проточкой

7.2.4 Незакрепленные анкерным креплением привинченные плоские круглые заглушки

7.2.4.1 Общие положения

Требования настоящего пункта применяются для определения толщины стенки привинченных плоских круглых заглушек без отверстий.

Требования распространяется на:

- заглушки с расположенной внутри уплотнительной прокладкой (см. Рисунок 7.2.4-1);
- заглушки с отверстиями в уплотнительной прокладке (см. Рисунок 7.2.4-2).

Эти заглушки могут иметь постоянную толщину стенки. Требуемая минимальная толщина стенки должна выдерживаться по всей поверхности в пределах уплотнения.

Уплотнительные прокладки с плоской уплотнительной поверхностью по EN 1591-1 в настоящем пункте не рассматриваются.

7.2.4.2 Круглые заглушки с расположенной внутри уплотнительной прокладкой.

Требуемая толщина стенки заглушки e рассчитывается следующим образом:

$$e = \max\left(e_A; e_p\right) \tag{7.2.4-1}$$

где для предварительной деформации уплотнения

$$e_A = \sqrt{\frac{3}{\pi}\frac{\left(D_t - D_p\right)F_A}{D_p f_A}} \tag{7.2.4-2}$$

где F_A задается следующим уравнением:

$$F_A = \pi b D_p y \tag{7.2.4-3}$$

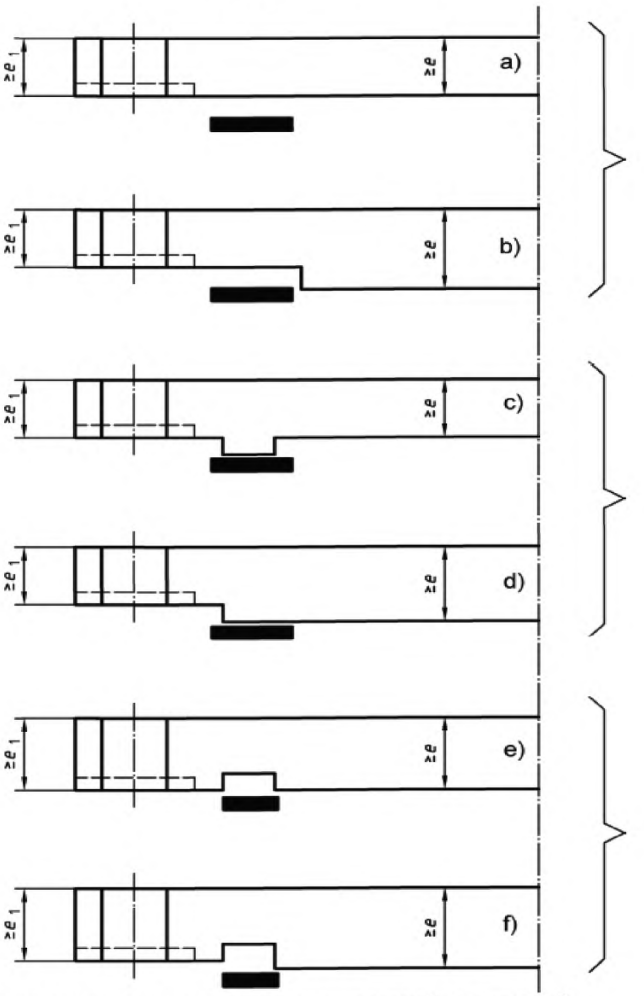
- для расчетных условий:

$$e_p = \sqrt{\left\{0,31D_p^2 + 3\left(\frac{D_p}{4} + 2bm\right)\left(\mathrm{D}_t - \mathrm{D}_p\right)\right\}\frac{p_c}{f_1}} \tag{7.2.4-4}$$

Различные значения m и y должны соответствовать данным, приведенным в Таблице 7.2.4-1.

Требуемая минимальная толщина стенки края заглушки - это большее из значений, вычисленных по формуле (7.2.4-2) или (7.2.4-5) для каждого расчетного состояния:

$$e_1 = \sqrt{3\left(\frac{D_p}{4} + 2bm\right)(D_t - D_p)\frac{p_c}{f_1}} \qquad (7.2.4\text{-}5)$$



a) и b) - заглушки с невыступающей уплотнительной прокладкой
c) и d) - заглушки с выступающей уплотнительной прокладкой
e) и f) - заглушки с утопающей уплотнительной прокладкой

Рисунок 7.2.4-1 – Привинченные круглые плоские заглушки с расположенным внутри уплотнением

7.2.4.3 Плоские заглушки с отверстиями в уплотнительной прокладке

Требуемая минимальная толщина стенки для привинченных плоских заглушек с отверстиями в уплотнительной прокладке (см. Рисунок 7.2.4-2) вычисляется по формуле:

$$e = 0{,}41 D_t \sqrt{\frac{p_c}{f_1}} \qquad (7.2.4\text{-}6)$$

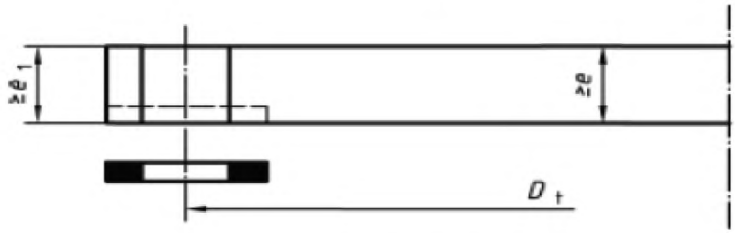


Рисунок 7.2.4-2 – Привинченные плоские заглушки с отверстиями в уплотнительной прокладке

Требуемую минимальную толщину стенки в области свинчивания следует вычислять по формуле:

$$e_1 = 0{,}8\, e \qquad (7.2.4\text{-}7)$$

Таблица 7.2.4-1 – Рекомендуемые коэффициенты уплотнения *m* и значений для минимального удельного давления *y*

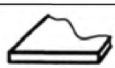
Материал уплотнения		Коэффициент уплотнения m	Минимальное удельное давление y, N/мм^2	Изображение
Резина без армирования тканью или с высокой долею асбестового волокна[a]:	ниже[b] 75^0 BS и IRH	0,50	0	
	75^0 BS и IRH и выше	1,00	1,4	

Таблица 7.2.4-1 *(продолжение)*

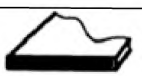
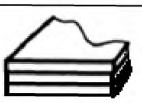
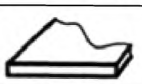
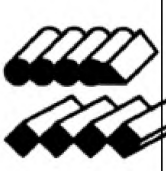
Материал уплотнения		Коэффициент уплотнения m	Минимальное удельное давление γ, N/мм^2	Изображение
Асбест[a] с подходящим для условий применения связующим веществом, толщиной:	3,2 мм 1,6 мм 0,8 мм	2,0 2,75 3,5	11,0 25,5 44,8	
Резина, армированная хлопчатобумажной тканью		1,25	2,8	
Резина, армированная асбестовой тканью[a] с или без проволочного армирования	3-слойная 2-слойная 1-слойная	2,25 2,5 2,75	15,2 20,0 25,5	  
Уплотнение из растительного волокна		1,75	7,6	
Металл со спиральной навивкой с асбестовым наполнителем [a]	Углеродистая сталь Нержавеющая или монельсталь	2,50 3,00	Для которого подходит применение	
Гофрированный металл с асбестовой вставкой [a] или гофрированный металл с асбестовым наполнением [a]	Мягкий алюминий Мягкая медь или мягкая латунь Чугун или мягкая сталь Монельсталь или сталь с содержанием хрома от 4 % до 6 % Нержавеющая сталь	2,50 2,75 3,00 3,25 3,50	20,0 25,5 31,0 37,9 44,8	

Таблица 7.2.4-1 *(продолжение)*

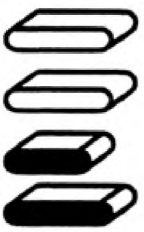
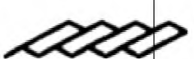
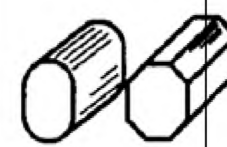
Материал уплотнения		Коэффициент уплотнения m	Минимальное удельное давление γ, N/мм^2	Изображение
Плоский металл с покрытием и асбестовым наполнением [a]	Мягкий алюминий	3,25	37,9	
	Мягкая медь или мягкая латунь	3,5	44,8	
	Чугун или мягкая сталь	3,75	52,4	
	Монельсталь	3,5	55,1	
	Сталь с содержанием хрома от 4 % до 6 %	3,75	62,0	
	Нержавеющая сталь	3,75	62	
Рифленый металл	Мягкий алюминий	2,75	25,5	
	Мягкая медь или мягкая латунь	3,00	31,0	
	Чугун или мягкая сталь	3,25	37,9	
	Монельсталь или сталь с содержанием хрома от 4 % до 6 %	3,5	44,8	
	Нержавеющая сталь	3,75	52,4	
Металл с бороздками или пазами	Мягкий алюминий	3,25	37,9	
	Мягкая медь или мягкая латунь	3,5	44,8	
	Чугун или мягкая сталь	3,75	52,4	
	Монельсталь или сталь с содержанием хрома от 4 % до 6 %	3,75	62,0	
	Нержавеющая сталь	4,25	69,5	

Таблица 7.2.4-1 *(продолжение)*

Материал уплотнения		Коэффициент уплотнения m	Минимальное удельное давление γ, N/мм^2	Изображение
Массивный плоский металл	Мягкий алюминий	4,00	60,6	
	Мягкая медь или мягкая латунь	4,75	89,5	
	Железо (чугун) или мягкая сталь	5,5	124	
	Монельсталь или сталь с содержанием хрома от 4 % до 6 %	6,0	150	
	Нержавеющая сталь	6,5	179	
Кольцевое соединение	Чугун или мягкая сталь	5,50	124	
	Монельсталь или сталь с содержанием хрома от 4% до 6%	6,00	150	
	Нержавеющая сталь	6,50	179	
Резиновые кольца круглого сечения	Менее 75^0 BS	0 – 0,25	0,7	
	75^0 BS и 85^0 BS и более		1,4	
Резиновое уплотнение с прямоугольным поперечным сечением	Менее 75^0 BS и IRH	0 – 0,25	1,0	
	75^0 BS и 85^0 BS и IRH		2,8[c]	
Резиновое уплотнение с тавровым сечением	Менее 75^0 BS и IRH	0 – 0,25	1,0	
	75^0 BS и 85^0 BS и IRH		2,8	

ПРИМЕЧАНИЕ 1 Использование асбестосодержащих уплотнений во многих странах Европейского Союза не допускается.

ПРИМЕЧАНИЕ 2 При выборе уплотнительных материалов для фланцев из алюминиевых сплавов должны учитываться относительная твердость материала уплотнения и материала фланца.

[a] Новые неасбестосодержащие уплотнения из комбинированного волокна не обязательно являются непосредственными материалы для замены асбестосодержащих уплотнительных материалов. В особенности следует обращать внимание на ограничения в отношении давления, температуры и усилия затяжки болтов. Эти материалы следует применять, соблюдая рекомендации изготовителя.

[b] См. BS 903, часть 26.

[c] Вычисленное значение.

7.2.5 Усиление отверстий в незакрепленных анкерным креплением плоских заглушках

7.2.5.1 Общие положения

Требования настоящего пункта применяются при усилении одного или нескольких отверстий в незакрепленных анкерным креплением плоских заглушках (которые или соединены болтами, или сварены с примыкающей трубой), если диаметр отверстий не превышает 50 % внутреннего диаметра трубы D_i – у сварных заглушек, 50 % среднего диаметра уплотнения D_p - у свинчиваемых заглушек.

Глухие резьбовые отверстия под болты для крепления стандартных трубопроводных фланцев должны быть достаточно прочны, чтобы не требовалось усиления, если они расположены вокруг отверстия, диаметр которого не превышает максимальный диаметр просверленного отверстия привинчиваемого на этом отверстии стандартного фланца, и если толщина стенки у основания просверленного отверстия e_{bb} составляет, как минимум, 50 % диаметра болта с резьбой d_{bt} (см. Рисунок (7.2.5-1).

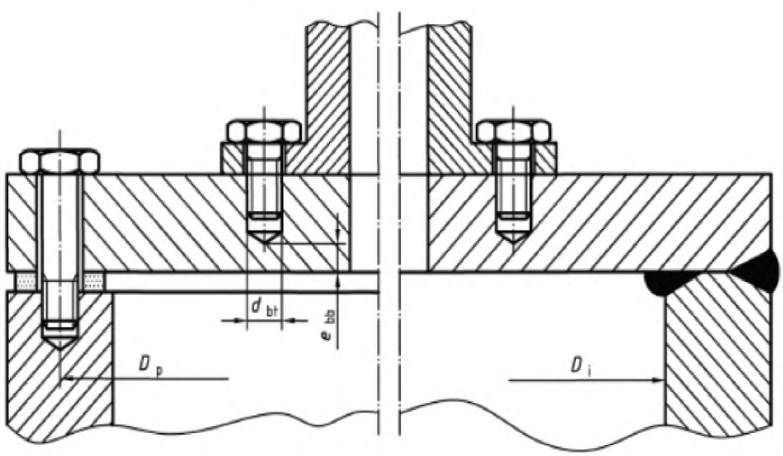


Рисунок 7.2.5-1 – Плоская заглушка с отверстием и привинченным фланцем

7.2.5.2 Плоские заглушки с отверстиями

Толщина стенки e_{op} плоских заглушек, которые, как представлено на Рисунках 7.2.3-1, 7.2.3-3 и 7.2.3-5, сварены с трубой, рассчитывается следующим образом:

$$e_{op} = \max\left(Y_1 e; C_1 Y_2 D_i \sqrt{\frac{p_c}{f_1}}\right) \qquad (7.2.5\text{-}1)$$

Для скрепленных болтами торцов, как показано на Риунках 7.3.4-1 и 7.2.4-2, толщина стенки, e_{op}, должна быть:

$$e_{op} = Y_2 e \tag{7.2.5-2}$$

Коэффициенты Y_1 и Y_2 определяются следующим образом:

$$Y_1 = \min\left(2; \sqrt[3]{\frac{K}{K-d}}\right) \tag{7.2.5-3}$$

$$Y_2 = \sqrt{\frac{K}{K-d}} \tag{7.2.5-4}$$

где, K – расстояние между центрами двух соседних отверстий (см. Рисунок 7.2.5-2).

У заглушек с одним отверстием:

для формулы (7.2.5-3) K равно двукратному расстоянию h от центра отверстия до окружности с диаметром D_i;

для формулы (7.2.5-4) K равно диаметру D_i.

d – равнозначный диаметр, который не следует использовать для $d < 0$ и который определяется по формулам:

- для приварных штуцеров

$$d = d_i - \frac{2A_r}{e_{op}} \tag{7.2.5-5}$$

- для формулы (7.2.5-4) K равно диаметру D_i, заглушки

$$d = d_o - \frac{2A_r}{e_{op}} \tag{7.2.5-6}$$

где, A_r – площадь усиления на Рисунках 7.2.5-3 или 7.2.5-4.

Если величина расчетного напряжения для штуцера ниже, чем для плоской заглушки, то площадь A_r следует умножать на отношение расчетного напряжения плоской заглушки к расчетному напряжению штуцера.

У плоских заглушек с двумя отверстиями различных диаметров при рассмотрении соответствующих пар просверленных отверстий для расчета коэффициентов Y_1 и Y_2 следует использовать среднее значение обоих диаметров для d.

Если отверстия расположены в заглушке беспорядочно, то следует выбирать пару отверстий, для которой коэффициенты Y_1 и Y_2 наибольшие.

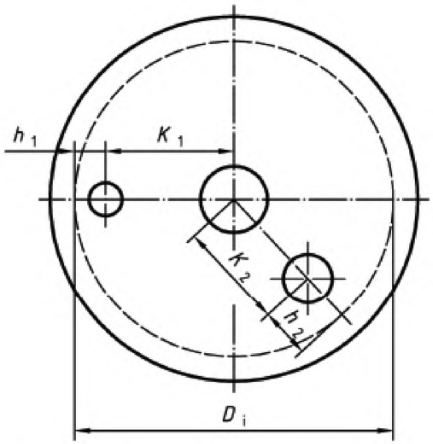


Рисунок 7.2.5-2 – Плоская заглушка с несколькими отверстиями

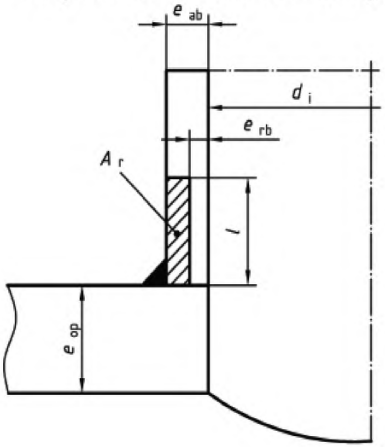


Рисунок 7.2.5-3 – Площадь A_r усиления для приварных штуцеров

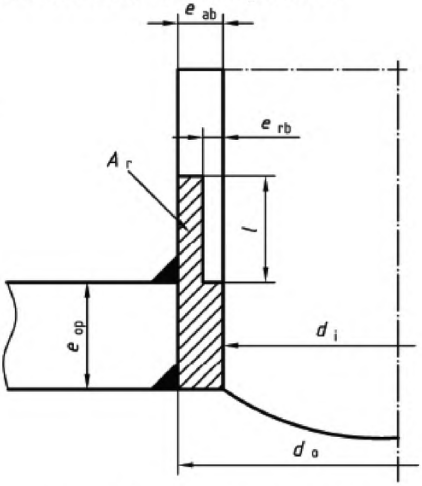


Рисунок 7.2.5-4 – Площадь A_r усиления для вварных штуцеров

8 Отверстия и отводы

8.1 Общие положения

Требования настоящего раздела распространяются на цилиндрические, конические и сферические оболочки, а также на выпуклые заглушки с круглыми, эллиптическими или продолговатыми закругленными отверстиями при условии, что выполняются приведенные в разделе допущения и условия.

В настоящем разделе термин «оболочка» включает также магистральные и основные трубы.

ПРИМЕЧАНИЕ Другие напряжения, вызванные внутренним давлением, усилия и/или моменты при этом методе расчета не учитываются.

Альтернативный метод для расчета отверстий приведен в приложении О (обязательное).

Данная новая процедура основана на анализе предельных значений и анализе приспособляемости и позволяет проектировать соединения, а также усиления при необходимости, и в особенности подходит для больших отверстий.

Данный метод подходит для самоупрочняющихся соединений, а также для соединений с усиливающими прокладками.

К тому же, данный новый метод проектирования рассматривает важные моменты по нагрузкам, отличным от внутреннего давления, таким как изгибающий или крутящий моменты.

8.2 Условные обозначения

В Разделе 8 дополнительно к условным обозначениям в Таблице 3.2-1 применяют условные обозначения, приведенные в Таблице 8.2-1.

Таблица 8.2-1 – Условные обозначения, применяемые в разделе 8

Условное обозначение	Пояснение	Единица измерения
A_f	Эффективная площадь поперечного сечения рассматриваемой стенки без припусков и допусков	мм^2
A_p	Площадь, находящаяся под давлением	мм^2
D	Диаметр оболочки	мм
D_m	Средний диаметр детали, обозначенной соответствующим подстрочным индексом[a]	мм
L_b	Расстояние между центрами соседних отводов	мм
R	Радиус сферических или эллиптических заглушек	мм
d	Диаметр отвода или примыкающей трубы	мм

Таблица 8.2-1 *(продолжение)*

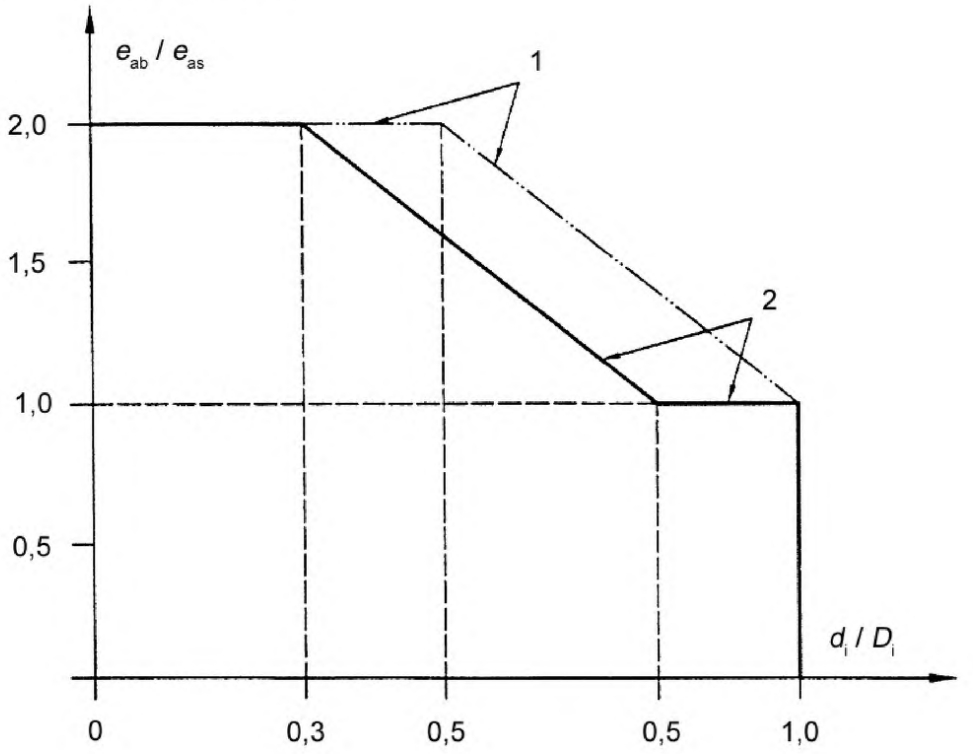
Условное обозначение	Пояснение	Единица измерения
d_m	Средний диаметр детали, обозначенной соответствующим подстрочным индексом[a]	мм
e	Требуемая минимальная толщина стенки детали, обозначенной соответствующим подстрочным индексом[a]	мм
e_a	Установленная толщина стенки детали, обозначенной соответствующим подстрочным	мм
e_{ord}	Заданная толщина стенки детали, обозначенной соответствующим подстрочным индексом[a]	мм
l	Длина усиления детали, обозначенной соответствующим подстрочным индексом[a]	мм
X	Минимальное расстояние до ближайшего места	мм
α	Половина угла раствора перехода	°
φ	Угол наклона оси отвода к перпендикуляру	°
ψ	Угол между осью трубы и прямой, проходящей через центры двух соседних отводов (см. Рисунок	°

[3] Применяются следующие индексы:
b - отвод;
s - оболочка или заглушка;
pl - усиливающая шайба;
φ - уголок.

8.3 Ограничения

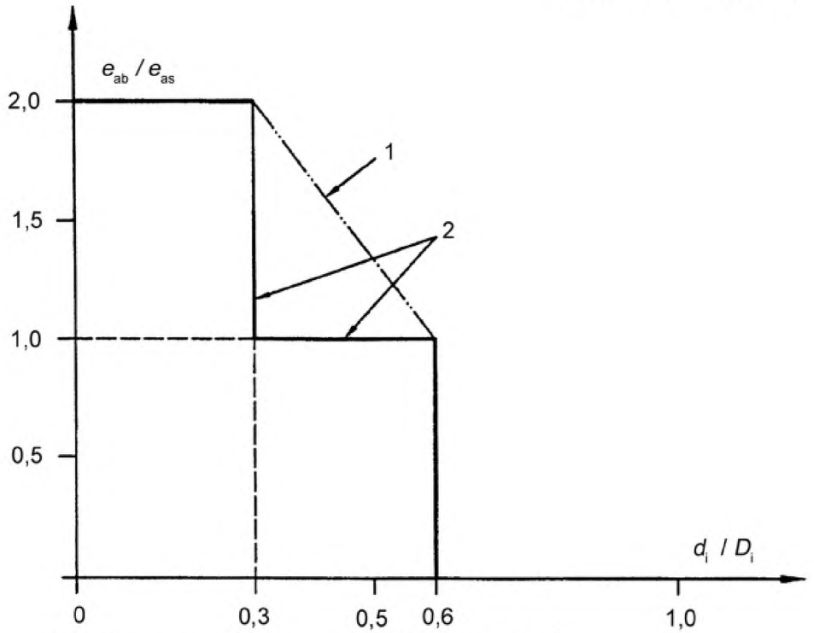
8.3.1 Отношения толщины стенок

Используемые в расчетах отношения толщины стенок $e_{a\,b}/e_{a\,s}$ не должны превышать приведенных на Рисунке 8.3.1-1 для цилиндрических или конических оболочек и на Рисунке 8.3.1-2 для сферических оболочек или выпуклых заглушек значений в виде функций d_i/D_i.



1 - действительно только для $f \leq 250$ МПа (N/мм^2);
2 - действительно только для $f > 250$ МПа (N/мм^2)

Рисунок 8.3.1-1 – Диаграмма отношения толщин стенок в виде функции отношения диаметров для цилиндрических или конических оболочек



1 - действительно только для $f \leq 250$ МПа (N/мм^2);
2 - действительно только для $f > 250$ МПа (N/мм^2).

Рисунок 8.3.1-2 – Диаграмма отношений толщин стенок в виде функции отношения диаметров для сферических оболочек или выпуклых заглушек

У выпуклых (полусферических, торосферических и эллиптических) заглушек допускаются отверстия с отношением диаметров $d_i/D_i > 0,3$, но не больше 0,6, если выполнены условия:

- отверстие должно быть усилено по 8.4.3 или 8.4.4;
- отношение толщин стенок e_{ab}/e_{as} не больше, чем приведенное на Рисунке 8.3.1-2 в виде функции d_i/D_i.

8.3.2 Отверстия в местах соединения

Требования настоящего пункта применяются для цилиндрических и конических оболочек, а также для эллиптических и торосферических заглушек с отверстиями, расстояние x которых от места соединения соответствует, как минимум, нижеследующему значению, рассчитанному для различных форм оболочек и заглушек.

а) Отверстия в цилиндрических оболочках:

- у цилиндров, которые соединены с выпуклыми заглушками, большим основанием конуса, плоскими заглушками, компенсаторами и фланцами, расстояние x должно выполнять следующее условие:

$$x \geq \max(0,21_s;3,0e_{as}) \qquad (8.3.2\text{-}1)$$

- у цилиндров, которые соединены с малым основанием конуса, полусферическими заглушками и другими деталями, несоосными с основной частью, расстояние x должно выполнять следующие условия:

$$x \geq 1_s \qquad (8.3.2\text{-}2)$$

где, x показан на Рисунке 8.3.2-1.

l_s задается уравнением (8.4.1-2).

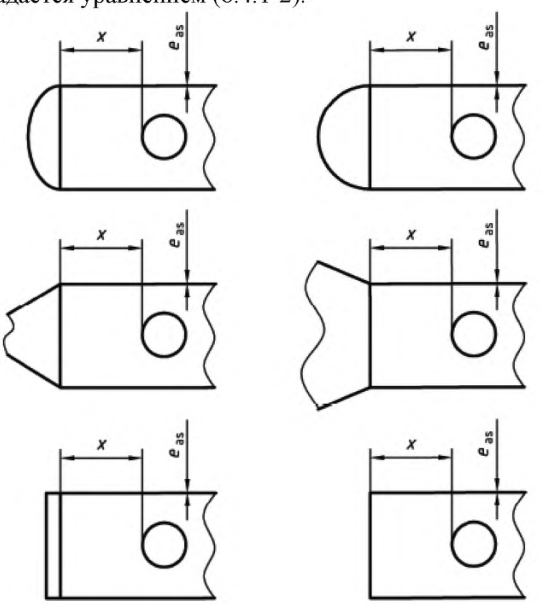


Рисунок 8.3.2-1 – Отверстия в цилиндрических оболочках

b) Отверстия в конических оболочках, которые соединены с цилиндрическими оболочками, расстояния x_L и x_S, как представлено на Рисунке 8.3.2-2, должны удовлетворять следующим условиям:

- для большого основания:

$$x_L \geq \max\left(0,2\sqrt{\frac{D_{mL}e_{as}}{\cos\alpha}};3,0e_{as}\right) \qquad (8.3.2\text{-}3)$$

- для малого основания

$$x_s \geq \max\left(0,2\sqrt{\frac{D_{ms}e_{as}}{\cos\alpha}};3,0e_{as}\right) \qquad (8.3.2\text{-}4)$$

где, D_{mL} - средний диаметр цилиндрической оболочки на большом основании;

D_{mS} - средний диаметр цилиндрической оболочки на малом основании.

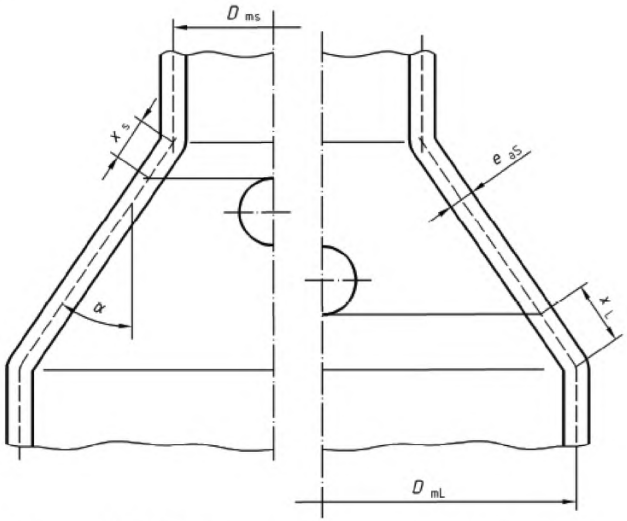


Рисунок 8.3.2-2 – Отверстия в конических оболочках

8.3.3 Методы усиления

Если это необходимо в соответствии с Разделом 8**,** то цилиндрические, конические и сферические оболочки, а также выпуклые заглушки с отверстиями должны усиливаться. Усиление отверстия должно производиться по одному из приведенных методов:

- увеличение толщины стенки оболочки по сравнению с оболочкой без отверстий (см. Рисунок 8.3.3-1);
- приварка усиливающих пластин (см. Рисунок 8.3.3-2);
- увеличение толщины стенки отвода (см. Рисунок 8.3.3-3);
- комбинация перечисленных методов.

Усиление должно быть одинаковым вокруг оси отверстия или отвода. Приваренные или вваренные отводы, которые только приварены, не могут

рассматриваться в качестве усиления и должны рассчитываться соответственно по 8.4.2.

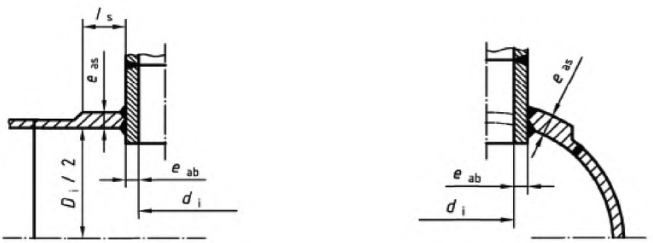
8.3.4 Методы расчета

Величина усиливаемой площади оболочки с отверстиями не может рассчитываться непосредственно, а должна допускаться на первом этапе. Это допущение должно подтверждаться путем приведенного в последующих пунктах метода. Метод выведен из требований к цилиндрическим и сферическим оболочкам или полусферическим выпуклым заглушкам и ведет к отношению между нагруженной давлением площади A_p и нагруженной напряжением площади поперечного сечения A_f. При определенных условиях расчет должен повторяться на основании исправленного допущения для усиливаемой площади.

8.3.5 Эллиптические отверстия и наклонные отводы

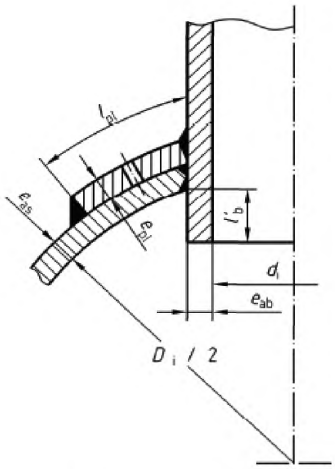
У эллиптических или овальных отверстий без отвода отношение большего диаметра к меньшему не должно превышать значения 2,0.

Для проектирования диаметры эллиптических или овальных отверстий в цилиндрических или конических оболочках должны использоваться в качестве линейного расширения в направлении оси оболочки, в то время как у сферических оболочек и выпуклых заглушек должен использоваться больший диаметр. У наклонных отводов в цилиндрических или сферических оболочках угол между перпендикуляром к стене оболочки и осью отвода, φ, не должен быть между 0° и 45° (см. Рисунок 8.4.3-3, 8.4.3-4 и 8.4.3-5).

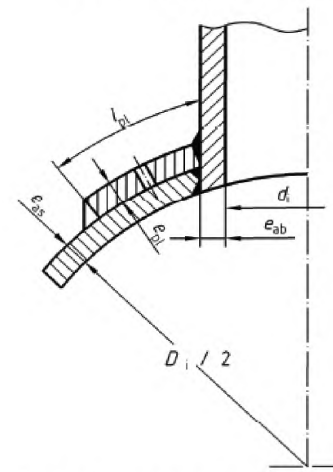


a) цилиндрическая оболочка b) сферическая оболочка

Рисунок 8.3.3-1 – Усиление посредством увеличения толщины стенки оболочки



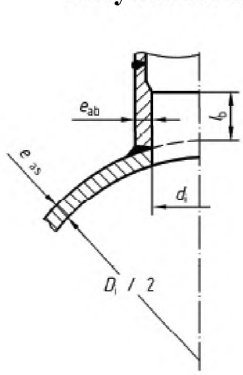
a) пропущенный внутрь штуцер



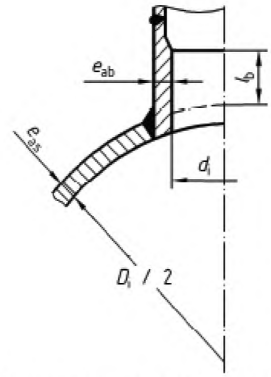
b) вваривaемый штуцер

ПРИМЕЧАНИЕ Следует принимать во внимание влияние потока при проектировании проходящего штуцера.

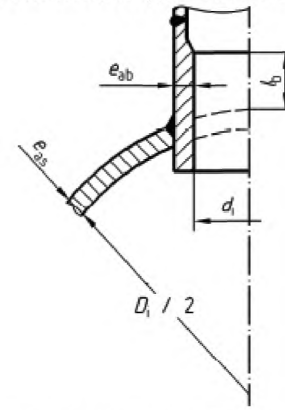
Рисунок 8.3.3-2 – Усиление посредством усиливающих пластин



a) привариваемый штуцер



b) вваривaемый штуцер



c) пропущенный внутрь штуцер

ПРИМЕЧАНИЕ 1 Увеличение толщины стенки может быть на внутренней или внешней стороне ответвления.

ПРИМЕЧАНИЕ 2 Следует принимать во внимание влияние потока при проектировании проходящего штуцера.

Рисунок 8.3.3-3 – Усиление посредством увеличения толщины стенки отвода

8.3.6 Усиливающие пластины

Усиление отверстий усиливающими пластинами ограничено приведенными на Рисунке 8.3.6-1 условиями и отношениями диаметров $d_i/D_i \leq 0{,}8$.

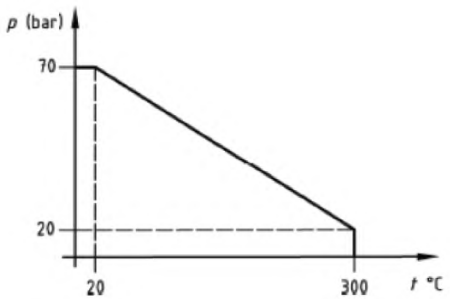


Рисунок 8.3.6-1 – Пределы давления и температуры для усиливающих пластин

8.3.7 Материалы оболочки и усиления

Если оболочка и усиление состоят из материалов с разными значениями допускаемого расчетного напряжения и если значение расчетного напряжения оболочки ниже, то для расчета усиления следует использовать более низкое значение.

Материал для усиления следует выбирать таким образом, чтобы исключались температурные напряжения на основании существенно отличающихся друг от друга коэффициентов теплового расширения.

8.3.8 Отводы с расширением конца

Применение отводов с расширением конца ограничено следующими отношениями диаметров:

- для всех материалов, за исключением аустенитных сталей: $d_i/D_i \leq 0{,}8$;
- для аустенитных сталей $d_i/D_i \leq 1{,}0$.

Области A_{fs} и A_{fb} должны быть умножены на коэффициент 0,9, если фактическая толщина стенок экструзии неизвестна.

Применение в области усталостной прочности следует ограничивать отверстиями с отношением диаметров $d_i/D_i \leq 0{,}7$ и расчетное напряжение следует уменьшать до 90 % значения, приведенного в Разделе 5.

8.3.9 Отводы в изгибах труб

Проектирование и расчет соединений отводов и опор с трубопроводной арматурой следует выполнять по Приложению Е.

Отводы в изгибах труб не допускаются для применения в области усталостной прочности.

8.3.10 Ввинченные штуцеры

Использование ввинченных штуцеров ограничено:

- температурами до 400 °С;
- манометрическим давлением до 40 бар;
- диаметром штуцера до номинального диаметра DN 50 включительно.

Кроме того:

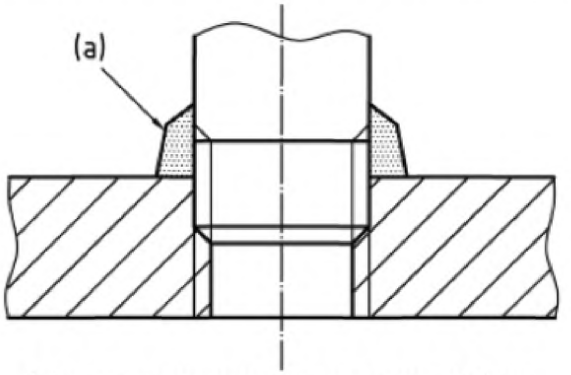
- срыв резьбы не допускается;
- для расчетных температур свыше 200 °С или расчетных давлений свыше 16 бар штуцер должен быть сварен плотным швом;
- для труб и ввинчиваемых штуцеров, должны использоваться материалы с равными коэффициентами теплового расширения;
- чтобы обеспечить свариваемость ввинченных штуцеров, должны применяться материалы с содержанием углерода ниже 0,25 % по EN 13480-2;
- минимальная глубина ввинчивания должна составлять:

для диаметров до DN 20 включ. - шесть шагов резьбы;

для диаметров от DN 20 до 40 включ. - семь шагов резьбы;

для диаметров от DN 40 до DN 50 включ. - восемь шагов резьбы.

ПРИМЕЧАНИЕ У трубопроводов для транспортируемого вещества группы 1 и у нагруженных вибрацией трубопроводов расчет и использование ввинченных штуцеров должно оцениваться с особой тщательностью. Даже сваренные плотным швом ввинченные штуцера не считаются абсолютно герметичным соединением.



(а) сваривание плотным швом по выбору

Рисунок 8.3.10-1 – Ввинченный штуцер

8.4 Отдельные отверстия

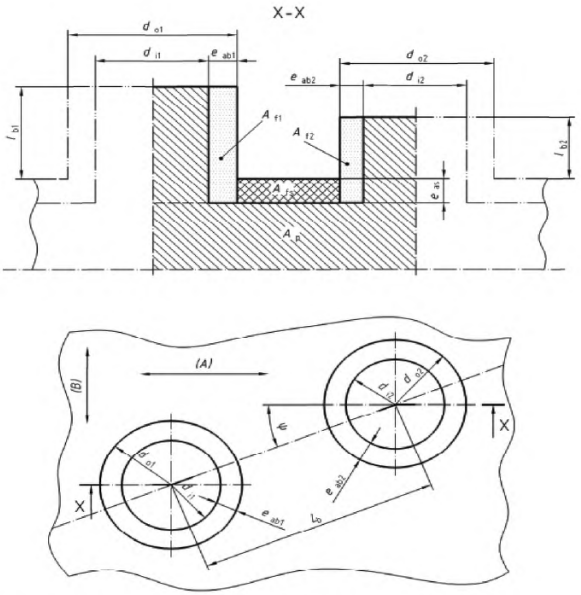
8.4.1 Общие положения

Соседние отверстия или отводы следует рассматривать как отдельное отверстие, если расстояние L_b между центрами отверстий или отводов, измеренное по среднему диаметру оболочки, удовлетворяет следующему требованию

$$L_b \geq \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} + 2l_s \qquad (8.4.1\text{-}1)$$

где, d_1 и d_2 задаются следующим:

- у цилиндрических или конических оболочек измеренный вдоль линии L_b диаметр обоих отверстий или точки пересечения наружных диаметров отвода и усилительной пластины со стенкой оболочки (см. Рисунок 8.4.1-1);
- у сферических оболочек и выпуклых заглушек длины отводов, измеренные по центру толщины стенки вдоль линии L_b, над хордами $d_{01и}$ d_{02} (см. Рисунок 8.4.1-2).



(A): продольное направление; (B): радиальное направление

Рисунок 8.4.1-1 – Цилиндрическая оболочка с примыкающими отводами под углом ψ к оси оболочки

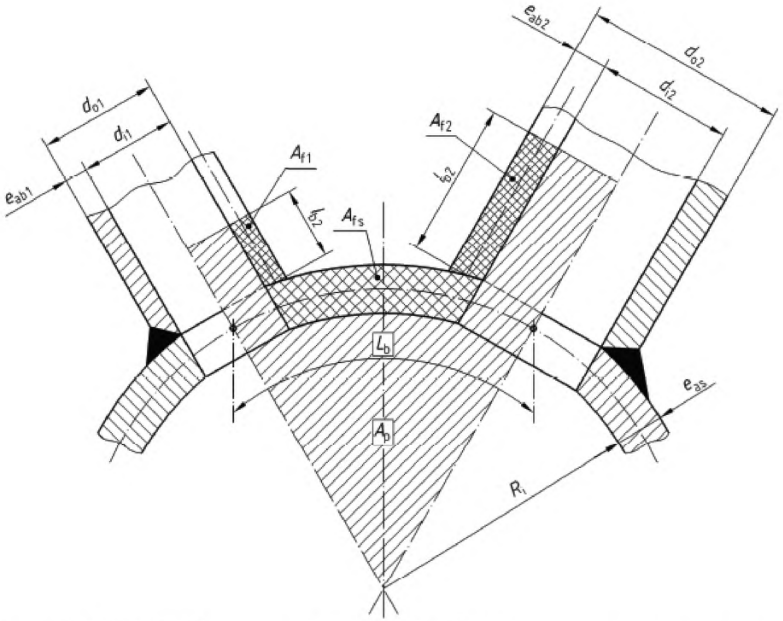


Рисунок 8.4.1-2 – Сечение сферической оболочки с примыкающими отводами

Значение l_s для каждого отверстия определяется по следующей формуле:

$$l_s = \sqrt{D_{eq} e_{as}} \qquad (8.4.1\text{-}2)$$

где, D_{eq} – измеренный перпендикулярно оси оболочки аналогичный диаметр оболочки в центре каждого отверстия, следовательно:

- у цилиндрических оболочек

$$D_{eq} = D_i + e_{as} \qquad (8.4.1\text{-}3)$$

или

$$D_{eq} = D_o - e_{as} \qquad (8.4.1\text{-}4)$$

- у полусферических, торосферических или эллиптических заглушек

$$D_{eq} = 2R_i + e_{as} \qquad (8.4.1\text{-}5)$$

ПРИМЕЧАНИЕ Для эллиптических заглушек см. 7.1.4.

- у сферических оболочек

$$D_{eq} = \frac{D_m}{\cos\alpha} - e_{as} \qquad (8.4.1\text{-}6)$$

См. Рисунок 8.3.2-2.

e_{as} - установленная толщина стенки оболочки или заглушки без учета толщины стенки усиливающей пластины.

8.4.2 Неусиленные отверстия

Усиления не требуется, если выполнено условие:

$$d_i \le 0{,}14\sqrt{(D_{eq}e_{as})} \qquad (8.4.2\text{-}1)$$

8.4.3 Усиленные отверстия с отношением диаметров $d_i/D_i < 0{,}8$

а) Усиление посредством увеличения толщины стенки

Усиление может выполняться посредством увеличения толщины стенки оболочки и/или отвода. Увеличенная толщина стенки должна охватывать минимальную длину l_s на оболочке и l_b на отводе измеряется, как представлено на Рисунках 8.3.3-1, 8.3.3-3 и 8.4.3-1.

Длину l_s следует вычислять по формуле (8.4.1-2).

Длины l_b и l'_b вычисляются следующим образом:

$$l_b = \sqrt{d_{eqb}e_{ab}} \qquad (8.4.3\text{-}1)$$

$$l'_b = 0{,}5\sqrt{d_{eqb}e_{ab}} \qquad (8.4.3\text{-}2)$$

однако не более фактической длины отвода.

Кроме того, должно быть выполнено следующее условие:

$$\left(f_b - \frac{p_c}{2}\right)A_{fb} + \left(f_s - \frac{p_c}{2}\right)A_{fs} \ge p_c A_p \qquad (8.4.3\text{-}3)$$

где, A_f - способствующая усилению площадь поперечного сечения ($A_{fb} + A_{fs}$)

A_p - площадь, находящаяся под давлением.

l_b и l_s, полученные из уравнения 8.4.3-1 и 8.4.1-2, являются максимальными значениями длины для расчета усиления.

В случаях такого расчета установленное значение проверяется на комплектующем изделии. Если исполнение имеет меньшую длину, как задано уравнениями 8.4.1-2 и 8.4.3-1, она учитывается при расчете усиления.

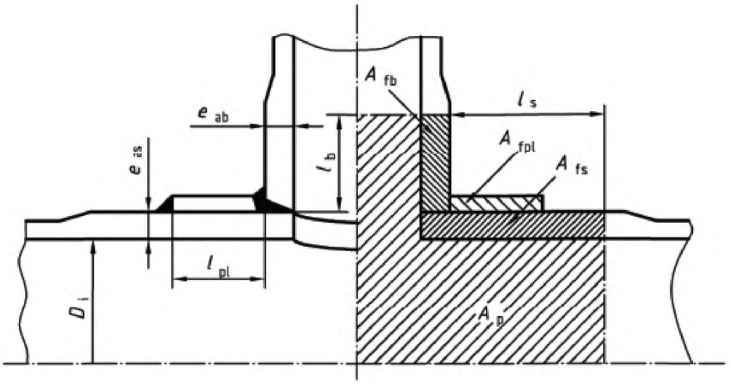


Рисунок 8.4.3.1 – Усиление посредством увеличения толщины стенки оболочки отвода

b) Усиление посредством усиливающих пластин

Усиливающие пластины должны плотно прилегать к оболочке. Способствующая усилению ширина усиливающей пластины l_{pl} не должна превышать l_s (см. Формулу (8.4.1-2) и Рисунки 8.3.3-2 и 8.4.3-2)

$$l_{pl} \le l_s \tag{8.4.3-4}$$

Используемое в формулах (8.4.3-6) и (8.4.3.7) для расчета A_{fpl} значение e_{apl} не должно превышать толщину стенки оболочки e_{as}:

$$e_{apl} \le e_{as} \tag{8.4.3-5}$$

Кроме того, должно выполняться следующее условие:

$$\left(f_s - \frac{p_c}{2}\right)\left(A_{fs} + A_{fb} + A_{fpl}\right) \ge p_c A_p \tag{8.4.3-6}$$

где, A_{fpl} – площадь поперечного сечения усиливающей шайбы;

A_{fs} – площадь поперечного сечения оболочки.

Если расчетное напряжение усиливающей шайбы *fpl* меньше расчетного напряжения оболочки *fs*, то вместо условия в формуле (8.4.3-6) должно выполняться следующее условие:

$$\left(f_s - \frac{p_c}{2}\right)A_{fs} + \left(f_b - \frac{p_c}{2}\right) + \left(f_{pl} - \frac{p_c}{2}\right)A_{fpl} \ge p_c A_p \tag{8.4.3-7}$$

ПРИМЕЧАНИЕ Ни при каких условиях не рассматривается расчетное напряжение ответвления f_b или расчетное напряжение усиливающей прокладки f_{pl} выше f_s.

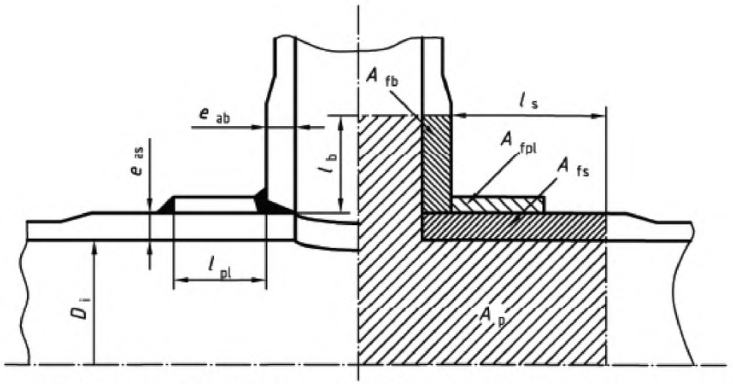


Рисунок 8.4.3-2 – Усиление цилиндрической оболочки посредством усиливающей пластины

c) Наклонные отводы или наклонно установленные штуцеры в цилиндрических и конических оболочках.

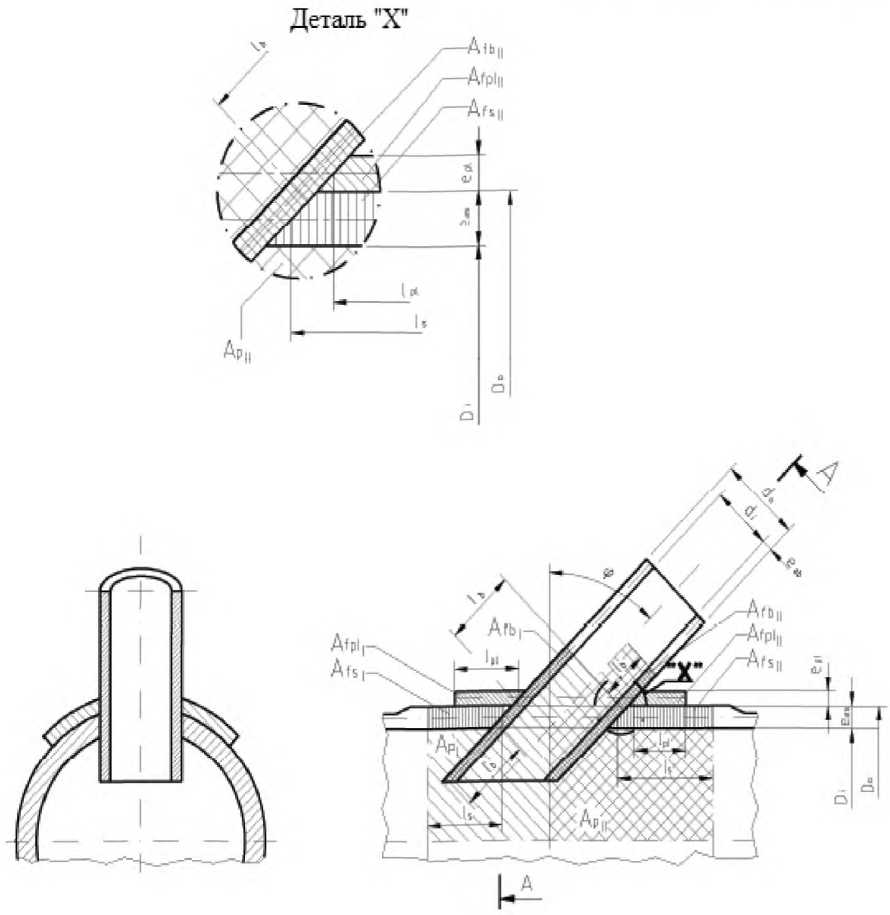
Требования настоящего пункта применяются для штуцеров или отводов, ось которых проходит неперпендикулярно стенке цилиндрической или конической оболочки, а лежит в плоскости перпендикулярно линии оболочки через центр отверстия и образует с перпендикуляром угол φ или лежит в плоскости с осью оболочки и образует с перпендикуляром угол φ. Для нерадиально расположенных штуцеров или отводов усиление должно вычисляться в продольном направлении и для поперечного сечения (см. Рисунок 8.4.3-4).

Для расчета применяют формулы (8.4.3-4) или (8.4.3-6) и (8.4.3-7), в которых для площадей сечения используются A_{ps} и A_{pb}, у которых площадь A_{ps} вычисляется следующим образом:

$$d = \frac{d_i}{\cos\varphi} \qquad (8.4.3\text{-}8)$$

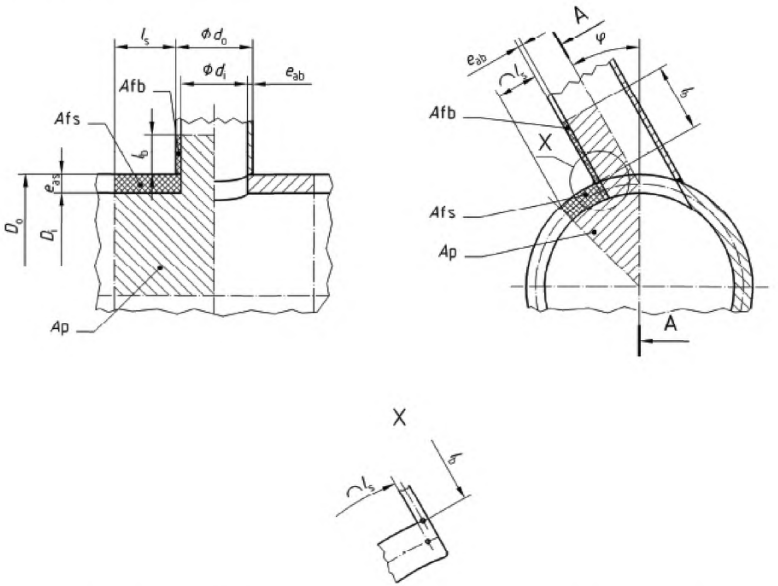
Максимальная длина, которая рассматривается как способствующая усилению должна вычисляться по формуле (8.4.1-2).

Угол φ следует определять, как представлено на Рисунке 8.4.3-3 или 8.4.3-4: $0° < \omega \leq 45°$.



ПРИМЕЧАНИЕ Следует принимать во внимание влияние потока при проектировании проходящего штуцера.

Рисунок 8.4.3-3 – Усиление наклонно расположенных штуцеров в цилиндрической или конической оболочках



a) Поперечное сечение b) Сечение X-X

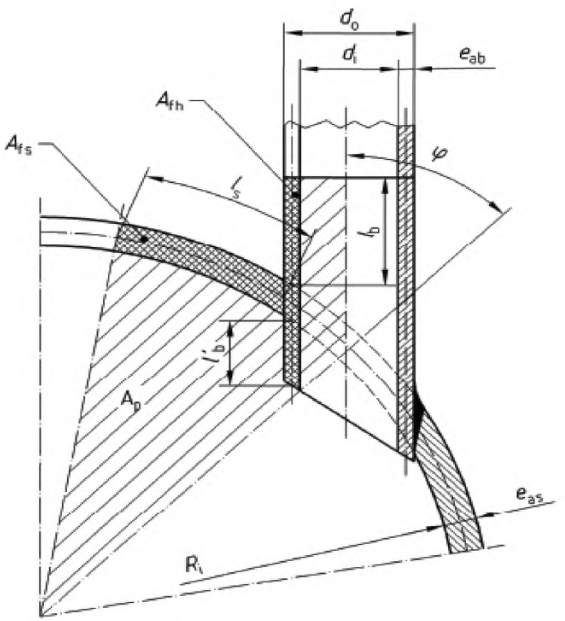
Рисунок 8.4.3-4 – Усиление нерадиально расположенных отводов или штуцеров в цилиндрических или конических оболочках

d) Наклонные штуцеры или отводы в сферических оболочках и сводчатых заглушках. Требования настоящего пункта применяются для штуцеров или отводов в сферических оболочках и полусферах сводчатых заглушек, ось которых проходит неперпендикулярно стенке оболочки и образует с перпендикуляром угол φ. Усиление следует рассчитывать на отрезке, на котором лежат ось штуцера или отвода и перпендикуляр к стенке оболочки в центре отверстия (см. Рисунок 8.4.3-5).

Усиление следует рассчитывать с использованием A_{ps} и A_{pb} по формулам (8.4.3-3), (8.4.3-6) и (8.4.3-7), причем A_p вычисляется по формуле (8.4.3-8).

Максимальную площадь, рассчитываемую как способствующую усилению оболочки, следует определять по формуле (8.4.1-2), длину штуцера или отвода по формуле (8.4.3-1).

Угол φ должен быть определен, как показано на Рисунке 8.4.3-5.



ПРИМЕЧАНИЕ Следует принимать во внимание влияние потока при проектировании проходящего штуцера.

Рисунок 8.4.3-5 – Усиление наклонно установленных штуцеров в сферических оболочках и сводчатых заглушках

8.4.4 Усиление одиночных вырезов с *0,8 < d/D <1,0*

Применяются приведенные в 8.4.3 формулы с ограничениями, что большие вырезы с $d/D > 0,8$ недопустимы для расчета в области усталостной прочности материала.

8.5 Расположенные рядом отверстия

8.5.1 Неусиленные отверстия

Неусиленные отверстия, расположенные рядом, допускаются, если соблюдаются следующие ограничения:

- расстояние между центрами двух расположенных рядом отверстий не должно быть менее суммы их внутренних диаметров, измеренных на внутренней стороне оболочки;

-если более двух отверстий расположены в пределах площади окружности с диаметром D_{ca}, определяемым по следующей формуле:

$$D_{ca} = 2,0\sqrt{D_m e_{as}} \qquad (8.5.1\text{-}1)$$

то сумма диаметров их отверстий должна выполнять следующее условие:

$$\sum_{1}^{n} d_i \le 0,175\sqrt{D_m e_{as}} \qquad (8.5.1\text{-}2)$$

где, n - число отверстий.

8.5.2 Усиленные отверстия с d/D ≤ 0,8

а) Усиление расположенных рядом отверстий в цилиндрических оболочках. Поперечное сечение расположенных рядом отверстий, которые с продольной осью цилиндрической оболочки образуют угол φ по рисунку 8.4.1-1, должно соответствовать следующему условию, если значения расчетных напряжений штуцеров и усиливающих пластин равны расчетным напряжениям цилиндрической или конической оболочки или выше их:

$$\left(f - \frac{p_c}{2}\right)\left(A_{fs} + A_{fb} + A_{fpl}\right) \ge p_c\left[\frac{A_{ps}}{2}(1+\cos^2\psi) + \mathrm{A}_{pb}\right] \qquad (8.5.2\text{-}1)$$

Для расположенных группами отверстий следует проводить анализ прочности для стенок во всех направлениях и для каждой пары расположенных рядом отверстий.

$$\left(f - \frac{p_c}{2}\right)A_{fs} + \left(f_b - \frac{p_c}{2}\right)A_{fb} + \left(f_{pl} - \frac{p_c}{2}\right)A_{fpl} \ge p_c\left[\frac{A_{ps}}{2}(1+\cos^2\psi) + \mathrm{A}_{pb}\right] \qquad (8.5.2\text{-}2)$$

Требования настоящего пункта могут применяться также для расположенных рядом наклонных штуцеров, центры которых лежат на одной и той же линии оболочки. В этом случае используются углы наклона, которые получаются из проекции оси штуцеров в плоскости, в которой лежат минимальное расстояние между штуцерами и перпендикуляры к оси стенки в центре каждого отверстия. Значения для площадей $A_{pb\varphi}$ следует вычислять по 8.4.3 с).

б) Усиление расположенных рядом отверстий в сферических оболочках и полусферических заглушках.

Поперечное сечение расположенных рядом отверстий в сферической оболочке или полусферических заглушках по Рисунку 8.4.1-2 должно выполнять следующее условие, если значения расчетных напряжений штуцеров и усиливающих пластин равны расчетным напряжениям сферической оболочки или полусферической заглушки или выше их:

$$\left(f - \frac{p_c}{2}\right)(A_{fs} + A_{fb} + A_{fpl}) \ge p_c A_p \qquad (8.5.2\text{-}3)$$

Если расчетное напряжение штуцера или усиливающей пластины ниже расчетного напряжения сферической оболочки или полусферической заглушки, то должно быть выполнено нижеследующее условие:

$$\left(f-\frac{p_c}{2}\right)\mathrm{A}_{fs}+\left(f_b-\frac{p_c}{2}\right)A_{fb}+\left(f_{pl}-\frac{p_c}{2}\right)A_{fpl}\geq p_c A_p \qquad (8.5.2\text{-}4)$$

Для расположенных группами отверстий следует проводить анализ прочности для стенок во всех направлениях и для каждой пары расположенных рядом отверстий.

Требования настоящего пункта могут применяться также для двух расположенных рядом наклонных штуцеров; в этом случае используют углы наклона, которые получаются из проекции оси штуцеров на плоскость, в которой лежат минимальное расстояние между штуцерами и центр сферической оболочки или полусферической заглушки. Значения для площадей $A_{pb\varphi}$, вычисляются по 8.4.3 d).

8.6 Расчет особых соединительных деталей трубопровода

8.6.1 Цилиндрические Y-образные части

Для расчетов применяются формулы, приведенные в 8.4.3. Параметры l_s, а также l_{b1} и l_{b2} представлены на Рисунке 8.6.1-1.

Для труб с d/D >0,8 расчетное напряжение следует уменьшать до 90 % значения, установленного в Разделе 5. При использовании высоких температур следует учитывать ползучесть.

ПРИМЕЧАНИЕ Рекомендуется подобного рода отводы не использовать в области усталостной прочности. Особое внимание следует уделять способу сварки.

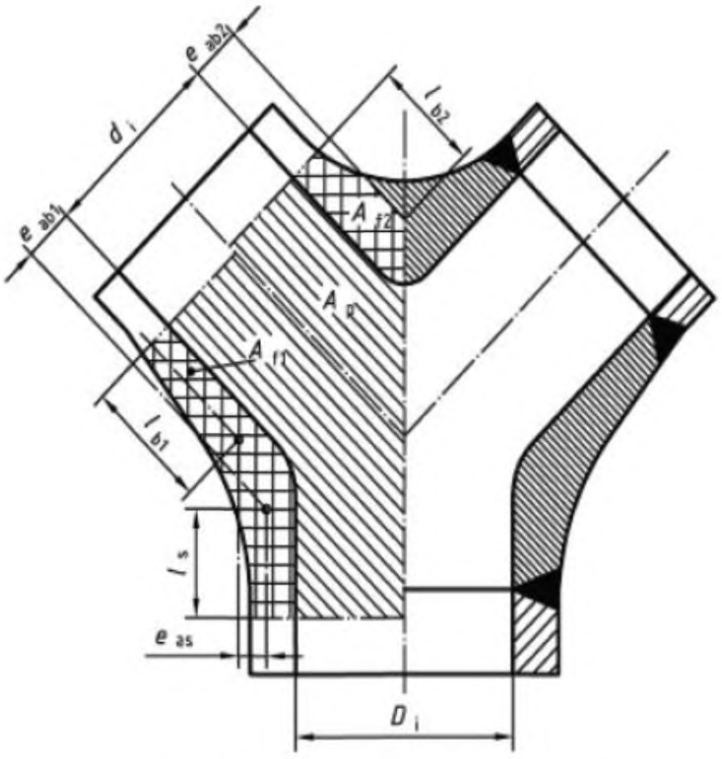


Рисунок 8.6.1-1 – Кованый V-образный отвод

8.6.2 Сферические V-образные отводы

Применяются формулы, приведенные в 8.4.3. Параметры l_s и l_b. представлены на Рисунке 8.6.2-1.

ПРИМЕЧАНИЕ Согласно рекомендациям осевая линия отвода должна лежать в точке пересечения перпендикулярно сферической стенке.

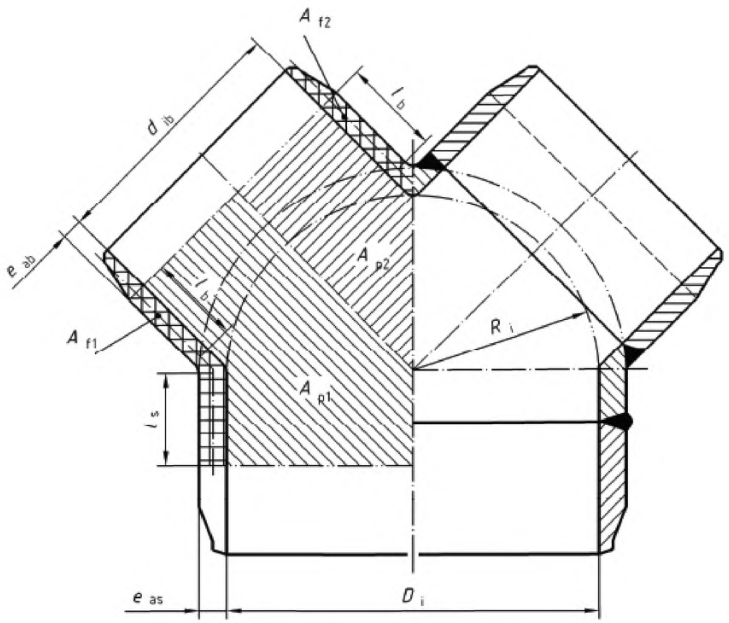


Рисунок 8.6.2-1- Полусферический V-образный отвод

8.6.3 Отводы с усилительными ребрами

Использование отводов с усилительными ребрами допускается только до максимальной температуры 200 °С.

Этот вид усиления следует использовать только для трубопроводов, у которых при эксплуатации не возникают существенные температурные напряжения. Размеры представлены на Рисунке 8.6.3-1.

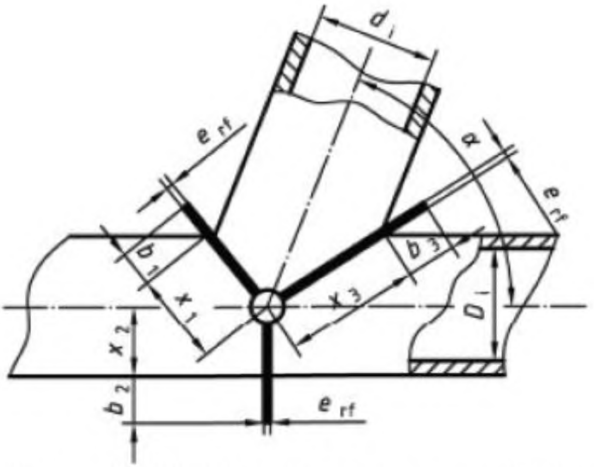


Рисунок 8.6.3-1 – Отвод с усилительными ребрами

Расчет основан на доказательстве, что прочность находящегося снаружи усиления выдерживает внутреннее давление в отводе:

$$W \le \sum_{1}^{n} W_j \qquad (8.6.3\text{-}1)$$

$$W = 2R_{p0,2e_{as}} \frac{d_i^2}{D_i}(1-0,7\sin\alpha) \qquad (8.6.3\text{-}2)$$

$$W_j = \frac{e_{rf}(3,7\,\mathrm{R}_{p0,2})\,\mathrm{b}^2}{4b+3x_j} \qquad (8.6.3\text{-}3)$$

где, b_j - высота усиления (j = 1, 2, 3);

D_i - внутренний диаметр оболочки;

D_i - диаметр отвода;

e_{as} - установленная толщина стенки оболочки может быть равна приведенной в 3.2 заданной толщине стенки $e_{ord,sl}$;

e_{rf} - толщина стенки усиления;

n - число усилений;

W - нагрузка с учетом усиления;

W_j – прочность усиления в виде функции значений для: b_j и X_j (j = 1, 2, 3);

x_j – длина выступа усиления по направлению к изгибу (j = 1,2, 3);

α – угол между осями оболочки и отвода.

9 Расчет соединительных деталей трубопровода с учетом атмосферного давления

9.1 Общие положения

В расчетах, приведенных в настоящем разделе, учитывают нагрузки от атмосферного давления. Эти нагрузки не применяются для области усталостной прочности.

Учитываемое в расчете атмосферное давление – это максимальное атмосферное давление при условиях эксплуатации или испытании, в зависимости от того, какое значение выше.

Для трубопроводов, у которых в связи с охлаждением транспортируемого вещества внутреннее давление может понижаться ниже атмосферного давления, используемое в расчете атмосферное давление равно:

- 1 бар для одностенных труб при атмосферном давлении; или
- эффективному давлению между оболочкой и кожухом плюс 1 бар у трубопроводов без оболочки.

Для трубопроводов, оснащенных устройствами для ограничения давления, и у которых внутреннее давление по причине охлаждения транспортируемого вещества может понижаться ниже атмосферного давления, используемое в расчете атмосферное давление должно соответствовать минимальному давлению, установленному для устройств ограничения давления.

У трубопроводов, у которых атмосферное давление при эксплуатации не превышает 1 бар, проверка на соответствие расчета не требуется, если выполнены следующие условия:

- трубопроводы из углеродистой стали или низколегированных сталей при температуре меньше или равной 150°С или из аустенитной стали при температуре меньше или равной 50°С; и
- $e/D_0 \geq 0{,}01$; и
- отклонение от крутости u (см. EN 13480-4:2002, п. 7.4.1) составляет не более 1 % и локальные неровности имеют значение не более e.

Толщина стенок соединительных деталей под атмосферным давлением должна быть не менее толщины стенок, требуемой по настоящему стандарту для аналогичных соединительных деталей под одинаково высоким внутренним давлением, причем следует использовать коэффициент прочности сварного шва 1 или значение, установленное по Разделу 9, в зависимости от того, какое значение больше.

Допустимое отклонение от геометрической формы должно указываться на чертеже или в соответствующей документации.

ПРИМЕЧАНИЕ Требования Раздела 9 применяют для цилиндрических оболочек, у которых некруглость составляет 0,5 % радиуса, измеренного от действительного центра окружности.

Коэффициент прочности сварного шва не учитывают.

Пластины и другие детали, применяемые в качестве повышения жесткости, должны охватывать всю длину окружности и соединяться по всей длине окружности с оболочкой. Все соединения должны быть рассчитаны таким образом, чтобы жесткость кольца была максимальной. При внутренних кольцах жесткости, которые расположены таким образом, что существуют места, ограничивающие промежуточные пространства между оболочкой и кольцом (см. Рисунок 9.1-1), длина оболочки без элемента повышения жесткости не должна превышать длину окружности оболочки, деленную на коэффициент ($4n_{cyl}$).

Прерывистые сварные швы не допускаются, если возможно возникновение щелевой коррозии.

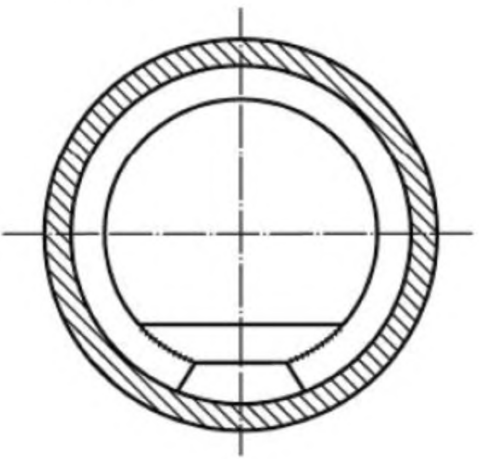


Рисунок 9.1-1 – Внутренние кольца жесткости с усиленным вырезом

9.2 Условные обозначения и пределы упругости

9.2.1 Условные обозначения

В Разделе 9 дополнительно к условным обозначениям в Таблице 3.2-1 применяются условные обозначения, приведенные в Таблице 9.2.1 -1.

Таблица 9.2.1-1 – Условные обозначения, применяемые в разделе 9

Условное обозначение	Пояснение	Единица измерения
A_e	Площадь поперечного сечения элемента жесткости плюс несущая длина трубы	мм^2
A_f	Площадь поперечного сечения фланца	мм^2
A_s	Площадь поперечного сечения элемента жесткости	мм^2
A_w	Площадь стойки	мм^2
E_t	Модуль упругости материала рассматриваемой детали при расчетной температуре t	МПа (N/мм^2)
L	Длина трубы без элемента жесткости	мм
L_c	См. Рисунок 9.3.1-1	мм
R_f	Радиус детали элемента жесткости с наибольшим расстоянием до трубы (см. Рисунок 9.3.4-1)	мм
R_m	Средний радиус цилиндрических труб или отрезков трубы	мм
R_s	Радиус центра тяжести поперечного сечения элемента жесткости (см. Рисунок 9.3.4-1)	мм
$R_{p0,2t}$	Минимальное значение 0,2 % предела текучести трубы при определенной температуре	МПа (N/мм^2)
$R_{p0,2St}$	Минимальное значение 0,2 % предела текучести элемента жесткости при определенной температуре	МПа (N/мм^2)
S,S_s	Пределы упругости для трубы или элемента жесткости	МПа (N/мм^2)
e	Минимальная толщина стенки трубы	мм
e_f	Толщина фланца элемента жесткости	мм
e_w	Толщина стенки элемента жесткости	мм
h	Наружная высота свода у сводчатых заглушек	мм
h_s	Радиальная высота элемента жесткости между двумя фланцами	мм
I_c	Момент инерции комбинированной площади поперечного сечения элемента жесткости и элемент жесткости поддерживающей длины трубы вокруг параллельной оси цилиндра оси через поверхностный центр тяжести комбинированной площади поперечного сечения	мм^4

Таблица 9.2.1-1 *(продолжение)*

Условное обозначение	Пояснение	Единица измерения
k	Коэффициент запаса прочности	-
k_s	Технологический коэффициент элемента жесткости	-
n	Число волн вспучивания по окружности цилиндра с элементами жесткости	-
n_{cyl}	Число волн вспучивания по окружности цилиндра без элементов жесткости	-
p	Требуемое расчетное атмосферное давление	МПа ($N/мм^2$)
p_n	Теоретическое упругое давление вспучивания цилиндрической трубы с элементами жесткости	МПа ($N/мм^2$)
p_m	Теоретическое упругое давление вспучивания при выходе из строя цилиндрической трубы (Теоретическое напряжение вспучивания)	МПа ($N/мм^2$)
p_r	Вычисленное нижнее давление отказа	МПа ($N/мм^2$)
p_y	Давление, при котором среднее давление по окружности цилиндрической трубы в центре между элементами жесткости достигает предела текучести материала	МПа ($N/мм^2$)
p_{ys}	Давление, которое вызывает текучесть в круговом направлении	МПа ($N/мм^2$)
r_i	Радиус, расположенной ближе всего к трубе стойки элемента жесткости, которая при расчете отклонения элемента жесткости считается центром вращения (см. Рисунок 9.3.4-1)	мм
b	Прилегающая к трубе ширина элемента жесткости	мм
w_f	Ширина выступающей части фланца элемента	мм
ε	Среднее упругое удлинение в круговом направлении при отказе	-
λ	Параметр для элементов жесткости	-
σ_s	Максимальное напряжение в толстых элементах жесткости	МПа ($N/мм^2$)
σ_i	Напряжение вспучивания, при котором возникает боковое отклонение элементов жесткости	МПа ($N/мм^2$)
α	Угол наклона конической оболочки к оси	°

9.2.2 Пределы упругости

Пределы упругости определяются по следующим формулам:
у неаустенситных сталей:

$$S = R_{p0,2t} \tag{9.2.2-1}$$

$$S_s = R_{p0,2st} \tag{9.2.2-2}$$

у аустенситных сталей:

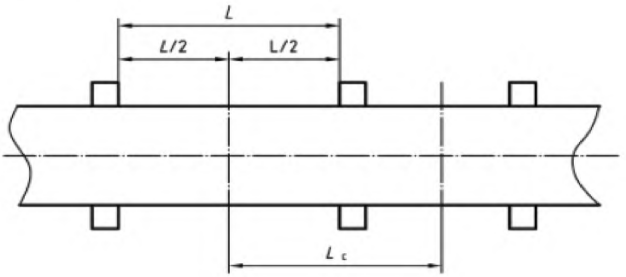
$$S = \frac{R_{p0,2t}}{1,25} \tag{9.2.2-3}$$

$$S_s = \frac{R_{p0,2t}}{1,25} \tag{9.2.2-4}$$

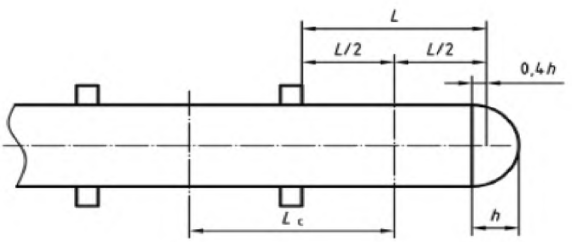
9.3 Цилиндрические трубы, изгибы и отводы труб

9.3.1 Определение длин

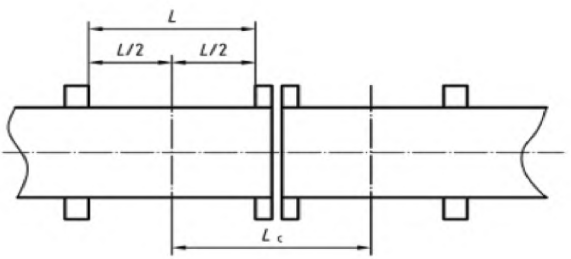
Длины L и L_c должны определяться по Рисунку 9.3.1-1



a)



b)



c)

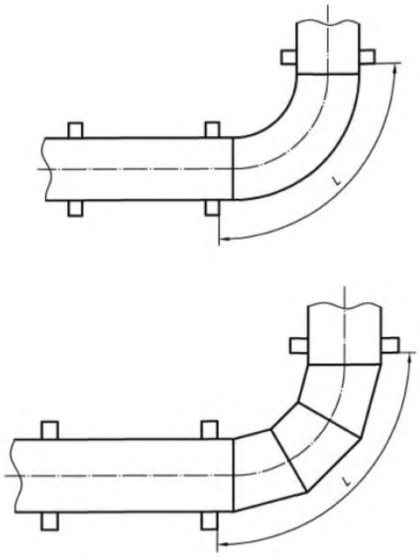
Условные обозначения

a) Отдельная труба

b) Труба с торцом

c) Трубы с фланцевым соединением

Рисунок 9.3.1-1 — Определение длин цилиндрических труб



Условные обозначения

d) труба с изогнутым отводом;

c) труба с секторным отводом

ПРИМЕЧАНИЕ L измерено по наружной дуге

Рисунок 9.3.1-1 *(продолжение)*

9.3.2 Сбой между элементами жесткости

Толщина стенки трубы без элементов жесткости L должна соответствовать, как минимум, установленному по следующему методу значению.

a) для e значение следует предполагать, а p_y следует вычислять следующим образом:

$$P_y = \frac{Se_a}{R_m} \qquad (9.3.2\text{-}1)$$

b) значение для p_m следует вычислять с применением используемого при расчете p_y значения для e:

$$p_m = \frac{E_t e_a \varepsilon}{R_m} \qquad (9.3.2\text{-}2)$$

где, ε вычисляется по следующей формуле:

$$\varepsilon = \frac{1}{n_{cyl}^2 - 1 + \frac{Z^2}{2}} \left\{ \frac{1}{\left(\frac{n_{cyl}^2}{Z^2} + 1 \right)^2} + \frac{e_a^2}{12 R_m^2 (1 - \nu^2)} (n_{cyl}^2 - 1 + Z^2)^2 \right\} \qquad (9.3.2\text{-}3)$$

где n_{cyl} - целое число ≥ 2, чтобы получить как можно меньшее значение p_m

$$Z = \frac{\pi R_m}{L} \qquad (9.3.2\text{-}4)$$

L следует определять по 9.3.1.

c) отношение p_m/p_y следует вычислять, а отношение p_r/p_y следует выбирать из Таблицы 9.3.2-1.

Таблица 9.3.2-1 – Прямые цилиндрические трубы и переходы, для которых напряжение является определяющим параметром

p_m/p_y	0	0,25	0,5	0,75	1,0	1,25	1,5	1,75
p_r/p_y	0	0,1245	0,2505	0,375	0,4995	0,6045	0,6795	0,72
p_m/p_y		2,0	2,25	2,5	2,75	3,0	3,25	3,5
p_r/p_y		0,7545	0,78	0,8025	0,822	0,8355	0,849	0,861
p_m/p_y		3,75	4,0	4,25	4,5	4,75	5,0	5,25
p_r/p_y		0,87	0,879	0,8865	0,8955	0,9045	0,9135	0,9165
p_m/p_y		5,5	5,75	6,0	6,25	6,5	6,75	7,0 и выше
p_r/p_y		0,9225	0,9285	0,9345	0,9405	0,9465	0,9525	0,9585

d) значение для p_r следует вычислять из p_r/p_y и p_y и оно должно выполнять следующие условия:

$$p_r \geq kp \qquad (9.3.2\text{-}5)$$

где, k = 1,5.

Исключение составляют:

- специфические применения, для которых k может повышаться с согласия всех участвующих сторон;
- стальное литье; для него применяется k = 1,5x1,25.

Если значение p_r меньше k_p, то предполагаемое для e_a значение должно повышаться и расстояние между элементами жесткости должно изменяться, пока не будет достигнуто требуемое значение.

9.3.3 Общий отказ труб с элементами жесткости

Следует использовать следующие формулы

а) значение p_n вычисляется по формуле

$$p_n = \frac{3}{R_m^{\,3} L_c} E_t I_c \qquad (9.3.3\text{-}1)$$

значение p_n должно выполнять следующее условие:

$$p_n \geq k k_s p \qquad (9.3.3\text{-}2)$$

где, k_s = 1,2 для предварительного изготовленных или деформированных в горячем состоянии элементов жесткости (низкие собственные напряжения).

k_s = 1,33 для деформированных в холодном состоянии элементов жесткости (высокие собственные напряжения).

Если p_n меньше, чем kk_sp, то следует использовать либо дополнительные, либо более прочные элементы жесткости или толщина стенки трубы должна увеличиваться.

b) значение p_{ys} следует вычислять по следующей формуле

$$p_{ys} \geq \frac{S_s e_a R_f}{R_m^2 \left(1 - \frac{\nu}{2}\right)} \qquad (9.3.3\text{-}3)$$

c) максимальное напряжение элемента жесткости следует вычислять по формуле

$$\sigma_s = \frac{k k_s s_s p}{p_{ys}} + \frac{E_t \delta (\mathrm{n}^2 - 1) 0{,}005 k k_s p}{R_m (\mathrm{p}_n - k k_s p)} \qquad (9.3.3\text{-}4)$$

где, $n = 2$

$$\delta = \max\left\{\lambda(\mathrm{R}_m - \mathrm{R}_f) - X_c + e_a / 2; \mathrm{X}_c\right\} \qquad (9.3.3\text{-}5)$$

$$X_c = \frac{\left\{\left(\frac{e_a^2}{2}\right) L_c + A_s \left[\frac{e_a}{2} + \lambda(\mathrm{R}_m - \mathrm{R}_s)\right]\right\}}{A_e} \qquad (9.3.3\text{-}6)$$

λ = 1 для внутренних элементов жесткости;

λ = -1 для наружных элементов жесткости.

Напряжение вспучивания σ_s должно выполнять следующее условие:

$$0 \le \sigma_s \le s_s \qquad (9.3.3\text{-}7)$$

Если равенство (9.3.3-7) не выполнено, то следует использовать либо дополнительные, либо более прочные элементы жесткости или увеличить толщину стенки трубы.

9.3.4 Устойчивость элементов жесткости

Для обеспечения устойчивости против бокового отклонения выполняют следующие расчеты:

а) для элементов жесткости с непрямоугольным поперечным сечением применяется:

1) напряжение σ_i, которое должно удовлетворять следующему условию:

$$\sigma_i \le E_t C \frac{p_{ys}}{p} > s_s \qquad (9.3.4\text{-}1)$$

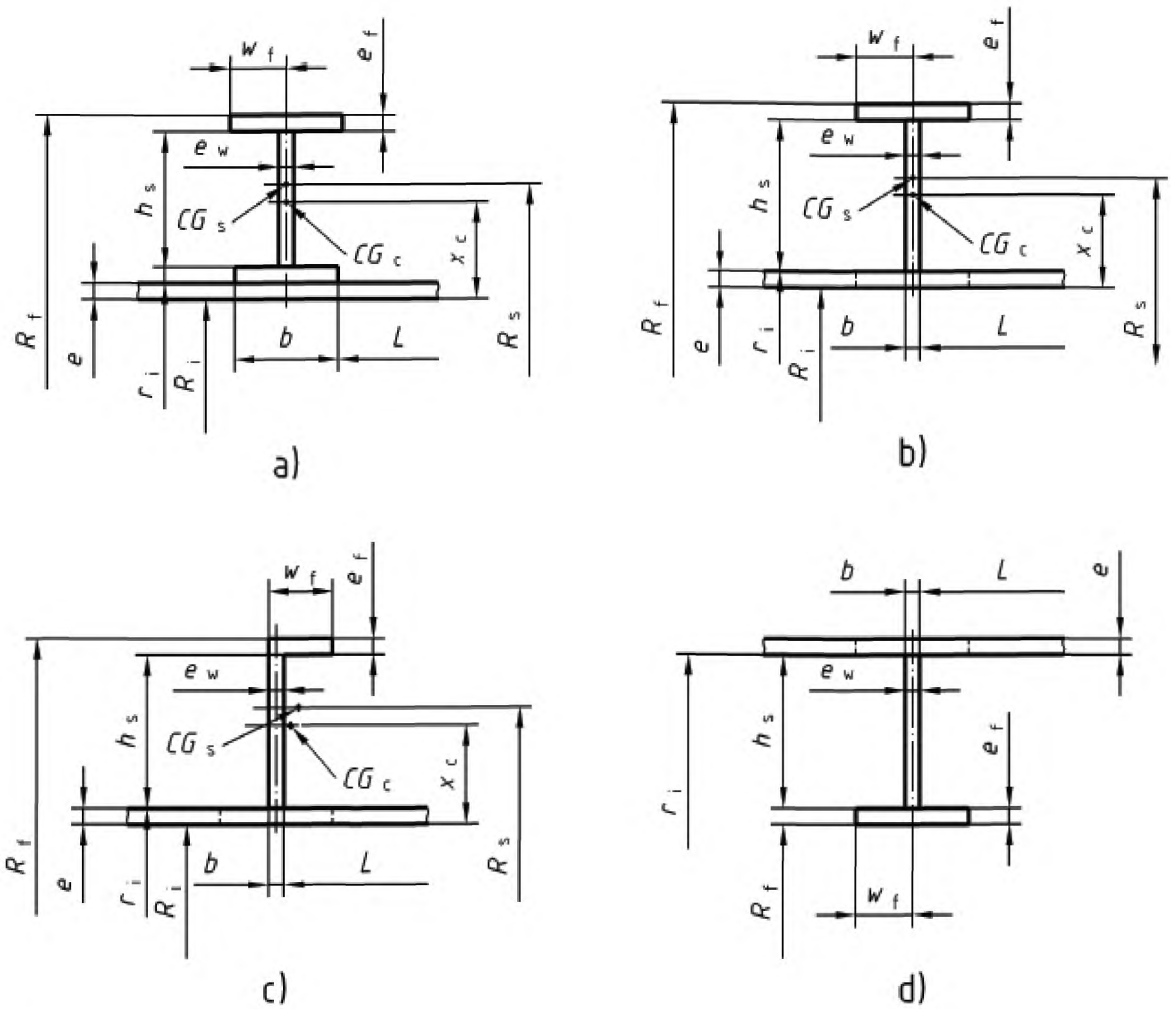
При этом значение C вычисляют следующим образом:

- для элементов жесткости по рисункам 9.3.4-1 a), b) и d):

$$C = \frac{h_s e_w^3 + 8 e_f w_f^3}{r_i \left[6 h_s^2 e_w + 12 e_f w_f (2\mathrm{h}_s + \mathrm{e}_f) \right]} \qquad (9.3.4\text{-}2)$$

- для элементов жесткости по рисунку 9.3.4-1 c):

$$C = \frac{e_f w_f^3}{r_i \left[6 h_s^2 e_w + 6 e_f w_f (2\mathrm{h}_s + \mathrm{e}_f) \right]} \cdot \left[\frac{4 h_s \cdot e_w + 3 e_f \cdot w_f}{h_s \cdot e_w + 3 e_f \cdot w_f} \right] \qquad (9.3.4\text{-}3)$$



Условные обозначения

a) наружный элемент жесткости двутаврового профиля;
b) наружный элемент жесткости таврового профиля;
c) наружный элемент жесткости L-образного профиля;
d) внутренний элемент жесткости таврового профиля.

CG_S - центр тяжести элемента жесткости;

CG_c - центр тяжести элемента жесткости плюс эффективная длина трубы l_P, которая вычисляется по формуле

$$l_{ps} = 1,56\sqrt{R_i e} \qquad (9.3.4\text{-}4)$$

Рисунок 9.3.4-1 – Элементы жесткости с непрямоугольным поперечным сечением

2) Если элемент жесткости, присоединенный на смещенном от трубы крае, то размеры элемента жесткости должны соответствовать следующим условиям:

$$\frac{h_s}{e_w} \le \max\left(1{,}1\sqrt{\frac{E_t}{s_s}};0{,}67\sqrt{\frac{E_t p_{ys}}{s_s p}}\right) \qquad (9.3.4\text{-}5)$$

или

$$\frac{w_f}{e_f} \le \max\left(0{,}51\sqrt{\frac{E_t}{s_s}};0{,}32\sqrt{\frac{E_t p_{ys}}{s_s p}}\right) \qquad (9.3.4\text{-}6)$$

b) у элементов жесткости с прямоугольным поперечным сечением напряжение σ_i, должно удовлетворять следующему условию:

$$\sigma_i > \frac{4ps_s}{p_{ys}} \qquad (9.3.4\text{-}7)$$

Причем σ_i следует вычислять из значений, приведенных в Таблице 9.3.4-1 для внутренних элементов жесткости или в Таблице 9.3.4-2 для наружных элементов жесткости

Таблица 9.3.4-1 – Значения $(\sigma_i/E_t)(h_s/e_w)^2$ для внутренних элементов жесткости в виде плоского бруска

h_s/R / n_{cyl}	0,01	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20
2	0,0119	0,0236	0,0466	0,0691	0,0913	0,114	0,135	0,157	0,180	0,202	0,225
3	0,0239	0,0461	0,0865	0,123	0,156	0,187	0,217	0,247	0,276	0,305	0,334
4	0,0395	0,0734	0,130	0,176	0,216	0,252	0,286	0,319	0,353	0,386	0,421
5	0,0577	0,103	0,171	0,223	0,266	0,304	0,341	0,378	0,416	0,456	0,498
6	0,0778	0,132	0,208	0,262	0,306	0,347	0,387	0,428	0,472	0,517	0,570
7	0,0981	0,160	0,240	0,294	0,340	0,382	0,427	0,474	0,527	0,580	0,643
8	0,119	0,186	0,268	0,322	0,369	0,415	0,465	0,517	0,580	0,647	0,725
9	0,139	0,210	0,290	0,345	0,394	0,445	0,502	0,565	0,638	0,720	0,812
10	0,158	0,231	0,310	0,365	0,417	0,474	0,536	0,614	0,696	0,792	0,903
11	0,176	0,249	0,328	0,383	0,440	0,502	0,575	0,662	0,758	0,874	1,010
12	0,193	0,266	0,343	0,400	0,461	0,531	0,614	0,715	0,831	0,966	1,121
13	0,209	0,280	0,356	0,416	0,483	0,560	0,657	0,768	0,903	1,058	
14	0,224	0,293	0,368	0,431	0,502	0,594	0,700	0,831	0,981		
15	0,237	0,304	0,379	0,446	0,527	0,628	0,749	0,894	1,068		
16	0,249	0,314	0,389	0,461	0,551	0,662	0,797	0,961			

Таблица 9.3.4-1 *(продолжение)*

h_s/R / n_{cyl}	0,01	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20
17	0,260	0,324	0,399	0,476	0,575	0,696	0,850	1,034			
18	0,270	0,332	0,409	0,493	0,599	0,734	0,903	1,106			
19	0,279	0,339	0,418	0,507	0,623	0,773	0,961				
20	0,287	0,346	0,427	0,522	0,652	0,816	1,019				

ПРИМЕЧАНИЕ 1 Для промежуточных значений h_s/R используют логарифмическую интерполяцию.

ПРИМЕЧАНИЕ 2 Поскольку $(\sigma_i/E_t)(h_s/e_w)^2$ ограничено до максимального значения 1,14, значения выражения не должно экстраполироваться выше этого значения.

Таблица 9.3.4-2 – Значения $(\sigma_i/E_t)(h_s/e_w)^2$ для наружных элементов жесткости с прямоугольным поперечным сечением

h_s / R_m / n_{cyl}	0,01	0,011	0,012	0,015	0,02	0,025	0,03	0,04	0,045
2	0,012	0,0132	0,0144	0,0180	0,0241	0,0303	0,0366	0,0492	0,0557
3	0,0257	0,0284	0,0311	0,0374	0,0537	0,0687	0,0846	0,119	0,138
4	0,0466	0,0517	0,0570	0,0734	0,103	0,137	0,175	0,268	0,326
5	0,0768	0,860	0,0955	0,126	0,187	0,263	0,361	0,679	0,965
6	0,120	0,136	0,153	0,211	0,340	0,537	0,881	1,44[a]	
7	0,183	0,211	0,242	0,356	0,677	1,48[a]			
8	0,279	0,331	0,390	0,648	1,92[a]				
9	0,438	0,541	0,676	1,49[a]					
10	0,736	0,998	1,420[a]						
11	1,490[a]								
h_s / R_m / n_{cyl}	0,05	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20
2	0,0622	0,0755	0,103	0,133	0,164	0,198	0,236	0,277	0,324
3	0,157	0,201	0,310	0,462	0,695	1,10	1,99[a]		
4	0,395	0,581	1,44[a]						
5	1,46[a]								

[a] Эти значения предоставляются для включения промежуточных значений интерполяции.

ПРИМЕЧАНИЕ 1 Для промежуточных значений h_s/R используют логарифмическую интерполяцию.

ПРИМЕЧАНИЕ 2 Поскольку $(\sigma_i/E_t)(h_s/e_w)^2$ ограничено до максимального значения 1,14, то оно не должно экстраполироваться свыше его.

ПРИМЕЧАНИЕ 3 Вспучивание не может возникать при n >10, h_s/R > 0,01 при атмосферном давлении.

9.3.5 Каналы для нагрева или охлаждения

Настоящий пункт содержит правила для расчета толщины стенок цилиндрических труб с циркуляционными каналами нагрева или охлаждения.

ПРИМЕЧАНИЕ Эти каналы называются также трубчатыми нагревательными каналами. На Рисунке 9.3.5-1 представлены типичные конструктивные формы.

Применяя правила по 9.3.3, трубу следует проектировать таким образом, чтобы не было общего отказа. Давлением в каналах следует пренебречь, а каналы рассматривать как элементы жесткости.

Трубы следует рассчитывать также на прочность от разности между давлением в канале нагрева или охлаждения и внутренним давлением в трубе; т. е. следует контролировать расчетное давление по 9.3.2. Минимальная толщина стенки также должна удовлетворять следующему условию:

$$e \geq \sqrt{\frac{p}{3sk}} \qquad (9.3.5\text{-}1)$$

где

$$l = \max(l_1; l_2) \qquad (9.3.5\text{-}2)$$

p - максимальное внутреннее давление.

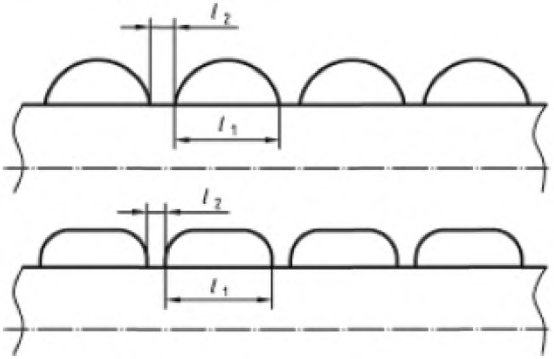


Рисунок 9.3.5-1 – Каналы нагрева или охлаждения, действующие как элементы жесткости

Кроме того, трубу следует рассчитывать также на прочность от разности давлений между внешней окружающей средой и внутренней частью трубы.

9.4 Переходы

9.4.1 Переходы следует проектировать по 9.4.3, причем соединение цилиндр/конус может рассматриваться как эффективный элемент жесткости

по 9.4.2 и 9.4.4, если не выполняются требования к соединению цилиндр/конус.

9.4.2 Соединение цилиндр/конус следует рассматривать как эффективный элемент жесткости, если предполагаемый момент инерции, относительно оси цилиндра l_x, конического или цилиндрического отрезка имеет, как минимум, следующее значение на длине $\sqrt{D_{eq}e}$ с обеих сторон соединения (см. Рисунок 9.4.3-1):

$$l_x = 0{,}18 D_{eq} L D_s^2 \frac{P_c}{E_t} \qquad (9.4.2\text{-}1)$$

где,

D_s диаметр центроида момента инерции укрепленной площади поперечного сечения.

9.4.3 Расчет конических отрезков с эффективным в качестве элемента жесткости соединением цилиндр/конус выполняется по методу для цилиндрических оболочек (см. 9.3), при этом считается:

L – это длина конического отрезка (см. Рисунок 9.4.3-1);

D_{eq} – это эквивалентный диаметр, который вычисляют следующим образом:

$$D_{eq} = \frac{D_m}{\cos\alpha} \qquad (9.4.3\text{-}1)$$

Расчет этой эквивалентной цилиндрической оболочки должен выполняться по 9.3.

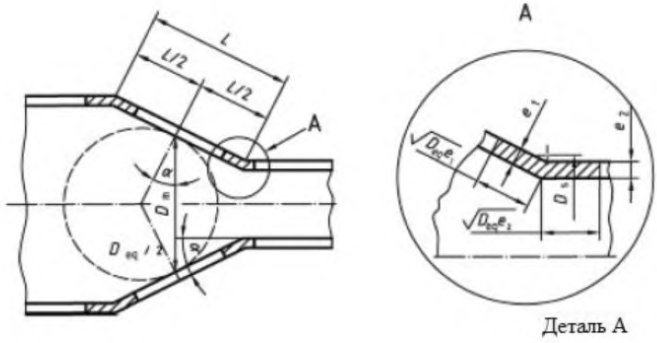


Рисунок 9.4.3-1 – Конический отрезок с эффективным в качестве усиления соединением цилиндр/конус

9.4.4 Для конических труб с неэффективным в качестве элемента жесткости соединением цилиндр/конус следует использовать следующие значения в расчете эквивалентной цилиндрической оболочки в 9.3:

L - длина по оси между эффективными элементами жесткости (см. Рисунок 9.4.4-1).

D_0 - наружный диаметр цилиндра у большего диаметра основания конуса (см. Рисунок 9.4.4-1).

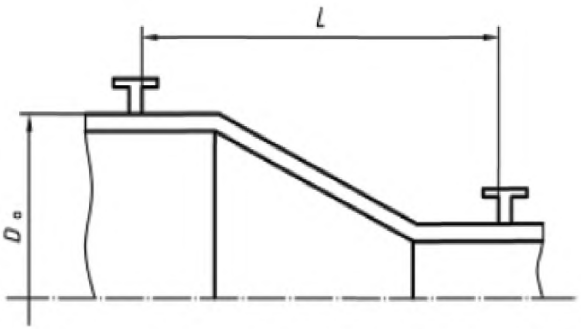


Рисунок 9.4.4-1 – Конический отрезок с неэффективным в качестве усилия соединением цилиндр/конус

9.5 Сводчатые заглушки

9.5.1 Полусферические заглушки

9.5.1.1 Метод расчета

Расчетная толщина стенки должна быть не менее значения, вычисленного по следующему методу.

a) Для e значение следует выбирать, а p_y следует вычислять следующим образом:

$$p_y = \frac{2S_e}{R_m} \qquad (9.5.1\text{-}1)$$

b) Значение для p_m следует вычислять, применяя используемое при расчете p_y значение для e:

$$p_m = \frac{1,21E_t e^2}{R_m^{\ 2}} \qquad (9.5.1\text{-}2)$$

c) Отношение p_m/p_y следует вычислять, а p_r/p_y следует выбирать из Таблицы 9.5.1-1.

Таблица 9.5.1-1 – Значения по отношению p_r/p_y к p_m/p_y

p_m/p_y	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3,0
p_r/p_y	0	0,09	0,18	0,255	0,324	0,3855	0,435
p_m/p_y	3,5	4	4,5	5,0	5,5	6	6,5 и выше
p_r/p_y	0,4785	0,51	0,5325	0,5475	0,5595	0,567	0,57

d) значение p_r следует вычислять из p_r/p_y и p_y, оно должно удовлетворять следующему условию:

$$p_r \geq к\, p \qquad (9.5.1\text{-}3)$$

Если значение p_r меньше Kp, то предполагаемое для e значение должно увеличиваться.

9.5.1.2 Допустимые отклонения геометрической формы

Приведенный в 9.5.1.1 метод применяется только для полусферических заглушек, имеющих допуск радиуса сферы 1 %, у которых радиус закругления на основании длины отвода в $2{,}4\sqrt{eR_{\max}}$ не превышает номинальное значение более чем на 30 %.

ПРИМЕЧАНИЕ В некоторых случаях этот критерий допуск может быть чересчур жестким по причине трудностей при изготовлении и измерении. В этих случаях допускается установленное по вышеприведенному методу давление p_r разделить на коэффициент $(R_{max}/1{,}3R)^2$, причем R_{max} – это либо измеренное, либо консервативно определенное максимальное значение локального радиуса закругления.

9.5.2 Торосферические заглушки

Торосферические заглушки рассчитываются как полусферические заглушки, средний радиус R которых равен внешнему радиусу свода.

9.5.3 Эллиптические заглушки

Эллиптические и полуэллиптические заглушки рассчитывают как полусферические заглушки, средний радиус R которых равен максимальному радиусу свода, т. е. $\frac{D^2}{4h}$

10 Расчет для переменной нагрузки

10.1 Общие положения

Переменные нагрузки, создаваемые изменением давления, температуры и внешних нагрузок при значениях ниже рассчитанной статической нагрузки, могут привести к появлению усталостных трещин.

Если приведенные в 10.2, 10.3 и 10.4 условия не выполняются, то дополнительно к расчету для статической нагрузки следует проводить анализ усталости по 12.4.

При анализе следует учитывать величины и частоту всех установленных переменных нагрузок и следует учесть, что допустимое для каждой нагрузки число нагрузочных циклов N_i трубопровода должно быть выше, чем ожидаемое число нагрузочных циклов n_i и чтобы показатель усталости не превышал значения 1.

$$\sum_{i=1}^{m} n_i / N_i \leq 1 \qquad (10.1\text{-}1)$$

где, m - число циклических видов нагружения.

В расчетах усталости следует учитывать циклические колебания по спектру нормальных условий эксплуатации, включая ожидаемые превышения. В оценку входят фактические толщины стенок соединительных деталей и свойства материалов при рассматриваемых температурах.

ПРИМЕЧАНИЕ Качество поверхности и наличие сварных швов влияют на усталостные характеристики и должны учитываться при оценке. Если существует серьезный риск отказа, то расчет следует проверить с целью уменьшения риска отказа посредством конструктивных изменений по снижению пиковых напряжений, выравнивания профилей в особенности на сварных швах, и применения более устойчивых к агрессивным воздействиям материалов.

10.2 Исключения из анализа усталости

Детальный анализ усталости (см. 12.4) не требуется, если выполнено одно из нижеследующих условий:

a) расчет трубопровода по достоверным сведениям соответствует расчету трубопровода, для которого уже имеются анализ и приемка;

b) расчет трубопровода аналогичен расчету, находящегося в эксплуатации трубопровода;

c) общее число нагрузочных циклов из всех источников составляет менее 1000.

d) рассчитанный максимальный размах колебаний основного напряжения составляет для углеродистых и аустенитных сталей менее 47 N/мм^2. При рассмотрении угловых швов применяет значение 35 N/мм^2.

e) нижеследующие условия выполняются все без исключения и одновременно:

1) определяемое в 10.3.1 эквивалентное число циклов нагружения давлением по всему размаху колебаний составляет не более 1000;
2) механическое нагружение в отводах такое, что максимальный размах результатирующего напряжения вследствие механических нагрузок, включая коэффициенты концентрации напряжений, при расчетной температуре не превышает 1/3 расчетного напряжения f (включая коэффициенты размаха колебаний напряжения);
3) толщина стенок составляет не более 125 мм у ферритных сталей и 60 мм для аустенитных сталей, а число тепловых нагрузочных циклов составляет менее 7000.

10.3 Расчет для переменной нагрузки, вызванной колебанием давления

10.3.1 Число эквивалентных полных нагрузочных циклов

В соответствии с 10.2 e) 1) исключение из анализа допускается в тех случаях, когда число циклов нагружения давлением по полному размаху колебаний не превышает 1000. Для колебаний давления с малым размахом

колебаний эквивалентное число циклов нагружения давлением по полному размаху колебаний можно определить по формуле (10.3.1-1)

$$N_{eq} = N_f + \sum_{i=1}^{n} \left\{ \left(\left[\hat{p}_i - \check{p}_i \right] / p_c \right)^{3,5} N_i \right\} \qquad (10.3.1\text{-}1)$$

где N_{eq} - число эквивалентных циклов нагружения давлением по полному размаху колебаний;

n - число различных диапазонов давления $\left(\hat{p}_i - \check{p}_i \right)$;

N_f - число полных циклов давления с диапазоном $\left(\hat{p}_i - \check{p}_i \right) = p_c$ (см.10.3.2.2);

N_i - число различных циклов давления с диапазоном $\left(\hat{p}_i - \check{p}_i \right)$ меньше p_c;

p_c - расчетное давление (полный диапазон давления нагрузки).

Расчет трубопроводов считается достаточным, если эквивалентное число циклов нагружения давлением с полным размахом колебаний составляет менее 1000.

10.3.2 Упрощенный расчет для переменной нагрузки

10.3.2.1 Общие положения

Упрощенный расчет для переменной нагрузки допускается, если рассчитываемая переменная нагрузка основывается исключительно на колебаниях давления.

При расчете используют критерии расчета для статической нагрузки, а соответствующие пики напряжения усталости учитываются посредством применения коэффициента концентрации напряжений η для множества типовых геометрических форм. Этот метод приводит к приближенным значениям, более точные значения параметров достигаются посредством более подробного анализа по 12.4.

Эти правила применяют для находящихся под давлением соединительных деталей трубопроводов из ферритных и аустенитных катаных и кованых сталей, которые изготовлены и испытаны по EN 13480-2 и EN 13480-4.

Расчет применяют только для соединительных деталей, параметры которых рассчитаны на основании независящих от времени характеристик прочности и у которых переменная нагрузка возникает исключительно в виде колебаний давления.

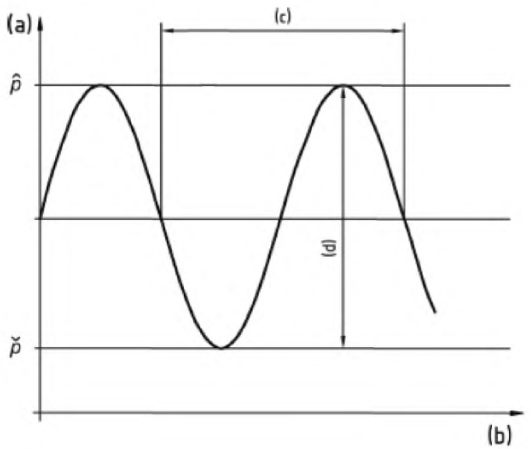
ПРИМЕЧАНИЕ 1 Термин «переменная нагрузка» означает изменение нагрузки в течение времени, вне зависимости от времени и величины ее среднего значения.

Дополнительные переменные нагрузки, например воздействие быстрых изменений температуры в ходе эксплуатации или внешних сил и моментов оцениваются в рамках анализа усталости (см. 12.4).

Эти правила применяются только в тех случаях, когда нет воздействий транспортирующего вещества, которые уменьшают установленный срок службы вследствие усталости.

ПРИМЕЧАНИЕ 2 10.3.2 не применяют, если наложенные на рабочее давление колебания давлений не превышают 10 % допустимого рабочего давления.

Если число ожидаемых в ходе эксплуатации колебаний давления превышает рассчитанное по (10.3.2) допустимое число нагрузочных циклов, то следует либо изменить конструкцию, либо провести подробный анализ усталости. Критерием для отказа вследствие переменной нагрузки является техническая трещина, т. е. трещиновидное разделение материала, которое различимо с помощью оптических вспомогательных средств или методов неразрушающего контроля. За значение переменной нагрузки принимают размах колебаний напряжения (двойная амплитуда нагрузки) при воздействии повторных колебаний давления (см. 10.3.2-1).



Условные обозначения

(a) давление p

(b) время

(c) нагрузочный цикл

(d) диапазон колебания давления $\left(\hat{p}_i - \check{p}_i\right)$

Рисунок 10.3.2-1 – Схематическое изображение кривой давления и нагрузочного цикла

Допустимое число нагрузочных циклов следует увязать с результатами определения размеров и расчета соединительных деталей трубопровода по 4.6 и разделу 6.

ПРИМЕЧАНИЕ 3 При периодических нагрузочных циклах со значительной переменной нагрузкой подробный анализ усталости зачастую оказывается целесообразным. Как правило, это приводит к более высоким числам допустимых нагрузочных циклов, чем расчет по 10.3.2.

ПРИМЕЧАНИЕ 4 Особенно важны колебания между состоянием без давления и допустимым рабочим избыточным давлением. Эти колебания давления могут быть наложены посредством колебаний рабочего давления с низкой амплитудой или посредством колеблющихся в неравномерной последовательности амплитуд с переменной частотой (группа рабочих нагрузок). Должен применяться соответствующий метод, если имеются нагрузки вследствие пониженного давления (вакуума).

Колебания давления переменных размахов и частот следует комбинировать по правилам линейной аккумуляции повреждений (см. 10.3.2.3).

ПРИМЕЧАНИЕ 5 Количество и величина колебаний давления, которые трубопровод может выдержать в ходе своего предполагаемого срока службы без повреждений находящихся под давлением деталей, зависит от большого числа различных факторов, к ним относятся:

- конструкция, например форма соединительных деталей для предотвращения высоких пиков напряжений;
- изготовление, например, посредством использования мягких сталей, которые обычно менее чувствительны к концентрации напряжений, чем более твердые стали. У чувствительных к концентрации напряжений сталей следует принимать во внимание то, что вероятность отказов выше, если не учитываются дефекты изготовления или преобладают неблагоприятные условия эксплуатации. Прочность наплавляемого металла должна быть, как минимум, такой же, как и прочность основного металла;
- качество поверхности, например гладкие поверхности;
- толщина стенок, например, усталость уменьшается посредством увеличения толщины стенок при одинаковой амплитуде напряжения;
- температура, например, при высоких температурах снижается способность материалов противостоять переменным нагрузкам и вместе с этим снижается срок службы соединительной детали.

ПРИМЕЧАНИЕ 6 Вследствие возникающей в ходе эксплуатации коррозии, в особенности у чувствительных к концентрации напряжений материалов, число нагрузочных циклов, которое выдерживает трубопровод, может сокращаться. В этих случаях особо важны мероприятия и проверки в ходе эксплуатации (см. 10.3.2.7.3). Если образуется коррозионный слой, то это должно учитываться при определении размеров и расчета, чтобы предотвратить растрескивание коррозионного слоя.

Чтобы определить допустимое число нагрузочных циклов для всего трубопровода, расчеты должны выполняться по 10.3.2.3 для всех видов соединительных деталей, которые применяются в трубопроводе. Следует использовать наименьшее из полученных таким образом значений.

10.3.2.2 Условные обозначения

В 10.3.2 дополнительно к условным обозначениям в 3.2 применяются условные обозначения, приведенные в таблице 10.3.2-1.

Таблица 10.3.2-1 – Условные обозначения, применяемые в 10.3.2

Условное обозначение	Пояснение	Единица измерения
F_{t*}	Коэффициент влияния температуры	-
k	Число интервалов между различными колебаниями давления, которые образуют объединенную группу нагрузок	-
p_r	Резервное давление	бар
$\left(\hat{p}_i - \check{p}_i\right)$	Диапазон колебания давления (двойная амплитуда)	бар
F_D	Поправочный коэффициент, учитывающий влияние толщины стенки	-
N	Число рабочих нагрузочных циклов	-
N_{all}	Допустимое число нагрузочных циклов при диапазоне колебания давления $\left(\hat{p}_i - \check{p}_i\right)$	-
t^*	Определяющая расчетная температура в ходе нагрузочного цикла	°C
$2\sigma_a^*$	Определяющая псевдоупругая амплитуда напряжения	МПа (N/мм^2)
$2\sigma_{aD}$	Определяющая усталостная прочность при нагружении с симметричным циклом	МПа (N/мм^2)
η	Коэффициент напряжения	
f_{20}	Расчетное напряжение f по 5.2 при 20^{0}C	МПа (N/мм^2)
Значения индексов: верхний ˆ - максимальное значение, например в $\hat{p}$; верхний ˇ - минимальное значение, например в $\check{p}$; нижний K - числовой индекс, например в N_k.		

10.3.2.3 Определение допустимого числа нагрузочных циклов

Допустимое число нагрузочных циклов $2\sigma_a^*$ следует вычислять по следующей формуле:

$$2\sigma_a^* = \frac{\eta}{F_d F_{t^*}} \frac{\left(\hat{p} - \check{p}\right)}{p_r} f_{20} \qquad (10.3.2\text{-}1)$$

Резервное давление p_r определяется как допустимое давление при использовании расчетного напряжения f_{20} для соединительной детали трубопровода из формул для расчета параметров в Разделах 6 - 9 и 11, которые определяются после p.

Коэффициент напряжения η указывает верхнее предельное значение коэффициентов напряжения для определения геометрической формы соединительной детали при расчетных условиях. Эти коэффициенты выводятся на основании данных, полученных при испытаниях, или выбираются из Таблицы 10.3.2-4.

Влияние размера соединительной детали на усталостную прочность при нагружении с симметричным циклом учитывается посредством поправочного коэффициента F_d, который для толщины стенок $e_{ord} > 25$ мм вычисляется по формуле (10.3.2-2)

$$F_d = \left(\frac{25}{e_{ord}}\right)^{0,25} \qquad (10.3.2\text{-}2)$$

или берется из рисунка 10.3.2-2. Коэффициент F_d должен быть ограничен до $F_d = 0{,}64$.

У поковок толщина стенок используется в качестве определяющего диаметра после термообработки из соответствующих стандартов на материалы.

Для расчета в качестве определяющей расчетной температуры в ходе рассматриваемого нагрузочного цикла используется следующее:

$$t^* = 0{,}75\hat{t} + 0{,}25\check{t} \qquad (10.3.2\text{-}3)$$

Все зависящие от температуры величины следует относить к этой определяющей температуре t^* соответствующего нагрузочного цикла.

При температурах нагрузочного цикла вне области усталостной прочности и при $t^* > 100$ °C коэффициент влияния температуры F_{t^*} вычисляется следующим образом:

- для ферритной стали:

$$F_{t^*} = 1{,}03 - 1{,}5 \times 10^{-4} t^* - 1{,}5 \times 10^{-6} t^{*2} \qquad (10.3.2\text{-}4)$$

- для аустенитных материалов

$$F_{t^*} = 1,043 - 4,3 \times 10^{-4} t^* \qquad (10.3.2\text{-}5)$$

или берется из рисунка 10.3.2-3.

Для $t^* \leq 100°C$, $F_{t^*} = 1$.

Допустимое число нагрузочных циклов N_{all} в диапазоне $10^3 \leq N_{all} \leq 2 \times 10^6$ вычисляется следующим образом, как функция установленной в формуле (10.3.2-1) амплитуды напряжения $2\sigma_{a^*}$

$$N_{all} = \left(\frac{B}{2\sigma_a^*} \right)^m \qquad (10.3.2\text{-}6)$$

где постоянную B следует выбирать из Таблицы 10.3.2-2;

для сварных швов $m = 3$, а для несварных участков с прокатанной или обработанной поверхностью $m = 3,5$.

Альтернативно N_{all} может браться непосредственно из Рисунка 10.3.2-4.

ПРИМЕЧАНИЕ 1 При определении значений для m были учтены концентрация напряжений сварных швов и шероховатость поверхности, а также вызванные рабочим давлением влияния собственного напряжения в сварных швах.

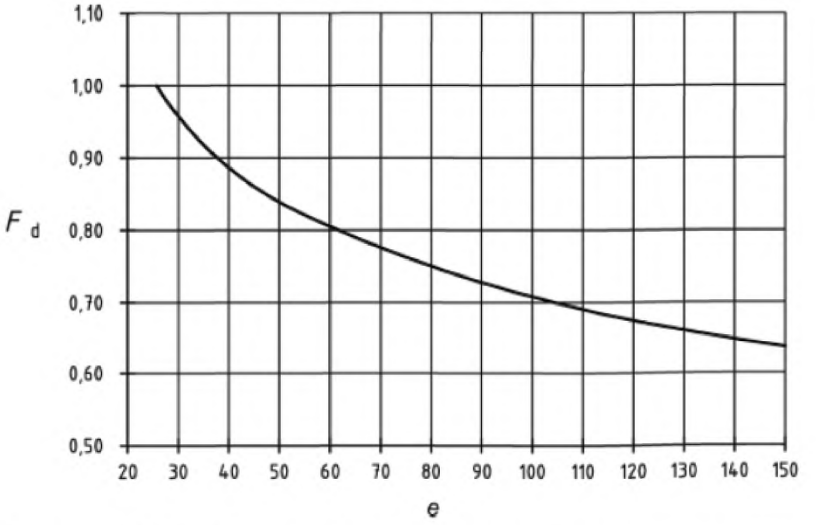
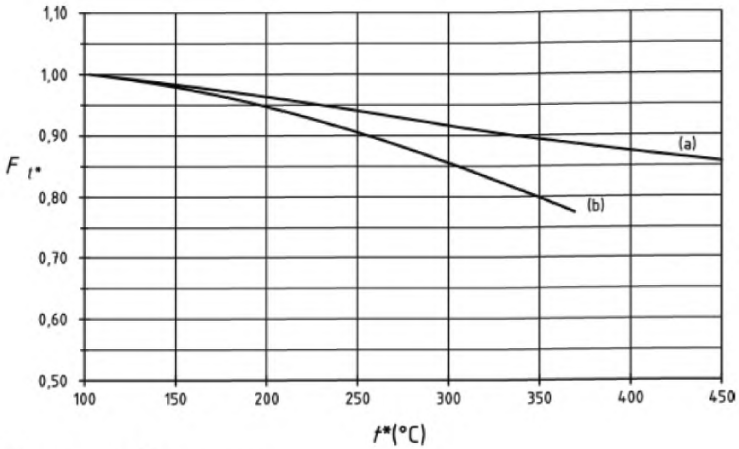


Рисунок 10.3.2-2 – Поправочный коэффициент F_d для учета влияния толщины стенки



Условные обозначения

(a) аустенитный

(b) ферритный

t^* - определяющая расчетная температура

Рисунок 10.3.2-3 – Поправочный коэффициент F_r для учета влияния температуры

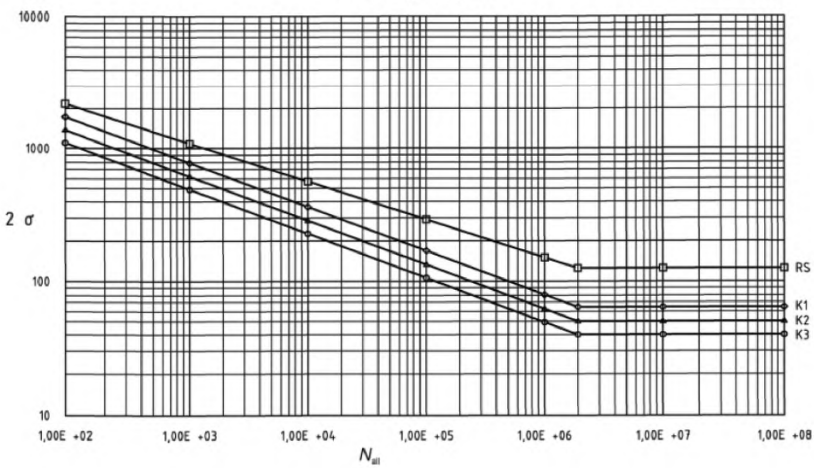


Рисунок 10.3.2-4 – Допустимое число нагрузочных циклов для расчетных температур менее 100 °С и толщине менее 25 мм

Постоянную B соединительных деталей и классов сварных швов K_1, K_2 и K_3 следует брать из Таблицы 10.3.2-2.

Таблица 10.3.2-2 – Расчетная постоянная *B*

Класс	B, N/мм^2
RS	7 890
K_1	7 940
K_2	6 300
K_3	5 040

Используемые для трубопровода сварные соединения идентифицируются по Таблице 10.3.2-4, в зависимости от концентрации напряжений при надрезе одному из трех классов *К1*, *К2* и *К3*.

ПРИМЕЧАНИЕ 2 Для других примечаний см. EN 13445-3.

ПРИМЕЧАНИЕ 3 Допустимое для класса RS число нагрузочных циклов выведено из значений для горячекатаных материалов шероховатостью 200 мкм и для холоднокатаных материалов.

Допускаемая усталостная прочность при нагружении с симметричным циклом $2\sigma_{aD}$ устанавливается при $N = 2 \times 10^6$. При амплитудах напряжения $2\sigma_{aD}^*$ ниже значений $2\sigma_{aD}$ может допускаться усталостная прочность при нагружении с симметричным циклом в Таблице 10.3.2-3.

Таблица 10.3.2-3 – Предельные значения усталостной прочности при нагружении с симметричным циклом $2\sigma_{aD}$

Класс	$2\sigma_{aD}$, N/мм^2
RS	125
K1	63
K2	50
K3	40

При колебаниях давления с различной амплитудой и частотой (группа рабочих нагрузок) срок службы в результате усталости следует определять по правилу линейной аккумуляции отказов

$$\sum_{i=1}^{k} \frac{N_i}{N_{iall}} = \left(\frac{N_1}{N_{1all}} + \frac{N_2}{N_{2all}} + \ldots + \frac{N_k}{N_{kall}} \right) \leq 1,0 \qquad (10.3.2\text{-}7)$$

N_1, N_2,... N_k - это ожидаемые в ходе эксплуатации числа нагрузочных циклов, причем нагрузочные циклы с одинаковым размахом колебаний давления $\left(\hat{p} - \check{p}\right)$ в каждом случае суммируются. Соответствующие допустимые числа нагрузочных циклов N_{1all}, N_{2all},... $N_{k\ all}$ для амплитуд напряжения $2\sigma_{aD}^{*}$ по формуле (10.3.2-1) следует брать из соответствующих кривых усталости или вычислять по формуле (10.3.2-6).

Если при группе рабочих нагрузок амплитуды напряжений $2\sigma_{aD}^{*}$ меньше, чем приведенные в Таблице 10.3.2-3 для $N>2\text{x}10^6$ значения усталостной прочности при нагружении с симметричным циклом $2\sigma_{aD}$, то следует использовать соответствующее число нагрузочных циклов $N_{all}=2\text{x}10^6$. Проценты отказов групповых уровней с амплитудой напряжения $2\sigma_{aD}^{*}$ менее 50 % значений $2\sigma_{aD}$ могут не учитываться.

10.3.2.4 Коэффициенты напряжения η для различных геометрических форм

В Таблице 10.3.2-4 приведены примеры геометрических форм и сварных соединений с указанием соответствующих классов (RS, К1, К2, К3) и соответствующего коэффициента напряжения η.

Таблица 10.3.2-4 – Примеры геометрических форм и сварных соединений

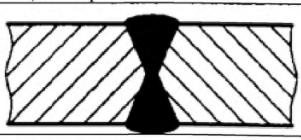
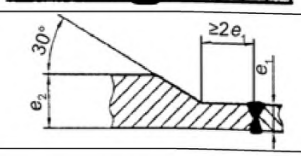
№	Изображение	Описание	Условия	Класс	η
1. Цилиндрические и конические оболочки					
1.1		Кольцевой шов стенок с одинаковой толщиной	Сваренный с двух сторон	К1	1,3 [a]
1.2			Сваренный с одной стороны с подварочным швом	К1	
1.3			Сваренный с одной стороны без подварочного шва	К2	
1.4		Кольцевой шов у стенок с неодинаковой толщиной	Сваренный с двух сторон	К1	

Таблица 10.3.2-4 *(продолжение)*

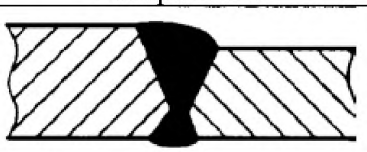
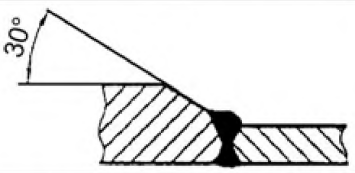
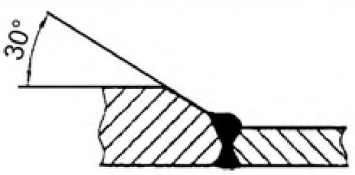
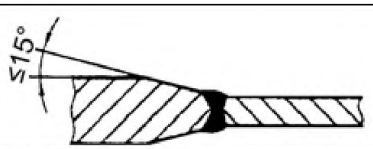
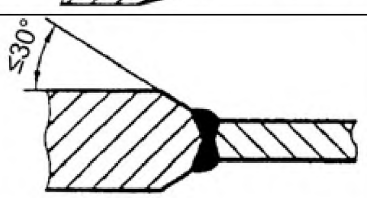
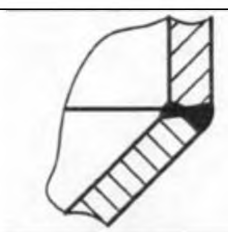
№	Изображение	Описание	Условия	Класс	η
1.5				K1	
1.6				K1	
1.7			Сваренный с двух сторон, одинаковое внутреннее и наружное смещение кромок	K1	
1.8				K1	
1.9				K1	
1.10	См. 1.1, 1.2 и 1.3	Продольный шов у стенок одинаковой толщины	См. 1.1, 1.2 и 1.3	См. 1.1, 1.2 и 1.3	1,6 [c] [b]
1.11		Конус с угловым швом	Сваренный с двух сторон или с одной стороны подварочным швом	K1	2,7
1.12			Сваренный с одной стороны без подварочного шва	K3	

Таблица 10.3.2-4 *(продолжение*

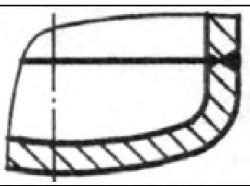
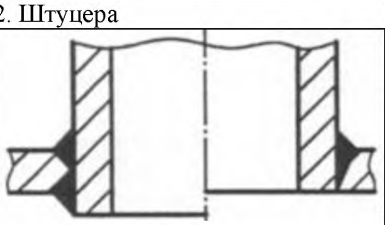
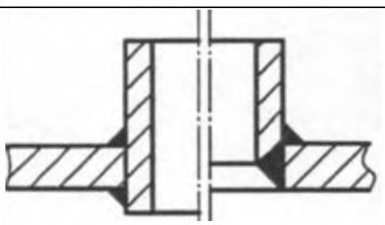
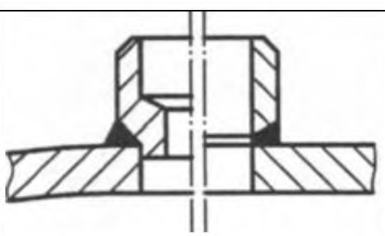
№	Изображение	Описание	Условия	Класс	η
1.13		Конус с буртиком и продольным швом	Исполнение шва и классификация, как у №1.1-1.3	-	2,0
1.14		Шов между цилиндром и сводчатой заглушкой с цилиндрическим фланцем	Исполнение шва и классификация, как у №1.1-1.9	-	1,5
1.15		Буртик у сводчатой заглушки	Несварной	RS	2,5
	2. Штуцера				
2.1		Штуцер сквозной или вставной	Сваренный с двух или с одной стороны подварочным швом	K1	3,0
2.2.			Приваренный с одной стороны без подварочного шва	K2	
2.3		Штуцер пропущенный внутрь (на изображении левое исполнение)	Сваренный с двух сторон, но не сквозной	K2	
2.4		Штуцер вставной (на изображении правое исполнение)		K3	
2.5		Штуцер насадной	Приваренный с одной стороны (без остаточного зазора), штуцер рассверлен или основание отсечено	K1	

Таблица 10.3.2-4 *(продолжение)*

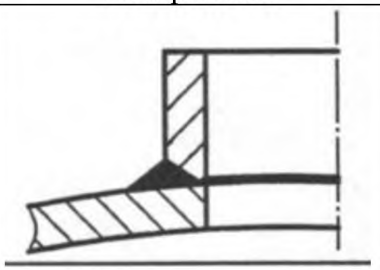
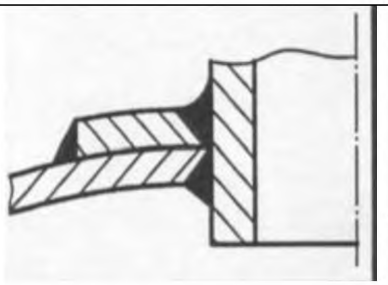
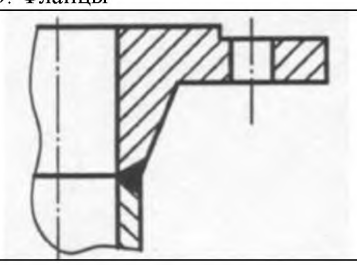
№	Изображение	Описание	Условия	Класс	η
2.6			Приваренный с одной стороны без подварочного шва или без механической обработки основания	K2	
2.7		Штуцер с усилительной пластиной; шов на внешнем диаметре шайбы		K3	3,0
2.8		Штуцер с усилительной пластиной; шов на вварке штуцера	Соединение трубы штуцера с основной частью и усилительной пластиной	K1	
	3. Фланцы				
3.1		Предварительно завариваемый фланец	Сваренный с двух сторон или сваренный с одной стороны с подварочным швом	K1	2,0
3.2			Сваренный с одной стороны без подварочного шва	K2	

Таблица 10.3.2-4 *(продолжение)*

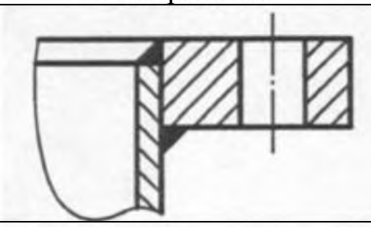
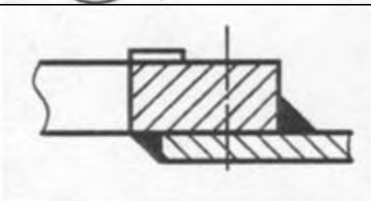
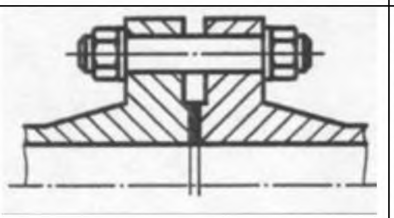
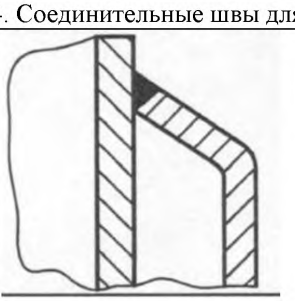
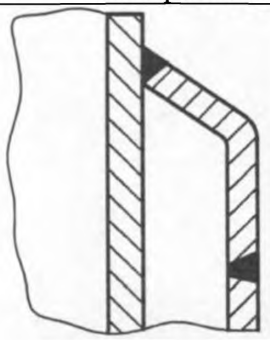
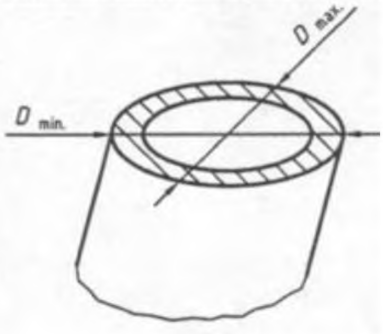
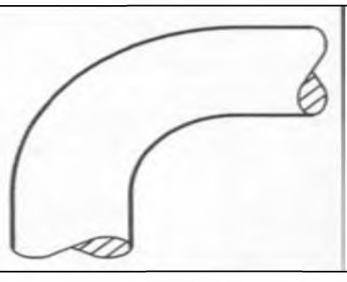
№	Изображение	Описание	Условия	Класс	η
3.3		Привариваемый фланец	Угловой шов с толщиной шва, как минимум 5 мм	K2	3,0
3.4		Вставленный блокировочный фланец, шов на внутреннем диаметре (на изображении правый шов)		K3	4,0
		Вставленный блокировочный фланец, шов на наружном диаметре (на изображении правый шов)		K2	
3.5		Болты фланцевых соединений: подтверждение, как правило, требуется лишь в том случае, если болты часто отвинчиваются (ослабляются). В этих случаях применяются взятык в скобки значения.	(RS)	5,0	
4. Соединительные швы для двойных оболочек					
4.1		С формованным буртиком: оценка проводится как для внутренней трубы, так и для самого соединительного шва	Проваренный с одной стороны	K2	3,0

Таблица 10.3.2-4 *(продолжение)*

№	Изображение	Описание	Условия	Класс	η
4.2		С раздельным буртиком: оценка проводится как для внутренней стенки емкости (сосуда), так и для соединительного шва между буртиком и внутренней стенкой трубы. (Соединительный шов между буртиком и наружной оболочкой оценивается по №1.3 с К2)	Приваренный с двух сторон или приваренный с одной стороны с подварочным швом	К1	
5. Трубы и изгибы труб с отклонением от круглости					
5.1		Бесшовная или сварная труба с отклонением от круглости	Исполнение шва и классификация как №1.1-1.3		См. табл. 10.3.2-5
5.2		Бесшовный или сварной изгиб с отклонением от круглости	Исполнение шва и классификация как №1.1-1.3		См. табл. 10.3.2-5

[a] Для максимально допустимого смещения шва $h \leq 0{,}5\ e$, однако как максимум 3 мм по EN ISO 5817, оценочная группа B

[b] Другие предельные значения для смещения шва см. EN 13480-4.

[c] Для допустимого смещения шва $h \leq 0{,}1\ e$ согласно EN ISO 5817, оценочная группа B

Таблица 10.3.2-5 – Значения η для труб и изгибов труб с отклонением от круглости

	e/D_m						
U %	0,005	0,01	0,025	0,05	0,10	0,15	0,20
1 %	1,16	1,27	1,35	1,25	1,14	1,10	1,07
2 %	1,31	1,54	1,69	1,51	1,29	1,20	1,15
3 %	1,47	1,81	2,04	1,76	1,43	1,29	1,22
4 %	1,63	2,08	2,39	2,02	1,57	1,39	1,30
5 %	1,78	2,35	2,74	2,27	1,72	1,49	1,37
6 %	1,94	2,62	3,08	2,52	1,86	1,59	1,44
7 %	2,09	2,89	3,43	2,78	2,00	1,69	1,52
8 %	2,25	3,16	3,78	3,03	2,15	1,78	1,59
9 %	2,41	3,43	4,13	3,28	2,29	1,88	1,67
10 %	2,56	3,70	4,47	3,54	2,43	1,98	1,74

D = наружный диаметр трубы/изгиба трубы;
$D_m = (D_{max} + D_{min})/2$
e = толщина стенки;
u = отклонение от круглости (%) с $u = 100\ (D_{max} - D_{min})/D_m$

ПРИМЕЧАНИЕ Не приведенные в таблице промежуточные значения могут определяться путем линейной интерполяции.

10.3.2.5 Расчет

Срок службы вследствие усталости подвергаемых переменной нагрузке соединительных деталей зависит в основном от размеров и конструкции. Следует избегать конструкций с высокими концентрациями напряжений или относительных удлинений, например путем расчета переходов поперечных сечений, который соответствует правильному течению напряжений. Таблица 10.3.2-4 содержит оценку принятых в строительстве трубопроводов исполнений сварных швов.

ПРИМЕЧАНИЕ 1 При высоких требованиях к сроку службы следует рекомендовать исполнения сварных швов класса 1. При проектировании должна учитываться возможность контроля по 10.3.2.7. Для определения срока службы не приведенных в Таблице 10.3.2-4 исполнений сварных швов следует устанавливать ожидаемое значение η путем соответствующих оценок с помощью напряжения структуры, умноженного на коэффициент эффективности надреза.

ПРИМЕЧАНИЕ 2 Срок службы может увеличиваться в рамках оценки расчета по таблице 10.3.2-4, например, путем следующих конструктивных мер:

a) избегания насадных пластинчатых усилений;

b) конических переходов между отрезками трубы с различными диаметрами и/или толщинами стенки;

c) приварка, сварка с двух сторон или сваркой с одной стороны с подварочным споем шва.

ПРИМЕЧАНИЕ 3 Путем увеличения размеров при преимущественно статической нагрузке допустимое число нагрузочных циклов также может увеличиваться.

10.3.2.6 Изготовление

Для изготовления соединительных деталей применяют EN 13480-4. Кроме того, рассчитанные по Разделу 10 конструктивные детали должны удовлетворять следующим требованиям.

ПРИМЕЧАНИЕ Возникающие при изготовлении дефекты сказываются более неблагоприятно при переменной нагрузке, чем при статической нагрузке. Вследствие мест надрезов и неблагоприятных собственных напряжений срок службы соединительных деталей может существенно сокращаться.

Особые требования следует устанавливать к исполнению сварных швов. Следует соблюдать оценочную группу B по EN 25817. Собственные сварочные напряжения следует сводить к минимуму посредством регулирования температур сварки и последовательности выполнения операций по сварке. Все виды термообработки следует выполнять по EN 13480-4.

10.3.2.7 Контроль

10.3.2.7.1 Общие положения

Для контроля до изготовления, в ходе и после изготовления дополнительно к требованиям EN 13480-5 следует соблюдать следующие пункты.

Для контроля в ходе эксплуатации смотри Приложение F.

10.3.2.7.2 Первоначальный контроль - экспертиза проекта

В рамках экспертизы проекта следует определять места, которые необходимо контролировать в отношении переменной нагрузки при проведении испытаний по 10.3.2.7.3.

10.3.2.7.3 Контроль в ходе изготовления и приемочный контроль

Путем проводимых в ходе изготовления или в рамках приемочного контроля и испытаний должно устанавливаться отсутствие в соединительных деталях трубопровода дефектов, которые быстро увеличиваются при переменной нагрузке и могут привести к отказу находящихся под давлением деталей до достижения допустимого числа нагрузочных циклов.

Для методов неразрушающего контроля применяют требования EN 13480-5.

10.3.2.8 Учет особых условий эксплуатации

При образовании трещин, вызванных коррозией, усталостной коррозией, удлинением коррозионного растрескивания, вызванного водородным охрупчиванием трещин в сжиженном водороде или разрушением магнетитного защитного слоя, должны быть проведены соответствующие дополнительные мероприятия и приняты меры предосторожности.

10.4 Расчет усталости вследствие тепловой нагрузки

10.4.1 Общие положения

Расчет должен учитывать влияние перепадов температур по толщине стенки и резкие изменения температуры материала.

Конструкция должна быть рассчитана по возможности таким образом, чтобы избежать чрезмерных тепловых перепадов и ударов. Если их избежать невозможно, то с помощью конструктивных мер концентрации напряжений в диапазонах с большим перепадом температур следует сводить к минимуму. Указания по расчету содержатся в 10.4.2.

Если дополнительные напряжения вследствие перепадов температур или резких изменений температуры считаются существенными, то воздействия этих напряжений (в комбинации с другими напряжениями) на срок службы соединительной детали вследствие усталости следует определять при проведении подробного анализа.

10.4.2 Указания по расчету

При расчете для нормальных условий эксплуатации скорости изменения температур в трубопроводах определяются с учетом других факторов, чем определение параметров трубопровода или конструктивных деталей.

ПРИМЕЧАНИЕ 1 Скорости изменения температуры до 2 °С/мин при пуске и остановке считаются в общем допустимыми для ферритных материалов вплоть до толщины стенок 125 мм.

ПРИМЕЧАНИЕ 2 Перепады температур сильнее всего сказываются в соединениях отводов. Посредством изоляции труб, штуцеров и отводов разность температуры в этих зонах может уменьшаться. Закругления переходов между отверстием отвода и внутренней стороны трубы и плавные переходы в области сварных швов уменьшают воздействия перепадов температур.

ПРИМЕЧАНИЕ 3 Тепловые удары могут возникать, если смешиваются транспортируемые вещества с различными температурами, в таких случаях объем следует рассчитывать таким образом, чтобы смешивание осуществлялось быстро и не в непосредственной близости от стенки трубы. Кроме того, следует принимать во внимание использование тепловых манжет для уменьшения тепловых ударов в трубопроводе.

ПРИМЕЧАНИЕ 4 Конденсация и стекание конденсата по каплям в высокотемпературных трубопроводах могут вызывать тепловые удары и тем самым сокращать срок службы. Путем соответствующих предохранительных мер следует избегать накопления конденсата. Если существует обусловленная расчетом возможность, чтобы конденсат капал в трубопровод (например, от отвода без или только с низкой пропускной способностью), то должна приниматься во внимание установка

изолированных горизонтальных отрезков трубы в области соединения (это только рекомендации).

10.5 Расчет усталости при воздействии сочетания нагрузок

В случаях, когда требуется расчет в отношении усталости при воздействии сочетания из тепловой нагрузки и давления, может применяться метод, приведенный в EN 12953-3. Если трубопровод дополнительно подвержен значительным циклическим внешним механическим нагрузкам или если требуется более точный расчет чем по 10.3.2, то в этом случае проводится анализ усталости по 12.4.

11 Жесткие присоединительные детали

11.1 Общие положения

Жесткие присоединительные детали - кованые или приваренные к находящейся под давлением стенке прямых отрезков труб детали, которые переносят нагрузки на стальную раму или бетонные основания.

ПРИМЕЧАНИЕ Расстояние между присоединительной деталью и местом присоединения с трубой должно составлять не менее $2,5(\frac{e_n D_m}{2})^{0,5}$ с учетом размеров трубы. Материал жестких присоединительных деталей следует выбирать таким образом, чтобы не было больших различий материалов в отношении коэффициента теплового расширения и модуля упругости. Кроме того, расчетное напряжение присоединительной детали должно иметь почти такое же значение, как и расчетное напряжение материала трубы. Если значения сильно отличаются друг от друга, то определению соответствующего расчетного напряжения следует уделять особое внимание.

У используемых в области усталостной прочности присоединительных деталей сварные швы должны быть выполнены в виде проваренных швов.

Присоединительные детали с короткими плечами рычага следует рассчитывать на сдвиг только в том случае, если напряжение сдвига почти соответствует напряжению изгиба. Если присоединительные детали свариваются с трубопроводами с толщиной стенки $D_m/e \geq 10$, то следует определять и оценивать напряжения изгиба в стенке трубы.

Расчет полного профиля с круглым поперечным сечением описан в 11.4 и 11.6, расчет полного профиля прямоугольного сечения см. в 11.5 и 11.6.

Нагрузки на ответвления создают напряжения в стенке трубы. Уравнения для определения данных напряжений приведены в 11.4 и 11.5. Напряжения ответвлений прибавляются к напряжениям системы трубопровода в месте ответвления. Напряжения системы трубопровода определяются для прямой трубы. Уравнения, включающие показатели напряжения ответвлений, даны в 11.6.

В 11.4 и 11.5 приведены дополнительные уравнения для ответвлений, у которых также должны быть проверены напряжения. Они основаны на абсолютных значениях максимальных нагрузок, возникающих одновременно для всех указанных условий рабочих нагрузок.

11.2 Допустимые напряжения

Расчетное напряжение следует вычислять по Разделу 5.

Вызванные неподвижными присоединительными деталями напряжения в мембране считаются локально ограниченными напряжениями изгиба P_L, которые вызываются тем же источником и действуют по толщине стенки трубы, следует классифицировать как вторичные напряжения Q.

Действующие по толщине стенки трубы напряжения следует комбинировать с напряжениями вследствие:

- внутреннего давления;
- внешних нагрузок.

Они должны выполнять следующие условия:

$P_m + P_b + P_L \le 1,5 f_h$ при постоянно действующей нагрузке;

$P_m + P_b + P_L \le 1,8 f_h$ при постоянно действующей и временной нагрузке;

$P_m + P_b + P_L \le 2,7 f_h$ при экстремальных нагрузках;

$Q \le f_a$ при ограниченном тепловом расширении трубопровода;

$P_m + P_b + P_L + Q \le f_h + f_a$ при постоянно действующей нагрузке и ограниченном тепловом расширении трубопровода,

где P_m - первичное напряжение в мембране;

P_L - локальное первичное напряжение в мембране;

P_b - первичное напряжение изгиба;

Q - вторичное напряжение изгиба.

Значения f_a, f_n следует определять по формуле (12.1.3-1) до (12.1.3.4), расчетное напряжение f определено в пункте 5.

Если имеются исключительно напряжения сдвига (среднее значение), то эквивалентное напряжение σ_{eq} следует вычислять по методу напряжений сдвига или по гипотезе энергии формоизменения (Мизеса) и ограничивать до *1,5f.*

11.3 Условные обозначения

В 11.4-11.6 дополнительно к условным обозначениям в Таблице 3.2-1 применяют условные обозначения, приведенные в Таблице 11.3.2-1.

Таблица 11.3-1 – Условные обозначения, применяемые в 11.4-11.6

Условное обозначение	Пояснение	Единица измерения
A_m	полуперекрещенная площадь сечения кругового полого присоединения	мм^2
A_t	площадь поперечного сечения кругового полого присоединения/прямоугольного присоединения	мм^2
A_w	Общая площадь углового шва	мм^2
d_i	Внутренний диаметр трубообразных присоединительных деталей	мм
d_0	Наружный диаметр трубообразных присоединительных деталей	мм
D_o	Наружный диаметр трубы	мм
e_n	номинальная толщина стенки участка трубопровода	мм
$e_{n,t}$	номинальная толщина стенки присоединения	мм
f	расчетное напряжение (см. 5.2)	МПа (N/мм^2)
f_a	диапазон допустимых напряжений (см. 12.1.3)	МПа (N /мм^2)
f_{cr}	расчетное напряжение в диапазоне ползучести металла (см. 5.3)	МПа (N /мм^2)
f_h	допустимое напряжение при максимальной температуре металла (см. 12.1.3)	МПа (N /мм^2)
L_1	Половина длины прямоугольной присоединительной детали в направлении	мм
L_2	Половина длины прямоугольной присоединительной детали в продольном	мм
M_L	Продольный изгибающий момент в присоединительных деталях (вектор	N/мм
M_N	Окружной изгибающий момент в присоединительных деталях (вектор параллельно	N/мм
M_T	Крутящий момент в присоединительных деталях (вектор перпендикулярно осевой линии трубы)	N/мм
p_c	расчетное давление	МПа (N/мм^2)
Q_1	Поперечная нагрузка присоединительных деталей в окружном направлении	N
Q_2	Поперечная нагрузка присоединительных деталей в продольном направлении	N

Таблица 11.3-1 *(продолжение)*

Условное обозначение	Пояснение	Единица измерения
R_m	Средний радиус трубы	мм
W	Осевая нагрузка присоединительных деталей (вектор перпендикулярен осевой линии трубы)	N
Z	момент сопротивления участка трубопровода	мм^3
Z_t	момент сопротивления полого присоединения	мм^3
Z_{WL}	Момент сопротивления изгибу углового шва или частично проваренного шва относительно оси центра тяжести перпендикулярно L_2	мм^3
Z_{WN}	Момент сопротивления изгибу углового шва или частично проваренного шва относительно оси центра тяжести параллельно L_1	мм^3
Z_{WT}	Момент сопротивления кручению углового шва или частично проваренного шва	мм^3
M_L, M_N, M_T, Q_1, Q_2 и W являются установленными на поверхность трубопровода, связанного со случаями M_L**, M_N**, M_T**, Q_1**, Q_2** и W** являются абсолютными значениями максимальных нагрузок, действующих одновременно при всех условиях нагружения.		

11.4 Ограничения

11.4.1 Трубопроводная арматура

Присоединение должно быть приварено к трубе сварным швом с полным проваром или угловым швом вдоль всей наружной окружности (см. Рисунок 11.4.1-1).

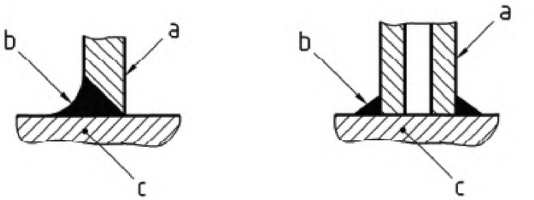
Ось присоединения должна быть перпендикулярна участку трубы.

Параметры, рассчитанные в 11.4.2, должны соответствовать следующим ограничениям:

$$4,0 \le \lambda \le 50,0 \qquad (11.4\text{-}1)$$

$$0,2 \le \tau \le 50,0 \qquad (11.4\text{-}2)$$

$$0,3 \le \beta \le 1,0 \qquad (11.4\text{-}3)$$



Сварной шов с полным проваром

Угловой шов

Условные обозначения

a – присоединительная деталь

b – сварной шов

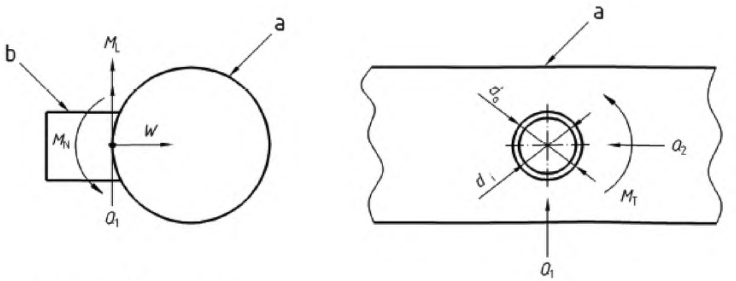
c – стенка трубы

Рисунок 11.4.1-1 – Изображение сварных швов в трубопроводной арматуре

11.4.2 Предшествующие расчеты

Значения M_L, M_N, M_T, Q_1, Q_2 и W определяются на поверхности трубы. M_L^*, M_N^*, M_T^*, Q_1^*, Q_2^* и W^* - это абсолютные значения максимальных нагрузок, возникающих одновременно при всех установленных условиях эксплуатации.

Размеры d_i и d_o определены на рисунке 11.4.2-1.



Условные обозначения

(a) отрезок трубы

(b) присоединительная деталь

Рисунок 11.4.2-1 – Изображение внешних нагрузок

$$A_t = \frac{\pi}{4}\left(d_o^2 - d_i^2\right) \quad (11.4.2\text{-}1)$$

$$Z_t = 2 \cdot I_t / d_o \quad (11.4.2\text{-}2)$$

$$I_t = \frac{\pi}{4}\left[\left(d_o/2\right)^4 - \left(d_i/2\right)^4\right] \quad (11.4.2\text{-}3)$$

$$A_m = A_t / 2 \quad (11.4.2\text{-}4)$$

$$\gamma = D_o / \left(2e_n\right) \quad (11.4.2\text{-}5)$$

$$\tau = e_{n,t} / e_n \quad (11.4.2\text{-}6)$$

$$\beta = d_o / D_o \quad (11.4.2\text{-}7)$$

$$C = A_o\left(2\gamma\right)^{n_1}\beta^{n_2}\tau^{n_3}, \text{ но не менее } 1{,}0 \quad (11.4.2\text{-}8)$$

$$J = \min\left\{Z_T; \pi\left(\frac{d_o}{2}\right)e_n\right\} \quad (11.4.2\text{-}9)$$

C_W, C_L и C_N вычисляют по формуле (11.3.4-8), используя коэффициенты по таблице 11.4.2-1. В последующих расчетах следует использовать соответственно наибольшие значения C_w, C_L и C_N для трубы и присоединительной детали.

Таблица 11.4.2-1 – Коэффициенты для расчета трубообразных присоединительных деталей

Параметр	Конструктивная деталь	Диапазон β	A_o	n_1	n_2	n_3
C_W	Труба Присоединительная деталь	0,3-1,0 0,3-1,0	1,40 4,00	0,81 0,55	[a] [b]	1,33 1,00
C_L	Труба Присоединительная деталь	0,3-1,0 0,3-1,0	0,46 1,10	0,60 0,23	-0,04 -0,38	0,86 0,38
C_N	Труба Присоединительная деталь	0,3-0,55 0,3-0,55	0,51 0,84	1,01 0,85	0,79 0,80	0,89 0,54
C_N	Труба Присоединительная деталь	0,55 - 1,0 0,55 - 1,0	0,23 0,44	1,01 0,85	-0,62 -0,28	0,89 0,54

[a] β^{n_2} заменить на $e^{-1{,}2\beta^3}$
[b] β^{n_2} заменить на $e^{-1{,}35p}$

C_T = 1,0 для $\beta \leq 0{,}55$ (11.4.2-10)

$C_T = C_N$ для $\beta \leq 1{,}0$ но не менее 1,0 (11.4.2-11)

C_T для 0,55<p<1,0 должно определяться путем линейной интерполяции, однако не менее 1,0

$B_w = 0{,}5C_W$, но не менее 1,0 (11.4.2-12)

$B_L = 0{,}5C_L$, но не менее 1,0 (11.4.2-13)

$B_N = 0{,}5C_N$, но не менее 1,0 (11.4.2-14)

$B_T = 0{,}5C_T$, но не менее 1,0 (11.4.2-15)

K_T = 2,0 для угловых швов

K_T = 1,8 для полностью или частично проваренных швов

ПРИМЕЧАНИЕ Угловые сварные швы и сварные швы с частичным проплавлением основного металла не допустимы для труб в зоне температурной ползучести.

11.4.3 Расчет напряжений для присоединительных деталей, приваренных к трубе с помощью проваренных швов

Напряжения σ_{MT}, σ_{NT}, и σ_{NT}^{**} должны быть рассчитаны следующим образом.

$$\sigma_{MT} = \frac{B_W W}{A_t} + \frac{B_N M_N}{Z_t} + \frac{B_L M_L}{Z_t} + \frac{Q_1}{A_m} + \frac{Q_2}{A_m} + \frac{B_T M_T}{J} \quad (11.4.3\text{-}1)$$

$$\sigma_{NT} = \frac{C_W W}{A_t} + \frac{B_N M_N}{Z_t} + \frac{C_L M_L}{Z_t} + \frac{Q_1}{A_m} + \frac{Q_2}{A_m} + \frac{C_T M_T}{J} \quad (11.\ 4.3\text{-}2)$$

$$\sigma_{PT} = K_T \sigma_{NT} \quad (11.\ 4.3\text{-}3)$$

$$\sigma_{NT}^{**} = \frac{C_W W^{**}}{A_t} + \frac{C_N M_N^{**}}{Z_t} + \frac{C_L M_L^{**}}{Z_t} + \frac{Q_1^{**}}{A_m} + \frac{Q_2^{**}}{A_m} + \frac{C_T M_T^{**}}{J} \quad (11.\ 4.3\text{-}4)$$

11.4.4 Расчет напряжений для присоединительных деталей, приваренных к трубе с помощью угловых швов или частично проваренных швов

Должны быть выполнены следующие условия:

$$\frac{W^{**}}{A_W} + \frac{M_L^{**}}{Z_{WL}} + \frac{M_N^{**}}{Z_{WN}} + \frac{2(Q_1^{**} + Q_2^{**})}{A_W} + \frac{M_T^{**}}{Z_{WT}} \leq 2R_{eHt} \quad (11.3.6\text{-}1)$$

$$\sqrt{\left(\frac{W^{**}}{A_W}\right)^2 + 4\left(\frac{Q_1^{**} + Q_2^{**}}{A_W} + \frac{M_T^{**}}{Z_{WT}}\right)^2} \le 2R_{eHt} \qquad (11.3.6\text{-}2)$$

ПРИМЕЧАНИЕ Угловые сварные швы и сварные швы с частичным проплавлением основного металла не допустимы для труб в зоне температурной ползучести.

11.5 Прямоугольные присоединительные детали

11.5.1 Ограничения

Присоединительные детали привариваются к трубе при помощи:

- проплавного сварного шва вдоль двух длинных сторон присоединения; или
- углового сварного шва или шва с частичным проплавлением вдоль четырех сторон присоединения; или
- углового сварного шва или шва с частичным проплавлением вдоль двух длинных сторон ответвления, если длина такой стороны как минимум в три раза больше длины короткой стороны в отсутствие усталости.

Параметры, рассчитанные в 11.5.2, должны соответствовать следующим пределам:

$$\beta_1 \le 0,5 \qquad (11.5.1\text{-}1)$$

$$\beta_2 \le 0,5 \qquad (11.5.1\text{-}2)$$

$$\beta_1\beta_2 \le 0,075 \qquad (11.5.1\text{-}3)$$

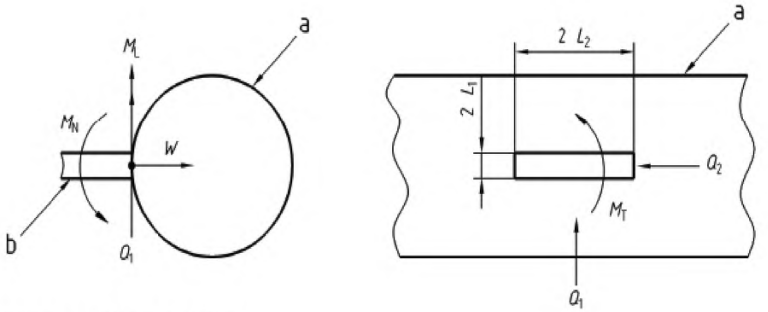
и

$$D_0 / e_n \le 100 \qquad (11.5.1\text{-}4)$$

11.5.2 Предварительный расчет

M_L, M_N, M_T, Q_1, Q_2, и W определяются на поверхности трубы, связанной с соответствующими расчетными случаями нагрузки. M_L**, M_N**, M_T**, Q_1**, Q_2** и W** являются абсолютными значениями максимальных нагрузок, возникающих одновременно для всех указанных условий рабочих нагрузок.

Размеры L_1 и L_2 определены на рисунке 11.5.2-1.



Условные обозначения
(a) труба
(b) ответвление

Рисунок 11.5.2-1 — Нагрузка и размеры ответвлений

$$\gamma = R_m / e_n \qquad (11.5.2\text{-}1)$$

$$\beta_1 = l_1 / R_m \qquad (11.5.2\text{-}2)$$

$$B_2 = l_2 / R_m \qquad (11.5.2\text{-}3)$$

$$L_a = min\ (L_2; e_n) \qquad (11.5.2\text{-}4)$$

$$L_b = min\ (L_1; e_n) \qquad (11.5.2\text{-}5)$$

$$L_c = min\ (L_1; L_2) \qquad (11.5.2\text{-}6)$$

$$L_d = max\ (L_1; L_2) \qquad (11.5.2\text{-}7)$$

Значения для η, X_1 и Y_1 следует вычислять для каждого случая (C_T, C_L, C_N) используя приведенные в таблице 11.5.2-1 коэффициенты:

$$\eta = -\left(X_1 \cos\theta + Y_1 \sin\theta\right) - \frac{1}{A_o}\left(X_1 \sin\theta - Y_1 \cos\theta\right)^2 \qquad (11.5.2\text{-}8)$$

$$X_1 = X_o + \lg\beta_1 \qquad (11.5.2\text{-}9)$$

$$Y_1 = Y_0 + \lg\beta_2 \qquad (11.5.2\text{-}10)$$

ПРИМЕЧАНИЕ $\lg X = \log_{10} X$ ($\lg 10 = 1$).

Таблица 11.5.2-1 – Коэффициенты для расчета прямоугольных присоединительных деталей

Индекс	A_0	θ	X_0	Y_0
C_T	2,2	40°	0	0,05
C_L	2,0	50°	- 0,45	- 0,55
C_N	1,8	40°	- 0,75	- 0,60

Затем η вычисляются с помощью этих коэффициентов C_T, C_L и C_N следующим образом:

$$C_T = 3{,}82(\gamma)^{1{,}64}\beta_1\beta_2\eta^{1{,}54}, \text{ но не менее 1,0} \qquad (11.5.2\text{-}11)$$

$$C_L = 0{,}26(\gamma)^{1{,}74}\beta_1\beta_2\eta^{4{,}74}, \text{ но не менее 1,0} \qquad (11.5.2\text{-}12)$$

$$C_N = 0{,}38(\gamma)^{1{,}90}\beta_1^2\beta_2\eta^{3{,}40}, \text{ но не менее 1,0} \qquad (11.5.2\text{-}13)$$

$$B_T = (2/3)\,C_T \qquad (11.5.2\text{-}14)$$

$$B_L = (2/3)\,C_L \qquad (11.5.2\text{-}15)$$

$$B_N = (2/3)\,C_N \qquad (11.5.2\text{-}16)$$

$$A_T = 4L_1L_2 \qquad (11.5.2\text{-}17)$$

$$Z_{tL} = (4/3)L_1(L_2)^2 \qquad (11.5.2\text{-}18)$$

$$Z_{tN} = (4/3)(L_1)^2 L_2 \qquad (11.5.2\text{-}19)$$

- K_{t1} = 2,0 для проваренных швов и угловых швов без последующей обработки на четырех сторонах присоединительной детали;
- K_{t2} = 3,6 для угловых швов или частично проваренных швов на двух или трех сторонах присоединительной детали.

$$M_{TT} = \max\left(\frac{M_T}{L_c L_d e_n\left[1+(L_c/L_d)\right]}; \frac{M_T}{\left[0{,}8+0{,}05(L_d/L_c)\right]L_c^2 L_d}\right) \qquad (11.5.2\text{-}20)$$

ПРИМЕЧАНИЕ Угловые сварные швы и сварные швы с частичным проплавлением основного металла не допустимы для труб в зоне температурной ползучести.

11.5.3 Расчет напряжений для присоединительных деталей, приваренных к трубе с помощью проваренных швов

Напряжения σ_{MT}, σ_{NT}, *и* σ_{NT}^{**} должны быть рассчитаны следующим образом.

$$\sigma_{MT} = \frac{B_T W}{A_t} + \frac{B_L M_L}{Z_{tL}} + \frac{B_N M_N}{Z_{tN}} + \frac{Q_1}{2L_1 L_a} + \frac{Q_2}{2L_2 L_b} + M_{TT} \qquad (11.5.3\text{-}1)$$

$$\sigma_{NT} = \frac{C_T W}{A_t} + \frac{C_L M_L}{Z_{tL}} + \frac{C_N M_N}{Z_{tN}} + \frac{Q_1}{2L_1 L_a} + \frac{Q_2}{2L_2 L_b} + M_{TT} \qquad (11.5.3\text{-}2)$$

$$\sigma_{PT} = K_T \sigma_{NT} \qquad (11.5.3\text{-}3)$$

$$\sigma_{NT}^{**} = \frac{C_T W^{**}}{A_t} + \frac{C_L M_L^{**}}{Z_{tL}} + \frac{C_N M_N^{**}}{Z_{tN}} + \frac{Q_1^{**}}{2L_1 L_a} + \frac{Q_2^{**}}{2L_2 L_b} + M_{TT}^{**} \qquad (11.5.3\text{-}4)$$

11.5.4 Расчет напряжений для присоединительных деталей, приваренных к трубе с помощью угловых швов или частично проваренных швов

Должны быть выполнены следующие условия:

$$\frac{W^{**}}{A_W} + \frac{M_L^{**}}{Z_W} + \frac{M_N^{**}}{Z_W} + \frac{\sqrt{(Q_1^{**2} + Q_2^{**2})}}{A_W} + \frac{M_T^{**}}{Z_{WT}} \le 2R_{eHt} \qquad (11.5.4\text{-}1)$$

$$\sqrt{\left(\frac{W^{**}}{A_W}\right)^2 + 4\left(\frac{Q_1^{**} + Q_2^{**}}{A_W} + \frac{M_T^{**}}{Z_{WT}}\right)^2} \le R_{eHt} \qquad (11.5.4\text{-}2)$$

11.6 Расчет напряжений для основной трубы

Должны быть выполнены следующие измененные уравнения из Раздела 12.

a) При постоянно действующих нагрузках

$$\sigma_1 = \frac{p_c D_o}{4e_n} + \frac{0,75iM_A}{z} + \sigma_{MT} \le 1,5f_h \quad \text{и} \quad 0,75i \ge 1,0 \qquad (11.6\text{-}1)$$

с:

M_A изгибающий момент вследствие долговременных нагрузок

σ_{MT} дополнительное напряжение от долговременных нагрузок

b) При постоянно действующих и временных нагрузках

$$\sigma_{2a} = \frac{p_c D_o}{4e_n} + \frac{0,75i\left(M_A + M_B\right)}{Z} + \sigma_{MT} \le 1,8f_h \quad \text{и} \quad 0,75i \ge 1,0 \qquad (11.6\text{-}2)$$

с:

M_B изгибающий момент вследствие случайных нагрузок

$\sigma_{M\,T}$ дополнительное напряжение от долговременных и случайных нагрузок

c) При экстремальных нагрузках

$$\sigma_{2b} = \frac{p_c D_o}{4e_n} + \frac{0,75i\left(M_A + M_B\right)}{Z} + \sigma_{MT} \le 2,7 f_h \text{ и } 0,75i \ge 1,0 \qquad (11.6\text{-}3)$$

с:

M_B изгибающий момент вследствие особых нагрузок

$\sigma_{M\,T}$ дополнительное напряжение от долговременных и особых нагрузок

Амплитуда напряжения σ_3, обусловленная результирующим моментом M_c, от теплового расширения и переменных нагрузок, например, сейсмических нагрузок, должна также соответствовать следующему равнению:

d) При нагрузках вследствие ограниченного теплового расширения

$$\sigma_3 = \frac{iM_C}{Z} + \frac{\sigma_{PT}}{2} \le f_a \qquad (11.6\text{-}4)$$

с:

σ_{PT} дополнительное напряжение от умеренного теплового расширения

Если требование уравнения (11.6-4) не выполняется, сумма напряжений, обусловленных долговременными нагрузками (уравнение (11.6-1)), и умеренного теплового расширения (уравнение (11.6-4)) должна удовлетворять следующему условию:

e) При комбинации нагрузок из собственной массы, постоянно действующих нагрузок и нагрузок вследствие ограниченного теплового расширения

$$\sigma_4 = \frac{p_c D_o}{4e_n} + 0,75i\frac{M_A}{Z} + i\frac{M_C}{Z} + \sigma_{MT} + \frac{\sigma_{PT}}{2} \le f_h + f_a \text{ и } 0,75\ i \ge 1,0 \qquad (11.6\text{-}5)$$

с:

$\sigma_{M\,T}$ дополнительное напряжение от долговременных нагрузок

$\sigma_{P\,T}$ дополнительное напряжение от умеренного теплового расширения

Следующее уравнение устанавливает предел для напряжения стенки трубы до среднего значения (связанного) предела длительной прочности так же, как и уравнение (12.3.5-1).

$$\sigma_5 = \frac{p_c D_o}{4e_n} + 0,75\left[\frac{i \cdot M_A}{Z} + \frac{i \cdot M_c}{3Z}\right] + \sigma_{MT} + \frac{\sigma_{PT}}{2} \le 1,25 f_{cr} \text{ и } 0,75i \ge 1,0 \qquad (11.6\text{-}5a)$$

с:

$\sigma_{M\,T}$ дополнительное напряжение от долговременных нагрузок

$\sigma_{P\,T}$ дополнительное напряжение от умеренного теплового расширения

Дополнительно к вышеназванным измененным равенствам должны быть также выполнены следующие условия:

$$\sigma_{NT}^{**} \le 2R_{eHt} \qquad (11.6\text{-}6)$$

Ограничение суммарного напряжения для труб в зоне температурной ползучести (меньше или равно средней величине предела длительной прочности):

$$\sigma^{**}{}_{NT} \le 1{,}25 f_{cr} \qquad (11.6\text{-}6a)$$

11.7 Расчет напряжений в присоединении

11.7.1 Круглое поперечное сечение

Для конструкции, не зависящей от времени:

$$\frac{\sqrt{(Q_1^{**})^2 + (Q_2^{**})^2}}{A_m} + \frac{M_T^{**}}{J} \le R_{eHt} \qquad (11.7.1\text{-}1)$$

Для присоединений в зоне температурной ползучести: установление пределов касательного напряжения для присоединение с круглым поперечным сечением (меньше или равно средней величине (касательного) предела длительной прочности согласно гипотезе фон Мизеса):

$$\frac{\sqrt{(Q_1^{**})^2 + (Q_2^{**})^2}}{A_m} + \frac{M_T^{**}}{J} \le \frac{1{,}25}{\sqrt{3}} \cdot f_{cr} \qquad (11.7.1\text{-}1a)$$

11.7.2 Прямоугольное поперечное сечение

Для конструкции, не зависящей от времени:

$$\sqrt{\left(\frac{(Q_1^{**})}{2L_1L_a}\right)^2 + \left(\frac{(Q_2^{**})}{2L_2L_b}\right)^2} + M_{TT}^{**} \le R_{eHt} \qquad (11.7.2\text{-}1)$$

Для присоединения в зоне температурной ползучести: установление пределов касательного напряжения для присоединения с **прямоугольным поперечным сечением** (меньше или равно средней величине (касательного) предела длительной прочности согласно гипотезе фон Мизеса):

$$\sqrt{\left(\frac{Q_1^{**}}{2L_1L_a}\right)^2 + \left(\frac{Q_2^{**}}{2L_2L_b}\right)^2} + M_{TT}^{**} \le \frac{1{,}25}{\sqrt{3}} \cdot f_{cr} \qquad (11.7.2\text{-}1a)$$

11.8 Альтернативные методы расчета

Если методы расчета в 11 не приводят к удовлетворительным результатам или если приведенные в 11.4.1 и 11.5.1 параметры не соблюдаются, то следует применять альтернативные методы расчета.

ПРИМЕЧАНИЕ Некоторые из этих методов описаны в известных источниках [3], [4], [5] и PDV 5500:2000. Классификация напряжений на первичные, вторичные и пиковые и установление соответствующих значений для допустимого напряжения по 11.2 лежит на ответственности изготовителя.

12 Анализ напряжений и критерии допущения

12.1 Основополагающие условия

12.1.1 Общие положения

Дополнительно к приведенным в Разделах 6-11 требованиям к расчету на нагрузку давлением трубопроводы должны быть рассчитаны на выдерживание воздействия весовых и других нагрузок и они должны исследоваться на воздействия теплового расширения и теплового сжатия или аналогичных воздействий с другой причиной. Влияние осевых усилий, которые вызываются внутренним давлением и жесткостью сильфонных уплотнений, следует учитывать при использовании закрепленных и незакрепленных компенсаторов, чтобы избежать продольного изгиба трубопровода. Настоящий раздел содержит анализ напряжений и соответствующие критерии допущения для выполнения этих требований.

12.1.2 Уровни нагрузки

Рассчитываемые уровни нагрузки приведены в Разделе 4.

12.1.3 Допускаемые напряжения

12.1.3.1 Основные значения допустимых напряжений приведены в разделе 5.

12.1.3.2 Допустимый размах колебаний напряжения f_a определяется по следующей формуле

$$f_a = U\left(1,25 f_c + 0,25 f_h\right)\frac{E_h}{E_c} \qquad (12.1.3\text{-}1)$$

где, E_c - модуль упругости при самой низкой температуре металла *(t = c)* для рассматриваемого случая нагрузки;

E_h - модуль упругости при самой высокой температуре металла ($t = h$) для рассматриваемого случая нагрузки;

f_c - основополагающее допустимое напряжение при самой низкой температуре металла для рассматриваемого случая нагрузки, при этом

$$f_c = \min\left(\frac{R_m}{3}; f\right) \qquad (12.1.3\text{-}2)$$

причем f вычисляется по 5.2 при температуре окружающей среды.

f_h - допустимое напряжение при самой высокой температуре металла для рассматриваемого случая нагрузки, при этом:

$$f_h = \min\left(f_c; f; f_{CR}\right) \qquad (12.1.3\text{-}3)$$

f – вычисляется по 5.2.

причем f_{CR} вычисляется по 5.3 при расчетной температуре t_c;

U - понижающий коэффициент для размаха колебаний напряжения (см. Примечание 1), который берется из Таблицы 12.1.3-1 или вычисляется по формуле (12.1.3-4) (см. ПРИМЕЧАНИЕ 2):

$$U = 6,0N^{-0,2} \le 1,0 \qquad (12.1.3\text{-}4)$$

где, N - число эквивалентных полных нагрузочных циклов в течение ожидаемого срока службы трубопровода (см. ПРИМЕЧАНИЕ 3).

ПРИМЕЧАНИЕ 1 Коэффициент U применяется только для некорродированных трубопроводов. Коррозия может сильно сокращать срок службы при переменных нагрузках; вследствие этого при ожидаемом высоком числе нагрузочных циклов в расчет следует принимать коррозионностойкие материалы.

ПРИМЕЧАНИЕ 2 Формула (12.1.3-1) не применяется для чисел нагрузочных циклов свыше $2 \cdot 10^6$. Выбор значений U для чисел нагрузочных циклов свыше $2 \cdot 10^6$ осуществляет изготовитель.

ПРИМЕЧАНИЕ 3 При расчете следует учитывать, что срок службы материалов, используемых при высокой температуре, вследствие усталости может сокращаться.

ПРИМЕЧАНИЕ 4 12.1.3.2 не распространяется на компенсаторы.

Если диапазон колебаний температуры изменяется, то эквивалентный температурный цикл следует определять по всему диапазону колебаний следующим образом:

$$N = N_E + \sum_{i=1}^{n}\left(r_i^5 N_i\right) \qquad (12.1.3\text{-}5)$$

где, N_E - число циклов по всему диапазону колебаний температуры Δt_E, для которого напряжение, вызванное тепловым расширением σ_3 (см. 12.3.4);

N_i - число циклов с малым диапазоном колебаний температуры Δt_i;

r_i - отношение малых диапазонов колебаний температуры к диапазону колебаний, для которого рассчитано напряжение σ_3 ($\Delta t_i / \Delta t_E$).

Таблица 12.1.3-1 – Понижающий коэффициент для размаха колебаний напряжения

Число циклов по всему диапазону колебаний температуры N	Коэффициент U
$N < 7\,000$	1,0
$7\,000 < N \leq 14\,000$	0,9
$14\,000 < N \leq 22\,000$	0,8
$22\,000 < N \leq 45\,000$	0,7
$45\,000 < N \leq 100\,000$	0,6
$100\,000 < N$	0,5

Таблица 12.1.3-1 должна использоваться только специально для расчета допустимого размаха колебаний напряжения и не должна рассматриваться как замена для считающихся необходимыми по настоящему стандарту анализов усталости.

12.2 Упругость трубопроводов

12.2.1 Общие положения

Все трубопроводы должны обладать достаточной упругостью, чтобы исключить следующие случаи:

a) выход из строя трубопровода или опор и подвесок вследствие перегрузки или усталости;

b) негерметичность в каком-либо месте трубопровода;

c) опасные напряжения или деформация трубопровода или смонтированной арматуры (например, клапаны) или соединенных с трубопроводом машин или установок (например, котлы, насосы или турбины) вследствие чрезмерных усилий и моментов в трубопроводе.

12.2.2 Основополагающие условия

Рассчитанный размах колебаний напряжения на основании перемещений в трубопроводе не должен превышать допустимый размах колебаний напряжения по 12.1.3.2.

Рассчитанное перемещение трубопровода должно находиться в пределах установленных границ и учитываться при анализе упругости.

Упругость трубопровода должна быть настолько высока, чтобы выполнялись следующие условия:

- напряжения не должны превышать расчетные предельные значения;
- рассчитанный размах колебаний напряжения на основании перемещений в трубопроводе не должен превышать допустимый размах колебаний напряжения по 12.1.3.2;
- реакции не должны оказывать воздействия, вызывающие повреждения на опоры, подвески или присоединительное оборудование;

- рассчитанное перемещение трубопровода должно находиться в пределах установленных границ и надлежащим образом уменьшаться при анализе упругости.

Достаточная упругость трубопровода должна обеспечиваться изменениями направления (например, изгибы, отводы или смещение труб), упругими соединениями (например, компенсаторы, металлические шланги) или другими аналогичными устройствами.

12.2.3 Удлинения, вызванные смещениями

12.2.3.1 Общие положения

Особое внимание следует уделять удлинениям трубопровода, которые возникают вследствие смещений, вызванных тепловыми или внешними воздействиями или сдвигом опор и подвесок:

- смещение по причине колебаний температуры

Каждое изменение температуры вызывает изменения в размерах трубопровода. Если свободному удлинению или сокращению трубопровода препятствуют присоединительные машины или крепления, как например, направляющие труб или анкерные крепления, то в трубопроводе возникают напряжения смещения:

- смещения по причине внешних воздействий.

Вызванные внешними воздействиями смещения подвесок труб дополнительно к смещению по причине колебаний температуры вызывают смещения трубопровода. Подобного рода перемещения могут вызываться приливами и отливами (у трубопроводов в портах), порывами ветра (у трубопроводов на высоких пологих вышках), колебаниями температуры в присоединительном оборудовании, землетрясениями или другими динамическими нагрузками, как ударное закрытие клапанов.

Смещение вследствие оседания грунта следует учитывать в том случае, если доказано, что эти оседания оказывают длительное воздействие на вызванные в трубопроводе напряжения или приводят к опасной остаточной деформации в виде локально ограниченной деформации или чрезмерных реакций на конце трубопровода:

- смещение подвесок труб

Если подвески труб рассматриваются как нежесткие, то не допускается учитывать их упругость при определении размаха колебаний смещения и реакций.

12.2.3.2 Общее удлинение по причине смещений

Смещение по причине колебаний температуры, реакций и внешних воздействий вместе влияют на соответствующую трубопроводную систему и должны учитываться все вместе при определении общего удлинения (пропорциональные формоизменения) на отдельных отрезках трубопроводной системы.

Следует учитывать воздействия продольных удлинений трубопровода вследствие внутреннего давления. Эти воздействия частично устраняются благодаря эффекту Пуассона удлинением по всему периметру.

12.2.4 Напряжения, вызванные смещением

12.2.4.1 Упругие свойства

Напряжения в трубопроводе могут рассматриваться как пропорциональные общему удлинению по причине смещений, если эти удлинения равномерно распределены по трубопроводу и ни в одном месте не возникают пики удлинений (сбалансированная система). Расчет трубопроводов должен иметь своей целью достижение сбалансированного состояния, которое также положено в основу для анализа упругости в рамках настоящего стандарта.

12.2.4.2 Остаточная деформация

Напряжения в трубопроводе не могут рассматриваться как пропорциональные удлинению по причине смещений, если на определенных отрезках этого трубопровода возникают локально ограниченные удлинения (несбалансированная система). Если несбалансированная система эксплуатируется в области усталостной прочности, то воздействия, причиняющие повреждения, могут усиливаться вследствие накопления удлинения при ползучести в самых чувствительных местах системы. Несбалансированное состояние может иметь следующие причины:

- высокие напряжения в малых отрезках труб, которые последовательно соединены с большими отрезками труб;
- локально ограниченное уменьшение диаметра или толщины стенок или локально ограниченное использование материала с более низким пределом текучести (например, кольцевые швы с использованием присадочного материала со значительно более низкой прочностью, чем основной материал);
- трубопровод с постоянным диаметром, у которого удлинения и сокращение основной нитки трубопровода должны в значительной степени поглощаться короткой закладной деталью.

Несбалансированное состояние, которое приводит к локально ограниченному пластическому отказу, должно предотвращаться путем соответствующего расчета трубопровода или уменьшаться до минимального размера; в особенности это применяется для трубопроводов из материалов с низкой вязкостью. Многие из последствий несбалансированности системы могут ослабляться путем целенаправленного применения предварительной растяжки. Если подобного рода несбалансированность не может избегаться по причине конструктивного исполнения, то конструктором при расчете должна обеспечиваться достаточная упругость путем применения соответствующих методов анализа.

12.2.5 Уменьшение напряжения

Размах колебаний напряжения, вызванный тепловым расширением, уменьшается при достаточной начальной величине напряжения в горячем состоянии вследствие локальной текучести или ползучести. Происходит понижение напряжения, которое наступает после охлаждения соединительной детали обычно в виде напряжения с противоположным знаком.

Этот феномен называется предварительной саморастяжкой трубопровода и имеет аналогичное действие, как и предварительная растяжка.

Объем предварительной саморастяжки зависит от материала, величины начального удлинения, обусловленного изготовителем собственного напряжения, температуры при высокотемпературном режиме эксплуатации и продолжительности.

В то время как упругое напряжение в горячем состоянии со временем уменьшается, сумма удлинений по причине теплового расширения в горячем и холодном состоянии заданного цикла остается в основном неизменной. Эта сумма называется также размахом колебаний удлинения. Однако чтобы облегчить корреляцию с допустимым напряжением, в качестве критерия для расчета трубопроводов на тепловую нагрузку используется размах колебаний напряжения.

Допустимый размах колебаний напряжения следует определять по 12.1.3.2.

Если для трубопровода упругие свойства необходимы для всего срока службы, то допустимый размах колебаний напряжения следует определять по 12.1.3.2 и сумма всех напряжений не должна превышать 0,95 самого низкого установленного предела текучести материала.

12.2.6 Предварительная растяжка в холодном состоянии

Предварительной растяжкой в холодном состоянии называется желательная упругая деформация трубопровода при монтаже, с помощью которой вызывается желаемое начальное смещение и начальное напряжение. Польза предварительной растяжки в холодном состоянии заключается в том, что она вызывает величину напряжения вследствие начального смещения и в условиях с непредусмотренными смещениями. Примененная соответствующим образом предварительная растяжка в холодном состоянии вызывает меньшую вероятность остаточной деформации в начальном режиме эксплуатации. Она рекомендуется для материалов с низкой вязкостью. Кроме того, у трубопроводов, подвергнутых предварительной растяжке в холодном состоянии, отклонения от монтажного положения в начальном режиме эксплуатации несущественны, так что подвески труб смещаются не так сильно от своего первоначального положения.

ПРИМЕЧАНИЕ При использовании компенсаторов предварительную растяжку следует оптимизировать вспомогательным средством вокруг подвижного соединения, а реакции и моменты следует уменьшать.

Так как усталостный срок службы снижается сильнее вследствие величины изменения напряжения, чем вследствие непосредственной величины напряжения в заданный момент времени, то предварительная растяжка в холодном состоянии не должна учитываться при расчетах размаха колебаний напряжения. Но она должна учитываться при расчете усилий сдвига и моментов, для которых важны фактические реакции и их размах колебаний.

Польза предварительной растяжки в холодном состоянии должна устанавливаться при расчете реакций с не более чем 60 % первоначального значения.

12.2.7 Параметры для анализа упругости

12.2.7.1 Коэффициенты теплового расширения

Размах колебаний теплового расширения может определяться в соответствии с Приложением G как разность единичных удлинений при самой высокой температуре металла и при самой низкой температуре металла.

ПРИМЕЧАНИЕ Значения для материалов, которые не приведены в Приложении G, должны выбираться из соответствующей действующей документации.

12.2.7.2 Модуль упругости

Для модуля упругости E_t в анализе упругости следует использовать значение при температуре рассматриваемой нагрузки трубопровода.

В качестве значений для модуля упругости могут использоваться приведенные в Приложении G значения.

ПРИМЕЧАНИЕ Значения для материалов, которые не приведены в Приложении G, должны выбираться из сопутствующей действующей документации.

12.2.7.3 Коэффициент поперечного сжатия

Для коэффициента поперечного сжатия (коэффициента Пуассона) может, если это требуется для анализа упругости, использоваться значение 0,3 для всех марок стали при всех температурах.

12.2.7.4 Коэффициенты упругости и напряжения

Если не имеется непосредственно применяемых значений или значений, рассчитанных для отдельных случаев, то для расчета следует использовать приведенные в Приложении H коэффициенты повышения упругости и напряжения.

ПРИМЕЧАНИЕ Приведенные в Приложении G коэффициенты повышения напряжения выведены из испытаний на усталость основных конструктивных деталей трубопровода из вязких ферритных материалов. Значения для допустимого размаха колебаний напряжения определены в испытаниях углеродистых сталей и аустенитных нержавеющих сталей.

Для конструктивных и присоединительных деталей трубопровода (как, например, клапаны, сетки, анкерные крепления, кольца или хомуты), которые не приведены в Приложении F, необходимые коэффициенты повышения напряжения должны выбираться путем сравнения их геометрической формы с изображенными конструктивными деталями.

12.2.8 Состояние опор

В зависимости от заданных требований следует использовать анкерные крепления, направляющие, опоры, подвески и другие устанавливаемые снаружи несущие элементы труб, чтобы обеспечить надлежащее функционирование компенсаторов по 12.2.9. Анкерные крепления следует рассчитывать таким образом, чтобы в месте соединения исключить скольжение и кручение трубопровода.

Термин «опора» включает анкерные крепления, подвижные опоры (например, скользящие опоры и направляющие) и соединения конструктивных деталей, а также пружинящие опоры (см. Раздел 13).

ПРИМЕЧАНИЕ Состояние опоры описывает способность выдерживать усилия и моменты в точках опоры; они должны представляться посредством математических моделей, которые достаточным образом воспроизводят расчет.

Всякая опора может воспроизводиться посредством 12 математических функций. Если они представляются в соответствующей трехмерной системе координат с помощью осей *u, v, w*, то существует непосредственная зависимость между одинаковыми по направлению усилиями и смещениями с одной стороны, и между одинаковыми по оси моментами и кручениями, с другой стороны. Усилие, которое не было учтено, вызывает смещение в своем направлении действия, и момент, который не был учтен, вызывает кручение вокруг своей оси действия.

функций это:

- восприятие действующих в трех направлениях усилий F_u, F_v, F_w;
- восприятие действующих относительно осей *u, v, w* моментов M_u, M_v, M_w;
- смещения в трех направлениях δ_u, δ_v, δ_w;
- кручения Φ_u, Φ_v , Φ_w относительно *u, v, w.*

Для четкого представления опорного состояния опоры необходимы шесть функций, не зависящих друг от друга.

Возможность беспрепятственного смещения в направлении одной из трех осей, а также беспрепятственного кручения вокруг одной из трех осей называется степенью свободы. Так как шесть степеней свободы равносильны

полностью беспрепятственному перемещению, то опора может иметь от нуля до пяти степеней свободы.

Типичными опорами являются:

- крепежные устройства: опоры, которые выдерживают усилия и моменты во всех направлениях, например анкерные крепления;
- опоры и подвески с частичной опорной функцией: опоры с 1 - 5 степенями свободы;
- упругие соединения конструктивных деталей: места соединения, например для котлов, приборов, насосов, способность которых к восприятию усилий и моментов зависит от жесткости конструктивной детали;
- опоры с изменяющейся опорной нагрузкой: опоры, способность которых к восприятию усилий и моментов находится в линейной связи с упругостью пружин и деформаций;
- опоры с постоянной опорной нагрузкой: опоры с постоянной опорной нагрузкой по всему пути смещения;
- гасители ударов и вибраций: гасители ударов - это устройства, которые при динамических нагрузках (например, гидравлические удары) воспринимают усилие в направлении перемещения. Гасители вибраций (опоры качения) применяются для уменьшения вибрации, причем их опорная функция сравнима с опорной функцией гасителей ударов. Усилия вследствие статических нагрузок (например, вследствие собственного веса, теплового расширения и т. п.) не воспринимаются;
- шарнирные опоры: шарнирные опоры образуют подгруппу для крепежных устройств с частичной опорной функцией и предотвращают смещение в направлении соединения своих шарниров.

Опоры следует рассчитывать таким образом, чтобы они выдерживали все передаваемые трубопроводом нагрузки.

Проектирование и расчет должен выполняться по Разделу 13.

12.2.9 Компенсаторы

По своим различным подвижным свойствам следует различать две категории компенсаторов:

- незакрепленные (по оси и со всех сторон);
- закрепленные (по углам и сбоку).

Для незакрепленных компенсаторов требуются соответствующие укрепления и дополнительные направляющие, чтобы предотвратить деформацию трубопровода. Рекомендации для максимальных расстояний между этими направляющими приведены в Приложении С.

Трубопровод следует испытывать либо по «методу для жестких трубопроводов», либо путем анализа по 12.3 с использованием приведенной изготовителем упругости компенсатора.

12.2.10 Анализ упругости

12.2.10.1 Исключение из формального анализа упругости

Формальный анализ упругости требуется, если трубопровод выполняет одно из следующих условий:

- монтируется без существенных дополнительных изменений или в качестве замены для существующего трубопровода с удовлетворяющим подтверждением работы;

- может соответствующим образом оцениваться с незначительными затратами путем сравнения с другим трубопроводом, для которого уже имеется анализ;

- имеет единое поперечное сечение, имеет не более двух анкерных креплений и никаких промежуточных креплений или прочих направляющих устройств для труб, рассчитан на срок службы максимум 7000 полных нагрузочных циклов (у газопроводов 1000 полных нагрузочных циклов) и выполняет следующее эмпирическое неравенство:

$$\frac{D_o Y}{(L-l)^2} \le 208,3 \qquad (12.2.10\text{-}1)$$

где, D_0 - номинальный наружный диаметр трубопровода, мм;

L - длина отрезка трубопровода между анкерными креплениями, м;

l - расстояние между анкерными креплениями (прямой отрезок между точками опирания) (м);

Y - равнодействующая воспринимаемых трубопроводом перемещений.

Приведенное неравенство - это пример для упрощенного метода анализа.

ПРИМЕЧАНИЕ Не существует общего подтверждения того, что это неравенство приводит к точным и постоянным результатам. Оно было разработано для ферритных материалов и не применяется для трубопроводов, подвергаемых сильному переменному нагружению. Применение его для определенных конфигураций труб должно быть тщательно рассмотрено, так, например, у неравнобоких U-образных изгибов труб ($L/l > 2,5$), слегка «пилообразных» ниток трубопровода, тонкостенных труб с большим диаметром или у трубопроводов, у которых вызванные внешними силами смещения (не в направлении прямых между опорами) представляют существенную часть общего смещения. Не существует гарантии того, что реакция в местах присоединений действительно низкие, даже если трубопровод выполняет вышеприведенные условия.

12.2.10.2 Формальный анализ упругости

Для трубопроводов, которые не выполняют требования 12.2.10.1, следует проводить упрощенный, приблизительный или детальный анализ.

Упрощенный или приблизительный анализ допускается, если соблюдаются предписанные для него предельные значения.

При приемлемых детальных методах анализа пользуются аналитическими и графическими способами, которые делают возможным оценку усилий, моментов и напряжений по причине смещающих удлинений.

В детальных анализах следует учитывать коэффициенты повышения напряжения для всех других соединительных деталей, кроме прямых отрезков труб. Однако им может противопоставляться упругость этих соединительных деталей.

12.2.10.3 Основополагающие предположения и требования

12.2.10.3.1 Если только возможно, то формальный анализ следует проводить на полных системах между точками анкерных креплений или точками, предельные условия которых известны. Сюда могут относиться, например, оси симметрии. Направления беспрепятственного перемещения и закрепление на опорах следует в анализе моделировать.

ПРИМЕЧАНИЕ Следует тщательно следить за тем, чтобы исполнение точно соответствовало расчету.

Должны рассматриваться силы трения. Если действие трения считается значительным, то при проектировании трубопровода следует учитывать обусловленные им дополнительные усилия.

12.2.10.3.2 Если требуется упрощение допущений, чтобы снизить сложность анализа упругости, то условия упрощений следует изложить в расчетах. Если в расчетах или испытаниях модели используются упрощенные допущения, то следует оценивать возможный поданализ усилий, моментов и напряжений, включая воздействия концентраций напряжений.

12.2.10.3.3 Следует оценивать значение всех соединительных деталей анализируемого трубопровода и всех опор и подвесок, как например, дополнительные опоры и направляющие, включая промежуточные крепления, которые используются для уменьшения усилий и моментов на присоединенном оборудовании или малых отводах.

12.2.10.3.4 Следует учитывать линейные смещения и кручения присоединенных устройств.

12.2.10.3.5 Для изгибов труб, отводов, тройников и т.п. следует использовать коэффициенты упругости и коэффициенты повышения напряжения, как представлено в Приложении Н.

12.2.10.3.6 Для анализа и расчета воздействий трубопровода на присоединенное оборудование (усилия, моменты, смещения и кручения) следует разрабатывать обязательную, действующую для трубопровода систему условных обозначений и осей.

12.2.10.3.7 Соединительные детали малых размеров, которые оказывают только незначительное воздействие на жесткость всего трубопровода, следует представлять схематически в виде балок, поперечные сечения которых приблизительно соответствуют их эффективной жесткости.

Соединительные детали крупных размеров, как, например котлы, могут оказывать существенное воздействие на весь трубопровод. Вследствие этого эти соединительные детали должны представляться соответственно с их специфическими жесткостями в модели анализа, например посредством

балочных линий к опорной точке или посредством представления несущей конструкции в виде матрицы жесткости.

12.2.10.3.8 В необходимом объеме следует учитывать воздействие опорных элементов. При необходимости жесткости опор в отношении значений реакций и моментов должны воспроизводиться посредством модели.

12.2.10.3.9 Жесткости компенсаторов следует рассматривать как собственные жесткости (включив непосредственно матрицы жесткости).

ПРИМЕЧАНИЕ Усталость, вызванная воздействием звуковых волн, может возникать в трубопроводе в том случае, если собственная частота трубопровода соответствует частоте источника звука. Эта проблема в настоящем разделе не рассматривается, если необходимо учитывать ее возникновение, то при необходимости надо обращаться за советом к специалистам.

12.3 Анализ упругости

12.3.1 Общие положения

Чтобы обеспечить надежную эксплуатацию соответствующего трубопровода, следует, как описано ниже, провести определение и ограничение напряжений.

Формулы (12.3.2-1) и (12.3.3-1) применяются для обусловленных расчетом и эксплуатацией продольных напряжений, а формулы (12.3.4-1) и (12.3.4-2) - для размахов колебаний напряжения по причине нагрузок, которые вызывают деформацию всего трубопровода.

Допуская, что напряжение снижается на две трети вследствие снятия внутренних напряжений, в формуле (12.3.5-1) учитывается треть вытекающего из теплового расширения и переменных нагружений напряжения в отношении свойств материалов при длительном воздействии разрушающего напряжения.

С помощью формулы (12.3.6-1) устанавливается то, чтобы отдельная, не повторяющаяся нагрузка не вызывала удлинения, причиняющего вред материалу.

Напряжения определяются для номинальной толщины стенок.

ПРИМЕЧАНИЕ Пределы напряжения учитывают также уменьшения толщины стенок, которые допускаются для бесшовных и сварных труб в соответствии с техническими условиями поставки.

Значения для коэффициентов повышения напряжения i приведены в Таблицах Н-1 и Н-2.

Альтернативно к приведенным в 12.3.2 - 12.3.6 расчетам напряжения более точно могут определяться, используя соответствующие коэффициенты повышения напряжения, приведенные в Таблице Н-3, путем разложения моментов на моменты в и за пределами рассматриваемой плоскости.

В этом случае для моментов M_A, M_B и M_C в формулах (12.3.2-1), (12.3.3-1), (12.3.4-2) и (12.3.5-1) вместо коэффициента *0,75i* следует использовать i_0 или I_i, по Таблице Н-3. Аналогично для моментов M_B и M_D в формулах (12.3.4-1), (12.3.4-2), (12.3.5-1) и (12.3.6-1) вместо коэффициента I следует использовать i_0 или I_i.

ПРИМЕЧАНИЕ Показатель давления $\frac{p_c d_0}{4e_n}$ в уравнениях (12.3.2-1), (12.3.3-1), (12.3.4-1), (12.3.4-2) и (12.3.5-1) может быть заменен альтернативным показателем $\frac{p_c d_i^2}{d_0^2 - d_i^2} + \frac{p_c}{2}$.

Для общего и альтернативного метода коэффициенты повышения напряжения i, включая установленный при необходимости коэффициент понижения 0,75, должны иметь, как минимум, значение 1,0 ($0{,}75i \geq 1{,}0$). Если получается значение меньше 1, то следует использовать минимальное значение 1,0.

12.3.2 Напряжения от постоянно действующих нагрузок

Сумма вызванных расчетным давлением p_c первичных напряжений σ_i и результирующего момента M_A по причине массы и других постоянно действующих механических нагрузок должна выполнять следующее неравенство:

$$\sigma_1 = \frac{p_c d_o}{4e_n} + \frac{0{,}75iM_A}{Z} \leq f_f \qquad (12.3.2\text{-}1)$$

где, M_A - результирующий момент от постоянно действующих нагрузок, который определяется для самого неблагоприятного сочетания следующих нагрузок от:

- собственной массы трубопровода, включая изоляцию, вмонтированные и присоединительные детали;
- массы транспортируемого вещества;
- силы внутреннего давления по причине неразгруженных осевых компенсаторов и т. п.

f_f расчетное напряжение для анализа самокомпенсации в N/мм^2 (МПа) с f_f=мин(f; f_{cr}).

12.3.3 Напряжения, вызванные временно действующими или чрезвычайными нагрузками

Сумма вызванных внутренним давлением p_c первичных напряжений σ_2, результирующего момента M_A при воздействии массы и других, постоянно действующих механических нагрузок, и результирующего момента M_B при воздействии временно действующих или чрезвычайных нагрузок, должна выполнять следующее неравенство:

$$\sigma_2 = \frac{p_c d_o}{4e_n} + \frac{0,75iM_A}{Z} + \frac{0,75iM_B}{Z} \le kf_f \qquad (12.3.3\text{-}1)$$

где, M_B - результирующий момент, вызванный временно действующими или чрезвычайными нагрузками, определяемый из самых неблагоприятных сочетаний следующих нагрузок:

- ветровые нагрузки $(T \le T_B/10)$;
- снеговые нагрузки;
- динамические нагрузки вследствие процессов переключений $(T \le T_B/100)$;
- сейсмические нагрузки $(T \le T_B/100)$;

f_f расчетное напряжение для анализа самокомпенсации в N/мм^2 (МПа) с f_f=мин$(f; f_{cr})$

$k = 1$, если временно действующая нагрузка действует в течение более 10 % любого периода эксплуатации в 24 ч, например обычный для данной местности снег и ветер.

$k = 1,15$, если временно действующая нагрузка действует в течение менее 10 % любого периода эксплуатации в 24 ч.

$k = 1,2$, если временно действующая нагрузка действует в течение менее 1 % любого периода эксплуатации в 24 ч, например динамические нагрузки вследствие закрытия/открытия клапанов, учтенное при расчете землетрясение.

$k = 1,3$, при чрезвычайных нагрузках с очень малой вероятностью наступления, например сильный снег/ветер (т. е. с 1,75 кратным увеличением силы).

$k = 1,8$, при аварийном отключении вследствие землетрясения.

Параметр p_c - это максимальное расчетное давление, возникающее при рассматриваемой величине нагрузки, причем расчетное давление следует использовать в качестве минимального значения.

Воздействия, вызванные смещением анкерных креплений при землетрясении, могут не учитываться, если они учтены в неравенстве (12.3.4-1).

Если не установлено иное, то применяются следующие согласования:

a) время действия T соответствует приведенным в скобках значениям относительно суммарного времени эксплуатации T_B,

b) снеговые и ветровые нагрузки не действуют одновременно;

c) нагрузки с $(T \le T_B/100)$ не действуют одновременно.

12.3.4 Размах колебаний напряжения при тепловом расширении и переменной нагрузке

Вызванный результирующим моментом M_c по причине теплового расширения и переменной нагрузки, например сейсмические нагрузки, размах колебаний напряжения σ_3 должен выполнять следующее неравенство:

$$\sigma_3 = \frac{iM_C}{Z} \le f_a \qquad (12.3.4\text{-}1)$$

Если неравенство (12.3.4-1) не выполняется, то сумма вызванных расчетным давлением p_c напряжений σ_4 и результирующих моментов M_A по причине постоянно действующих механических нагрузок и результирующих моментов M_B по причине теплового расширения и переменной нагрузки должна выполнять следующее неравенство:

$$\sigma_4 = \frac{p_c d_o}{4e_n} + \frac{0,75iM_A}{Z} + \frac{iM_C}{Z} \le f_f + f_a \qquad (12.3.4\text{-}2)$$

где, M_c - размах колебаний результирующего момента вследствие теплового расширения и переменной нагрузки, который следует определять из наибольшей разности моментов, используя действующие при рассматриваемых температурах модули упругости.

f_f расчетное напряжение для анализа самокомпенсации в N/мм^2 (МПа) с f_f=мин(f; f_{cr})

При этом особое внимание уделяется следующим факторам:

- удлинение в продольном направлении, включая смещения в точках присоединений вследствие теплового расширения и внутреннего давления;
- смещения в точках присоединений вследствие землетрясения, если воздействия смещений анкерных креплений были опущены в равенстве (12.3.3-1);
- обусловленные ветром перемещения в местах присоединений;
- силы трения.

Кроме этого, следует рассматривать уровень нагружения трубопровода при остановке. Предпринятая при необходимости во время монтажа предварительная растяжка трубопровода в холодном состоянии остается неучтенной, т. е. положенный в основу для M_c случай эксплуатации следует рассчитывать таким образом, когда предварительная растяжка в холодном состоянии не имела бы места.

12.3.5 Дополнительные условия для области усталостной прочности

У трубопроводов, которые эксплуатируются в области усталостной прочности, вызванной расчетным давлением p_c, напряжение σ_5, вытекающий момент M_A по причине массы и других постоянно действующих механических нагрузок и вытекающий момент M_B по причине теплового расширения и переменных нагрузок должно выполняться следующее неравенство:

$$\sigma_5 = \frac{p_c d_o}{4e_n} + \frac{0,75iM_A}{Z} + \frac{0,75iM_C}{3Z} \le f_{CR} \qquad (12.3.5\text{-}1)$$

Если путем обстоятельного анализа неупругих свойств другое значение не подтверждается, то для учета усталостной прочности материала в неравенстве (12.3.5-1) следует использовать треть значения момента M_c.

12.3.6 Напряжения по причине одноразового смещения подвесок труб

Если приведенное в Разделе 5 расчетное напряжение не зависит от времени, то вызванное результирующим моментом M_D по причине однократного смещения подвесок труб напряжение σ_6, должно выполняться следующее неравенство:

$$\sigma_6 = \frac{iM_D}{Z} \le \min\left(3f; 2R_{p0,2t}\right) \qquad (12.3.6\text{-}1)$$

где, M_D - результирующий момент по причине однократного смещения подвесок труб, например перемещения в точках присоединений вследствие оседания фундаментов или перемещений грунта вследствие строительных работ.

Если приведенное в Разделе 5 расчетное напряжение зависит от времени, то рассчитанное напряжение не должно превышать следующие значения:

- у ферритных сталей 0,3-кратное значение 0,2 % предела текучести при расчетной температуре;
- у аустенитных сталей 0,3-кратное значение 1,0 % предела текучести при расчетной температуре.

ПРИМЕЧАНИЕ Возможно, что в малой части трубопровода возникает значительное неупругое удлинение, в то время как остальная система ведет себя почти совершенно упруго. Это тот случай, когда соответствующая часть является значительно более непрочной по причине более малого поперечного сечения, более непрочных материалов или более высоких температур. Условия, при которых возникают значительные неупругие удлинения, следует избегать. Если это не представляется возможным, то следует проводить подробный анализ неупругих свойств.

12.3.7 Определение результирующих моментов

При определении значений моментов M_A, M_B, M_C, M_D неравенствах в 12.3.2 - 12.3.6 следует соблюдать следующие основные правила.

Для одновременно действующих моментов M_i (i = 1,2,..., n) относительно осей M_{xi}, M_{yi}, M_{zi} в прямоугольной системе координат x, y, z результирующий общий момент равен сумме моментов:

$$\vec{M} = \begin{pmatrix} M_x \\ M_y \\ M_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sum_1^n M_{xi} \\ \sum_1^n M_{yi} \\ \sum_1^n M_{zi} \end{pmatrix} \qquad (12.3.7\text{-}1)$$

и

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2} \qquad (12.3.7\text{-}2)$$

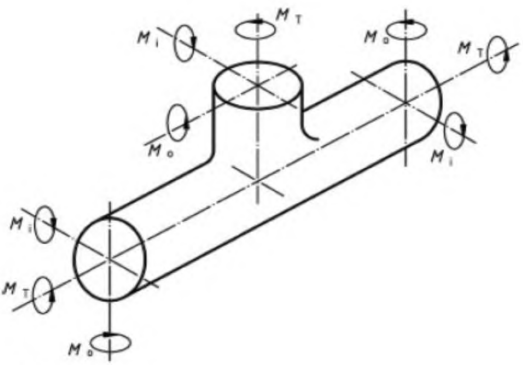
Если во время T_a действует общий момент M_{Ta} а в другое время T_e действует общий момент M_{Te}, то тогда результирующие переменные моменты имеют значение разности между моментами:

$$\vec{M} = \vec{M}_{Te} - \vec{M}_{Ta} = \begin{pmatrix} M'_x \\ M'_y \\ M'_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} M_{xTe} - M_{xTa} \\ M_{yTe} - M_{yTa} \\ M_{zTe} - M_{zTa} \end{pmatrix} \qquad (12.3.7\text{-}3)$$

со значением

$$M' = \sqrt{M'^2_x + M'^2_y + M'^2_z} \qquad (12.3.7\text{-}4)$$

Примеры для возникающих в тройниках
и изгибах труб моментов представлены на рисунках 12.3.7.1 и 12.3.7-2.



Условные обозначения

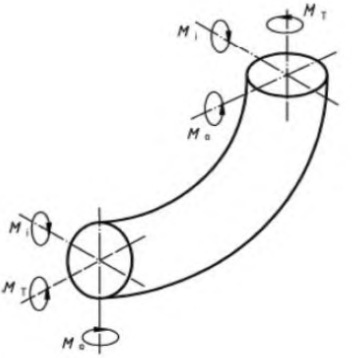
M_0 - изгибающий момент за пределами плоскости рассмотрения;

M_i - изгибающий момент в плоскости рассмотрения;

M_T - крутящий момент;

M_R - результирующий момент, $\sqrt{M_o^2 + M_i^2 + M_T^2}$

Рисунок 12.3.7-1 – Моменты в тройнике



Условные обозначения

M_0 - изгибающий момент за пределами плоскости рассмотрения;

M_i - изгибающий момент в плоскости рассмотрения;

M_T - крутящий момент;

M_R - результирующий момент, $\sqrt{M_o^2 + M_i^2 + M_T^2}$

Рисунок 12.3.7-2 – Моменты в изгибе трубы

12.3.8 Реакции

Рассчитанные реакции в присоединенном оборудовании не должны превышать установленные предельные значения.

12.4 Анализ усталости

Если по Разделу 10 требуется анализ усталости, то размахи колебаний напряжения и соответствующие допустимые числа нагрузочных циклов должны определяться для всех установленных уровней нагрузки в ответственных местах трубопровода.

ПРИМЕЧАНИЕ 1 Метод расчета по ЕН 12952-3, включая соответствующие приложения, может использоваться для приемлемого анализа в тех случаях, когда внешние усилия и моменты не оказывают существенного воздействия. Альтернативно может применяться метод расчета в EN 13445-3.

ПРИМЕЧАНИЕ 2 В настоящем разделе не рассматривается анализ усталости компенсаторов.

12.5 Вибрация

При возможности возникновения вибрации, например, вследствие движения жидкости в трубе или из-за внешних циклических нагрузок, проектировщик трубопровода должен изучить масштаб проблемы и проверить следующее в качестве средства устранения или уменьшения воздействия вибрации:

- предусмотреть трассу трубопровода с альтернативной частотой свободных колебаний;
- ввести дополнительные опоры рядом с вращающимся/вибрирующим оборудованием;
- предусмотреть дополнительную опору в зоне, прилегающей к сосредоточенным нагрузкам;
- дополнительные анкерные крепления;
- смонтировать гаситель ударов или поперечную связь в местах с температурным расширением;
- ввести направляющие, особенно в местах изменения направления;
- ввести скользящие опоры вместо скоб для крепления;
- изменить количество пружинных опор.

13 Опоры

13.1 Общие требования

13.1.1 Введение

Раздел 13 содержит требования к восприятию и управлению перемещениями трубопровода, на которые распространяются требования по EN 13480.

ПРИМЕЧАНИЕ См. Приложение I-N.

Требования настоящего раздела не распространяются на несущие конструкции, на которых закреплены опоры, на условия эксплуатации, при которых возникают коррозия и эрозия.

Опоры - это несущие элементы, которые соединяют трубопровод с окружающей системой несущих конструкций. Они предназначены:

- воспринимать массу трубопровода и соединенных с ним устройств;
- управлять перемещениями трубопровода;
- передавать нагрузки трубопровода на окружающую систему несущих конструкций и компенсировать или ограничивать одну или несколько из шести степеней свободы трубопровода в определенных местах.

13.1.2 Классификация опор

По классу поддерживаемого ими трубопровода опоры подразделяют на три группы (см. Таблицу 13.1.2-1).

Таблица 13.1.2-1 – Классификация опор

Класс трубопровода	Класс опоры
III	S3
II	S2
Класс трубопровода	Класс опоры
I/ no [a]	S1
[a] Включая надлежащую инженерную практику государства-участника согласно директиве ЕС для оборудования, работающего под давлением (PED), статья 3.3.	

Если трубопроводы различных классов имеют общие опоры, то эти опоры должны соответствовать требованиям соответственно высшего класса.

ПРИМЕЧАНИЕ По причинам гармонизации изготовления может быть целесообразным поставлять опоры более высоких классов, чем требуется в соответствии с классом трубопровода.

13.1.3 Дополнительные термины и определения

В Разделе 13 дополнительно к терминам и определениям, приведенным в 3.1, применяют следующие термины с соответствующими определениями.

13.1.3.1 анкерное крепление: Жесткое приспособление, которое в месте опоры предотвращает общее относительное кручение и смещение трубопровода при расчетной температуре и расчетной нагрузке и само может быть подвержено перемещениям.

13.1.3.2 осевой стопор или поперечная направляющая опора: Устройство для ограничения осевого смещения трубопровода, которое определяется направлением действия.

13.1.3.3 направляющая опора: Устройство, которое допускает перемещения трубопровода в определенном направлении, но предотвращает в других направлениях.

13.1.3.4 гаситель ударов: Самотормозящееся или самоамортизирующееся устройство, которое ограничивает быстро протекающие перемещения подвергнутого динамическим нагрузкам трубопровода в одном или нескольких направлениях, в то же время оно допускает медленно протекающие перемещения (например, вследствии теплового расширения) в этих направлениях.

13.1.3.5 виброгаситель: Устройство, которое оказывает гасящее действие на вибрирующие трубопроводы по причине их предварительной растяжки.

13.1.3.6 пружинящая опора: Пружинящее опорное устройство, исполненное в виде надстройки или пружинной подвески, которое

воспринимает вертикально действующие нагрузки, однако допускает перемещения в вертикальном направлении.

13.1.3.7 жесткая опора: Устройство, которое воспринимает вертикально действующие нагрузки, однако препятствует перемещениям вертикально вниз.

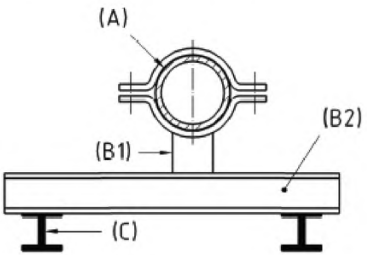
13.1.3.8 шарнирная опора: Приспособление, которое удерживает трубопровод в одной плоскости; применяется обычно в случае динамической нагрузки.

13.1.3.9 скользящая опора: Приспособление, которое воспринимает вертикальные компоненты нагрузки, хотя и не препятствует существенным перемещениям в горизонтальной плоскости.

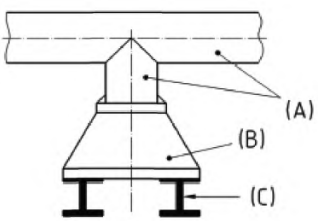
13.1.3.10 гаситель ударов (амортизирующий упор, виброизолятор): устройство с самоблокировкой или самоторможением для ограничения смещений в направлении его действия, быстрого смещения трубопровода под воздействием динамических нагрузок, допускающее при этом медленное перемещение (например, вследствие температурного расширения) в этих направлениях.

13.1.4 Разграничение

Следует различать опору и несущую конструкцию, как представлено на Рисунках 13.1.4-1 – 13.1.4-3.



Трубная опора из стандартных компонентов

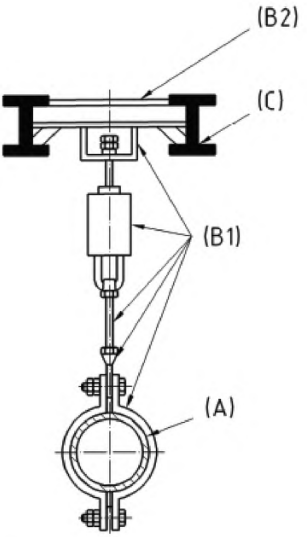


Трубная опора по техническим условиям заказчика

Условные обозначения

(A) труба
(B) трубная опора
(B1) трубная опора (например, хомутовая подпорка)
(B2) трубная опора (например, промежуточная сталь)
(C) конструкция

Рисунок 13.1.4-1 — Присоединение к стальным конструкциям



Условные обозначения

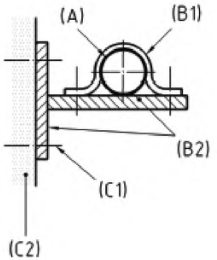
(A) труба

(B1) трубная опора (например, трубный хомут, пружинная опора/подвеска, резьбовые шпильки, соединительные части)

(B2) трубная опора (например, промежуточная (вспомогательная) металлоконструкция)

(C) конструкция

Рисунок 13.1.4-2 — Пример соединения пружинной опоры с конструкцией



Условные обозначения
(A) труба
(B1) опора трубы (например, хомутовая подпорка)
(B2) опора трубы (например, работа промежуточной стали)
(C1) болты как часть конструкции
(C2) бетонная конструкция

Рисунок 13.1.4-3 Соединение с бетонной несущей конструкцией

13.1.5 Сварные опоры

13.1.5.1 Если опоры приварены непосредственно к трубопроводу (рисунок 13.1.5-1), то сварка должна быть выполнена в соответствии с EN 13480-4. Присоединительная часть опоры B должна соответствовать требованиям настоящего стандарта. Напряжения по причине различного удлинения трубы и приваренной присоединительной детали следует учитывать при расчете опоры и трубопровода.

13.1.5.2 Там где присоединение B выковано или отлито вместе с трубой (см. Рисунок 13.1.5-2) любая сварка к этому присоединению, расположенная в пределах

$$l = \sqrt{2d_m e} \qquad (13.1.5.2\text{-}1)$$

от поверхности трубы, должна соответствовать EN 13480-4, если нельзя продемонстрировать, что сварной шов и зона, подвергаемая нагреванию, не влияют на механические свойства трубной заготовки, находящейся под давлением.

ПРИМЕЧАНИЕ Если сварной шов расположен дальше от поверхности трубы, чем приведено выше, то он может быть исполнен альтернативно также по настоящему стандарту.

13.1.5.3 Если присоединительная деталь опоры C соединена с трубой A через промежуточный элемент или промежуточную пластину C1 (Рисунок 13.1.5-3), то материал этой промежуточной пластины должен быть

совместим с материалом трубы, а сварные швы между пластиной и трубой должны соответствовать требованиям к сварке труб. Сварные швы между опорой и промежуточной пластиной должны быть выполнены в соответствии с настоящим стандартом.

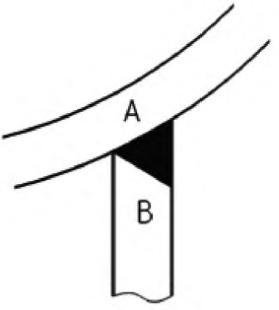


Рисунок 13.1.5-1 – Сварная опора

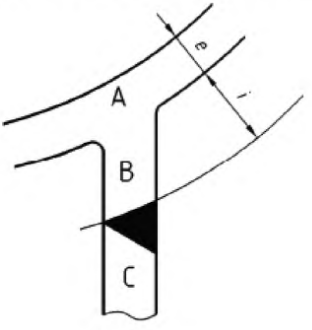


Рисунок 13.1.5-2 – Кованая или литая опора

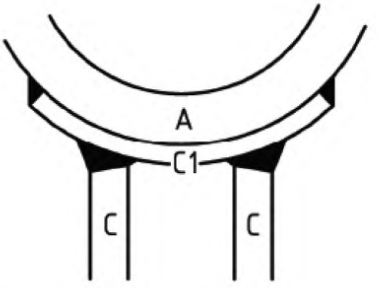


Рисунок 13.1.5-3 – Опора с промежуточной пластиной

13.2 Требования к материалу

Материалы, используемые при изготовлении опор должны быть приемлемыми для рабочих и окружающих условий трубопровода. Материалы опор, соприкасающихся с трубопроводом, должны быть совместимы и не должны неблагоприятно влиять на требуемые металлургические характеристики материалов труб.

Материалы должны соответствовать требованиям EN 13480-2.

13.3 Расчет

13.3.1. Общие положения

Опоры следует проектировать таким образом, чтобы они соответствовали требованиям к расчету трубопровода. Их расчет следует подтверждать вычислениями по настоящему разделу или испытаниями образца.

Методы испытания образцов должны соответствовать Приложению J.

Использование стандартных типов опор допускается, если пригодность их конструкции для данных условий подтверждена раньше путем расчета или испытания.

Для расчета опор трубопровода должны быть представлены точные данные по нагрузкам и перемещениям в предусмотренных местах опор.

ПРИМЕЧАНИЕ 1 Эти данные, как правило, результат анализа упругости (12.2.10).

Если приведенные в 12.2.10.1 требования выполняются, то подробный анализ не требуется. В таком случае должно быть обеспечено, чтобы были выполнены все следующие условия:

- отклонение консольного механизма подвесок труб по отношению к перпендикуляру не должно превышать 4°;
- опоры не должны несущественно изменять положение труб;
- размах колебаний опор не должен превышать 25 %.

ПРИМЕЧАНИЕ 2 Опоры вблизи чувствительных устройств (например, вращающиеся машины) или в местах, в которых трубопровод мог бы вызывать недопустимые нагрузки в присоединенном оборудовании, при необходимости могут потребовать особого внимания.

При расчете опор следует учитывать все ожидаемые климатические воздействия, такие как ветер, снег или лед.

Если трубопровод подвержен другим внешним воздействиям (вибрации, структурные смещения, перемещения грунта, землетрясения и т. п.), то заказчик должен указывать эти воздействия в заказе и устанавливать соответствующие параметры для учета при расчете опор.

При расчете опор и относящихся к ним конструкций следует учитывать нагрузки, вызываемые гидравлическим испытанием.

Опоры следует рассчитывать таким образом, чтобы они не вызывали напряжений и деформаций, которые превышают допустимые для них значения в каком-либо месте трубопровода.

Нагрузки в анкерных креплениях или присоединительных деталях, вызванные реакциями опор, не должны в комбинации с тепловым расширением и трением превышать расчетные значения, полученные по Разделу 12.

Расчет опор не должен вызывать изменений в предсказуемых перемещениях и нагрузках без согласования с изготовителем трубопровода.

Необходимые работы по техническому обслуживанию и ограничению срока службы должны устанавливаться или указываться изготовителем опор.

У опор, которые подвержены переменным нагрузкам и перемещениям (например, гасители ударов и шарнирные опоры), все конструктивные детали опор должны выполнять установленные требования к сроку службы и числам нагрузочных циклов.

Расположения, вид и маркировку каждой опоры следует приводить в чертежах, эскизах и т. п. трубопровода.

13.3.2 Расчетные температуры для конструктивных деталей опор

13.3.2.1 Общие положения

Учитываемая при расчете опор температура зависит от заданных температур для трубопровода. Все конструктивные детали опор следует рассчитывать для диапазона температур от 0 °С до 80 °С; если рабочие температуры трубопровода лежат за пределами этого диапазона, то изготовителю опор следует указывать соответствующие значения.

Детали, функционирование которых ухудшается вследствие чрезмерно высоких или низких температур труб, например, пружины или скользящие детали, следует присоединять вне изоляции.

Расчетные температуры опор определяют расчетом или испытаниями.

13.3.2.2 Расчетные температуры для конструктивных деталей в пределах изоляции

Используемые для расчета температуры должны соответствовать Таблице 13.3.2.1 и Рисунку 13.3.2-1.

Таблица 13.3.2-1 – Расчетные температуры для конструктивных деталей в пределах изоляции

Вид конструктивной детали	Расчетная температура
Конструктивные детали, приваренные к трубе, хомутам или зажимным скобам (непосредственно контактируемым с трубопроводом)	t_f
Конструктивные детали без непосредственного контакта с трубопроводом	$t_f - 20^0$C
Болты, винты, гайки и шпильки	$t_f - 30^0$C
Где t_f - температура транспортируемого вещества в трубопроводе.	

13.3.2.3 Расчетные температуры для конструктивных деталей за пределами изоляции

Используемые для расчета температуры должны соответствовать Таблице 13.3.2.2 и Рисунку 13.3.2.1

Таблица 13.3.2-1 – Расчетная температура компонентов в пределах изоляции

Вид конструктивной детали	Температура транспортируемого вещества в трубопроводе t_f	Расчетная температура опоры t
Непосредственно с трубой соединенные конструктивные детали	> 80°C	0,5 t_f, но не менее 80°C
	≤ 80°C	80 °C
Болты, винты, гайки и шпильки	> 80°C	0,33 t_f, но не менее 80°C
	≤ 80°C	80°C
Где t_f - температура транспортируемого вещества в трубопроводе.		

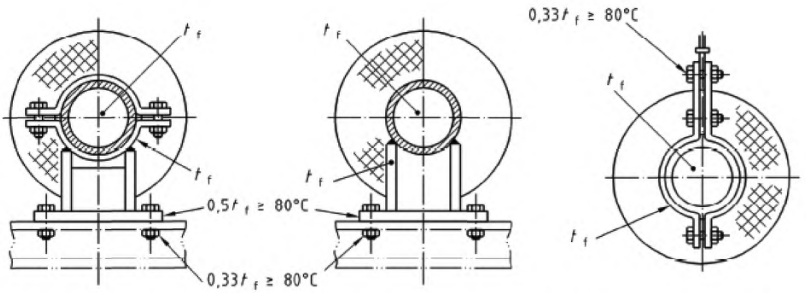


Рисунок 13.3.2-1 – Расчетные температуры для опор в пределах и вне изоляции

13.3.2.4 Прочие конструктивные детали

Для всех прочих конструктивных деталей опор, включая промежуточные элементы несущих конструкций, применяется расчетная температура t = 80 °C.

13.3.2.5 Высокие и низкие температуры транспортируемого вещества

При температурах транспортируемого вещества свыше 600 °C и ниже минус 20 °C опора должна быть изготовлена либо из подходящего для расчетной температуры и совместимого с материалом трубопровода материала, либо иметь теплозагражденне.

13.3.3 Расположение деталей

13.3.3.1 Конструктивные детали, контактирующие с трубопроводом, следует располагать таким образом, чтобы не возникало концентраций нагрузок в стенках трубы, которые могли бы привести к локально ограниченным пластическим деформациям трубы.

13.3.3.2 Детали следует располагать таким образом, чтобы труба была прочно установлена в опоре и чтобы допуски на размеры трубы и опоры могли, если необходимо, компенсироваться.

13.3.3.3 Все анкерные тяги и подвесные детали должны быть регулируемыми.

Подвески для труб с диаметром свыше DN 100 должны быть рассчитаны таким образом, чтобы они могли регулироваться под номинальной нагрузкой.

Если регулировка производится винтами, то минимальная глубина ввинчивания должна составлять 0,8 диаметра трубы.

Все гайки, шпильки или прочие крепежные детали должны иметь стопоры.

13.3.3.4 Конструктивные детали следует располагать таким образом, чтобы не допустить скопления воды или грязи.

ПРИМЕЧАНИЕ Использование колпачков от пыли аналогичных защитных приспособлений может устанавливаться заказчиком.

13.3.3.5 Конструктивные детали следует рассчитывать таким образом, чтобы изгибающие нагрузки в резьбовых деталях сокращались до минимума.

13.3.3.6 Если к вертикальной трубе привариваются кронштейны для восприятия массы и других нагрузок, то они должны быть распределены в достаточном количестве равномерно по окружности трубы и равномерно прилегать к поверхности.

ПРИМЕЧАНИЕ Чрезмерные изгибающие моменты на стенке трубы должны исключаться.

13.3.3.7 Двойные анкеры в качестве жестких подвесок для вертикальных труб должны быть рассчитаны таким образом, чтобы нагрузка могла надежно восприниматься каждой половиной анкера, если посредством расчета не удается избежать неравномерного распределения нагрузки (например, при использовании пружин).

13.3.3.8 Детали крепления опор на несущей конструкции следует согласовывать с изготовителем несущей конструкции, который должен обеспечить, чтобы все передаваемые от трубопровода на несущую конструкцию нагрузки не превышали допустимые предельные значения (приведенные в Приложении К).

13.3.3.9 Определение размеров промежуточных или вторичных стальных конструкций, поставляемых для поддержания трубы, должно основываться на хорошей производственной практике, например, определенных в EN 1993. Работа вторичной стали должна отвечать требованиям 13.3.6.3.

13.3.3.10 Срезающие нагрузки на резьбе винтов и болтов допускаются только в том случае, если это учтено в расчетах болтов или винтов.

13.3.4 Деформация

Если это считается необходимым, то при расположении опор и при необходимости применения промежуточных элементов несущих конструкций следует подтверждать устойчивость к деформации.

ПРИМЕЧАНИЕ Указания для этого см. Приложение L.

13.3.5 Расположение опор

Положение опор следует устанавливать на основании анализа упругости или посредством оценки воспринимаемых нагрузок. В каждом случае при расчете опоры следует учитывать подходящие соединения с окружающей несущей конструкцией и, если требуется, монтаж промежуточных элементов или рам несущей конструкции.

13.3.6 Определение параметров конструктивных деталей

13.3.6.1 Общие положения

Определение размеров конструктивных деталей опор путем расчета единичного случая или образца основывается на обычной практике расчетов, как оно представлено, например в EHV 1993 (дополнительные указания см. в Приложении I, J, K, L и M).

13.3.6.2 Уровни напряжения

Значения отдельных или аналогичных уровней напряжения не должны превышать приведенные в Таблицах 13.3.7-1 и 13.3.7-2 допустимые напряжения.

Значение комбинированного напряжения σ_e определяют по следующей формуле

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_a + \sigma_b)^2 + 3\tau^2} \qquad (13.3.6\text{-}1)$$

где, σ_a - рассчитанное осевое (мембранное) напряжение;

σ_b - рассчитанное напряжение изгиба;

σ_s - рассчитанное напряжение сдвига.

Максимально допустимое напряжение:

$$f = \min\left(\frac{R_{eH}}{1,5} \text{ или } \frac{R_{p0,2t}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4}; f_{cr}\right) \qquad (13.3.6\text{-}2)$$

ПРИМЕЧАНИЕ 1 Для случающихся время от времени рабочих условий см. 4.2.5.2.

ПРИМЕЧАНИЕ 2 Для данных по ползучести при сроках, отличных от 200000 ч, см.5.3.2.

13.3.6.3 Линейные опоры

Линейные опоры могут рассчитываться по теории балок, и допустимые для них напряжения должны соответствовать Таблице 13.3.6-1.

Таблица 13.3.6-1 – Допустимые напряжения в линейных опорах

Напряжения, N/мм^2	При номинальных условиях эксплуатации, Н/мм^2	При временно возникающих условиях эксплуатации, N/мм^2
σ_a	$\leq 1,0\,f$	$\leq 1,2\,f$
σ_b	$\leq 1,0\,f$	$\leq 1,2\,f$
τ	$\leq 0,6\,f$	$\leq 0,7\,f$
σ_e	$\leq 1,0\,f$	$\leq 1,2\,f$

ПРИМЕЧАНИЕ 1 Допустимыми напряжениями для опор труб, не работающих в диапазоне ползучести, являются:

- для опор труб, анализируемых с пластины или теории оболочки:
- при номинальных условиях эксплуатации: $\sigma_b \leq 1,5f, \sigma_e \leq 1,5f$
- при временно возникающих условиях эксплуатации: $\sigma_b \leq 1,8f, \sigma_e \leq 1,8f$
- для двойных симметричных твердых секций:
- при номинальных условиях эксплуатации: $\sigma_b \leq 1,1f, \sigma_e \leq 1,1f$
- при временно возникающих условиях эксплуатации: $\sigma_b \leq 1,3f, \sigma_e \leq 1,3f$

ПРИМЕЧАНИЕ 2 Допустимые напряжения для сварного соединения см. 13.4.1, для временно возникающих условий эксплуатации, допустимые напряжения являются в 1,2 раза выше, чем для номинальных условий эксплуатации.

ПРИМЕЧАНИЕ 3 Для болтовых соединений, см. 13.4.2.

13.4 Соединения

13.4.1 Сварные соединения

Металл сварочного шва должен иметь состав, совместимый с основным материалом, и не должен иметь предел текучести ниже самого низкого установленного минимального значения свариваемых компонентов.

Допустимое напряжение сварных швов по сравнению с исходным материалом умножается на коэффициент полезного действия *z*.

Для всех сварных швов, проверенных только при визуальном осмотре, коэффициент полезного действия сварки $z = 0,7$.

- КПД сварки может быть увеличен до $z = 0,85$, если выполняются следующие условия:

a) было проведено типовое испытание;

b) используется частично или полностью механизированный процесс сварки;

c) сварные швы выборочно проверены при неразрушающем испытании (магнитное/капиллярное).

- Для стыковых и проплавных сварных швов с 100% неразрушающим контролем допускается КПД сварки $z = 1,0$. Дополнительно, не должно быть превышено допустимое касательное напряжение исходного материала.

13.4.2 Резьбовые соединения

Резьбовые соединения должны применяться по соответствующим стандартам. При этом особое внимание следует уделять воздействию температуры.

13.5 Требования к расчету особых конструктивных деталей

13.5.1 Фиксированные подвески и опоры

13.5.1.1 Общие положения

Следующие требования должны выполняться, если установлено использование неподвижных подвесок и опор.

ПРИМЕЧАНИЕ Неподвижные подвески/опоры применяются при конструировании трубопровода, в основном в случае, когда вертикальные перемещения трубопровода сравнительно велики и возможно возникновение высоких пружинных реакций. Они предусматриваются также для мест опор, в которых в ходе перемещения отклонение нагрузки более чем на 5 % от заданной нагрузки было не возможно. Более подробные указания содержатся в Приложении I.

13.5.1.2 Неподвижные подвески/опоры

Неподвижные подвески/опоры проектируются для нагрузки под углом 4°. Неподвижные подвески/опоры выдерживают поперечную нагрузку, составляющую 10 % от расчетной нагрузки. Если ожидаются более высокие поперечные нагрузки, то при проектировании следует учитывать восприятие скользящих поверхностей.

13.5.1.3 Отклонение нагрузки

Отклонение нагрузки, включая воздействия трения, ни в одной точке всего рабочего пути устройства не должно превышать ±5 % заданной нагрузки. Если требуются более жесткие допуски, то они должны устанавливаться изготовителем трубопровода.

13.5.1.4 Регулирование предварительной растяжки на строительной площадке

У неподвижных подвесок/опор должна существовать возможность регулирования предварительной растяжки на строительной площадке на не менее ±15 %. Это регулирование не должно приводить к сокращению установленного рабочего пути.

13.5.1.5 Превышение расчетного смещения трубы

При расчете опоры следует учитывать перемещение трубы сверх рассчитанного значения. Резерв перемещения должен быть равен 10 % от расчетного перемещения, но не менее 25 мм. Распределение и направление превышения задаются изготовителем трубопровода.

13.5.1.6 Блокировка

Все опорные устройства должны быть оснащены приспособлениями для фиксации, а также стопорами, которые ограничивают рабочий путь верх и вниз.

При поставке опоры должны быть зафиксированы в предварительно растянутом положении, установленном заказчиком.

В зафиксированном положении опоры должны быть способны воспринимать двукратную величину установленного предварительного натяжения.

13.5.1.7 Срок службы пружины

Пружины должны сохранять свое предварительное натяжение в течение всего срока службы трубопровода. Отклонение вследствие старения не должно превышать ± 2,5 % предварительного натяжения.

13.5.1.8 Табличка

На каждой опоре должна быть прочно прикреплена коррозионностойкая типовая табличка, которая должна быть устойчива к воздействию окружающей среды, и содержать, как минимум, следующие данные:

- номер опоры;
- тип;
- размеры;
- общий рабочий путь;
- номинальная нагрузка;
- монтажное положение;
- рабочее положение;
- наименование изготовителя.

13.5.2 Пружинные подвески

13.5.2.1 Общие положения

Пружинные подвески и пружинные опоры используются обычно при относительно незначительных вертикальных перемещениях труб. Они могут использоваться, если в ходе перемещения труб допускается колебание нагрузки до 25 % расчетной нагрузки. Более сильные колебания могут считаться приемлемыми, если они допускаются по анализу упругости трубопровода.

Если требуется использование пружинных подвесок, опорное усилие которых прямо пропорционально вертикальному перемещению трубопровода, то колебания нагрузок следует рассчитывать по одной из двух формул:

$$\text{Колебание нагрузок} = \frac{\text{расчетная нагрузка-предварительное натяжение}}{\text{расчетная нагрузка}} \text{x}100\%$$

или

$$\text{Колебание нагрузок} = \frac{\text{тепловое расширение-коэффициент жесткости пружины}}{\text{расчетная нагрузка}} \text{x}100\ \%$$

ПРИМЕЧАНИЕ Дополнительные указания содержатся в Приложении I.

13.5.2.2 Пружинные опоры

Пружинные опоры должны быть способны воспринимать поперечные нагрузки до 30 % номинальной нагрузки. Если ожидаются поперечные нагрузки, то при проектировании следует принимать в расчет воздействие поверхностей скольжения.

13.5.2.3 Допуски жесткости пружины

Для вертикального напряжения или для вертикального сжатия отклонения нагрузки должно быть менее чем 5% по сравнению с теоретической нагрузкой перемещения движения, рисунок I.2-1 (10% для поддержки класса S1), включая вариации из-за старения (см. 13.5.1.7).

13.5.2.4 Превышение смещения трубы

При расчете опоры следует принимать меры для перемещения сверх рассчитываемого смещения трубы при расчетных условиях. Эти меры должны способствовать превышению на 10 % расчетного перемещения, однако, не менее 5 мм.

13.5.2.5 Блокировка

Все опорные устройства должны быть оснащены приспособлениями для фиксации, а также упорами, которые ограничивают рабочий путь вверх и вниз.

При поставке опоры должны быть зафиксированы в установленном техническими условиями контрольном положении.

В зафиксированном положении опоры должны быть в состоянии воспринимать максимальную нагрузку, равную двукратной номинальной нагрузке.

13.5.2.6 Срок службы пружин

Пружины должны сохранять свою установленную упругость в течение всего срока службы трубопровода, отключение по причине старения не должно превышать ± 2,5 % предварительной растяжки.

13.5.2.7 Табличка

На каждой опоре следует прочно устанавливать коррозионно-стойкую фирменную табличку, которая должна быть устойчивой к воздействию окружающей среды, и содержать, как минимум, следующие данные:

- номер опоры;
- тип;
- размеры;
- общий рабочий путь;
- заданная нагрузка;
- монтажное положение;
- рабочее положение;
- наименование изготовителя.

13.5.3 Шарнирные распорки

Если необходимо использование шарнирных распорок, то действуют нижеследующие требования:

- их характеристики должны устанавливаться изготовителем трубопровода;

- шарнирные распорки должны быть в состоянии работать на растяжение и сжатие;

- шарнирные распорки должны оснащаться шарикоподшипниками в отверстиях опор. Эти шарикоподшипники должны иметь как можно меньший люфт, однако допускать сгибание распорки из рабочей плоскости под углом как минимум 6^0;

- длина шарнирных распорок должна быть регулируемой, как минимум, на ± 25 мм;

- шарнирные распорки должны монтироваться с фиксаторами и опорами труб, которые обеспечивают ограничение люфта и неизменную жесткость;

При расчетной нагрузке прогиб шарнирной распорки от оси между центрами опор не должен превышать 1 мм у шарнирных распорок с длиной до 1 000 мм и, как максимум, 1 мм на 1 000 мм длины у более длинных шарнирных распорок.

ПРИМЕЧАНИЕ 1 Шарнирные распорки используются обычно для трубопроводов, которые подвержены динамической нагрузке в одном единственном направлении.

ПРИМЕЧАНИЕ 2 Шарнирные распорки должны иметь высокую жесткость при как можно меньшем люфте.

13.5.4 Тормоза толчков и ударов

13.5.4.1 Если используются тормоза толчков и ударов, то действуют следующие требования:

- использование определенного вида тормозов толчков и ударов, - например механических или гидравлических, устанавливается изготовителем трубопровода;

- тормоза толчков и ударов не должны препятствовать или ограничивать перемещение труб вследствие теплового расширения при нормальном режиме эксплуатации;

- тормоза толчков и ударов должны работать равным образом при растягивающей и сжимающей нагрузке;

- тормоза толчков и ударов работают в каждом положении, указанном в спецификации поставки;

- тормоза толчков и ударов оснащаются шаровыми шарнирами в отверстиях опор, которые имеют как можно меньший люфт, однако допускают сгибание распорки из рабочей плоскости под углом, как минимум 6^0;

- тормоза толчков и ударов устанавливаются с блокировками и зажимами *(хомутами),* которые обеспечивают ограниченный люфт и неизменную жесткость;

- на тормоза толчков и ударов распространяются рабочие параметры, приведенные в Таблице 13.5.4-1.

ПРИМЕЧАНИЕ При проектировании и расчете трубопроводов тормоза толчков и ударов могут использоваться для ограничения перемещений труб при динамических нагрузках, таких как землетрясение или быстрое закрытие клапанов. Они не рассчитаны на массу трубопровода; другие указания содержаться в Приложении I.

Таблица 13.5.4-1 – Рабочие параметры для гасителей толчков и ударов

Параметр	Значения
Скорость срабатывания	от 3 мм/с до 5 мм/с
Скорость холостого хода после срабатывания гасителей толчков и ударов (если имеет место)	от 0,2 мм/с до 2 мм/с
Диапазон рабочих частот	от 0,5 Гц до 50 Гц
Срабатывание распределительного клапана (если имеет место)	Более 200 N или 2 % от номинальной нагрузки
Активная максимальная нагрузка	Более 200 N или 2 % от номинальной нагрузки
ПРИМЕЧАНИЕ 1 Холостой путь при снятии нагрузки (посредством люфта в опоре или в других деталях) не должен превышать 1,5 мм. ПРИМЕЧАНИЕ 2 Срок службы вследствие усталости может устанавливаться заказчиком.	

13.5.4.2 Гидравлические гасители толчков и ударов должны быть оснащены индикатором уровня жидкости, а также рабочей жидкостью и прокладками, пригодными для ожидаемых условий окружающей среды.

13.5.4.3 По желанию заказчика гасители толчков и ударов следует оснащать индикатором пути.

13.5.4.4 При расчете гасителей толчков и ударов следует предусмотреть перемещения сверх расчетного смещения труб при расчетных условиях. Эти меры должны сделать возможным резерв пути в 10 % рассчитанного перемещения, однако, как минимум, на 25 мм. Распределение и направление превышения задаются конструктором трубопровода.

13.5.5 Скользящие опоры

13.5.5.1 Скользящие опоры должны рассчитываться и устанавливаться таким образом, чтобы они не могли отделяться при нормальных условиях эксплуатации. Кроме того, должна рассматриваться возможность

приподнимания, так как это приводило бы к отделению скользящих поверхностей.

13.5.5.2 Если не имеется устройств для направления и ограничения перемещения скользящей опоры, то путем расчета и монтажа должна существовать возможность возврата в исходное положение.

13.5.5.3 Скользящие опоры должны быть рассчитаны таким образом, чтобы предотвращалось загрязнение поверхностей скольжения при нормальном режиме эксплуатации.

13.5.5.4 Размеры поверхностей скольжения должны быть определены таким образом, чтобы при установленных смещениях существовал предохранительный зазор не менее чем 25 мм в каждом направлении.

13.5.5.5 При расчете несущей конструкции следует учитывать нагрузки вследствие трения поверхностей скольжения, для стальных поверхностей скольжения следует принимать коэффициент трения 0,3, если только не может подтверждаться, что путем соответствующего выбора поверхностей скольжения получается меньший, неизменяемый в течение заданного срока службы трубопровода, коэффициент. Если необходимы более низкие силы трения, то должны использоваться материалы с меньшим коэффициентом трения, например политетрафторэтанол (PTFE), размеры которых соответствуют физическим и климатическим условиям места применения скользящей опоры.

13.5.6 Анкерные крепления

Анкерные крепления устанавливают жесткое соединение между трубопроводом и несущей конструкцией.

Анкерные крепления должны воспринимать, если это согласовано, все ожидаемые усилия и моменты, включая вызываемые скольжением опор, и нагрузки, оказываемые давлением.

13.6 Документация по опорам

Изготовитель должен предоставлять заказчику заявление о том, что поставляемые опоры соответствуют требованиям раздела 13 и Приложения N.

13.7 Маркировка опор

Все опоры следует маркировать по требованию заказчика. Если опоры поставляются не в собранном состоянии, то должны маркироваться все конструктивные детали и узлы.

Приложение А
(информационное)

Динамический анализ

А.1 Общие положения

Дополнительно к нагрузкам, приведенным в 4.2, и циклическим нагрузкам в результате изменения давления и температуры трубопроводы могут подвергаться различным динамическим нагрузкам. Динамические нагрузки должны учитываться при проектировании трубопровода. Однако подробный анализ требуется не в каждом случае, а только при особых требованиях. Напряжения от динамических нагрузок должны при проектировании трубопровода суммироваться с постоянно действующими нагрузками. Постоянно возникающие динамические нагрузки должны исследоваться в анализе на усталость.

Если при динамических нагрузках возникают противоположно воздействующие усилия, то желательно уменьшать наибольшие нагрузки за счет направления воздействия этих усилий, которые суммируются со статическими нагрузками. Наличие перемещений необходимо учитывать с особой тщательностью, так как для планирования и проектирования опор могут иметь значение как положительные, так и отрицательные перемещения.

Для расчета действующих динамических нагрузок применяются следующие методы, например:

- упрощенный статический метод замены;
- квазистатический метод замены;
- модульный анализ спектра реакции;
- анализ изменения усилий.

Опыт показал, что упрощенные методы динамического анализа при соответствующих опорах трубопроводов ведут к приемлемым техническим решениям для предотвращения разрушений от динамических нагрузок. Если требуется комплексный анализ, то более тщательно должен осуществляться выбор программы и согласующихся параметров для учета усилий и допустимых нагрузок.

Анализ трубопровода и его составных частей может также производиться на его полномасштабных и уменьшенных моделях, которые подвергаются воздействию колебаний, сопоставимых с ожидаемыми нагрузками.

А.2 Анализ с использованием расчета

А.2.1 Сейсмические явления

А.2.1.1 Общие положения

Сейсмические явления приводят к появлению колебательных движений в почве, которые переносятся несущей конструкцией на трубопроводы и его составные части. В результате несущие конструкции трубопровода и его составные части получают ускорения и перемещения, которые зависят от их жесткости и частоты собственных колебаний трубопровода.

Анализ переменного воздействия на несущую конструкцию сейсмических сил не является составной частью расчета трубопроводов; соответствующие данные по соответствующим реакциям обычно предоставляются заказчиком или тем, кто обеспечивает выполнение работ после исследования опасности повреждений от землетрясений и анализа предложенной несущей конструкции.

Анализ трубопровода должен выявить наибольшие усилия и моменты, которые могут возникать в трубопроводе как реакция несущей конструкции на предполагаемое воздействие от землетрясения.

Форма и объем информации по сейсмическим проблемам, которые должны быть предъявлены изготовителю трубопровода, зависят от соответствующего метода расчета.

А.2.1.2 Упрощенный статический метод замены

При этом методе анализа не учитывается размах колебаний реакций несущей системы при различных частотах и компенсациях, а перемещения и усилия в трубопроводе рассчитываются за счет единственного эквивалентного статического ускоряющего усилия в каждом главном направлении сейсмического перемещения. Значение этого ускорения основывается на вызванном землетрясением самом большом значении ускорения. Информация для конструктора может быть задана в форме спектра реакции на уровне почвы для расчета каждого уровня несущей конструкции или в качестве информации о наборе реакций, который рассматривается в качестве огибающей всех различных реакций трубопровода.

Если отсутствуют значения ускорения для соответствующей конструкции, то должно использоваться пиковое значение ускорения почвы в качестве максимального ускорения α_i.

Эквивалентное статическое ускорение α_{cqi} для направления i рассчитывается, как указано ниже:

$$a_{cqi} = k_i a_i \qquad \text{(А.2.1-1)}$$

где, α_i - максимальное ускорение для соответствующего уровня в направлении i;

k_i - коэффициент, который принимают равным:

k_i = 1, если собственные частоты трубопровода доказательно соответствуют намного меньшей, чем 10 % пиков частоты колебаний в спектре реакции несущей конструкции;

k_i = 1,5, если отсутствует подтверждение для соответствующего состояния колебаний трубопровода и несущей конструкции.

А.2.1.3 Квазистатический метод замены

При этом методе расчета используется единственное статистическое ускорение в каждом направлении колебаний почвы, которое равно наибольшему ускорению в спектре реакций несущей конструкции, которое может выдержать трубопровод при колебании. Для этого метода должны рассчитываться самые значительные частоты собственных колебаний трубопровода.

Эквивалентное статическое ускорение a_{qei} в направлении i рассчитывается так, как указано ниже:

$$a_{cqi} = k_i a_i \qquad \text{(А.2.1-2)}$$

где, a_{fi} - самое большое ускорение в спектре колебаний на почве или на более высоком уровне при частотах выше или равных первой частоте собственных колебаний трубопровода;

$\overline{k_i}$ - коэффициент для учета влияний многих частот собственных колебаний на формирование трубопровода.

Коэффициент $\overline{k_i}$ выбирают из Таблицы А.2.1-1. Если может быть подтверждена возможность применения более низких значений, могут применяться коэффициенты с более низкими значениями.

Таблица А.2.1-1 – Значения для $\overline{k_i}$

Модель	*ki*
Комбинированная несущая конструкция с опорами, установленными на равных расстояниях	1,0
Несущая конструкция, установленная на одной опоре	1,0
Двусторонняя несущая конструкция (наибольшие усилия воздействуют в каждом поперечном сечении)	1,0
Плоские системы, например рамы, плоские несущие конструкции, трубопровод на одном уровне	1,2
Трехразмерные системы с комплексными формами	1,5

У жестких трубопроводов (т. е. у трубопроводов, у которых самая низкая частота собственных колебаний больше или равна предельной частоте спектра колебаний почвы) может применяться для $\overline{k_i}$ = 1,0.

Для вычисления реакций опор может применяться значение $\overline{k_i}$ = 1,0 независимо от того, какая из приводимых в Таблице А.2.1-1 моделей рассматривается.

А.2.1.4 Модальный анализ спектров реакций

При модальном анализе спектра реакций конструктор трубопровода использует сведения о спектре реакций на каждом уровне или в каждой точке несущей конструкции или спектра реакций, который может рассматриваться в качестве результирующей всех реакций несущей конструкции. Этот спектр реакций колебаний выводится из вызванных землетрясением при различных частотах в течение соответствующего отрезка времени наивысшими ускорениями и их переменным влиянием и взаимодействием с несущей конструкцией. За счет анализа колебаний трубопровода сдвиги, моменты и усилия должны определяться для возникающих ускорений при каждой имеющей наибольшее значение частоте в спектре колебаний.

Общая реакция трубопровода (перемещения, моменты и усилия) в каждом направлении должна вычисляться с учетом всех пиковых значений по методу SRSS (квадратный корень из суммы квадратов), т.е.:

$$R_i = \pm\sqrt{\sum_{m=1}^{n} R_{mi}^2} \qquad \text{(А.2.1-3)}$$

где, R_i - общая реакция в основном направлении i;

R_{mi} - пиковая реакция на основании собственного вектора m,

n - количество важных собственных векторов.

При комбинации реакций трубопровода в трех главных направлениях в основу должны полагаться следующие предположения:

- реакции трубопровода на различные пиковые колебания несущей конструкции не проявляются одновременно;
- пиковые реакции не проявляются одновременно в трех основных направлениях;
- пиковые напряжения на основании различных собственных векторов не проявляются, как правило, в одной точке трубопровода.

Из этого предположения следует, что нет необходимости для расчета максимальной реакции трубопровода применять SRSS-метод в трех ортогональных направлениях.

А.2.1.5 Анализ изменения усилий во времени

Если известны сейсмически обусловленные перемещения несущей конструкции во времени, то динамическое поведение реакций трубопровода может быть определено. Для этого к модели трубопровода, которая имеет жесткость и массу, а также соответствующие динамические демпфирующие коэффициенты, на опорных и конечных пунктах прикладывают нагрузку, вызывающую перемещение данной модели.

Результирующие напряжения при перемещении трубопровода могут быть определены за счет нескольких расчетов через определенные отрезки времени.

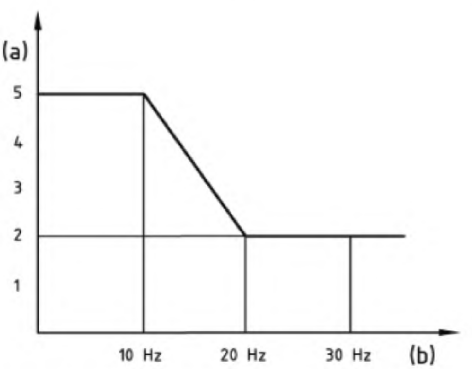
Для проведения динамических расчетов разрабатывают различные программы, и конструктор должен установить, что выбранная модель и метод анализа подходят.

Правильный выбор временных интервалов должен обеспечить учет наиболее значительных кратковременных напряжений, а за счет соответствующего количества ступеней должен быть обеспечен учет всех значительных перемещений при анализе.

Сейсмические напряжения в каждом из трех главных направлений должны складываться, а результирующие значения должны затем суммироваться к постоянно действующим напряжениям, чтобы вычислить общие напряжения для проектирования.

А.2.1.6 Демпфирование

Колебания в трубопроводах и несущих конструкциях подлежат гашению энергии или демпфированию. Причины, вызывающие демпфирование, - это внутреннее трение, вызванное недостаточно качественным соединением узлов и деталей конструкции и т. д. Так как исследование демпфирования является комплексным и зависит от особенностей каждого конкретного случая, если в распоряжении не имеется никаких других необходимых достоверных сведений для выполненных в соответствии с этим приложением расчетов, то за основу должна браться приведенная на Рисунке А.2.1-1 диаграмма для динамических методов анализа, при которых учитывается демпфирование.



Условные обозначения

Для всех размеров трубы: (a) - критическое демпфирование, %;
(b) - частота колебаний, Гц

Рисунок А.2.1-1 – Демпфирование во время сейсмических явлений

А.2.1.7 Перемещение опор при сейсмических явлениях

Результаты относительных перемещений опор и креплений при сейсмических явлениях должны учитываться при расчете общих напряжений. Для опор трубопроводов, которые лежат на одном уровне со зданием, последствия этих относительных перемещений могут быть незначительными, но если составные части несущей конструкции не соединены друг с другом, то относительные перемещения могут быть значительными. В таких случаях должны учитываться абсолютные значения суммы перемещений на закреплениях в каждом из трех основных направлений (невзирая на знаки). В качестве альтернативы могут определяться максимальные относительные перемещения и результирующие напряжения за счет соответствующего анализа изменения усилий в несущей конструкции с изменением времени. При этом следует отмечать, что при этих напряжениях за счет относительных перемещений речь идет о самоограниченных вторичных напряжениях.

А.2.2 Ударное закрытие клапанов

А.2.2.1 Общие положения

Если поток жидкости в трубопроводе прерывается за счет ударного закрытия клапана в направлении потока за источником, то тогда может возникнуть волна давления, которая движется обратно от клапана к источнику. Такого рода волна вступает во взаимодействие с трубопроводом, отражается от источника и вызывает за счет этого комбинированную волну в трубопроводе. В разветвленном трубопроводе на эти волны воздействуют, кроме того, проходящие в трубопроводе волны, вызывающие фазовые сдвиги волн. За счет разного значения мощности волн в трубопроводе возникают колебания, которые, в свою очередь, вызывают появление в трубопроводе неуравновешенных усилий, которые снижаются в течение длительного времени. Это явление называется гидравлическим ударом. Он возникает только в том случае, если время, в течение которого происходит закрытие клапана, менее чем время, необходимое волне для того, чтобы пройти в жидкости со скоростью звука от клапана к источнику и вернуться обратно. Этот вид закрытия клапана определяется как «ударный».

Процесс закрытия клапана зависит от его типа. В общем случае принимается, что скорость, с которой уменьшается просвет сечения, на большей части перемещения клапана остается постоянной и уменьшается только в конечной фазе действия закрытия, чтобы уменьшить повреждения седла клапана. Такого рода процесс протекания закрытия повышает общее время закрытия, но при этом воздействие гидравлического удара, в общем, уменьшается.

Следует учесть, что пропускная способность потока жидкости не указывает на одинаковые характерные процессы протекания, а является пропорционально более высокой, чем уменьшение поперечного сечения в этот момент времени. Это означает, что клапан может закрывать большую

часть своего поперечного сечения, не уменьшая значительную пропускную способность потока жидкости.

Следовательно, расчет моделированного представления характеристики закрытия клапана требует особого учета этого фактора.

Повышение давления должно быть определено таким образом, чтобы трубопровод был устойчив к сумме постоянных и возникающих от ударного давления напряжений. Кроме того, должна быть определена сумма неуравновешенных усилий и учтена при расчете трубопровода, чтобы пересчитать напряжения в трубах и штуцерах, а также в точках соединения с опорами и несущей конструкцией.

Дополнительно к расчету усилий в трубопроводе конструктор должен определить перемещения его за счет вынужденных колебаний, чтобы обеспечить достаточные зазоры.

Необходимо учитывать, что может возникать дополнительно к ударной волне против направления потока за закрывающимся клапаном волна разряжения; ее воздействие пониженным давлением должно быть исследовано.

ПРИМЕЧАНИЕ Кроме того, следует учитывать последствия ударного открытия клапана, так как в направлении движения потока жидкости перед клапаном возникает область низкого давления, которая движется в трубопроводе в обратном направлении, как это имеет место при закрытии клапана. На основании этого на трубопровод воздействуют в направлении движения потока жидкости за клапаном неуравновешенные моменты и силы давления на каждый ровный отрезок трубопровода.

А.2.2.2 Упрощенный статический анализ замены ударного процесса закрытия клапана.

В этом методе рассматривается и принимается в расчет только начальное повышение давления в трубопроводе после закрытия клапана, которое вызывается максимальными напряжениями, возникающими в трубопроводе. Взаимное влияние и демпфирование волн, а также динамическая реакция трубопровода на колебания остаются без учета. Этот анализ приводит к консервативным результатам и при этом в данном случае - к превышению размеров трубопровода, которое не согласуется с термическими и другими факторами расчета.

а) Исследование повышения давления

Действие закрытия рассматривается как ударный динамический фактор, если выполняется следующее неравенство:

$$T < \frac{2L}{v_s} \qquad \text{(А.2.2-1)}$$

где, L - длина трубопровода;

T - эффективное время закрытия клапана;

v_s - скорость звука в жидкости.

Начальное увеличение давления dP рассчитывается так, как указано ниже:

$$dP = v_s v \rho \qquad \text{(A.2.2-2)}$$

где, v - скорость потока жидкости;

ρ - плотность жидкости при условиях расчета.

ПРИМЕЧАНИЕ Расчет производится с использованием формулы Жуковского.

Скорость звука можно определить, как указано ниже:

$$v_s = \sqrt{\frac{k}{\rho}} \qquad \text{(A.2.2-3)}$$

где, k = модуль сжимаемости жидкости.

Для трубопроводов с высокой гибкостью уравнение может варьироваться, как указано ниже

$$v_s = \sqrt{\frac{1}{\rho\left(\frac{1}{k} + \frac{D_o}{eE}\right)}} \qquad \text{(A.2.2-4)}$$

Должно быть обеспечено, чтобы минимальная толщина стенки трубопровода была рассчитана так, чтобы она выдерживала сумму рабочего давления и максимального динамического повышения давления dP.

b) Статическое исследование динамических напряжений

Воздействие неуравновешенностей или ударов давления на трубопровод можно исследовать, используя прямые отрезки трубы на основаниях или на изгибах с нагрузкой в разнице в давлении, которая рассчитана. Эта разность давления есть часть образовавшегося на наблюдаемой длине трубопровода пикового давления, и она принимается в качестве давления, влияющего на внутреннее поперечное сечение трубы. При расчете результирующих усилий должны приниматься во внимание изменение скорости закрывания по ходу движения клапана и динамическое протекание реальных усилий с использованием соответствующих факторов.

Наибольшее значение неуравновешенного усилия F в трубе длиной L может быть рассчитано так, как указано ниже:

для жестких трубопроводов используется:

$$F = 2\frac{M}{A}\frac{L}{\lambda} dP \pi \frac{D_i^2}{4} \qquad \text{(A.2.2-5)}$$

для гибких трубопроводов принимается:

$$F = 4\frac{M}{A}\frac{L}{\lambda}dP\pi\frac{D_i^2}{4} \qquad \text{(A.2.2-6)}$$

$$\lambda = v_s T \qquad \text{(A.2.2-7)}$$

$$L/\lambda M/A \leq 1 \qquad \text{(A.2.2-8)}$$

где, λ - длина волны давления;

M - максимальная скорость уменьшения поперечного сечения клапана;

A - средняя скорость закрытия, определенная из общего времени закрытия клапана.

А.2.2.3 Улучшенные методы расчета

Признаки и последствия возникшей за счет ударного действия закрытия клапана ударной волны могут быть также определены при анализе протекания изменения усилий во времени или модульного анализа.

Развитие ударного давления в трубопроводе может быть представлено с помощью математической модели события; если эти давления рассматриваются в большом числе интервалов времени, то силы на концах труб или на изгибах труб могут быть определены. Таким образом, определенные усилия могут использоваться в анализе результирующих этих сил, вызывающих колебания трубопровода.

В случае модульного анализа изготовитель должен обеспечить, чтобы никакие значительно большие собственные векторы от взаимодействия волн в трубопроводе не лежали выше верхней границы частоты, так как трубопровод может вести себя при этих частотах негибко.

Эти улучшенные методы могут включать взаимодействие жидкости и трубопровода и таким образом учитывать демпфирование волны давления за счет переноса энергии на относительно жесткий трубопровод. Для пара или других подобных транспортируемых веществ, масса которых по отношению к массе трубопровода может не учитываться, преимущество этого метода анализа по сравнению с обычными методами незначительны.

В то время как эти методы при определенных обстоятельствах показывают более точные и при этом менее консервативные решения проблемы ударного закрытия клапана, могут быть получены очень точные результаты для представления модели источника жидкости с помощью улучшенных методов для анализа действия закрывания клапана, особенности клапана, опоры и поведения потока. Должно быть тщательно проверено соответствие и точность математической модели для всех приведенных выше условий.

А.2.2.4 Демпфирование

Колебания в трубопроводах и несущих конструкциях должны подлежать гашению энергии и демпфированию. Причины, вызывающие демпфирование, - это внутреннее трение, недостаточно качественное

соединение узлов и деталей конструкции, трение вследствие скольжения и т. д. Так как исследование демпфирования является комплексным и зависит от особенностей каждого конкретного случая, если в распоряжении не имеется никаких других необходимых и достоверных сведений для выполненных в соответствии с этим приложением расчетов, то за основу должна браться диаграмма для динамических методов анализа, приведенная на Рисунке А.2.1-1, при которых учитывается демпфирование.

А.2.3 Потоки, вызывающие колебания

А.2.3.1 Общие положения

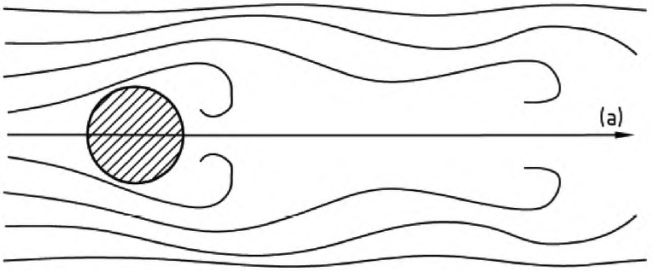
Изменения непрерывности потока жидкости в трубопроводе могут вызвать колебания в жидкости. Эти колебания жидкости могут передаваться на трубопровод и при определенных условиях могут образовываться колебания большой амплитуды.

Трубопровод одновременно может подвергаться воздействию различных возбудителей колебаний, воздействие и влияние их на трубопровод можно определить только с использованием комплексного анализа. Большая часть данных, необходимых для предсказания перемещений трубопровода, получена экспериментально на основе опытов и действительна только для определенных условий и форм трубопроводов.

Если в распоряжении отсутствуют достоверные и необходимые данные, математические модели, то при расчете трубопровода должны быть учтены общие механизмы и проблемы, возникающие от воздействия важнейших возбудителей потока колебаний, и необходимо быть подготовленным к тому, чтобы внести изменения, если в работе возникнут трудности.

А.2.3.2 Удаление завихрений

Если в поток текущей жидкости поместить какое-либо тело, за этим телом по обе стороны возникают завихрения, которые образуются в виде определенного рисунка. Это явление возникает как внутри за счет самого трубопровода, так и на наружной стороне за счет циркулирующих воздушных потоков (включая ветер). Рисунок А.2.3-1 показывает типовую картину завихрений, которая возникает от присутствия цилиндрического тела в потоке жидкости. Такого рода картина может возникать за счет помещения в поток тела в форме трубы, например термометра или другого измерительного инструмента. Подобная картина завихрений может возникать от множества помещенных в поток групп предметов в форме трубы или объектов другой формы, например шайб (у клапанов заслоночного типа).



(a) - поток

Рисунок А.2.3-1 – Типовой пример картины завихрений

Эти завихрения вызывают появление на теле колебательной силы, перпендикулярной к потоку, и небольшого осциллирующего усилия в направлении потока.

Частота f_F главного усилия F может быть определена для цилиндрического тела по следующему уравнению:

$$f_F = S\frac{v}{D} \qquad \text{(A.2.3-1)}$$

где v -скорость протекания потока жидкости;

D - диаметр цилиндра;

S - является числом Струхаля, которая поступает из соответствующей литературы;

S = 0,2 может применяться для жидкости число Рейнольдса от 10^3до $2x10^5$.

Величину силы F можно рассчитать так, как указано в формуле:

$$F = CJ\frac{1}{2}v^2 DL\sin\left(2\pi f_F T\right) \qquad \text{(A.2.3-2)}$$

где, L - длина трубопровода;

C, J и f_F - функции чисел Рейнольда, которые должны быть определены для свойств жидкости или взяты из соответствующей литературы, или установлены в ходе эксперимента.

Если частота усилия завихрения составляет примерно ±25 % от собственной частоты тела в потоке, то обе частоты могут синхронно накладываться и вызывать появление резонансного колебания с большой амплитудой. Степень передачи этих колебаний на трубопровод зависит от соединения тела с жидкостью и со стенкой трубы.

На практике усилие влияния завихрений уменьшается за счет турбулентности вокруг тела, за счет шероховатостей поверхности,

нарушающих равномерное протекание потока жидкости, за счет клинообразной формы тела или за счет установки тела в поток. Образование сильных завихрений может уменьшаться также за счет установки других тел в поток вблизи первого тела.

А.2.3.3 Пульсации жидкости от воздействия насосов

Как правило, насосы не создают равномерной подачи или забора жидкости. Вид колебания давления в жидкости зависит от особенностей насоса и условий работы.

Трубопроводы в зоне насосов должны быть спроектированы таким образом, чтобы энергия импульсов давления уменьшалась, и резкие изменения направления и передача колебаний в трубопроводе становились меньше.

Если спектр частот и пульсации жидкости на выходе насоса известны, то можно воспроизвести реакцию трубопровода на это возбуждение в модели и исследовать с использованием одного из заданных динамических методов анализа. При этих расчетах должно быть обеспечено, чтобы сведения и математические модели точно отражали реальные обстоятельства.

А.2.4 Открытие предохранительных клапанов

А.2.4.1 Общие положения

Снижение давления при открытии одного из предохранительных клапанов вызывает нагрузочные реакции на подключенном трубопроводе. Начальное ударное открытие клапана вызывает появление при определенных обстоятельствах динамической силовой составляющей.

Этот эффект должен рассматриваться как ограниченное местное явление, которое на штуцере, соединяющем клапан с трубопроводом, вызывает появление точечной нагрузки, и она должна приниматься во внимание при расчете трубопровода и несущей конструкции. Если на главной нитке трубопровода имеется несколько клапанов, то изготовитель должен учесть воздействие всех реакций по срабатыванию открываемых клапанов.

Можно принять характеристику процесса открытия клапана для математической модели клапана и выпускной трубы для выяснения величины реакции, но в общем случае достаточно для клапанов, которые открываются в атмосферу, статистического анализа для стационарного состояния, в котором динамическая нагрузка учитывается соответствующим коэффициентом.

А.2.4.2 Простой статический анализ

Постоянно воздействующая сила реакции F_r в процессе выпуска в выпускную трубу или в атмосферу может быть подсчитана, как указано ниже:

$$F_r = Rv_e + (p_e - p_a)A \qquad \text{(А.2.4-1)}$$

где, p_e - расчетное давление в месте выпуска;

p_a - атмосферное давление;

A - площадь поперечного сечения выпускного отверстия;

R - пропускная способность выпускаемой массы жидкости;

v_e - расчетная скорость на выпуске.

Начальное динамическое усилие F_{dr} должно рассчитываться так, как указывается в формуле:

$$F_{\mathrm{dr}} = F_r\, DLF \qquad \text{(A.2.4-2)}$$

При этом: DLF - динамический нагрузочный коэффициент.

Динамический нагрузочный коэффициент (DLF) должен быть соотнесен со временем открытия клапана. Для его определения рассчитывается сначала период предохранительного клапана T:

$$T = \frac{2\pi}{\sqrt{3}}\sqrt{\frac{Wh^3}{EI}} \qquad \text{(A.2.4-3)}$$

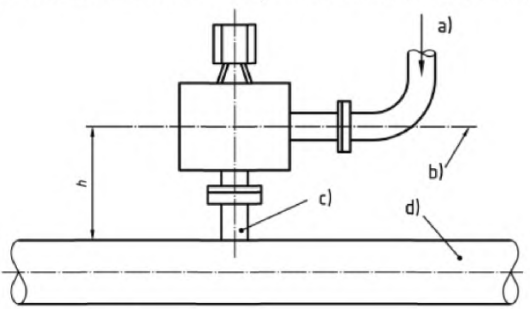
где, h - расстояние между поверхностью главной трубы и средней линией выпускной трубы клапана (см. Рисунок А.2.4-1), мм;

I - поверхностный момент второго порядка площади поперечного сечения входной трубы клапана;

W - масса предохранительного клапана, фланца и т. д.

Из соотношения времени работы предохранительного клапана (от полностью закрытого до полностью открытого) и рассчитанного периода предохранительного клапана должен быть определен динамический нагрузочный коэффициент в соответствии с Рисунком А.2.4-2.

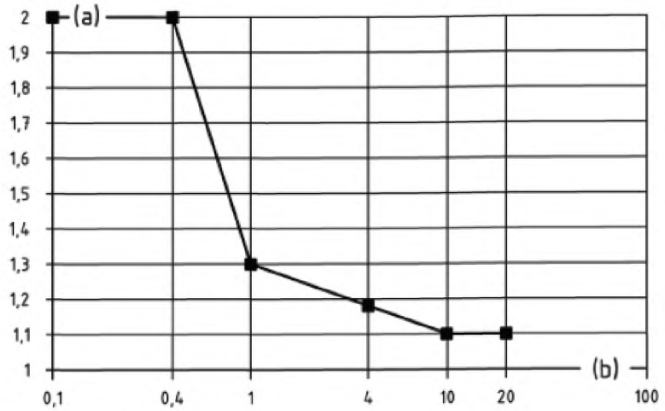
Другие значения для динамического нагрузочного коэффициента могут применяться, если они обоснованы экспериментальными данными.



Условные обозначения

a) нагрузка реакции;
b) осевая линия выпускной трубы клапана;
c) впускной штуцер клапана;
d) главная труба

Рисунок А.2.4-1 – Типовое расположение предохранительного клапана



Условные обозначения

a) динамический коэффициент нагрузки;

b) соотношение времени работы клапана/периода клапана

Рисунок А.2.4-2 – Динамический нагрузочный коэффициент

А.2.5 Допустимые напряжения

А.2.5.1 Имеющие место во время динамических явлений пиковые давления должны учитываться, приведенными в Разделах 6-10 важными (в отношении давления) требованиями проектирования.

А.2.5.2 При применении простого и квазистатического методов анализа должны применяться предельные значения, приведенные в 12.3, для первичных и вторичных напряжений.

А.2.5.3 Для подробного динамического анализа должны ограничиваться первичные напряжения минимальным пределом прочности при растяжении материала при рабочей температуре и сумма первичных и вторичных напряжений на удвоенном значении этой величины.

А.3 Альтернативные методы подтверждения

А.3.1 Сравнительные исследования

Подтверждение при проектировании трубопровода может проводиться через сравнение его с одним из имеющихся трубопроводов, для чего с использованием расчета, испытания или рабочего подтверждения было обосновано, что он может устойчиво работать при предложенных в ходе проектирования условиях. Если выбран этот подход, то сравниваемые трубопроводы должны соответствовать друг другу по всем важнейшим параметрам. Особое внимание конструктор должен уделить форме

трубопровода, транспортируемому веществу, условиям протекания и механическим соединениям, таким параметрам, как давление, температура.

А.3.2 Испытание на полномасштабной модели

Подтверждение проектирования может также проводиться с помощью проверки полномасштабной модели. Это может быть нецелесообразным для больших трубопроводов, но результаты испытания после установки или в лабораторных условиях можно принять во внимание для проектирования трубопроводов, предусмотренных для серийного изготовления.

Должно быть обеспечено, чтобы условия испытания совпадали с условиями, предусмотренными проектом. Если колебания трубопровода вызываются искусственно, то они должны содержать все основные частоты и амплитуды.

Если испытания проводятся только на составных частях или на отдельных частях трубопровода, то изготовитель должен обеспечить, чтобы достоверность результатов испытания не отличалась от результатов испытаний в собранном, готовом к работе состоянии.

А.3.3 Испытание на моделях, уменьшенных в определенном масштабе

Испытание на моделях, уменьшенных в определенном масштабе, может установить особенности поведения трубопровода или подтвердить правильность примененных для расчетов при проектировании математических моделей.

Масштаб моделирования должен быть не менее чем 1:10 и должны быть точно определены правила для подтверждения подобия. Особенности наложенных колебаний следует выбирать таким образом, чтобы достоверность установленных данных в поведении в качестве реакции трубопровода была обеспечена.

Приложение В
(обязательное)

Уточненный расчет изгибов и отводов труб

В.1 Общие положения

В Приложении В приведен уточненный метод для расчета изгибов и отводов труб по сравнению с предложенным в 6.2.3.1.

ПРИМЕЧАНИЕ Эти правила расчета предусматривают, что в соответствии с расчетами по [1] и [2] для изгибов и отводов труб под воздействием внутреннего давления на внутренней стенке трубы возникают более высокие напряжения, а на наружной стороне трубы более низкие напряжения, чем на прямой трубе с аналогичной толщиной стенки.

В.2 Условные обозначения и единицы измерения

Для применения этого приложения используют условные обозначения из 3.2 и дополнительно приведенные в Таблице В.2-1.

Таблица В.2-1 – Условные обозначения, применяемые в Приложении В

Условное обозначение	Пояснение	Единица измерения
B	Коэффициент расчета для определения толщины стенки изгибов труб и отводов при постоянной толщине стенки	-
B_{ext}	Коэффициент расчета для определения толщины стенки изгибов труб и отводов на наружной стороне закругления	-
B_{int}	Коэффициент расчета для определения толщины стенки изгибов труб и отводов на внутренней стороне закругления	-
e	В соответствии с 6.2.1 обязательная для расчета требуемая минимальная толщина стенки прямой трубы	мм
$e_{a\ ext}$	Расчетная толщина стенки изгибов труб и отводов на наружной стороне закругления	мм
$e_{a\ int}$	Расчетная толщина стенки изгибов труб и отводов на внутренней стороне закругления	мм
e_{ext}	Требуемая минимальная толщина стенки изгибов труб и отводов на наружной стороне закругления без припусков и допусков	мм

Таблица В.2-1 *(продолжение)*

Условное обозначение	Пояснение	Единица измерения
e_{int}	Требуемая минимальная толщина стенки изгибов труб и отводов на внутренней стороне закругления без припусков и допусков	мм
$e_{ord,\ ext}$	Заказанная толщина стенки изгибов труб и отводов на наружной стороне закругления	мм
$e_{ord,\ int}$	Заказанная толщина стенки изгибов труб и отводов на внутренней стороне закругления	мм
$e_{r\ ext}$	Требуемая минимальная толщина стенки изгибов труб и отводов на наружной стороне закругления с припусками и допусками	мм
$e_{r\ int}$	Требуемая минимальная толщина стенки изгибов труб и отводов на внутренней стороне закругления с припусками и допусками	мм
$f_{m\ ext}$	Среднее напряжение на наружной стороне закругления	МПа ($Н/мм^2$)
$f_{m\ int}$	Среднее напряжение на внутренней стороне закругления	МПа ($Н/мм^2$)
r	Радиус изгиба трубы, как это установлено в таблице В.2-1	мм

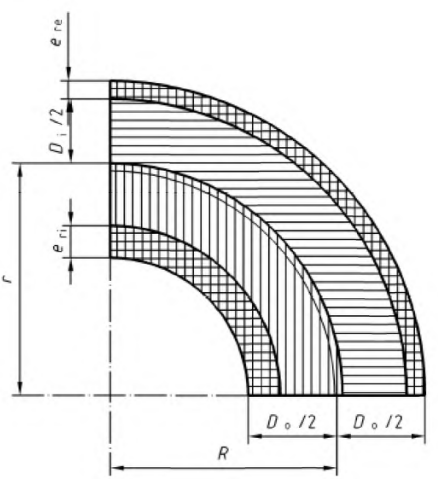


Рисунок В.2-1 – Условные обозначения, используемые для отводов

B.3 Требуемая толщина стенки

Требуемая минимальная толщина стенки, включая припуски и допуски, должна рассчитываться, как указано в формуле:

- для внутренней стороны закругления

$$e_{r\text{int}} = e_{\text{int}} + c_o + c_1 + c_2 \qquad \text{(B.3-1)}$$

- для наружной стороны закругления

$$e_{r\text{ext}} = e_{\text{ext}} + c_o + c_1 + c_2 \qquad \text{(B.3-2)}$$

Расчетная толщина стенки для расчета напряжений на обработанных изгибах труб с заданной толщиной стенки e_{int} или e_{ext} следует рассчитывать в соответствии с указанными ниже формулами:

- для внутренней стенки закругления

$$e_{a\text{int}} = e_{\text{ordint}} - c_o - c_1 - c_2 \qquad \text{(B.3-3)}$$

- для наружной стенки закругления

$$e_{a\text{ext}} = e_{\text{ord}ext} - c_o - c_1 - c_2 \qquad \text{(B.3-4)}$$

ПРИМЕЧАНИЕ Скосы кромок на концах изгибов труб или отводов при данном расчете можно не учитывать.

B.4 Расчет

B.4.1 Расчет толщины стенки

B.4.1.1 Толщина стенки на внутренней стороне закругления

Требуемая минимальная толщина стенки у изгибов и отводов труб на внутренней стороне закругления без припусков и допусков следует рассчитывать так, как указано в формуле:

$$e_{\text{int}} = eB_{\text{int}} \qquad \text{(B.4.1-1)}$$

При этом B_{int} следует рассчитывать по одной из приведенных формул:

- для изгибов и отводов труб с установленным внутренним диаметром:

$$B_{\text{int}} = \frac{r}{e} - \frac{D_i}{2e} - \sqrt{\left(\frac{r}{e} - \frac{D_i}{2e}\right)^2 - 2\frac{r}{e} + \frac{D_i}{2e}} \qquad \text{(B.4.1-2)}$$

ПРИМЕЧАНИЕ Коэффициент B_{int} в качестве функции от r/D_i в соответствии с Рисунком B.4.1 -1.

- для изгибов и отводов труб с установленным наружным диаметром

$$B_{\text{int}} = \frac{D_o}{2e} + \frac{r}{e} - \left(\frac{D_o}{2e} + \frac{r}{e} - 1\right)\sqrt{\frac{\left(\frac{r}{e}\right)^2 - \left(-\frac{D_o}{2e}\right)^2}{\left(\frac{r}{e}\right)^2 - \frac{D_o}{2e}\left(\frac{D_o}{2e} - 1\right)}} \qquad \text{(B.4.1-3)}$$

ПРИМЕЧАНИЕ Коэффициент B_{int} в качестве функции от r/D_0 в соответствии с рисунком B.4.1-2.

Соотношение r/e следует вычислять по формуле

$$\frac{r}{e} = \sqrt{\frac{1}{2}\left\{\left(\frac{D_o}{2e}\right)^2 + \left(\frac{R}{e}\right)^2\right\} + \sqrt{\frac{1}{4}\left(\left(\frac{D_o}{2e}\right)^2 + \left(\frac{R}{e}\right)^2\right)^2 - \frac{D_o}{2e}\left(\frac{D_o}{2e} - 1\right)\left(\frac{R}{e}\right)^2}} \qquad \text{(B.4.1-4)}$$

Результаты вычислений по формулам (B.4.1-2) и (B.4.1-3) идентичны только тогда, когда выполняются следующие условия:

$$D_o = D_i + e_{\text{int}} + e_{ext} \qquad \text{(B.4.1-5)}$$

и

$$R = r - \frac{e_{\text{int}} - e_{ext}}{2} \qquad \text{(B.4.1-6)}$$

B.4.1.2 Толщина стенки на наружной стороне закругления

Требуемая минимальная толщина стенки у изгибов и отводов труб на наружной стороне закругления без припусков и допусков должна рассчитываться, как указано в формуле:

$$e_{ext} = eB_{ext} \qquad \text{(B.4.1-7)}$$

- для изгибов и отводов труб с установленным внутренним диаметром

$$B_{ext} = \sqrt{\left(\frac{r}{e} + \frac{D_i}{2e}\right)^2 + 2\frac{r}{e} + \frac{D_i}{2e}} - \frac{D_i}{2e} - \frac{r}{e} \qquad \text{(B.4.1-8)}$$

ПРИМЕЧАНИЕ Коэффициент B_{ext} в качестве функции от r/D_i в соответствии с Рисунком B.4.1 -1.

- для изгибов и отводов труб с установленным наружным диаметром:

$$B_{ext} = \frac{D_o}{2e} - \frac{r}{e} - \left(\frac{D_o}{2e} - \frac{r}{e} - 1\right)\sqrt{\frac{\left(\frac{r}{e}\right)^2 - \left(\frac{D_o}{2e}\right)^2}{\left(\frac{r}{e}\right)^2 - \frac{D_o}{2e}\left(\frac{D_o}{2e} - 1\right)}} \qquad \text{(B.4.1-9)}$$

ПРИМЕЧАНИЕ Коэффициент B_{ext} в качестве функции от r/D_0 в соответствии с Рисунком B.4.1-2.

Соотношение r/e следует рассчитывать с использованием формулы (B.4.1-4):

Результаты вычислений по формулам (B.4.1-8) и (B.4.1-9) идентичны только тогда, когда выполняются условия (B.4.1-5) и (B.4.1-6).

B.4.1.3 Изгибы и отводы труб с постоянной толщиной стенок

Требуемую минимальную толщину стенок для изгибов и отводов труб с постоянной толщиной стенок на наружной и внутренней сторонах закруглений рассчитывают по следующему уравнению

$$e_{\text{int}} = e_{\text{ext}} = eB \qquad \text{(B.4.1 -10)}$$

При этом B следует рассчитывать так, как указано ниже:

- для изгибов и отводов труб с установленным внутренним диаметром принимается $B = B_{int}$ и рассчитывается по формуле (B.4.1-2)

ПРИМЕЧАНИЕ Коэффициент B в качестве функции от R/D_i в соответствии с Рисунком B.4.1 -1.

- для изгибов и отводов труб с установленным наружным диаметром считается имеющим силу:

$$B = \frac{D_o}{2e} - \frac{R}{e} + \sqrt{\left(\frac{D_o}{2e} - \frac{R}{e}\right)^2 + 2\frac{R}{e} - \frac{D_o}{2e}} \qquad \text{(B.4.1 -11)}$$

ПРИМЕЧАНИЕ Коэффициент B в качестве функции от R/D_0 в соответствии с Рисунком B.4.1 -3.

Результаты уравнения (B.4.1-2) с учетом уравнений (B.4.1-10) и (B.4.1-11) идентичны только тогда, когда выполняются следующие условия:

$$D_o = D_i + 2e_{\text{int}} \qquad \text{(B.4.1-12)}$$

и

$$R = r \qquad \text{(B.4.1-13)}$$

В.4.2 Расчет напряжений

В.4.2.1 Среднее напряжение на внутренней стороне отвода следует рассчитывать так, как указано ниже:

- для изгибов и отводов труб с установленным внутренним диаметром:

$$f_{m\text{int}} = \left(\frac{p_c D_i}{2ze_{a\text{int}}} \frac{2r - 0,5D_i}{2r - D_i - e_{a\text{int}}} \right) + \frac{p_c}{2} \le f \qquad \text{(В.4.2-1)}$$

- для изгибов и отводов труб с установленным наружным диаметром:

$$f_{m\text{int}} = \left\{ \frac{p_c \left(D_o - e_{a\text{int}} - e_{a\text{ext}} \right)}{2ze_{a\text{int}}} \frac{2R - 0,5D_o + 1,5e_{a\text{int}} - 0,5e_{a\text{ext}}}{2R - D_o - e_{a\text{int}}} \right\} + \frac{p_c}{2} \le f \qquad \text{(В.4.2-2)}$$

В.4.2.2 Среднее напряжение на наружной стороне отвода следует рассчитывать так, как указано ниже:

- для изгибов и отводов труб с установленным внутренним диаметром:

$$f_{m\text{ext}} = \left(\frac{p_c D_i}{2ze_{a\text{ext}}} \frac{2r + 0,5D_i}{2r + D_i + e_{a\text{ext}}} \right) + \frac{p_c}{2} \le f \qquad \text{(В.4.2-3)}$$

- для изгибов и отводов труб с установленным наружным диаметром:

$$f_{m\text{ext}} = \left\{ \frac{p_c \left(D_o - e_{a\text{int}} - e_{a\text{ext}} \right)}{2ze_{a\text{ext}}} \frac{2R + 0,5D_o + 0,5e_{a\text{int}} - 1,5e_{a\text{ext}}}{2R + D_o - e_{a\text{ext}}} \right\} + \frac{p_c}{2} \le f \qquad \text{(В.4.2-4)}$$

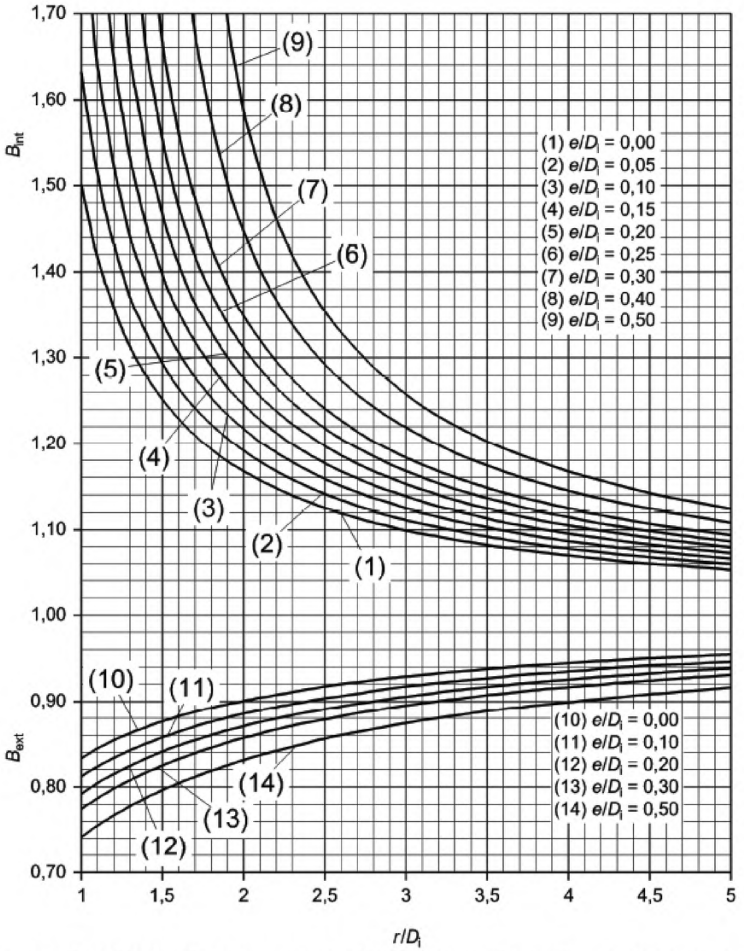


Рисунок В.4.1.1-1 – Расчетные коэффициенты B_{int} и B_{ext} по формулам (В.4.1-2) для B_{int} и (В.4.1-8) для B_{ext} для изгибов и отводов труб с установленным внутренним диаметром

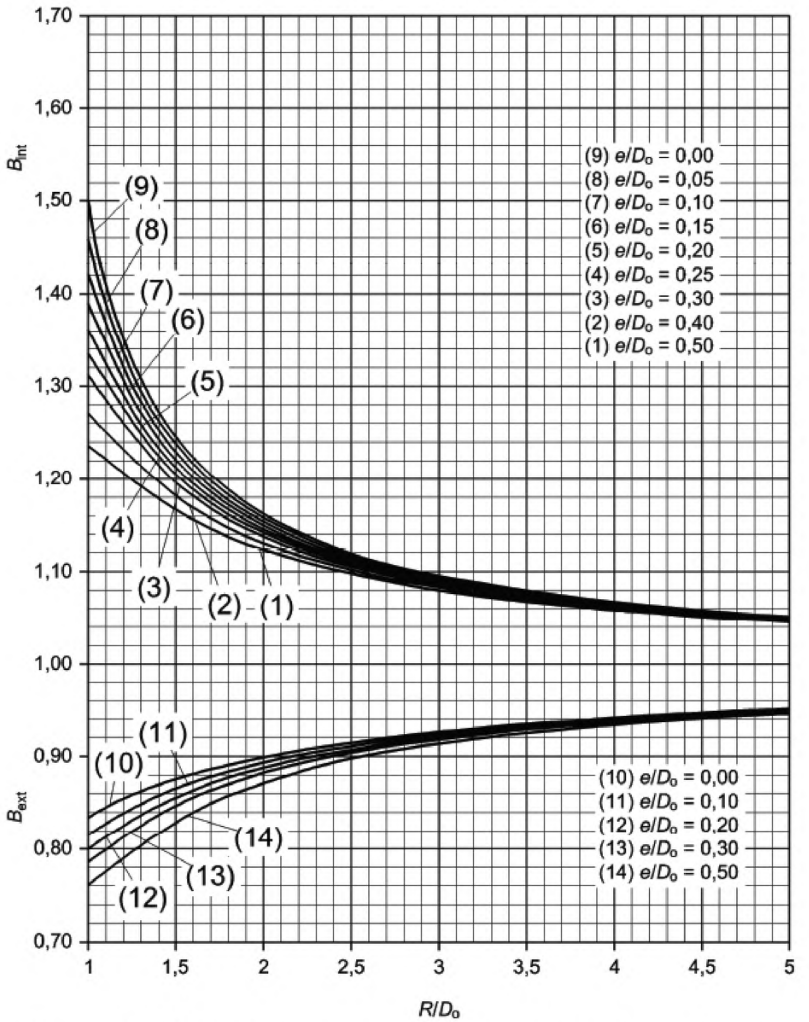


Рисунок В.4.1.1-2 – Расчетные коэффициенты B_{int} и B_{ext} по формулам (В.4.1-3) для B_{int} и (В.4.1-9) для B_{ext} для изгибов и отводов труб с установленным наружным диаметром

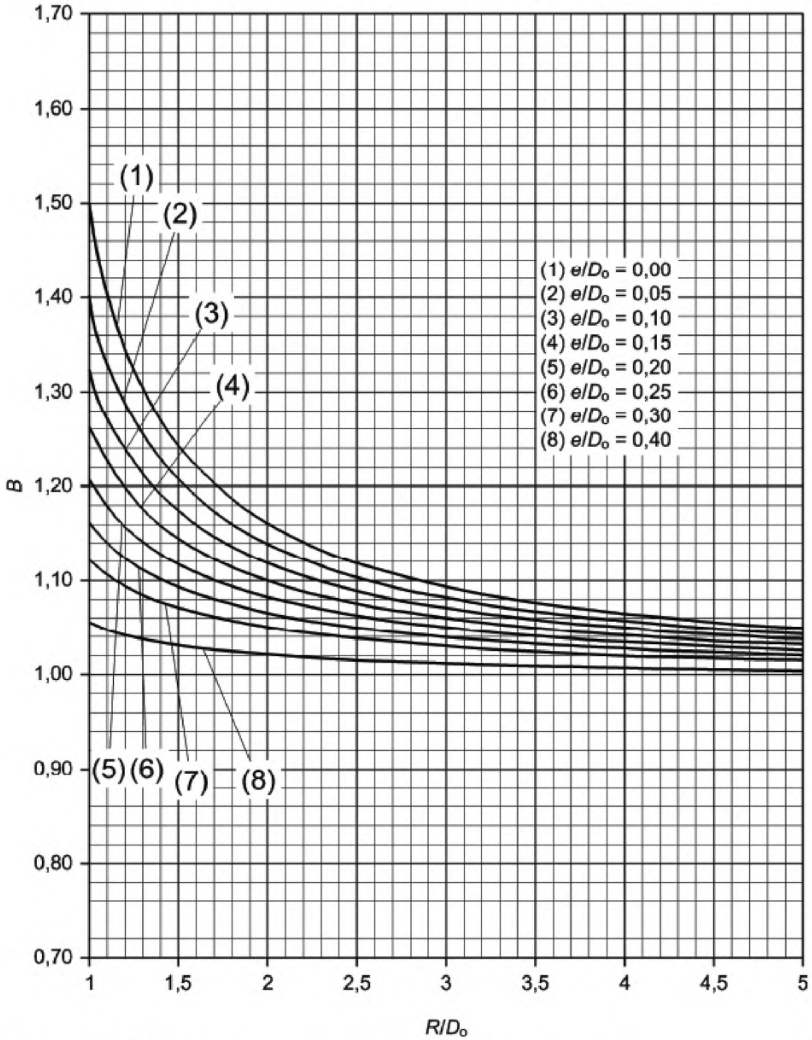


Рисунок В.4.1-3 – Расчетный коэффициент B для изгибов и отводов труб с одинаковой толщиной стенок ($e_{int} = e_{ext}$) и установленным наружным диаметром

Приложение С
(информационное)

Компенсаторы

С.1 Установка компенсаторов в трубопроводы

С.1.1 Общие положения

Перемещения внутри трубопровода могут поглощаться за счет собственной эластичности в соответствии с требованиями Раздела 12. Дополнительно при проектировании могут использоваться специальные составные части, такие, как компенсаторы, шланги и т. д., которые выдерживают внутреннее или наружное давление и компенсируют перемещения за счет того, что они всему трубопроводу при прокладке придают требуемую эластичность.

Компенсаторы состоят обычно из сильфона с одним или многими гофрами, которые могут растягиваться или сжиматься в радиальном направлении и концы которых можно изгибать или перемещать по отношению друг к другу.

Сильфоны изготовляют из металла, резины или аналогичных эластомеров. Металлические сильфоны могут быть одностеночными или многостеночными, а многообразие эластомерных материалов и тканей из них делает возможным различное исполнение компенсаторов из эластомеров.

Перемещения могут вызываться тепловым расширением, деформацией основания опоры или различного вида перемещениями на конечных опорах, таких как колебания и другие внешние нагрузки. Компенсаторы могут проектироваться таким образом, чтобы они воспринимали осевые, поворотные и сдвиговые перемещения составных частей трубопровода. Использование креплений позволяет надежнее контролировать относительные перемещения и одновременно воспринимать осевые усилия давления.

Для того чтобы воспринимать все перемещения соответствующего трубопровода, могут потребоваться несколько компенсаторов, установленных с одной стороны трубопровода,

Компенсаторы из металла проектируются для трубопроводов, работающих при высоких температурах и давлениях. Для таких компенсаторов следует учитывать фактор усталости материала.

Компенсаторы из эластомеров в отличие от металлических не обладают высокой температурной устойчивостью и устойчивостью к высоким давлениям. Для таких компенсаторов отказ из-за усталости материала не наступает, так как продолжительность их жизненного цикла определяется старением материала.

Компенсаторы могут изготовляться с внутренними трубопроводами или их гофры могут использоваться в качестве предупредительной меры при применении в агрессивных средах или в тех случаях, когда возможно возникновение колебаний в результате высокой скорости транспортирования вещества в трубопроводе. Внутренний трубопровод применяется для предотвращения коррозии. Эти изменения могут снизить процесс компенсирования, и по этой причине в каждом конкретном случае следует пользоваться данными изготовителя.

Компенсаторы могут обладать различными специальными рабочими свойствами. Более подробная информация по этому вопросу приведена в ИСО 15348.

С.1.2 Компенсаторы

С.1.2.1 Общие положения

Компенсаторы для восприятия перемещений различных видов, таких, например, как осевые, поворотные или сдвиговые или для восприятия осевых усилий давления могут быть различных типов. Наиболее распространенные типы компенсаторов описаны ниже.

С.1.2.2 Осевые компенсаторы

Этот тип компенсаторов встраивается в прямые трубопроводы, чтобы воспринимать главным образом осевые перемещения за счет растягивания или сжимания сильфона. Осевые компенсаторы не могут воспринимать возникающие за счет давления среды в трубах осевые силы давления, поэтому таким силам необходимо противодействовать установкой жестких точек или креплений на другом месте в трубопроводе. Для длинных трубопроводов или при больших перемещениях может потребоваться большое количество компенсаторов, которые должны быть отделены друг от друга промежуточными жесткими местами крепления или опорами.

С.1.2.3 Поворотные компенсаторы

Этот тип компенсаторов служит для восприятия угловых перемещений. Если компенсатор снабжен простыми сочленениями, то он позволяет осуществлять перемещение только на одном уровне. Если компенсатор такого типа снабжен карданными кольцами, то он позволяет осуществлять перемещения на всех уровнях. Кроме того, он воспринимает осевые усилия давления.

Чтобы уравновесить перемещения трубопроводов требуется, как правило, система из двух компенсаторов поворотного типа.

С.1.2.4 Сдвиговые компенсаторы

Этот тип компенсаторов служит для восприятия боковых перемещений (сдвиг).

Концы компенсатора жестко соединяются друг с другом через крепления, состоящие из двух жестких тяг (часто помещенных в шаровой опоре или в конусной чашке) или из пары шарнирных стяжных болтов. Осевые усилия давления воспринимаются креплениями.

С.1.2.5 Универсальные компенсаторы

Этот тип компенсаторов служит для восприятия всех комбинаций перемещения и состоит из двух связанных через небольшой отрезок трубы сильфонов. Такие компенсаторы не в состоянии воспринимать осевые усилия давления.

С.1.2.6 Сдвигово-осевой компенсатор

Такой тип компенсаторов служит для восприятия осевых и/или сдвиговых перемещений и воздействует, кроме того, в противовес осевым усилиям давления.

С.1.3 Проектирование компенсаторов

Работа компенсаторов основана на одном принципе функционирования, однако по-разному проектируются и изготовляются каждым изготовителем. По этой причине проявляются свойства, зависящие от изготовителя этого вида составных частей, так что в каждом конкретном случае изготовитель должен сообщать о технических данных изделий.

Большое значение имеет конструкция сильфонов, она должна рассчитываться по методу, изложенному в приложении С, или одному из других признанных методов расчета или экспериментальному подтверждению. Несущие нагрузку составляющие элементы должны быть спроектированы с учетом европейских или других признанных норм таким образом, чтобы они могли выдерживать ожидаемые нагрузки.

Эластичность сильфона увеличивается с увеличением количества гофр, так как при заданном суммарном перемещении каждый отдельный гофр в меньшей степени изменяет свою форму. Высокие проектируемые давления требуют большой толщины стенок сильфона, которая, в свою очередь, обусловливает большое количество гофр или исполнение с несколькими слоями, чтобы сохранить достаточную эластичность изделия.

Дополнительный эффект при применении сильфона с многослойными стенками состоит в том, что гофры сильфона могут быть при заданной эластичности меньшими, а уменьшенная площадь поперечного сечения приводит к меньшим осевым усилиям давления.

С.1.4 Конструкция трубопровода с применением компенсаторов

С.1.4.1 Общие положения

Применение компенсаторов не является заменителем анализа напряжений. Компенсаторы должны рассматриваться в качестве элементов трубопровода и конструктор должен учитывать все ожидаемые нагрузки при выполнении проектирования, чтобы обеспечить эксплуатацию трубопровода в любое время в допустимых, предсказуемых и надежных границах.

С.1.4.2 Расположение компенсаторов в трубопроводе

Компенсаторы рассматриваются в качестве целесообразной и выгодной возможности выполнить требования настоящего стандарта в случае, если с учетом только эластичности самого трубопровода в определенных местах трубопровода не могут быть компенсированы расчетные сдвиги и усилия или

на подключенном оборудовании могут возникать недопустимо высокие нагрузки.

Для снижения сложности и расходов компенсаторы должны устанавливаться в тех местах трубопровода, где они должны воспринимать перемещения трубы. Для этого весь трубопровод должен быть разделен на участки, которые затем различаются по признаку, необходимы ли компенсаторы или для трубопровода достаточно лишь собственной эластичности.

Компенсаторы нестабильны при скручивающих нагрузках за пределами допустимых значений и поэтому конструктор должен устанавливать компенсаторы в тех местах трубопровода, где отсутствуют скручивающие нагрузки или где скручивающие нагрузки компенсируются проведением специальных мероприятий.

Какой тип компенсаторов применить, зависит от диаметра трубы и от условий ее прокладки в системе трубопроводов, от воспринимаемых перемещений и условий работы. Возможность применения осевых компенсаторов ограничивается величиной осевых усилий.

Компенсаторы обычно используются, чтобы не препятствовать осевым перемещениям длинных трубопроводов, в то время как перемещения более коротких участков и отводов воспринимались бы или за счет эластичности трубопровода, или за счет использования компенсаторов, которые выбираются в соответствии с воспринимаемым перемещением.

У трубопроводов с допустимыми осевыми усилиями давления перемещение главной нитки может восприниматься одним или несколькими компенсаторами, соответственно на опорных точках крепления, на точках, где труба меняет направление. Для восприятия растягивания или движения подключенных труб следует при необходимости применять дополнительные компенсаторы, чьи усилия перемещения также нагружают эти точки крепления.

В том случае, если осевые усилия давления большие, что не могут восприниматься опорными точками крепления, перемещения главной нитки воспринимаются также изменением формы в отходящих нитках трубопровода при использовании закрепленных компенсаторов.

При больших перемещениях трубопроводов в зависимости от обстоятельств должны использоваться закрепленные компенсаторы в отходящих нитках трубопроводов. За счет установки одного сдвигового компенсатора или двух поворотных компенсаторов в соответствующей отходящей нитке трубопровода могут восприниматься значительные боковые перемещения этой нитки. Эти боковые перемещения приводят к перекошенному положению промежуточной трубы, за счет чего, в свою очередь, возникают боковые перемещения главной нитки. Величина этого перемещения и нагрузка на трубопроводы зависит от формы и исполнения соответствующего компенсатора, поэтому для конструкции и исполнения

соответствующих опор и направляющих трубопроводов должны использоваться специальные данные изготовителя компенсатора.

Если главная нитка испытывает большие перемещения, а отходящая нитка трубопровода короткая, то должна применяться система из трех шарнирных компенсаторов. Третий компенсатор служит для того, чтобы избежать изгиба главной ветки.

С.1.4.3 Опорные точки крепления

Так как осевые и универсальные компенсаторы отводят осевые усилия давления на опорные точки крепления, то весь трубопровод должен разделяться на отдельные участки с опорными точками крепления на концах, чтобы отделить друг от друга участки с компенсаторами. Должно быть обеспечено, чтобы в распоряжении имелись соответствующие несущие конструкции для приема нагрузок в опорных точках крепления, так как при нормальных давлениях и обычных диаметрах могут достигаться неприемлемые значения.

Если осевые усилия давления воспринимаются некреплением в компенсаторах, то опорные точки крепления должны располагаться так, чтобы воспринималось осевое усилие давления из эффективного поперечного сечения сильфона и пружинящее усилие сильфона. Дополнительно должны учитываться силы трения в направляющих труб или на секционных опорных точках крепления. Так как осевые усилия давления изменяются в зависимости от диаметра трубы, в местах с изменением диаметра должны предусматриваться промежуточные опорные пункты крепления. Эти промежуточные опорные пункты крепления подвержены воздействию разницы в осевых усилиях давления. Это же имеет место в точках, где изменяется давление.

При проектировании опорных точек крепления следует учитывать, в каких направлениях должно быть устранено перемещение. При необходимости используются опорные точки крепления с частичным устранением перемещения (промежуточные опорные точки крепления), чтобы воспринимать осевые усилия в главной нитке и допускать боковые перемещения в разветвлениях и отводах.

С.1.4.4 Направляющие трубопровода

Компенсаторы применяются, для восприятия перемещений в определенных направлениях или уровнях. Поэтому должны быть предусмотрены направляющие для трубопровода в рамках его опорной конструкции, чтобы перемещения вели к компенсатору. Близкие к компенсатору направляющие встраиваются обычно на некотором расстоянии от компенсаторов, и это расстояние соответствует трем-четырем диаметрам. Направляющими вдоль трубопровода устраняется воздействием изгибающих моментов.

При поворотной или сдвиговой компенсации изменяется проектная длина соответствующей нитки трубопровода, что является следствием

перемещения главной нитки трубопровода. Применяя направляющие, должен учитываться этот факт, применяя опоры только с частичной направляющей, с подшипниками, плавающими в осевом направлении, или с направляющими опорами, что позволяет воспринимать ожидаемые перемещения.

Надежная работа трубопровода с компенсаторами зависит от безупречного функционирования опор, и цель проектирования не достигается, если трение в направляющих слишком велико. Поэтому проектированию или выбору направляющих трубопровода, их установке и обслуживанию следует уделять особое внимание.

Должны учитываться дифференциальные перемещения в несущих конструкциях или в частях сооружений, на которых закреплены опоры и направляющие труб.

Нагрузки, которые воздействуют на расположенные вблизи компенсаторов направляющие труб, могут быть высоки, поэтому должны быть применены две или несколько пар подшипников в качестве направляющих труб вместо пластин или *U*-образных скоб.

С.1.5 Анализ и расчет

Растяжение и сжатие, поворотное и сдвиговое перемещение компенсаторов требуют наличия усилий и моментов и накапливают энергию для восстановления равновесия после исчезновения нагрузки. В этом отношении компенсаторы ведут себя, как пружина, жесткость которой зависит от ее исполнения и от изготовителя. Для каждого вида движения имеется соответствующий пружинящий показатель, и изготовитель обязан указывать этот показатель в виде усилия сжатия на мм для осевого и сдвигового перемещений или через крутящий момент на угол поворота для поворотного движения.

При поворотном перемещении сильфона может возникать за счет воздействия компенсатора дополнительный изгибающий момент. Распределение величин этой нагрузки зависит от исполнения компенсатора и при оценке значения этого момента должны использоваться данные изготовителя.

Модуль жесткости, в котором представляются действующие в компенсаторе усилия и моменты, должен учитывать требования и возможности программы анализа, а также уровень гарантируемой при заданных условиях точности.

Можно рассматривать компенсатор в качестве отдельной составляющей, которая моделируется одной или несколькими эквивалентными пружинами. Более высокая надежность достигается, когда каждый сильфон из многих сильфонов, составляющих компенсатор, соединенный лежащими между ними отрезками трубы, отображается отдельно. Для этого к каждому элементу сильфона требуется матрица жесткости; они в общем случае не всегда идентичны.

Необходимо учитывать, что компенсатор с двумя идентичными и симметрично расположенными сильфонами и каждый отдельный сильфон должны быть представлены в модели двойным значением пружинной постоянной всего компенсатора.

Если перемещения трубы возникают очень редко, то при определенных условиях у эластомерных компенсаторов может проявиться «проседание» по длине при спокойной работе. В таких случаях каждое последующее перемещение должно рассматриваться как исходящее из начального состояния.

Тяги в модели представляются как ограничители растяжений по длине компенсатора, и не учитывается их трение при перемещении компенсатора. Если требуется более подробный расчет, то должно быть перепроверены результаты для каждого отдельного элемента на его соответствие и годность для поведения компенсатора как целого.

Сдвиговые компенсаторы производят перемещения в соседних трубопроводах, которые могут проявляться как на том же уровне, так и пространственно в других местах. Эти сдвиги должны учитываться также при анализе трубопровода как нагрузка (включая трение) на закрепление и направляющие трубопровода.

Обычно конструкторы трубопроводов применяют «типовые» значения для эквивалентных пружин в первоначальных расчетах, чтобы оценить эффективность конфигурации компенсаторов и подтвердить то, что все составляющие трубопроводов, включая шарниры, тяги и опоры, могут воспринимать ожидаемые нагрузки.

Окончательный анализ должен проводиться с использованием значений для реально установленных типов компенсаторов, предоставленных изготовителем.

С.1.6 Холодное предварительное напряжение

Воздействие компенсатора производит пропорциональные усилия и/или моменты, направленные на перемещение из нейтрального положения в другое. Чтобы минимизировать нагрузку в чувствительных местах подключения, может оказаться очень полезным метод холодного предварительного напряжения. За счет предварительного напряжения компенсаторов на половину ожидаемого перемещения/поворота могут уменьшаться силы реакции и моменты реакции при работе.

Если анализ базируется на этом моменте, то изготовитель трубопровода должен быть поставлен в известность.

С.2 Максимальные расстояния между направляющими для прямых участков трубопроводов с ненапряженными осевыми компенсаторами

С.2.1 Общие положения

Если прямолинейные трубопроводы компенсируются за счет ненапряженных осевых или универсальных компенсаторов, то эти трубопроводы имеют предрасположенность под воздействием внутреннего давления и/или осевых сил к изгибу. Это поведение похоже на поведение прямолинейного стержня под воздействием осевой сжимающей силы. Изгиба можно избежать за счет применения соответствующей направляющей трубопровода. Ниже приведены правила для расчета максимальных расстояний между направляющими.

С.2.2 Правила расчета

Максимальные расстояния L_G для трубопроводов с ненапряженными компенсаторами рассчитываются для соответствующей конкретной ситуации с использованием следующей формулы

$$L_G = \frac{\pi}{\beta}\sqrt{\frac{EJ}{F_t S}} \qquad \text{(С.2.2-1)}$$

где, β - коэффициент направляющих для рассматриваемого участка трубопровода:

β = 1,0, если обе стороны просто опираются;

β = 0,7, если одна сторона просто опирается, а вторая сторона направлена по оси;

β = 0,5, если обе стороны направлены по оси.

Для исполнения направляющих смотри также рисунки под номерами С.2.2-1, С.2.2-2, С.2.2-3.

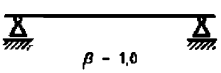


Рисунок С.2.2-1

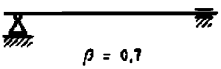


Рисунок С.2.2-2

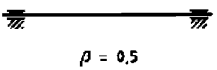


Рисунок С.2.2-3

E - модуль эластичности;

J - момент инерции поперечного сечения трубопровода, следует рассчитывать, как указано в формуле:

$$J = \frac{\pi}{8} e D_{mp}^3 \qquad \text{(С.2.2-2)}$$

При этом D_{mp} - средний диаметр трубопровода и e - толщина его стенки.

S - коэффициент безопасности (рекомендовано S = 3);

F_i - сила изгиба, состоящая из действующих и рассчитанных в соответствующий момент указанных ниже компонентов:

$$F_i = F_p + F_B + F_F \qquad \text{(С.2.2-3)}$$

При этом:

- осевая сила давления:

$$F_p = p \cdot a \qquad \text{(С.2.2-4)}$$

(Эффективное поперечное сечение сильфона a предоставляется обычно в распоряжение изготовителем).

- осевая, воздействующая на сильфон смещающая сила:

$$F_B = \pm x \cdot K_B \qquad \text{(С.2.2-5)}$$

(Значение осевого смещения x компенсатора начинается в нейтральном положении и рассчитывается для влияния давления позитивно; жесткость сильфона K_B предоставляется в распоряжение изготовителем).

- сила трения направляющих трубопровода:

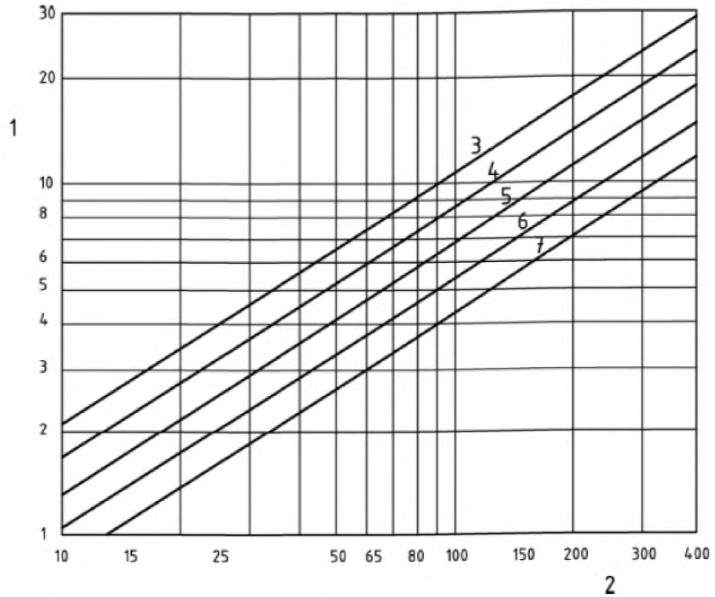
$$F_F = \pm \sum \mu \cdot F_N \qquad \text{(С.2.2-6)}$$

Для определения силы трения должны учитываться все воздействующие силы на каждой отдельной направляющей в отрезке трубопровода между компенсатором и точками крепления. Эти силы проявляются при изменении температуры и должны рассчитываться при повышении температуры позитивно (при этом коэффициент трения μ направляющих, воздействующая вертикально на опоры опорная сила F_N должны предоставляться в распоряжение аналитиками трубопровода и изготовителем опор).

С.2.3 Максимальные расстояния направляющих при установленных условиях

Действующие максимальные расстояния для прямолинейных трубопроводов с незакрепленными осевыми компенсаторами для установленных обычных условий могут быть взяты из Рисунка С.2.3-1, который базируется на следующих условиях:

- трубопровод просто поддерживается на направляющих;
- трубопровод изготовляется из стали (E = 210 000 МПа (Н/мм^2);
- наружный диаметр D_a и нормированная толщина стенки e_n;
- учитывается, что $PN = p_c$, $p_{test}t$ = 1,43 p_c;
- компенсатор во время проведения испытания давлением находится в нейтральном положении;
- для коэффициента запаса прочности: S = 3;



1 - Максимальное расстояние L_G , м;

2 - Номинальный внутренний диаметр (DN);

3 $PN6 : L_G = 0,407 \times DN^{0,71}$

4 $PN10 : L_G = 0,324 \times DN^{0,71}$

5 $PN16 : L_G = 0,257 \times DN^{0,71}$

6 $PN25 : L_G = 0,204 \times DN^{0,71}$

7 $PN40 : L_G = 0,162 \times DN^{0,71}$

Рисунок С.2.3-1

С.3 Данные для расчета компенсаторов

С.3.1 Общие положения

Детальная разработка компенсаторов должна производиться изготовителем на основе проектных данных из 6.5.

С.3.2 Характеристики для проектирования, условные обозначения

Для проектирования компенсаторов должны применяться следующие характеристики и условные обозначения, которые приведены в Таблице С.3.2-1. Другие данные в соответствии с Рисунками С.3.2-1 - С.3.2-3.

Таблица С.3.2-1 – Условные обозначения для данного приложения

Условное обозначение	Пояснение	Единица измерения
D	Аккумулированные усталостные повреждения	-
D_m	Средний диаметр сильфона	мм
DN	Номинальное удаление	-
F	Сила реакции	Н
K	Осевая жесткость гофр сильфона	Н/мм
L_u	Общая длина выбранной части, включая промежуточную трубу	мм
l	Длина одной гофры сильфона	мм
l^*	Расстояние между центрами двух сильфонов	мм
Δl	Эквивалентное осевое перемещение	мм
M	Момент реакции	Нм
N	Количество нагрузочных циклов	-
n	Количество гофр сильфона	-
X	Общее осевое перемещение	мм
Y	Общее сдвиговое перемещение	мм
Θ	Общее поворотное перемещение	степень

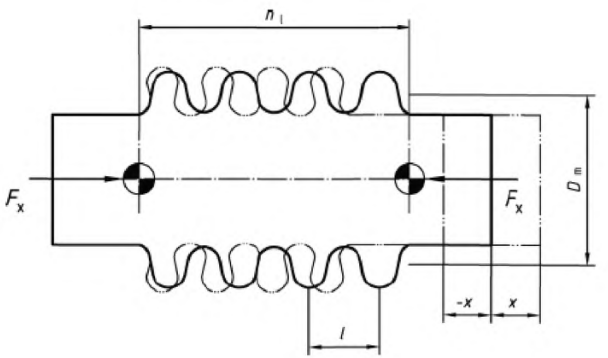


Рисунок С.3.2-1 – Сильфон с осевым перемещением *x*

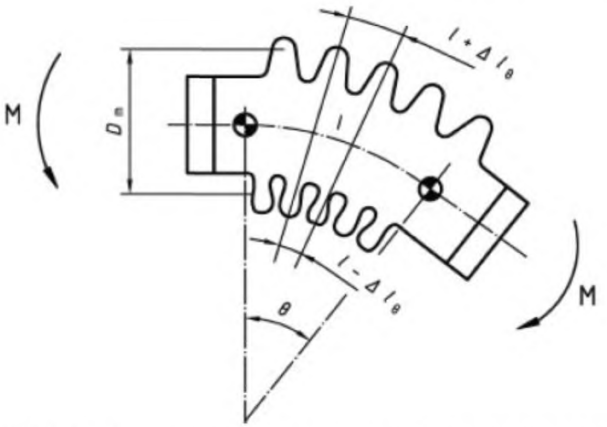


Рисунок С.3.2-2 – Сильфоны, подверженные угловым перемещениям θ

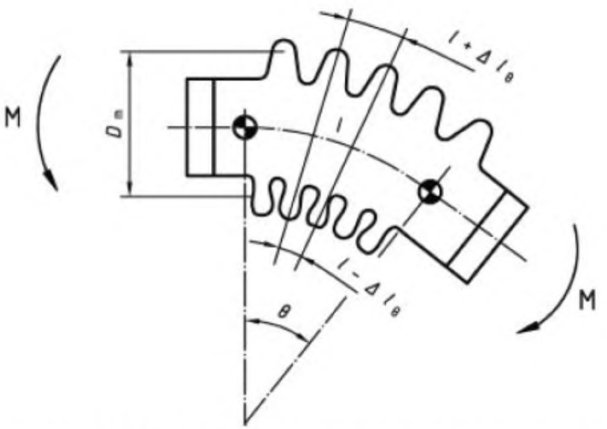


Рисунок С.3.2-3 – Сильфон со сдвиговым перемещением *y*

С.3.3 Проектирование и расчет

С.3.3.1 Общие положения

При проектировании компенсаторов должны учитываться следующие показатели: температура t_c, давление p_c и требуемые движения компенсатора.

Для некоторого количества установленных случаев рабочей нагрузки с n - парами параметров условия проектирования p_c и t_c определяются через вызывающие самое высокое напряжение на компенсаторе пары параметров p_{oj}, t_{oj} (см. 4.2.2).

Дополнительно должно быть обеспечено, чтобы применяемый для изготовления сильфона материал подходил для максимальной рабочей температуры $t_{0\ max}$ и чтобы компенсатор мог воспринимать вызываемые этой температурой температурные растяжения.

Допустимые пульсации нагрузки должны обеспечивать, чтобы аккумулированные повреждения от усталости D, т. е. сумма отдельных повреждений от усталости для всех нагрузок (показатель у) в случаях нагрузки n отвечали следующим условиям:

$$D = \sum_{j=1}^{n} \left(N_{0,j} / N_{all,j} \right) \leq 1 \qquad \text{(С.3.3-1)}$$

где, $N_{0,j}$ - количество ожидаемой при наблюдаемых условиях работы (j) цикличности нагрузки;

$N_{all,\ j}$ – рассчитанное для тех же самых условий работы (j) допустимой цикличности нагрузки.

С.3.3.2 Сильфоны

В EN 13445-3 (Раздел 14) указан стандартный метод расчета и дополнительно метод для составления специальной, применяемой для проектирования кривой усталости. Этот метод расчета действителен для компенсаторов только с одним сильфоном и не может применяться для закрепленных компенсаторов и универсальных компенсаторов с двумя сильфонами и промежуточной трубой, как они представлены на Рисунке С.3.3-1.

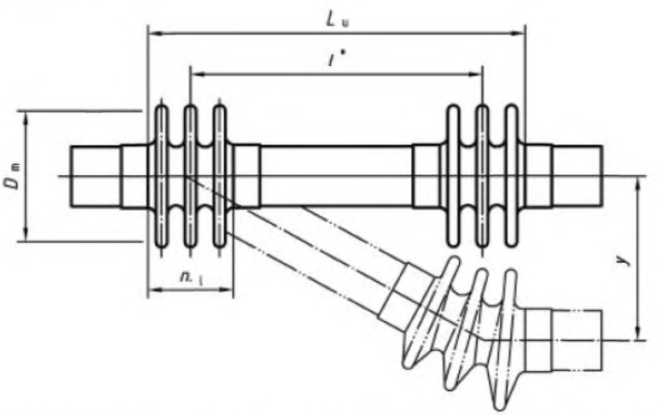


Рисунок С.3.3-1 – Закрепленные и универсальные компенсаторы с двумя сильфонами и промежуточной трубой

Дополнительные правила для двух различных конструкций: (а) - для имеющих опору и (в) - для установленных промежуточных труб. Полученные при этом результаты расчета могут использоваться также для последующих вычислений в соответствии с EN 13445-3 (Раздел 14).

а) универсальный компенсатор или закрепленный компенсатор с безопорной промежуточной трубой при сдвиговом движении y:

- эквивалентное осевое перемещение конечных гофр:

$$\Delta l_{yu} = \frac{D_m}{2n} \frac{3\left(\ln + l^*\right)}{\left(\ln\right)^2 + 3l^{*2}} y \qquad \text{(C.3.3-2)}$$

где, $l^* = L_u - \ln$;

- момент сдвига сильфонов на их концах:

$$M_{yu} = \frac{D}{4} K \Delta l_{yu} \qquad \text{(C.3.3-3)}$$

- сила сдвига на конце сильфона из-за жесткости сильфона:

$$F_{yu} = \frac{D_m}{2\left(\ln + l^*\right)} K \cdot \Delta l_{yu} \qquad \text{(C.3.3-4)}$$

ПРИМЕЧАНИЕ При расчете допустимого давления для устранения нестабильности потока транспортируемого вещества необходимо учитывать общее число гофр обоих сильфонов.

b) закрепленный компенсатор с встроенной промежуточной трубой при сдвиговом движении y:

- эквивалентное осевое движение конечных гофр:

$$\Delta l_{yg} = \frac{D}{2n} \frac{y}{l^*} \qquad \text{(C.3.3-5)}$$

- сдвигающий момент из-за жесткости сильфонов на их конце:

$$M_{yg} = \frac{D_m}{4} K \cdot \Delta l_{yg} \qquad \text{(C.3.3-6)}$$

- сила сдвига на основании жесткости сильфона на их конце:

$$F_{yg} = \frac{D}{2l^*} K \cdot \Delta l_{yg} \qquad \text{(C.3.3-7)}$$

Рассчитанные значения могут использоваться для последующих вычислений соответственно.

С.3.3.3 Сварные концы

Требования этого стандарта для прямолинейных трубопроводов (6.1) распространяются также для определения параметров сварных концов. Если крепления вызывают дополнительные усилия и моменты, то они должны соответственно учитываться.

С.3.3.4 Крепления

Определение параметров креплений, например шарнирных соединений, тяг или карданных колец, если они не являются составными частями, для высокого давления должны соответствовать требованиям (см. Раздел 13 настоящего стандарта). Определения подраздела 13.3.2 «расчетные температуры для конструктивных деталей опор» могут использоваться для определения расчетной температуры этих частей.

С.3.4 Сведения для аналитиков

При конструировании компенсаторов в распоряжение аналитика трубопровода должны быть предоставлены требуемые в соответствии с 6.5 сведения. Влияния давления, температуры, перемещения и скручивания на уровни смещения должны учитываться.

Приложение D
(обязательное)

Фланцы

D.1 Область применения

В настоящем приложении изложены требования к проектированию круглых присоединительных фланцевых соединений. Они распространяются как на фланцы с широкими и узкими прокладками под наружным и внутренним давлением, так и на контрфланцы и плотно приваренные фланцы. Приведенные в настоящем приложении требования основаны на методе Тейлора-Форга.

D.2 Термины и определения

В настоящем приложении применяют термины и определения, приведенные в EN 13480-1, со следующим дополнением:

D.2.1 монтажное состояние: Состояние, соответствующее тому, когда прокладка или соединительная контактная поверхность соединяется во время монтажа при температуре окружающей среды и возникает нагрузка от затяжки болтов.

D.2.2 рабочее состояние: Состояние, при котором на фланец воздействует расчетное давление (внутреннее или наружное) среды (усилие диафрагмы).

D.2.3 узкий фланец: Фланец, у которого прокладка полностью лежит в пределах описанной вокруг болтов окружности и не выступает за пределы окружности, описанной вокруг болтов.

D.2.4 широкий фланец: Фланец, у которого контактные поверхности или прямо, или с помощью прокладки, или дистанционного элемента выходят за пределы окружности, описанной вокруг болтов.

D.2.5 контрфланец: Фланец, который соединен своим наружным диаметром с оболочкой или трубой.

D.2.6 оболочка: Труба, стенка котла или цилиндров других цилиндрических изделий, которые соединены с фланцем и являются несущими для него.

D.2.7 нахлесточное соединение: Блок фланцевого соединения, у которого нагрузка болтового соединения передается через свободный фланец на предварительно выполненный сварочный поясок.

ПРИМЕЧАНИЕ Предварительно выполненный сварочный поясок имеет уплотняющую контактную поверхность.

D.3 Условные обозначения

В настоящем приложении применяют условные обозначения, приведенные в Разделе 3.1, со следующим дополнением.

A - наружный диаметр фланца или, если щелевые прорези идут до наружной стороны фланца, диаметр на нижней части прорези;

A_B - общая площадь поперечного сечения болтов на отрезке с наименьшим диаметром;

$A_{B\min}$ - требуемая общая площадь поперечного сечения болтов;

A_2 - наружный диаметр контактной поверхности между свободным фланцем и предварительно выполненным сварочным пояском в нахлесточном соединении, см. Рисунок D.5-9 (типовое исполнение);

B - внутренний диаметр фланца;

B_2 - внутренний диаметр контактной поверхности между свободным фланцем и предварительно выполненным сварочным пояском в нахлесточном соединении, см. Рисунок D.5-9 (типовое исполнение);

b - ширина действительной уплотняющей или соединительной поверхности;

b_0 - ширина основной соединительной или уплотняющей поверхности;

C - диаметр отверстий для болтов;

C_F - корректирующий коэффициент учитывающий расстояние между болтами;

D - внутренний диаметр оболочки;

d_b - наружный диаметр болтов;

e - минимальная толщина фланца, измеренная на самом тонком отрезке;

f_B - расчетное напряжение болтов при рабочей температуре (см. D.4.3.);

$f_{B,A}$ - расчетное напряжение болтов при монтажной температуре (см. D.4.3.);

f_H - расчетное напряжение воронки - (см. D.5.4.2);

G - диаметр области реакции прокладки на нагрузку, соответствующий требованиям D.5.2;

G_1 - расчетный диаметр области реакции нагрузки между блочным сварочным пояском и предварительно выполненным сварочным пояском в нахлесточном соединении;

g_0 - толщина воронки на тонком конце;

g_1 - толщина воронки на обратной стороне фланца;

H - суммарное усилие давления среды (усилие диафрагмы);

H_D - переносимое оболочкой на фланец усилие давления среды (усилие диафрагмы);

H_G - усилие давления на прокладку для обеспечения плотности;

H_T - усилие давления среды (усилие диафрагмы) на основе воздействующего на лицевую сторону фланца давления;

h - длина воронки;

h_D - радиальное расстояние окружности, описанной вокруг болтов, к окружности, на которую воздействует H_D;

h_G - радиальное расстояние области, относящейся к реакции нагрузки прокладки к описанной вокруг болтов окружности;

h_L - радиальное расстояние окружности, описанной вокруг болтов, к окружности, на которую воздействует реакция нагрузки для блочного фланца в нахлесточном соединении;

h_T - радиальное расстояние окружности, описанной вокруг болтов, к окружности, на которую воздействует H_m;

K - соотношение диаметров фланцев (см. Уравнения D.5-21 и D.9-13);

k - коэффициент напряжения, определенный в D.5.4.2;

l_0 - параметр длины, который определяется с помощью уравнения (D.5-22);

M - воздействующий на фланец торсионный момент на каждую единицу длины, определенный в D.5.4.1;

M_A - общий момент, который воздействует на фланец в монтажном состоянии;

M_{OP} - общий момент, который воздействует на фланец в рабочем состоянии;

m - является коэффициентом прокладки;

P - является внутренним расчетным давлением;

P_e - является внешним расчетным давлением, выраженным положительным числом;

W - является проектной нагрузкой болта для условия сборки;

W_A - является минимальной необходимой нагруженностью болта для условия сборки;

W_{op} - является минимальной необходимой нагруженностью болта для рабочего состояния;

w - ширина контактной поверхности прокладки, определяемая через ширину прокладки и фронтальную поверхность фланца;

y - минимальное удельное давление уплотнения и давление соединенных поверхностей;

β_F - коэффициент для указанного на рисунке D.5-4 интегрального метода расчета фланца;

β_{FL} - коэффициент для свободного фланца с буртиком в соответствии с рисунком D.5-7;

β_T - коэффициент, который определяется с использованием уравнения (D.5-23);

β_U - коэффициент, который определяется с использованием уравнения (D.5-24);

β_V - коэффициент для интегрального метода определяется по рисунку D.5-5;

β_{VL} - коэффициент для свободного фланца с буртиком, можно взять из рисунка D.5-8;

β_V - коэффициент, который определяется с использованием уравнения (D.5-25);

δ - номинальное расстояние между оболочкой и свободным фланцем в нахлесточном соединении;

δ_0 - расстояние между средними осями соседних болтов;

λ - коэффициент, определяемый из D.5.4.1;

σ_b - рассчитанное опорное напряжение в нахлесточном соединении;

σ_H - рассчитанное продольное напряжение в буртике;

σ_r - рассчитанное радиальное напряжение во фланце;

σ_Θ - рассчитанное тангенциальное напряжение во фланце;

φ - корректирующий коэффициент для напряжения буртика для приведенного на Рисунке D.5-6 интегрального метода проектирования фланца.

D.4 Общие положения

D.4.1 Введение

Соединения в виде круглых или уплотненных с помощью прокладки, или плотно приваренных болтовых фланцев, которые применяются в конструкции котлов в соответствии с настоящим стандартом, должны или

- соответствовать одной из действующих европейских норм и требованиям D.4-2 для фланцев трубопроводов, или

- обеспечивать требования, установленные в настоящем разделе, для болтовых фланцевых соединений.

Альтернативные правила для болтовых фланцевых соединений приведены в Приложении Р.

Оба фланца одной пары должны конструироваться и проектироваться по одним и тем же нормам и соответствовать одним и тем же требованиям. Это учитывается также тогда, когда один из двух фланцев является соединенным болтами одинаковым основанием или крышкой. Требования для данного болтового соединения, указанные в пункте 10, и болтовых куполообразных днищ, указанных в пункте 12, рассматриваются как части одного свода требований настоящего пункта.

Фланцы из листового материала разрешены к использованию, если имеется защита относительно пластинчатых разрывов (уменьшение площади в пределах толщины), это означает, что требования к пластичности в отношении толщины должны быть известны.

D.4.2 Применение стандартных фланцев без расчета

Фланцы, соответствующие европейским нормам (стандартные фланцы) могут применяться без расчета, при условии выполнения всех указанных ниже условий:

c) При нормальных условиях работы не превышается давление, рассчитанное для рассматриваемого фланца из соответствующего материала и для расчетной температуры, давление, установленное максимально допустимое европейскими нормами;

d) При испытаниях или в исключительных случаях расчетное давление при соизмеримых температурах не имеет 1,5-кратного превышения над установленным номинальным давлением.

e) Прокладка применена в соответствии с таблицей D.4-1 для соответствующей *PN*-серии или класса-серии прокладок.

f) Болты относятся к категории прочности (см. Таблицу D.4-2), которая соответствует применяемому в соединении типу прокладок, минимально требуемой таблицей D.4-1 категории.

g) Разница между температурами болтов и фланцев не должна быть более 50 ^{0}C.

h) Коэффициенты температурного удлинения материала болтов и фланцев для 20 ^{0}C отличаются друг от друга не более чем на 10 % (например, фланцы из аустенитной стали и болты из ферритной стали), но расчетная температура меньше чем 120 ^{0}C, или коэффициенты температурного удлинения материала болтов и фланцев при 20 ^{0}C не отличаются друг от друга более чем на 10 %.

D.4.3 Болтовое соединение

В соединениях должно быть не менее чем четыре болта.

Если используются болты меньшего диаметра, то для исключения перегрузки болтов при затягивании должны соответственно применяться ключи с измерением момента затяжки.

Для того чтобы обеспечить достижение соразмерного предварительного натяжения при затягивании болтов с номинальным диаметром более 38 мм, могут при необходимости предусматриваться дополнительные требования.

Расчетные напряжения для болтов для определения минимальной поверхности болтового соединения в соответствии с D.5.2 должны удовлетворять следующим условиям:

- для углеродистых сталей и других неаустенитных сталей действительно $R_{p0,2}/3$, измеренное при расчетной температуре, или $R_m/4$, измеренное при температуре окружающей среды в зависимости от того, которое из обоих значений меньше;
- для аустенитной стали действительно $R_m/4$, измеренное при температуре окружающей среды.

Таблица D.4-1 – Прокладки для стандартных фланцев

PN-серия[a]	Класс-серия[a]	Тип прокладки	Требуемая категория минимальной прочности болтов (см. Таблицу D.4-2)
2.5 до 16		- плоская неметаллическая прокладка с покрытием или без него	Незначительная прочность
25	150	- плоская неметаллическая прокладка с покрытием или без него	Незначительная прочность
		- спиральная прокладка из металла с наполнителем - гофрированный чехол с наполнителем - гофрированная металлическая прокладка с наполнителем или без него	Средняя прочность
40		- плоская неметаллическая прокладка с наполнителем или без него	Незначительная прочность
		- спиральная прокладка из металла с наполнителем - гофрированный чехол с наполнителем - гофрированная металлическая	Средняя прочность
		- плоский металл, облицованный наполнителем - желобчатый или твердый плоский металл	Высокая прочность
63	300	- плоская неметаллическая прокладка с покрытием или без него	Незначительная прочность
		- спиральная прокладка из металла с наполнителем - гофрированный чехол с наполнителем	Средняя прочность
		- плоская металлическая прокладка с наполнителем - желобчатый или твердый плоский металл - соединение металлического кольца	Высокая прочность

Таблица D.4-1 *(продолжение)*

PN-серия[a]	Класс-серия[a]	Тип прокладки	Требуемая категория минимальной прочности болтов (см. Таблицу D.4-
100	600	- плоская неметаллическая прокладка с наполнителем или без него - спиральная прокладка из металла с наполнителем - гофрированный чехол с наполнителем - гофрированная металлическая прокладка с наполнителем или без него	Средняя прочность
		- плоская металлическая прокладка с наполнителем - плоская металлическая прокладка с канавками или без них - R-кольцо из металла	Высокая прочность

[a] Указанные в таблице значения *PN* (или значения классов) ограничены европейскими нормами для стальных фланцев до *PN*-100 (или класс 600).

Таблица D.4-2 – Категории прочности болтов

	Незначительная прочность	Средняя прочность	Высокая прочность
R_p болт R_p фланец	≥ 1	$\geq 1{,}4$	$\geq 2{,}5$

ПРИМЕЧАНИЕ R_p - для неаустенитных сталей равен $R_{p0,2}$ и для аустенитных сталей равен $R_{p1,0}$.

Для определения проектных напряжений действительны как монтажное состояние, так и рабочее состояние в качестве условий проектирования.

Эти расчетные напряжения могут увеличиваться с коэффициентом 1,5 при испытаниях или применительно к исключительным условиям.

ПРИМЕЧАНИЕ Эти напряжения номинальны настолько, насколько они могут быть практически превышены в реальных условиях, чтобы обеспечить принятие предупредительных мер во всех случаях, когда возникает неплотность в соединении. При этом имеется достаточно способов, чтобы обеспечить необходимую плотность затягивания, не прибегая к чрезмерной перегрузке болтов и их обязательной подтяжке.

D.4.4 Конструкция фланцев

Различают две группы фланцев:

- фланцы, у которых отверстие совпадает с отверстием оболочки или трубы (например, с указанными в таблице А.7 сварочными швами F1, F2, F4 и F5);

- фланцы, у которых на основании оболочки имеют угловой шов (например, сварочный шов F3) и выполненные различным образом сверления. Они отличаются также гладким (см. Рисунок D.5.1) и ступенчатым сверлением (см. Рисунок D.5-2).

Кроме того, имеются фланцы с надвинутым буртиком (см. Рисунок D.5-3), у которых на оболочку надвинут кованый фланец, включая конический буртик, и на обеих сторонах сварен с нею и прочими сварными деталями.

Радиус закругленного перехода между фланцем и буртиком или оболочкой должен быть не менее $0{,}25_{g0}$ и не более 5 мм.

Буртики фланцев с фланцами не могут быть без особых причин изготовлены цельными из листовой стали.

Для расчетных температур более 370 ^{0}С нельзя применять сварочные угловые швы.

D.4.5 Механическая обработка

Несущие нагрузку опорные поверхности для гаек должны быть выполнены от параллельности не более 1^0 по отношению к фронтальной стороне фланца. После проведенной для этого механообработки толщина фланца и буртика не должна уменьшаться до значения, менее проектного. Диаметр обработанной плоской опорной поверхности не может быть меньше, чем размеры по углам гаек плюс 3 мм. Радиус между обратной стороной фланца и буртиком или оболочкой должен сохраняться.

Качество наружной поверхности контактных уплотняющих поверхностей должно соответствовать рекомендациям изготовителя уплотнений или опираться на данные установившейся практики.

D.4.6 Прокладки

Значения коэффициентов уплотнения *m* и *y* должны устанавливаться изготовителем прокладок. В Таблице 7.2.4-1 приводятся их значения, которые рассматриваются в качестве рекомендуемых.

Кроме того, в Приложении К приводятся рекомендуемые минимальные значения для контактной ширины *w*.

ПРИМЕЧАНИЕ В большинстве европейских стран использование прокладок, содержащих асбест, запрещено.

D.5 Узкие фланцы с прокладкой

D.5.1 Общие положения

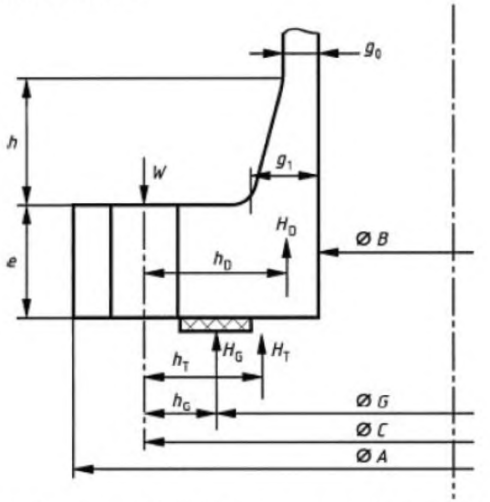


Рисунок D.5-1 – Узкий фланец, гладкое сверление

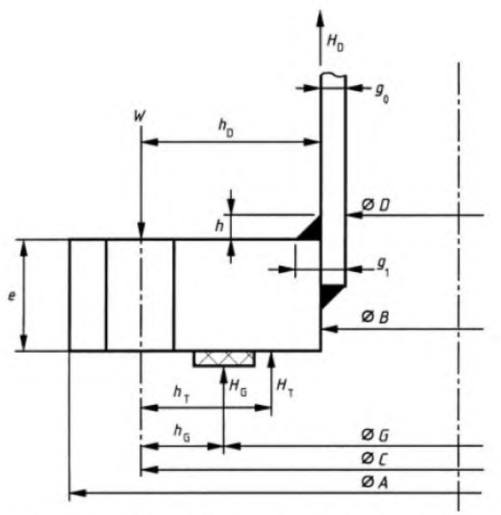


Рисунок D.5-2 – Узкий фланец, ступенчатое отверстие

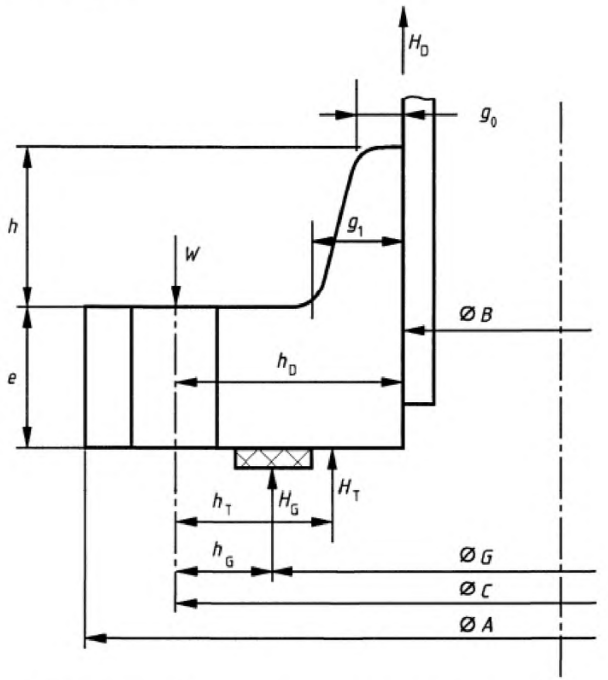


Рисунок D.5-3 – Узкий фланец, передвигаемый фланец с буртиком

С учетом приведенных ограничений следует применять один из трех указанных ниже методов для соответствующего D.5.4 расчета напряжений узких фланцев с прокладками или соединений с внутренним давлением.

a) Интегральный метод. Интегральный метод не может применяться для передвижных фланцев с буртиком или для свободных фланцев в нахлесточном соединении. Интегральный метод применяется при проектировании конических буртиков, которые при необходимости могут привариваться; скосы принятого для расчета буртика не должны быть более чем 1:1, т. е. $g_1 < h + g_0$;

b) Метод свободного фланца. Метод свободного фланца может использоваться, за исключением свободного фланца в нахлесточном соединении только тогда, когда выполняются указанные ниже требования:

1) $g_0 \leq 16$ мм

2) $P \leq 2$ Н/ мм^2;

3) $B/g_0 \leq 300$;

4) Рабочая температура $\leq 370\ ^0$C.

с) Метод передвижного фланца с буртиком. Этот метод применяется для передвижного фланца с буртиком и для свободного фланца в нахлесточных соединениях.

ПРИМЕЧАНИЕ 1 При интегральном методе учитываются как воздействия опор через оболочку, так и рассчитываются напряжения в нем, в то время как в методе свободного фланца исходят из того, что фланец не поддерживается оболочкой, вследствие чего напряжения в оболочке могут не учитываться.

ПРИМЕЧАНИЕ 2 У буртиков оригинальной формы при необходимости значения g_1 и h должны выбираться из значений, используемых для простого конического буртика, который по профилю подходит для реально применяемой монтажной группы узлов.

ПРИМЕЧАНИЕ 3 Для фланцев с одетым буртиком минимальное значение для h.

ПРИМЕЧАНИЕ 4 Расчетное значения для M не зависит от выбранного метода расчета.

D.5.2 Нагрузка в болтовых соединениях и опорных поверхностях болтов

$$b_o = w/2 \qquad \text{(D.5-1)}$$

с исключением кольцевых канавок (см. Приложение К), для последующего действительно:

$$b_0 = w/8 \qquad \text{(D.5-2)}$$

Если $b_0 \leq 6{,}3$ мм, то

$$b = b_0 \qquad \text{(D.5-3)}$$

Если $b_0 > 6{,}3$ мм, то

$$b = 2{,}52\sqrt{b_0} \qquad \text{(D.5-4)}$$

(Это уравнение применяется, если размер указан в миллиметрах).

Если $b_0 \leq 6{,}3$ мм, то G равно среднему диаметру контактной поверхности прокладки, если $b_0 > 6{,}3$ мм, то G равно наружному диаметру контактной поверхности прокладки минус $2b$:

$$H = \pi / 4G^2P \qquad \text{(D.5-5)}$$

$$H = 2\pi GmP \qquad \text{(D.5-6)}$$

Нагрузка в болтовых соединениях и опорных поверхностях болтов для монтажного и рабочего состояния рассчитывается следующим образом:

а) Монтажное состояние. Минимальная нагрузка на болт задается через следующее уравнение:

$$W_A = \pi bGy \qquad \text{(D.5-7)}$$

ПРИМЕЧАНИЕ Минимальная нагрузка, достаточная для удовлетворительного соединения болтов, зависит от самой прокладки и от эффективной поверхности уплотнения.

а) Рабочее состояние. Минимальная нагрузка на болт задается через следующее уравнение:

$$W_{op} = H + H_G \tag{D.5-8}$$

Требуемая площадь болтового соединения A_b min рассчитывается с помощью следующего уравнения:

$$A_{B,\min} = \max\left(\frac{W_A}{f_{B,A}}; \frac{W_{op}}{f_B}\right) \tag{D.5-9}$$

Болтовое соединение должно выбираться таким образом, чтобы $A_b \geq A_{B,min}$

ПРИМЕЧАНИЕ Внутреннее давление может привести к разъединению соединений, поэтому нагрузка в болтовом соединении должна производить на уплотнение давление достаточное, чтобы обеспечить плотное соединение. При этом условии минимальная нагрузка в болтовом соединении зависит от расчетного давления, материала прокладки и от эффективной площади прокладки, находящейся под давлением. При наличии конкретных условий должно быть принято во внимание возможность различных рабочих состояний.

D.5.3 Моменты фланца

$$H_D = \frac{\pi}{4} B^2 P \tag{D.5-10}$$

$$H_T = H - H_D \tag{D.5-11}$$

$$h_D = (C - B - g_1)/2 \tag{D.5-12}$$

За исключением фланцев с одетой воронкой и фланцев со ступенчатым отверстием действительно:

$$h_D = (C - B)/2 \tag{D.5-13}$$

$$h_G = (C - G)/2 \tag{D.5-14}$$

$$h_T = (2C - B - G)/4 \tag{D.5-15}$$

$$W = 0,5\left(A_{B,\min} + A_B\right) f_{B,A} \tag{D.5-16}$$

a) Фланец. Монтажное состояние. Общий момент фланца должен обеспечивать условия следующего уравнения:

$$M_A = W \cdot h_G \tag{D.5-17}$$

b) Рабочее состояние. Общий момент фланца должен обеспечивать условия следующего уравнения:

$$M_{op} = H_D \cdot h_D + H_T \cdot h_T + H_G \cdot h_G \tag{D.5-18}$$

Для пар фланцев с другими проектными условиями, если они имеют одно основание трубы, болтовые нагрузки должны рассчитываться для монтажного состояния раздельно для каждой комбинации из фланца и прокладки. W_{op} и W_a следует принимать в качестве наибольших из обоих расчетных значений. Для фланца с более низким рассчитанным значением для W_{op} значение H_G должно повышаться следующим образом:

$$H_{G,new} = H_G + W_{op,\max} - W_{op,\min} \tag{D.5-19}$$

D.5.4 Напряжения фланца и предельные значения напряжения

D.5.4.1 Напряжение фланца

$$C_F = \max\left(\sqrt{\frac{\delta_b}{2d_b + \frac{6e}{m+0,5}}};1\right) \tag{D.5-20}$$

$$K = A / B \tag{D.5-21}$$

$$l_0 = \sqrt{Bg_0} \tag{D.5-22}$$

$$\beta_T = \frac{K^2\left(1+8,55246\log 10(\mathrm{K})\right)-1}{\left(1,0472+1,9448K^2\right)\left(K-1\right)} \tag{D.5-23}$$

$$\beta_U = \frac{K^2\left(1+8,55246\log 10(\mathrm{K})\right)-1}{1,36136\left(K^2-1\right)\left(K-1\right)} \tag{D.5-24}$$

$$\beta_Y = \frac{1}{K-1}\left(0,66845+5,7169\frac{K^2\log 10(\mathrm{K})}{K^2-1}\right) \tag{D.5-25}$$

Напряжение фланца рассчитывается следующим образом при условии использования момента *M*. Для монтажного состояния действительно:

$$M = M_A \frac{C_F}{B} \qquad \text{(D.5-26)}$$

Для рабочего состояния действительно:

$$M = M_{op} \frac{C_F}{B} \qquad \text{(D.5-27)}$$

а) Интегральный метод
β_f, β_v и φ – берут из рисунков D.5-4, D.5-5 и D.5-6.

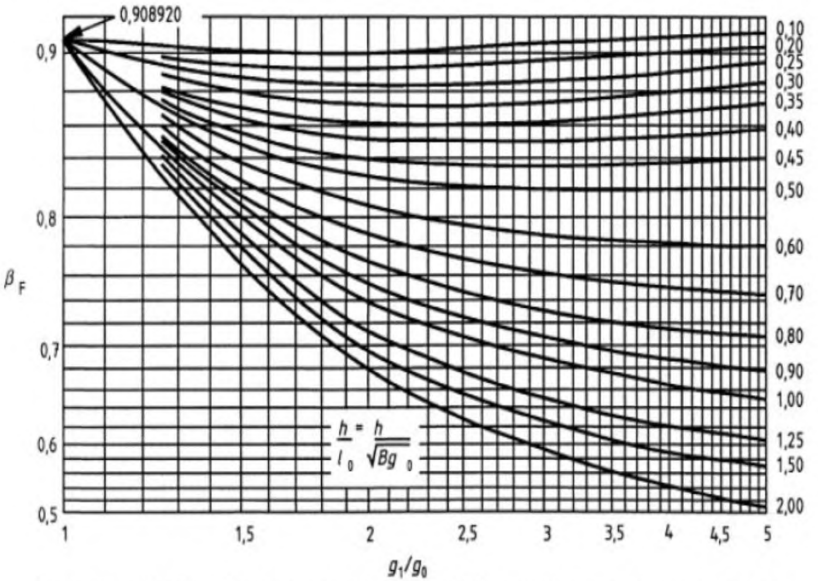


Рисунок D.5-4 – Значения для β_F (коэффициент для интегрального метода)

$$\lambda = \left(\frac{e \cdot \beta_F + l_0}{\beta_T \cdot l_0} + \frac{e^3 \cdot \beta_V}{\beta_U \cdot l_0 \cdot g_0^2} \right) \qquad \text{(D.5-28)}$$

Для продольного напряжения буртика действительно:

$$\sigma_H = \frac{\varphi M}{\lambda g_1^2} \qquad \text{(D.5-29)}$$

Для радиального напряжения фланца действительно:

$$\sigma_r = \frac{\left(1,333e\beta_F + l_0\right)M}{\lambda e^2 l_0} \qquad \text{(D.5-30)}$$

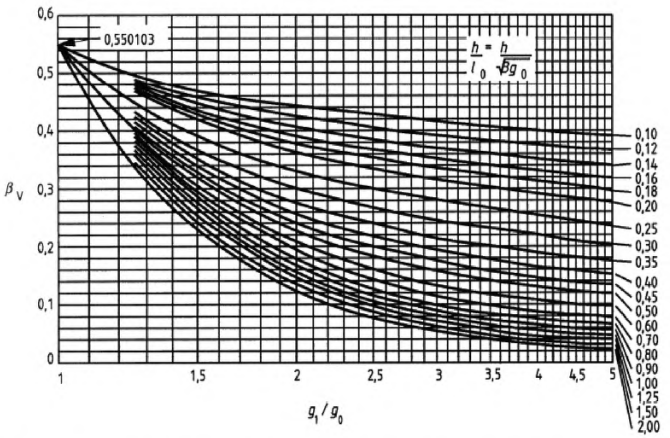
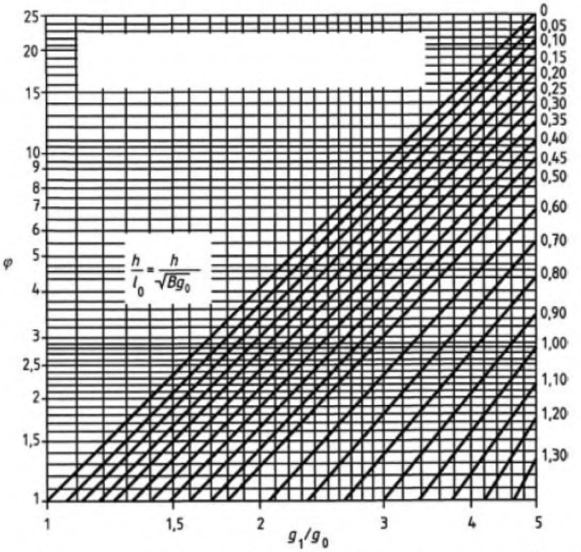


Рисунок D.5-5 – Значения для β_V (коэффициент для интегрального метода)



$\varphi = 1$ (минимальное значение) для буртиков с одинаковой толщиной ($g_1 / g_0 = 1$)

Рисунок D.5-6 – Значения для φ (корректирующий коэффициент для напряжения в буртике)

Тангенциальное напряжение во фланце рассчитывается следующим образом:

$$\sigma_\theta = \frac{\beta_Y \cdot M}{e^2} - \sigma_r \frac{K^2+1}{K^2-1} \qquad \text{(D.5-31)}$$

b) Метод для блока фланцев

Тангенциальное напряжение фланца рассчитывается следующим образом:

$$\sigma_\theta = \frac{\beta_Y \cdot M}{e^2} \qquad \text{(D.5-32)}$$

Для радиального напряжения во фланце и для продольного напряжения в буртике действительно:

$$\sigma_r = \sigma_H = 0 \qquad \text{(D.5-33)}$$

c) Метод для блока фланцев с буртиком

β_{FL} и β_{VL} следует определять по Рисункам D.5-7 и D.5-8.

$$\lambda = \left[\frac{e\beta_{FL} + l_0}{\beta_T l_0} + \frac{e^3 \beta_{VL}}{\beta_U l_0 g_0^2} \right] \quad \text{(D.5-34)}$$

Для продольного напряжения в буртике действительно:

$$\sigma_H = \frac{M}{\lambda g_1^2} \quad \text{(D.5-35)}$$

Для радиального напряжения во фланце действительно:

$$\sigma_r = \frac{(1{,}333e \cdot \beta_{FL} + l_0)M}{\lambda \cdot e^2 \cdot l_0} \quad \text{(D.5-36)}$$

Тангенциальное напряжение фланца рассчитывается следующим образом:

$$\sigma_\theta = \frac{\beta_Y \cdot M}{e^2} - \sigma_r \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} \quad \text{(D.5-37)}$$

D.5.4.2 Допускаемые значения напряжения

Для определения проектных напряжений, как монтажное состояние, так и рабочее состояние принимаются в качестве нормальных условий проектирования.

Проектное напряжение *f* следует вычислять в соответствии с разделом 6, при этом следует учесть, что основанные на $R_m/3$ (см. Таблицу 6-1) для аустенитных сталей здесь не применимы.

f_H - расчетное напряжение оболочки у конструкций с приваренной горловиной или надвигающимся буртиком соответствует проектному напряжению фланца.

Если $B \leq 1\,000$ мм, то тогда действительно $k = 1{,}0$.

Если $B \geq 2\,000$ мм, то тогда действительно $k = 1{,}333$.

Для значений B между 1 000 и 2 000 действительно

$$k = \frac{2}{3}\left(1 + \frac{B}{2000}\right) \quad \text{(D.5-38)}$$

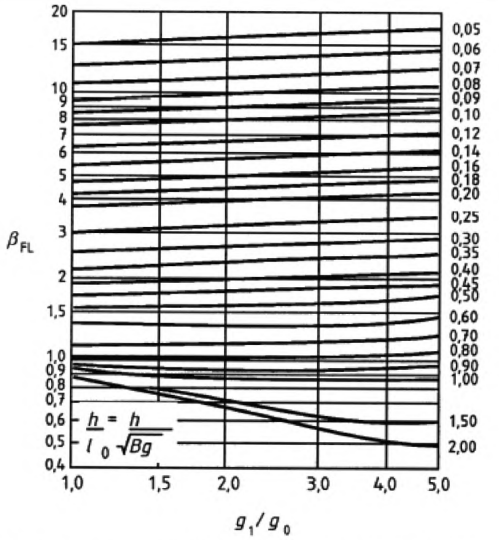


Рисунок D.5-7 – Значение для β_{FL} (коэффициент для свободного фланца с буртиком)

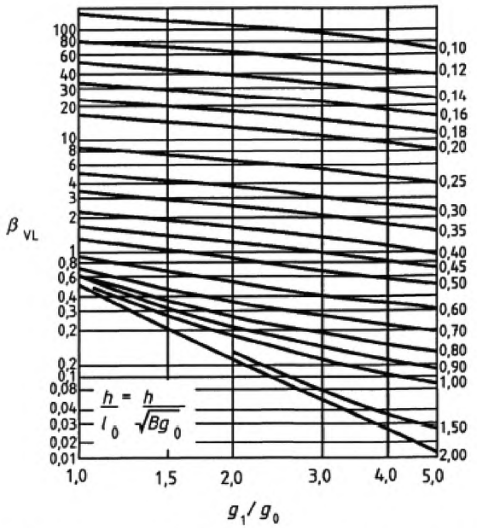


Рисунок D.5-8 – Значение для β_{VL} (коэффициент для свободного фланца с буртиком)

Рассчитанные в соответствии с D.5.4.1 напряжения фланца должны обеспечивать следующие условия:

$$k\sigma_H \le 1,5 мин(f; f_H) \quad \text{(D.5-39)}$$

$$k\sigma_r \le f \quad \text{(D.5-40)}$$

$$k\sigma_\theta \le f \quad \text{(D.5-41)}$$

$$0,5k(\sigma_H + \sigma_r) \le f \quad \text{(D.5-42)}$$

$$0,5k(\sigma_H + \sigma_\theta) \le f \quad \text{(D.5-43)}$$

D.5.5 Узкие фланцы под наружным давлением

Если фланец подвержен как внутреннему, так и наружному давлению, то он должен проектироваться с учетом этих условий, при этом наружное давление можно не учитывать, если рассчитанное наружное давление P_e ниже, чем внутреннее рассчитанное давление.

Проектирование фланцев для наружного давления должно соответствовать D.5.4, при этом действительны следующие изменения:

a) P_e замещает P;

$$M_{op} = H_D\left(h_D - h_G\right) + H_T\left(h_T - h_G\right) \quad \text{(D.5-44)}$$

и

b) $$W_{op} = 0 \quad \text{(D.5-45)}$$

ПРИМЕЧАНИЕ При наружном давлении болты соединения могут полностью ослабевать, что ведет к $W_{op} = 0$. Это консервативное допущение, так как каждая болтовая нагрузка снижает влияющий на фланец номинальный момент.

Если фланец подвержен воздействию наружного давления, то расчетные значения W_{op} *и* M_{op} для каждого фланца пары должны быть больше обоих рассчитанных по вышеуказанному методу значений M_{op} и W_{op} h_G.

D.5.6 Нахлесточное соединение

D.5.6.1 Общие положения

Свободный фланец в нахлесточном соединении может иметь буртик. Относящееся к этому предварительно выполненное сварное соединение может иметь соединение фланца соединяемого болтами с оболочкой, выполненное любым доступным способом.

Нагрузки в болтовом соединении и поверхности болтов должны отвечать требованиям D.5.2 и D.6.2, в зависимости от того, какой из указанных в D.5.6.2 методов применен в предварительно выполненном сварном соединении.

Диаметр G_1 области реакции нагрузки между предварительно выполненным сварным соединением и свободным фланцем должен выбираться таким образом, чтобы его значение было в пределах между $(A_2 - \delta)$ и $(B_2 + \delta)$.

ПРИМЕЧАНИЕ В том случае, если отсутствуют достаточные основания для других действий, должно применяться значение, рассчитанное в соответствии с уравнением (D.5-46).

$$G_1 = \left(A_2 + B_2\right)/2 \quad \text{(D.5-46)}$$

Контактная поверхность между обоими фланцами должна рассчитываться следующим образом:

$$A_C = \frac{\pi}{2}\min\left[\left(A_2 - \sigma\right)^2 - G_1^2; G_1^2 - \left(B_2 + \sigma\right)^2\right] \quad \text{(D.5-47)}$$

Если диаметры A_2 и B_2 определяются для одной и той же детали, как, например у приведенного на Рисунке D.5-9 фланца со ступенчатым отверстием, то δ в уравнении (D.5-47) должно быть равно нулю.

Опорное напряжение σ_b на контактной поверхности для монтажного и рабочего состояния должно рассчитываться в соответствии со следующим уравнением:

$$\sigma_b = \frac{W_{op} or W}{A_C} \qquad \text{(D.5-48)}$$

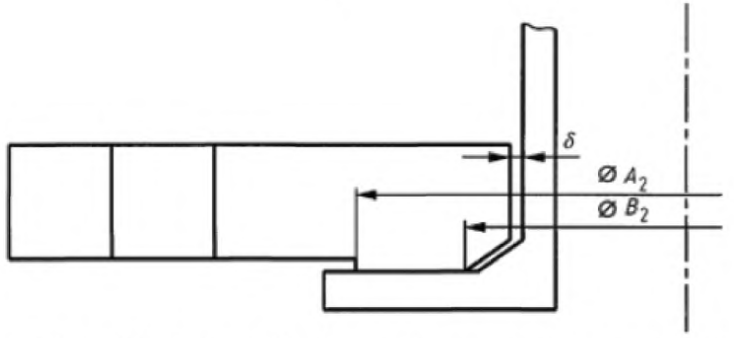


Рисунок D.5-9 – Свободный фланец со ступенчатым отверстием

Опорное напряжение не должно превышать 1,5-кратное из самых низких проектных напряжений обоих фланцев.

D.5.6.2 Предварительно выполненное сварное соединение

Предварительно выполненное сварное соединение должно иметь одну из приведенных в D.4.4 форм и рассчитываться по методу для узких (см. D.5) или широких (см. D.6) фланцев.

ПРИМЕЧАНИЕ Если G_1 больше, чем наружный диаметр прокладки, то метод для широких фланцев не применяется. Даже если G_1 меньше, чем наружный диаметр прокладки, применяется метод для узких фланцев, несмотря на более низкую экономичность, которая рассчитывается в каждом конкретном случае.

Предварительно выполненное сварное соединение должно соответствовать указанным в D.5.4 или в D.6 требованиям для фланца, нагруженного через болты, если допускается, что нагрузка в болтовом соединении оказывает влияние на диаметр которое заменяет в расчете y влияющих на h_D, h_G, h_T плечах рычага, значение C. Требуемые в D.6 диаметры отверстий под болты d_h принимать равными нулю.

D.5.6.3 Блочный фланец

См. Рисунки D.5-10 и D.5-11.

$$h_L = (C - G_1)/2 \qquad \text{(D.5-49)}$$

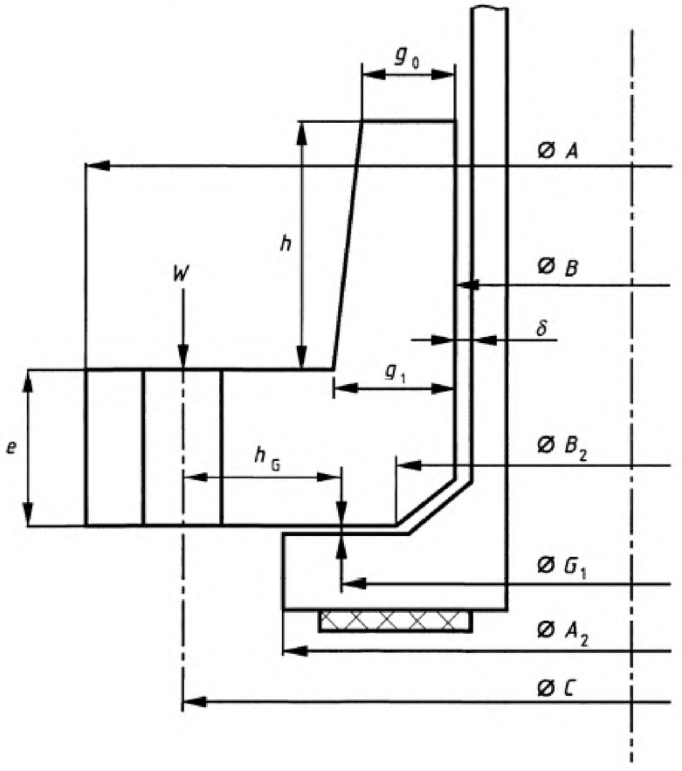
Учитывая влияющие на свободный фланец общие нагрузочные компоненты плечо рычага следует принимать в качестве h_L, так что действительно:

$$M_{op} = W_{op} h_L \qquad \text{(D.5-50)}$$

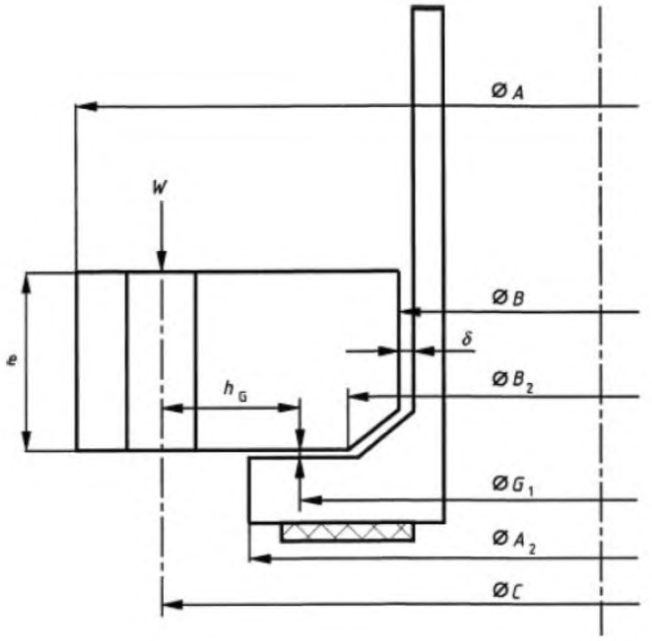
ПРИМЕЧАНИЕ Для наружного давления: W_{op} = 0, см. D.6.4.

$$M_A = W h_L \qquad \text{(D.5-51)}$$

Фактические для блочного фланца напряжения и предельные значения напряжения должны отвечать требованиям D.5.4.



Рисунки D.5-10 – Нахлёсточное соединение, свободный фланец с буртиком



Рисунки D.5-11 – Нахлёсточное соединение; свободный фланец без буртика

D.5.7 Фланец с разрезным кольцом

Допускается разделять блочный фланец в нахлесточном соединении по диаметру, чтобы его можно было легко снимать с горловины штуцера или котла. Проектирование должно соответствовать D.5.6.3 со следующими условиями.

Если фланец состоит из одного единственного разрезного кольца, то оно должно проектироваться как цельное кольцо (без разреза), при этом следует принимать 200 % требуемого в соответствии с D.5.6.3 момента M_{op} и / или M_A. Если кольцо состоит из двух разрезных колец, то каждое из колец должно проектироваться как цельное кольцо (без разреза), при этом следует принимать 75 % требуемого в соответствии с D.5.6.3 момента. Пара колец должна монтироваться таким образом, чтобы разрез в одном кольце находился под прямым углом по отношению к разрезу во втором кольце. Щели должны располагаться посередине между отверстиями для болтов.

D.6 Широкие фланцы с незакаленными кольцеобразными прокладками

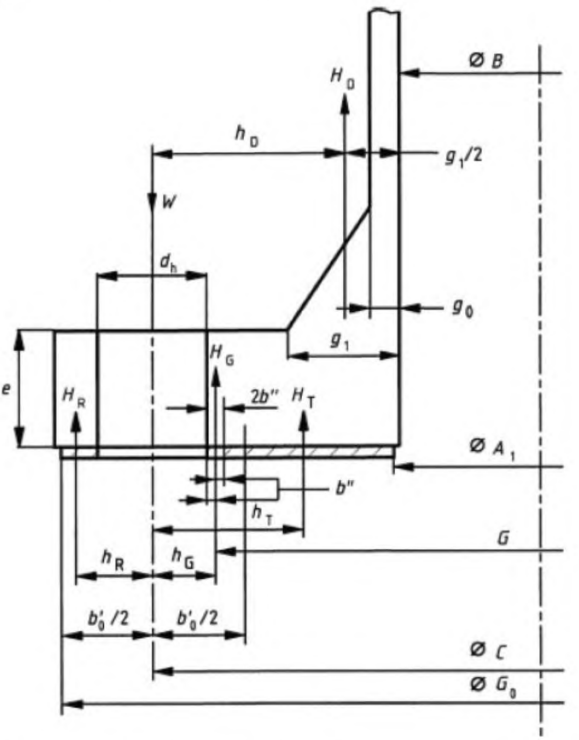


Рисунок D.6-1 – Широкий фланец (незакаленная прокладка)

D.6.1 Условные обозначения и сокращения

В разделе применяются условные обозначения, приведенные в D.3, со следующими дополнениями:

ПРИМЕЧАНИЕ Для наглядного представления различных размеров см. Рисунок D.6-1.

A_1 - внутренний диаметр контактной поверхности прокладки

b' - действительная ширина узла

$2b''$ - действительная ширина прижимной поверхности прокладки, принимается равной 5 мм

b'_0 - ширина действительной ширины основания узла при первом затягивании

d_h - диаметр болтовых отверстий для болтов

G - диаметр области реакции прокладки на нагрузки

G_0 - наружный диаметр прокладки или наружный диаметр фланца, в зависимости от того, который из этих двух диаметров меньший

H - суммарное усилие давления среды

H_G - усилие давления среды, воздействующее на прокладку для обеспечения плотности нагрузка давления

H_R - сила реакции за пределами описанной вокруг болтов окружности для выравнивания моментов сил, действующих внутри окружности

h_R - радиальное расстояние окружности, описанной вокруг болтов, к окружности, на которую воздействует H_R

h_s - радиальное расстояние окружности, описанной вокруг болтов, к окружности, на которую воздействует H_m

h_T - радиальное расстояние окружности, описанной вокруг болтов, к окружности, на которую воздействует H_G

M_R - радиальный выравнивающий момент на фланце вдоль линии, соединяющей отверстия под болты

n - количество болтов

σ - расстояние между двумя болтами

D.6.2 Болтовые нагрузки и болтовые поверхности

Для $2b''$ установлено значение 5 мм.

$$b'_0 = \text{мин}\,(G_0 - C;\ C - A_1) \tag{D.6-1}$$

$$b' = 4\sqrt{b'_0} \tag{D.6-2}$$

(Это уравнение действительно только тогда, когда размеры заданы в миллиметрах)

$$G = C - \left(d_h + 2b''\right) \tag{D.6-3}$$

$$H = \pi / 4\left(C - d_h\right)^2 P \tag{D.6-4}$$

$$H_D = \pi / 4B^2 P \tag{D.6-5}$$

$$H_T = H - H_D \tag{D.6-6}$$

$$H_G = 2b''\pi GmP \tag{D.6-7}$$

$$h_D = \left(C - B - g_1\right)/2$$

$$h_T = \left(C + d_h + 2b'' - B\right)/4 \tag{D.6-8}$$

$$h_G = (d_h + 2b'')/2 \quad \text{(D.6-9)}$$

$$h_R = (G_0 - C + d_h)/4 \quad \text{(D.6-10)}$$

$$M_R = H_D h_D + H_T h_T + H_G h_G \quad \text{(D.6-11)}$$

$$H_R = \frac{M_R}{h_R} \quad \text{(D.6-12)}$$

Соединяемые болтами поверхности должны рассчитывать в соответствии с D.5.2, при этом следует принимать:

$$W_A = \pi C b' y \quad \text{(D.6-13)}$$

$$W_{op} = H + H_G + H_R \quad \text{(D.6-14)}$$

D.6.3 Проектирование фланца

Толщина фланца должна быть не менее наибольшего из трех значений e, рассчитанных по следующим формулам:

$$e = \sqrt{\frac{6M_R}{f(\pi C - nd_h)}} \quad \text{(D.6-15)}$$

$$e = \frac{(m+0,5)}{(E/200000)^{0,25}} \frac{(\delta_b - 2d_b)}{6} \quad \text{(D.6-16)}$$

при этом E задается в Н/мм^2

$$e = \frac{(A_1 + 2g_1)P}{2f} \quad \text{(D.6-17)}$$

Если рассчитанные в соответствии с требованиями D.6.4 фланцы с различными внутренними диаметрами образуют друг с другом одно соединение, то дополнительно должны быть выполнены следующие требования:

a) величина обязательного для применения для обоих фланцев значения M_R должна быть равна меньшему из обоих рассчитанных внутренних диаметров.

b) толщина фланца с меньшим отверстием не может быть меньше, чем

$$e = \sqrt{\frac{3(M_1 - M_2)(A+B)}{\pi f \times B(A-B)}} \quad \text{(D.6-18)}$$

M_1 и M_2 - рассчитанные для обоих фланцев значения M_R.

D.6.4 Широкие фланцы под наружным давлением

Если фланец подвергается воздействию как внутреннего, так и наружного давления, то при проектировании должно учитываться воздействие на него обоих давлений, при этом наружное давление может не учитываться, если рассчитанное наружное давление ниже, чем внутреннее.

Проектирование фланцев для наружного давления должно соответствовать требованиям D.6, при этом действительны следующие исключения:

a) P_e заменяет P;
b) Уравнение (D.6-16) не применяется;
c) $W_{op} = 0$.

D.7 Плотно приваренные фланцы

Плотно приваренные фланцы (в соответствии с представленным на Рисунке D.7-1) должны проектироваться в соответствии с D.5, при этом действительны следующие изменения:

a) Рассматривается только рабочее состояние;
b) $G = D_L$, диаметру представленного на рисунке D.7-1 плотно приваренного уплотнения С-образной формы.
c) $H_G = 0$;
d) Толщина фланца e должна вычисляться как средняя толщина фланца.

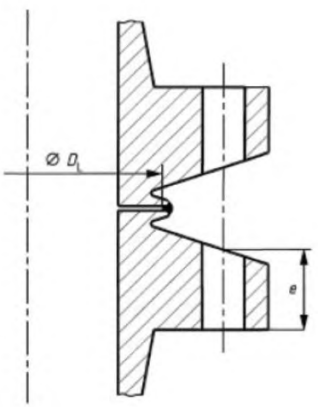


Рисунок D.7-1 – Плотно приваренный фланец

D.8 Узкие контрфланцы

D.8.1 Внутреннее давление

Контрфланцы с узкой поверхностью уплотнения (см. Рисунки D.8-1 и D.8-2) под внутренним давлением должны проектироваться в соответствии с D.5, при этом учитывается следующее.

Обязательные к применению предельные значения для g_0 и B/g_0 в методах расчета для свободных фланцев недействительны.

Указанные ниже условные обозначения и сокращения применяются дополнительно к приведенным в D.3 или в дополнениях к нему.

A - внутренний диаметр фланца;

B - наружный диаметр фланца;

H_T - нетто-нагрузка давления на передние стенки фланца.

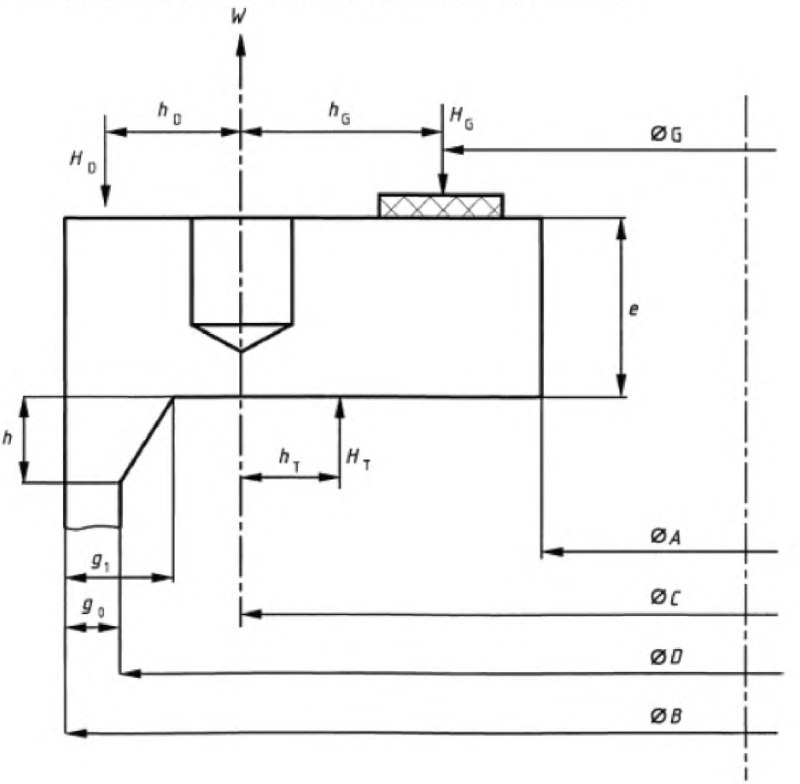


Рисунок D.8-1 – Контрфланец с узкой поверхностью уплотнения

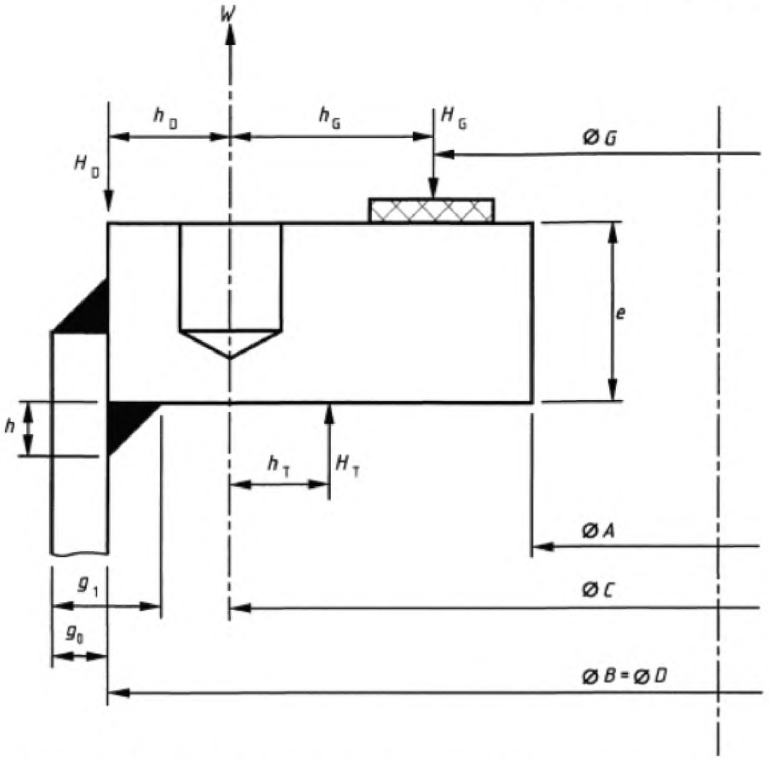


Рисунок D.8-2 – Контрфланец с узкой поверхностью уплотнения, выдвижное исполнение

Указанные ниже уравнения заменяют приведенные в D.5 уравнения для следующих переменных величин:

$$H_D = \pi / 4PD^2 \qquad \text{(D.8-1)}$$

$$H_T = H_D - H \qquad \text{(D.8-2)}$$

$$h_D = \left(B - C - g_1\right) / 2 \qquad \text{(D.8-3)}$$

за исключением выдвижных фланцев с угловыми швами (у которых $B = D$), для которых действительно:

$$h_D = \left(B - C\right) / 2 \qquad \text{(D.8-4)}$$

$$h_T = (2C - G - D)/4 \quad \text{(D.8-5)}$$

$$M_{op} = H_T h_T + H_D h_D \quad \text{(D.8-6)}$$

$$M = (M_A \text{или} M_{op}) C_F / A \quad \text{(D.8-7)}$$

$$K = B / A \quad \text{(D.8-8)}$$

При определенных условиях отрицательное значение h_T должно приниматься в расчет.

ПРИМЕЧАНИЕ Вызываемый реакцией уплотнения момент для рабочего состояния следует принимать равным нулю. Это консервативное предположение, так как каждая нагрузка уплотнения уменьшает момент, влияющий на фланец.

D.8.2 Наружное давление

Контрфланцы с узкими прокладками под наружным давлением должны проектироваться с соблюдением представленных в D.8.1 и D.5.5 изменений, при этом уравнение (D.5-5) должно быть заменено следующим:

$$M_{op} = H_D (h_D + h_G) + H_T (h_G - h_T) \quad \text{(D.8-9)}$$

D.9 Контрфланцы со сквозной прокладкой

D.9.1 Общие положения

Метод проектирования должен соответствовать или D.9.2 или D.9.3; оба метода действительны в равной мере. Для обоих методов проектирования нагрузки прокладок и нагрузки болтового соединения должны соответствовать в монтажном состоянии D.6.

ПРИМЕЧАНИЕ Для контрфланцев со сквозной прокладкой применяются два альтернативных метода проектирования. Первый метод соответствует D.5 для рабочего состояния и исходит из того, что сопротивление проворачиванию результируется из самого фланца, в то время как второй метод соответствует D.6 и требует большей площади болтового соединения.

D.9.2 Проектирование в соответствии с данным в D.5 методом

ПРИМЕЧАНИЕ Для наглядного представления нагрузок и размеров (см. Рисунок D.9-1).

Проектирование для рабочего состояния должно выполняться в соответствии с Разделом D.5, при этом действительны следующие изменения:

Указанные ниже условные обозначения и сокращения применяются дополнительно к указанным в Разделе D.3 или в дополнениях к нему.

A - внутренний диаметр фланца;

A_1 - внутренний диаметр контактной поверхности уплотняющей прокладки;

B - наружный диаметр фланца;

H_s - гидростатическое конечное усилие на основе воздействующего на соответствующую переднюю стенку фланца усилия;

h_s - радиальное расстояние описанного вокруг болтов круга к кругу, на который воздействует H_s.

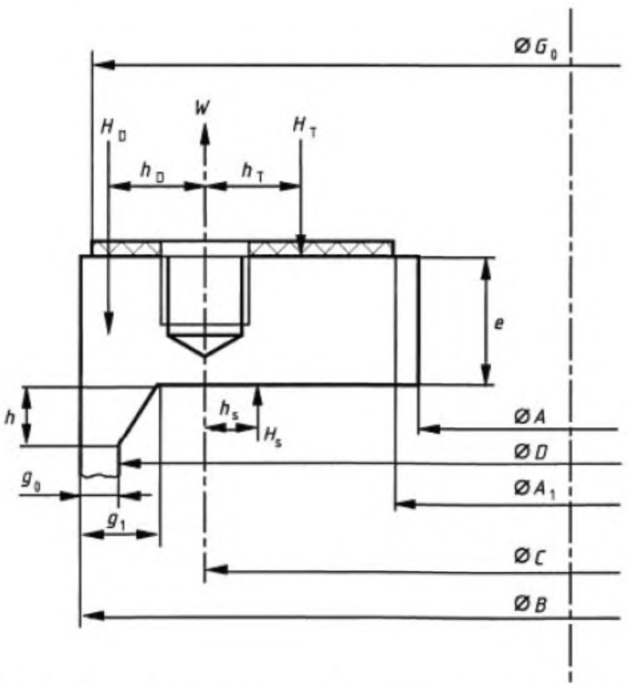


Рисунок D.9-1 – Проектирование контрфланца в соответствии с D.9.2

Действительны следующие дополнительные уравнения:

$$w = (C - A_1)/2 \qquad \text{(D.9-1)}$$

$$H_S = H_D - \pi / 4PA_1^2 \qquad \text{(D.9-2)}$$

$$h_S = (2C - D - A_1)/4 \quad \text{(D.9-3)}$$

Уравнения, указанные ниже, заменяют приведенные в D.5 уравнения для заданных переменных величин:

$$H = \pi/4P(C - d_h)^2 P \quad \text{(D.9-4)}$$

$$H_D = \pi/4P\%D^2 \quad \text{(D.9-5)}$$

$$H_G = 2\pi bCmP \quad \text{(D.9-6)}$$

$$H_T = (H - H_D + H_S)/2 \quad \text{(D.9-7)}$$

$$h_D = (B - g_1 - C)/2 \quad \text{(D.9-8)}$$

За исключением выдвижных фланцев (у которых B ≠ D), для которых действительно:

$$h_D = (B - C)/2 \quad \text{(D.9-9)}$$

$$h_T = (2C + d_h - 2A_1)/6 \quad \text{(D.9-10)}$$

$$M_{op} = H_D h_D - H_T h_T + \mathrm{H}_S h_S \quad \text{(D.9-11)}$$

$$M = M_{op} C_F / A \quad \text{(D.9-12)}$$

$$K = B/A \quad \text{(D.9-13)}$$

При определенных условиях отрицательное значение h_s должно применяться в расчет.

ПРИМЕЧАНИЕ Вызванный реакцией уплотнения момент следует принять для рабочего состояния равным нулю, так как это допущение ведет к более высоким напряжениям.

D.9.3 Проектирование в соответствии с методом, приведенным в Разделе D.6

ПРИМЕЧАНИЕ Для наглядного представления нагрузок и размеров см. Рисунок D.9.1.

Приведенные в Разделе D.9.3 правила могут применяться только для контрфланцев, у которых противоположный элемент является дном трубы или плоским шибером.

Проектирование для рабочего состояния должно производиться в соответствии с Разделом D.6, при этом действительны следующие изменения.

Указанные ниже условные обозначения и сокращения применяются дополнительно к приведенным в Разделе D.3 или в дополнениях к нему.

A - внутренний диаметр фланца;

A_1 - внутренний диаметр контактной поверхности уплотняющей прокладки;

B - наружный диаметр фланца;

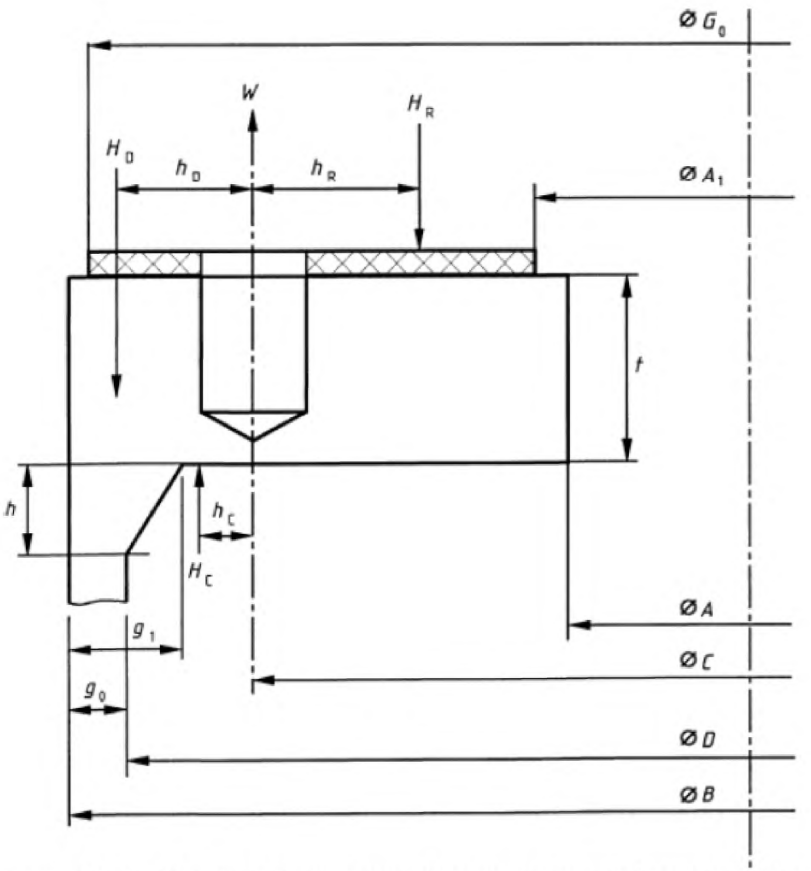


Рисунок D.9-2 – Проектирование контрфланца со сквозной прокладкой в соответствии с D.9.3

H_c - воздействующее на передние стенки за пределами описанной вокруг болтов окружности усилие давления;

h_c - радиальное расстояние описанной вокруг болтов окружности к окружности, на которую воздействует H_c.

Действительны следующие дополнительные уравнения:

$$H_C = H_D - \pi / 4PC^2 \quad \text{(D.9-14)}$$

$$h_C = (D - C)/4 \quad \text{(D.9-15)}$$

Следующие уравнения заменяют уравнения, указанные в D.6, для заданных переменных величин:

$$H_D = \pi / 4PD^2 \quad \text{(D.9-16)}$$

$$h_D = (B - C - g_1)/2 \quad \text{(D.9-17)}$$

$$M_R = H_D h_D - H_C h_C \quad \text{(D.9-18)}$$

$$W_{op} = H_D - H_C + H_R \quad \text{(D.9-19)}$$

D.10 Фланцы с прокладкой в силовом ответвлении

D.10.1 Общие положения

ПРИМЕЧАНИЕ Для наглядного представления нагрузок и размеров см. Рисунок D.10-1.

Указанные в Разделе D.10.2 требования применяют при наличии контакта металл - металл, когда как внутри, так и снаружи описанной вокруг болтов окружности имеется незначительное предварительное натяжение перед затяжкой болтов и если прокладка выполнена круглой формы или подобным образом.

Способ изготовления и допуски должны исключить изгиб фланца, чтобы избежать контакта за пределами описанной вокруг болтов окружности.

ПРИМЕЧАНИЕ 1 Для случая, когда первый контакт имеется в отверстии, приведенные правила консервативны.

ПРИМЕЧАНИЕ 2 Исходят из того, что самоуплотняющиеся уплотнения почти заподлицо замыкаются со стенкой подключенной трубы или котла и что имеющаяся от монтажного блока нагрузка, как и все возникающие от уплотнения аксиальные усилия, могут не учитываться.

D.10.2 Условные обозначения и сокращения

Указанные условные обозначения и сокращения применяются дополнительно к приведенным в Разделе D.3.

G - средний диаметр прокладки;

H_R - усилие реакции за пределами описанной вокруг болтов окружности для выравнивания моментов на основе действующих в пределах этой окружности сил;

h_r - радиальное расстояние описанной вокруг болтов окружности, на которую воздействует H_R.

M_R - радиальный выравнивающий момент на фланце вдоль соединительной линии болтовых отверстий.

n - количество болтов.

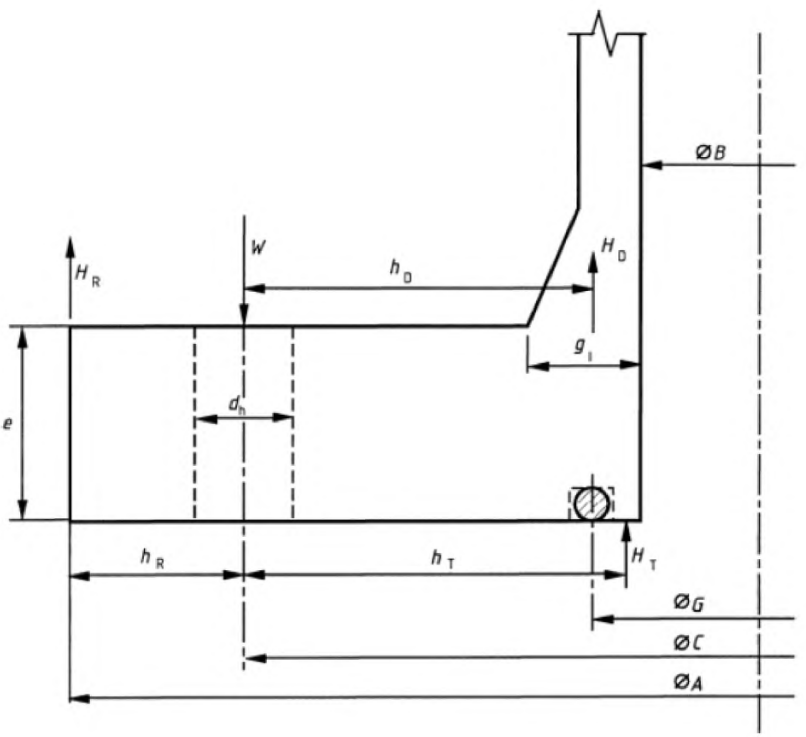


Рисунок D.10-1 – Фланец с прокладкой круглой формы (кольца) в силовых боковых ответвлениях

D.10.3 Проектирование

Указанные ниже требования применяются для случаев, когда фланец должен соединяться болтами с идентичным фланцем или с плоской крышкой.

Болтовая нагрузка должна рассчитываться в соответствии с D.5.2, при этом действительно следующее:

$$h_R = (A - C)/2 \tag{D.10-1}$$

$$M_R = H_D \cdot h_D + H_T \cdot h_T \tag{D.10-2}$$

$$H_R = M_R / h_R \tag{D.10-3}$$

$$W_A = 0 \tag{D.10-4}$$

$$W_{op} = H + H_R \tag{D.10-5}$$

Толщина фланца должна быть не менее:

$$e = \sqrt{\frac{6M_R}{f(\pi C - nd_h)}} \tag{D.10-6}$$

Если два фланца спроектированные в соответствии с требованиями, изложенными в настоящем разделе, с различными внутренними диаметрами должны соединяться болтами, то должны быть выполнены дополнительные условия:

a) Значение обязательной для применения величины M_R должно быть рассчитано для меньшего по величине из обоих внутренних диаметров.

b) Толщина фланца с меньшим отверстием должна быть не менее чем

$$t = \sqrt{\frac{3(M_1 - M_2)(A + B)}{\pi f B(A - B)}} \tag{D.10-7}$$

При этом M_1 и M_2 являются рассчитанным для обоих фланцев значением M_R.

Приложение Е
(обязательное)

Проектирование ответвлений для дополнительных сооружений трубопровода

Е.1 Область применения

Е.1.1 Общие положения

Требования, изложенные в настоящем приложении, применяются при проектировании ответвлений на:

- бесшовных $D = 3d$ -$5d$ – отводах труб;
- изгибах бесшовных или сварных труб (за исключением спирально сваренных труб).

Требования не распространяется на:

- сформированные ответвления;
- бесшовные D = $2d$ - отводах труб.

ПРИМЕЧАНИЕ Для ответвлений и опор могут применяться и другие, отличные от приведенных в этом приложении соединений, насколько подтверждается их соответствие расчетам или ссылкой на аналогичные удовлетворяющие методы расчетов.

Следует учитывать, что каждое ответвление повышает опасность возникновения турбулентности. Это не должно привести к повышению значений коррозии и эрозии, превышающих допустимые значения.

Относящиеся к области применения настоящего приложения соединения должны выдерживать предельные значения, приведенные в Таблице Е.1-1, если только не представлено иное подтверждение их соответствия.

Таблица Е.1.1-1 – Предельные значения для соединений

Давление	$\leq$ 40 бар
Температура	Не изолированные $\leq 200^0$C Изолированные $\leq 350^0$C
Соотношение диаметров	См. Таблицы Е.1.1-2 и Е.1.1-3
Усилительное кольцо	Без приваренного усилительного кольца (эти мероприятия следует предпринимать для обусловленной толщиной выступа соответствующей части ответвления)
Максимальное общее число эквивалентных циклических нагрузок (см. 10.3.1)	1 000

Таблица Е.1.1-2 – Соотношение номинальный диаметр – радиус изгиба R = 1,5d

Максимальный наружный диаметр ответвления										
Отводы труб : радиус закругления R = 1,5 d (рисунки Е.1.1-1 и Е.1.1-2)										
Отводы/изгибы труб D_o, мм		≤ 88,9	168,3	273	323,8	355,6	406,4	457,9	508	609,6
Ответвление $d_e$max	P ≤ 0,5 МПа	Не допустимо	26,7	33,4	60,3[a]	88,9	114,3	168,3	219,1	273
	0,5 < P ≤ 1 МПа		26,7	33,4	33,4	60,3 [a]	88,9	114,3	168,3	219,1
	P > 1 МПа			26,7	26,7	33,4	60,3 [a]	88,9	114,3	168,3
Расположение		Соединение или соединительный фланец					Ответвления без усилительного кольца			
[a] 60,3 для труб или соединительного фланца для трубы d_o = 48,3										

Таблица Е.1.1-3 – Соотношение номинальный диаметр – радиус закругления R > 1,5d

Максимальный наружный диаметр ответвления		
Изгиб трубы: радиус изгиба R > 1,5d (рисунок Е.1.1-3)		
Все D_o	$\frac{d_0}{2} + 50 \le X \le \frac{\sqrt{2}}{2}\left[R + \frac{D_0}{e}\right] + \frac{d_0}{2}$	$Y \le D_0$

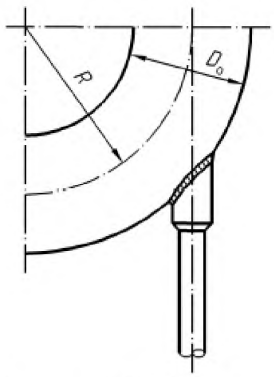


Рисунок Е.1.1-1

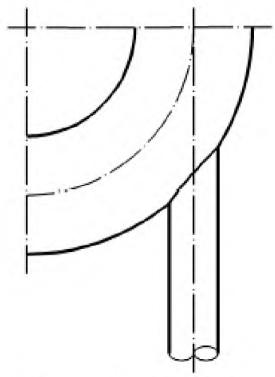


Рисунок Е.1.1-2

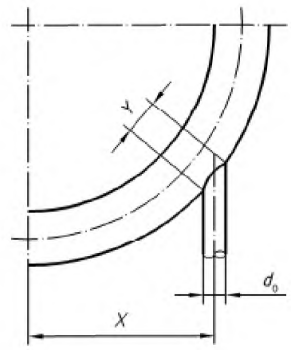


Рисунок Е.1.1-3

Е.2 Усиление

Расчет соединения должен проводиться, как указано ниже, при этом L и l должны соответствовать требованиям Раздела 8.4.

ПРИМЕЧАНИЕ Если соединение выполнено, как соединительная деталь, которая при условиях применения, предусмотренных проектом, может самоукрепляться (фланцевое соединение или что-либо другое), то не требуется никакого другого усиления.

Е.2.1 Углы и плоскости

Углы и плоскости должны рассчитываться в соответствии с Рисунком Е.2.1-1 и указанными ниже правилами:

Е.2.1.1 Расчет углов

$$\cos\alpha = \frac{\mathrm{X}}{R + 0,5D_0} \qquad \text{(Е.2.1-1)}$$

$$\cos\beta = \frac{\mathrm{X} - 0,5d_0}{R + 0,5D_0} \qquad \text{(Е.2.1-2)}$$

$$\cos\gamma = \frac{\mathrm{X} + 0,5d_0}{R + 0,5D_0} \qquad \text{(Е.2.1-3)}$$

$$A = 90^0 - \beta - \tau \qquad \text{(Е.2.1-4)}$$

$$B = \gamma - \tau \qquad \text{(Е.2.1-6)}$$

ПРИМЕЧАНИЕ Площадь поверхности, ограниченная половиной угла в 1^0, рассчитывается, как указано ниже:

$$\Omega = \frac{\pi}{360}\left\{\left(R + 0,5D_0 - 0,5e_a\right)^2 - R^2\right\} \qquad \text{(Е.2.1-6)}$$

Е.2.1.2 Поверхность G_2 (которая всегда больше чем G_1)

$$G_2 = \Omega\left(\alpha - \gamma + \tau\right) + 0,5\left(l + 0,5e_a\right)\left(d_0 - e_{ap}\right) \qquad \text{(Е.2.1-7)}$$

Е.2.2 Должно выполняться приводимое ниже соотношение:

$$p_c \le S_2 \frac{f}{G_2} \qquad \text{(Е.2.2-1)}$$

При этом f-проектное напряжение, установленное в Разделе 5.

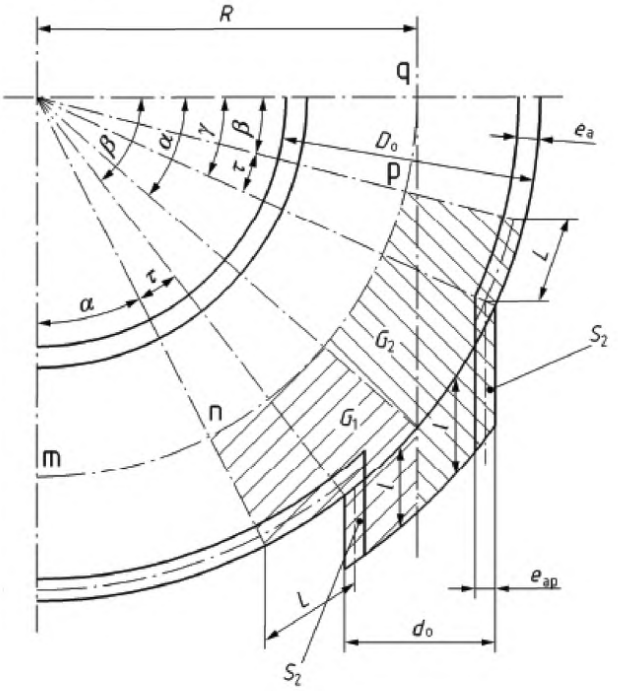


Рисунок Е.2.1-1

Е.3 Анализ гибкости

Дополнительно к принятым коэффициентам повышения напряжения для отводов или изгибов труб должен применяться также собственный коэффициент повышения напряжения для отдельных ответвлений на присутствующие напряжения, имеющиеся в анализе гибкости без ответвления (см. С.12). Соответствующая составная часть должна вначале испытываться в соответствии с С.12.3, а затем напряжение повышается на коэффициент / в соответствии со следующим соотношением:

$$i\sigma \le 3f$$

Коэффициент повышения напряжения i задается следующим уравнением:

$$i = 1,5\left(\frac{D_m}{2e}\right)^{\frac{3}{2}}\left(\frac{d_m}{D_m}\right)^{\frac{1}{2}}\left(\frac{e_p}{e}\right)\left(\frac{d_m}{2r_p}\right)$$

При этом, r_p - наружный радиус ответвления (см. на Рисунках Е.3-1 - Е.3-3);

e_p - толщина ответвления;

d_m - средний диаметр ответвления;

e - толщина нитки трубопровода;

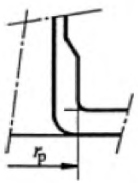
D_m - средний диаметр трубопровода.



Рисунок (Е.3-1)



Рисунок (Е.3-2)



Рисунок(Е.3-3)

Приложение F
(информационное)

Испытание во время работы трубопровода с переменной нагрузкой

F.1 Испытание во время работы

Трубопроводы, подвергаемые переменной нагрузке, должны испытываться во время работы. Это имеет особое значение, так как позволяет своевременно выявить начало возникновения повреждений. Для этого следует внутренние проверки дополнить неразрушающими методами контроля (NDE), прежде всего проведением проверки на наличие рисок на наружной поверхности и ультразвуковой контроль на самых нагруженных участках. Ультразвуковой контроль легкодоступных участков может производиться также с наружной стороны трубы.

Каждый трубопровод, для которого установлено количество допустимых переменных нагрузок (число циклических нагрузок *N),* должен подвергаться внутреннему испытанию после достижения половины установленного числа циклических нагрузок *N.* У трубопроводов, которые спроектированы для $N = 2 \times 10^6$ или выше, должно применяться значение 2×10^6. Изготовитель обязан установить величину возникающих переменных нагрузок и при необходимости организовать проведение испытаний.

Если при работе возникают переменные нагрузки со значениями, превышающими допустимые, рассчитанные по 10.3.2.3, или имеет место их влияние за счет других обстоятельств, то еще до истечения срока проверки следует ожидать появления нарушений в несущих нагрузку стенках, и сроки между проведением проверок могут быть уменьшены. Допускается увеличивать сроки между проведением проверок по результатам анализа реальных обстоятельств и усталости.

Если при проведении периодического испытания не выявлено образования рисок, то трубопровод может эксплуатироваться до истечения следующего установленного срока проверки или в течение срока, согласованного между сторонами, даже если вычисленное в соответствии с 10.3.2.3 допустимое число циклических нагрузок достигнуто или даже превышено.

F.2 Мероприятия при достижении вычисленного значения усталостного срока службы

Если достигнуто число циклических нагрузок для соединительных деталей трубопровода или допустимое значение общих повреждений в соответствии с 10.3.2.3, то следует на некоторых, наиболее нагруженных участках провести неразрушающие испытания в соответствии с 10.3.2.7.

Если при испытании в соответствии с а) не обнаружены риски, то допустима дальнейшая эксплуатация. При условии, что при неразрушающих

испытаниях, которые проводятся регулярно и соответствуют 50%-ной продолжительности работы трубопровода в соответствии с Разделом 10.3.2.3, не установлено наличие усталостных разрушений. При достижении этого рабочего времени последующие действия должны быть согласованы между участниками производственного процесса.

Если при проведении испытаний в соответствии с a) или b) установлены риски или дефекты в виде трещин или увеличивающиеся дефекты, то составная часть или соответствующий элемент несущей конструкции должен быть заменен или если между участниками производственного процесса не достигнута договоренность о том, что дальнейшая эксплуатация сооружения может считаться допустимой.

В качестве мероприятий, вытекающих из технических возможностей и опыта, которые могут быть рассмотрены для дальнейшей эксплуатации:

- устранение рисок шлифованием. Если при шлифовании толщина стенки становится слишком тонкой, то ремонтные сварочные работы следует предпринимать только с согласия участников производственного процесса;
- шлифование сварных швов;
- изменение режима работы.

Приложение G
(информационное)

Физические свойства сталей

G.1 Физические свойства сталей, используемые в вычислениях при анализе напряжений

G.2 Физические свойства

G.2.1 Плотность

Плотность ρ зависит от температуры t. Ее можно рассчитать так, как указано в формуле:

$$\rho_t = \frac{\rho_{20}}{\left[1+\beta_{20,t}\cdot(t-20)\right]^3} \qquad \text{(G.2-1)}$$

В этом уравнении применяют линейный коэффициент теплового расширения для температур от 20 ^{0}C до температуры t. Он определяется как:

$$\beta_{20,t} = \frac{1}{l_{20}}\cdot\frac{l_t - l_{20}}{t-20} \qquad \text{(G.2-2)}$$

где, l_t - длина испытываемого образца при температуре t;

Для расчета массы составной части трубопровода должна применяться действительная для температуры 20 ^{0}C плотность ρ_{20}, (см. Таблицу G.2.1-1).

Таблица G.2.1-1 – Плотность при 20 ^{0}C

Группы стали	Плотность ρ, кг/м^3.
1-4, 5.1 и 5.2	7 850
5.3, 5.4, 6 и 7	7 760
8.1 и 8.2	7 930

G.2.2 Дифференциальный линейный коэффициент теплового расширения

Если должно быть вычислено вызываемое температурной разницей $\Delta t = t_2 - t_1$ тепловое напряжение, то должен применяться дифференциальный линейный коэффициент теплового расширения β_{diff,t^*} при температуре

$$t^* = 0{,}75\text{макс}\,(t_1,t_2) + 0{,}25\text{мин}\,(t_1, t_2) \qquad \text{(G.2-3)}$$

Зависимость между $\beta_{20,t}$ и $\beta_{diff,t}$ определяется с помощью следующего уравнения:

$$\beta_{\mathrm{diff},t} = \beta_{20,t} + \frac{\partial \beta_{20,t}}{\partial t}(t - t_0) \qquad \text{(G.2-4)}$$

где, $t_0 = 20\ ^0\mathrm{C}$.

G.2.3 Специфическая тепловая мощность

Связь между средней специфической тепловой мощностью $C_{p,20,t}$ при 20 ^{0}C до температуры t и дифференциальной специфической тепловой мощностью $C_{p,diff,t}$ определяется так, как указано ниже (аналогично, как и для коэффициента теплового расширения):

$$C_{\mathrm{p,diff},t} = C_{p,20,t} + \frac{\partial C_{p,20,t}}{\partial t}(t - t_0) \qquad \text{(G.2-5)}$$

G.2.4 Коэффициент теплопроводности

Коэффициент теплопроводности D_{th} определяется как:

$$D_{th} = \frac{\lambda_t}{\rho_t C_{\mathrm{p,diff},t}} \qquad \text{(G.2-6)}$$

где, λ_t – зависящая от температуры теплопроводность в соответствии с G.5.3.

G.2.5 Коэффициент поперечного сжатия

Коэффициент поперечного сжатия ν может выбираться для всех сталей, независимо от температуры эластичного состояния и составляет:

$$\nu = 0{,}3 \qquad \text{(G.2-7)}$$

G.3 Физические свойства сталей

ПРИМЕЧАНИЕ Сведения о систематизации сталей см. в EN 13480-2.

Физические свойства рассчитывают с применением уравнения G.3-1 полиномически или могут быть определены из Рисунков G.3-1 до G.3-4.

Свойство Z рассчитывается так, как приводится ниже, и дается в обязательных для расчета единицах для соответствующей температуры t в ^{0}C в приведенных ниже таблицах:

$$Z = c_0 + c_1 t + c_2 t^2 + c_3 t^3 + \ldots \qquad \text{(G.3-1)}$$

Полиномные коэффициенты даны в Таблицах G.3-1 по G.3-4.

Для t действительны следующие предельные значения:

Для ферритных сталей групп 1.1 по 7 действительно: $20\ ^0C \leq t < 600\ ^0C$.

Для аустенитных сталей групп 8.1 и 8.2 действительно: $20\ ^0C \leq t < 800\ ^0C$. Для температур между 0 ^{0}C и 20 ^{0}C может применяться также значение 20 ^{0}C.

ПРИМЕЧАНИЕ Общие значения отклоняются менее чем на 1 % от приводимых в справочниках.

Если стали выбираются по EN 13480-2, то их физические свойства могут быть взяты из европейских норм или получены линейной интерполяцией приводимых в них данных.

Таблица G.3-1 – Полиномические коэффициенты для модуля гибкости E_t, кН/мм^2

	Полиномические коэффициенты		
Группа сталей	c_0	c_1	c_2
1 по 4, 5.1 и 5.2	213,16	-6,91 E-2	- 1,824 E-5
5.3, 5.4., 6 и 7	215,44	-4,28 E-2	-6,185 E-5
8.1 и 8.2	201,66	-8,48 E-2	0

Таблица G.3-2 – Полиномические коэффициенты для линейного теплового расширения β_t, 10^{-6} К$^{-1}$

	Коэффициент для полиномов		
Группа сталей	c_0	c_1	c_2
1 до 4, 5.1 и 5.2 $\beta_{20\,t}$	11,14	8,03 E-3	-4,29 E-6
$\beta_{diff\,t}$	10,98	1,623 E-2	-1,287 E-5
5.3, 5.4, 6 и 7 $\beta_{20\,t}$	10,22	5,26 E-3	-2,5 E-6
$\beta_{diff\,t}$	10,11	1,062 E-2	-7,5 E-6
8.1 и 8.2 $\beta_{20\,t}$	15,13	7,93 E-3	-3,33 E-6
$\beta_{diff\,t}$	14,97	1,599 E-2	-9,99 E-6

Таблица G.3-3 – Полиномические коэффициенты для теплопроводности λ_t, *Вт/м К*

	Коэффициент для полиномов		
Группа сталей	c_0	c_1	c_2
1.1	55,72	-2,464 E-2	-1,298 E-5
1.2	49,83	-1,613 E-2	-1,372 E-5
2.1	39,85	1,111 E-2	-3,611 E-5
4	46,85	7,2 E-4	-3,305 E-5
5.1	45,0	-1,287 E-2	-1,075 E-5
5.2	36,97	6,40 E-3	-2,749 E-5
5.3 и 5.4	28,05	1,85 E-3	-5,58 E-6
6	22,97	8,73 E-3	-4,82 E-6
8.1 и 8.2	13,98	1,502 E-2	0

Таблица G.3-4 – Полиномические коэффициенты для специфической тепловой мощности $C_{p,xx,t}$ [Дж/ (кг·К)]

	Коэффициент для полиномов				
Группа сталей	c_0	c_1	c_2	c_3	c_4
1 по 5 $C_{p,20\,t}$	454, 93	0,28139	-3,8815 E-4	4,7542 E-7	0
$C_{p\ diff\,t}$	449,30	0,57830	-1,1930 E-3	1,9017 E-6	0
6 $C_{p\ 20\,t}$	433,33	0,43342	-7,4702 E-4	8,0289 E-7	0
$C_{p\ diff\,t}$	424,66	0,89672	-2,2892 E-3	3,2116 E-6	0
8.1 и 8.2 $C_{p\ 20\,t}$	467,77	0,24905	-5,5393 E-4	8,3266 E-7	-4,3916 E-10
$C_{p\ diff\,t}$	462,69	0,52026	-1,7117 E-3	3,3658 E-6	-2,1958 E-9

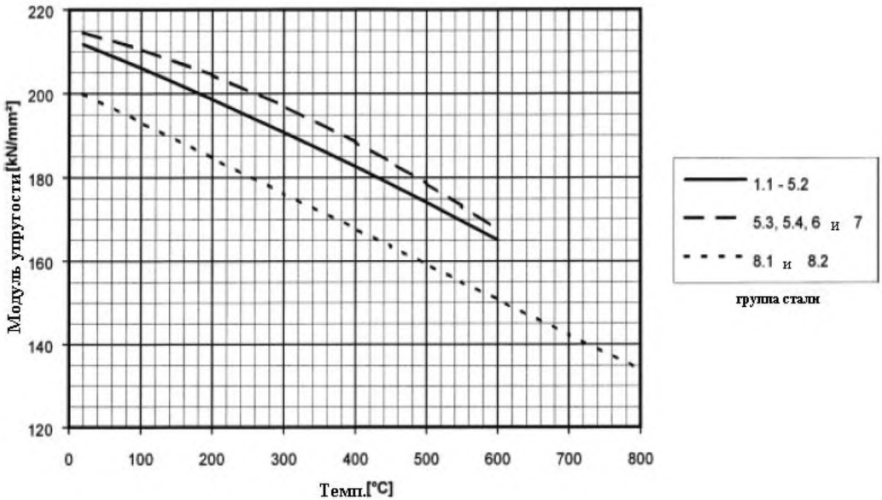


Рисунок G.3-1 – Модуль эластичности E_t для стали

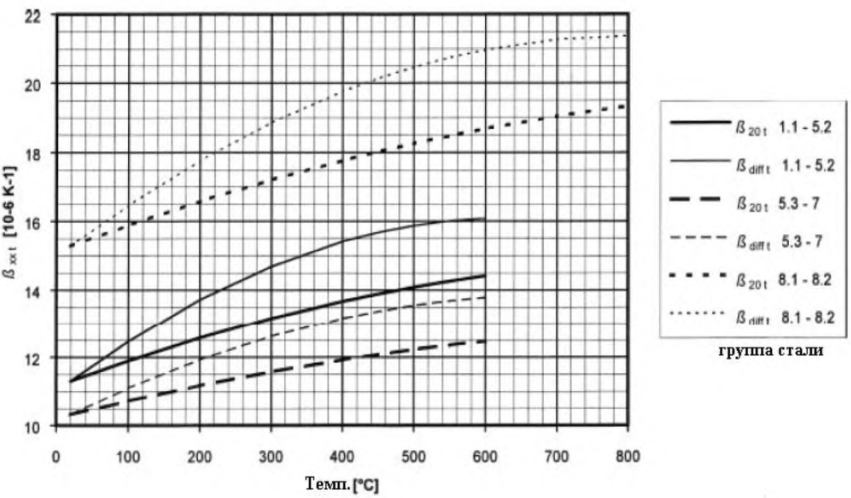


Рисунок G.3-2 – Линейный коэффициент теплового расширения β_t

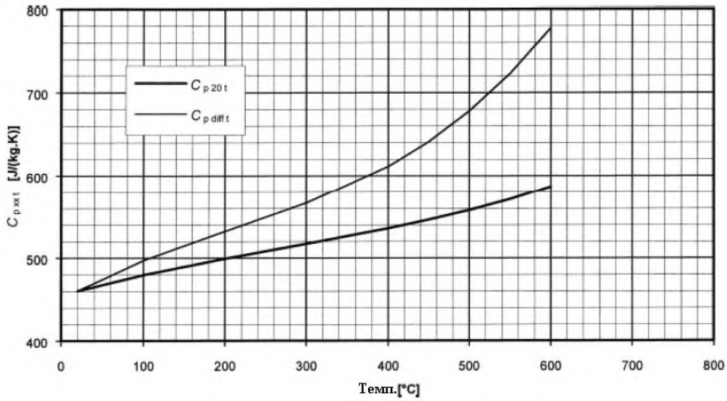


Рисунок G.3-3a – Специфическая тепловая мощность для сталей групп с 1 по 5.3

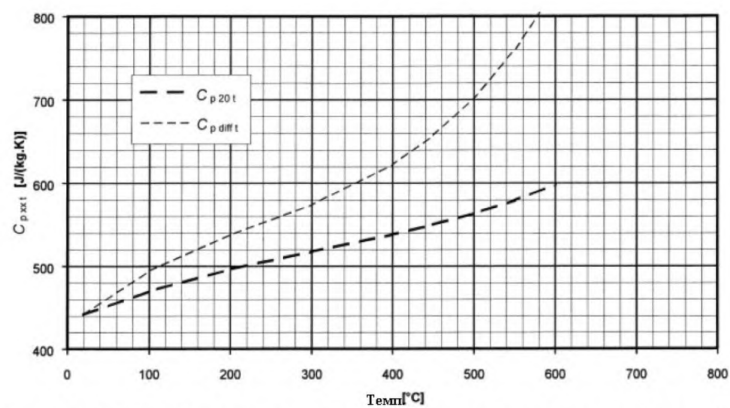


Рисунок G.3-3b – Удельная теплоемкость для стали, группы от 6.1 до 6.4

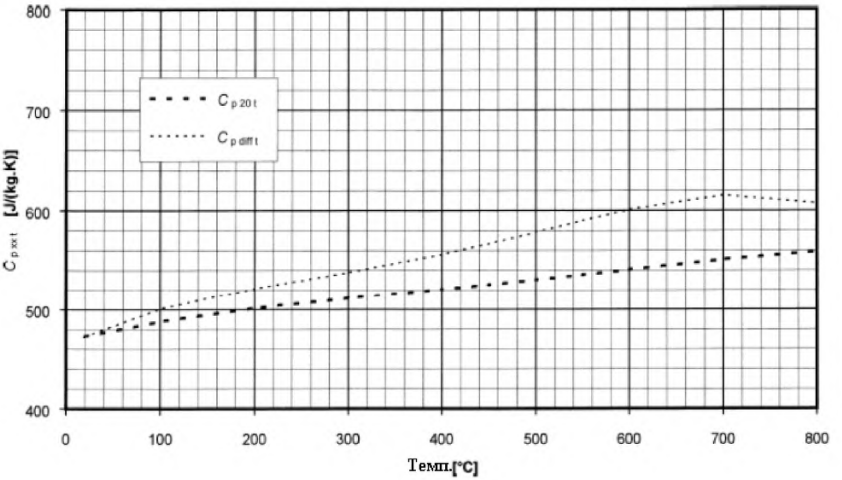


Рисунок G.3-3c – Специфическая тепловая мощность для сталей групп с 8.1 по 8.2

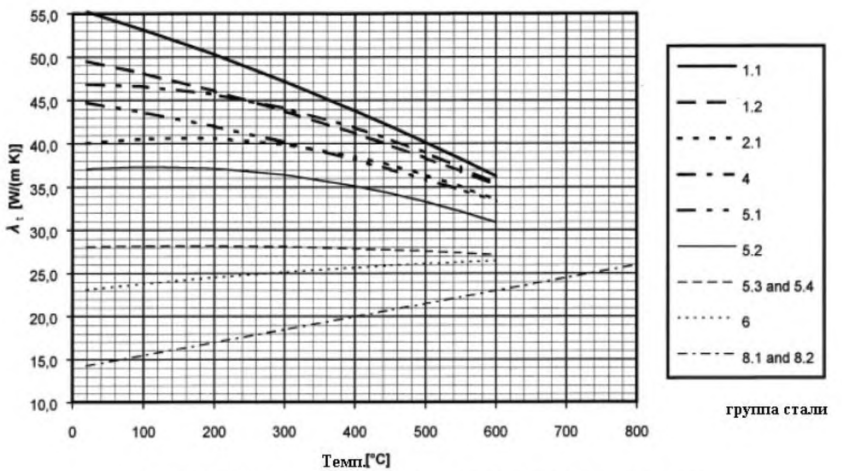


Рисунок G.3-4 – Коэффициент теплопроводности λ_t

Приложение Н
(обязательное)

Гибкость, коэффициенты увеличения гибкости и напряжения, а также моменты сопротивления соединительных деталей трубопроводов и геометрические неоднородности

Признаки, характеризующие соединительные детали трубопроводов и геометрические неоднородности, для случаев общего применения в частности, соединения и изгибы, а также отводы трубопроводов, как на уровне сечения, так и за его пределами следует выполнять в соответствии с данными таблиц с Н.1 по Н.3.

Таблица Н.1 – Гибкость, коэффициенты увеличения гибкости и напряжения, а также момент сопротивления для случаев общего применения

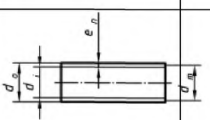
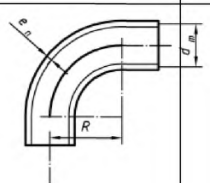
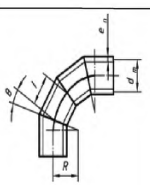
№	Обозначение	Чертеж	Характеристика гибкости h	Коэффициент гибкости k_B [a]	Коэффициент интенсификации напряжений i	Момент сопротивления Z
1	Прямой участок трубы		1	1	1	$\frac{\pi}{32}\frac{d_0^4-d_i^4}{d_0}$
2	Изгиб трубы		$\frac{4\mathrm{Re}_n}{d_m^2}$	$\frac{1,65}{h}$	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$ [b] [c] [h] [i]	
3	Многосекторное закругление $l<r(1+\tan\theta)$ (l=2Rtan θ)		$\frac{4\mathrm{Re}_n}{d_m^2}$ [c] $R=\frac{l\cot\theta}{2}$	$\frac{1,52}{h^{5/6}}$	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$ [b] [c] [h] [i]	

Таблица Н.1 *(продолжение)*

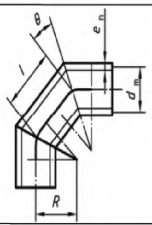
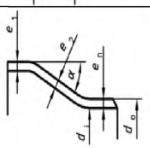
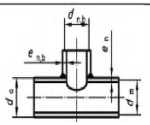
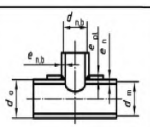
№	Обозначение	Чертеж	Характеристика гибкости h	Коэффициент гибкости k_B [a]	Коэффициент интенсификации напряжений i	Момент сопротивления Z
4	Секторное закругление $l \geq r(1+\tan\theta)$		$\frac{4\mathrm{Re}_n}{d_m^2}$ $R=\frac{d_m(1+\cot\theta)}{4}$	$\frac{1,52}{h^{5/6}}$	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$ b h i	
5	Кованный, вваренный редуцирующий элемент		Состояние формы: $\alpha \leq 60^0 C$ $e_n \geq d_0/100$ $e_2 \geq e_1$	1	$0,5+\frac{\alpha}{100}\left(\frac{d_0}{e_n}\right)^{1/2}$ максимум 2,0 (α в градусах) d	
6	Т-образный элемент с приваренным или вваренным или со штуцером с отбортовкой		$\frac{2e_n}{d_m}$	1	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$ b e g	Основная труба $\frac{\pi}{32}\frac{d_0^4-d_i^4}{d_0}$
7	То же, но с дополнительным усилительным кольцом		$\frac{2\left(e_n+0,5e_{pl}\right)^{5/2}}{d_m e_n^{3/2}}$ $e_{pl} \leq e_n$	1	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$ b e g	Штуцер $\frac{\pi}{4}d_{m,b}^2 e_x$

Таблица Н.1 *(продолжение)*

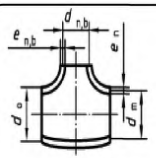
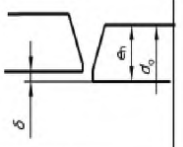
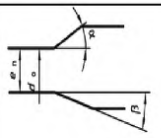
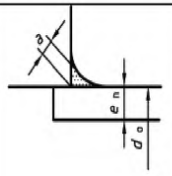
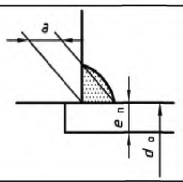
№	Обозначение	Чертеж	Характеристика гибкости *h*	Коэффициент гибкости k_B [a]	Коэффициент интенсификации напряжений *i*	Момент сопротивления *Z*
8	Кованный или вваренный элемент элемент Т-образной формы с e_n- и $e_{n,b}$- в качестве толщины стенки в месте соединения		$\frac{8,8e_n}{d_m}$	1	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$ [b g]	С e_x как с наименьшим значением $e_{x1} \le e_n$ или $e_{x2} \le ie_{n,b}$
9	Глухой шов		$e_n \ge 5mm$ $\delta \le 0,1e_n$ [f] $e_n < 5mm$ $\delta > 0,1e_n$ [f]	1 1	1,0 [f] 1,8 [f]	
10	Изменение толщины стенки		$\alpha \le 30^0$ $\beta \le 15^0$ (без кольцевого шва при переходах $\delta = 0$)	1	$1,3 + 0,0036\frac{d_0}{e_n}\frac{\pi}{32}\frac{d_0^4 - d_i^4}{d_0}$ $+3,6\frac{\delta}{e_n}$ max 1,9 [f]	
11	Угловые швы в местах сварки		ослабленная форма с непрерывным переходом к трубе	1	1,3	меньшее значение из $\frac{\pi}{32}\frac{d_0^4 - d_i^4}{d_0}$ и $\frac{\pi}{4}d_0^2 a$

Таблица Н.1 *(продолжение)*

№	Обозначение	Чертеж	Характеристика гибкости *h*	Коэффициент гибкости k_B [a]	Коэффициент интенсификации напряжений *i*	Момент сопротивления *Z*
12				1	2,1	

[a] Коэффициент гибкости k_B относится к изгибу во всех плоскостях. Коэффициент, связанный с кручением равен 1 во всех случаях.

[b] Коэффициенты k_B и i применяются ко всей полезной длине отвода и изгибов и на пересечении осей в случае тройников и сопла.

[c] Если эти компоненты снабжены: 1) фланцем на одной конечности, k_B и i умножаются на $h^{1/6}$; 2) фланцем на каждой из конечностей, k_B и i умножаются на $h^{1/3}$.

[d] толщина стенки редукционного трубопрокатного стана не менее e_1, кроме приближенного поршневого конца, где, однако толщина не менее e_n.

[e] Другие значения могут использоваться при наличии обоснования.

[f] Коэффициент применяется при соблюдении производственных допусков. В противном случае определение коэффициентов является обязанностью проектировщика.

[g] Коэффициенты применимы только к соплу со сходящимися осями, не применяется, например, для конфигурации в соответствии с рисунком 8.4.3-5.

[h] Вероятно если давление исправит овальности (большой диаметр, малая толщина), коэффициент i нужно разделить на: $1+3,25\left(\frac{p_0}{E_c}\right)\left(\frac{d_m}{2e_n}\right)^{5/2}\left(\frac{2R}{d_m}\right)^{2/3}$, где p_o является рабочим давлением, а E_c модулем упругости при комнатной температуре (20 °C).

[i] Вероятно если давление исправит овальности (большой диаметр, малая толщина), коэффициент i нужно разделить на: $1+6\left(\frac{p_0}{E_c}\right)\left(\frac{d_m}{2e_n}\right)^{7/3}\left(\frac{2R}{d_m}\right)^{1/3}$, где p_o является рабочим давлением, а E_c модулем упругости при комнатной температуре (20 °C).

Таблица Н.2 – Коэффициент повышения напряжений и моменты сопротивления для особых соединений

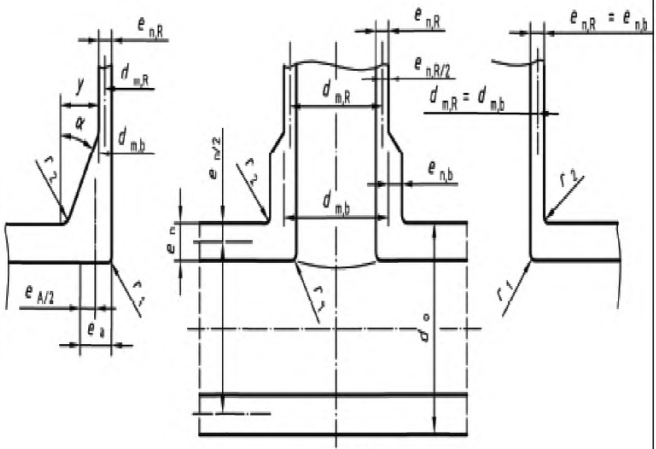
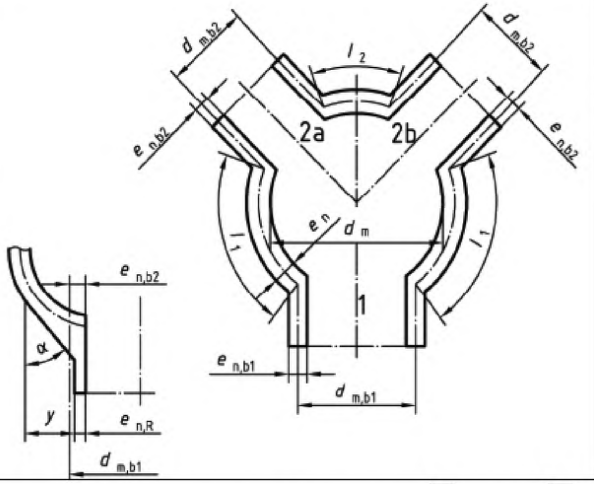
Наименование	Т-образный элемент со специальными условиями конструирования
Изображение	 $e_{n,b} = e_{n,R} + 2Y/3$ $d_{0,b} = d_{m,b} + e_{n,b}$
Условия конструирования	$\frac{d_{m,R}}{d_m} \le 0,5;$ $\frac{d}{e_n} \le 100;$ $0,1e_n \le r_1 \le 0,5e_n$ $r_2 \ge \max\left(\frac{e_{n,b}}{2}; \frac{e_n}{2}\right)$ $\alpha \le 30^o$ $r_3 \ge \max\left\{\alpha \frac{d_{m,R} + e_{n,R}}{500}; 2\sin^3\alpha\left(d_{m,b} + e_{n,b} - d_{m,R} - e_{n,R}\right)\right\}$ Для условий r_3 α должен быть в градусах. Для ответвлений DN<100 условия для r_1 можно опустить.

Таблица Н.2 *(продолжение)*

<table>
<tr><td>Название</td><td colspan="2">Шарообразное Y-ответвление</td></tr>
<tr><td>Коэффициенты повышения напряжения и моменты сопротивления</td><td>для основной трубы:
$i = 0,4\left(\frac{d_m}{2e_n}\right)^{\frac{2}{3}} \times \frac{d_{m,R}}{d_m}$
но не менее $i = 1,5$
$Z = \frac{\pi}{4} d_m^2 e_n$</td><td>для отвода:
$i = 1,5\left(\frac{d_m}{2e_n}\right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{d_{m,R}}{d_m}\right)^{\frac{1}{2}} \times \frac{e_{n,R}}{e_n} \times \frac{d_{m,R}}{d_{m,b} + e_{n,b}}$
$Z = \frac{\pi}{4} d_{Rm}^2 e_{n,R}$</td></tr>
<tr><td>Изображение</td><td colspan="2">

$e_{n,b1} = e_{n,R} + 2y/3$
$d_0 = d_m + e_n$
$d_{0,b1} = d_{m,b1} + e_{n,b1}$
$d_{0,b2} = d_{m,b2} + e_{n,b2}$</td></tr>
<tr><td>Факторы влияния $I_0, \lambda_1, \lambda_2$</td><td colspan="2">$I_0 = 2\sqrt{d_m e_n}; \lambda = 1 - \sqrt{\frac{I_1}{I_0}}; \lambda = 1 - \sqrt{\frac{I_2}{I_0}}$
для $I_1 \geq I_0, \lambda_1 = 0$ и для $I_2 \geq I_0, \lambda_2 = 0$</td></tr>
<tr><td>Коэффициент повышения напряжения i</td><td colspan="2">$i = \frac{0,9}{h^{2/3}} \quad h = \frac{2e_n}{d_m}$
[c]</td></tr>
<tr><td>Моменты сопротивления Z_1 и Z_2</td><td>Штуцер 1</td><td>Штуцеры 2a и 2b</td></tr>
<tr><td></td><td>$Z_1 = \pi d^2_{m,b1} e_{x1} / 4$
[c] e_{x1}=мин $\left(e_n; ie_{n,b1}\right)$</td><td>$Z_2 = \pi d^2_{m,b2} e_{x2} / 4$
[c] e_{x2}= мин $\left(e_n; ie_{n,b2}\right)$</td></tr>
</table>

Таблица Н.2 *(продолжение)*

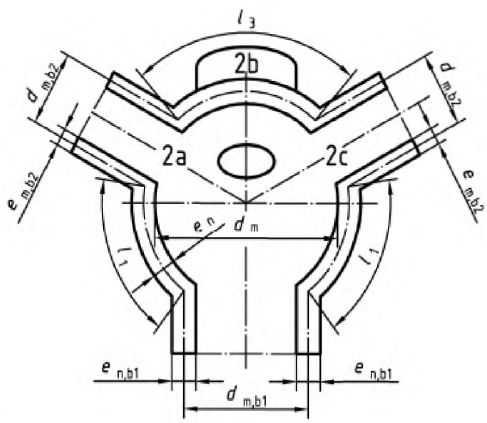
Название	Шарообразное Y-ответвление		
Вместо $\frac{M_A}{Z}\frac{M_B}{Z}$ $\frac{M_C}{Z}\frac{M_D}{Z}$ в уравнениях, приведенных в 12.3.2 до 12.3.6	Штуцер 1	Штуцер 2a	Штуцер 2b
	$\frac{M_1}{Z_1}+\frac{\lambda_1 M_{2a}}{Z_2}$ $\frac{M_1}{Z_1}+\frac{\lambda_1 M_{2b}}{Z_2}$	$\frac{M_{2a}}{Z_2}+\frac{\lambda_1 M_1}{Z_1}$ $\frac{M_{2a}+\lambda_2 M_{2b}}{Z_2}$	$\frac{M_{2b}}{Z_2}+\frac{\lambda_1 M_1}{Z_1}$ $\frac{M_{2b}+\lambda_2 M_{2a}}{Z_2}$
	Наибольшее значение, полученное из двух формул, заносится в уравнения, приведенные в 12.3.2 до 12.3.6 по соответствующим ветвям вместо M/Z. В таком случае действует следующее: $M_1 = M_{A,B,C,D}$ на ответвлении 1, $M_{2A} = M_{A,B,C,D}$ на ответвлении 2a и $M_{2B} = M_{A,B,C,D}$ на ответвлении 2b		
Изображение			
Факторы воздействия $I_0, \lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$	$I_0 = 2\sqrt{d_m e_n}$ $\lambda_1 = 1-\sqrt{\frac{I_1}{I_0}};$ $\lambda_2 = 1-\sqrt{\frac{I_2}{I_0}}$ $\lambda_3 = 1-\sqrt{\frac{I_3}{I_0}}$ если $I_{1,2,3} \geq I_0$, тогда $\lambda_{1,2,3} = 0$		
Коэффициент повышения напряжения i	$i = \frac{0,9}{h^{2/3}}$ с $h = \frac{2e_n}{d_m}$ $e_{x1} = мин\left(e_n; ie_{n,b1}\right)$ $Z_1 = \pi d_{m,b1}^2 e_{x1} / 4$ $e_{x2} = мин\left(e_n; ie_{n,b2}\right)$ $Z_2 = \pi d_{m,b2}^2 e_{x2} / 4$		

Таблица Н.2 *(продолжение)*

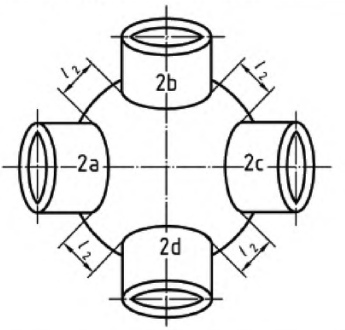
Название	Шарообразное Y-ответвление		
Моменты сопротивления Z_1, Z_2			
Вместо $\frac{M_A}{Z}\frac{M_B}{Z}$ $\frac{M_C}{Z}\frac{M_D}{Z}$	Штуцер 1	Штуцер 2a	Штуцер 2b
в уравнении, приведенном в 12.3.2 до 12.3.6	$\frac{M_1}{Z_1}+\frac{\lambda_1 M_{2a}}{Z_2}$ $\frac{M_1}{Z_1}+\frac{\lambda_1 M_{2b}}{Z_2}$ $\frac{M_1}{Z_1}+\frac{\lambda_1 M_{2c}}{Z_2}$ $\frac{M_1}{Z_1}+\frac{\lambda_1 M_{2d}}{Z_2}$	$\frac{M_{2a}}{Z_2}+\frac{\lambda_1 M_1}{Z_1}$ $\frac{M_{2a}+\lambda_2 M_{2b}}{Z_2}$ $\frac{M_{2a}+\lambda_3 M_{2c}}{Z_2}$ $\frac{M_{2a}+\lambda_2 M_{2d}}{Z_2}$	$M_{2a} \cong M_{2b,c,d}$ $M_{2b} \cong M_{2c,d,a}$ $M_{2a} \cong M_{2d,a,b}$ $M_{2a} \cong M_{2a,b,c}$

Таблица Н.3 – Значения гибкости и коэффициентов повышения напряжения

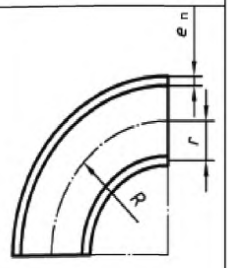
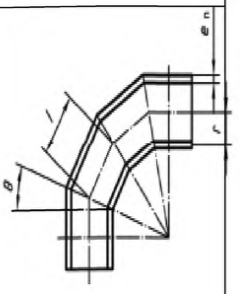
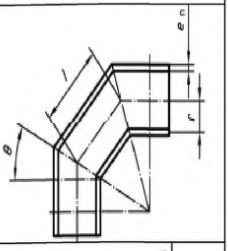
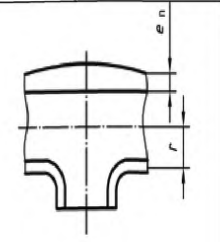
Описание компонента	Поперечный i_o	Плоскостной i_i	Характеристики гибкости	Изображение
Свариваемая изогнутая деталь или свариваемый участок трубы	$\frac{0,75}{h^{2/3}}$ a b c j	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$ a b c j	$\frac{e_n R}{r^2}$	
Многосекторный изогнутый элемент $I < r(1+tan\theta)$ $(I = 2R\tan\theta)$	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$ a b c j	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$ a b c j	$\frac{cot\theta}{2}\frac{e_n I}{r^2}$	
Секторный изогнутый элемент $I \geq r(1+\tan\theta)$	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$ a b c j	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$ a b c j	$\frac{e_n}{r}\left(\frac{1+\cot\theta}{2}\right)$	
Кованый тройник для сварки, разработанный с разрывным давлением больше или равный разрывному давлению подключенных труб	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$ a e f g i	$0,75i_o + 0,25$ a e f g i	$\frac{4,4e_n}{r}$	

Таблица Н.3 *(продолжение)*

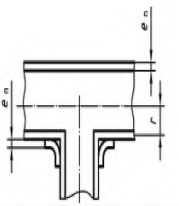
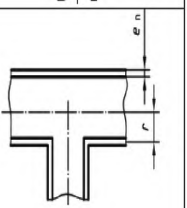
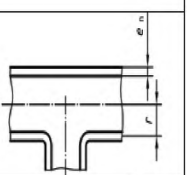
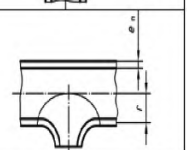
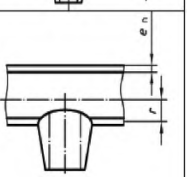
Описание компонента	Поперечный i_o	Плоскостной i_i	Характеристики гибкости	Изображение
Армированный сварной тройник с монтажной поверхностью или переходным фитингом	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$ a d e i	$0,75i_o + 0,25$ a d e i	$\frac{\left(e_n + 0,5e_r\right)^{5/2}}{r\left(e_n^{3/2}\right)}$	
Неармированный сварной тройник	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$ a d e i	$0,75i_o + 0,25$ a d e i	$\frac{e_n}{r}$	
Экструдированный сварочный тройник	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$ a d e i	$0,75i_o + 0,25$ a e i	$\left(1+\frac{r_1}{r}\right)\frac{e_n}{r}$	
Сварное ответвление	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$ a e f g i	$0,75i_o + 0,25$ a e f g i	$\frac{4,4e_n}{r}$	
Ответвление с наварным штуцером (с интегральным усилением)	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$ a d f h	$0,75i_o + 0,25$ a d f h	$\frac{3,3e_n}{r}$	

Таблица Н.3 *(продолжение)*

Описание компонента	Поперечный i_o	Плоскостной i_i	Характеристики гибкости	Изображение
a Коэффициенты i^0 и i^i применяются ко всей полезной длине отвода и изгибов, а также на пересечении осей в случае тройников и ответвления. b Если эти компоненты оснащены: - Фланцем на одной конечности, i^o и i^i умножаются на $h^{1/6}$; - Фланцем на каждой из конечностей, io и ii умножаются на $h^{1/3}$. c Если давление может исправить овальности (большой диаметр, малая толщина), $1+3,25\left(\frac{p_0}{E_c}\right)\left(\frac{r}{e_n}\right)^{5/2}\left(\frac{R}{r}\right)^{2/3}$ коэффициенты i^o и i^i нужно делить на:, где ро является рабочим давлением и Ес модуль упругости при комнатной температуре (20 ° С). d Для штуцера с отношением диаметра ответвления к диаметру труб более 0,5 коэффициент внеплоскостной интенсификации напряжения может быть необратимым. Кроме того доказано, что плавный переход с вогнутой приваркой уменьшит значение этого коэффициента. Следовательно, выбор соответствующего значения этого коэффициента остается обязанностью проектировщика. e Коэффициенты интенсификации напряжения относительно отводов трубы на основе испытаний, проведенных по крайней мере с двумя диаметрами прямой трубы по обе стороны оси ответвления. В случае с более близкими ответвлениями требуется особое внимание. f Поковки должны быть рассчитаны с учетом рабочих условий. g В случае несоблюдения ограничений по радиусу и толщине и отсутствия достоверных данных, характеристика гибкости берется как $\frac{e_n}{r}$				
h Проектировщик должен убедиться, что расчет от давления должен быть хотя бы эквивалентен ему для прямой трубы. i Коэффициенты применяются только в случае штуцера со сходящимися осями, и не применяются, например, для конфигурации в соответствии с рисунком 8.4.3-5 j Если давление может исправить овальности (большой диаметр, малая толщина), $1+6\left(\frac{p_0}{E_c}\right)\left(\frac{r}{e_n}\right)^{7/3}\left(\frac{R}{r}\right)^{1/3}$ коэффицент k нужно разделить на: где ро является рабочим давлением и модуль упругости Ес комнатной температуры (20 С°)				

Приложение I
(информационное)

Производственные испытания пружинных опор и гасителей ударов (амортизаторов)

I.1 Жесткая подвеска/опора

Установленные в ходе приемосдаточных испытаний характеристики жестких подвесок/опор (опоры с постоянным опорным усилием) представлены на диаграмме усилие - перемещение (см. Рисунок I.1-1).

Отклонения вертикальных усилий давления и тягового усилия не должны превышать 5 % -ной нагрузки F_d, что означает:

$$\frac{\left|F_D - F_{act,d,\max}\right|}{F_D} \le 0,05 \text{ и } \frac{\left|F_D - F_{act,u,\min}\right|}{F_D} \le 0,05$$

где, F_{act} действительное усилие, измеренное при проведении испытаний изготовителем;

$F_{act,d,\max}$ действительное максимальное усилие при перемещении вниз (-);

$F_{act,d,\min}$ действительное минимальное усилие при перемещении вниз (-);

$F_{act,u,\max}$ действительное максимальное усилие при перемещении вверх (+);

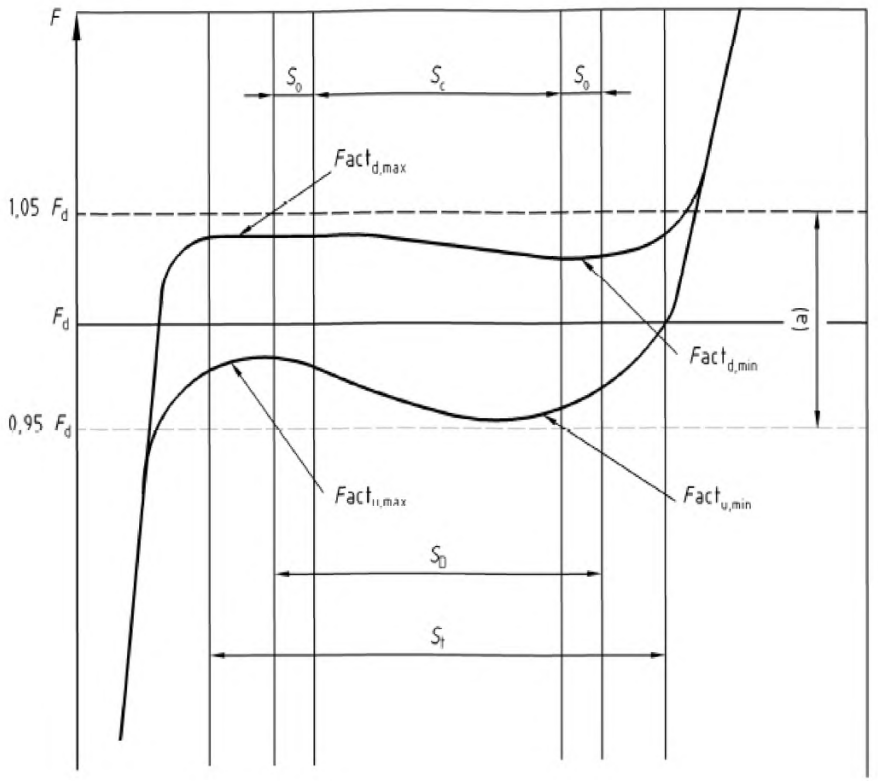
$F_{act,u,\min}$ действительное минимальное усилие при перемещении вверх (+).

I.2 Пружинные подвески/опоры

Установленные при проведении приемосдаточных испытаний характеристики пружинных подвесок/опор (опоры с переменным опорным усилием) представлены на диаграмме усилие - перемещение (Рисунок I.2-1).

I.3 Гасители ударов

Установленные в ходе проведения приемосдаточных испытаний и типовые рабочие показатели гасителей ударов представлены в Таблице I.3-1.



Условные обозначения

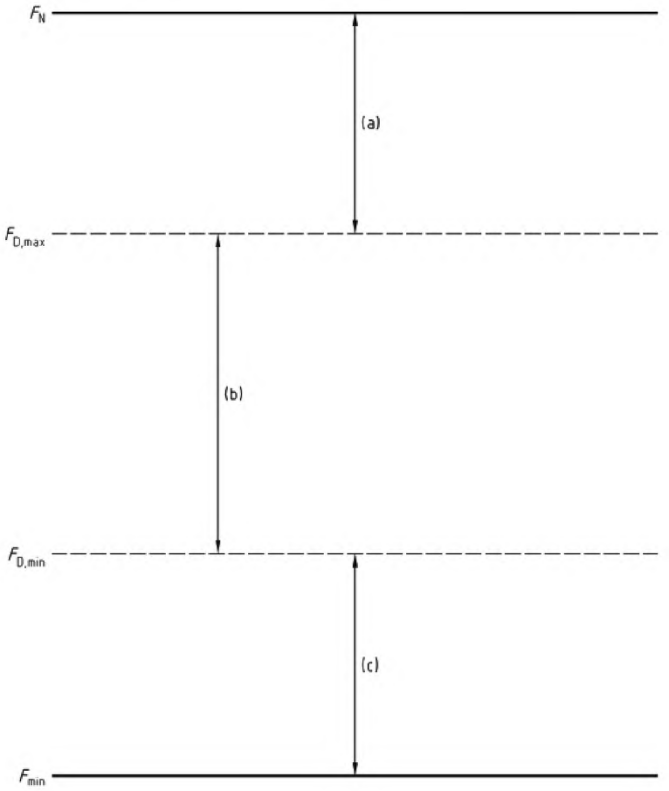
(a) допустимый эксцентриситет

S_c = расчетное перемещение S_t = общее проектное перемещение

$\sum S_o$ = необходимый откат S_D = проектное перемещение

F_D = проектная нагрузка, включая вес вспомогательных компонентов в соответствующих случаях

Рисунок I.1-1 – Диаграмма усилие - перемещение для жестких подвесок/опор



Условные обозначения

$F_{D,max}$ максимальная установочная нагрузка

$F_{D,min}$ минимальная установочная нагрузка

F_N максимальная нагрузка подвесок (номинальная нагрузка) $F_N = 1,15$ $F_{D.макс}$

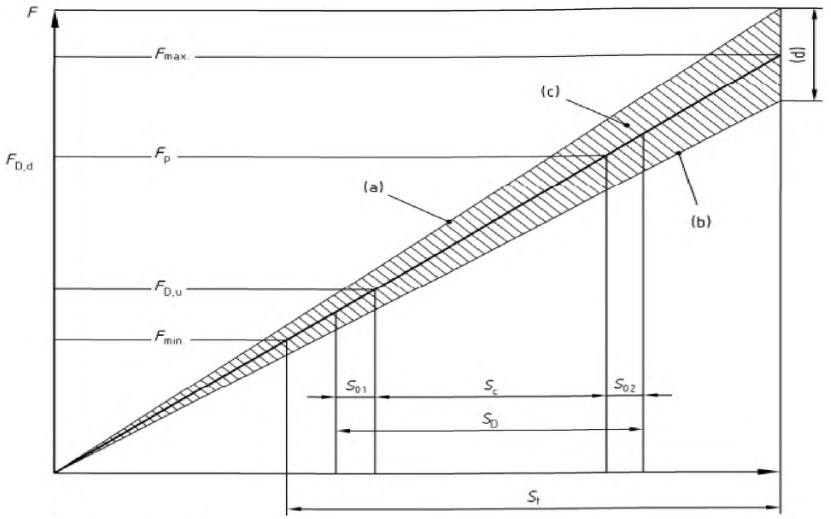
F_{min} минимальная нагрузка вешалки $F_{min} = 0,85$ $F_{D.мин}$

(a) возможная переустановка +15%

(b) диапазон запланированной установки

(c) возможная переустановка -15%

Рисунок I.1-2 – Диапазон регулировки для жестких опор



Условные обозначения

(a) Движение вниз

(b) Движение вверх

(c) Допустимый эксцентриситет

(d) Допустимое отклонение максимальной нагрузки пружины

F_P Предустановленная нагрузка

$F_{\max}$ Максимальная пружинная нагрузка

$F_{\min}$ Минимальная пружинная нагрузка

$F_{D,d}$ Проектная нагрузка (холодная - включая вес оборудований) для движения трубы вниз

$F_{D,u}$ Проектная нагрузка (горячая - включая вес оборудования) для движения трубы вверх

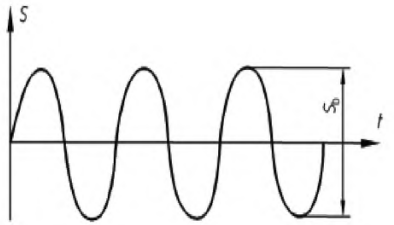
S_C Расчетное перемещение

$\sum S_0 = S_{01} + S_{02}$ Необходимый суммарный откат

S_t Суммарное проектное перемещение

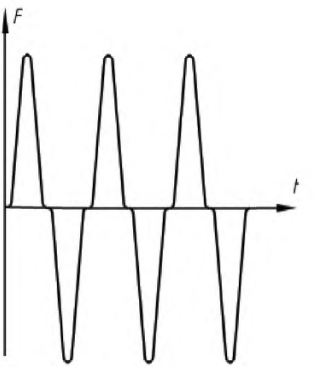
S_D Проектное перемещение

Рисунок I.2-1 – Диапазон регулировки для пружинных опор



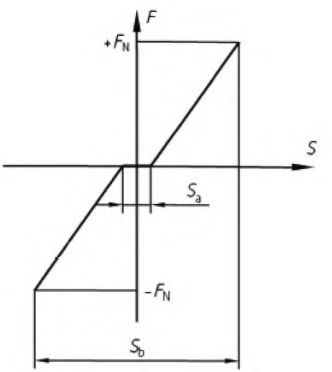
Условные обозначения
S Движение штока поршня
t Время
S_b Колебательная ширина

a) Движение штока поршня – Кривая времени



Условные обозначения
F Сила
t Время

b) Сила – Кривая времени



Условные обозначения
F сила
F_N Номинальное усилие
S Движение штока поршня
S_b Движения штока поршня при номинальном усилии
S_a Движения штока поршня при обратном усилии (холостой ход)

c) Схематичное усилие - Графика смещения

Рисунок I.3-1 – Типовые кривые колебаний демпфирования

Приложение J
(обязательное)

Проверка моделей опорных узлов

J.1 Если проверка опор проводится испытанием нагрузкой, то опоры должны быть изготовлены таким образом, чтобы был обеспечен такой же или более высокий коэффициент безопасности, чем при расчете. Соответствующая составная часть сооружения должна подвергаться испытаниям в условиях, близких к рабочим. Испытание проводят при температуре окружающей среды; повышенные температуры при работе учитываются увеличением испытательного груза с уменьшающим коэффициентом $R_{p0,2,t}$ /$R_{p0,RT}$, при этом RT – температура окружающей среды во время испытания и t – расчетная температура подлежащей испытанию составной части опоры. При продолжительной работе спроектированной составной части сооружения следует применять уменьшающий коэффициент S_2 /1,25 $R_{p0,2,RT}$.

J.2 Результаты испытаний модели составной части опоры не учитываются, если изменяется конструкционный или проектный аспект (например, виды материалов, метод сварки, требования к конструкции).

J.3 Испытание должно производиться не менее чем на двух образцах в натуральную величину. Если испытанию подвергается только один образец, то значение номинальной нагрузки уменьшается на 10 % относительно значения, полученного в ходе испытания. Если отсутствует испытание одного из образцов, то не может быть выдано свидетельство о проведении испытаний образцов.

J.4 Условия испытания должны соответствовать предусмотренным для работы конструктивным данным; это же остается действительным прежде всего для крепления составных частей сооружения и направлениям нагрузок. Если возникают нагрузки в различных направлениях и различной величины, то для проведения испытания следует применять неблагоприятную комбинацию.

В качестве допустимой рабочей нагрузки следует применять минимальную из определенных испытательных нагрузок, при которой достигается граница разрушения (нагрузка разрушения F_u), граница текучести (нагрузка текучести F_y) и граница изгиба (F_B) или граница устойчивости (F_S), при этом для соответствующей составной части сооружения следует применять минимальное значение в соответствии с таблицей J.4-1.

ПРИМЕЧАНИЕ Вследствие неустойчивости могут произойти такие повреждения как изгиб, боковое выпучивание, продольный изгиб с кручением, продольный изгиб пластинки/ корпуса в упругой части и области пластичности.

Допустимое значение случайной нагрузки определяется увеличением номинальной нагрузки на коэффициент 1,2.

Таблица J.4.1 – Значение номинальной нагрузки, определенное при проведении испытания

Тип опоры	Допустимая нагрузка на основе		
	Нагрузки разрушения	Нагрузки текучести	Нагрузки изгиба
Подвеска неподвижной	$F_u/4{,}0$ или $F_u/(2{,}4\ K_1)$	$F_y/(1{,}6\ K_2)$	$F_S/2{,}5$
Стыковочная подвеска			
Подвески			
Неподвижная	$F_u/4{,}0$ или $F_u/(2{,}4\ K_1)$	$F_y/(1{,}6\ K_2)$	$F_b/2{,}5$
Амортизаторы			
Анкерная			
Нагрузка при			
где $K_1 = \frac{R_{m\,\text{испытание на разрыв}}}{R_{m\,\text{спецификация материала}}}$		$K_1 = \frac{R_{p0,2\,\text{испытание на разрыв}}}{R_{p0,2\,\text{спецификация материала}}}$	

Приложение К
(информационное)

Крепление опор на несущих конструкциях

К.1 Крепление опор на несущих конструкциях из бетона

Существуют различные способы крепления опор на бетонных фундаментах. В общем, предпочитают литые опоры; на этом основании места опор и нагрузок необходимо установить как можно раньше. Ниже приведены примеры допускаемых способов.

- Анкерные плиты:

Анкерные плиты - это (сварные) металлоконструкции, которые при выполнении строительных работ заливаются бетоном. Обычно они состоят из стальной плиты и (в большинстве случаев 4) соединительных анкера, которые закрепляют в бетоне.

Анкерные плиты используются предпочтительнее в тех случаях, когда нагрузки и места опор ко времени начала выполнения работ известны.

Анкерные плиты с высокими значениями тангенциальных нагрузок должны иметь предусмотренные для них упоры из стальных полос или профилей.

За поставку и закрепление анкерных плит несут ответственность строительные организации.

- Анкерные стержни:

Анкерные стержни - это металлические элементы (прямые штанги или тяги), которые устанавливаются в соответствующие отверстия, оставленные открытыми строителями или просверленные, затем залитые (заполненные) приготовленным материалом.

Использование этого метода должно согласовываться со строительными организациями.

- Анкеры с распорными втулками и распорными дюбелями:

Установление в бетон анкеров с распорными втулками и распорными дюбелями используют для закрепления опор, положение которых при составлении плана строительства было еще неизвестно.

Применение анкеров с распорными втулками и распорных дюбелей должно быть согласовано с требованиями изготовителя.

Если эти детали опор не могут выдерживать соответствующих тангенциальных нагрузок, используя предварительные напряжения, необходимо обеспечить, чтобы тангенциальные усилия уравновешивались силами скольжения.

- U-профили:

U-профили закрепляются с помощью потайных дюбелей на поверхности бетона. Заанкерные U-профили монтируются на опалубке, прежде чем заливается бетон. Опоры трубы закрепляют специальными болтами и

гайками на заанкерных и на незаанкерных U-профилях. К различным типам U-профилей относят соответствующие специальные болты и гайки, которые по размерам подходят только для соответствующего типа U-профиля.

К.2 Закрепление стальных несущих конструкций

К.2.1 Стандартные болты

Нагрузки на резьбу болтов тангенциального характера допустимы, если они принимаются во внимание при проектировании.

Гайки должны быть соответствующим образом предохранены от самоотвинчивания.

К.2.2 Высокопрочные предварительно напряженные болты (HV-болты)

Высокопрочные предварительно напряженные болты должны быть затянуты настолько прочно, чтобы зажимное усилие не допускало скольжения на контактирующей площади.

К.2.3 Сварка

Все приваренные составные части сооружения должны быть приняты как изготовителем несущей конструкции, так и заказчиком. Сварные швы на фланцах стальной несущей конструкции, испытывающие воздействие тангенциальной нагрузки, допускаются только с согласия изготовителя несущей конструкции.

Приложение L
(информационное)

Изгиб стержнеобразных опор

L.1 Общие положения

Опоры, находящиеся под нагрузкой, рассчитываются на устойчивость к изгибу под нагрузкой. Устойчивость к изгибу под нагрузкой зависит от составных частей конструкции. Пластичный или эластично-пластичный изгиб должен быть устранен при проектировании за счет соответствующего низкого значения отношения приведенной длины стержня к наименьшему радиусу инерции его поперечного сечения, характеризующего способность стержня сохранять устойчивость при продольном изгибе.

L.2 Условные обозначения

Для применения приложения дополнительно к условным обозначениям из таблиц 3.2-1 используемых условных обозначений по Таблице L.2-1.

Таблица L.2-1 – Условные обозначения, применяемые в настоящем приложении

Символ	Описание	Единица
A	площадь поперечного сечения	мм^2
$C_{m,y}$;$C_{m,z}$	коэффициенты изгибающего момента	-
I	момент инертности поперечного сечения по направлению продольного изгиба	мм^4
K	коэффициент, зависящий от закрепления концов	-
L	длина стержня арматуры	мм
L_b	расчетная длина стержня	мм
ξ	продольная ось стержня	мм
ψ,ζ	сильная/слабая ось изгиба стержня	мм
λ	гибкость стержня в направлении продольного изгиба	-
λ_c	гибкость стержня совпадающего с началом продольного изгиба	-
p	радиус инерции поперечного сечения	мм
σ_a	сжимающее напряжение	МПа (Н/мм^2)
$\sigma_{a,per}$	допустимое напряжение сжатия (см. 13.3.7)	МПа (Н/мм^2)

Таблица L.2-1 *(продолжение)*

Символ	Описание	Единица
$\sigma_{b,y};\sigma_{b,z}$	напряжение изгиба	МПа ($Н/мм^2$)
$\sigma_{b,per}$	допустимое напряжение изгиба (см. 13.3.7)	МПа ($Н/мм^2$)
$\sigma_{cr,y};\sigma_{cr,z}$	напряжение изгиба	МПа ($Н/мм^2$)

L.3 Основополагающие уравнения

Радиус инерции рассчитывается в соответствии со следующим уравнением:

$$\rho = \sqrt{\frac{I}{A}} \qquad \text{(L.3-1)}$$

Длина изгиба стержня определяется в соответствии со следующим уравнением:

$$L_b = KL \qquad \text{(L.3-2)}$$

Отношение приведенной длины изгиба стержня к наименьшему радиусу инерции его поперечного сечения, характеризующее способность стержня сохранять устойчивость при продольном изгибе, в направлении изгиба определяют с использованием следующего уравнения:

$$\lambda = \frac{L_b}{\rho} \qquad \text{(L.3-3)}$$

Отношение приведенной длины изгиба стержня к наименьшему радиусу инерции его поперечного сечения, характеризующее способность стержня сохранять устойчивость при продольном изгибе, не должно превышать значение 200.

L.4 Допустимое напряжение сжатия

ПРИМЕЧАНИЕ В следующих уравнениях (L.4-1 по L.5-4) для ферритных (нелегированных и низколегированных) сталейś R_{eHt} используется вместо $R_{p0,2t}$.

Упругий изгиб происходит для гибкости, чем больше, тем равно показателю данному:

$$\lambda_c = \left(\frac{2\pi^2 E}{R_{p0,2}} \right)^{0,5} \qquad \text{(L.4-1)}$$

Пластичный или эластичный изгиб имеет место при отношении приведенной длины стержня к наименьшему радиусу инерции его поперечного сечения, характеризующем способность стержня сохранять устойчивость при продольном изгибе, имеющем значение менее, чем эта величина.

Сжимающее напряжение должно быть меньше, чем допустимые показатели, данные в (L.4-2) и (L.4-3) и не в коем случае, она не должна быть больше, чем показатель допустимого напряжения f согласно 13.3.6.2.

- для $\lambda \geq \lambda_c$

$$\sigma_{a,\text{per}} = \frac{12}{23}\left(\frac{\pi^2 E}{\lambda^2} \right) \qquad \text{(L.4-2)}$$

- для $\lambda < \lambda_c$

$$\sigma_{a,\text{per}} = \min\left(f; \frac{R_{p0,2t}\left[1 - \frac{1}{2}\left(\frac{\lambda}{\lambda_c} \right)^2 \right]}{\left[\frac{5}{3} + \frac{3}{8}\left(\frac{\lambda}{\lambda_c} \right) - \frac{1}{8}\left(\frac{\lambda}{\lambda_c} \right)^3 \right]} \right) \qquad \text{(L.4-3)}$$

L.5 Длина изгиба

Длина изгиба стержня зависит от предельных условий. В Таблице L.5-1 приведены значения K для некоторых случаев.

Таблица L.5-1 – Значения для *K*

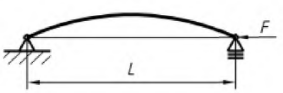
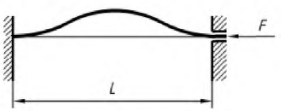
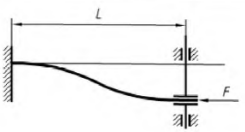
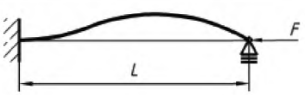
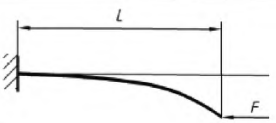
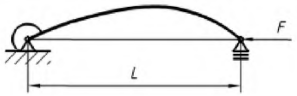
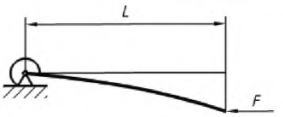
Концы закреплены	Концы свободны
 K=1	
 K=0,5	 K=1
 K=0,7	 K=2

Таблица L.5-1 *(продолжение)*

Концы закреплены	Концы свободны
 0,7 < K < 1	 K > 2

Для конструктивных элементов, у которых вследствие аксиальной сжимающей нагрузки, а также изгибающих моментов могут быть получены дополнительные значения напряжения, соответствующие следующим условиям:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{a,per}} + \frac{C_{m,y}\sigma_{b,y}}{\left(1-\frac{\sigma_a}{\sigma_{cr,y}}\right)\sigma_{b,per}} + \frac{C_{m,z}\sigma_{b,z}}{\left(1-\frac{\sigma_a}{\sigma_{cr,z}}\right)\sigma_{b,per}} \le 1,0 \qquad \text{(L.5-1)}$$

или

$$\frac{\sigma_a}{f} + \frac{\sigma_{b,y}+\sigma_{b,z}}{\sigma_{b,per}} \le 1,0 \qquad \text{(L.5-2)}$$

Для значений $\sigma_a / \sigma_{a,per} <$ 0,15 допускается использовать следующее соотношение:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{a,per}} + \frac{\sigma_{b,y}+\sigma_{b,z}}{\sigma_{b,per}} \le 1,0 \qquad \text{(L.5-3)}$$

$$\sigma_{cr,y} = \frac{12}{23}\left(\frac{\pi^2 E}{\lambda_y^2}\right); \sigma_{cr,z} = \frac{12}{23}\left(\frac{\pi^2 E}{\lambda_z^2}\right) \qquad \text{(L.5-4)}$$

Значения коэффициентов $C_{m,y}$ и $C_{m,z}$ определены, для каждого направления, в соответствии с положениями a) - c) ниже:

a) Сжатые элементы на рамах подвержены общему переносу (косвенный): C_m= 0,85

b) Чередующие защемленные сжатые элементы в рамах стягивались общим переносом и не подвержены поперечной нагрузке между их опорами в плоскости изгиба:

— C_m= max (0,4; 0,6 - 0,4 (M1/M2)),

где M1/M2 - это соотношение меньшего к большему моменту изгиба (взятый, как абсолютное значение) на концах той части незакрепленного элемента в плане изгиба находится на рассмотрении. M1/M2 положительны, когда у двух элементов разные знаки и отрицательны в других случаях.

с) Сжатые элементы в рамках, скрепленных для общего переноса в плоскости изгиба подвержены поперечной нагрузке между их опорами, значение C_m определяется анализами или при отсутствии таковых, применяются в следующих положениях:

— C_m= 0,85 для деталей, чьи концы защемленные,

— C_m= 1,00 для деталей, чьи концы не защемленные.

Приложение М
(информационное)

Руководство для проектирования несущих элементов

М.1 Стержнеобразные элементы при изгибающих нагрузках

М.1.1 Общие положения

Стабильность опоры можно подтвердить анализом стабильности находящейся под нагрузкой балки, которая рассматривается изолированно от несущей конструкции и нагружается равномерно напряжениями изгибающего давления.

Это подтверждение не требуется, когда опора расположена в продольном направлении и длина опоры соответственно меньше чем $\frac{200a}{\sqrt{R_{p0,2}}}$ (см. Рисунок М.1.1-1).

с R_{p02} в МПа (или Н/мм^2) и a в мм.

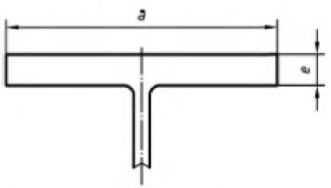


Рисунок М.1.1-1 – Размеры балки

М.1.2 Дополнительное подтверждение для стержнеобразных опор

М.1.2.1 Общие положения

Эти правила действительны для отрезков, которые сориентированы относительно оси главной несущей конструкции симметрично и в направлении этой оси производится нагрузка на изгиб.

М.1.2.2 Сварные детали

Сварные швы должны быть сплошными.

М.1.2.3 Неармированные края

Неармированные края подверженной давлению балки должны отвечать следующему условию:

$$\frac{b}{e} \le \frac{170}{\sqrt{R_{p0,2}}} \qquad \text{(М.1.2-1)}$$

с $R_{p0,2}$ в МПа (или Н/мм^2).

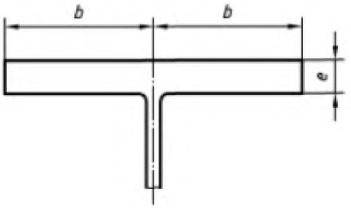


Рисунок М.1.2-1 –Размеры армированной балки

М.1.2.4 Армированные балки

Армированная часть, подверженная воздействию давления балки, должна удовлетворять следующим условиям:

$$\frac{b}{e} \leq \frac{500}{\sqrt{R_{p0,2}}} \qquad \text{(М.1.2-2)}$$

Размеры b и e приведены на рисунке М.1.2-1.

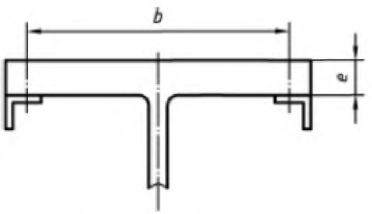


Рисунок М.1.2-2 – Размеры армированных балок

Применяемые в качестве арматуры элементы должны быть стабильны в вертикальном направлении по отношению к балке, на которую воздействует изгиб. Для подтверждения этого элементы должны рассматриваться изолированно от несущей конструкции. Для расчета отношения приведенной длины стержня к наименьшему радиусу инерции его поперечного сечения, характеризующего способность стержня сохранять устойчивость при продольном изгибе, инерционность арматуры должна рассчитываться с учетом несущей ширины балки. Несущая ширина не должна быть более $\frac{b}{2}$ или $\frac{170}{\sqrt{R_{p0,2}}}$.

с R_{p02} в МПа (или Н/мм^2) и e в мм.

М.1.2.5 Стабильность при наличии тангенциальных усилий

Если возникают тангенциальные усилия сдвига, то рекомендуется разделить стойку, используя арматуру (см. Рисунок М.1.2-2).

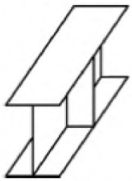


Рисунок М.1.2-3 – Разделение стойки

М.2 Стабильность опор плоской формы

Некоторые опоры, имеющие форму плит, могут рассматриваться при расчете как опоры, имеющие форму стержней, при этом предполагается, что нагрузка полностью воспринимается арматурой.

Для этого случая должна подтверждаться стабильность арматуры только в вертикальном направлении по отношению к плите, при этом для вычисления инерционности принимается действующая совместно с арматурой несущая ширина. Эта несущая ширина не должна превышать 15-кратную толщину стенки.

М.3 Стальные листы для крепления и аналогичные им детали для крепления

М.3.1 Общие положения

Стальные листы для крепления, на которые воздействуют нормальные усилия, должны располагаться под прямым углом по отношению к плоскости нормальных нагрузок, по крайней мере, для 10 %-ной нормальной нагрузки.

М.3.2 Проектирование стальных листов для крепления

При проектировании стальных листов для крепления следует принимать во внимание растяжения, которые появляются в продольном направлении к поперечному сечению линий соприкосновения несущей конструкции, которые переносят нагрузки трубы на стальные листы для крепления (см. Рисунок М.3.2-1, a-a и b-b). Области стальных листов, лежащие за пределами этих линий, должны рассчитываться как свободно несущие конструкции и поперечное сечение несущей стальных листов вдоль этих линий должно выдерживать моменты, возникающие за счет сил реакции.

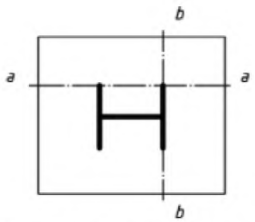


Рисунок М.3.2-1 – Простые стальные листы для крепления

М.3.3 Стальные листы для крепления с арматурой

Если этого требуют возникающие усилия, должна предусматриваться арматура. Указанные в М.3.2 вычисления должны в этом случае проводиться вдоль указанных на Рисунке М.3.3-1 линий a-a, b-b и c-c.

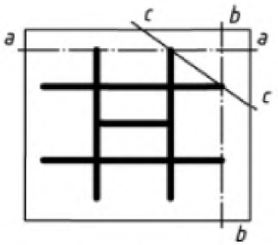


Рисунок М.3.3-1 – Стальные листы для крепления с армированием

М.3.4 Расчет нагрузок для крепления, встроенного в бетон

Если крепления встраиваются в бетон, то ответственному за несущие конструкции изготовителю должны быть сообщены переносимые несущей конструкцией нагрузки и моменты.

Приложение N
(обязательное)

Документация для опор

Изготовитель должен передать потребителю документацию, необходимую для подтверждения того, что поставленные опоры соответствуют требованиям, изложенным в Разделе 13 настоящего стандарта. Объем этой документации зависит от приведенного в Таблице N-1 класса опоры или согласуется между участниками сооружения трубопровода.

Таблица N.1 – Документация для опор

	Документы	Тип опор		
		S1	S2	S3
Материалы	Источники – Акт о проведении технического осмотра 3.1 (EN 10204:2004)	-	Y	Y
	Источники – Протокол испытаний 2.2 (EN 10204:2004)	Y	-	-
	Сварочные материалы – Протокол испытаний 2.2 (EN 10204:2004)	Y	Y	Y
	Плоский прокат, сортовой прокат, трубы, стальные поковки			
	- Сертификат приемочных испытаний 3.1 (EN 10204:2004), если $t > 300$ °C	Y	Y	Y
	- Протокол испытаний 2.2 (EN 10204:2004), если $t \leq 300$ °C	-	Y	Y
	- Декларация соответствия заказу 2.1 (EN 10204:2004), если $T \leq 300$ ° C	Y	-	-
	Присоединение компоненты (болты, гайки, шпильки и т.д.)			
	- Сертификат приемочных испытаний 3.1 (EN 10204:2004), если $t > 300$ ° C	a	a	Y
	- Маркировка, если $t \leq 300$ ° C	a	a	a
	Мелкие детали (шайбы, шплинт шплинты, штифты и т.д.)[b]	-	-	-
Дизайн	Рисунок, графика или другие средства (например, каталоги) обеспечения вида и идентификации каждой опоры Чертеж каждой[c] опоры Подтверждение механической силы анализами, тестами или ссылками на стандартный проект прошедший типовые испытания	X - -	X X Y	X X Y

Таблица N.1 *(продолжение)*

	Документы	Тип опор		
		S1	S2	S3
Изготовление	Утвержденный учет сварщика в соответствии с EN 287-1	-	Y	Y
	Порядок сварки утверждает отчетность в соответствии с EN ISO 15614-1	-	Y	Y
Осмотр	Отчет о производстве испытаний в соответствии с EN 13480-3,Приложение I	-	X	X
Сертификат	Сертификат производителей в соответствии с EN 13480-3, Пункт 13.	X	X	X
[a] Нанесение маркировочных знаков на связующие компоненты. [b] Документация не требуется. [c] Для проектной информации стандарты, проходившие типовые испытания из каталогов или стандартов производителей- достаточны.				
X = Документы которые поставляются. Y =Документы которые будут доступны для просмотра.				

Приложение О
(обязательное)

Альтернативный способ проверки отводов

О.1 Область применения

Настоящее приложение устанавливает метод проверки отводов под действием внутреннего давления и элементов (Рисунок О.1). Там где нельзя пренебрегать внешние нагрузки, этот метод может быть использован вместо метода EN 13480-3, 8.1. Правила настоящего Приложения применяются при температурах ниже ползучести и для следующих патрубков:

подключение цилиндров с пересекающимися осями;

- соотношение патрубок для запуска трубы диаметром в пределах от 0,1 до 1, 0,1 и 1 включено;
- соотношение патрубок для запуска трубы толщиной в пределах от 0,2 до 1,5, 0,2 и 1,5 включено;
- соотношение патрубка со средним диаметром к толщине погонной трубы в диапазоне от 10 до 125, 10 и 125 включено;
- самозакрепленный патрубок или цельная прокладка с блокадным кольцом (ширина = DM / 2);
- угол осей Q> b между патрубками и трубопроводом в пределах 45 ° до 90 °, 45 ° и 90 ° включен;
- максимальная толщина укрепления седла = 1,5 раза номинальной толщины.

ПРИМЕЧАНИЕ 1 Текущие разработки включены в данное приложение, и не изучает кованые тройники, рассматривает возможное уменьшение толщины, которая может возникнуть на месте трубопровода (например, горечекатанных тройников).

ПРИМЕЧАНИЕ 2 Аустенитная нержавеющая сталь A ≥ 30%, $R_{p0,2t}$ в уравнении (О.3.1-1), (О.3.1-2), (О.3.3-1) до (О.3.3-4) может быть заменена на $R_{p1, 0t}$.

О.2 Символы

Для целей Приложения О, символы приведеные ниже могут применяться в дополнении к тем, которые приведены в Таблице 8.2-1 и в Таблице 3.2-1.

D_m Диаметр напорной трубы

d_m Диаметр патрубка

e_s Толщина участке трубопровода

e_b Толщина патрубка

φ_b Браслеты между осью патрубка и осью участка трубопровода (φ_b= 90 ° - φ)

p_c Внутреннее давление

pln_s Ограниченное давление для участка трубопровода, в отсутствии патрубка

pln_b Ограниченное давление для отводной трубы, рассматривается отдельно

p_{max} Внутреннее давления разрешается, когда оно применяется

Mfp_s Полный изгибающий момент, действующий на участке трубопровода и вызывая вращение в плоскости, содержащий трубопровод и патрубок

Mfp_b Полный изгибающий момент, действующий на патрубке и вызывая вращение в плоскости, содержащей трубопровод и патрубок

Mfh_s Полный изгибающий момент, действующий на участке трубопровода и вызывая вращение вне плоскости, содержащий трубопровод и патрубок

Mfh_b Полный изгибающий момент, действующий на патрубок и вызывая вращение вне плоскости, содержащий трубопровод и патрубок

Mfp_s Полный изгибающий момент действующий на трубопроводе и вызывая вращение в плоскости содержащий трубопровод и патрубок

Mfp_b Полный изгибающий момент, действующий на патрубке и вызывая вращение в плоскости, содержащий трубопровод и патрубок

Mfh_s Полный изгибающий момент, действующий на участке трубопровода и вызывая вращение вне плоскости, содержащий трубопровод и патрубок

Mfh_b Полный изгибающий момент, действующий на патрубок и вызывая вращение вне плоскости, содержащий трубопровод и патрубок

Mt_s Момент вращения, действующий на участке трубопровода

Mt_b Момент вращения, действующий на патрубке

$Mfln_s$ Предельный изгибающий момент для участка трубопровода при отсутствии патрубок. Эта нагрузка является номинальным пределом изгиба нагрузка, соответствующая Mfp_s и Mfh_s

$Mtln_s$ Предельный момент изгиба для участка трубопровода при отсутствии патрубка

$Mfln_b$ Предельный момент изгиба для участка трубопровода рассматривается отдельно. Эта нагрузка является пределом номинального изгиба нагрузки соответствующая Mfp_s и Mfh_s

$Mtln_b$ Предел момента вращения для патрубка рассматривается отдельно

$Mflp_s$ Предельный момент для участка трубопровода установлен с патрубком, соответствующая нагрузке Mfp_s

$Mflh_s$ Предельный момент для участка трубопровода оснащен патрубком, соответствующий нагрузке Mfh_s

$Mflp_b$ Предельный момент для трубопровода в патрубках, соответствует нагрузке Mfp_b

Mfh_b Предельный момент для трубопровода в патрубках, соответствует нагрузке Mfh_b

Mtl_s Предельный момент для трубопровода, оснащенный патрубком, соответствует нагрузке Mt_s

$Mt\mathrm{l}_\mathrm{b}$ Предельный момент для патрубка в отводах соответствует нагрузке Mt_b

$Mfh_{\mathrm{b,max}}$

$Mfp_{\mathrm{b,max}}$

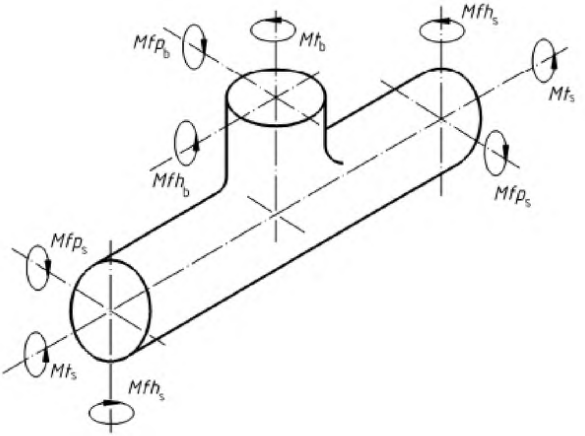
$Mt_{\mathrm{b,max}}$

$Mfh_{\mathrm{s,max}}$

$Mfp_{\mathrm{s,max}}$

$Mt_{\mathrm{s,max}}$

симальный допустимый показатель для каждого из внешних узок, когда каждая нагрузка прикладывается одна



О.3 Дизайн и проверка патрубка

О.3.1 Предельный показатель для нагрузки согласно давлению только для прямых труб без вскрытия

$$p\ln_s = \frac{2}{\sqrt{3}} R_{p0,2t} \ln\left(\frac{D_m + e_s}{D_m - e_s}\right) \qquad \text{(О.3.1-1)}$$

$$p\ln_b = \frac{2}{\sqrt{3}} R_{p0,2t} \ln\left(\frac{d_m + e_b}{d_m - e_b}\right) \qquad \text{(О.3.1-2)}$$

О.3.2 Определение минимальной толщины под нагрузкой благодаря давлению

а) Слабый коэффициент для нагрузки только из-за давления

Графики О.3.2-1 до О.3.2-6 и таблица О.3.2-1 делают это возможным, чтобы решить слабый коэффициент c как уравнение e_b/e_s, d_m/D_m и D_m/e_s.

b) Минимальная толщина трубопровода и ответвления.

Минимальная толщина трубопровода и ответвления определяется из следующих уравнений:

$$e_s = \frac{1}{c}\frac{p_c D_i}{2fz - p_c}(\sin\varphi_b)^{-\left(\frac{3}{2}\right)} \qquad \text{(О.3.2-1)}$$

$$e_s = \frac{1}{c}\frac{p_c D_m}{2fz}(\sin\varphi_b)^{-\left(\frac{3}{2}\right)} \qquad \text{(О.3.2-2)}$$

$$e_s = \frac{1}{c}\frac{p_c D_e}{2fz}(\sin\varphi_b)^{-\left(\frac{3}{2}\right)} \qquad \text{(О.3.2-3)}$$

$$e_b = \frac{1}{c}\frac{p_c d_i}{2fz - p_c}(\sin\varphi_b)^{-\left(\frac{3}{2}\right)} \qquad \text{(О.3.2-4)}$$

$$e_b = \frac{1}{c}\frac{p_c d_m}{2fz}(\sin\varphi_b)^{-\left(\frac{3}{2}\right)} \qquad \text{(О.3.2-5)}$$

$$e_b = \frac{1}{c}\frac{p_c d_e}{2fz + p_c}(\sin\varphi_b)^{-\left(\frac{3}{2}\right)} \qquad \text{(О.3.2-6)}$$

О.3.3 Проверка толщины выбрана для комбинации давления нагрузки и нагрузки согласно внешним нагрузкам

а) Предельные значения для различных внешних нагрузок применяется отдельно.

Для различных внешних нагрузок, действующих отдельно, предельные значения определяются следующими формулами:

$$Mf\ln_s = R_{p0,2t}\frac{(D_m + e_s)^3}{6}\left(1 - \left(1 - \frac{2e_s}{D_m + e_s}\right)^3\right) \qquad \text{(О.3.3-1)}$$

$$Mf\ln_b = R_{p0,2t}\frac{(d_m + e_b)^3}{6}\left(1 - \left(1 - \frac{2e_b}{d_m + e_b}\right)^3\right) \qquad \text{(О.3.3-2)}$$

$$Mt\ln_s = \frac{2}{\sqrt{3}}R_{p0,2t}\left(\frac{\pi D_m^2}{4}\right)e_s \qquad \text{(О.3.3-3)}$$

$$Mt\ln_b = \frac{2}{\sqrt{3}}R_{p0,2t}\left(\frac{\pi d_m^2}{4}\right)e_b \qquad \text{(О.3.3-4)}$$

b) Слабые коэффициенты для различных внешних нагрузок применяются отдельно.

Графики О.3.2-7 О.3.2-42 и в Таблице О.3.2-2 позволяют определить слабые коэффициенты, как его функцию e_b/e_s, d_m/D_m и D_m/e_s.

$$cfh_b = \frac{Mflh_b}{Mf\ln_b} \quad \text{(О.3.3-5)}$$

$$cfp_b = \frac{Mflp_b}{Mf\ln_b} \quad \text{(О.3.3-6)}$$

$$ct_b = \frac{Mtl_b}{Mt\ln_b} \quad \text{(О.3.3-7)}$$

$$cfh_s = \frac{Mflh_s}{Mf\ln_s} \quad \text{(О.3.3-8)}$$

$$cfp_s = \frac{Mflp_s}{Mf\ln_s} \quad \text{(О.3.3-9)}$$

$$ct_s = \frac{Mtl_s}{Mt\ln_s} \quad \text{(О.3.3-10)}$$

c) Максимально допустимые нагрузки, если они применяются отдельно.

$$Mfh_{b,\max} = 0,5Mflh_b \quad \text{(О.3.3-11)}$$

$$Mfp_{b,\max} = 0,5Mflp_b \quad \text{(О.3.3-12)}$$

$$Mt_{b,\max} = 0,5Mtl_b \quad \text{(О.3.3-13)}$$

$$Mfh_{s,\max} = 0,5Mflh_s \quad \text{(О.3.3-14)}$$

$$Mfp_{s,\max} = 0,5Mflp_s \quad \text{(О.3.3-15)}$$

$$Mt_{s,\max} = 0,5Mtl_s \quad \text{(О.3.3-16)}$$

$$p_{\max} = \frac{\sqrt{3}}{3} MIN\left[zMIN\left(p\ln_s; p\ln_b\right); cMIN\left(p\ln_s; p\ln_b\right)\left(\sin\varphi_b\right)^{\frac{3}{2}} \right] \quad \text{(О.3.3-17)}$$

d) Проверка допустимости приложенных нагрузок.

$$\frac{Mfh_b}{Mfh_{b,\max}} \le 1 \qquad \text{(O.3.3-18)}$$

$$\frac{Mfp_b}{Mfp_{b,\max}} \le 1 \qquad \text{(O.3.3-19)}$$

$$\frac{Mt_b}{Mt_{b,\max}} \le 1 \qquad \text{(O.3.3-20)}$$

$$\frac{Mfh_s}{Mfh_{\mathrm{s,max}}} \le 1 \qquad \text{(O.3.3-21)}$$

$$\frac{Mfp_s}{Mfp_{\mathrm{s,max}}} \le 1 \qquad \text{(O.3.3-22)}$$

$$\frac{Mt_s}{Mt_{\mathrm{s,max}}} \le 1 \qquad \text{(O.3.3-23)}$$

$$\frac{p_c}{p_{\max}} \le 1 \qquad \text{(O.3.3-24)}$$

$$\sqrt{\left(\frac{Mfh_b}{Mfh_{b,\max}}\right)^2 + \left(\frac{Mfp_b}{Mfp_{b,\max}}\right)^2 + \left(\frac{Mt_b}{Mt_{b,\max}}\right)^2 + \left(\frac{Mfh_s}{Mfh_{\mathrm{s,max}}}\right)^2 + \left(\frac{Mfp_s}{Mfp_{\mathrm{s,max}}}\right)^2 + \left(\frac{Mt_s}{Mt_{\mathrm{s,max}}}\right)^2 \left(\frac{p_c}{p_{\max}}\right)^2} \le 1 \qquad \text{(O.3.3-25)}$$

Если эти условия не соблюдаются, размеры должны быть изменены и расчеты повторяются.

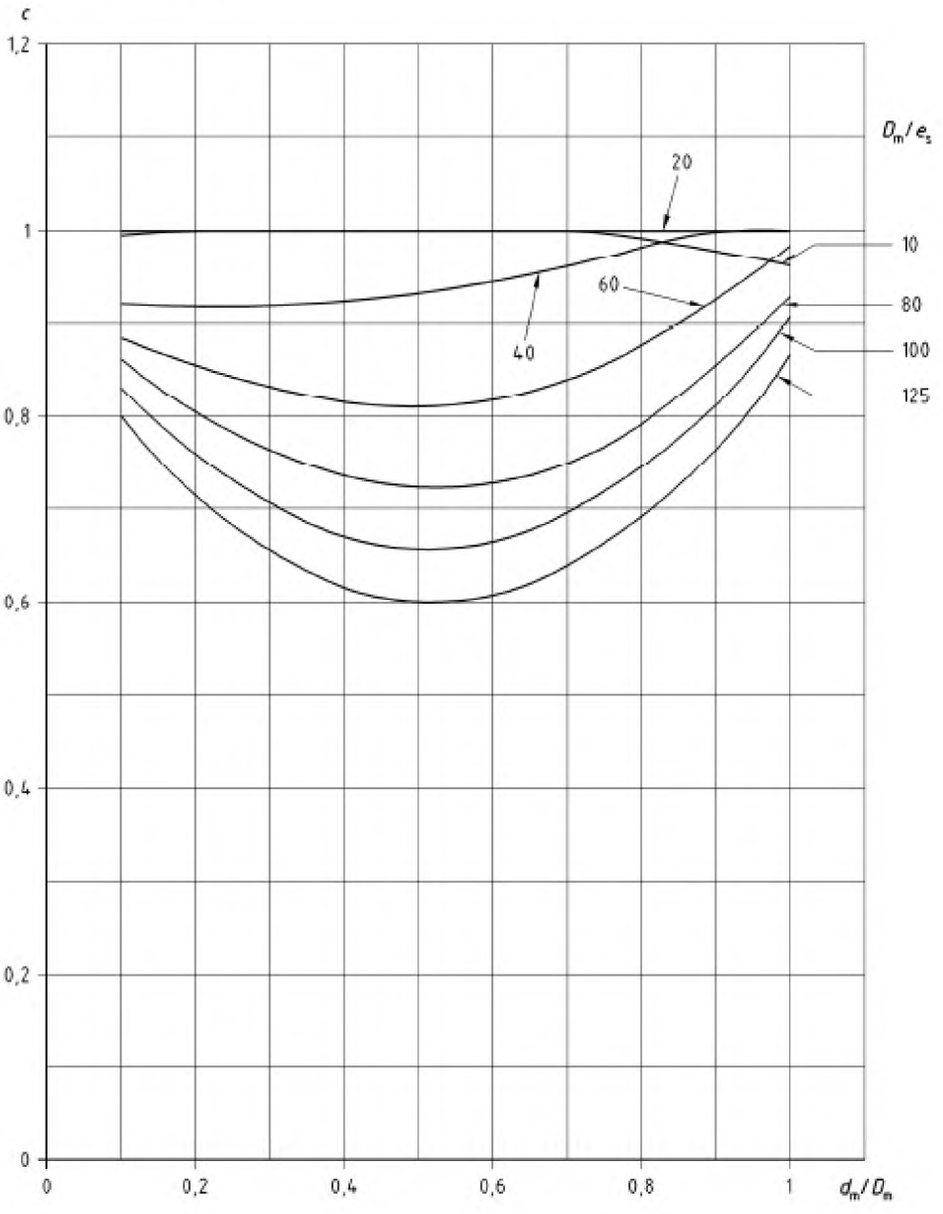


Рисунок О.3.2-1 — Значение *c* для $e_b / e_s = 0,2$

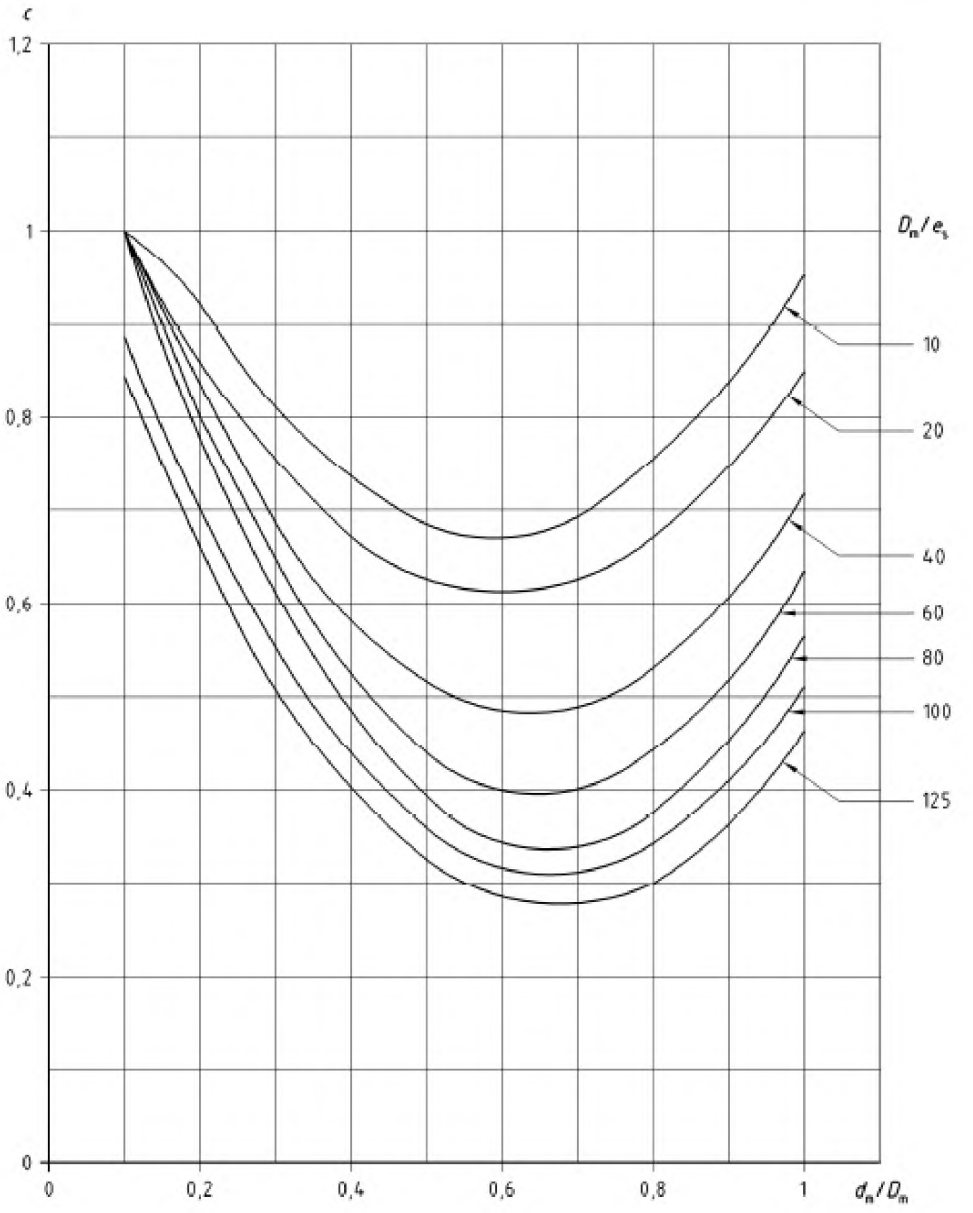


Рисунок О.3.2-2 — Значение *c* для $e_b / e_s = 0,5$

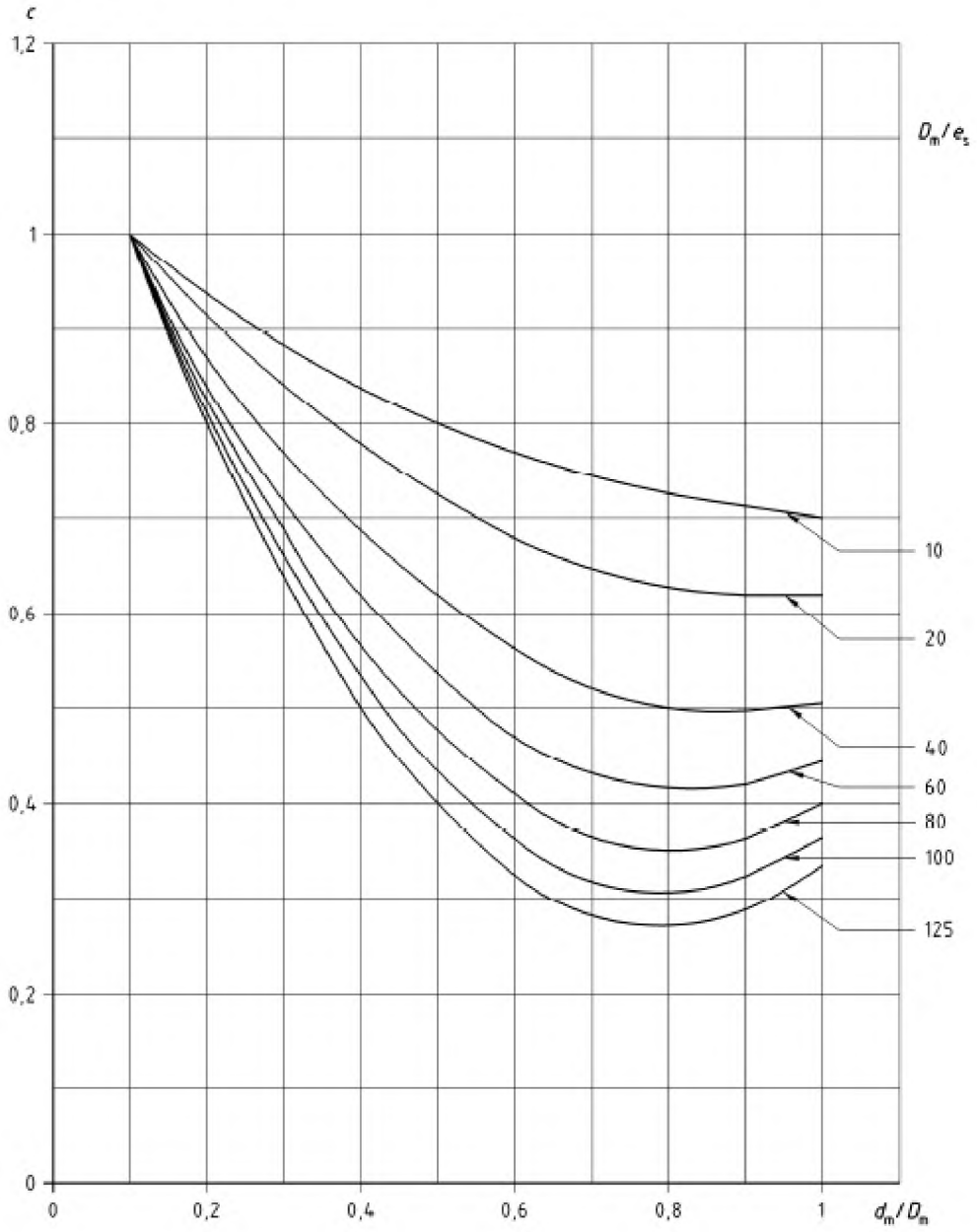


Рисунок О.3.2-3 — Значение *c* для $e_b / e_s = 0,8$

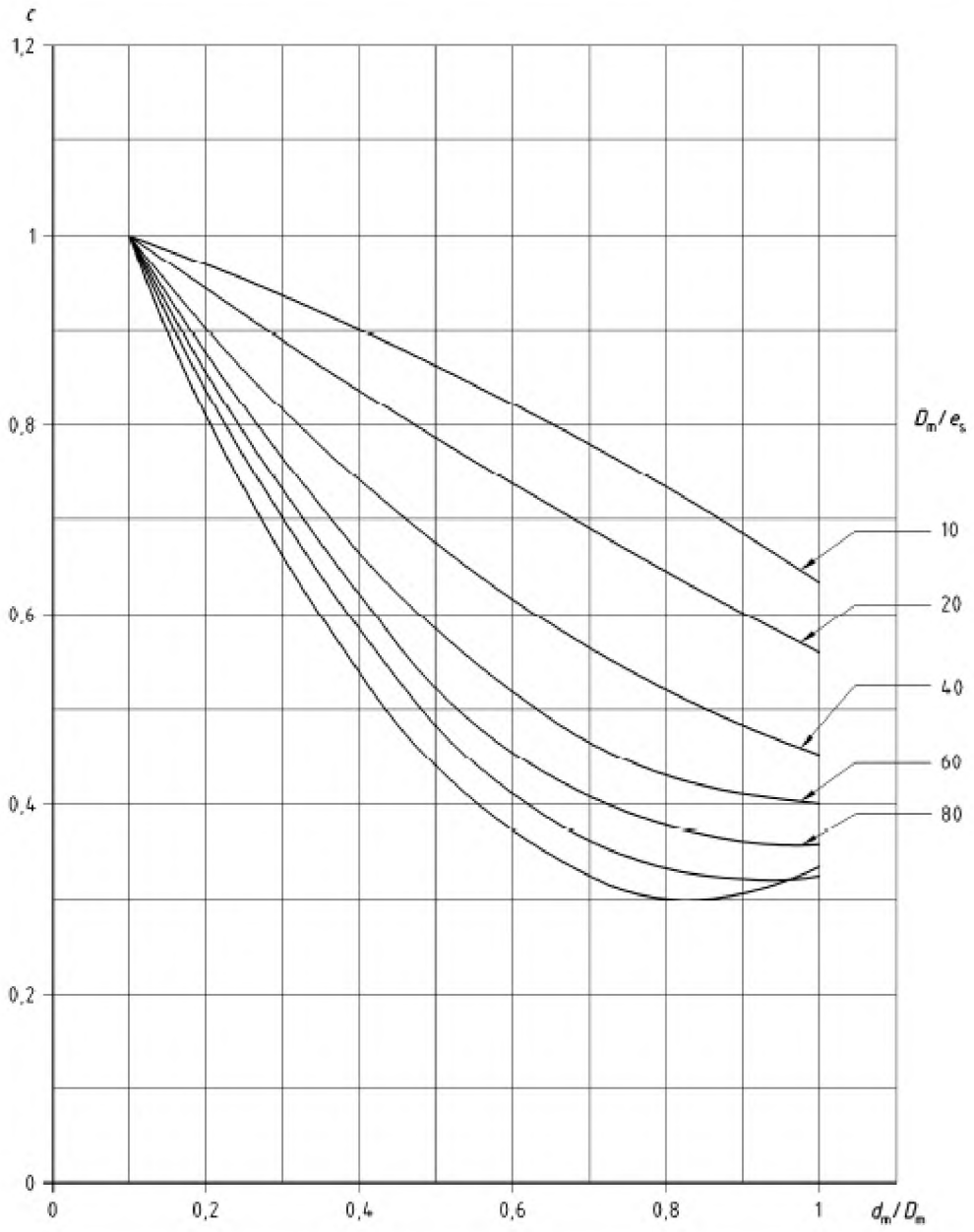


Рисунок О.3.2-4 — Значение *c* для $e_b / e_s = 1,0$

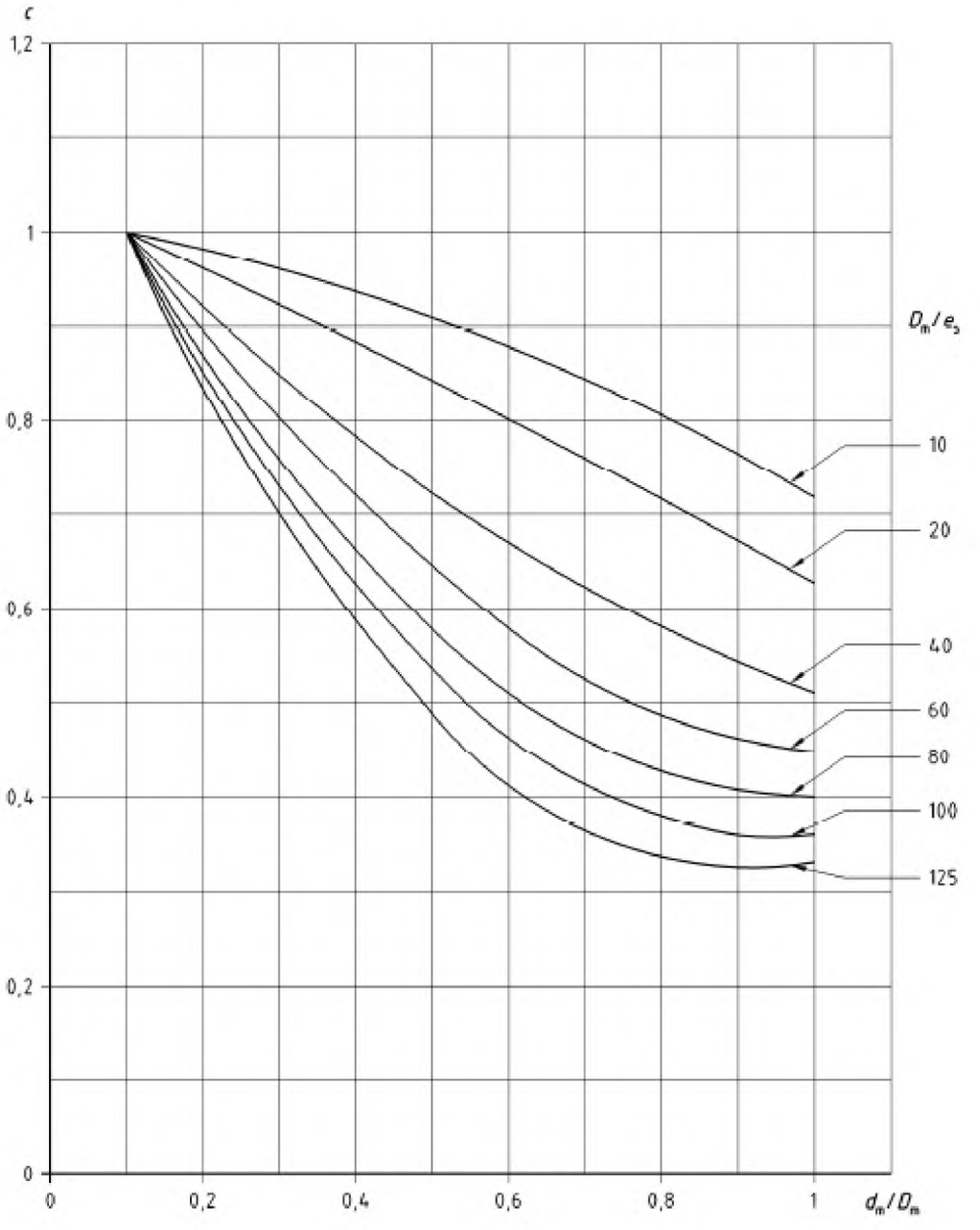


Рисунок О.3.2-5 — Значение *c* для $e_b / e_s = 1,2$

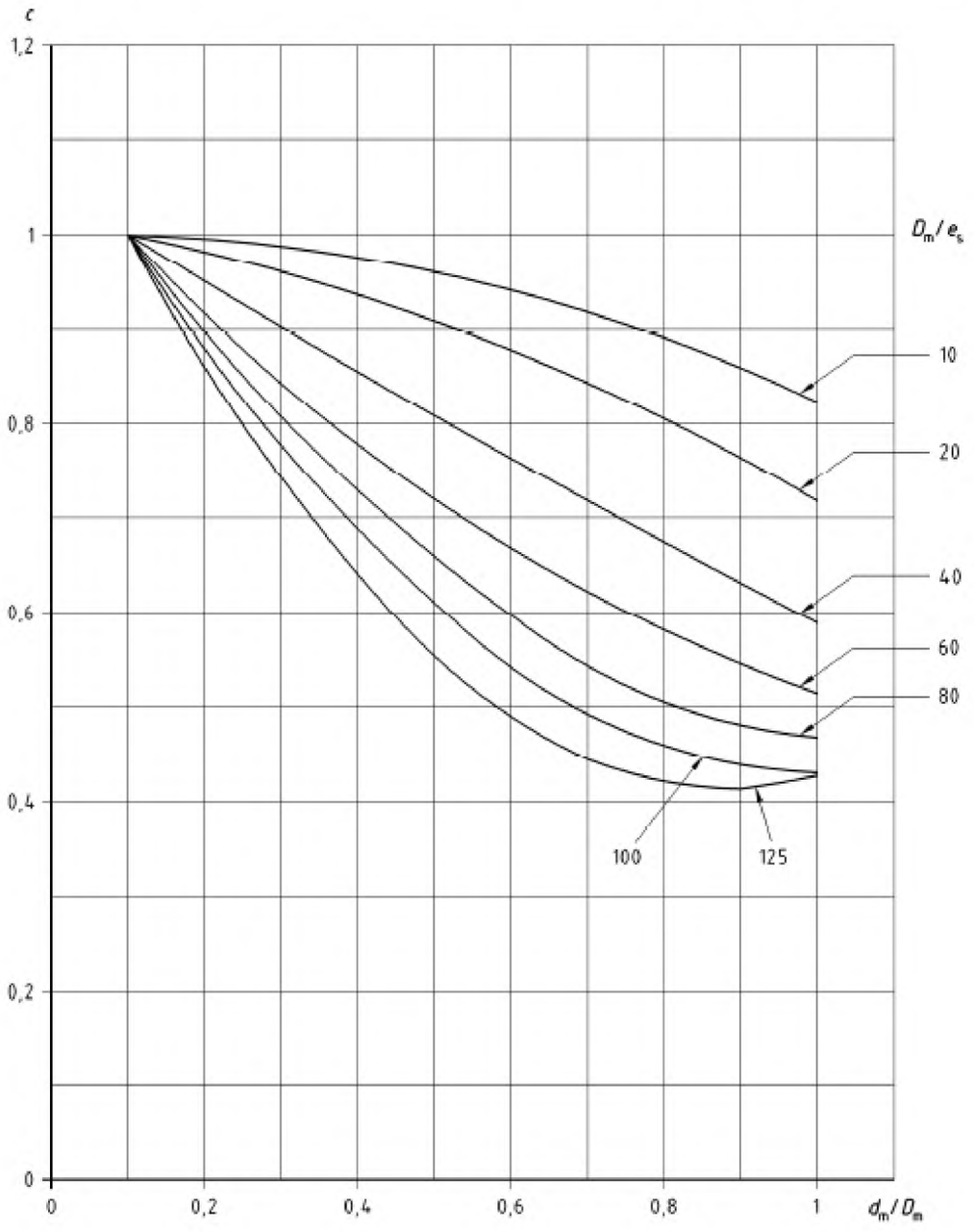


Рисунок О.3.2-6 – Значение *c* для $e_b / e_s = 1,5$

Таблица О.3.2-1 - Значение полиномиальных уравнений описывает кривые линии Рисунков О.3.2-1 до О.3.2-6

		A	*B*	*C*
Рисунок 0.3.2-1 Коэффициент *c* Для $e_b / e_s = 0,2$	10	- 0,070 9	- 0,042 9	1,071 3
	20	- 0,100 5	0,133 8	0,984 5
	40	0,133 9	- 0,031 8	0,922 1
	60	0,596 7	- 0,546 7	0,937 1
	80	0,809 4	- 0,829 2	0,938 0
	100	1,021 4	- 1,044 1	0,928 7
	125	1,132 4	- 1,171 5	0,905 0
Рисунок 0.3.2-2 Коэффициент *c* Для $e_b / e_s = 0,5$	10	1,666 4	- 1,954 9	1,247 3
	20	1,568 6	- 1,878 5	1,170 8
	40	1,780 2	- 2,268 4	1,206 7
	60	1,956 2	- 2,562 5	1,233 8
	80	2,056 5	- 2,741 3	1,249 5
	100	1,801 4	- 2,401 0	1,108 6
	125	1,769 4	- 2,383 9	1,075 9
Рисунок 0.3.2-3 Коэффициент *c* Для $e_b / e_s = 0,8$	10	0,337 6	- 0,703 6	1,068 0
	20	0,509 6	- 0,983 8	1,093 1
	40	0,834 7	- 1,464 0	1,136 8
	60	1,110 2	- 1,838 0	1,170 9
	80	1,290 5	- 2,084 2	1,193 4
	100	1,418 2	- 2,259 9	1,209 3
	125	1,538 6	- 2,423 9	1,224 2
Рисунок 0.3.2-4 Коэффициент *c* Для $e_b / e_s = 1,0$	10	- 0,106 0	- 0,285 0	1,030 5
	20	0,072 1	- 0,571 1	1,056 6
	40	0,430 3	- 1,075 2	1,102 6
	60	0,736 0	- 1,474 7	1,138 9
	80	0,944 3	- 1,746 1	1,163 6
	100	1,098 2	- 1,946 6	1,181 8
	125	1,309 9	- 2,173 8	1,202 1
Рисунок 0.3.2-5 Коэффициент *c* Для $e_b / e_s = 1,2$	10	- 0,165 4	- 0,135 2	1,015 8
	20	- 0,039 1	- 0,375 5	1,038 4
	40	0,260 8	- 0,832 3	1,080 4
	60	0,553 2	- 1,226 2	1,116 4
	80	0,766 5	- 1,509 3	1,142 2
	100	0,925 8	- 1,719 8	1,161 4
	125	1,079 7	- 1,920 8	1,179 7
Рисунок 0.3.2-6 Коэффициент *c* Для $e_b / e_s = 1,5$	10	- 0,242 4	0,063 9	0,995 9
	20	- 0,182 4	- 0,113 8	1,013 8
	40	0,045 2	- 0,508 7	1,050 7
	60	0,310 1	- 0,882 4	1,085 1
	80	0,516 5	- 1,166 8	1,111 1
	100	0,679 4	- 1,388 1	1,131 4
	125	0,913 6	- 1,647 9	1,154 8

ПРИМЕЧАНИЕ Графики кривых линий О.3.2-1 О.3.2-6 могут быть описаны следующим полиномиальным уравнением:

$$c = MIN[(Ax^2 + Bx + C) ; 1] \quad \text{(Т.0.3.2-1.1)}$$

где $x = d\text{m} / D\text{m}$

Коэффициенты А, В и С приведены для каждой кривой каждого графика в зависимости от соотношения D_m / e_s

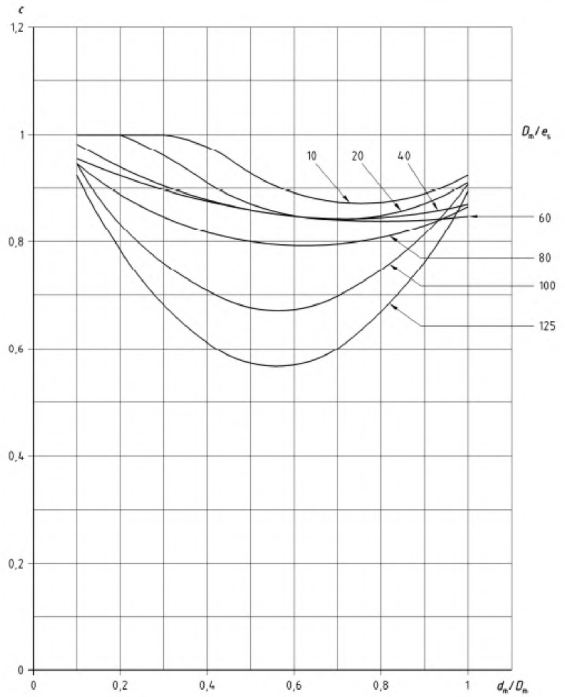


Рисунок О.3.2-7 – Значение cfh_b для $e_b / e_s = 0.2$

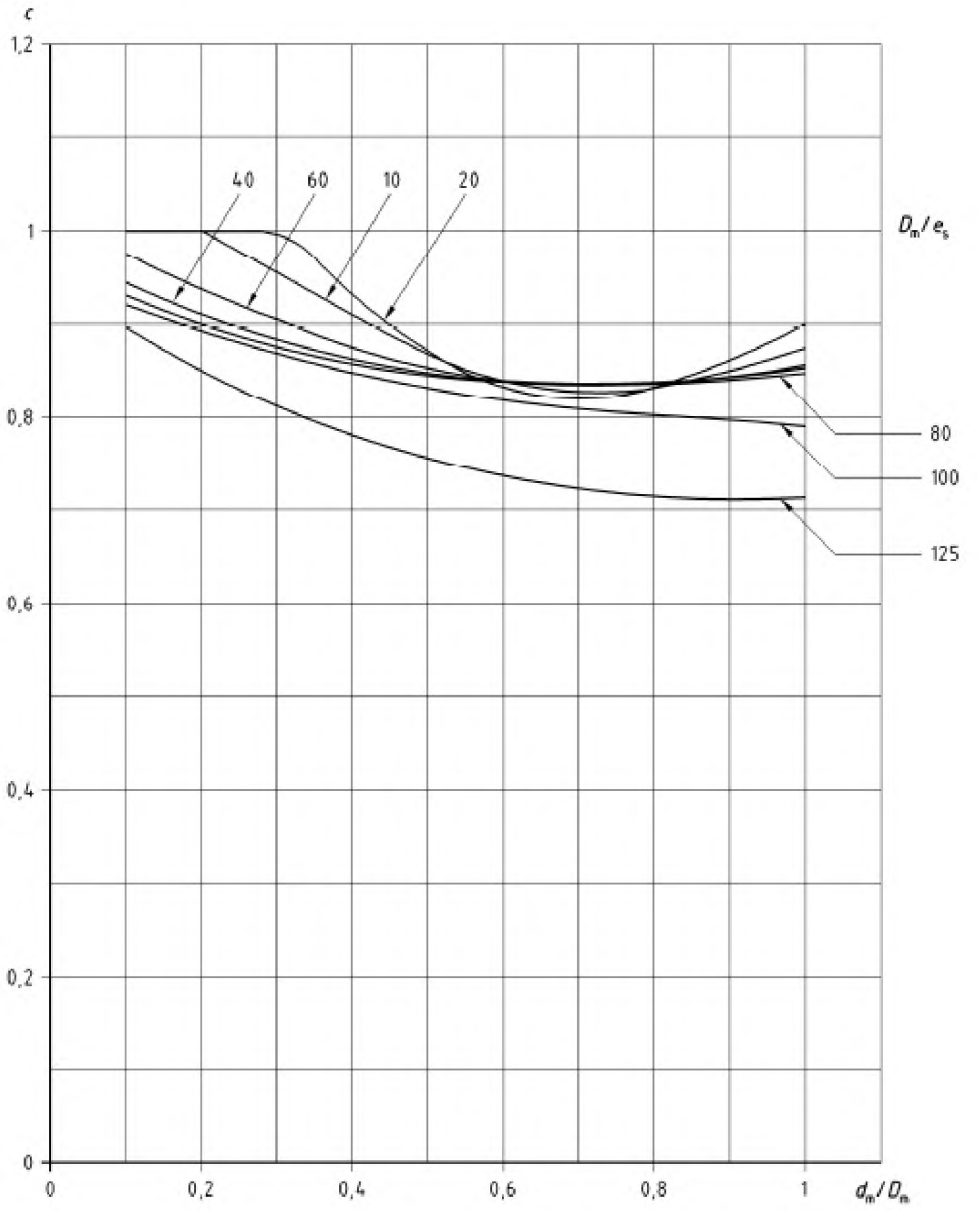


Рисунок О.3.2-8 – Значение cfp_b для e_b / e_s = 0.2

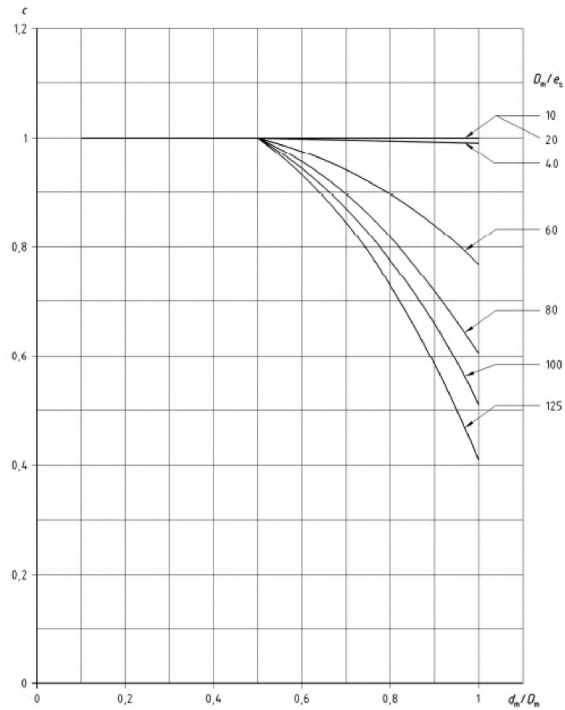


Рисунок О.3.2-9 – Значение ct_b для e_b / e_s = 0.2

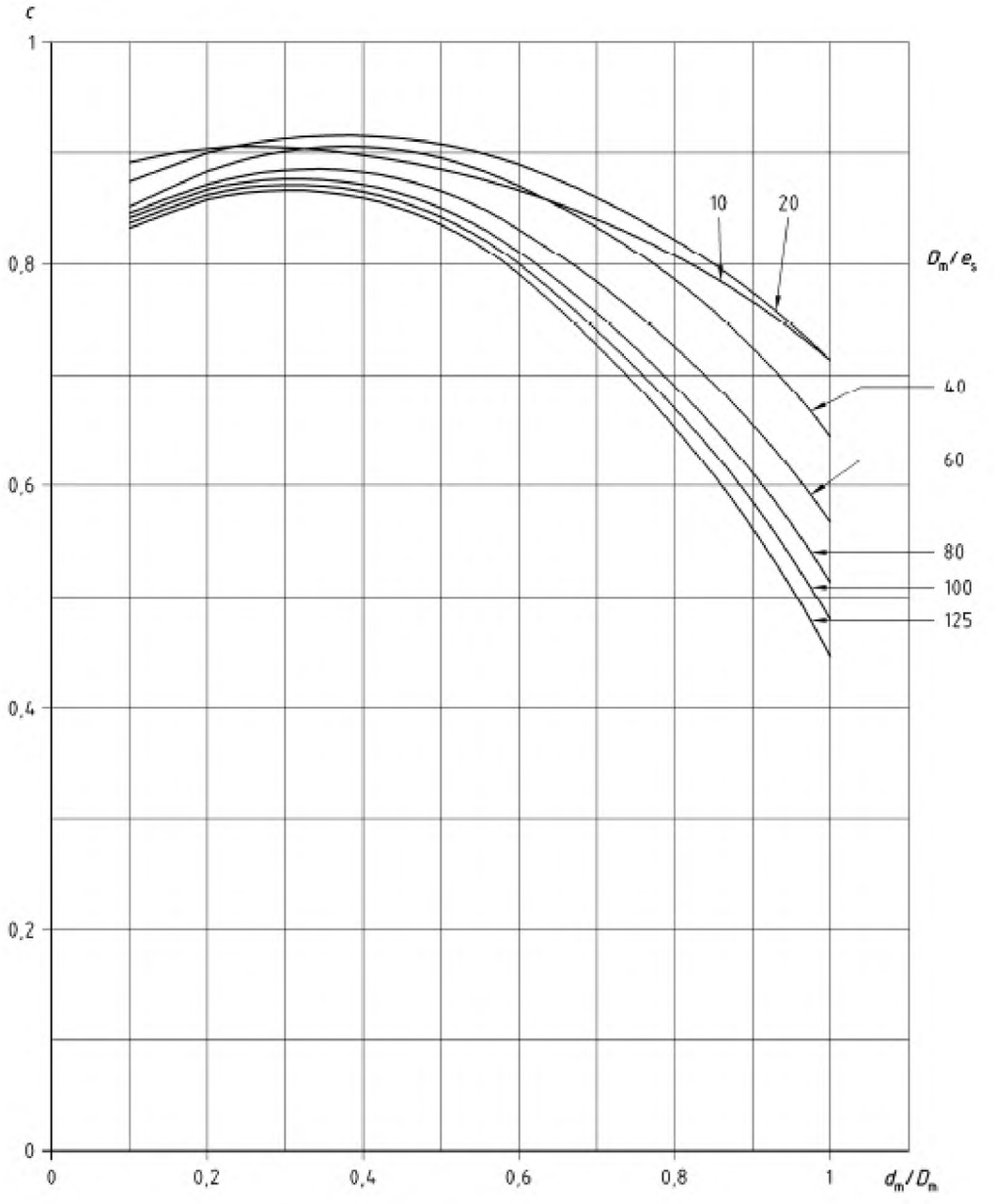


Рисунок О.3.2-10 – Значение cfh_s для e_b / e_s = 0.2

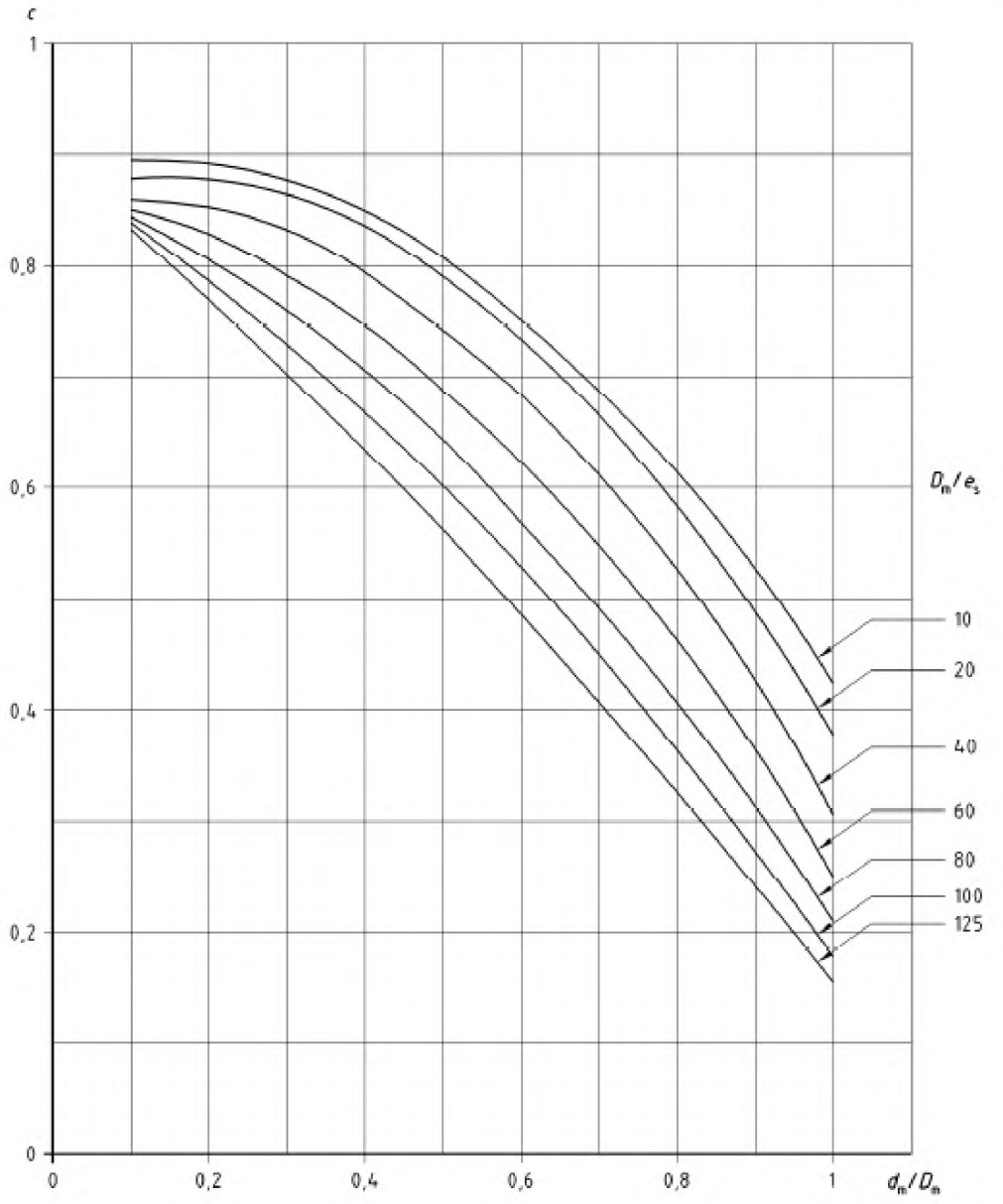


Рисунок О.3.2-11 – Значение cfp_s для e_b / e_s = 0.2

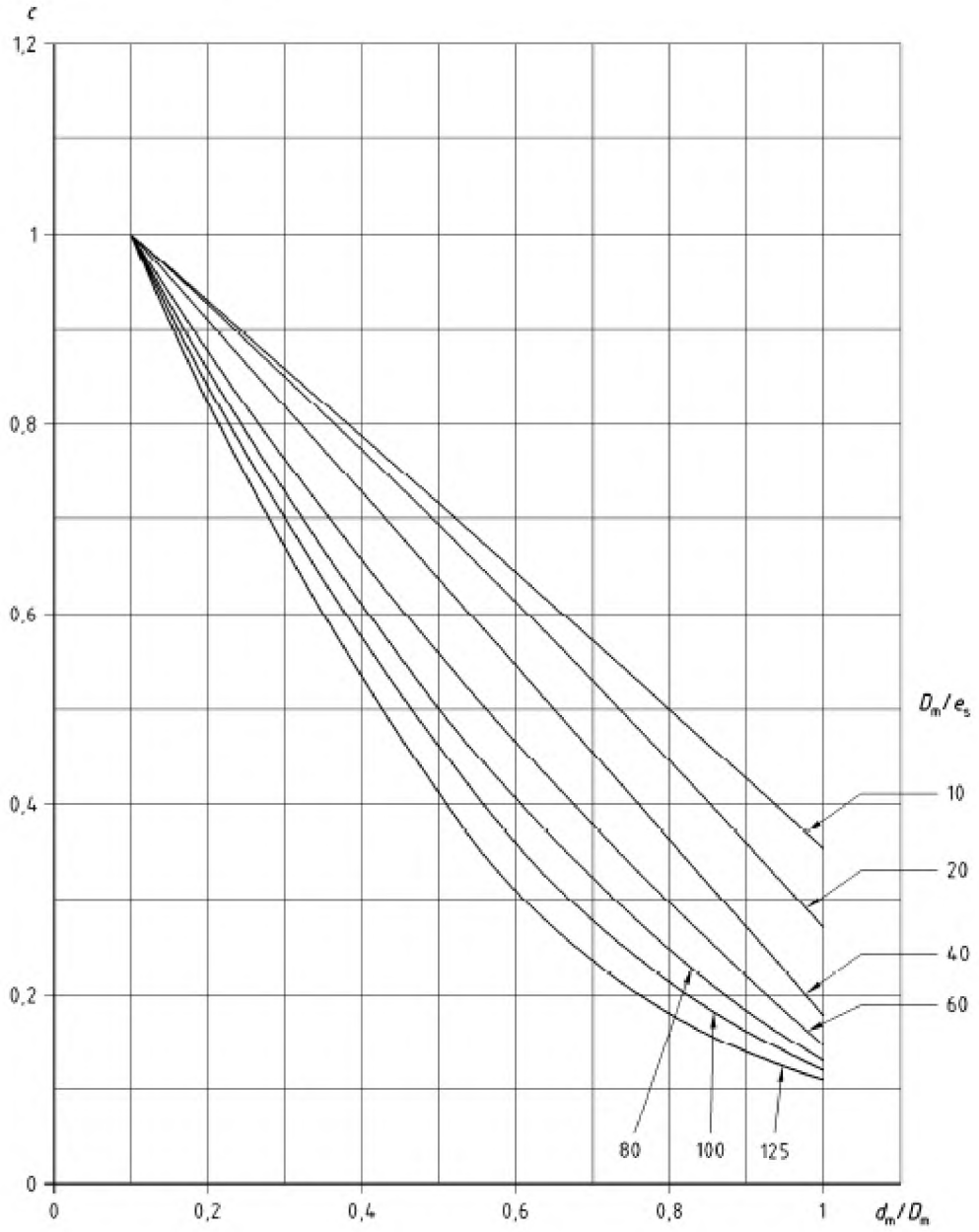


Рисунок О.3.2-12 – Значение ct_s для e_b / e_s = 0.2

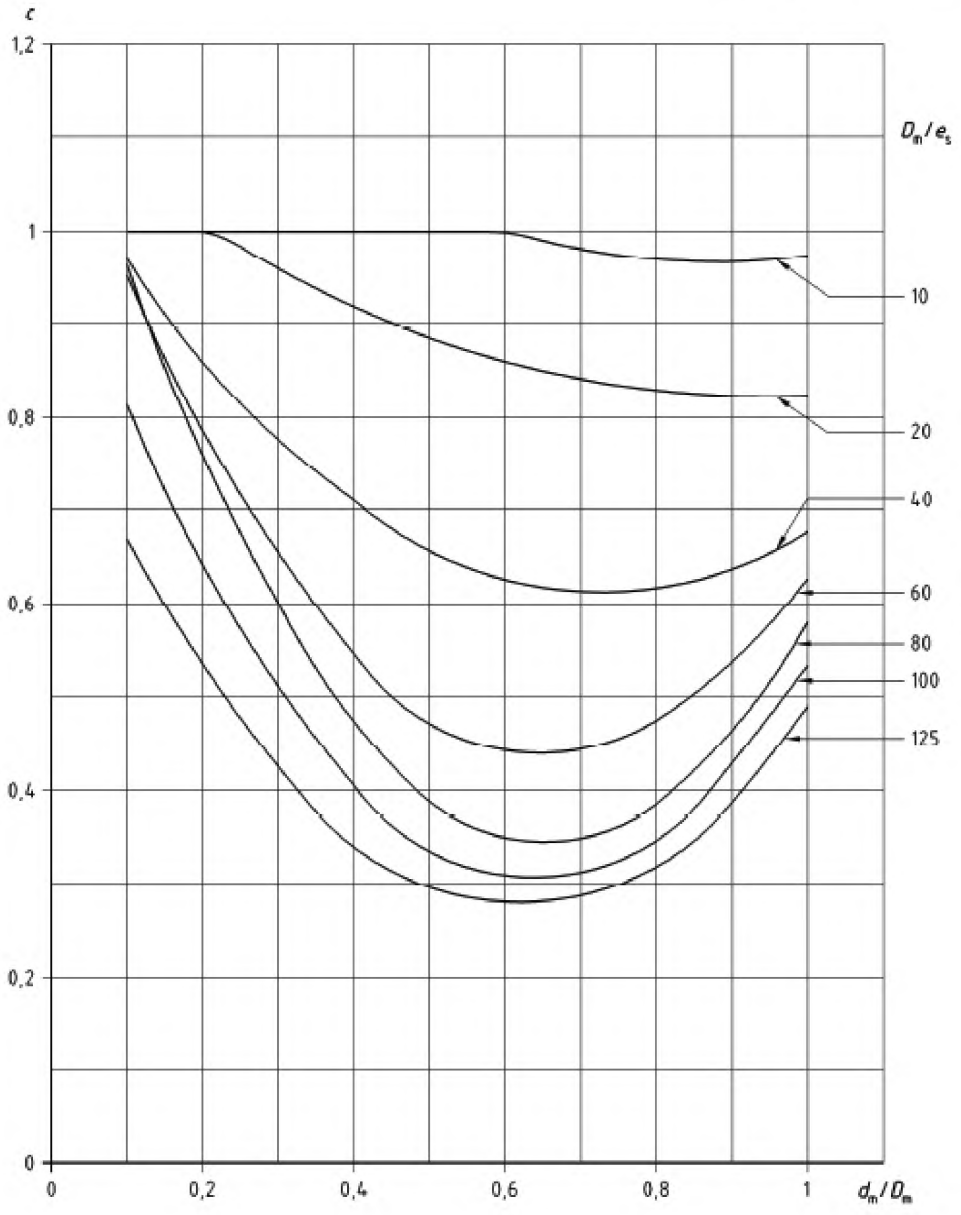


Рисунок О.3.2-13 – Значение cfh_b для e_b / e_s = 0.5

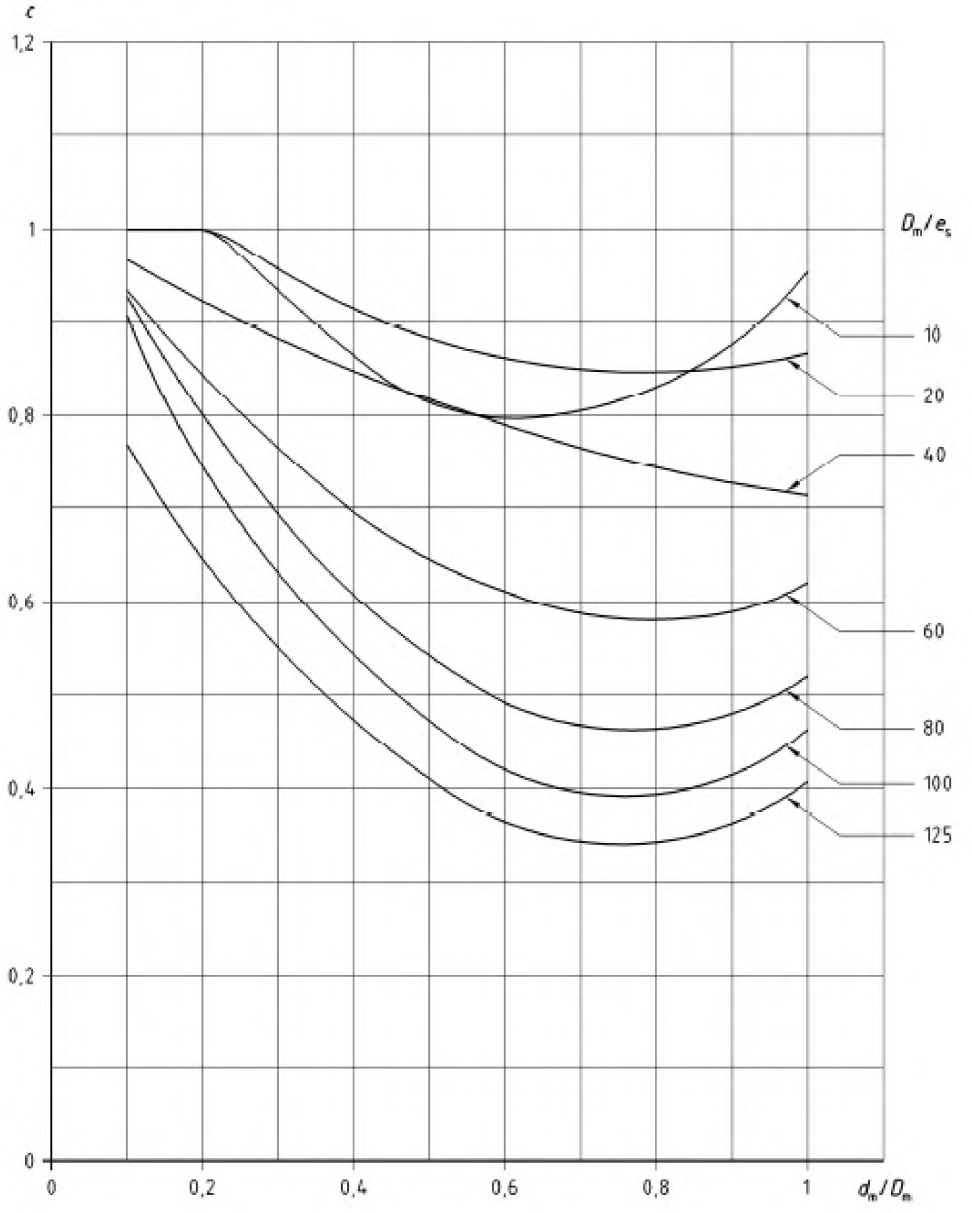


Рисунок О.3.2-14 – Значение cfp_b для $e_b / e_s = 0.5$

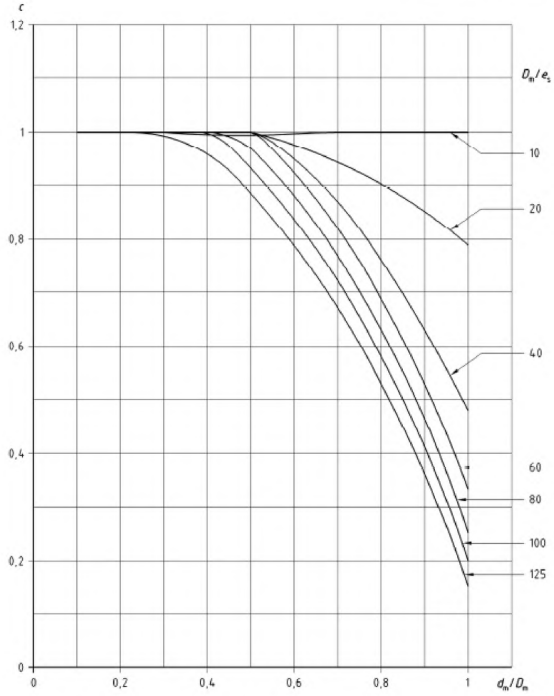


Рисунок О.3.2-15 – Значение ct_b для $e_b / e_s = 0.5$

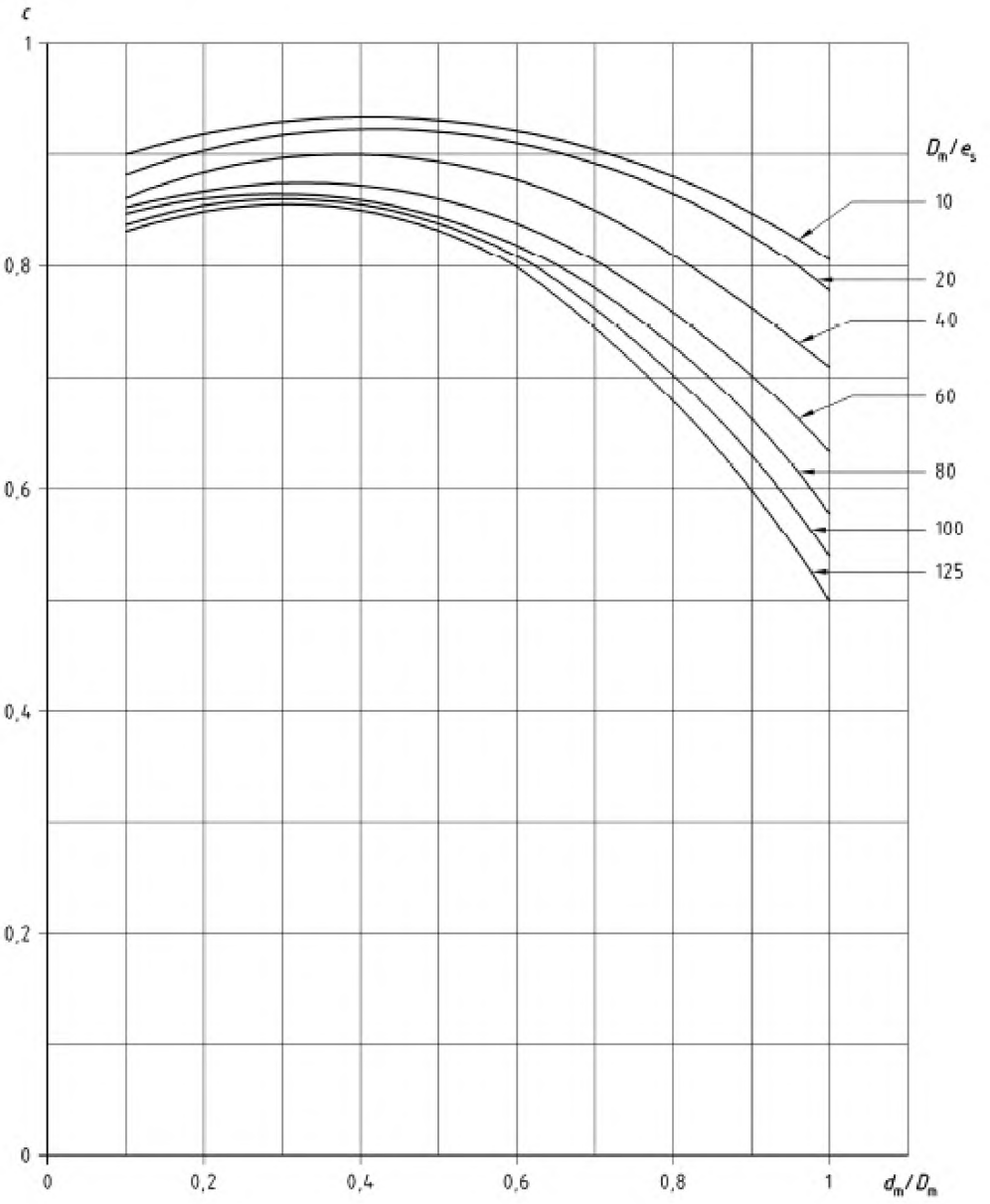


Рисунок О.3.2-16 – Значение cfh_s для e_b / e_s = 0.5

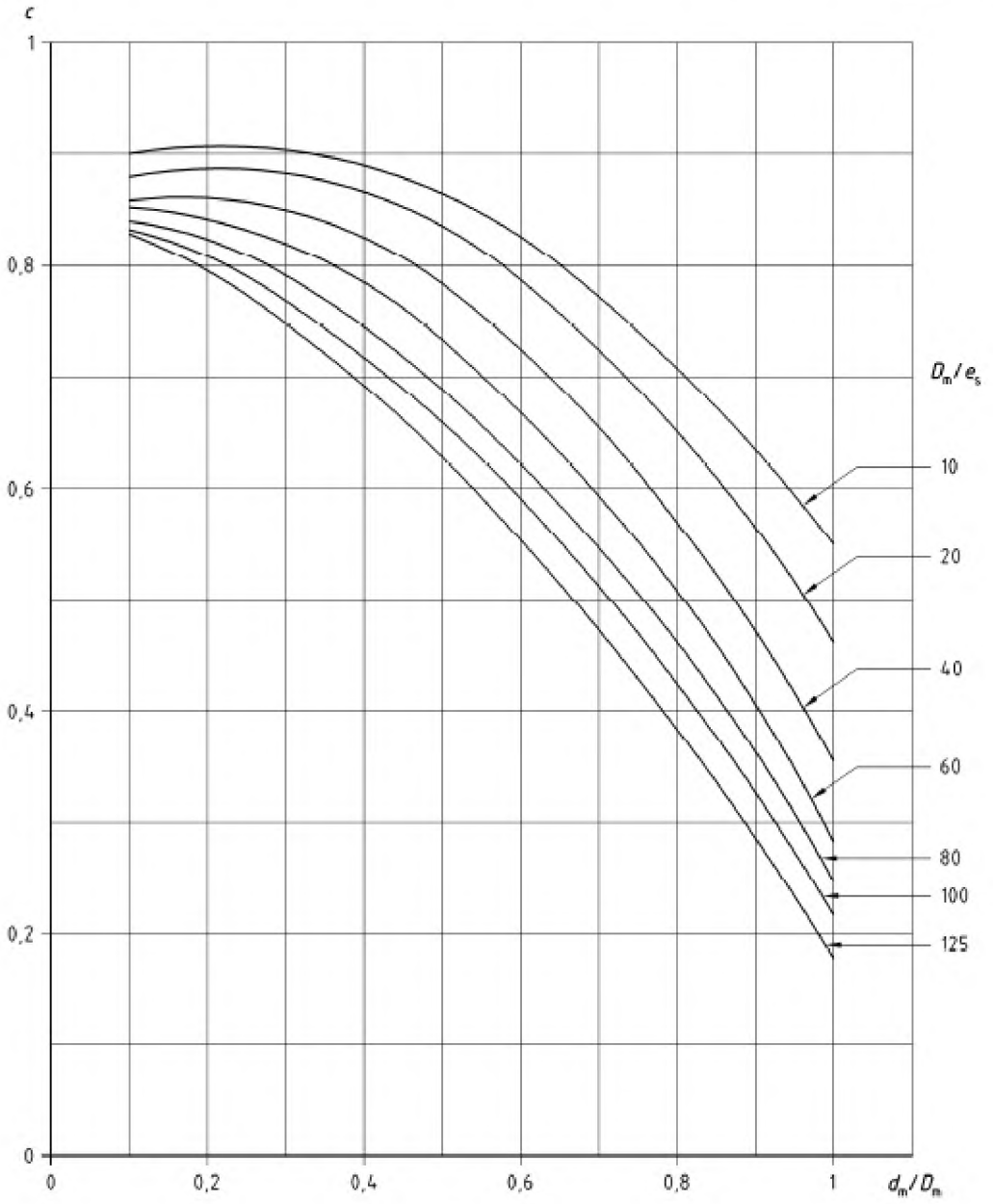


Рисунок О.3.2-17 – Значение cfp_s для e_b / e_s = 0.5

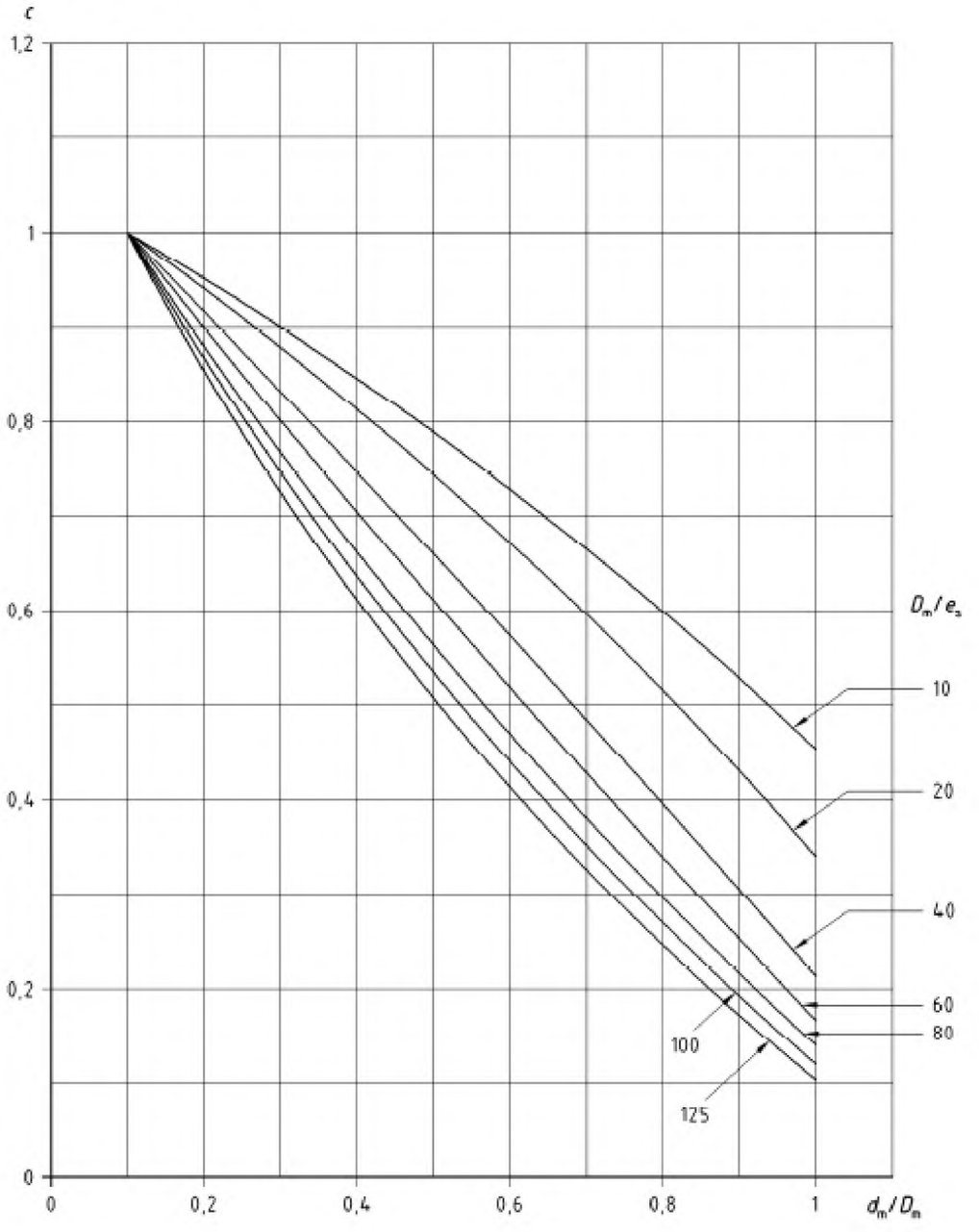


Рисунок О.3.2-18 – Значение ct_s для e_b / e_s = 0.5

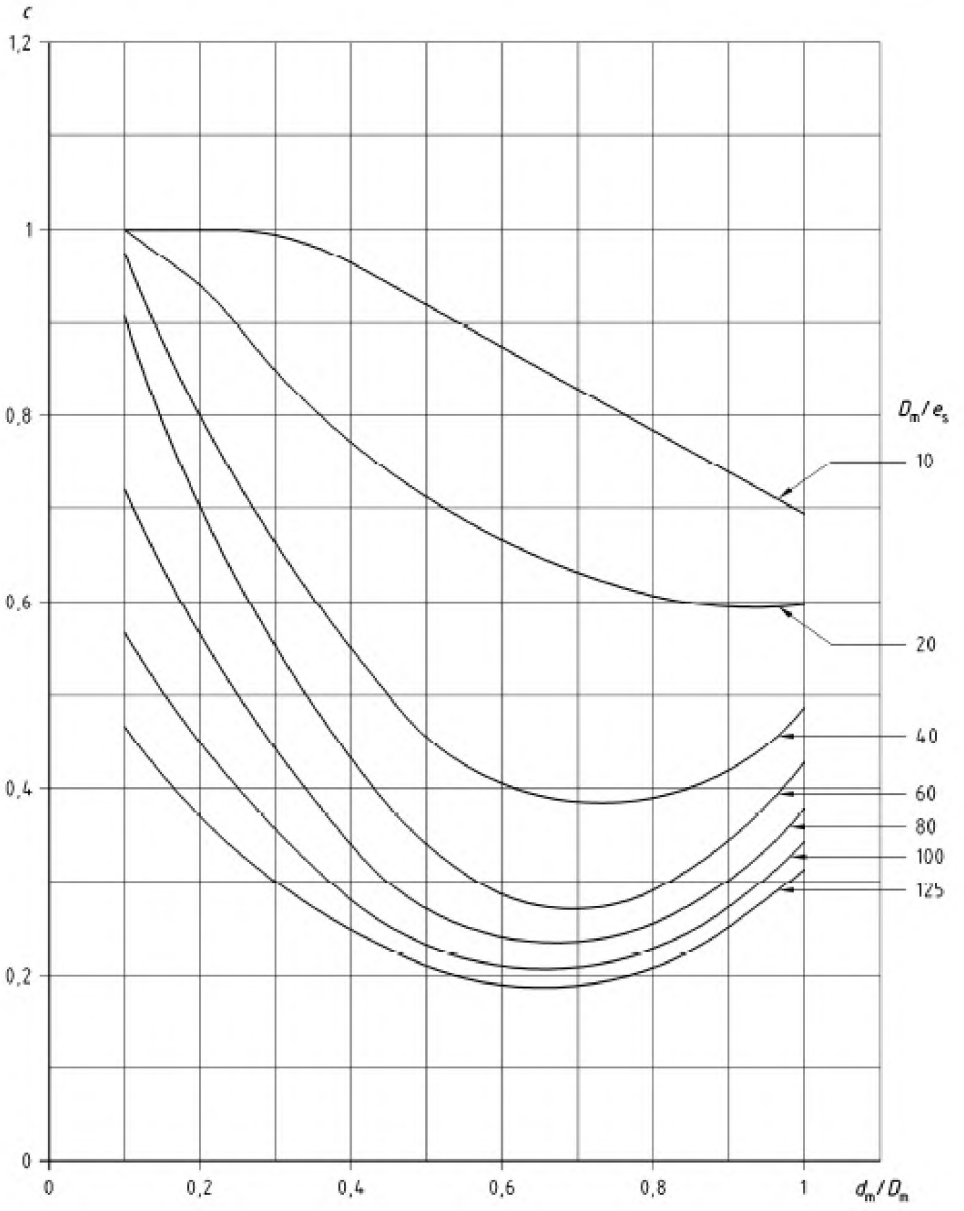


Рисунок О.3.2-19 – Значение cfh_b для e_b / e_s = 0.8

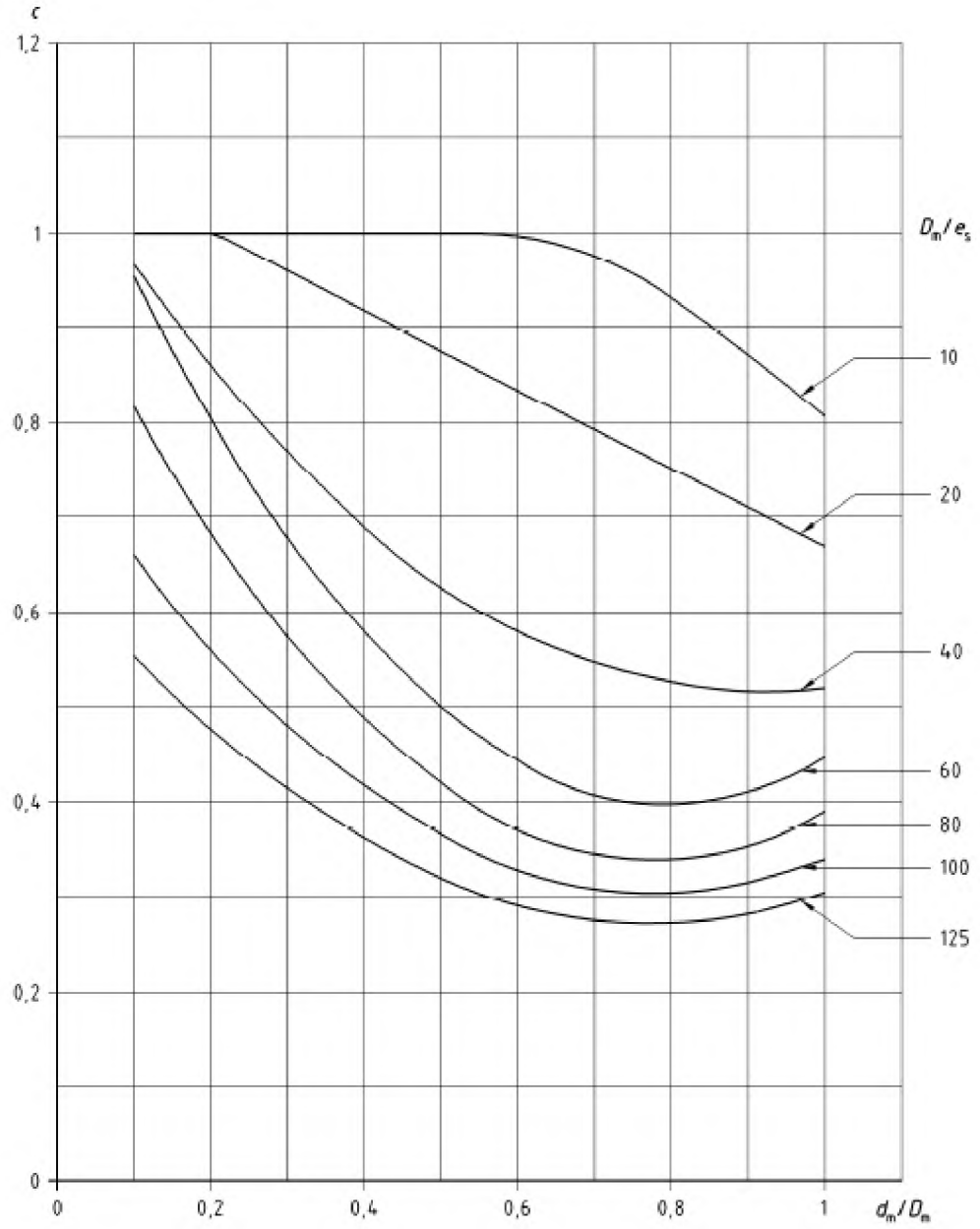


Рисунок О.3.2-20 – Значение cfp_b для e_b / e_s = 0.8

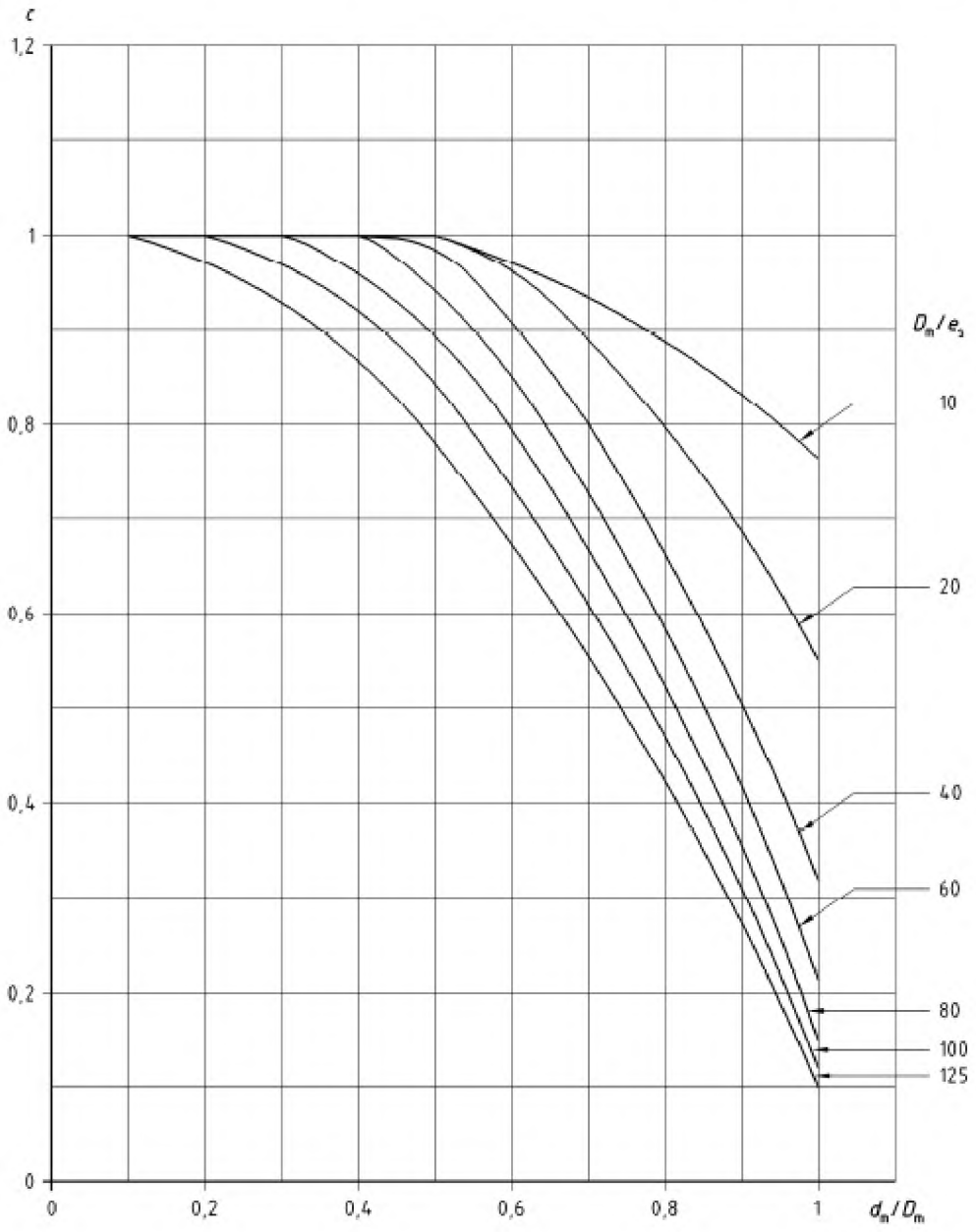


Рисунок О.3.2-21 – Значение ct_b для e_b / e_s = 0.8

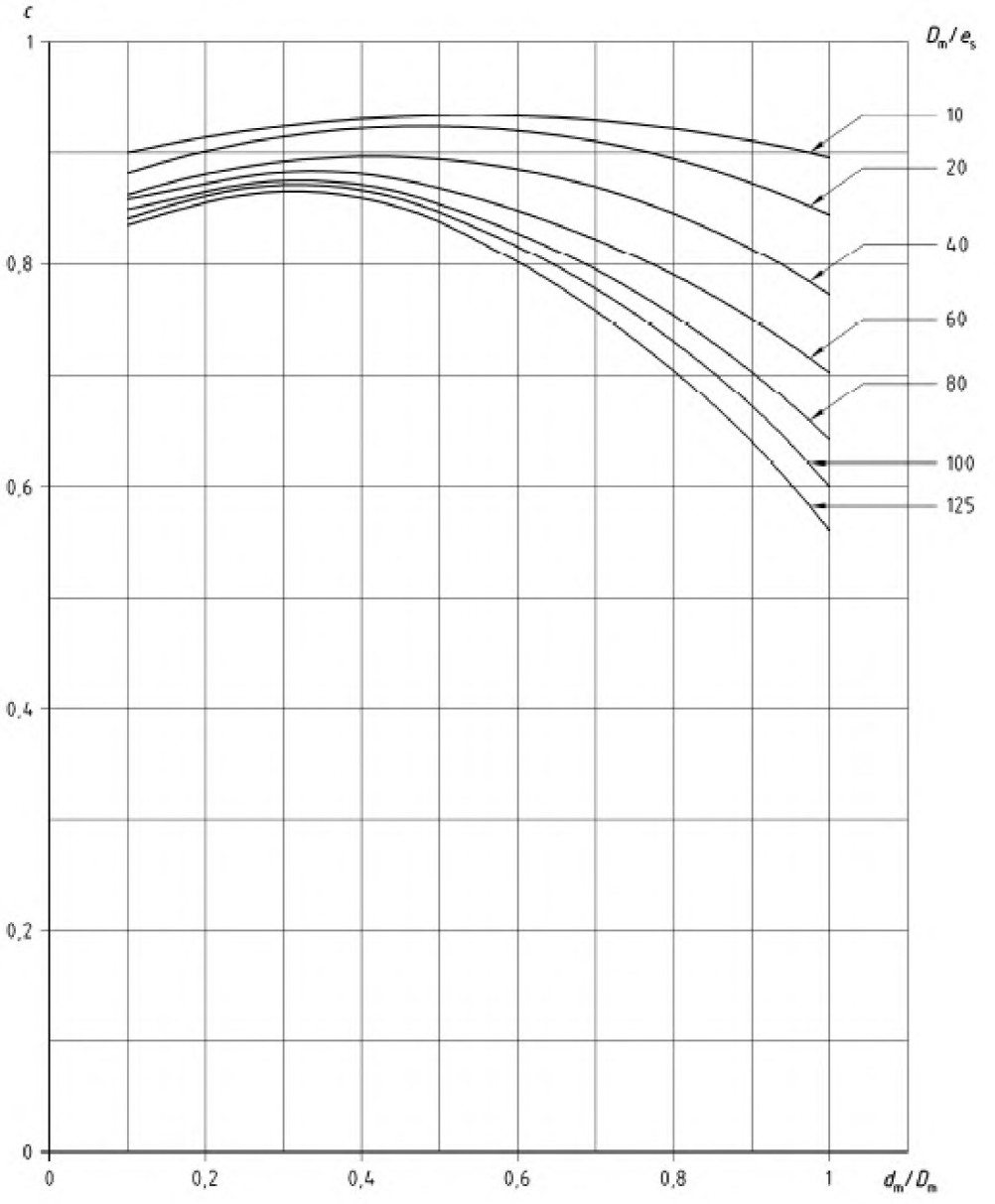


Рисунок О.3.2-22 – Значение cfh_s для $e_b / e_s = 0.8$

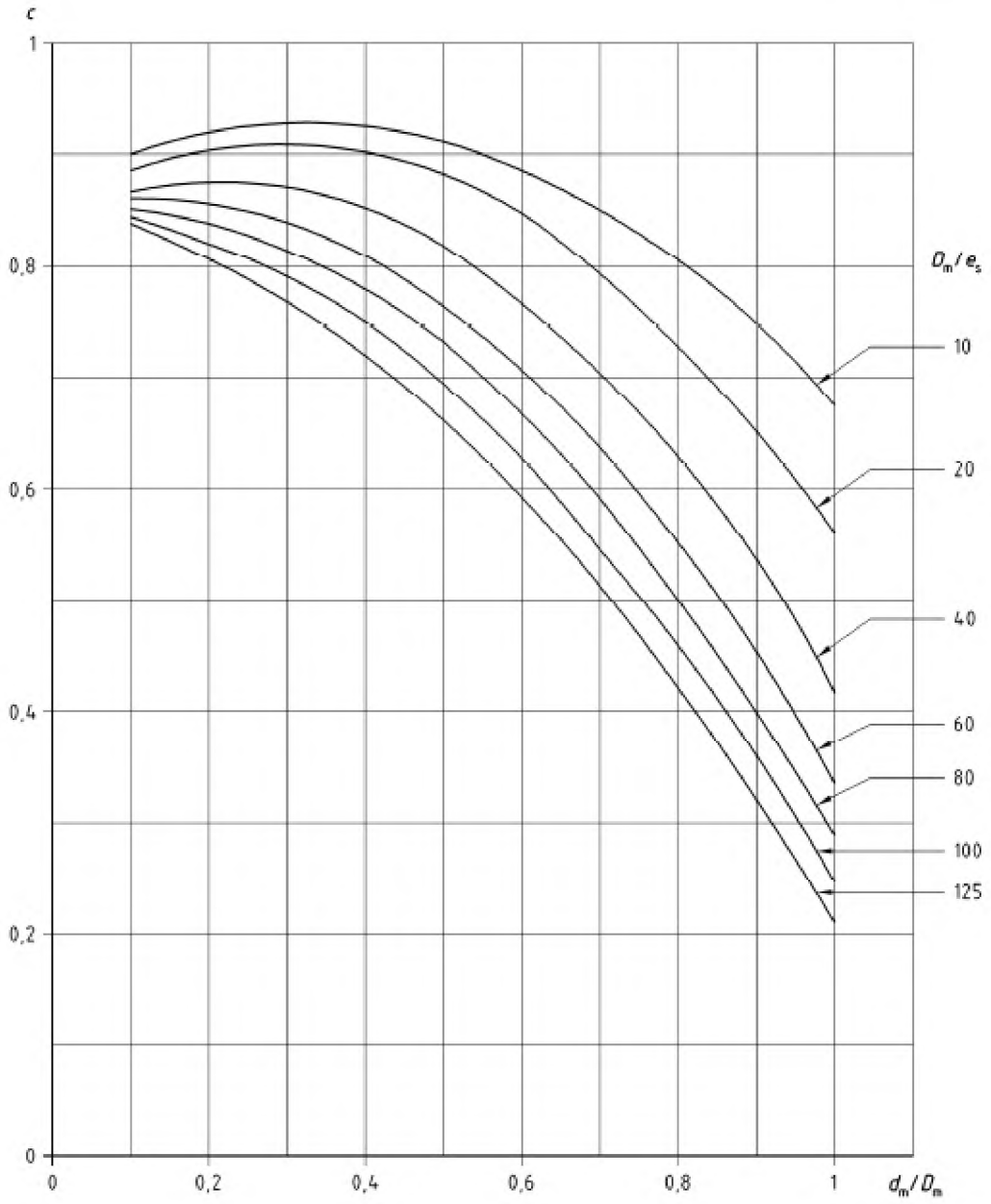


Рисунок О.3.2-23 – Значение cfp_s для e_b / e_s = 0.8

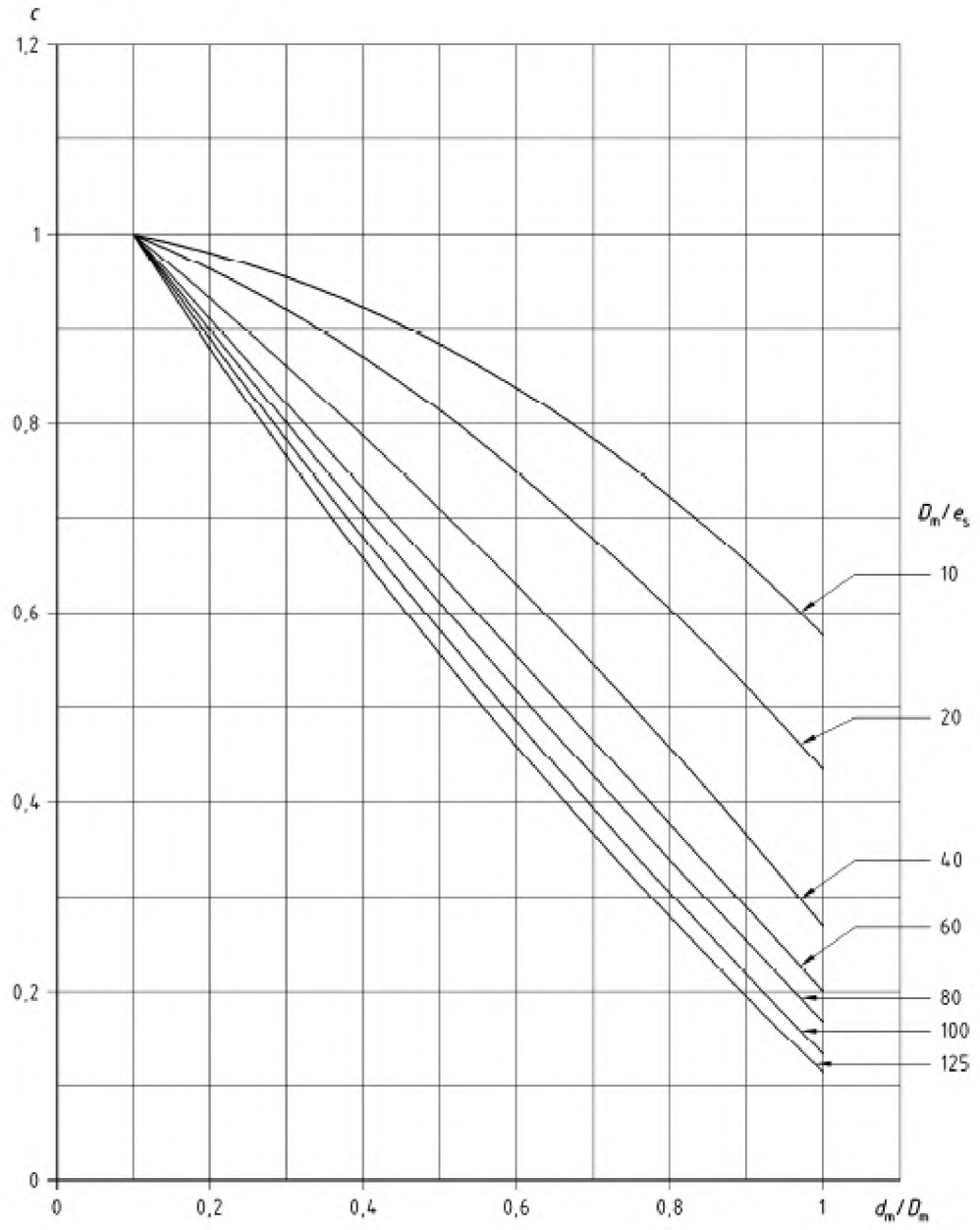


Рисунок О.3.2-24 – Значение ct_s для $e_b / e_s = 0.8$

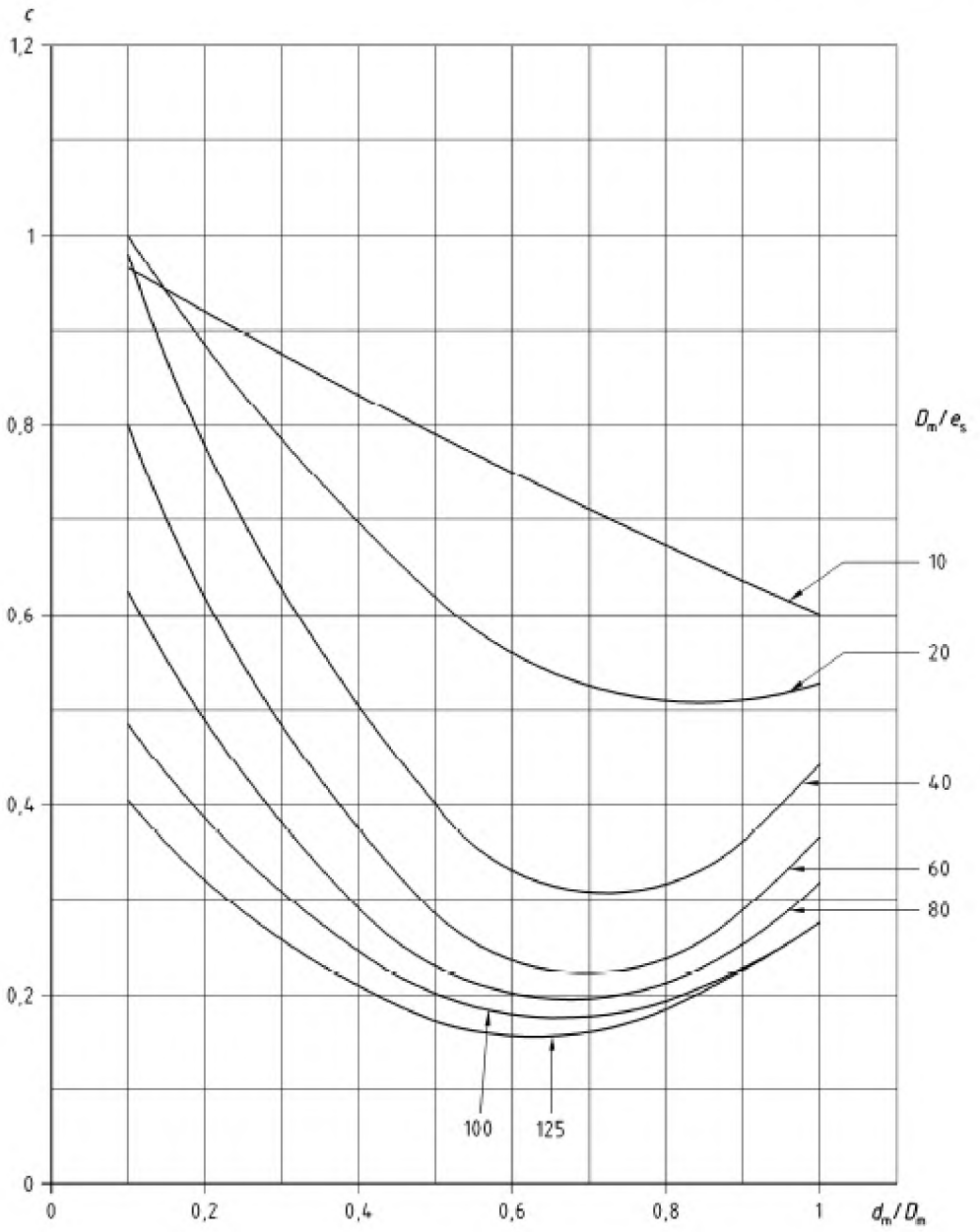


Рисунок О.3.2-25 – Значение cfh_b для e_b / e_s = 1

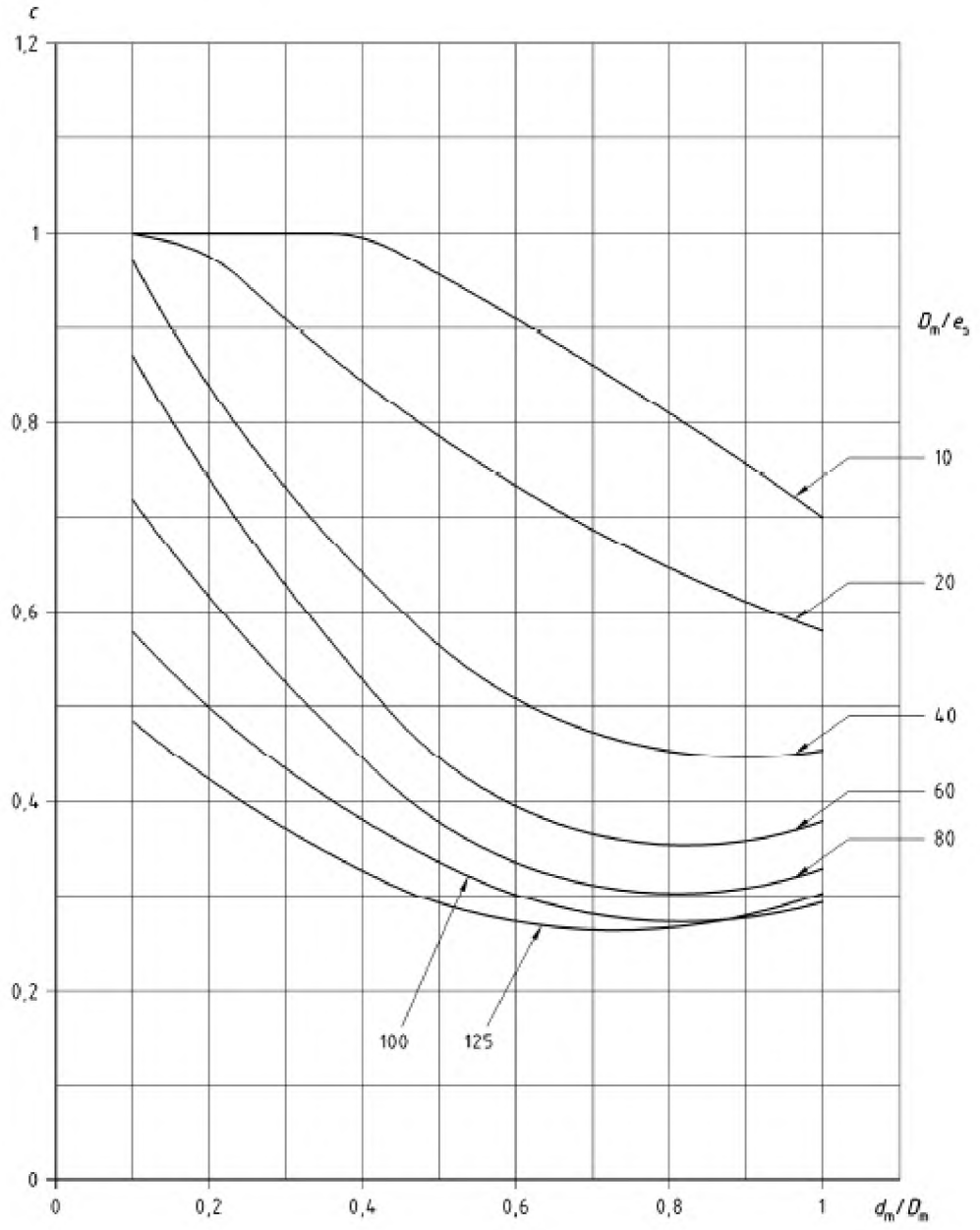


Рисунок О.3.2-26 – Значение cfp_b для e_b / e_s = 1

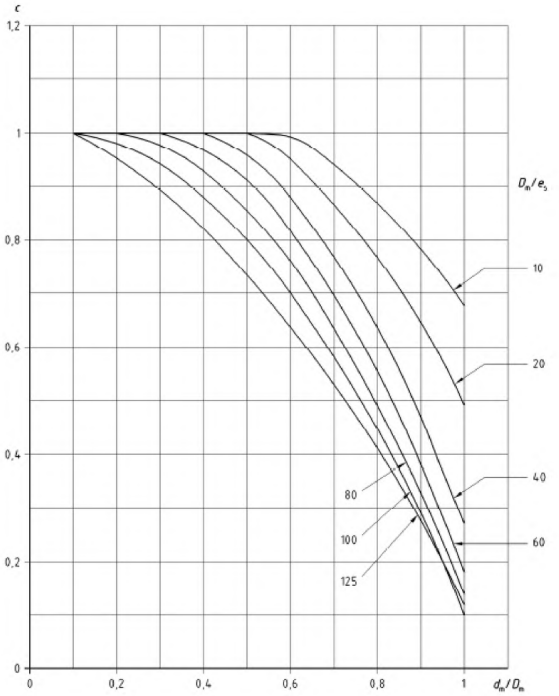


Рисунок О.3.2-27 – Значение ct_b для e_b / e_s = 1

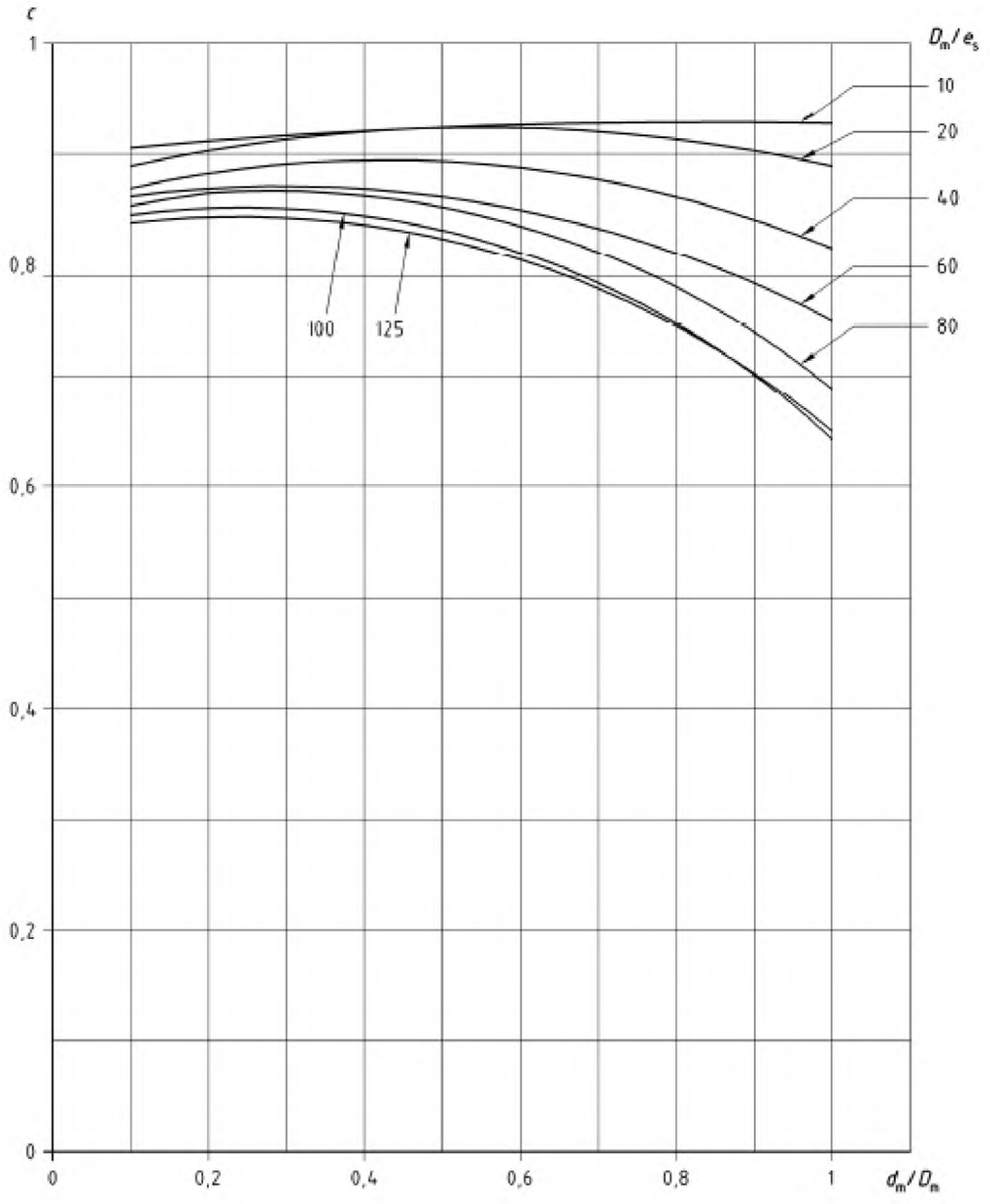


Рисунок О.3.2-28 – Значение cfh_s для e_b / e_s = 1

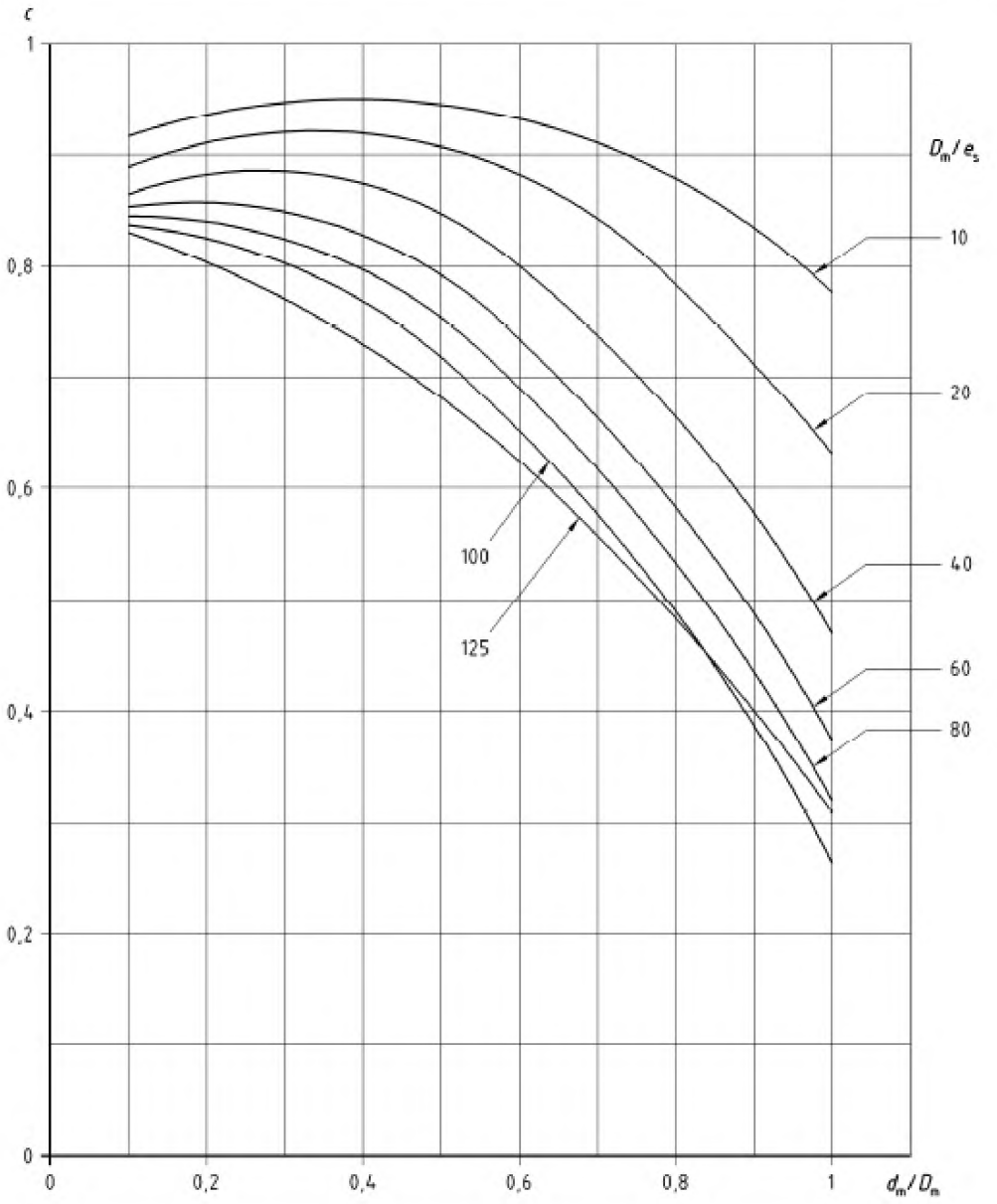


Рисунок О.3.2-29 – Значение cfp_s для e_b / e_s = 1

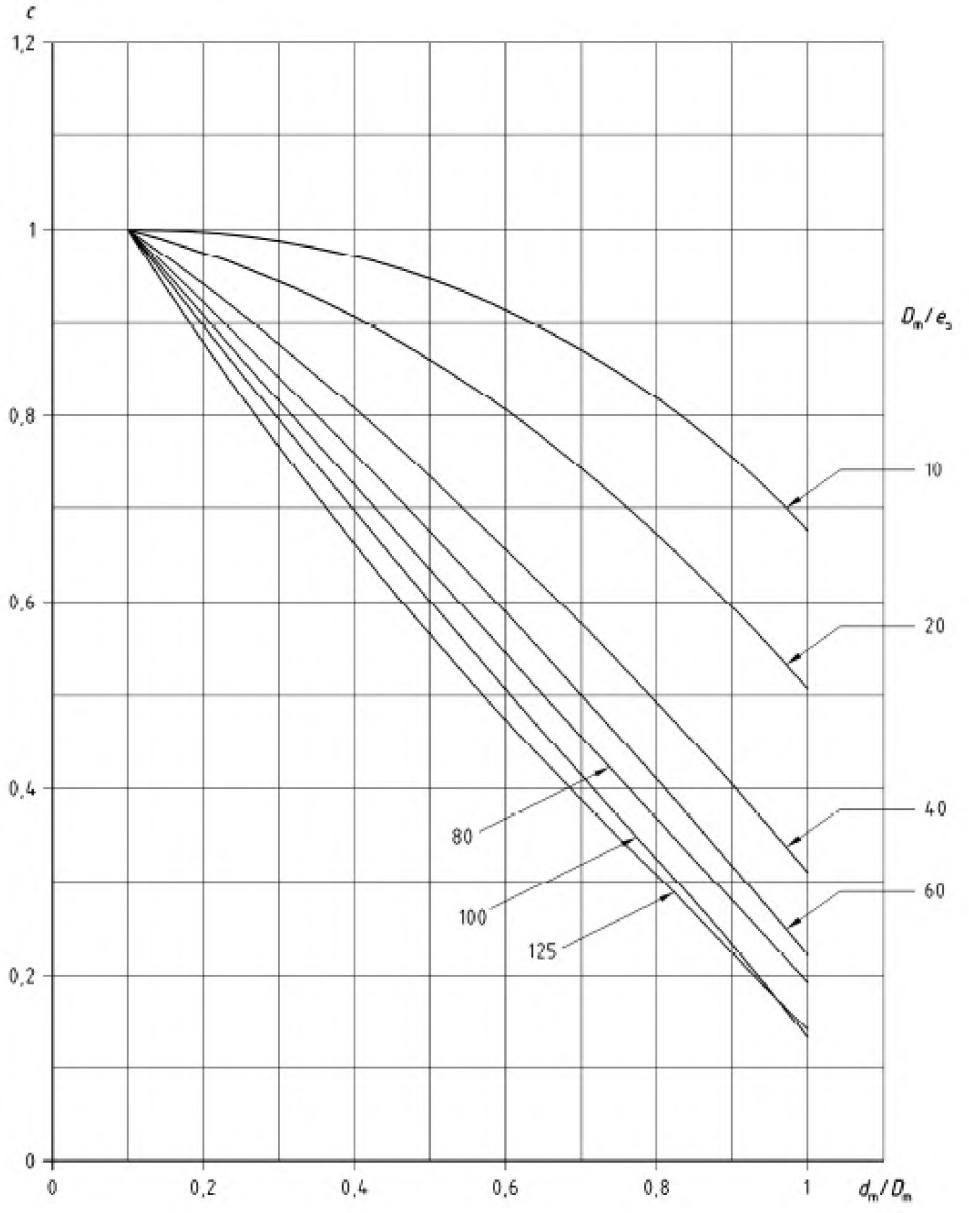


Рисунок О.3.2-30 – Значение ct_s для e_b / e_s = 1

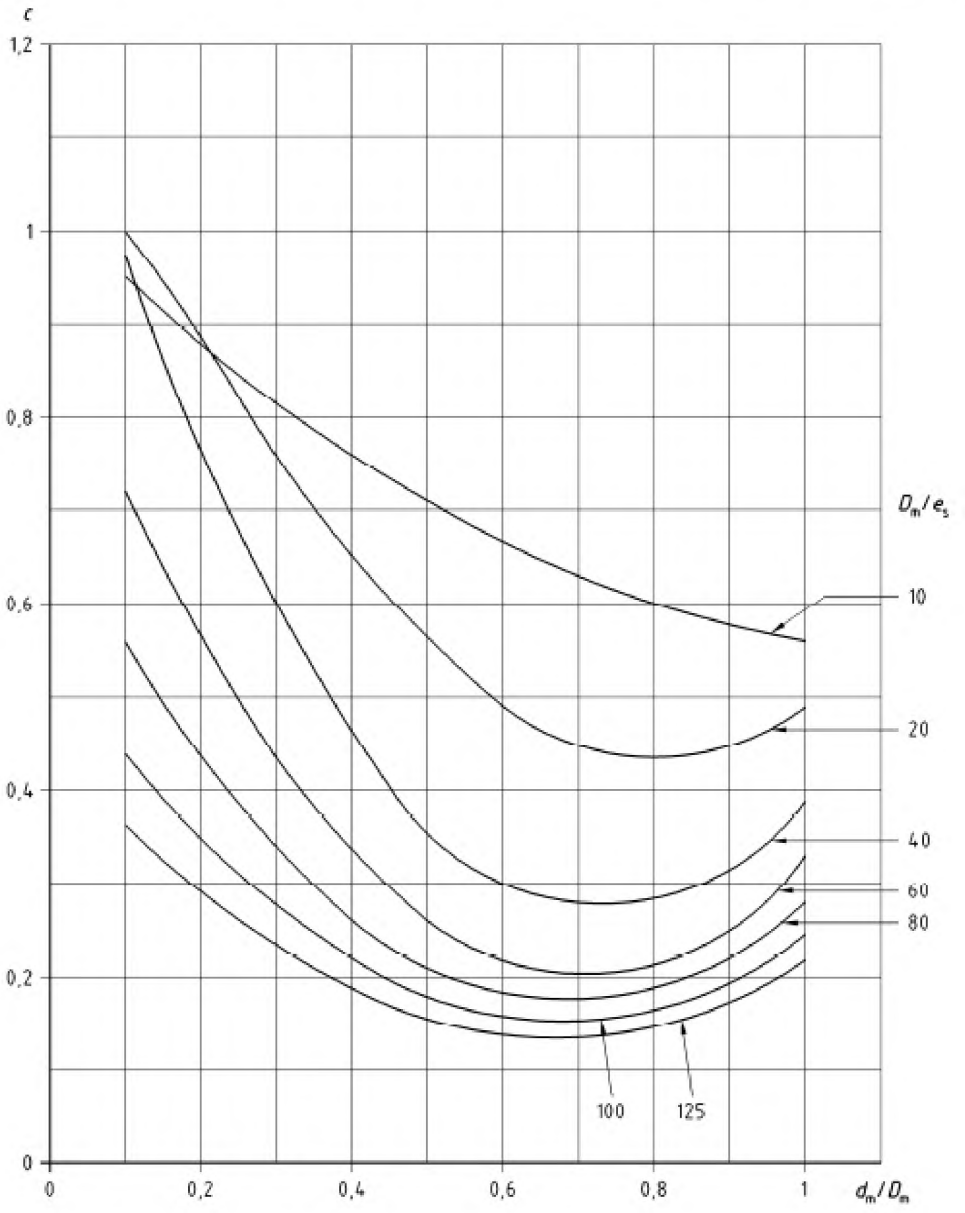


Рисунок О.3.2-31 – Значение cfh_b для e_b / e_s = 1,2

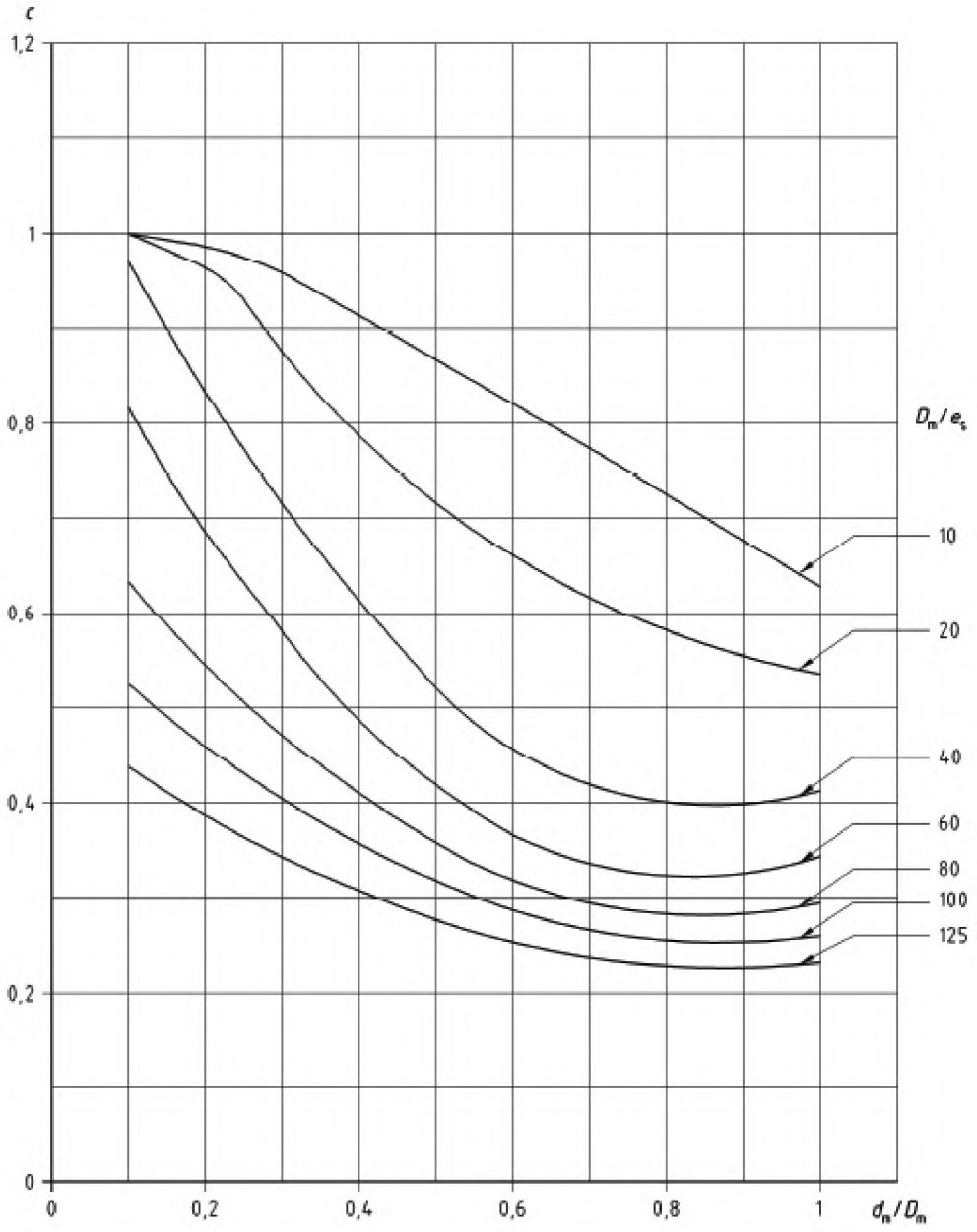


Рисунок О.3.2-32 – Значение *c cfp*$_b$ для $e_b / e_s = 1,2$

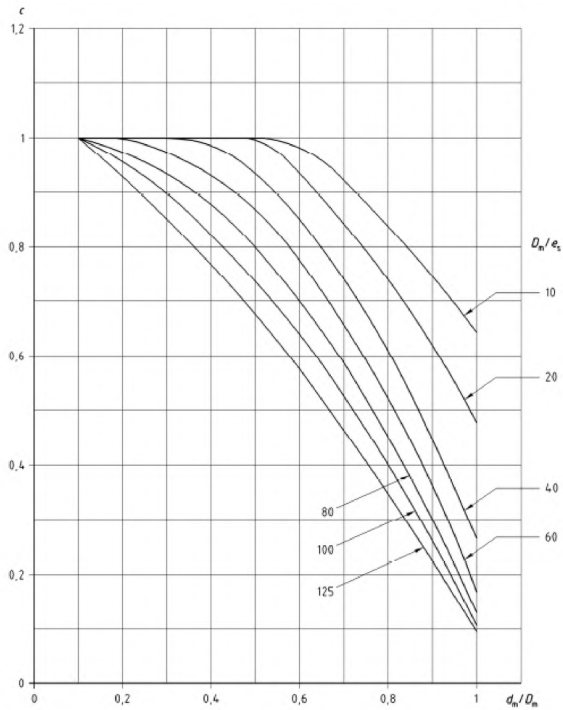


Рисунок О.3.2-33 – Значение ct_b для e_b / e_s = 1,2

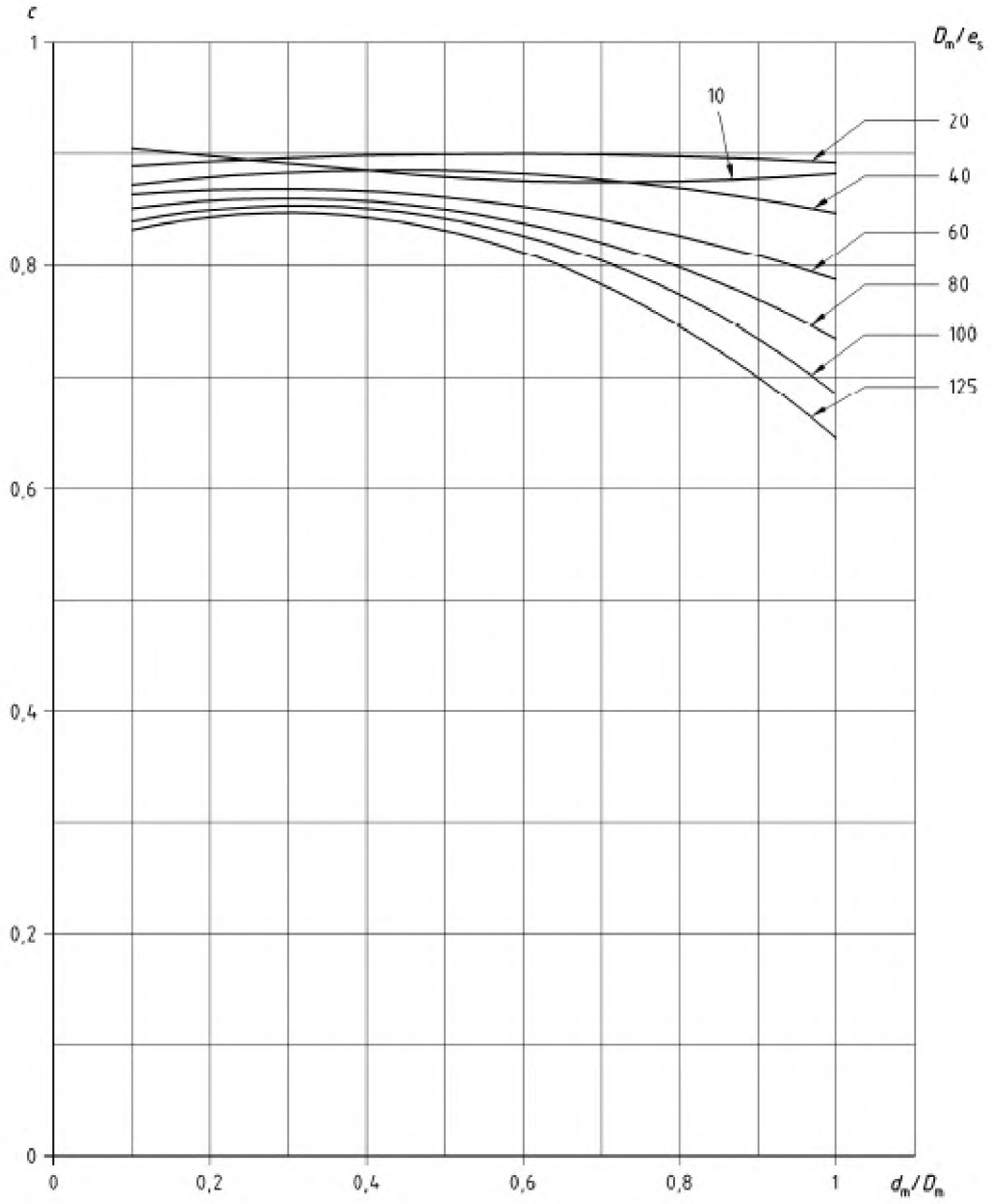


Рисунок О.3.2-34 – Значение cfh_s для $e_b / e_s = 1,2$

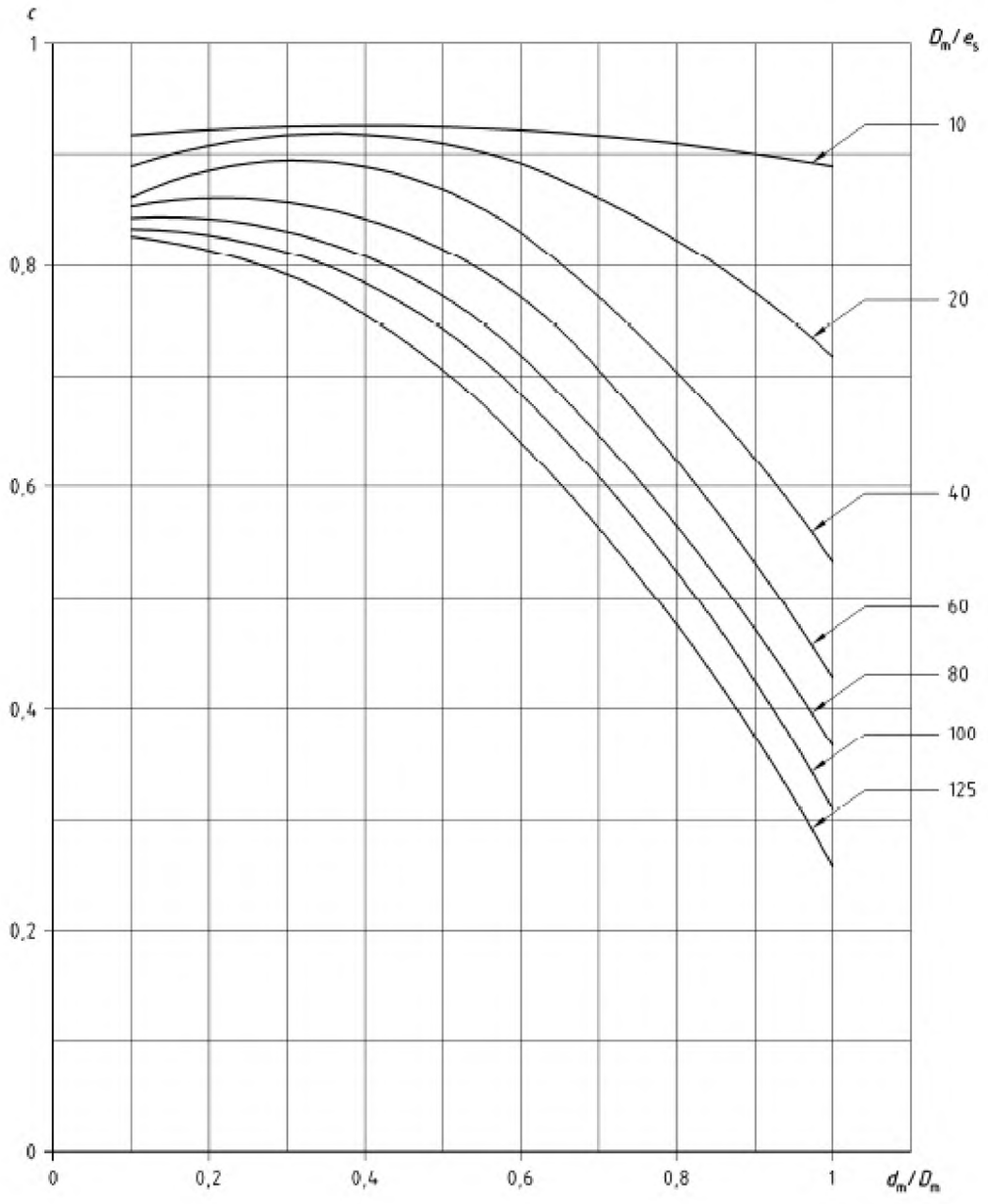


Рисунок О.3.2-35 – Значение cfp_s для e_b / e_s = 1,2

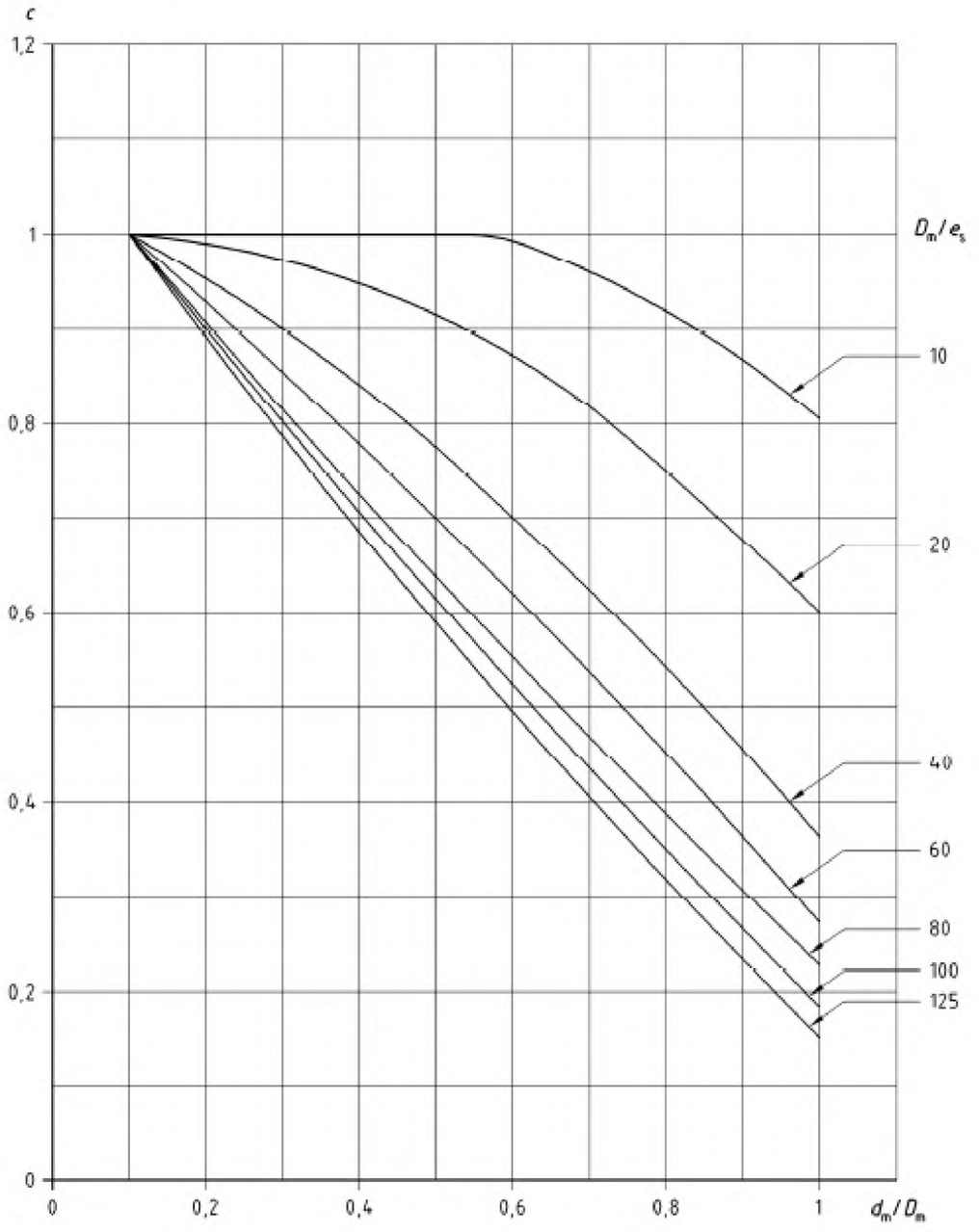


Рисунок О.3.2-36 – Значение ct_s для e_b / e_s = 1,2

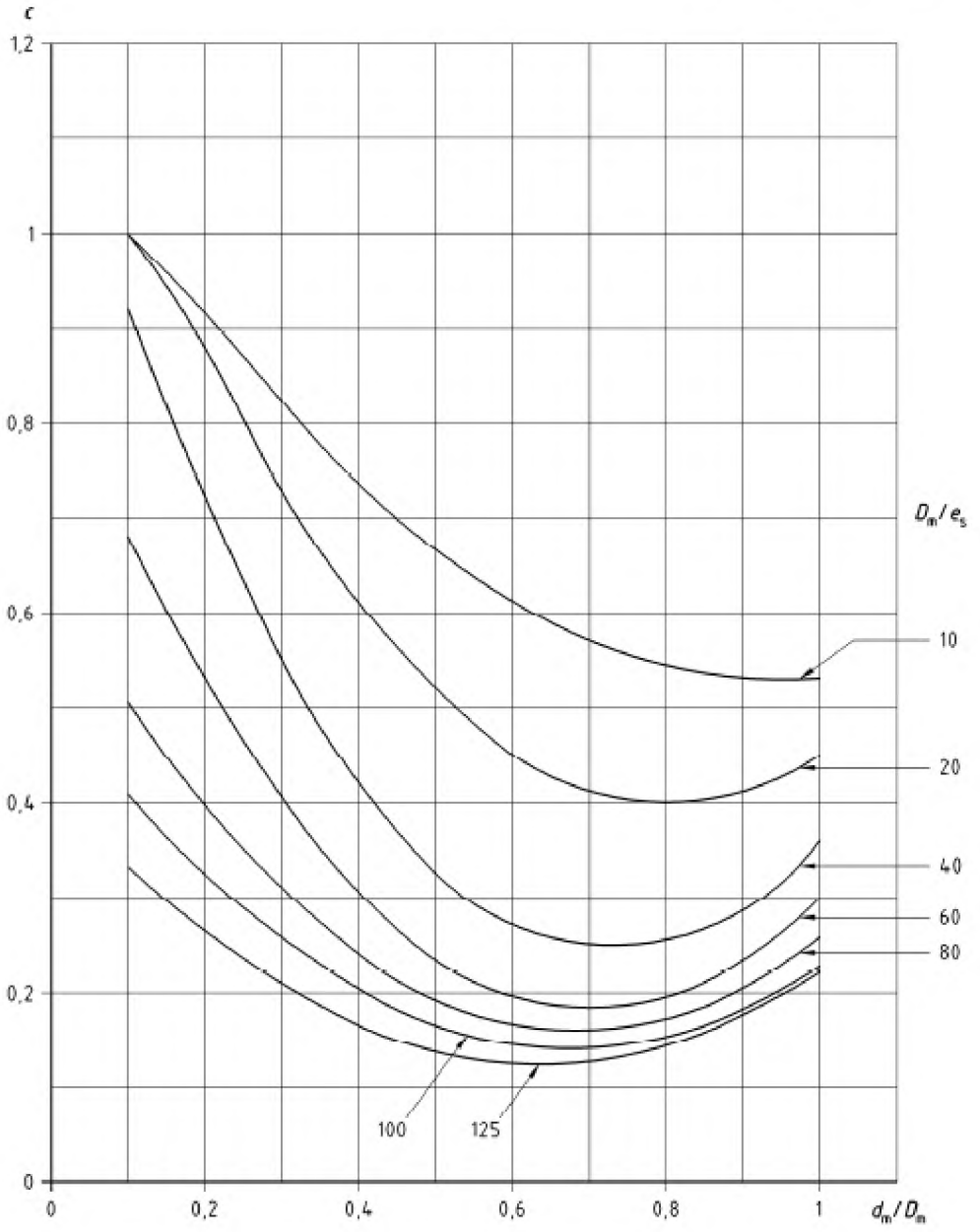


Рисунок О.3.2-37 – Значение cfh_b для e_b / e_s = 1,5

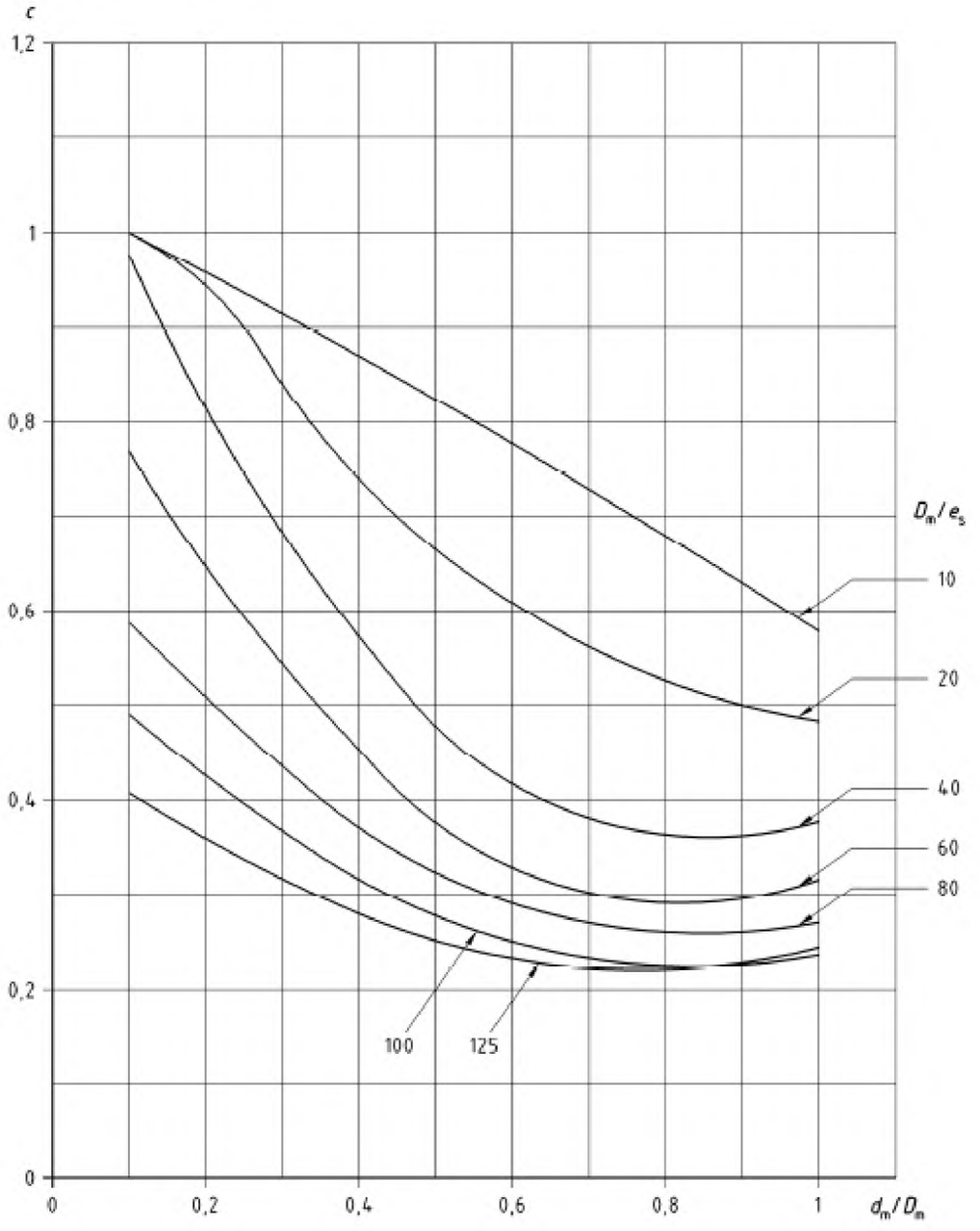


Рисунок О.3.2-38 – Значение cfp_b для e_b / e_s = 1,5

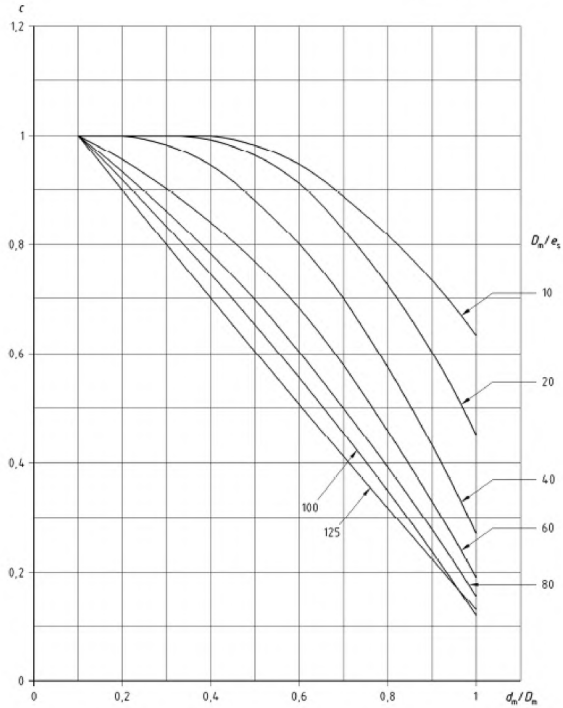


Рисунок О.3.2-39 – Значение ct_bдля e_b / e_s = 1,5

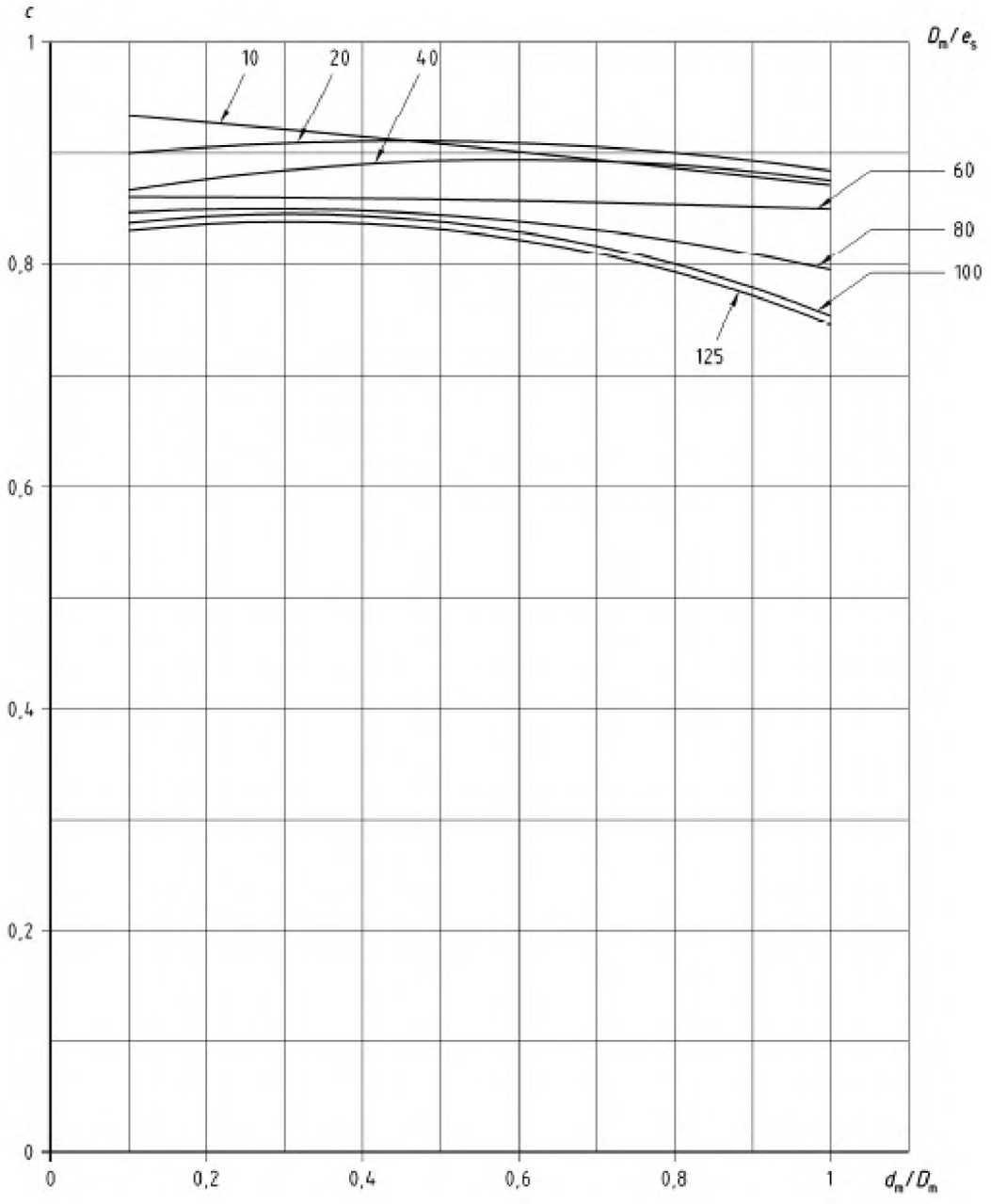


Рисунок О.3.2-40 – Значение cfh_s для e_b / e_s = 1,5

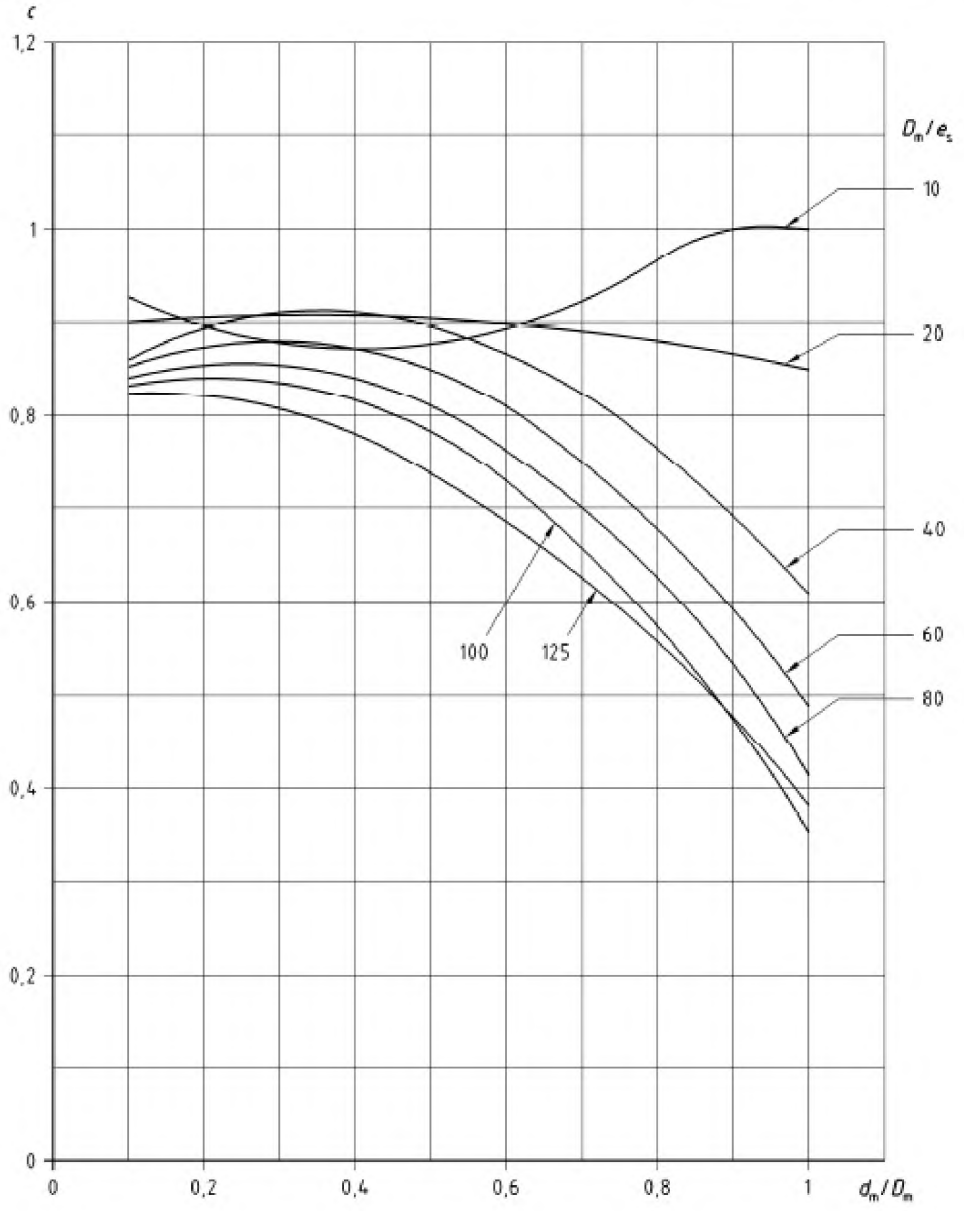


Рисунок О.3.2-41 – Значение cfp_s для $e_b / e_s = 1,5$

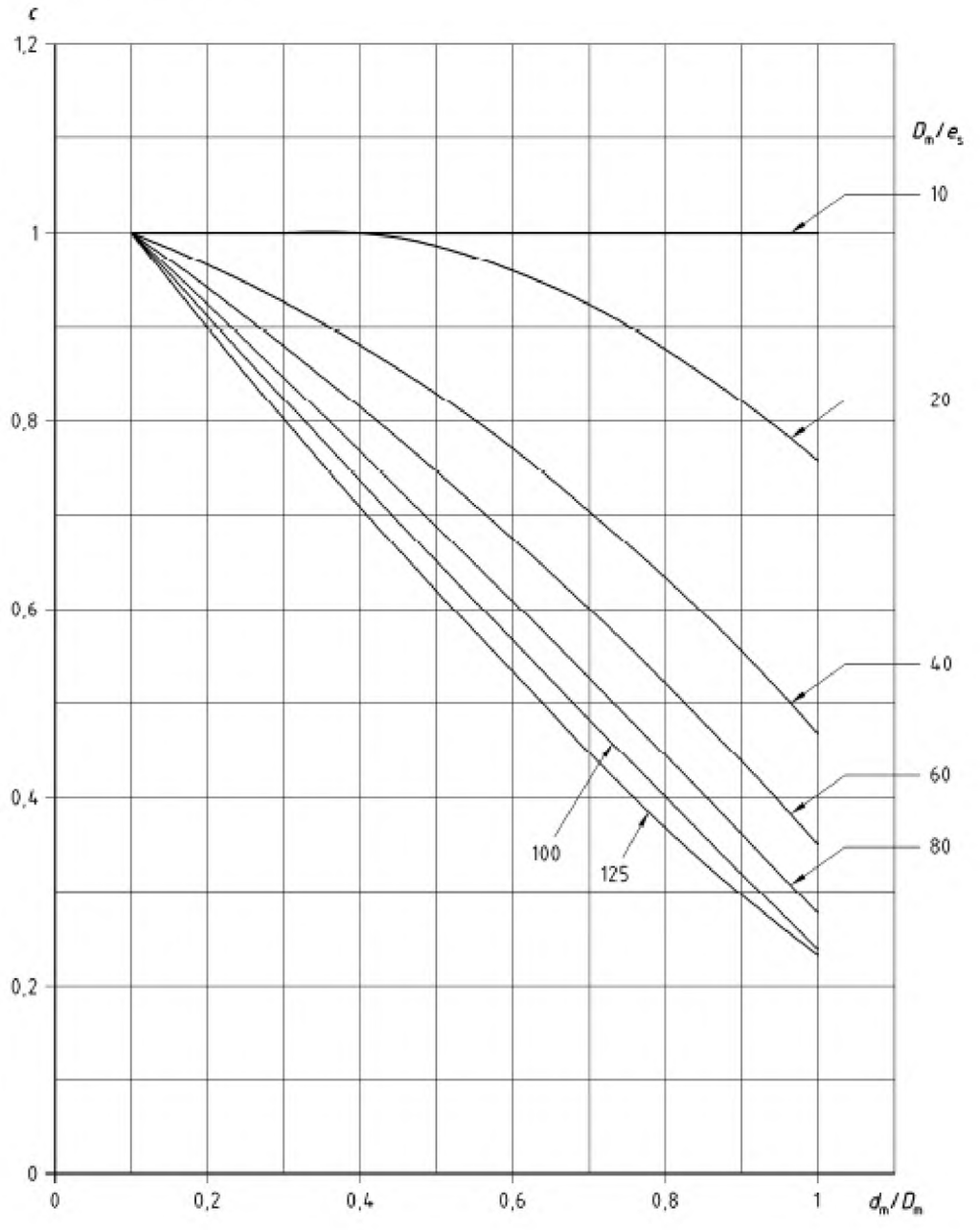


Рисунок О.3.2-42 – Значение ct_s для e_b / e_s = 1,5

Таблица О.3.2-2 - Значение полиномиальных уравнений описывает кривые линии Рисунков О.3.2-7 до О.3.2-42

	Dm / es	A	B	C
Рисунок 0.3.2-7 Коэффициент cfhb для eb / es = 0,2	10	0,763 7	- 1,155 6	1,310 4
	20	0,676 8	- 0,952 0	1,182 4
	40	0,322 6	- 0,475 4	1,023 7
	60	0,225 9	- 0,348 9	0,980 9
	80	0,542 1	- 0,675	1,001 3
	100	1,210 8	- 1,371 2	1,065 0
	125	1,675 7	- 1,875 5	1,093 6
Рисунок 0.3.2-8 Коэффициент cfpb для eb / es = 0,2	10	0,960 7	- 1,385 4	1,325 5
	20	0,604 2	- 0,917 2	1,178 4
	40	0,303 5	- 0,470 4	1,018 3
	60	0,206 9	- 0,332 8	0,969 4
	80	0,196 5	- 0,300 4	0,952 8
	100	0,130 5	- 0,282 5	0,946 2
	125	0,292 5	- 0,525 9	0,945 4
Рисунок 0.3.2-9 Коэффициент ctb для eb / es = 0,2	10	- 0,028 6	0,012 7	1,011 0
	20	0,057 2	- 0,072 3	1,028 4
	40	-0,003 4	- 0,024 5	1,017 2
	60	- 0,482 0	0,272 1	0,988 2
	80	- 0,877 9	0,516 0	0,966 0
	100	- 1,095 5	0,653 4	0,952 9
	125	- 1,348 9	0,818 2	0,938 4

Таблица О.3.2-2 *(продолжение)*

	Dm / es	A	B	C
Рисунок 0.3.2-10 Коэффициент cfhs для eb / es = 0,2	10	- 0,394 7	0,234 8	0,872 6
	20	- 0,519 4	0,388 9	0,843 4
	40	- 0,657 1	0,488 0	0,816 4
	60	- 0,702 1	0,453 3	0,814 1
	80	- 0,763 2	0,463 8	0,808 4
	100	- 0,809 2	0,488 2	0,799 2
	125	- 0,859 9	0,515 5	0,790 9
Рисунок 0.3.2-11 Коэффициент cfps для eb / es = 0,2	10	- 0,604 7	0,138 3	0,887 1
	20	- 0,670 1	0,184 8	0,865 4
	40	- 0,661 8	0,113 6	0,853 5
	60	- 0,546 8	- 0,066 1	0,863 6
	80	- 0,390 0	- 0,279 0	0,877 8
	100	- 0,249 1	- 0,456 2	0,888 0
	125	- 0,128 8	- 0,610 9	0,896 6
Рисунок 0.3.2-12 Коэффициент cts для eb / es = 0,2	10	- 0,022 1	- 0,690 7	1,067 2
	20	- 0,092 0	- 0,707 9	1,069 8
	40	0,021 4	- 0,933 2	1,090 6
	60	0,286 6	- 1,261 8	1,120 5
	80	0,539 9	- 1,560 7	1,147 6
	100	0,736 0	- 1,787 4	1,168 1
	125	0,924 8	- 2,006 3	1,187 6

Таблица О.3.2-2 *(продолжение)*

	Dm / es	A	B	C
Рисунок 0.3.2-13 Коэффициент cfhb для eb / es = 0,5	10	0,449 7	- 0,789 8	1,310 6
	20	0,304 5	- 0,594 6	1,112 1
	40	0,899 6	- 1,315 5	1,091 9
	60	1,617 9	- 2,143 4	1,151 3
	80	2,003 6	- 2,627 4	1,206 7
	100	1,741 7	- 2,223 8	1,015 4
	125	1,489 0	- 1,836 0	0,838 5
Рисунок 0.3.2-14 Коэффициент cfpb для eb / es = 0,5	10	1,191 3	- 1,520 5	1,282 7
	20	0,447 8	- 0,705 3	1,125 9
	40	0,153 7	- 0,446 5	1,006 5
	60	0,686 4	- 1,135 4	1,041 5
	80	1,034 0	- 1,592 6	1,077 4
	100	1,205 0	- 1,816 0	1,075 5
	125	1,002 5	- 1,510 6	0,912 5
	Dm / es	A	B	C
Рисунок 0.3.2-15 Коэффициент ctb для eb / es = 0,5	10	0,176 5	- 0,181 4	1,041 0
	20	- 0,439 2	0,230 8	0,999 2
	40	- 1,171 2	0,700 5	0,951 7
	60	- 1,460 5	0,859 1	0,935 6
	80	- 1,498 3	0,811 1	0,939 4
	100	- 1,438 7	0,686 9	0,950 4
	125	- 1,291 4	0,476 9	0,969 3

Таблица О.3.2-2 *(продолжение)*

	Dm / es	A	B	C
Рисунок 0.3.2-16 Коэффициент cfhs для eb / es = 0,5	10	- 0,371 1	0,300 2	0,875 2
	20	- 0,439 8	0,370 1	0,848 9
	40	- 0,505 4	0,386 9	0,826 7
	60	- 0,551 0	0,363 7	0,821 5
	80	- 0,609 7	0,369 9	0,818 8
	100	- 0,695 8	0,429 9	0,803 9
	125	- 0,757 6	0,461 3	0,795 3
Рисунок 0.3.2-17 Коэффициент cfps для eb / es = 0,5	10	- 0,576 6	0,246 4	0,881 2
	20	- 0,701 2	0,306 7	0,857 3
	40	- 0,726 5	0,236 5	0,843 4
	60	- 0,639 0	0,080 8	0,849 9
	80	- 0,539 4	- 0,070 6	0,860 3
	100	- 0,494 4	- 0,149 1	0,859 1
	125	- 0,420 3	- 0,262 8	0,864 4
Рисунок 0.3.2-18 Коэффициент cts для eb / es = 0,5	10	- 0,173 2	- 0,416 3	1,044 0
	20	- 0,185 4	- 0,530 0	1,054 5
	40	- 0,072 6	- 0,793 3	1,078 7
	60	0,097 8	- 1,033 2	1,100 4
	80	0,258 4	- 1,236 8	1,118 9
	100	0,354 7	- 1,364 2	1,130 4
	125	0,471 4	- 1,511 2	1,143 8

Таблица О.3.2-2 *(продолжение)*

	Dm / es	A	B	C
Рисунок 0.3.2-19 Коэффициент cfhb для eb / es = 0,8	10	- 0,053 8	- 0,363 7	1,110 3
	20	0,660 4	- 1,220 7	1,158 1
	40	1,505 3	- 2,199 9	1,183 0
	60	1,809 7	- 2,513 9	1,140 4
	80	1,485 5	- 2,005 7	0,905 5
	100	1,153 1	- 1,515 6	0,706 4
	125	0,960 4	- 1,227 3	0,579 6
Рисунок 0.3.2-20 Коэффициент cfpb для eb / es = 0,8	10	- 0,274 7	- 0,108 3	1,189 4
	20	0,027 1	- 0,452 9	1,094 8
	40	0,683 9	- 1,251 6	1,084 5
	60	1,163 5	- 1,843 1	1,127 5
	80	1,045 7	- 1,624 8	0,968 8
	100	0,768 6	- 1,201 7	0,773 8
	125	0,619 4	- 0,963 0	0,646 3
Рисунок 0.3.2-21 Коэффициент ctb для eb / es = 0,8	10	- 0,484 6	0,254 4	0,996 2
	20	- 0,986 9	0,576 5	0,966 7
	40	- 1,423 8	0,792 6	0,942 9
	60	- 1,414 9	0,671 5	0,952 7
	80	- 1,327 0	0,514 8	0,966 0
	100	- 1,173 2	0,308 4	0,984 8
	125	- 0,907 8	-0,005 9	1,013 3

Таблица О.3.2-2 *(продолжение)*

	Dm / es	A	B	C
Рисунок 0.3.2-22 Коэффициент cfhs для eb / es = 0,8	10	- 0,157 1	0,168 1	0,884 8
	20	- 0,256 7	0,246 9	0,861 6
	40	- 0,342 2	0,273 0	0,841 0
	60	- 0,372 6	0,233 4	0,840 7
	80	- 0,457 1	0,275 2	0,826 7
	100	- 0,554 8	0,342 4	0,811 2
	125	- 0,619 3	0,375 8	0,802 4
Рисунок 0.3.2-23 Коэффициент cfps для eb / es = 0,8	10	- 0,551 9	0,363 1	0,867 5
	20	- 0,706 6	0,419 0	0,847 6
	40	- 0,771 8	0,351 4	0,835 8
	60	- 0,695 6	0,191 0	0,845 1
	80	- 0,626 3	0,069 3	0,847 5
	100	- 0,584 9	- 0,011 0	0,845 7
	125	- 0,493 1	- 0,141 0	0,852 4
Рисунок 0.3.2-24 Коэффициент cts для eb / es = 0,8	10	- 0,359 4	- 0,075 0	1,011 2
	20	- 0,317 4	- 0,283 7	1,031 9
	40	- 0,163 7	- 0,635 8	1,064 8
	60	- 0,008 5	- 0,878 0	1,086 9
	80	0,131 2	- 1,069 7	1,104 3
	100	0,209 7	- 1,184 4	1,114 7
	125	0,311 9	- 1,317 8	1,126 8

Таблица О.3.2-2 *(продолжение)*

	Dm / es	A	B	C
Рисунок 0.3.2-25 Коэффициент cfhb для eb / es = 1,0	10	0,084 8	- 0,508 8	1,024 7
	20	0,971 8	- 1,640 6	1,197 8
	40	1,684 0	- 2,472 7	1,214 2
	60	1,577 5	- 2,216 6	1,004 2
	80	1,258 6	- 1,724 3	0,783 7
	100	0,970 1	- 1,298 2	0,610 5
	125	0,858 3	- 1,080 2	0,502 8
Рисунок 0.3.2-26 Коэффициент cfpb для eb / es = 1,0	10	- 0,176 3	- 0,242 7	1,119 6
	20	0,284 1	- 0,835 0	1,133 0
	40	0,857 0	- 1,520 4	1,113 6
	60	1,052 5	- 1,708 0	1,041 3
	80	0,838 8	- 1,349 7	0,845 3
	100	0,597 4	- 0,977 4	0,672 4
	125	0,564 4	- 0,826 2	0,564 4
Рисунок 0.3.2-27 Коэффициент ctb для eb / es = 1,0	10	- 0,815 5	0,519 2	0,974 6
	20	- 1,117 3	0,650 8	0,958 9
	40	- 1,376 7	0,699 9	0,950 3
	60	- 1,339 9	0,556 8	0,962 7
	80	- 1,187 6	0,337 1	0,982 0
	100	- 0,968 1	0,065 8	1,006 9
	125	- 0,613 3	- 0,308 8	1,040 8

Таблица О.3.2-2 *(продолжение)*

	Dm / es	A	B	C
Рисунок 0.3.2-28 Коэффициент cfhs для eb / es = 1,0	10	- 0,029 2	0,058 5	0,900 5
	20	- 0,147 6	0,163 5	0,875 1
	40	- 0,234 1	0,198 9	0,850 7
	60	- 0,264 9	0,165 8	0,846 3
	80	- 0,353 6	0,212 1	0,831 9
	100	- 0,454 9	0,281 5	0,816 3
	125	- 0,421 4	0,256 4	0,812 4
Рисунок 0.3.2-29 Коэффициент cfps для eb / es = 1,0	10	- 0,453 8	0,351 2	0,884 2
	20	- 0,662 3	0,445 8	0,850 4
	40	- 0,777 5	0,409 1	0,832 7
	60	- 0,735 5	0,275 8	0,837 5
	80	- 0,677 3	0,160 6	0,838 7
	100	- 0,641 9	0,083 0	0,836 7
	125	- 0,388 0	- 0,147 6	0,851 7
Рисунок 0.3.2-30 Коэффициент cts для eb / es = 1,0	10	- 0,472 0	0,161 2	0,989 3
	20	- 0,399 3	- 0,110 8	1,015 7
	40	- 0,218 5	- 0,525 6	1,054 8
	60	- 0,063 8	- 0,782 5	1,078 4
	80	0,068 2	- 0,974 6	1,095 9
	100	0,145 9	- 1,093 4	1,106 7
	125	0,299 9	- 1,258 7	1,121 4

Таблица О.3.2-2 *(продолжение)*

	Dm / es	A	B	C
Рисунок 0.3.2-31 Коэффициент cfhb для eb / es = 1,2	10	0,344 1	- 0,804 4	1,022 6
	20	1,220 8	- 1,961 3	1,232 8
	40	1,749 8	- 2,566 4	1,208 6
	60	1,442 9	- 2,032 3	0,918 5
	80	1,097 0	- 1,505 2	0,691 7
	100	0,874 6	- 1,176 8	0,553 4
	125	0,721 4	- 0,946 7	0,452 2
Рисунок 0.3.2-32 Коэффициент cfpb для eb / es = 1,2	10	- 0,093 8	- 0,340 1	1,061 1
	20	0,520 8	- 1,156 3	1,169 4
	40	0,981 1	- 1,704 8	1,134 4
	60	0,930 9	-1,547 1	0,962 3
	80	0,641 6	-1,084 1	0,739 5
	100	0,481 9	- 0,830 6	0,609 3
	125	0,367 5	- 0,641 5	0,505 3
Рисунок 0.3.2-33 Коэффициент ctb для eb / es = 1,2	10	-0,835 3	0,501 2	0,974 7
	20	- 1,126 2	0,635 1	0,959 3
	40	- 1,290 8	0,591 3	0,960 0
	60	- 1,166 3	0,358 2	0,980 5
	80	- 0,888 5	0,007 8	1,012 2
	100	- 0,662 2	- 0,269 6	1,037 9
	125	- 0,400 7	- 0,575 9	1,066 2

Таблица О.3.2-2 *(продолжение)*

	Dm / es	A	B	C
Рисунок 0.3.2-34 Коэффициент cfhs для eb / es = 1,2	10	0,055 5	- 0,082 9	0,913 4
	20	- 0,046 9	0,055 8	0,884 7
	40	- 0,139 1	0,139 7	0,855 7
	60	- 0,168 6	0,109 3	0,850 2
	80	- 0,256 1	0,154 7	0,836 1
	100	- 0,357 4	0,222 7	0,821 2
	125	- 0,433 9	0,263 9	0,811 7
Рисунок 0.3.2-35 Коэффициент cfps для eb / es = 1,2	10	- 0,133 5	0,119 2	0,900 9
	20	- 0,486 9	0,348 1	0,858 4
	40	- 0,772 7	0,464 2	0,827 0
	60	- 0,764 4	0,354 5	0,829 8
	80	- 0,724 4	0,251 6	0,829 5
	100	- 0,692 7	0,172 2	0,828 8
	125	- 0,613 1	0,045 7	0,834 4
Рисунок 0.3.2-36 Коэффициент cts для eb / es = 1,2	10	- 0,529 7	0,362 5	0,970 4
	20	- 0,445 6	0,043 9	1,000 9
	40	- 0,265 4	- 0,411 6	1,044 2
	60	- 0,111 5	- 0,686 4	1,069 7
	80	0,017 5	- 0,885 9	1,088 0
	100	0,094 8	- 1,010 7	1,099 4
	125	0,186 7	- 1,142 5	1,111 4

Таблица О.3.2-2 *(продолжение)*

	Dm / es	A	B	C
Рисунок 0.3.2-37 Коэффициент cfhb для eb / es = 1,5	10	0,675 6	- 1,300 2	1,147 0
	20	1,354 7	- 2,162 1	1,231 5
	40	1,687 4	- 2,475 2	1,146 7
	60	1,373 6	- 1,934 2	0,862 6
	80	1,014 6	- 1,390 9	0,634 5
	100	0,828 4	- 1,116 7	0,516 3
	125	0,702 3	- 0,891 4	0,412 4
Рисунок 0.3.2-38 Коэффициент cfpb для eb / es = 1,5	10	- 0,033 2	- 0,439 6	1,052 4
	20	0,696 3	- 1,412 8	1,205 8
	40	1,136 9	- 1,913 3	1,153 1
	60	0,899 0	- 1,490 3	0,905 4
	80	0,587 1	- 1,005 6	0,685 6
	100	0,422 0	- 0,753 1	0,563 5
	125	0,366 6	- 0,588 1	0,461 3
Рисунок 0.3.2-39 Коэффициент ctb для eb / es = 1,5	10	- 0,685 2	0,336 7	0,986 0
	20	- 1,039 4	0,530 7	0,967 2
	40	- 1,052 0	0,333 0	0,982 9
	60	- 0,657 7	- 0,182 4	1,029 9
	80	- 0,369 9	- 0,545 3	1,063 6
	100	- 0,182 8	- 0,782 2	1,086 2
	125	0,078 2	- 1,065 2	1,112 7
Рисунок 0.3.2-40 Коэффициент cfhs для eb / es = 1,5	10	0,007 0	- 0,068 2	0,940 3
	20	- 0,070 0	0,060 5	0,896 5
	40	- 0,076 3	0,099 6	0,858 9
	60	- 0,026 9	0,013 8	0,862 2
	80	- 0,116 6	0,070 4	0,843 1
	100	- 0,211 9	0,132 8	0,829 5
	125	- 0,210 5	0,129 7	0,822 9
Рисунок 0.3.2-41 Коэффициент cfps для eb / es = 1,5	10	0,529 5	- 0,433 8	0,966 5
	20	- 0,150 4	0,108 8	0,889 6
	40	- 0,725 5	0,509 4	0,821 9
	60	- 0,770 3	0,435 4	0,824 1
	80	- 0,771 6	0,368 2	0,818 1
	100	- 0,754 0	0,295 6	0,817 6
	125	- 0,523 5	0,075 7	0,831 1

Таблица О.3.2-2 *(продолжение)*

	Dm / es	A	B	C
Рисунок 0.3.2-42 Коэффициент cts для eb / es = 1,5	10	- 0,492 6	0,563 4	0,950 2
	20	- 0,476 6	0,253 8	0,980 5
	40	- 0,335 0	- 0,224 1	1,026 5
	60	- 0,174 6	- 0,535 6	1,055 7
	80	- 0,049 6	- 0,750 1	1,075 6
	100	0,025 6	- 0,884 5	1,088 1
	125	0,184 7	- 1,066 1	1,104 3

ПРИМЕЧАНИЕ Графики кривых линий О.3.2-7 по О.3.2-42 могут быть описаны следующим полиномиальным уравнением:

$$c=MIN[(Ax^2+Bx+C);1] \quad \text{(T.0.3.3-2.2)}$$

где

$x = d_m / D_m$

Коэффициенты A, B и C для каждой кривой линии каждого графика в зависимости от соотношения Dm/es.

Приложение Р
(информационное)

Фланцевые соединения болтов — Применение EN 1591

Р.1 Введение

В соответствии с EN 13480-3, два метода могут быть использованы для проверки болтовых соединений: метод Тейлора-Форга и методика, описанная в EN 1591-1 и EN 1591-2.

Тем не менее, надлежащее применение настоящего стандарта для болтовых соединений в области трубопроводов требует дополнительных объяснений.

Следующие две части Европейского стандарта EN 1591, основанных на Германских разработках, определяет аналитические процедуры для проектирования болтовых фланцевых соединений с уплотнением:

— EN 1591-1, Фланцы и их соединения — Правила проектирования для разборных круговых фланцевых соединений - Часть 1: Метод расчета;

— EN 1591-2, Фланцы и их соединения - Правила проектирования для разборных круговых фланцевых соединений - Часть 2: Параметры прокладок

Эта процедура позволяет выполнить проверку связи с учетом критериев прочности и герметичности критериев.

Параметры, принятые во внимание, являются следующие:

- давление жидкости;
- механическая прочность фланца, болты и прокладка;
- коэффициенты прокладки;
- нормальная нагрузка болта

и другие кроме метода Тейлора-Форга (см. 6.6), следующие дополнительные факторы:

- условия эксплуатации и, в частности ползучести/релаксации поведения;
- дисперсий в связи с начальным сжатием, где существенно;
- вариаций уплотненной нагрузки из-за деформации различных компонентов соединения;
- результаты соединяющей оболочки или трубопровода;
- воздействие внешних осевых сил и моментов;
- результаты разницы температур между болтами и фланцами.

Р.2 Область применения

Р.2.1 Общие положения

Эта процедура применяется в отношении следующих мероприятий:

- два круговых фланца (одинаковые или разные);
- четыре идентичные болта, как минимум, равномерно расположенные;

- круговая прокладка полностью заключена в пределах окружности под болтовые отверстия.

Процедура не распространяется на металлические соединения.

Р.2.2 Материалы

Болт и фланцевые материалы должны соответствовать требованиям EN 13480-2 в отношении пластичности свойств. Там, где эти требования не выполнены, снижение номинальных напряжений конструкций должно быть использовано.

Р.2.3 Нагрузки

В этой процедуре рассчитаны следующие нагрузки:

- внутреннее и внешнее давление жидкости;
- внешние нагрузки: осевая сила и изгибающие моменты (эквивалент осевых нагрузок);
- тепловое расширение фланцев, болты и прокладка

Р.2.4 Допущения

Р.2.4.1 Деформации поперечного сечения пластинки не принимаются во внимание. Только считается поперечное сечение.

Р.2.4.2 Пластина неотъемлемого фланца, соединена с цилиндрической оболочкой или с эквивалентной цилиндрической оболочкой (конической или сферической оболочкой).

Р.2.4.3 Эффективная ширина контакта b_{Ge} между прокладкой и фланцами, может быть меньше фактической ширины прокладки. Это эффективная ширина рассчитывается для сидячего положения, и считаются постоянной для всех других условий.

Р.2.4.4 Модуль упругости E_G прокладки, является функцией приложенного сжимающего напряжения.

Р.2.4.5 Характеристика ползучести прокладки учитывается с использованием фактора P_{QR}.

Р.2.4.6 Тепловые и механические деформации фланцев, болты и прокладка рассматриваются.

Р.2.4.7 Внешние моменты учитываются, как эквивалент осевых нагрузок болта.

Переходы между состоянием Р.2.4.8 в другое состояние, приводят к вариациям болта и нагрузкам прокладки.

Р.2.4.9 Принятие компонентов нагрузок базируется на предельном анализе, который охватывает неполадку валовой пластической деформации.

Р.2.4.10 Нижеприведенное не принимается во внимание или охватывается технологическим процессом:

- жесткость на изгибе болтов;
- ползучесть фланцев и болтов, кроме как через номинальное напряжение дизайна и тепловых факторов расширения;
- внешние моменты кручения и внешние поперечные нагрузки.

Р.3 Применение EN 1591

Р.3.1 Расчеты

Минимальное ужесточение нагрузки для требуемого затягивания болтов рассчитывается путем последовательных итераций.

Внутренние нагрузки за счет первоначального ужесточения рассчитываются для каждого условия (начальная затяжка, состояние контрольных испытаний и условий эксплуатации) и в сочетании с внешними нагрузками.

Коэффициенты безопасности должны быть те, которые определены пунктом 5. Однако для спокойного состояния, коэффициент распространяется на условия испытания на прочность.

Р.3.2 Коэффициенты прокладки

Предложенные прокладки для промышленных трубопроводов приведены в Таблице Р.1.

ПРИМЕЧАНИЕ 1 Для получения дополнительной информации необходимо связаться с производителем прокладок.

ПРИМЕЧАНИЕ 2 Данные о таблицах:

- NA: не применимо;
- ND: не определен.

Ссылка на данные о прокладках: Пример: 1-09-101-1: =

- 1-09 см. Таблицу Р.2;
- 101-1 = общий источник (производитель или другие).

Р.3.2.1 Прокладка допускает максимальное давление Q_{SMAX}.

Коэффициент определен согласно EN 13555 данный в Таблице Р.2 до Таблицы Р.29 (комнатная температура и действующая температура).

В этих таблицах:

- P - проверочное давление в примере;
- S_{ai} - это давление прокладки.

Р.3.2.2 Минимальное давление Q_{minL} принято при комнатной температуре (сидячее положение) для того, чтобы выполнить требования относительно вида герметичности для жидкости находящейся на рассмотрении.

Показатели определены согласно EN 13555 (Тест на герметичность Гелия при комнатной температуре) даны в Таблице Р.2 до Таблицы Р.29.

ПРИМЕЧАНИЕ В Таблицах Р.3 до Р.29, Q_{minL} даны в МПа.

Р.3.2.3 Минимальное давление Q_{sminL} применяется при комнатной температуре (условиях эксплуатации) для того, чтобы выполнить требования относительно рода герметичности для жидкости в стадии рассмотрения.

Показатели приняты согласно EN 13555 (Тест на герметичность Гелия при комнатной температуре) даны в Таблице Р.2 до Таблицы Р.29.

ПРИМЕЧАНИЕ В таблицах Р.3 до Р.29, Q_{sminL} даны в МПа.

Р.3.2.4 Модули упругости

E_G это модуль упругости, когда сжатие освобождается и для максимального напряжения равно Q_{sminL}.

Р.3.2.5 Параметр ползучести и релаксации

Параметр P_{QR} приведен в Таблице С.2 – С.29. Этот параметр используется вместо прежнего коэффициента ползучести и называется g_c, где разрешили следующий пересмотр EN 1591-1.

Р.3.3 Протяжка

Начальная протяжка должна быть больше, чем минимальная затяжка необходимая при комнатной температуре, чтобы соответствовать требованиям класса герметичности для жидкости и установленном давлении.

Хотя, это протяжка не должна вести к напряжению прокладки больше, чем допустимо при комнатной температуре.

Кроме того, расчеты должны учитывать допуски на протяжку благодаря процедуре протяжки и используемого оборудования.

Таблица Р.1 — Рекомендуемые прокладки для промышленных трубопроводов

Вид прокладки	(EN 1514 с PN фланцы)	EN 12560 (класс фланцев)	Химическая совместимость	Максимальная температура	Максимальное давление внутренней жидкости (бар)	НД максимум (НД 1514)	КАТЕГОРИЯ максимум (EN 12560)	Обработка поверхности (Ra)
Фибра	1514-1	12560-1	Все жидкости (используются осмотрительно для пены: риск гидролиза	250 °С	50	63	900	3,2 μm до 12,5 μm
Графит	1514-1	12560-1	Риск окисления	350 °С (в среде окислителя) 550 °С с ингибитором или не в среде окислителя	50	63	900	3,2 μm по 12,5 μm
Фторопласт	1514-1	12560-1	Все жидкости	Чистый фторопласт: 120 °С Видоизмененный фторопласт 225 °С	50	63	900	3,2 μm по 12,5 μm
Спиральные прокладки	1514-2	12560-2	В зависимости от вставки, спирали и кольцевого материала (риск окисления с графитовой вставкой)	> 600 °С (вставка вермикулит) °С (вставка вермикулита) 250 °С (вставка фторопласта)	400	100 С внутренним кольцом	900 (без внутреннего кольца) 2500 (с внутренним кольцом)	12,5 μm для $P <$ 12 бар 6,4 μm для $P >$ 20 бар 3,2 μm для жестких условий 1,6 μm для вакуума

Таблица Р.1 *(продолжение)*

Вид прокладки	(EN 1514 с PN фланцы)	EN 12560 (класс фланцев)	Химическая совместимость	Максимальная температура	Максимальное давление внутренней жидкости (бар)	НД максимум (НД 1514)	КАТЕГОРИЯ максимум (EN 12560)	Обработка поверхности (Ra)
Кампрофиль	1514-6	12560-6	В зависимости от внутренних и облицовочных материалов (риск окисления с графитовым покрытием)	600 °C (может быть ограничен до 260 °C, например покрытием фторопласта)	400	100	2500	3,2 μm до 6,4 μm 1,6 μm для вакуума
Металическая оболочка	1514-4 (металлическая оболочка) 1514-7 (Покрытый металлической оболочкой)	12560-4 (металлическая оболочка) 12560-7 (Covered metal jacketed)	Наибольшее количество промышленной жидкости	Зависит от покрытия	> 400	100	2500	0,8 μm до 3,2 μm (не покрыта) 1,6 μm по 12,5 μm (покрыта)
Твердый метал	1514-4	12560-5 (RTJ) 12560-4 (плоские металлические прокладки)	Зависит от материала	Высокий	500	100	2500	1,6 μm
Кольцевое соединение			Зависит от материала	Зависит от материала	> 400			1,6 μm
Расширенный графит			Все жидкости	600 °C	500			1,6 - 6,4 μm

Таблица Р.2 — Код прокладки

Классификация от EN 1514	Тип прокладки	Род прокладок (EN 1591-2)	Таблица EN 1591-2	Таблица Европейского стандарта
EN 1514-1	Измененный ПТФЕ	Неметаллическая плоская прокладка	1	Р.5 и Р.6
EN 1514-1	Безасбестовое волокно (арамидное/стеклянное)	Неметаллическая плоская прокладка	1	Р.3
EN 1514-1	Расширенный графит с перфорированной вставкой металла	Неметаллическая плоская прокладка	1	Р.4
EN 1514-2	Стандартная спиральновитая прокладка с внешним кольцом	Спиральная прокладка	3	Р.9
EN 1514-2	Стандартная спиральновитая прокладкаю с внутренним и внешним кольцами	Спиральная прокладка	3	Р.8
EN 1514-2	Спиральная прокладка низкого давления с внешним и внутренним кольцами	Спиральная прокладка	3	Р.7
EN 1514-4	Металлическая оболочка с графитовым наполнителем и оболочкой из нержавеющей стали	Прокладка с с металлической оболочкой	6	Р.12
EN 1514-4	Гофрированная инкрустированная прокладка (графит/нержавеющая сталь	Неметаллическая плоская прокладка	7	Р.11
EN 1514-6	Кампрофильные прокладки для использования стальных фланцов (графит / нержавеющая сталь)	Гофрированная стальная прокладка с пластичными слоями на обоих слоях	2	Р.10
EN 1514-7	Покрытая металлической обработкой (графит/графит/нержавеющая сталь)	Прокладка покрытая металлической оболочкой	5	Р.13
EN 1514-1	Расширенный графит с металлической пласти-ной ламинированного в тонкие слоя выдерживающая высокое напряжение	Плоская прокладка с металлической вставкой	1	Р.14, Р.27

Таблица Р.2 *(продолжение)*

Классификация от EN 1514	**Тип прокладки**	**Род прокладок (EN 1591-2)**	**Таблица EN 1591-2**	**Таблица Европейского стандарта**
EN 1514-1	Листовой материал модифицированного ПТФЕ	Неметаллическая плоская прокладка	1	Р.15, Р.17, Р.23
EN 1514-1	Безасбестовое волокно со связующим веществом eG>1 мм	Неметаллическая плоская прокладка	1	Р.16, Р.18, Р.19, Р.22
EN 1514-1	Расширенный графит с промежуточным перфорированной металлической вставкой	Плоская прокладка с металлической вставкой	1	Р.20
EN 1514-2	ПТФЕ Стандартная спиральновитая прокладка с внутренним и внешним поддерживающим кольцом	Спиральная прокладка	3	Р.24
EN 1514-3	ПТФЕ прокладка с наружной оболочкой	ПТФЕ прокладка с наружной оболочкой	1	Р.28
EN 1514-4	Прокладка с металлической оболочкой с графитом	Прокладка с металлической оболочкой	6	Р.26
EN 1514-4	Гофрированная прокладка с графитом	Гофрированная прокладка	7	Р.29
EN 1514-4	Расширенный графит с металлическими листами ламинированного в тонкие слоя выдерживающая высокое напряжение	Плоская прокладка с металлической вставкой	1	Р.14, Р.27
EN 1514-6	Кампрофильная прокладка с ограниченными графитными слоями	Гофрированная стальная прокладка с пластичными слоями на обоих слоях	2	Р.21
EN 1514-7	Прокладка покрытая металлической оболочкой с графитом (внешнее кольцо)	Прокладка покрытая металлической оболочкой	5	Р.25

Таблица P.3 — Прокладка 1-09-101-1 – Безасбестовое волокно (арамидная/стеклянная) $e_G \geq 1$ мм

Коэффициенты прокладки из механических тестов

Коэффициент	Температура	Значение
Q_{smax}	Помещение	150 МПа
	200 °C	60 МПа
	250 °C	50 МПа
g_c (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 150 МПа Средняя величина для g_c: 0,72
	200 °C	Внутренняя нагрузка: 60 МПа Средняя величина для g_c: 0,29
	250 °C	Внутренняя нагрузка: 50 МПа Средняя величина для g_c: 0,28
P_{QR} (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 150 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,985
	200 °C	Внутренняя нагрузка: 60 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,805
	250 °C	Внутренняя нагрузка: 50 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,775

Q_0	E_G		
	Помещение	**200 °C**	**250 °C**
20 МПа	979 МПа	4 898 МПа	3 731 МПа
30 МПа	1 414 МПа		
40 МПа	2 153 МПа	4 990 МПа	4 159 МПа
50 МПа	2 972 МПа		
60 МПа	4 182 МПа	6 023 МПа	4 024 МПа
80 МПа	8 412 МПа		
100 МПа	15 159 МПа		
120 МПа	26 392 МПа		
140 МПа	40 379 МПа		

Таблица Р.3 *(продолжение)*

Род герметичности из тестов по герметичности

P = 10 бар – значения «упрощенного теста»		
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1} = 320МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Высокая герметичность	15,5	10
Очень высокая герметичность	60	10

P = 40 бар – средние число значений полных циклов испытаний							
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1} = 20МПа	S_{a2} = 40МПа	S_{a3} = 60МПа	S_{a4} = 80МПа	S_{a5} = 105МПа	S_{a6} = 160МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}	Q_{sminL},S_{a5}	Q_{sminL},S_{a6}
Нормальная	11,6	10	10	10	10	10	10
Высокая герметичность	34,5	NA	10	10	10	10	10
Очень высокая герметичность	81	NA	NA	NA	40	33	17

P = 80 бар – среднее число полных циклов испытаний и значения упрощенных испытаний							
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1} = 20МПа	S_{a2} = 40МПа	S_{a3} = 60МПа	S_{a4} = 80МПа	S_{a5} = 105МПа	S_{a6} = 160МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}	Q_{sminL},S_{a5}	Q_{sminL},S_{a6}
Нормальная	10	10	10	10	10	10	10
Высокая герметичность	43	NA	10	10	10	10	10
Очень высокая герметичность	95	NA	NA	NA	NA	38	19,4

Таблица Р.4 — Прокладка 1-05-101-1 – Расширенный графит с перфорированной металлической вставкой

Коэффициенты прокладки из механических испытаний

Коэффициент	Температура	Значение
Q_{smax}	Помещение	200 МПа
	200 °C	150 МПа
	300 °C	140 МПа
	450 °C	120 МПа
g_c (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 200 МПа Средняя величина для g_c: 0,98
	300 °C	Внутренняя нагрузка: 140 МПа Средняя величина для g_c: 0,12
	450 °C	Внутренняя нагрузка 120 МПа Средняя величина для g_c: 0,08
P_{QR}: (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 200 МПа Средняя величина для P_{QR}: 1
	300 °C	Внутренняя нагрузка: 140 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,775
	450 °C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,62

Q_0	E_G			
	Помещение	**200 °C**	**300 °C**	**450 °C**
20 МПа	198 МПа	591 МПа	416 МПа	943 МПа
30 МПа	397 МПа			
40 МПа	675 МПа	1 579 МПа	1 396 МПа	2 482 МПа
50 МПа	1 043 МПа			
60 МПа	1 536 МПа	2 493 МПа	2 423 МПа	3 833 МПа
80 МПа	2 804 МПа	3 437 МПа	3 828 МПа	4 706 МПа
100 МПа	4 738 МПа	4 258 МПа	5 542 МПа	4 799 МПа
120 МПа	7 083 МПа	4 871 МПа	5 968 МПа	
140 МПа	10 447 МПа			
160 МПа	13 992 МПа			

Таблица Р.4 *(продолжение)*

Вид герметичности из испытаний на герметичность

P = 10 бар – Средняя величина двух значений упрощенных испытаний		
Вид Герметичности	Q_{minL}	S_{a1}=140 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Высокая герметичность	23	10
Очень высокая герметичность	93	16

P = 40 бар – Средняя величина значений «полного цикла испытаний»							
Вид Герметичности	Q_{minL}	S_{a1} = 20МПа	S_{a2} = 40МПа	S_{a3} = 60МПа	S_{a4} = 80МПа	S_{a5} = 105МПа	S_{a6} = 160МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}	Q_{sminL},S_{a5}	Q_{sminL},S_{a6}
Нормальная	10	10	10	10	10	10	10
Высокая герметичность	41	NA	10	10	10	10	10
Очень высокая герметичность	139	NA	NA	NA	NA	NA	95

P = 80 бар -значения «упрощенных испытаний»		
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1}=140 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Высокая герметичность	60	10

Таблица Р.5 — Прокладка 1-10-100-1 – Модифицированный ПТФЕ

Коэффициенты прокладки из механических испытаний

Коэффициент	Температура	Значения
Q_{smax}	Помещение	50 МПа
	175 °C	40 МПа
	225 °C	25 МПа
g_c (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 50 МПа Средняя для g_c: 0,31
	175 °C	Внутренняя нагрузка: 40 МПа Средняя для g_c: 0,06
	225 °C	Внутренняя нагрузка: 25 МПа Средняя для g_c: 0,08
P_{QR} (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 50 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,84
	175 °C	Внутренняя нагрузка: 40 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,41
	225 °C	Внутренняя нагрузка: 25 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,365

Q_0	E_G		
	Помещение	**175 °C**	**225 °C**
20 МПа	2 170 МПа	826 МПа	614 МПа
30 МПа	2 986 МПа		
40 МПа	8 625 МПа	1 254 МПа	809 МПа
60 МПа		1 335 МПа	864 МПа

Таблица Р.5 *(продолжение)*

Вид герметичности из испытаний на герметичность

P = 10 бар - Средняя величина значений «полных циклов испытаний»					
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1} = 20МПа	S_{a2} = 40МПа	S_{a3} = 60МПа	S_{a4} = 80МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}
Высокая герметичность	10	10	10	10	10
Высокая герметичность	17	10	10	10	10
Очень высокая герметичность	38,3	NA	17.2	10	10

P = 40 бар – Средняя величина значений «полных циклов испытаний»					
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1} = 20МПа	S_{a2} = 40МПа	S_{a3} = 60МПа	S_{a4} = 80МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}
Высокая герметичность	16,4	10	10	10	10
Очень высокая герметичность	31	NA	10	10	10

P = 80 бар – значения испытаний		
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1}=80 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Высокая герметичность	22	10
Очень высокая герметичность	37	10

Таблица Р.6 - Прокладка 1-10-102-1 – Модифицированный ПТФЕ

Коэффициент прокладки из механических испытаний

Коэффициент	Температура	Значения
Q_{smax}	Помещение	60 МПа
	175 °C	60 МПа
	225 °C	60 МПа
g_c (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 60 МПа Средняя для g_c: 0,44
	175 °C	Внутренняя нагрузка: 60 МПа Средняя для g_c: 0,09
	225 °C	Внутренняя нагрузка: 60 МПа Средняя для g_c: 0,006
P_{QR} (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 60 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,895
	175 °C	Внутренняя нагрузка: 60 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,5
	225 °C	Внутренняя нагрузка: 25 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,42

Q_0	E_G		
	Помещение	**175 °C**	**225 °C**
20 МПа	1 924 МПа	1 164 МПа	1 263 МПа
30 МПа	2 587 МПа		1 569 МПа
40 МПа	3 894 МПа	1 682 МПа	2 178 МПа
50 МПа	6 378 МПа		2 553 МПа
60 МПа	9 750 МПа	2 217 МПа	3 170 МПа

Таблица Р.6 *(продолжение)*

Вид герметичности из испытаний на герметичность

P = 10 бар- Средняя величина значений «полных циклов испытаний»					
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1} = 20МПа	S_{a2} = 40МПа	S_{a3} = 60МПа	S_{a4} = 80МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}
Высокая герметичность	10	10	10	10	10
Очень высокая герметичность	17,3	11	10	10	10

P = 40 бар – Средняя величина значений четырех испытаний или отбор среди четырех испытаний					
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1} = 20МПа	S_{a2} = 40МПа	S_{a3} = 60МПа	S_{a4} = 80МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}
Нормальная	10	10	10	10	10
Высокая герметичность	12	10	10	10	10
Очень высокая герметичность	42	NA	38	10	10

P = 80 бар – значения «Упрощенных испытаний»		
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1}=80 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Высокая герметичность	26,2	10
Очень высокая герметичность	39,3	10

Таблица Р.7 - Прокладка 3-05-102-1 - Низкое напряжение спиральной навивки изменяет прокладку внутреннего и внешнего колец

Коэффициент прокладки из механических испытаний

Коэффициент	Температура	Значения
Q_{smax}	Помещение	126 МПа
	300 °C	126 МПа
	450 °C	126 МПа
g_c (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 60 МПа Средняя для g_c: 0,98
	300 °C	Внутренняя нагрузка: 60 МПа Процедура не подходит для этого вида прокладки при этой температуре
	450 °C	Внутренняя нагрузка: 60 МПа Процедура не подходит для этого вида прокладки при этой температуре
P_{QR} (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 60 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,995
	300 °C	-
	450 °C	-

Q_0	E_Q			
	Помещение	**200 °C**	**300 °C**	**450 °C**
20 МПа	725 МПа	843 МПа	942 МПа	850 МПа
30 МПа	996 МПа			
40 МПа	1 207 МПа	1 809 МПа	1 988 МПа	2 259 МПа
50 МПа	1 703 МПа			
60 МПа	2 268 МПа	4 211 МПа	3 766 МПа	3 840 МПа
80 МПа		8 537 МПа	6 992 МПа	4 945 МПа

Таблица Р.7 *(продолжение)*

Вид герметичности из испытаний на герметичность

P = 10 бар- значения «Упрощенных испытаний»		
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1} = 80МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Нормальная	10	10
Высокая герметичность	10	10

P = 40 бар – Средняя величина значений «полных циклов испытаний»								
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1} = 20МПа	S_{a2} = 40МПа	S_{a3} = 60МПа	S_{a4} = 80МПа	S_{a5} = 105МПа	S_{a6} = 160МПа	S_{a7} = 320МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}	Q_{sminL},S_{a5}	Q_{sminL},S_{a6}	Q_{sminL},S_{a7}
Высокая герметичность	19	10	10	10	10	10	10	10
Очень высокая герметичность	140	NA	NA	NA	NA	NA	82,5	87,5

P = 80 бар – значения «Упрощенных испытаний»		
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1}=60 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Нормальная	10	10
Высокая герметичность	32,5	10
Очень высокая герметичность	230,6	229,6

Таблица Р.8 - Прокладка 3-04-104-1 - Стандартное спиральновитое уплотнение с внутренними и внешними кольцами

Коэффициент прокладки из механических испытаний

Коэффициент	Температура	Значения
Q_{smax}	Помещение	138 МПа
	300 °C	250 МПа
	450 °C	220 МПа
g_c (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 300 МПа Средняя для g_c: 0,92
	300 °C	Внутренняя нагрузка: 250 МПа Средняя для g_c: 0,52
	450 °C	Внутренняя нагрузка: 220 МПа Средняя для g_c: 0,54
P_{QR} (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 300 МПа Средняя величина для P_{QR}: 1
	300 °C	Внутренняя нагрузка: 250 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,94
	450 °C	Внутренняя нагрузка: 220 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,92

Q_0	E_G		
	Помещение	300 °C	450 °C
20 МПа	1 233 МПа	1 423 МПа	1 489 МПа
30 МПа	2 620 МПа		
40 МПа	1 916 МПа	2 790 МПа	3 013 МПа
50 МПа	2 316 МПа	3 997 МПа	
60 МПа	2 719 МПа	4 203 МПа	4 739 МПа
80 МПа	3 372 МПа	4 291 МПа	6 156 МПа
99 МПа	3 987 МПа	5 205 МПа	7 428 МПа
120 МПа	4 793 МПа	6 111 МПа	8 525 МПа
140 МПа	5 808 МПа	6 972 МПа	9 297 МПа
160 МПа	7 024 МПа	7 938 МПа	10 206 МПа
180 МПа	8 250 МПа	9 661 МПа	10 968 МПа
200 МПа		9 685 МПа	11 608 МПа
220 МПа	12 783 МПа	10 761 МПа	12 141 МПа
240 МПа	15 577 МПа	11 638 МПа	
260 МПа	19 291 МПа		
280 МПа	24 069 МПа		
300 МПа	30 036 МПа		

Таблица Р.8 *(продолжение)*

Вид герметичности из испытаний на герметичность

P = 40 бар - Средняя величина значений «полных циклов испытаний»							
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1} = 40МПа	S_{a2} = 60МПа	S_{a3} = 80МПа	S_{a4} = 105МПа	S_{a5} = 160МПа	S_{a6} = 320МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}	Q_{sminL},S_{a4}	Q_{sminL},S_{a4}
Нормальная	10	NA	10	10	10	10	10
Высокая герметичность	25	10	10	10	10	10	10
Очень высокая герметичность	38,3	NA	NA	NA	62,4	35	26

P = 80 бар – значения «упрощенных испытаний»		
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a4} = 80МПа
		Q_{sminL}, S_{a1}
Нормальная	10	10
Высокая герметичность	48	10
Очень высокая герметичность	143,2	51

P = 160 бар – значения «упрощенных испытаний»		
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1}=80 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Нормальная	10	10
Высокая герметичность	44,6	10
Очень высокая герметичность	158,9	157,3

Таблица Р.9 - Прокладка 3-03-100-1 - Стандартная спиральная навивка изменяет прокладку с внешним кольцом

Коэффициент прокладки из механических испытаний

Коэффициент	Температура	Значения
Q_{smax}	Помещение	125 МПа
	300 °C	125 МПа
	450 °C	125 МПа
g_c (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 125 МПа Средняя для g_c: 0,95
	300 °C	Внутренняя нагрузка: 125 МПа Процедура не подходит для этого вида прокладки при этой температуре
	450 °C	Внутренняя нагрузка: 125 МПа Процедура не подходит для этого вида прокладки при этой температуре
P_{QR} (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 125 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,99
	300 °C	Внутренняя нагрузка: 125 МПа
	450 °C	Внутренняя нагрузка: 125 МПа

Q_0	E_G		
	Помещение	**300 °C**	**450 °C**
20 МПа	1 854 МПа	2 904 МПа	2 299 МПа
30 МПа	1 975 МПа		
40 МПа	2 158 МПа	3 359 МПа	4 094 МПа
49 МПа	2 563 МПа		
59 МПа	2 892 МПа	4 694 МПа	6 081 МПа
79 МПа	3 643 МПа	6 874 МПа	7 835 МПа
99 МПа	4 714 МПа	10 291 МПа	9 943 МПа
120 МПа	6 147 МПа	15 117 МПа	11 529 МПа

Таблица Р.9 *(продолжение)*

Вид герметичности из испытаний на герметичность

P = 10 бар – значения «Упрощенных испытаний»		
Вид Герметичности	Q_{minL}	S_{a1}=160 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Нормальная	10	10
Высокая герметичность	63,4	10
Очень высокая герметичность	98	24

P = 40 бар – Средняя величина значений «полного цикла испытаний»							
Вид Герметичности	Q_{minL}	S_{a1} = 20МПа	S_{a2} = 40МПа	S_{a3} = 60МПа	S_{a4} = 80МПа	S_{a5} = 105МПа	S_{a6} = 160МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}	Q_{sminL},S_{a5}	Q_{sminL},S_{a6}
Нормальная	30	NA	10	10	10	10	10
Высокая герметичность	62	NA	NA	NA	19	10	10
Очень высокая герметичность	126	NA	NA	NA	NA	NA	71

P = 80 бар - Средняя величина значений «полных циклов испытаний»						
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1}= 40 МПа	Sa2= 60 МПа	S_{a3}= 80 МПа	S_{a4}= 105 МПа	S_{a5}= 160 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}	Q_{sminL},S_{a5}
Нормальная	34,5	10	10	10	10	11
Высокая герметичность	71	NA	NA	25,2	17	15,5
Очень высокая герметичность	104,4	NA	NA	NA	100	40

Таблица Р.10 - Прокладка 2-05-104-1 – Использование кампрофильных прокладок со стальными фланцами (графит/нержавеющая сталь)

Коэффициент прокладки из механических испытаний

Коэффициент	Температура	Значения
Q_{smax}	Помещение	600 МПа
	300 °C	450 МПа
	450 °C	400 МПа
g_c (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 600 МПа Средняя для g_c: 0,62
	300 °C	Внутренняя нагрузка: 450 МПа Средняя для g_c: 0,20
	450 °C	Внутренняя нагрузка: 400 МПа Средняя для g_c: 0,03
P_{QR} (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 600 МПа Средняя величина для P_{QR}: 1
	300 °C	Внутренняя нагрузка: 450 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,94
	450 °C	Внутренняя нагрузка: 400 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,8

Таблица Р.10 *(продолжение)*

Q_0	E_G		
	Помещение	**300 °C**	**450 °C**
20 МПа	3 273 МПа	13 379 МПа	12 923 МПа
30 МПа	3 598 МПа		
40 МПа	4 369 МПа	19 157 МПа	20 649 МПа
50 МПа	5 722 МПа		
60 МПа	7 391 МПа	30 932 МПа	58 406 МПа
80 МПа	12 085 МПа	52 885 МПа	73 918 МПа
100 МПа	16 774 МПа		68 786 МПа
119 МПа	22 854 МПа		141 110 МПа
140 МПа	32 441 МПа		
160 МПа	35 528 МПа		
180 МПа	38 537 МПа		
220 МПа	43 875 МПа		
240 МПа	45 988 МПа		
260 МПа	45 530 МПа		
280 МПа	46 530 МПа		
300 МПа	46 530 МПа		
320 МПа	46 662 МПа		
340 МПа	45 542 МПа		
360 МПа	46 350 МПа		
380 МПа	45 590 МПа		
400 МПа	44 702 МПа		

Таблица Р.10 *(продолжение)*

Вид герметичности из испытаний на герметичность

P = 40 бар – Средняя величина значений «полных циклов испытаний»								
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1} = 20МПа	S_{a2} = 40МПа	S_{a3} = 60МПа	S_{a4} = 80МПа	S_{a5} = 105МПа	S_{a6} = 160МПа	S_{a7} = 320 МПа
		Q_{sminL}, S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}	Q_{sminL},S_{a5}	Q_{sminL},S_{a6}	Q_{sminL},S_{a7}
Высокая герметичность	11,7	12	16,5	18	14	13	16,9	10
Очень высокая герметичность	47	NA	NA	46	30,5	31	34	32

P = 80 бар – значения «Всего испытания»								
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1} = 20МПа	S_{a2} = 40МПа	S_{a3} = 60МПа	S_{a4} = 80МПа	S_{a5} = 105МПа	S_{a6} = 160МПа	S_{a7} = 320МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}	Q_{sminL},S_{a5}	Q_{sminL},S_{a6}	Q_{sminL},S_{a7}
Нормальная	10	10	10	10	10	10	10	10
Высокая герметичность	44,7	NA	NA	31,6	24,3	22,8	10	10
Очень высокая герметичность	59,7	NA	NA	NA	50	46,1	42,2	54,9

P = 160 бар – значения «упрощенных испытаний»		
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1}=160 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Нормальная	37,4	10
Высокая герметичность	62,1	42,8
Очень высокая герметичность	76	81,7

Таблица Р.11 - Прокладка 7-01-104-1 - Гофрированная инкрустированная прокладка (графит/нержавеющая сталь)

Коэффициент прокладки из механических испытаний

Коэффициент	Температура	Значения
Q_{smax}	Помещение	400 МПа
	300 °C	200 МПа
	450 °C	180 МПа
g_c (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 400 МПа Средняя для g_c: 0,89
	300 °C	Внутренняя нагрузка: 200 МПа Средняя для g_c: 0,05
	450 °C	Внутренняя нагрузка: 180 МПа Средняя для g_c: 0,04
P_{QR} (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 400 МПа Средняя величина для P_{QR}: 1
	300 °C	Внутренняя нагрузка: 200 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,72
	450 °C	Внутренняя нагрузка: 180 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,525

Таблица Р.11 *(продолжение)*

Q_0	E_G		
	Помещение	**300 °C**	**450 °C**
20 МПа	1 498 МПа	3 559 МПа	2 933 МПа
30 МПа	1 822 МПа		
40 МПа	2 134 МПа	4 518 МПа	4 903 МПа
50 МПа	2 221 МПа		
60 МПа	1 968 МПа	4 823 МПа	5 113 МПа
80 МПа	2 824 МПа	6 942 МПа	5 530 МПа
100 МПа	3 968 МПа	7 662 МПа	5 528 МПа
119 МПа	5 185 МПа	7 821 МПа	5 528 МПа
140 МПа	6 804 МПа	7 812 МПа	5 302 МПа
160 МПа	8 046 МПа	7 388 МПа	5 061 МПа
180 МПа	9 489 МПа	7 292 МПа	4 968 МПа
220 МПа	11 783 МПа		
240 МПа	12 563 МПа		
260 МПа	13 503 МПа		
280 МПа	14 674 МПа		
300 МПа	15 757 МПа		
320 МПа	16 802 МПа		
340 МПа	17 370 МПа		
360 МПа	18 350 МПа		
380 МПа	18 806 МПа		
400 МПа	19 316 МПа		

Таблица Р.11 *(продолжение)*

Вид герметичности из испытаний на герметичность

P = 40 бар – Средняя величина значений «полных циклов испытаний»								
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1} = 20МПа	S_{a2} = 40МПа	S_{a3} = 60МПа	S_{a4} = 80МПа	S_{a5} = 105МПа	S_{a6} = 160МПа	S_{a7} = 320МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}	Q_{sminL},S_{a5}	Q_{sminL},S_{a6}	Q_{sminL},S_{a7}
Высокая герметичность	11,2	10	10	10	10	10	10	17
Очень высокая герметичность	20,9	NA	33	13	17	27	23,8	31,6

P = 80 бар – значения «Упрощенных испытаний»		
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1}=320 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Очень высокая герметичность	74,9	10

P = 160 бар – значения «Упрощенных испытаний»		
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1}=160 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Очень высокая герметичность	30	20

Таблица Р.12 - Прокладка 6-04-103-1 - Металлическая оболочка с графитовым наполнителем и оболочкой из нержавеющей стали

Коэффициент прокладки из механических испытаний

Коэффициент	Температура	Значения
Q_{smax}	Помещение	400 МПа
	300 °C	400 МПа
	450 °C	400 МПа
g_c (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 400 МПа Средняя для gc: 0,77
	300 °C	Внутренняя нагрузка: 400 МПа Средняя для gc: 0,07
	450 °C	Внутренняя нагрузка: 400 МПа Средняя для gc: 0,03
P_{QR} (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 400 МПа Средняя величина для P_{QR}: 1
	300 °C	Внутренняя нагрузка: 400 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,93
	450 °C	Внутренняя нагрузка: 400 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,865

Таблица Р.12 *(продолжение)*

Q_0	E_G		
	Помещение	**300 °C**	**450 °C**
20 МПа	696 МПа	1 004 МПа	1 033 МПа
30 МПа	1 126 МПа		
40 МПа	1 718 МПа	2 120 МПа	2 434 МПа
50 МПа	2 435 МПа		
60 МПа	3 334 МПа	3 402 МПа	3 845 МПа
80 МПа	5 787 МПа	4 521 МПа	5 021 МПа
100 МПа	9 029 МПа	5 405 МПа	5 977 МПа
119 МПа	13 855 МПа	6 296 МПа	6 513 МПа
140 МПа	19 811 МПа	7 048 МПа	7 108 МПа
160 МПа	28 779 МПа	7 886 МПа	7 252 МПа
180 МПа	40 961 МПа	8 547 МПа	7 682 МПа
200 МПа		9 349 МПа	7 888 МПа
220 МПа		10 041 МПа	8 305 МПа
240 МПа		10 584 МПа	8 677 МПа
260 МПа		11 219 МПа	8 833 МПа
280 МПа		12 059 МПа	9 322 МПа
300 МПа		12 474 МПа	9 610 МПа
320 МПа		13 783 МПа	9 856 МПа
340 МПа		14 286 МПа	10 162 МПа
360 МПа		15 491 МПа	10 808 МПа
380 МПа		17 411 МПа	10 726 МПа
400 МПа		17 061 МПа	11 381 МПа

Таблица Р.12 *(продолжение)*

Вид герметичности из испытаний на герметичность

P = 40 бар - Средняя величина значений «полных циклов испытаний»							
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1} = 40МПа	S_{a2} = 60МПа	S_{a3} = 80МПа	S_{a4} = 100МПа	S_{a5} = 160МПа	S_{a6} = 320МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}	Q_{sminL},S_{a5}	Q_{sminL},S_{a6}
Нормальная	54,7	36,4	26	23,4	21,3	10	10
Высокая герметичность	171	NA	NA	NA	NA	NA	34,8

P = 80 бар – значения «упрощенных испытаний»		
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a4} = 320 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Нормальная	62,6	20
Высокая герметичность	287,4	40,3

P = 160 бар – значения «упрощенных испытаний»		
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1}=160 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Нормальная	120	NA

Таблица Р.13 - Прокладка 5-05-103-1 - Крытая металлическая оболочка (графит/графит/нержавеющая сталь)

Коэффициент прокладки из механических испытаний

Коэффициент	Температура	Значения
Q_{smax}	Помещение	171 МПа
	300 °C	171 МПа
	450 °C	171 МПа
g_c (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 47 МПа Средняя для g_c: 0,92
		Внутренняя нагрузка: 80 МПа Средняя для g_c: 0,95
	300 °C	Внутренняя нагрузка: 47 МПа Неадаптированная процедура для этого вида прокладки при такой тепрературе
		Внутренняя нагрузка: 80 МПа Неадаптированная процедура для этого вида прокладки при такой тепрературе
	450 °C	Внутренняя нагрузка: 80 МПа Неадаптированная процедура для этого вида прокладки при такой тепрературе
P_{QR} (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Средняя величина для P_{QR}: 0,985

Q_0	E_G		
	Помещение	**300 °C**	**450 °C**
20 МПа	534 МПа	680 МПа	253 МПа
30 МПа	963 МПа		
40 МПа	1 243 МПа	1 637 МПа	758 МПа
50 МПа	1 629 МПа		
60 МПа	2 038 МПа	3 002 МПа	6 081 МПа
80 МПа	3 395 МПа	5 831 МПа	2 763 МПа
100 МПа	5 381 МПа	11 047 МПа	4 563 МПа

Таблица Р.13 *(продолжение)*

Вид герметичности из испытаний на герметичность

P = 40 бар – Значения испытаний								
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1} = 20МПа	S_{a2} = 40МПа	S_{a3} = 60МПа	S_{a4} = 80МПа	S_{a5} = 105МПа	S_{a6} = 160МПа	S_{a7} = 320МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}	Q_{sminL},S_{a5}	Q_{sminL},S_{a6}	Q_{sminL},S_{a7}
Высокая герметичность	13,7	10	10	10	10	10	10	10
Очень высокая герметичность	217,5	NA	NA	NA	NA	NA	NA	130,8

P = 80 бар – значения «Упрощенных испытаний»		
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1}=320 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Высокая герметичность	31,6	10

P = 160 бар – значения «Упрощенных испытаний»		
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1}=160 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Высокая герметичность	72,9	32

Таблица Р.14 - Прокладка 1-07-001-1 - Расширенный графит с металлическими листами ламинированный в тонких слоях с устойчивым высоким напряжением

Коэффициент прокладки из механических испытаний

Коэффициент	Температура	Значения
Q_{smax}	Помещение	240 МПа
	300 °C	240 МПа
	400 °C	240 МПа
g_c (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: 1
	300 °C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: 1
	400 °C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: 0,73
P_{QR} (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя величина для P_{QR}: 1
	300 °C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя величина для P_{QR}: 1
	400 °C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,98

Q_0	E_G		
	Помещение	**300 °C**	**450 °C**
20 МПа	352 МПа	371 МПа	438 МПа
30 МПа	679 МПа	526 МПа	793 МПа
40 МПа	1 041 МПа	734 МПа	958 МПа
50 МПа	1 117 МПа	1 117 МПа	1 121 МПа
60 МПа	1 424 МПа	1 287 МПа	1 912 МПа
80 МПа	1 496 МПа	1 588 МПа	2 803 МПа
100 МПа	1 803 МПа	2 107 МПа	2 057 МПа
120 МПа	1 904 МПа	3 371 МПа	2 498 МПа
140 МПа	2 340 МПа	2 853 МПа	2 948 МПа
160 МПа	2 371 МПа	2 722 МПа	3 334 МПа
180 МПа	2 272 МПа	3 567 МПа	3 145 МПа

Таблица Р.14 *(продолжение)*

Вид герметичности из испытаний на герметичность

P = 10 бар – Средняя величина двух значений упрощенных испытаний		
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1}=160 МПа
		Q_{sminL}, S^{a1}
Высокая герметичность	10	NC
Очень высокая герметичность	83	10 [a]
[a] Минимальная нагрузка на прокладку всегда составляла 10 МПа		

P = 40 бар - Средняя величина значений «полных циклов испытаний»						
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1} = 40МПа	S_{a2} = 60МПа	S_{a3} = 80МПа	S_{a4} = 105МПа	S_{a5} = 160МПа
		Q_{sminL}, S_{a1}	Q_{sminL}, S_{a2}	QsminL, S_{a3}	QsminL, S_{a4}	Q_{sminL}, S_{a5}
Высокая герметичность	30	10[a]	10[a]	10[a]	10[a]	NC
Очень высокая герметичность	120	NC	NC	NC	NC	38
[a] Минимальная нагрузка на прокладку всегда составляла 10 МПа						

Таблица Р.15 - Прокладка 1-10-001-1 – Листовой материал модифицированного ПТФЕ

Коэффициент прокладки из механических испытаний

Коэффициент	Температура	Значения
Q_{smax}	Помещение	240 МПа
	150 °C	240 МПа
	225 °C	240 МПа
g_c (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: 0,31
	150 °C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: 0,07
	225 °C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: 0,05
P_{QR} (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя величина для P_{QR}:0,9
	150°C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,6
	225 °C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,5

Q_0	E_G		
	Помещение	**150 °C**	**225 °C**
20 МПа	2 175 МПа	2 023 МПа	1 291 МПа
40 МПа	2 552 МПа	2 161 МПа	1 458 МПа
60 МПа	3 577 МПа	2 257 МПа	2 243 МПа
80 МПа	5 753 МПа	2 764 МПа	1 764 МПа
100 МПа	4 057 МПа	2 739 МПа	1 861 МПа
120 МПа	3 942 МПа	2 404 МПа	2 850 МПа
140 МПа	4 420 МПа	2 596 МПа	1 777 МПа
160 МПа	4 022 МПа	2 376 МПа	1 533 МПа
180 МПа	3 063 МПа	2 847 МПа	1 595 МПа

Таблица Р.15 *(продолжение)*

Вид герметичности из испытаний на герметичность

P = 10 бар – Средняя величина двух значений упрощенных испытаний		
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1}
		Q_{sminL}, S_{a1}
Очень высокая герметичность	12	NC

P = 40 бар- Средняя величина значений «полных циклов испытаний»					
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1} = 20МПа	S_{a2} = 40МПа	S_{a3} = 60МПа	S_{a4} = 80МПа
		Q_{sminL}, S_{a1}	Q_{sminL}, S_{a2}	Q_{sminL}, S_{a3}	Q_{sminL}, S_{a4}
Очень высокая герметичность	20	14	10[a]	10[a]	10[a]
[a] Минимальная нагрузка на прокладку всегда составляла 10 МПа					

Таблица Р.16 - Прокладка 1-09-002-1 - Неасбестовое волокно со связующим элементом, например eG ≥ 1 коэффициентом мм

Прокладка из механических испытаний

Коэффициент	Температура	Значения
Q_{smax}	Помещение	240 МПа
	175 °C	240 МПа
	250 °C	80 МПа
g_c (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: 0,72
	175 °C	Внутренняя нагрузка: 80 МПа Средняя для g_c: 0,18
	250 °C	Внутренняя нагрузка: 80 МПа Средняя для g_c: 0,08
P_{QR} (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя величина для P_{QR}:1
	175°C	Внутренняя нагрузка: 80 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,8
	250 °C	Внутренняя нагрузка: 80 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,6

Q_0	E_G		
	Помещение	**175 °C**	**250 °C**
20 МПа	1 512 МПа	1 847 МПа	2 575 МПа
40 МПа	2 006 МПа	1 911 МПа	2 063 МПа
60 МПа	2 668 МПа	3 218 МПа	3 392 МПа
80 МПа	3 290 МПа	3 342 МПа	2 967 МПа
100 МПа	3 997 МПа	2 909 МПа	3 417 МПа
120 МПа	4 296 МПа	3 503 МПа	2 903 МПа
140 МПа	4 578 МПа	3 405 МПа	2 848 МПа
160 МПа	5 187 МПа	2 960 МПа	3 006 МПа
180 МПа	4 529 МПа	2 946 МПа	3 001 МПа

Таблица Р.16 *(продолжение)*

Вид герметичности из испытаний на герметичность

P = 10 бар – Средняя величина двух значений упрощенных испытаний		
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1}
		Q_{sminL}, S_{a1}
Высокая герметичность	15	NC
Очень высокая герметичность	47	NC

P = 40 бар - Средняя величина значений «полных циклов испытаний»					
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1} = 40МПа	S_{a2} = 60МПа	S_{a3} = 80МПа	S_{a4} = 100МПа
		Q_{sminL}, S_{a1}	Q_{sminL}, S_{a2}	Q_{sminL}, S_{a3}	Q_{sminL}, S_{a4}
Высокая герметичность	25	10[a]	NC	NC	NC
Очень высокая герметичность	54	NC	19	10[a]	10[a]
[a] Минимальная нагрузка на прокладку всегда составляла 10 МПа					

Таблица Р.17 - Прокладка 1-10-004-1–Листовой материал модифицированного ПТФЕ

Коэффициент прокладки из механических испытаний

Коэффициент	Температура	Значения
Q_{smax}	Помещение	240 МПа
	150 °C	240 МПа
	225 °C	240 МПа
g_c (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 80 МПа Средняя для g_c: 0,23
	150 °C	Внутренняя нагрузка: 40 МПа Средняя для g_c: 0,12
	225 °C	Внутренняя нагрузка: 40 МПа Средняя для g_c: 0,07
P_{QR} (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 80 МПа Средняя величина для P_{QR}:0,9
	150°C	Внутренняя нагрузка: 40 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,6
	225 °C	Внутренняя нагрузка: 40 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,4

Q_0	E_G		
	Помещение	**150 °C**	**225 °C**
20 МПа	402 МПа	510 МПа	579 МПа
40 МПа	883 МПа	1 092 МПа	553 МПа
60 МПа	1 345 МПа	1 313 МПа	1 127 МПа
80 МПа	1 889 МПа	2 538 МПа	990 МПа
100 МПа	2 055 МПа	1 224 МПа	923 МПа
120 МПа	1 663 МПа	1 212 МПа	779 МПа
140 МПа	1 333 МПа	808 МПа	699 МПа
160 МПа	1 145 МПа	617 МПа	762 МПа
180 МПа	1 357 МПа	499 МПа	603 МПа

Таблица Р.17 *(продолжение)*

Вид герметичности из испытаний на герметичность

P = 10 бар – Средняя величина двух значений упрощенных испытаний		
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1}
		Q_{sminL},S_{a1}
Высокая герметичность	10	NC
Очень высокая герметичность	31	NC

P = 40 бар- Средняя величина значений «полных циклов испытаний»			
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1} = 60МПа	S_{a2} = 80МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}
Высокая герметичность	25	NC	NC
Очень высокая герметичность	36	10[a]	10[a]
[a] Минимальная нагрузка на прокладку всегда составляла 10 МПа			

Таблица Р.18 - Прокладка 1-09-004-1 - Неасбестовое волокно со связующим элементом, например eG ≥ 1 коэффициентом мм

Прокладка из механических испытаний

Коэффициент	Температура	Значения
Q_{smax}	Помещение	240 МПа
	175 °C	240 МПа
	250 °C	
g_c (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: 0,63
	175 °C	Внутренняя нагрузка: 80 МПа Средняя для g_c: 0,13
	250 °C	Внутренняя нагрузка: 80 МПа Средняя для g_c: 0,07
P_{QR} (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя величина для P_{QR}:1
	175°C	Внутренняя нагрузка: 80 Мпа Средняя величина для P_{QR}: 0,7
	250 °C	Внутренняя нагрузка: 80 Мпа Средняя величина для P_{QR}: 0,5

Q_0	E_G		
	Помещение	**175 °C**	**250 °C**
20 МПа	727 МПа	900 МПа	1 140 МПа
30 МПа	1 280 МПа	1 184 МПа	1 402 МПа
40 МПа	1 712 МПа	1 401 МПа	1 471 МПа
50 МПа	1 759 МПа	1 805 МПа	2 041 МПа
60 МПа	1 940 МПа	2 235 МПа	2 046 МПа
80 МПа	2 619 МПа	1 936 МПа	2 100 МПа
100 МПа	3 252 МПа	2 326 МПа	3 189 МПа
120 МПа	2 799 МПа	2 049 МПа	2 605 МПа
140 МПа	3 193 МПа	2 099 МПа	2 145 МПа
160 МПа	3 459 МПа	2 299 МПа	2 174 МПа
180 МПа	3 766 МПа	2 145 МПа	2 348 МПа

Таблица Р.18 *(продолжение)*

Вид герметичности из испытаний на герметичность

Р = 10 бар – Средняя величина двух значений упрощенных испытаний		
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1}=160 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Высокая герметичность	40	NC
Очень высокая герметичность	100	17

Р = 40 бар - Средняя величина значений «полных циклов испытаний»				
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1} = 80МПа	S_{a2} = 100МПа	S_{a3} = 160МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}
Высокая герметичность	64	14	10[a]	10[a]
Очень высокая герметичность	111	NC	NC	32
[a] Минимальная нагрузка на прокладку всегда составляла 10 МПа				

Таблица Р.19 - Прокладка 1-09-005-1 - Неасбестовое волокно со связующим элементом, например eG ≥ 1 коэффициентом мм

Прокладка из механических испытаний

Коэффициент	Температура	Значения
Q_{smax}	Помещение	240 МПа
	175 °C	120 МПа
	250 °C	100 МПа
g_c (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: 0,71
	175 °C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: 0,24
	250 °C	Внутренняя нагрузка: 100 МПа Средняя для g_c: 0,22
P_{QR} (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя величина для P_{QR}:1
	175°C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,8
	250 °C	Внутренняя нагрузка: 100 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,8

Q_0	E_G		
	Помещение	**175 °C**	**250 °C**
20 МПа	1 357 МПа	1 095 МПа	2 096 МПа
40 МПа	1 802 МПа	1 874 МПа	2 082 МПа
60 МПа	2 175 МПа	2 320 МПа	3 165 МПа
80 МПа	2 904 МПа	2 603 МПа	3 592 МПа
100 МПа	3 537 МПа	3 901 МПа	3 657 МПа
120 МПа	4 124 МПа	4 230 МПа	2 588 МПа
140 МПа	4 526 МПа	1 871 МПа	1 834 МПа
160 МПа	4 362 МПа	1 933 МПа	2 120 МПа
180 МПа	4 258 МПа	2 037 МПа	2 276 МПа

Таблица Р.19 *(продолжение)*

Вид герметичности из испытаний на герметичность

P = 10 бар – Средняя величина двух значений упрощенных испытаний		
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1}=160 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Высокая герметичность	12	NC
Очень высокая герметичность	84	10[a]
[a]Минимальная нагрузка на прокладку всегда составляла 10 МПа		

P = 40 бар- Средняя величина значений «полных циклов испытаний»					
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1} = 60МПа	S_{a2} = 80МПа	S_{a3} = 100МПа	S_{a4} = 160МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}
Высокая герметичность	48	15	10[a]	10[a]	NC
Очень высокая герметичность	108	NC	NC	NC	15
[a] Минимальная нагрузка на прокладку всегда составляла 10 МПа					

Таблица Р.20 - Прокладка 1-05-005-1 - Расширенный графит со связующей перфорированной вставкой

Коэффициенты металлической прокладки из механических испытаний

Коэффициент	Температура	Значения
Q_{smax}	Помещение	200 МПа
	300 °C	180 МПа
	400 °C	180 МПа
g_c (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: 0,97
	300 °C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: 0,70
	400°C	Внутренняя нагрузка: 100 МПа Средняя для g_c: 0,54
P_{QR} (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя величина для P_{QR}:1
	300°C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя величина для P_{QR}: 1
	400 °C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя величина для P_{QR}: 1

Q_0	E_G		
	Помещение	**300°C**	**440 °C**
20 МПа	411 МПа	499 МПа	484 МПа
30 МПа	700 МПа	866 МПа	849 МПа
40 МПа	1 019 МПа	1 023 МПа	1 097 МПа
50 МПа	1 248 МПа	1 594 МПа	1 250 МПа
60 МПа	1 438 МПа	1 363 МПа	1 708 МПа
80 МПа	2 240 МПа	2 424 МПа	2 829 МПа
100 МПа	2 411 МПа	2 404 МПа	1 943 МПа
120 МПа	2 372 МПа	3 198 МПа	3 337 МПа
140 МПа	2 783 МПа	3 397 МПа	3 389 МПа
160 МПа	3 235 МПа	3 380 МПа	3 057 МПа
180 МПа	3 081 МПа	4 246 МПа	3 148 МПа

Таблица Р.20 *(продолжение)*

Вид герметичности из испытаний на герметичность

P = 10 бар – Средняя величина двух значений упрощенных испытаний		
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1}=160 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Высокая герметичность	28	NC
Очень высокая герметичность	94	10[a]
[a] Минимальная нагрузка на прокладку всегда составляла 10 МПа		

P = 40 бар - Средняя величина значений «полных циклов испытаний»					
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1} = 60МПа	S_{a2} = 80МПа	S_{a3} = 100МПа	S_{a4} = 160МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}
Высокая герметичность	47	11	10 a	10 a	NC
Очень высокая герметичность	122	NC	NC	NC	29
[a] Минимальная нагрузка на прокладку всегда составляла 10 МПа					

Таблица Р.21 - Прокладка 2-05-006-1 – Кампрофильные прокладки с ограниченными графитовыми слоями

Коэффициент прокладки из механических испытаний

Коэффициент	Температура	Значения
Q_{smax}	Помещение	650 МПа
	300 °C	650 МПа
	400 °C	650 МПа
g_c (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: 0,96
	300 °C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: 0,77
	400°C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: 0,55
P_{QR} (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 328 МПа Средняя величина для P_{QR}:1
	300°C	Внутренняя нагрузка: 328 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,98
	400 °C	Внутренняя нагрузка: 328 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,96

Q_0	E_G		
	Помещение	**300°C**	**440 °C**
54 МПа	8 921 МПа	13 616 МПа	8 922 МПа
82 МПа	10 323 МПа	10 805 МПа	17 190 МПа
109 МПа	10 719 МПа	13 262 МПа	19 056 МПа
137 МПа	11 961 МПа	12 189 МПа	14 765 МПа
164 МПа	15 795 МПа	22 923 МПа	16 863 МПа
219 МПа	16 347 МПа	14 635 МПа	17 365 МПа
274 МПа	16 257 МПа	17 406 МПа	13 680 МПа
329 МПа	15 561 МПа	18 733 МПа	13 144 МПа
384 МПа	18 900 МПа	18 326 МПа	18 805 МПа
438 МПа	20 856 МПа	19 654 МПа	19 335 МПа
493 МПа	17 100 МПа	19 558 МПа	19 335 МПа
548 МПа	16 577 МПа	17 079 МПа	15 245 МПа
602 МПа	18 265 МПа	17 000 МПа	16 314 МПа
651 МПа	17 285 МПа	18 220 МПа	15 615 МПа

Вид герметичности из испытаний на герметичность

P = 40 бар		
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1}=20 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
очень высокая герметичность	10	10

Таблица P.22 - Прокладка 1-09-007-1 - Неасбестовое волокно со связующим элементом, например, eG ≥ 1 мм

Коэффициент прокладки из механических испытаний

Коэффициент	Температура	Значения
Q_{smax}	Помещение	240 МПа
	175 °C	240 МПа
	250 °C	240 МПа
g_c (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: 0,80
	175 °C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: 0,29
	250°C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: 0,24
P_{QR} (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя величина для P_{QR}:1
	175°C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,9
	250 °C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,9

Q_0	E_G		
	Помещение	**300 °C**	**440 °C**
20 МПа	1 773 МПа	1 931 МПа	2 259 МПа
30 МПа	2 079 МПа	2 442 МПа	3 522 МПа
40 МПа	1 963 МПа	2 152 МПа	3 339 МПа
50 МПа	2 917 МПа	2 496 МПа	2 814 МПа
60 МПа	3 318 МПа	3 164 МПа	2 950 МПа
80 МПа	4 026 МПа	4 253 МПа	4 929 МПа
100 МПа	4 843 МПа	4 114 МПа	4 514 МПа
120 МПа	5 402 МПа	3 350 МПа	4 029 МПа
140 МПа	5 044 МПа	4 611 МПа	4 331 МПа
160 МПа	4 507 МПа	4 106 МПа	5 231 МПа
180 МПа	4 394 МПа	3 876 МПа	5 467 МПа

Таблица Р.22 *(продолжение)*

Вид герметичности из испытаний на герметичность

P = 10 бар – Средняя величина двух значений упрощенных испытаний		
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1}=160 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Высокая герметичность	22	NC
Очень высокая герметичность	66	10[a]
[a] Минимальная нагрузка на прокладку всегда составляла 10 МПа		

P = 40 бар - Средняя величина значений «полных циклов испытаний»						
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1} = 40МПа	S_{a2} = 60МПа	S_{a3} = 80МПа	S_{a4} = МПа	S_{a5} = МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}	Q_{sminL},S_{a5}
Высокая герметичность	24	10[a]	10[a]	10[(*)]	NC	NC
Очень высокая герметичность	68	NC	NC	19	10[a]	10[a]
[a] Минимальная нагрузка на прокладку всегда составляла 10 МПа						

Таблица Р.23 - Прокладка 1-10-007-1 – Листовой материал модифицированного ПТФЕ

Коэффициент прокладки из механических испытаний

Коэффициент	Температура	Значения
Q_{smax}	Помещение	240 МПа
	150 °C	160 МПа
	225 °C	100 МПа
g_c (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: 0,90
	150 °C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: 0,60
	225°C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: 0,18
P_{QR} (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя величина для P_{QR}:1
	150°C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя величина для P_{QR}: 1
	225 °C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,8

Q_0	E_G		
	Помещение	150°C	225 °C
20 МПа	2 704 МПа	1 981 МПа	1 874 МПа
30 МПа	3 283 МПа	2 833 МПа	2 166 МПа
40 МПа	3 125 МПа	4 491 МПа	3 215 МПа
50 МПа	4 286 МПа	4 276 МПа	3 551 МПа
60 МПа	3 880 МПа	4 276 МПа	3 613 МПа
80 МПа	4 413 МПа	3 663 МПа	4 035 МПа
100 МПа	4 779 МПа	4 074 МПа	3 953 МПа
120 МПа	4 684 МПа	4 422 МПа	4 174 МПа
140 МПа	5 081 МПа	4 536 МПа	4 533 МПа
160 МПа	5 205 МПа	5 629 МПа	3 797 МПа
180 МПа	5 410 МПа	5 450 МПа	3 656 МПа

Таблица Р.23 *(продолжение)*

Вид герметичности из испытаний на герметичность

P = 10 бар – Средняя величина двух значений упрощенных испытаний		
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1}
		Q_{sminL}, S_{a1}
Высокая герметичность	11	NC
Очень высокая герметичность	58	NC

P = 40 бар- Средняя величина значений «полных циклов испытаний»						
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1} = 40МПа	S_{a2} = 60МПа	S_{a3} = 80МПа	S_{a4} = 100МПа	S_{a5} = 160МПа
		Q_{sminL}, S_{a1}	Q_{sminL}, S_{a2}	Q_{sminL}, S_{a3}	Q_{sminL}, S_{a4}	Q_{sminL}, S_{a5}
Высокая герметичность	25	10 [a]	10 [a]	10 [a]	NC	NC
Очень высокая герметичность	83	NC	NC	NC	27	10 [a]
[a] Минимальная нагрузка на прокладку всегда составляла 10 МПа						

Таблица Р.24 - Прокладка 3-02-007-1 - PTFE Стандартные спиральные прокладки с внутренними и внешними поддерживающими кольцами

Коэффициент прокладки из механических испытаний

Коэффициент	Температура	Значения
Q_{smax}	Помещение	690 МПа
	150 °C	690 МПа
	225 °C	690 МПа
g_c (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 80 МПа Средняя для g_c: 0,80
	150 °C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: 0,80
	225°C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: 0,91

Таблица Р.24 *(продолжение)*

Коэффициент	Температура	Значения
P_{QR} (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 240 МПа Средняя величина для P_{QR}:0,96
	150°C	Внутренняя нагрузка: 360 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,98
	225 °C	Внутренняя нагрузка: 360 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,99

Q_0	E_G		
	Помещение	**150°C**	**225 °C**
57 МПа	2 989 МПа	3 232 МПа	2 415 МПа
86 МПа	3 742 МПа	3 507 МПа	2 694 МПа
115 МПа	4 723 МПа	3 933 МПа	3 241 МПа
144 МПа	5 324 МПа	4 980 МПа	4 636 МПа
173 МПа	5 241 МПа	5 479 МПа	5 221 МПа
231 МПа	6 519 МПа	6 751 МПа	6 597 МПа
290 МПа	7 566 МПа	10 077 МПа	8 521 МПа
348 МПа	10 518 МПа	13 690 МПа	11 485 МПа
406 МПа	14 394 МПа	19 892 МПа	15 054 МПа
464 МПа	17 000 МПа	28 614 МПа	18 352 МПа
522 МПа	25 742 МПа	34 196 МПа	25 922 МПа

Вид герметичности из испытаний на герметичность

P = 10 бар – Средняя величина двух значений упрощенных испытаний		
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1}=480 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Высокая герметичность	39	30
Очень высокая герметичность	69	30

P = 40 бар - Средняя величина значений «полных циклов испытаний»		
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1} = 80МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Высокая герметичность	74	30
Очень высокая герметичность	105	30

Таблица Р.25 - Прокладка 5-05-103-2 - Крытая металлическая оболочка прокладки с графитом

Коэффициенты прокладка от механических испытаний

Коэффициент	Температура	Значения
Q_{smax}	Помещение	240 МПа
	300 °C	240 МПа
	400 °C	240 МПа
g_c (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: 1
	300 °C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: 1
	400°C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: 1
P_{QR} (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя величина для P_{QR}:1
	300°C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя величина для P_{QR}: 1
	400 °C	Внутренняя нагрузка: 120 Мпа Средняя величина для P_{QR}:1

Q_0	E_G		
	Помещение	**300°C**	**440 °C**
20 МПа	659 МПа	823 МПа	825 МПа
30 МПа	1 029 МПа	1 708 МПа	1 345 МПа
40 МПа	1 778 МПа	2 175 МПа	3 107 МПа
50 МПа	2 595 МПа	3 525 МПа	5 080 МПа
60 МПа	3 124 МПа	4 442 МПа	5 082 МПа
80 МПа	5 409 МПа	9 476 МПа	4 918 МПа
100 МПа	9 487 МПа	9 837 МПа	10 608 МПа
120 МПа	11 419 МПа	79 398 МПа	20 040 МПа
140 МПа	16 002 МПа	82 833 МПа	30 009 МПа
160 МПа	17 889 МПа	267 301 Мпа	25 893 МПа
180 МПа	24 030 МПа	-	28 125 МПа

Таблица Р.25 *(продолжение)*

Вид герметичности из испытаний на герметичность

P = 10 бар – Средняя величина двух значений упрощенных испытаний		
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1}=480 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Очень высокая герметичность	10 [a]	NC

P = 40 бар - Средняя величина значений «полных циклов испытаний»		
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1} =80МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Высокая герметичность	15	10 [a]
[a] Минимальная нагрузка на прокладку всегда составляла 10 МПа		

Таблица Р.26 - Прокладка 6-04-103-2 – Металлическая оболочка прокладки с графитом

Коэффициент прокладки из механических испытаний

Коэффициент	**Температура**	**Значения**
Q_{smax}	Помещение	240 МПа
	300 °C	240 МПа
	400 °C	240 МПа
g_c (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: 1,0
	300 °C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: 0,84
	400°C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: 0,68
P_{QR} (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя величина для P_{QR}:1
	300°C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя величина для P_{QR}: 1
	400 °C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя величина для P_{QR}: 1

Таблица Р.26 *(продолжение)*

Q_0	E_G		
	Помещение	**300°C**	**440 °C**
20 МПа	709 МПа	798 МПа	796 МПа
30 МПа	1 120 МПа	1 050 МПа	1 070 МПа
40 МПа	1 344 МПа	1 531 МПа	1 372 МПа
50 МПа	1 902 МПа	1 952 МПа	2 647 МПа
60 МПа	2 424 МПа	2 509 МПа	2 519 МПа
80 МПа	3 171 МПа	3 613 МПа	3 379 МПа
100 МПа	3 495 МПа	3 621 МПа	4 099 МПа
120 МПа	5 158 МПа	4 866 МПа	5 487 МПа
140 МПа	5 876 МПа	4 975 МПа	5 282 МПа
160 МПа	5 525 МПа	6 288 МПа	5 607 МПа
180 МПа	5 965 МПа	6 618 МПа	6 302 МПа

Вид герметичности по проведению испытаний на герметичность

Нет в наличии.

Таблица Р.27 - Прокладка 1-07-009-1 - Расширенный графит с металлическими листами ламинированный в тонкие слоя устойчивого высокого напряжения

Коэффициент прокладки из механических испытаний

Коэффициент	**Температура**	**Значения**
Q_{smax}	Помещение	240 МПа
	300 °C	240 МПа
	400 °C	120 МПа
g_c (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: 0,92
	300 °C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: 0,48
	400°C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: NA
P_{QR} (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя величина для P_{QR}:1
	300°C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,9
	400 °C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа -

Таблица Р.27 *(продолжение)*

Q_0	E_G		
	Помещение	**300°C**	**400 °C**
20 МПа	532 МПа	544 МПа	471 МПа
30 МПа	752 МПа	670 МПа	1 091 МПа
40 МПа	1 101 МПа	960 МПа	848 МПа
50 МПа	1 148 МПа	1 124 МПа	1 398 МПа
60 МПа	1 681 МПа	1 788 МПа	1 586 МПа
80 МПа	1 828 МПа	1 750 МПа	1 586 МПа
100 МПа	2 451 МПа	2 723 МПа	2 202 МПа
120 МПа	3 403 МПа	2 420 МПа	3 487 МПа
140 МПа	3 717 МПа	1 651 МПа	1 203 МПа
160 МПа	3 169 МПа	1 749 МПа	1 530 МПа
180 МПа	3 345 МПа	2 264 МПа	1 718 МПа

Вид герметичности из испытаний на герметичность

P = 10 бар – Средняя величина двух значений упрощенных испытаний		
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1}
		Q_{sminL},S_{a1}
Высокая герметичность	28	NC
[A] Минимальная нагрузка на прокладку всегда составляла 10 МПа		

P = 40 бар- Средняя величина значений «полных циклов испытаний»					
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1} = 60МПа	S_{a2} = 80МПа	S_{a3} = 100МПа	S_{a4} = 160МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}
Очень высокая герметичность	10^{a}	10^{a}	10^{a}	10^{a}	10^{a}
[A] Минимальная нагрузка на прокладку всегда составляла 10 МПа					

Таблица Р.28 - Прокладка 1-10-009-1 - ПТФЕ прокладка с наружной оболочкой

Коэффициент прокладки из механических испытаний

Коэффициент	Температура	Значения
Q_{smax}	Помещение	240 МПа
	150 °C	240 МПа
	225 °C	240 МПа
g_c (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: 0,59
	150 °C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: 0,11
	225 °C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: 0,08
P_{QR} (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 40 МПа Средняя величина для P_{QR}:0,9
	150 °C	Внутренняя нагрузка: 40 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,5
	225 °C	Внутренняя нагрузка: 40 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,4

Q_0	G		
	Помещение	**150°C**	**225 °C**
2,5 МПа	23 МПа	27 МПа	36 МПа
5 МПа	74 МПа	72 МПа	76 МПа
10 МПа	219 МПа	230 МПа	207 МПа
20 МПа	434 МПа	511 МПа	520 МПа
30 МПа	658 МПа	893 МПа	564 МПа
40 МПа	750 МПа	810 МПа	1 296 МПа
50 МПа	883 МПа	999 МПа	677 МПа
60 МПа	1 124 МПа	1 357 МПа	930 МПа
80 МПа	1 378 МПа	912 МПа	1 938 МПа
100 МПа	1 671 МПа	1 497 МПа	
120 МПа	2 051 МПа	968 МПа	
140 МПа	2 034 МПа		
160 МПа	1 394 МПа		
180 МПа	1 629 МПа		

Таблица Р.28 *(продолжение)*

Вид герметичности из испытаний на герметичность

P = 10 бар – Средняя величина двух значений упрощенных испытаний		
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1}=160 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Высокая герметичность	13	10 [a]
[A] Минимальная нагрузка на прокладку всегда составляла 10 МПа		

P = 40 бар- Средняя величина значений «полных циклов испытаний»					
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1} = 60МПа	S_{a2} = 80МПа	S_{a3} = 100МПа	S_{a4} = 160МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}	Q_{sminL},S_{a3}	Q_{sminL},S_{a4}
Очень высокая герметичность	10 [a]	10 [a]	10 [a]	10 [a]	10 [a]
[A] Минимальная нагрузка на прокладку всегда составляла 10 МПа					

Таблица Р.29 - Прокладка 7-01-009-1 – Гофрированные прокладки с графитом

Коэффициент прокладки из механических испытаний

Коэффициент	Температура	Значения
Q_{smax}	Помещение	240 МПа
	300 °C	240 МПа
	400 °C	240 МПа
g_c (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: 0,97
	300 °C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: 0,28
	400 °C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя для g_c: 0,34
P_{QR} (для имитированной жесткости 500 kN/мм)	Помещение	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя величина для P_{QR}:0,9
	300 °C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,5
	400 °C	Внутренняя нагрузка: 120 МПа Средняя величина для P_{QR}: 0,4

Таблица Р.29 *(продолжение)*

Q_0	E_G		
	Помещение	**300 °C**	**400 °C**
2,5 МПа		113 МПа	62 МПа
5 МПа		178 МПа	186 МПа
10 МПа		622 МПа	533 МПа
20 МПа	50 МПа	1 027 МПа	3 446 МПа
30 МПа	193 МПа	3 548 МПа	2 494 МПа
40 МПа	618 МПа	2 323 МПа	2 474 МПа
50 МПа	1 326 МПа	2 327 МПа	3 179 МПа
60 МПа	1 632 МПа	2 632 МПа	4 698 МПа
80 МПа	2 403 МПа	4 646 МПа	2 393 МПа
100 МПа	2 741 МПа	2 666 МПа	2 338 МПа
120 МПа	2 807 МПа	3 088 МПа	3 331 МПа
140 МПа	2 606 МПа		
160 МПа	3 127 МПа		
180 МПа	4 002 МПа		

Вид герметичности из испытаний на герметичность

P = 10 бар – Средняя величина двух значений упрощенных испытаний		
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1}=160 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}
Высокая герметичность	14	11
[A] Минимальная нагрузка на прокладку всегда составляла 10 МПа		

P = 40 бар - Средняя величина значений «полных циклов испытаний»			
Вид герметичности	Q_{minL}	S_{a1} = 20 МПа	S_{a2} = 160 МПа
		Q_{sminL},S_{a1}	Q_{sminL},S_{a2}
Высокая герметичность	10,8	10 [a]	NC
Очень высокая герметичность	28,2	NC	10 [a]
[A] Минимальная нагрузка на прокладку всегда составляла 10 МПа			

Приложение Q
(информационное)

Анализ напряжения облегченного трубопровода

Q.1 Общие положения

Расчетное давление всех компонентов трубопровода должно осуществляться в соответствии с правилами EN 13480-3. Напряжение в связи с длительными нагрузкам, иногда и перевозка крупногабаритных грузов, тепловое расширение и знакопеременные нагрузки, должны быть приняты во внимание, чтобы соответствовать требованиям кода напряжения для конкретных случаев нагрузки.

Q.2 Упрощенная процедура

Q.2.1 Общая информация

В отличие от стандарта Q.1, напряжение от гравитационных сил и колебаний температуры могут быть просто определены (см. 12.2.10) в соответствии с Q.2.2 Q.2.3 и независимо от других напряжений в каждом конкретном случае.

Эта процедура должна применяться только опытным специалистом. Оно не дает информации о нагрузках на опорные точки и не должны быть применены к трубопроводам, работающие в диапазоне ползучести.

Этот метод применяется только к трубопроводу, который не зарыт. Для подземных трубопроводов, дополнительные соображения, например, в отношении к вертикальным нагрузкам почвы, сдержало расширение за счет сопротивления грунта или необходимы горные оседания. Они не покрываются упрощенным методом.

Q.2.2 Спецификация допустимого пространства опор

Спецификация допустимого расстояния между опорами, ограничивает эффект собственного веса трубопровода на прогибы и напряжения. Таким образом, можно рассмотреть внутреннее давление и вес трубопровода отдельно друг от друга. Доказательство полученное в результате признания факта, что расстояние между опорами предоставляется, если, по стальным трубам, расстояние между опорами данные в Таблице B.1 не превышается и пояснительные примечания, касающиеся спецификации расстояния между опорами рассмотрены. Для других параметров, например другие материалы, таблица Q.1 может быть преобразована в соответствии с информацией в пояснительных примечаниях к Таблице B.1.

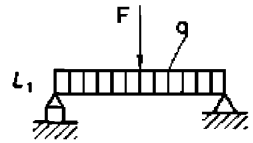
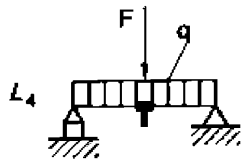
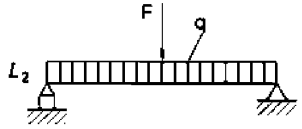
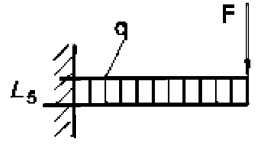
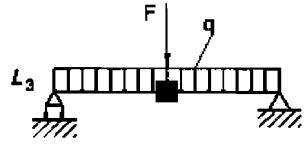
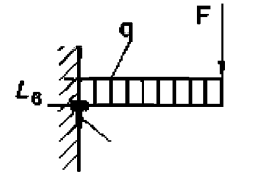
Q.2.3 Проверка упругости

Подвергаясь ограниченному напряжению в случае нагрузки, тепловое расширение трубы должно иметь достаточную упругость. Обычно это

достигается путем маршрутизации, которая предусматривает изгиб и прогиб при кручении из-за компенсирующих мер. Расчеты по проектированию по упругости не требуются, если величина катета соответствует условиям Рисунка 2. Предполагается, что напряжение кручения менее значительно в связи с маршрутизацией.

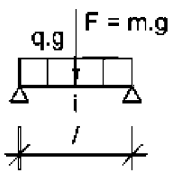
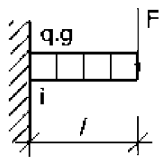
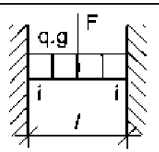
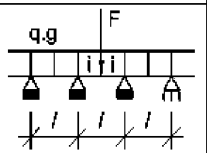
Примеры применения Рисунка Q.2 и пояснения даны в Q.9.

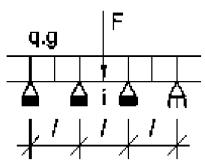
Q.3 Пояснения к таблице Q.1

L_1		$f_{all} = 3mmDN \le 50$ $f_{all} = 5mmDN > 50$	L_4	 **Сварные тавровые балки**	$\sigma_{max} = MIN(40\,N/mm^2; 0,4 f_n) > 50$ i в соответствии с приложением F
L_2		$\sigma_{max} = MIN(40\,N/mm^2; 0,4 f_n)$	L_5		$\sigma_{max} = MIN(40\,N/mm^2; 0,4 f_n)$
L_3	 **Кованые тавровые балки**	$\sigma_{max} = MIN(40\,N/mm^2; 0,4 f_n)$ i в соответствии с приложением F	L_6		$\sigma_{max} = MIN(40\,N/mm^2; 0,4 f_n)$ i в соответствии с приложением F

Условия:
Кованые или сварные тавровые балки с горизонтальной ветвью
Напряжение от внутреннего давления не считается
Допуски и поправки не считаются

Таблица Q.3

Слу-чай	Система	Нагрузка	Критерии		Примечания	Показатель изгиба на рисунке 1
			Отклонение	Напряжение		
A		$q[kg/m]$ $m[kg]$	$f_A = \frac{l_{AF}{}^3 \cdot 9{,}81 \cdot 5 \cdot 10^6}{384EI}\left(q \cdot l_{AF} + 1{,}6m\right)$	$l_{AS} = -\frac{m}{q} + \sqrt{\left(\left(\frac{m}{q}\right)^2 + \frac{8 \cdot W \cdot \sigma_{\max}}{9{,}81 \cdot 10^3 \cdot q \cdot i}\right)}$		1
B		$q[kg/m]$ $m[kg]$	$f_B = \frac{l_{BF}{}^3 \cdot 9{,}81 \cdot 5 \cdot 10^6}{24EI}\left(3q \cdot l_{BF} + 8m\right)$	$l_{BS} = -\frac{m}{q} + \sqrt{\left(\left(\frac{m}{q}\right)^2 + \frac{2 \cdot W \cdot \sigma_{\max}}{9{,}81 \cdot 10^3 \cdot q \cdot i}\right)}$		1
C		q + Разовая нагрузка во всех областях	$f_C = \frac{l_{CF}{}^3 \cdot 9{,}81 \cdot 10^6}{384EI}\left(q \cdot l_{CF} + 2m\right)$	$l_{CS} = -\frac{3m}{4q} + \sqrt{\left(\left(\frac{3m}{4q}\right)^2 + \frac{12 \cdot W \cdot \sigma_{\max}}{9{,}81 \cdot 10^3 \cdot q \cdot i}\right)}$	НЕПРЕРЫВНАЯ опора поддерживает равную длину поля (индивидуальной массой в каждом поле)	4
D		q + Разовая нагрузка, в частности, только поля	$f_D = \frac{l_{DF}{}^3 \cdot 9{,}81 \cdot 10^6}{384EI}\left(q \cdot l_{DF} + 6{,}1m\right)$	$l_{DS} = -\frac{126m}{265q} + \sqrt{\left(\left(\frac{543m}{265q}\right)^2 + \frac{24 \cdot W \cdot \sigma_{\max}}{9{,}81 \cdot 10^3 \cdot q \cdot i}\right)}$		3

E		q + Разовая нагрузка, в частности, только поля	$f_E = \frac{l_{EF}{}^3 \cdot 9{,}81 \cdot 10^6}{384EI}\left(q \cdot l_{EF} + 6{,}1m\right)$	$l_{ES} = -\frac{543m}{265q} + \sqrt{\left(\frac{543m}{265q}\right)^2 + \frac{24 \cdot W \cdot \sigma_{\max}}{9{,}81 \cdot 10^3 \cdot q \cdot i}}$		2

$$I = \frac{\pi}{64}\left(d_a{}^4 - d_i{}^4\right)\left[mm^4\right]; \mathrm{W} = \mathrm{I}\frac{2}{d_a}\left[mm^3\right]; E\left[kN/mm^2\right]$$

Q.4 Символы

d_{Am}	[мм]	средний диаметр ветви
d_m	[мм]	средний диаметр трубы
d_a	[мм]	внешний диаметр трубы
d_i	[мм]	внешний диаметр трубы
f	[м] = м/q*	изгиб
l *	[-]	эквивалент трубы
i	[м]	коэффициент концентрации напряжений
l	[кг]	расстояние между опорами, консоль длина (общая)
m	[кг/м]	относительная(единая) масса
q	[кг/м]	масса относительно длины
s	[мм]	номинальная толщина стены
v	[-]	эффективность сварного шва
x	[-] = ***l/L***	пропорция длины с/без добавочной массы
y	[-] = ***l**/L**	коэффициент эквивалента длина/длина без добавочной массы
DN		номинальный диаметр
E	[кН/мм^2]	модуль упругости при рассчит**анной** температуре
F	[Н] = м • г	единичная нагрузка
I	[мм^4]	момент единой нагрузки инертности
f_h	[Н/мм^2]	допустимое напряжение при максимальной температуре
L	[м]	металла согласно 12.1.3
W	[мм^3]	длина без добавочной массы
P	[кг/м^3]	плотность
σ_{max}	[Н/мм^2]	максимально допустимое напряжение изгиба из-за веса
g	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$	ускорение силы тяжести

Q.5 Указатели f_L

A, B, C, D, E –	ссылки на факты в Таблице Q.3
F, S -	ссылки на прогиб/критерии напряжения
*	Параметр меняется в Таблице Q.1
—	относится к непрерывной опоре

Q.6 Пояснительные примечания к Q.2.2

Q.6.1 Спецификация допустимого пространства между опорами

Q.6.1.1 Общая информация

Q.6.1.1.1 Значения

Опорная база в Таблице Q.1 «Допустимые расстояния между опорами стальных труб» были определены на основе уравнений в Q.3 «Пояснения к Таблице Q.1». Следующие данные были использованы для массы q относительно длины:

Средняя	ρ_M	= 1 000 кг/м^3
Материал для изготовления труб	ρ_R	= 7 900 кг/м^3
Теплоизоляция	ρ_D	= 120 кг/м^3
лист, покрывающий	$\rho_S \cdot s_B$	= 10 кг/м^2

Перекрытия и крепеж включены. Влияние жесткости листа покрытия не было принято во внимание, хотя при определенных обстоятельствах она может быть значительной. Дополнительные нагрузки F = м • g не взяты во внимание в опорных базах в Таблице Q.1.

Q.6.1.1.2 Ограничения провеса - L_1

Расстояние между опорами L_1 было определено в соответствии с критерием «ограниченного прогиба». Предельный прогиб f был поэтому с точки зрения предотвращения возможного «глинобитного пласта»:

- где DN ≤ 50 F = 3 мм;
- где DN > 50 F = 5 мм.

Модель расчета L_1 это единственное полевое обеспечение, моменты – упирались на обоих концах (факт в Таблице Q.3 «Пояснения к Таблице B.1»).Среднее значение $E \approx 200$ кН/мм^2 было принято для модулей упругости.

$L_1 = l_{AF}$ (f, q, m = 0, E · I) = L_{AF} (f, q, E · I)

Q.6.1.1.3 Ограничение напряжения от L_2 к L_6

Расстояния между опорами с L_2, по L_6, было определено в связи с критерием ограниченного напряжения. Исполняя размещение опор с L_2 по L_6, напряжение σ прямо к q - L_2 и L_5 в непотревоженном трубопроводе (без тавровой балки) и при L_3 и L_6 в трубопроводе с тавровой балкой (сварная или кованая) при максимальном моменте ограничено до σ= MIN (40 N/мм^2; 0,4f_h)

Q.6.1.2 Единое полевое обеспечение (свободные моменты) от L_2 к L_4

Расстояние между опорами в Таблице Q.1 было определено, используя соотношение по l_{AS} в Таблице Q.3. Для этого в состоянии покоя трубопровода с коэффициентом концентрации напряжения i = 1 было принято за L_2, за L_3, кованая тавровая балка с коэффициентом концентрации i = 0,9/(8,8 • s/d_m)$^{2/3}$) была выполнена в центре поля.

Для L_4, кованая тавровая балка в соответствии с коэффициентом концентрации i = 0,9/(2 s/d_m)$^{2/3}$ была выполнена в центре поля.

$$L_2 = l_{AS}(\sigma, q, m = 0, W, i = 1) = L_{AS}(\sigma, q, W, i = 1)$$

$$L_3 = l_{AS}(\sigma, q, m = 0, W, i = 0,9 / (8,8 \cdot s/ d_m)^{2/3})$$

$$= l_{AS}(\sigma, q, W, i = 0,9 / (8,8 \cdot s/ d_m)^{2/3})$$

$$L_4 = l_{AS}(\sigma, q, m = 0, W, i = 0,9 / (2 \cdot s/ d_m)^{2/3})$$

$$= l_{AS}(\sigma, q, W, i = 0,9 / (2 \cdot s/ d_m)^{2/3})$$

Q.6.1.3 Консольная балка, L_5 и L_6

Длины консольной балки были определены с использованием уравнения l_{BS} в Таблице Q.3. Для этого свободного трубопровода, где i = 1 предполагалось для L_5. Для L_6, сварная товарная балка в соответствии с коэффициентом концентрации напряжения i = 0,9/(2 · s/d_m)$^{2/3}$) была выполнена.

$$L_5 = l_{BS}(\sigma, q, m = 0, W, i = 1) = L_{BS}(\sigma, q, W, i = 1)$$

$$L_6 = l_{BS}(\sigma, q, m = 0, W, i = 0,9/(2s/d_m)^{2/3})$$

$$L_6 = l_{BS}(\sigma, q, W, i = 0,9/(2s/d_m)^{2/3})$$

Q.7 Изменение допустимой длины

Q.7.1 Другие условия опирания

Расстояние между опорами с L_1 по L_4 основаны на моментах свободного установленного единого полевого обеспечения от случая к случаю. Исходная формула центрального поля постоянной поддержки часто более реалистична. По условиям опирания, доступное расстояние между опорами с L^*_1 по L^*_4 может быть получено, как следует из $L_{1к}$ - L_4:

$$L_1^* = \sqrt[4]{5} \cdot L_1 \approx 1,5 \cdot L_1$$

$$L_i^* = \sqrt[4]{1,5} \cdot L_i \approx 1,225 \cdot L_i \quad \text{(i = 2, 3 и 4)}$$

Q.7.2 Другие параметры

Если момент инерции I* и момент сопротивления W*, равномерно распространенная нагрузка q*, модуль упругости E*, значения по умолчанию f* и d* или коэффициент концентрации напряжения i* в основном меняют направление, допустимые расстояния между опорами или длиной консольной балки могут быть получены из величины длины в Таблице Q.1.

Где прогиб ограничен, применяется следующее:

$$L_1^* = \sqrt[4]{\frac{I^*}{I} \cdot \frac{E^*}{E} \cdot \frac{q}{q^*} \cdot \frac{f^*}{f}} \cdot L_1$$

Где напряжение ограничено, применяется следующее:

$$L_i^* = \sqrt{\frac{W^*}{W} \cdot \frac{q}{q^*} \cdot \frac{\sigma^*}{\sigma} \cdot \frac{i}{i^*}} \cdot L_i \qquad \text{(i = 2, 3, 4, 5 и 6)}$$

Q.8 Дополнительная единичная сосредоточенная нагрузка

Q.8.1 Общая информация

Единичная сосредоточенная нагрузка, которая должна рассматриваться в дополнении к равномерно распределенной нагрузке может быть принята во внимание в тех случаях, L_1-L_6 с использованием уравнений, приведенных в Таблице B.3. Размещение опор или длины консольной балкой для критерия «ограничения по напряжению» может быть также определено в этом случае с помощью таблиц и Q.1, Q.6.1.3.

Для этого, одна нагрузка $l^* = \frac{m}{q^*}$ преобразуется в длину q эквивалента *l**.

Соответствующее расстояние между опорами или консольной балки длиной без единой нагрузки, затем определяется в соответствии с Таблицей Q.1 - или с помощью соответствующих уравнений из таблицы Q.3. Значение x = *l*/ L

взято из Рисунка Q.1 как функция y = *l**/ L. Допустимое расстояние между опорами с учетом одной дополнительной нагрузки, когда F= m·g , затем получают следующим образом:

$l = x \cdot L$

Если параметры меняют направление от тех которые использовали как основу в Таблице Q.1, эта девиация первая будет взята во внимание в соответствии с Q.7.1 и затем влияние единой нагрузки считается в соответствии Q.8.1.

ПРИМЕР

DN 150 трубопровод с s = 7,1 мм проектируется, как постоянный поддерживающий трубопровод над несколькими опорами. Измеряемая масса (масса за единицу длины) трубопровода с наполнением q* = 60 кг/м.

В центральном поле труба разветвляется поэтому добавочная масса m = 250 кг действует на поле. Принимая что труба ответвления прикована, затем i/i* ≈2,7. В результате высокой температуры напряжение d* должно быть ограничено до 30 N/мм^2.

Расстояние между опорой L_4= 4,2 м получено из Таблицы Расстояния между опорой, где q= 57,8 [кг/м].

$$L = L_4^* = \sqrt{\frac{W^*}{W} \cdot \frac{q}{q^*} \cdot \frac{\sigma^*}{\sigma} \cdot \frac{i}{i^*}} \cdot L_4 \cdot 1,225 = \sqrt{1 \cdot \frac{57,8}{60} \cdot \frac{30}{40} \cdot 2,7} \cdot 4,2 \cdot 1,225 = 7,2m$$

$$l^* = \frac{m}{q^*} = \frac{250}{60} = 4,17m$$

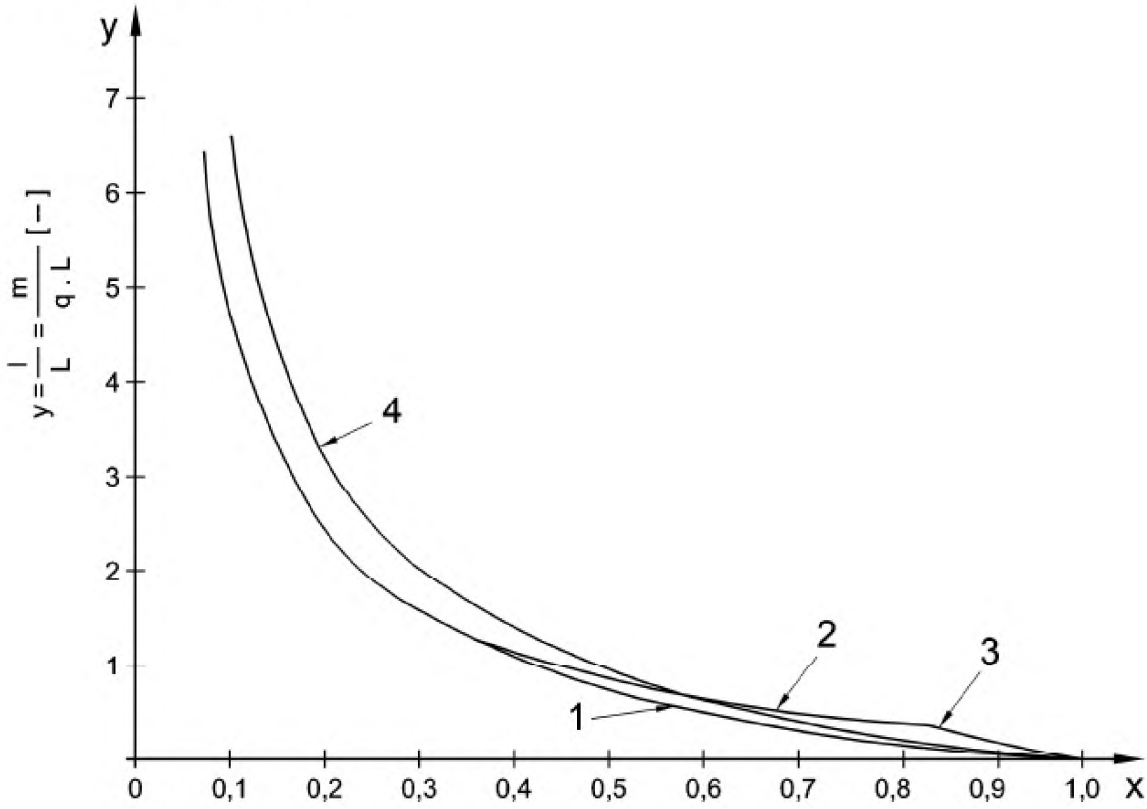
$$y = \frac{l^*}{L} = \frac{4,17}{7,2} = 0,58 > 0,38 \rightarrow \text{Диаграмма2изРисункаQ1}$$

Значение x = 0,65 получена с диаграммой 2 для y = 0,58 из Рисунка Q.1 «Диаграмма учитывает единые нагрузки на основе допустимого напряжения».

Допустимое расстояние между опорами, это как следует:

$l = x \cdot L = 0,65 \cdot 7,2 = 4,7$ [м]

Отклонение может быть определено согласно случая E в Таблице Q.3 с $l_{requ.} = l_{EF} = 4,7$ м и q = q*.



Условные обозначения

1 балка на 2 опорах и консоль главной балки: $y = \frac{1 - x^2}{2x}$

2 постоянная балка с единой массой: $y = \frac{265(2 - x^2)}{1086x}$ для $y > 0,380$

3 постоянная балка с единой массой: $y = \frac{265(1 - x^2)}{252x}$ для $y \le 0,380$

4 постоянная балка с единой массой в каждом поле: $y = \frac{2(1 - x^2)}{3x}$

Максимальный момент изгиба:
в центре поля для 1 и 2
в вспомогательной зоне для 3 и 4

$x = \frac{l}{L}$ (коэффициент ослабления)

Рисунок Q.1 — Диаграмма рассчитана на единую нагрузку, начиная с допустимой

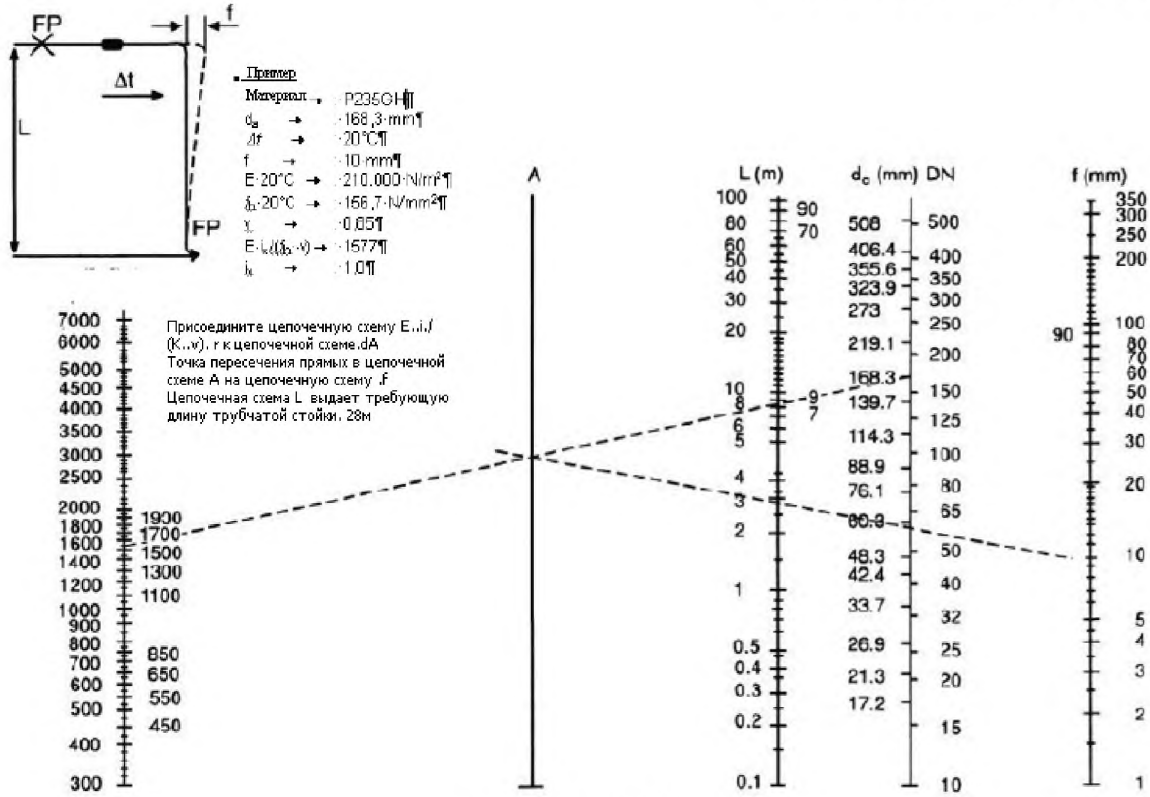


Рисунок Q.2

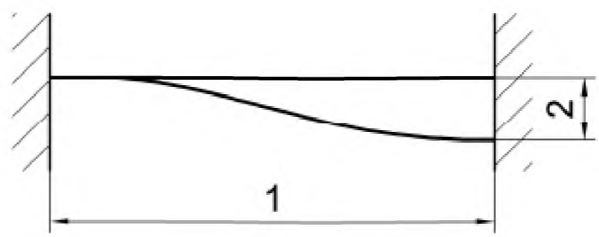
Q.9 Пояснительная запись к Рисунку Q.2

Q.9.1 Общая информация

Определение необходимой выравнивающей длины для теплового расширения в результате температуры для номинального диапазона размеров DN 10 до DN 500 с монограммой.

Переменные E, f_h, v и d_a

Структура монограммы: трубы зажаты с обеих сторон без сгиба



Условные обозначения

1 величина катета трубы L

2 смещение

Рисунок Q.3

Расчетный график основан на трубе зажатой с обеих сторон как статистическая система.

Сила трубы давит на напряжение которое рассчитано на коэффициент концентрации напряжения, как установлено в EN 13480-3, Приложение H. Оно включено в расчетном графике

Тройники могут быть покрыты расчетным графиком включая соотношение изгиба трубы /коэффициент концентрации напряжения тройника -назвали коэффициентом ослабления i_x- в расчетах.

E = модуль упругости [Н/мм^2]

f_h = допустимое напряжение при максимальной температуре металла согласно 12.1.3 [Н/мм^2]

i_x= коэффициент ослабления

i_x = 1,0 для изгиба трубы с $R \geq 1,5 \cdot D$

i_x = 2,1 для сварного ответвления с той же толщиной стены/соотношения диаметра

v = сварная эффективность

f = тепловое расширение для компенсирования [мм]

$f = 10^3 \cdot L \cdot \alpha \Delta t$

L = величина катета трубы [м]

α = коэффициент линейного расширения [K^{-1}]

Δt = разница температуры [K]

d_a = внешний диаметр трубы [мм]

d_i = внутренний диаметр трубы [мм]

DN = номинальный диаметр

$$M = \frac{6 \cdot E \cdot I \cdot f}{L^2} \quad [1]$$

$$M = f_h \cdot v \cdot W$$

$$M = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{\left(d_a^4 - d_i^4\right)}{d_a}$$

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot \left(d_a^4 - d_i^4\right)$$

$$L = \sqrt{\left(\left(\frac{3 \cdot E \cdot d_a \cdot f \cdot i_x}{10^6 \cdot f_h \cdot v}\right)\right)}$$

Если тепловое расширение f компенсируется более чем на одной величиной катета, соответствующей величиной катета L_1, L_2,…, L_i должны быть присоединены вместе чтобы сформировать эквивалент величины катета L* как следует для применения монограммы:

$$L^* = \sqrt{\left(L_1^2 + L_2^2 + \ldots + L_i^2\right)}$$

Эта процедура объясняется более детально в следующих примерах 1, 2 и 3.

ПРИМЕР 1: Расширение трубы в двух направлениях

Определение величины катета

Материал:	P235GH
d_a	168,3 мм
Δ_t	200 °C
L	12,3 м
f_1	30 мм *L*
E 200 °C	191 000 Н/мм^2
f_h 200 °C	123,3 Н/мм^2
v	0,85
$E \cdot i_x(f_h \cdot v)$	1 822
α	$12.2 \cdot 10^{-6} K^{-1}$
i_x	1,0

FP = анкер

FL = проводник

L = вертикальный стопор

$f = 10^3 \cdot L \cdot \alpha \cdot \Delta t$

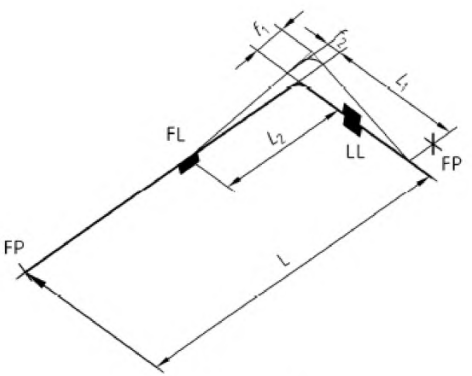


Рисунок Q.4

Q.9.2 Необходимая величина катета трубы L_1, для f_1 из расчетного графика

Присоединить цепную схему $E \cdot i_x/(f_h \cdot v)$ к цепной схеме d_a, затем вершину угла цепной схемы A к цепной схеме f. Цепная схема L дает необходимую длину величину катета трубы L_1 = 5,3 м.

Q.9.3 Необходимая величина катета трубы L_2, для f_2 из расчетного листа

Q.9.3.1 Общие положения

Увеличение f_2 = 13 мм из L_1

Соединить вершину угла цепной схемы A к цепной схеме f.

Q.9.3.2 Необходимая величина катета трубы для f_1 из расчетного листа

Присоединить цепную схему ($E \cdot i_x/(f_h \cdot v)$ к цепной схеме d_a, затем вершину угла цепной схемы A к цепной схеме f (f_1), цепная схема L дает необходимую величину катета трубы L_{requ}= 4,6 м.

$$L^*_{avail.} = \sqrt{L_2^2 + L_5^2} = 4,6 = L_{requ.}$$

Q.9.3.3 Необходимая величина катета трубы для f_2 из расчетного листа

Соединить вершину угла цепной схемы A к цепной схеме f (f_2), цепная схема

$$L^*_{avail.} = \sqrt{L_4^2 + L_5^2} = 4,3 = L_{requ.}$$

Q.9.3.4 Необходимая величина катета трубы для f_2 из расчетного листа

Соединить вершину угла цепной схемы A к цепной схеме f (f_2), цепная схема дает необходимую величину катета трубы L_{requ} = 2,6 м.

$$L^*_{avail.} = \sqrt{L_4^2 + L_5^2} = 4,3 > L_{requ.}$$

Q.9.3.5 Необходимая величина катета трубы для f_3 из расчетного листа

Соединить вершину угла цепной схемы A к цепной схеме f (f_3), цепная схема L дает необходимую величину катета трубы L_{requ} = 4 м

$$L^*_{avail.} = \sqrt{L_2^2 + L_4^2} = 3,9 \cong L_{requ.}$$

Q.9.3.6 Необходимая величина катета трубы для f_4 из расчетного листа

Соединить вершину угла цепной схемы A к цепной схеме f (f_4), цепная схема L дает необходимую величину катета трубы L_{requ} = 3,4 м

$$L_{avail.} = 3,4\,\text{m} = L_{requ.}$$

ПРИМЕР 3: Расширение трубы в двух направлениях

Проверка существующих величин катета

Материал:	P235GH
d_a	168,3 мм
Δt	200°C
$L1$	7 м
$f1$	17 мм из L_1
L_2	3,5 м
f_2	8,5 мм из L_2
L_3	7 м
f_3	17 мм из L_3
L_4	5 м
f_4	12 мм из L_4
L_5	5 м
f_5	12 мм из L_5
L_6	4,5 мм
E 200°C	191 000 Н/мм^2
f_h 200 °C	123,3 Н/мм^2
α	12,2 • 10^{-6} K^{-1}
ix	2,1
v	0,85
E•i/(f_n•v)	3 826

FP = анкор

FL = проводник

LL = вертикальный стопор

$f = 10^3 \text{-} L \bullet \alpha \text{-} \Delta t$

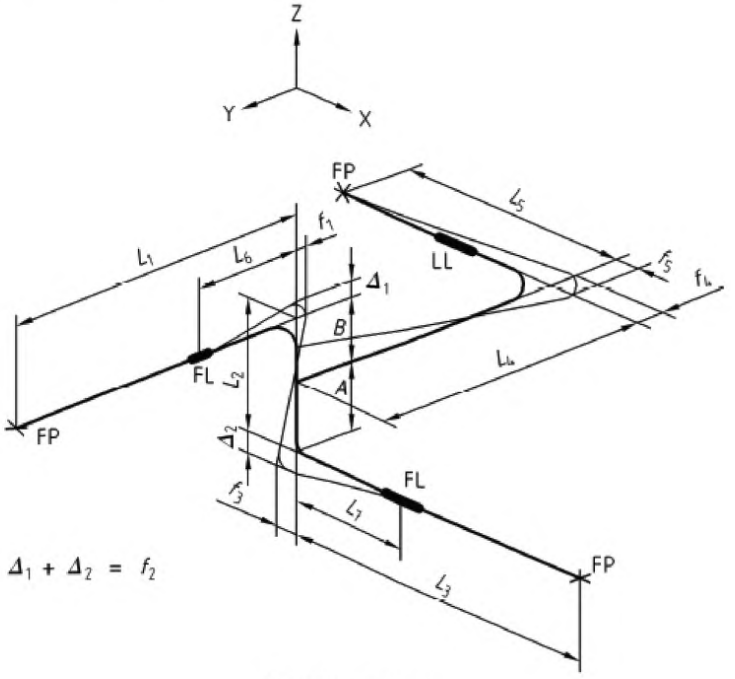


Рисунок Q.6

Q.9.3.7 Необходимая величина катета трубы для *f* из расчетного листа

Присоединить цепную схему E·i/(f_n·v)к цепной схеме d_a, затем вершину угла цепной схемы A к цепной схеме *f* (f_1), цепная схема *L* дает необходимую величину катета трубы L_{requ} = 5,7м.

$$L^*_{avail.} = \sqrt{L_2^2 + L_7^2} = 6{,}1 > L_{requ.}$$

Например f_1, необходимая упругость для перемещения результатов вычисления f_1, если полная длина L_2 , то она эффективна в дополнении к L_7. Это можно достигнуть если иметь как и низкую жесткость на изгибе так и возможную для L_5 по сравнению с L_2. Жесткость на изгибе зависит примерно от кубической степени на отдельной трубе. В этом случае, катет L_5 имеет только 1/3 жесткости катета L_2. Поэтому, требование может быть рассмотрено как будто не было.

Q.9.3.8 Необходимая величина катета трубы для f_2 из расчетного листа

Соединить вершину угла цепной схемы A к цепной схеме *f* (f_2), цепная схема L дает необходимую величину катета трубы L_{requ}= 4,1 м

$$L^{*}_{avail.} = \sqrt{L_6^2 + L_7^2} = 6,7 > L_{requ.}$$

Из-за огромной длины, отводная труба L_4, L_5 не дает какие либо значительные помехи для расширения по f_2.

Q.9.3.9 Необходимая величина катета трубы для f_3 из расчетного листа

Соединить вершину угла цепной схемы A к цепной схеме f (f_3), цепная схема L дает необходимую величину катета трубы L_{REQU}= 5,7 м

$$L^{*}_{avail.} = \sqrt{L_2^2 + L_6^2} = 5,7 = L_{requ.}$$

Пояснительная запись по f_1 применяется здесь для разъединения отдельных труб.

Q.9.3.10 Необходимая величина катета трубы для f_4 из расчетного листа

Соединить вершину угла цепной схемы A к цепной схеме f (f_4), цепная схема L дает необходимую величину катета трубы L_{REQU}= 4,8м

$$L_{avail.} = L_5 = 5m > L_{requ.}$$

Q.9.3.11 Необходимая величина катета трубы для f_5 из расчетного листа

Соединить вершину угла цепной схемы A к цепной схеме f (f_5), цепная схема L дает необходимую величину катета трубы L_{REQU}= 4,8 м

$$L_{avail.} = L_4 = 5m > L_{requ.}$$

Приложение Y
(информационное)

История EN 13480-3

Y.1 Различия между EN 13480:2002 и EN 13480:2012

Издание 2012 года EN 13480 содержит 2002 публикаций этого стандарта и все поправки и исправления изданы тем временем.

Значительные технические изменения включают:

- Дополнение в пункте 2 нормативных ссылок, относится к типам проверки документов по металлическим материалам.
- Проверка 5.3.2.1 касается исходных условий расчета, относящихся к переходному номинальному расчетному напряжению, 6.6 относится к фланцевым соединениям болтов, пункт 8 относится к выработкам и отводам труб, пункт 11 относится к встроенным приспособлениям и пункт 13относится к опорам.
- Проверка Приложения B относится к более точному расчету изгибов и угольникам.
- Проверка Приложения H относится к техническим данным упругости, гибкости и факторам усиления напряжения и составному модулю трубопроводных компонентов и геометрическим нарушениям непрерывности.
- Проверка Приложения L относится к продольному изгибу опор линейного типа.
- Проверка Приложения N относится к документальному подтверждению опор.
- Добавление нового приложения O относится к альтернативному методу для проверки отводов труб.
- Добавление нового Приложения P относится к фланцевым соединениям болтов (применение Европейского стандарта касательно расчетных методов по правилам проектирования для округлых фланцевых соединений прокладок).
- Добавление нового Приложения Q относится к исследованиям напряжения упрощенной трубы.
- Добавление Приложения ZA в связи с Директивой ЕС по оборудованию работающему под давлением 97/23/ЕС.

ПРИМЕЧАНИЕ Изменения направили включить значительные технические изменения, но это не полный лист всех изменений.

Приложение ZA
(информационное)

Требования EN 13480-3, соответствующие основополагающим требованиям или другим положениям Директив Европейского Союза

Европейский стандарт был разработан Европейским комитетом по стандартизации (CEH) по поручению Европейской комиссии и Европейской Ассоциации свободной торговли и способствует выполнению основополагающих требований Директивы 97/23/ЕС, касающейся оборудования, работающего под давлением, применительно к общим требованиям для промышленных металлических трубопроводов.

Предупреждение: На изделия, которые подпадают под область применения настоящего стандарта, могут распространяться другие требования и другие Директивы ЕС.

Соответствующие разделы настоящего стандарта, приведенные в таблице ZA.1, способствуют выполнению требований Директивы 97/23/ЕС.

Таблица ZA.1 — Соответствие между Европейским Стандартом и Директивой 97/23/ЕС

Пункт(ы)/подпункт(ы) ЕС	**Главные требования (ГТ) Директивы 97/23/ЕС, Приложение I**	**Квалифицированные замечания / Заметки**
4.2	2.1-1^{й}параграф	Правильный дизайн с использованием соответствующих факторов
Статья 5	2.1-2ой параграф	Правильный дизайн с использованием соответствующих факторов
Статья 4	2.2.1 до2.2.3	Проектирование по достаточной мощности
4.2	2.2.1-1^{й} параграф	Учесть факторы
4.2.2, 4.2.5	2.2.1-2ой параграф	Одновременное появление нагрузки
Статьи,6 7, 8, 9, 11 и Приложения B, D, E, H и O	2.2.3	Расчетный метод
4.2.3.4	2.2.3 b) – 1^{й} абзац	Расчетное давление
4.2.3.5	2.2.3 b) – 2ой абзац	Расчетная температура и пределы
4.2.3.3	2.2.3 b) – 3^{й} абзац	Сочетания давления и температуры
Статьи 5, 12.3	2.2.3 b) – 4^{й}абзац	Максимальное напряжение и концентрация напряжения

Таблица ZA.1 *(продолжение)*

Пункт(ы)/подпункт (ты) ЕС	**Главные требования (ГТ) Директивы 97/23/ЕС, Приложение I**	**Квалифицированные замечания / Заметки**
Статья 9, 12	2.2.3 c)	Устойчивые аспекты
4.3	2.6	Коррозия и другое химическое воздействие
4.3	2.7	Выработка
12.2	6 a)	Риск перенапряжения
Статья 5, 12.3, 13.3	7.1	Допустимое напряжение
5.2.1	7.1.2-1^{й} абзац	Феритовая сталь
5.2.2	7.1.2-2^{й} абзац	Аустенитная сталь
5.2.4	7.1.2-3^{й} абзац	Нелегирующая и низко легирующая литая сталь
4.5	7.2	Общие коэффициенты

ПРЕДУПРЕЖДЕНИЕ — Другие требования и другие директивы ЕС могут быть применимы к упадку продукции входящих в сферу настоящего Европейского Стандарта.

Библиография

EN 764-2 Pressure equipment — Terminology — Part 2: Quantities, symbols and units (Оборудование, работающее под давлением. Часть 2. Величины, символы и единицы измерения)

EN 1514 series, Flanges and their joints — Dimensions of gaskets for PN-designated flanges (серии, Фланец и его соединения — Измерения прокладок для PN-определяемые фланцы)

EN 12560 series, Flanges and their joints — Dimensions of gaskets for Class-designated flanges (серии, Фланец и его соединения — Измерения прокладок для Категории - определяемые фланцы)

EN 12952-3, Water tube boilers — Part 3: Design and calculation for pressure parts (Котлы водогрейные и вспомогательные установки. Часть 3. Конструкция и расчет элементов, работающих под давлением)

EN 13555, Flanges and their joints — Gasket parameters and test procedures relevant to the design rules for gasketed circular flange connections (Фланец и его соединения — Параметры прокладки и процедуры испытаний имеющих отношение к разработке правил для разборных круговых фланцевых соединений)

EN 14917, Metal bellows expansion joints for pressure applications (Соединения с промежуточным металлическим сильфоном для наложения давления ISO 15348, Трубы — Соединения с промежуточным металлическим сильфоном – Общая информация)

ISO 15348, Pipework — Metal bellows expansion joints – General (Трубопроводы - Металлические компенсаторы - Общие положения)

BS 903: Part A26, Physical testing of rubber — Method for determination of hardness (hardness between 10 IRHD and 100 IRHD) (Часть A26, Эластомеры и термопластические эластомеры, определение твердости (твердость между 10 и 100 IHRD)

BS 3059-2, Steel boiler and superheater tubes — Part 2: Specification for carbon, alloy and austenitic stainless steel tubes with specified elevated temperature properties (Трубы для котлов и перегревателей из стали, трубы из термостойкой, легированной или аустенитной стали)

PD 5500, Specification for unfired fusion welded pressure vessels (Спецификация для сваренных расплавлением резервуаров)

[1] Schwaigerer S: Festigkeitsberechnung von Bauteilen des Dampfkessel-, Behälter- und Rohrleitungsbaus; 2nd revised edition, Springer, Berlin/Heidelberg/New York (1970) (Швайгерер С. Расчет прочности деталей для производства паровых котлов, емкостей и строительства трубопроводов. Второе переработанное издание. Шпрингер, Берлин/Нью-Йорк (1970))

[2] Makkinjad N: Berechnung des Rohrbogens unter Innendruckbeanspruchung VGB Kraftwerkstechnik (1989) No 9. pp. 944-949 (Макиняд Н. Расчет изгибов трубопроводов при наличии нагрузки от

внутреннего давления. VGB Техника для электростанций (1989), номер 9, страницы 944-949)

[3] Welding Research Council Bulletin 107, revised version (Бюллетень Совета по исследованиям в области сварки 107, переработанное издание)

[4] Welding Research Council Bulletin 297, revised version (Бюллетень Совета по исследованиям в области сварки 297, переработанное издание)

[5] FDBR-Handbuch Methoden der Festigkeitsberechnung (FDBR - справочник. Методы расчета прочности)

[6] PG Hodge, Yield condition for rotationally symmetric stells under axisymmetric loading (1960), Trans. ASME. J. Appl. Mech. Series E, vol 82, n°2 (PG Ходж, Условия текучести для вращательно-симметричных ручьев для осимметричного напряжения (1960), Транс. АОИМ. . Апл. Мех. Серия Е, Том 82, n°2)

[7] EC Rodebaugh, RL Cloud, Assessment of the plastic strength of pressure vessel nozzle (1968), Journal of Engineering for Industry (ЕС Роудбаух, КД Клауд, оценка пластической прочности патрубка сосуда под давлением (1968), Журнал Инженерии для индустрии)

[8] WS Cottam, SS Gill, Experimental investigation of the behaviour beyond the elastic limit of flush nozzles in cylindrical pressure vessels (1966), Journal Mech. Eng. Sciences, 8, n°3, 330-350 (УС Котам, СС Гил, Экспериментальное исследование поведения за пределом упругости промывочного сопла в цилиндрических сосудах под давлением (1966), Журнал Мех. Eng. Наука, 8, n°3, 330-350)

[9] K Delare, SS Gill, Effect of vessel diameter/thickness ratio on the behaviour beyond the elastic limit on flush nozzles in cylindrical pressure vessel – experimental investigation (1966), J. Mech. Eng. Sciences (К Деларе, СС Гил, Влияние диаметра/толщины сосуда на поведение за пределами упругости на плоским патрубкам в цилиндрических сосудах высокого давления – экспериментальное исследование - (1966), Ж. Мех. Англия. Наука)

[10] J Schroeder, Upper bonds to limit pressures of branch pipe lateral connections – Part II: Bounds and reliability for branch pipe diameter ratios larger than 0,7, ASME, paper n°71 PVP 44 (Дж Шродер, Верхние крепители для ограничения патрубков боковых соединений Часть- II: Границы и безопасность по отношению диаметров патрубка больше, чем 0,7, ASME, документ n°71 ПВП 44)

[11] F Ellyin, N Turkkan, Limit pressure of nozzles in cylindrical shells (1972), ASME, paper n°WA PVP 1 (Ф Элиин, Н Туркан, Ограниченное давление патрубков in цилиндрических оболочках (1972), ACME, документ n°WA PVP 1)

[12] F Ellyin, An experimental study of elasto-plastic response of branch-pipe tee connections subjected internal pressure-external couples and combined loadings (1977), WRC, n°230 (Ф Элиин, Экспериментальное исследование упругопластичной характеристики соединений тройника подвержено

внутреннему давлению – моментам внешних сил и совместным нагрузкам (1977), BPC, n°230)

[13] Code 1969 de Construction des Appareils non soumis à l'Action de la Flamme, règles de calcul (Код 1969 de Construction des Appareils non soumisal'Action de la Flamme, regles de calcul)

[14] A Turbat, Etude des problèmes d'ouverture et intersection dans les coques (1977), Rapport CETIM n°1.11.09 14A600 (А Турбат, Etude des problemesd'ouvertureet intersection dans les coques (1977), Рапорт СЕТИМ n°1.11.09 14A600)

[15] Rapport CETIM n°14B091, A Handtschoewercker (1986) (Рапорт СЕТИМ n°14B091, A Handtschoewercker (1986))

[16] JF Maurel, Dimensionnement des jonctions de tuyauteries en Té, Rapports CETIM NTI 02/95, 01/96, 50/96, 63/97, 55/98, 38/99 (ДжФ Маурел , Dimensionnement des jonctions de tuyauteries en Te, Rapports СЕТИМ NTИ 02/95, 01/96, 50/96, 63/97, 55/98, 38/99)

[17] HB Bickell, C Ruiz, Pressure Vessel Design and Analysis, Macmillan (1967) (ХБ Бикель, С Руиз, Дизайн проектного сосуда и Анализы, Макмилан (1967))

[18] DG Moffat, Experimental stress analysis of four fabricated equal diameter branch pipe connections subjected to moment loadings and the implications on branch junction design (1985), Proc.I.Mech.E. Vol.119 n°A4 (ДГ Мофат, Анализ экспериментального напряжения соединений четырех патрубков стандартного единого диаметра подверженных моменту нагрузки и выводы по дизайну Y –образного пересечения дорог на одном уровне (1985), Прок.И.Мех.Е. Том.119 n°A4)

[19] DG Moffat, J Mistry, Interaction of external moment loads and internal pressure on a variety of branch pipe intersections (1988), Proc. 6th Int. Conf. Pressure Vessel technology Beijing Pergamon (ДГ Мофат, Дж Мистри, Взаимодействие внешних моментов нагрузки и внутреннего давлению по ряду соединений патрубков (1988), Прок. 6^{й} Инт. Конф. Технология сосуда высокого давления Пекин Пергамон)

[20] Stahl im Hochbau (Steel in Building Construction), 14th edition, Vol. 1/Part 2, No. 6.5.1, p. 154, system 13 (Стал имХохбау (Сталь в строительстве здания), 14ое издание, Том. 1/Часть 2, No. 6.5.1, стр. 154, система 13)

[21] AD2000 Merkblatt HP100R, June 2001 edition (АД2000 Меркблат ХП100Р Июнь, 2001 издание)

Приложение Д.А.
(информационное)

Таблица Д.А.1 - Сведения о соответствии национальных стандартов ссылочным международным стандартам (международным документам)

Обозначение ссылочного международного стандарта	Степень соответствия	Обозначение и наименование соответствующего национального стандарта
EN 287-1:2004+A2:2006 Qualification test of welders — Fusion welding — Part 1: Steels (Квалификация сварщиков – Сварка плавлением – Часть 1: Стали)	IDT	ГОСТ ЕН 287-1-2002 Квалификация сварщиков. Сварка плавлением сталей
EN 10204:2004 Metallic products — Types of inspection documents (Изделия металлические – Типы документов для контроля. Электротехнический словарь. Часть 212. Изоляционные сухие вещества, жидкости и газы)	IDT	СТ РК EN 10204-2012 Изделия металлические. Типы документов приемочного контроля
EN 13480-1:2012 Metallic industrial piping – Part 1: General (Трубопроводы промышленные металлические. Часть 1. Общие положения)	IDT	СТ РК EN 13480-1-2012 Трубопроводы промышленные металлические. Часть 1. Основные положения
EN 13480-2:2012 Metallic industrial piping — Part 3: Design and calculation (Трубопроводы промышленные металлические – Часть *2:* Материалы)	IDT	СТ РК EN 13480-2-2013 Трубопроводы промышленные металлические. Часть *2:* Материалы

Таблица Д.А.1 *(продолжение)*

Обозначение ссылочного международного стандарта	**Степень соответствия**	**Обозначение и наименование соответствующего национального стандарта**
EN ISO 15614-1:2004 Specification and qualification of welding procedures for metallic materials — Welding procedure test — Part 1: Arc and gas welding of steels and arc welding of nickel and nickel alloys (ISO 15614-1:2004) (Технические требования к квалификации технологии сварки металлических материалов – Контроль процесса сварки – Часть 1: Дуговая и газовая сварка сталей и дуговая сварка никеля и никелевых сплавов (ISO 15614-1:2004))	IDT	СТ РК ISO 15614-1-2011 Технические требования и аттестация процедур сварки металлических материалов. Испытание процедуры сварки. Часть 1. Дуговая и газовая сварка сталей и дуговая сварка никеля и никелевых сплавов
*подлежат публикации		

УДК 621.643-034 (083.74) **МКС** 23.040.01 IDT

Ключевые слова: трубы, трубопроводы промышленные металлические, проектирование, расчет

Басуға _____ ж. қол қойылды Пішімі 60х84 1/16
Қағазы офсеттік. Қаріп түрі «KZ Times New Roman»,
«Times New Roman»
Шартты баспа табағы 1,86. Таралымы ____ дана. Тапсырыс ____

«Қазақстан стандарттау және сертификаттау институты»
республикалық мемлекеттік кәсіпорны
010000, Астана қаласы, Орынбор көшесі, 11 үй,
«Эталон орталығы» ғимараты
Тел.: 8 (7172) 79 33 24

gost.e-ecolog.ru