ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

СТБ ЕН 13480-3-2005

ТРУБОПРОВОДЫ ПРОМЫШЛЕННЫЕ МЕТАЛЛИЧЕСКИЕ

Часть 3

Проектирование и расчет

ТРУБАПРАВОДЫ ПРАМЫСЛОВЫЯ МЕТАЛІЧНЫЯ

Частка 3

Праектаванне і разлік

(EN 13480-3:2002, IDT)

Издание официальное

Б3 5-2005



Госстандарт
Минск

gost.e-ecolog.ru

УДК 621.643-034(083.74) МКС 23.040.01 IDT

Ключевые слова: трубопроводы промышленные металлические, проектирование, расчет

ОКП 13 0000, 146000
ОКП РБ 27.22

Предисловие

Цели, основные принципы, положения по государственному регулированию и управлению в области технического нормирования и стандартизации установлены Законом Республики Беларусь «О техническом нормировании и стандартизации»

1 ПОДГОТОВЛЕН научно-производственным республиканским унитарным предприятием «Белорусский государственный институт стандартизации и сертификации (БелГИСС)»

ВНЕСЕН отделом стандартизации Госстандарта Республики Беларусь

2 УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ постановлением Госстандарта Республики Беларусь от 30 мая 2005 г. № 24

3 Настоящий стандарт идентичен европейскому стандарту EN 13480-3:2002 «Metallische industrielle Rohrleitungen. Teil 3. Konstruktion und Berechnung» (EH 13480-3:2002 «Трубопроводы промышленные металлические. Часть 3. Проектирование и расчет»).

Стандарт разработан СЕН/ТК 267 «Промышленные трубопроводы».

Перевод с немецкого (de) языка.

Официальные экземпляры европейского стандарта, на основе которого подготовлен настоящий стандарт, и стандартов, на которые даны ссылки, имеются в БелГИСС.

Сведения о соответствии европейских стандартов, на которые даны ссылки, государственным стандартам, принятым в качестве идентичных государственных стандартов, приведены в дополнительном приложении Р.

Степень соответствия – идентичная (IDT)

4 ВВЕДЕН ВПЕРВЫЕ

Настоящий стандарт не может быть тиражирован и распространен без разрешения Госстандарта Республики Беларусь

Издан на русском языке

Содержание

1 Область применения 1
2 Нормативные ссылки 1
3 Термины и определения, условные обозначения и единицы измерения 1
3.1 Термины и определения 1
3.2 Условные обозначения и единицы измерения 1
4 Основополагающие правила расчета 2
4.1 Общие положения 2
4.2 Нагрузки 3
4.3 Толщина стенок 6
4.4 Допуски 8
4.5 Коэффициент прочности сварного шва 8
4.6 Определение размеров нагруженных давлением соединительных деталей трубопровода 8
5 Допускаемые напряжения 8
5.1 Общие положения 8
5.2 Допускаемое напряжение, не зависящее от времени 9
5.3 Допускаемое напряжение, зависящее от времени 10
6 Расчет соединительных деталей трубопровода под внутренним давлением 11
6.1 Прямые трубы 11
6.2 Изгибы и отводы труб 11
6.3 Секторные отводы 13
6.4 Переходы 14
6.5 Гибкие элементы трубопровода 21
6.6 Фланцевые соединения на болтах 23
7 Расчет заглушек под внутренним давлением 23
7.1 Выпуклые заглушки 23
7.2 Круглые плоские заглушки 27
8 Отверстия и отводы 40
8.1 Общие положения 40
8.2 Условные обозначения 40
8.3 Ограничения 40
8.4 Отдельные отверстия 46
8.5 Расположенные рядом отверстия 53
8.6 Расчет особых соединительных деталей трубопровода 54
9 Расчет соединительных деталей трубопровода с учетом атмосферного давления 56
9.1 Общие положения 56
9.2 Условные обозначения и пределы упругости 57
9.3 Цилиндрические трубы, изгибы и отводы труб 59
9.4 Переходы 65
9.5 Сводчатые заглушки 66
10 Расчет для переменной нагрузки 67
10.1 Общие положения 67
10.2 Исключения из анализа усталости 68

10.3 Расчет для переменной нагрузки, вызванной колебанием давления 68
10.4 Расчет усталости вследствие тепловой нагрузки 79
10.5 Расчет усталости при воздействии сочетания нагрузок 80
11 Жесткие присоединительные детали 80
11.1 Общие положения 80
11.2 Допустимые напряжения 81
11.3 Метод анализа свариваемых с трубопроводами присоединительных деталей 81
11.4 Альтернативные методы расчета 88
12 Анализ напряжений и критерии допущения 88
12.1 Основополагающие условия 88
12.2 Упругость трубопроводов 89
12.3 Анализ упругости 94
12.4 Анализ усталости 98
13 Опоры 98
13.1 Общие требования 98
13.2 Требования к материалу 102
13.3 Расчет 102
13.4 Соединения 106
13.5 Требования к расчету особых конструктивных деталей опор 107
13.6 Документация по опорам 110
13.7 Маркировка опор 110
Приложение A (справочное) Динамический анализ 111
Приложение B (обязательное) Уточненный расчет изгибов и отводов труб 122
Приложение C (справочное) Компенсаторы 129
Приложение D (обязательное) Фланцы 139
Приложение E (обязательное) Проектирование ответвлений для дополнительных сооружений трубопровода 164
Приложение F (справочное) Испытание во время работы трубопровода с переменной нагрузкой 167
Приложение G (справочное) Физические свойства сталей 168
Приложение H (обязательное) Гибкость, коэффициенты увеличения гибкости и напряжения, а также моменты сопротивления соединительных деталей трубопроводов и геометрические неоднородности 173
Приложение I (справочное) Проверка изготовления пружинных опор и гасителей ударов 181
Приложение J (обязательное) Проверка моделей опорных узлов 185
Приложение K (справочное) Крепление опор на несущих конструкциях 186
Приложение L (справочное) Изгиб стержнеобразных опор 187
Приложение M (справочное) Руководство для проектирования несущих элементов 190
Приложение N (обязательное) Документация для опор 193
Приложение ZA (справочное) Требования ЕН 13480-3, соответствующие основополагающим требованиям или другим положениям Директив Европейского Союза 194
Библиография 195
Приложение P (справочное) Сведения о соответствии европейских стандартов, на которые даны ссылки, государственным стандартам, принятым в качестве идентичных государственных стандартов 196

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

ТРУБОПРОВОДЫ ПРОМЫШЛЕННЫЕ МЕТАЛЛИЧЕСКИЕ
Часть 3
Проектирование и расчет

ТРУБАПРАВОДЫ ПРАМЫСЛОВЫЯ МЕТАЛІЧНЫЯ
Частка 3
Праектаванне і разлік

Metallic industrial piping
Part 3. Design and calculation

Дата введения 2006-01-01

1 Область применения

Настоящий стандарт устанавливает требования к проектированию и расчету промышленных металлических трубопроводных систем (далее – трубопровод) по ЕН 13480-1, включая опоры и подвески.

Настоящий стандарт применяется, если в контракте, стандарте или технических условиях на трубопровод установлена необходимость соответствия его европейским нормам.

2 Нормативные ссылки

Настоящий стандарт содержит датированные и недатированные ссылки на стандарты и положения других документов. Нормативные ссылки, перечисленные ниже, приведены в соответствующих местах в тексте. Для датированных ссылок последующие их изменения или пересмотр применяются в настоящем стандарте только при внесении в него изменений или пересмотре. Для недатированных ссылок применяют их последние издания.

ЕН 287-1:2004 Квалификация сварщиков. Сварка плавлением. Часть 1. Стали

ЕН 288 Требование и признание методов сварки металлов

ЕН 1591-1:2001 Фланцы и фланцевые соединения. Правила разработки фланцевых соединений с круглыми фланцами и уплотнениями. Часть 1. Расчетный метод

ЕН 10204:1991/А1:1995 Изделия металлические. Виды документации по испытаниям и контролю

ЕН 12953-3:2002 Котлы паровые. Часть 3. Конструкция и расчет элементов, работающих под давлением

ЕН 13445-3:2002 Сосуды негорючие, работающие под давлением. Часть 3. Проектирование

ЕН 13480-1:2002 Трубопроводы промышленные металлические. Часть 1. Основные положения

ЕН 13480-2:2002 Трубопроводы промышленные металлические. Часть 2. Материалы

ЕН 13480-4:2002 Трубопроводы промышленные металлические. Часть 4. Изготовление и монтаж

ЕН 13480-5:2002 Трубопроводы промышленные металлические. Часть 5. Испытания и контроль

Пр. ЕН 1993:1993 Еврокод 3. Расчет и проектирование металлоконструкций

ЕН 25817:1992 Сварка дуговая. Соединение сварные сталей. Уровни качества

3 Термины и определения, условные обозначения и единицы измерения

3.1 Термины и определения

В настоящем стандарте применяют термины и определения по ЕН 13480-1.

3.2 Условные обозначения и единицы измерения

Условные обозначения и единицы измерения, используемые в настоящем стандарте, приведены в таблице 3.2-1 и ЕН 13480-1.

Дополнительные условные обозначения приведены в соответствующих разделах настоящего стандарта.

Издание официальное

Таблица 3.2-1 – Условные обозначения и единицы измерения

Условное обозначение	Пояснение	Единица измерения
PS[a]	Максимально допустимое давление	бар(МПа)
R, r[b]	Радиусы	мм
R_{eHt}	Установленное минимальное значение верхнего предела текучести при расчетной температуре, если она выше температуры окружающей среды	Н/мм^2 (МПа)
S_1	Среднее значение 1 % предела текучести при растяжении после 100000 ч	Н/мм^2 (МПа)
S_2	Среднее значение 1 % предела текучести при растяжении после 200000 ч	Н/мм^2 (МПа)
S_{RTt}	Среднее значение предела длительной прочности по стандарту на материал при расчетной температуре t и рассматриваемой долговечности T (в часах), причем разброс не должен превышать 20 % среднего значения	Н/мм^2 (МПа)
TS	Максимально допустимая температура	°С
Z	Момент сопротивления трубы	мм^3
c_0	Припуск на коррозию или эрозию (см. рисунок 4.3-1)	мм
c_1	Абсолютное значение минусового допуска из стандарта на материал (см. рисунок 4.3-1)	мм
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, включая припуски и допуски (см. рисунок 4.3-1)	мм
f	Допускаемое напряжение (см. раздел 5)	Н/мм^2(МПа)
f_{CR}	Допускаемое напряжение в области длительной прочности	Н/мм^2(МПа)
p_c	Расчетное давление (см. 4.2.3.4)	Н/мм^2(МПа)
p_o	Рабочее давление (см. 4.2.3.1)	Н/мм^2(МПа)
t_c	Расчетная температура (см. 4.2.3.2)	°С
t_o	Рабочая температура (см. 4.2.3.2)	°С
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 приведены в Н/мм^2 (МПа), 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 настоящем стандарте, применяют для условий изготовления, испытания, 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 параметров, 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 подтверждения выбранных размеров и 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 правила по проектированию сосудов, работающих под давлением. Кроме того, действуют требования по ЕН 13480 (части 1 – 5), если общая конструкция может в достаточной мере описываться с помощью балочной теории.

У временно проложенных трубопроводов, например, предназначенных для промывки, очистки и продувки основного трубопровода, в основу берутся допускаемые напряжения при расчетных условиях.

4.2 Нагрузки

4.2.1 Общие положения

В течение срока службы трубопроводы подвергаются воздействию 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– Данное перечисление содержит не все возможные нагрузки.
Примечание 2– Пояснение этих нагрузок приведено в 4.2.3 и 4.2.4.

4.2.2 Сочетания нагрузок

Приведенные в 4.2.5.1 – 4.2.5.4 нагрузки и их возможные сочетания должны учитываться при проектировании трубопровода, опор и подвесок. Сочетания 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_o должно быть меньше установленного для соответствующего трубопровода максимально допустимого давления (*PS*).

4.2.3.2 Рабочая температура

Рабочая температура t_o должна быть меньше установленной для соответствующего трубопровода максимально допустимой температуры (*TS*).

4.2.3.3 Сочетание нагрузок «давление – температура»

Следует рассматривать взаимосвязанное сочетание нагрузок из давления p_o и температуры t_o, 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.

Примечание – Рассчитанное для подобного рода сочетания давления и/или температуры напряжение 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 установленного в 4.2.3.3 сочетания давления и температуры.

Расчетное давление p_c не должно быть меньше соответствующего рабочего давления p_o. Рабочее давление p_o и температура t_o, используемые для расчета максимальной толщины стенок, должны удовлетворять следующим условиям:

1) $p_c = p_o = PS$, если соответствующая температура удовлетворяет требованиям 4.2.3.5;

2) t_c соответствует требованиям 4.2.3.5 для $t_o = TS$, если соответствующее $p_c = p_o$.

Примечание – Если есть сочетание нагрузок, при котором $p_o = PS$ и $t_o = TS$, то достаточно будет выполнять расчеты только для этого сочетания.

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_o.

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.

a) Расчетная температура соединительных деталей трубопровода без наружной изоляции и без внутренней облицовки определяется следующим образом:

1) при температуре транспортируемого вещества ниже 40 °C 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 соединительной деталей без изоляции при температуре транспортируемого вещества 40 °C и выше, не может быть ниже 40 °C 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_o и рабочей температуры t_o 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.

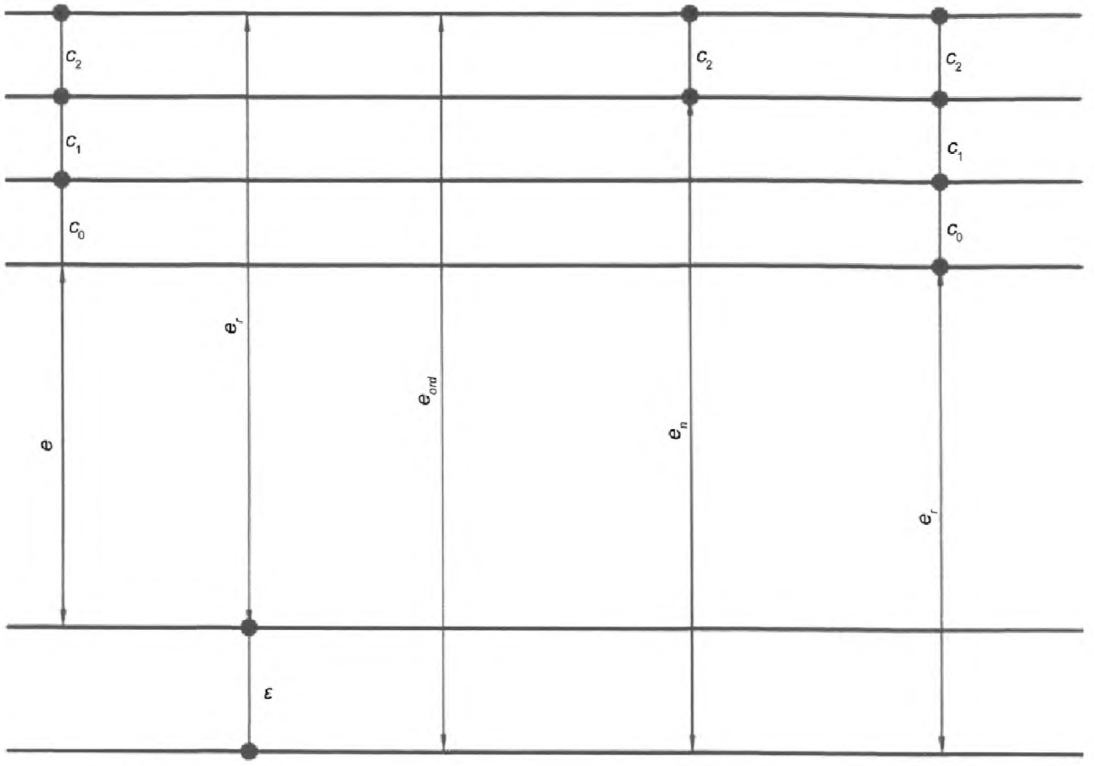
4.3 Толщина стенок

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 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 c_0, допуск c_1 и уменьшение толщины стенок c_2 приведены на рисунке 4.3-1.



где c_0 – припуск на коррозию или 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 – установленная с помощью расчета по настоящему стандарту необходимая минимальная толщина стенок без припусков и допусков, которая выдерживает давление;

e_a – установленная толщина стенок соединительной детали для испытания на прочность;

e_n – номинальная толщина стенок (по чертежам);

e_{ord} – заданная толщина стенок (причем c_2 нередко равна 0, например, у прямых труб);

e_r – необходимая минимальная толщина стенок, включая припуски и допуски;

ε – припуск толщины стенок на основании заданной толщины e_{ord}.

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 вычисляется следующим образом:

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

или

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

Минимальное значение заданной толщины стенок e_{ord} соединительной детали (труба или фитинг) вычисляется следующим образом:

– если значение допуска c_1 выражается единицами длины:

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

– 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 – Смотри ЕН 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 Н/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 ЕН 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 ЕН 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

$$f = \min\left\{\frac{R_{eHt}}{1,5} \text{ или } \frac{R_{p0,2t}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4}\right\}. \qquad (5.2.1\text{-}1)$$

5.2.1.2 Условия испытания

Величина допускаемого напряжения f_{test} в условиях испытания давлением по ЕН 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 $35\ \% \geq A \geq 30\ \%$

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

– для $A < 30$ % (см. 5.2.1.1).

5.2.2.2 Условия испытания

Для $A \geq 25$ % величина напряжения в условиях испытания давлением по ЕН 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, хромоникелевые и хромистые стали

Независимо от времени допускаемое напряжение для никелевых, хромоникелевых и хромистых сталей зависит от установленного минимального относительного удлинения при разрыве при температуре окружающей среды.

5.2.4 Стальное литье

5.2.4.1 Условия расчета

Величина допускаемого напряжения должна удовлетворять нижеследующей формуле:

$$f = \min\left\{\frac{R_{eHt}}{1,9} \text{ или } \frac{R_{p0,2t}}{1,9}; \frac{R_m}{3,0}\right\}. \qquad (5.2.4\text{-}1)$$

5.2.4.2 Условия испытаний

Величина напряжения в условиях испытания давлением по ЕН 13480-5 не должна превышать частное от деления принятой при установленной испытательной температуре для R_{tH} 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 ЕН 10201 (пункт 2.2) или другим и могут использоваться, если этот протокол указан в технических условиях как допустимый.

5.2.5.2 Условия расчета

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:

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

где для t принимается значение между 20 °C и 150 °C.

5.2.5.3 Условия испытания

Изготовитель должен обеспечить, чтобы величина допускаемого напряжения в условиях испытания давлением по ЕН 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 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 ЕН 13480-5 не должна превышать соответствующей величины 95 % R_{eH} или 95 % $R_{p1,0}$ 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:

– если $D_0/D_i \leq 1,7$:

$$e = \frac{p_c D_0}{2fz + p_c} \qquad (6.1\text{-}1)$$

или

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

– если $D_0/D_i > 1,7$

$$e = \frac{D_0}{2}\left(1 - \sqrt{\frac{fz - p_c}{fz + p_c}}\right) \qquad (6.1\text{-}3)$$

или

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

Примечание – Здесь речь идет о формуле Лама.

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 ЕН 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 толщина без припусков и допусков изгиба трубы на внутренней стороне закругления	мм
e_{ext}	Необходимая минимальная толщина без припусков и допусков 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

Необходимую минимальную толщину стенок без припусков рассчитывают следующим образом:

– на внутренней стороне закругления:

$$e_{int} = e\frac{(R/D_0)-0{,}25}{(R/D_0)-0{,}5}; \quad (6.2.3\text{-}1)$$

– на наружной стороне закругления:

$$e_{ext} = e\frac{(R/D_0)+0{,}25}{(R/D_0)+0{,}5}, \quad (6.2.3\text{-}2)$$

где e – значение, вычисленное по 6.1 для прямых труб.

6.2.3.2 Альтернативный метод

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

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

где $r = \frac{D_0 - e}{2}$; (6.2.3-4)

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

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

где r – значение, рассчитанное по формуле 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_0	1,02 e	1,04 e
8 D_0	1,03 e	1,05 e
6 D_0	1,04 e	1,06 e
5 D_0	1,04 e	1,07 e
4 D_0	1,05 e	1,10 e
3 D_0	1,06 e	1,13 e
2,5 D_0	1,07 e	1,16 e
2 D_0	1,10 e	1,20 e
1,5 D_0	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;

– должна учитываться переменная нагрузка при высоких температурах.

Секторные отводы с центральным углом более 22,5° (см. угол α на рисунке 6.3.2-1) не должны использоваться при переменной нагрузке > 7000 циклов.

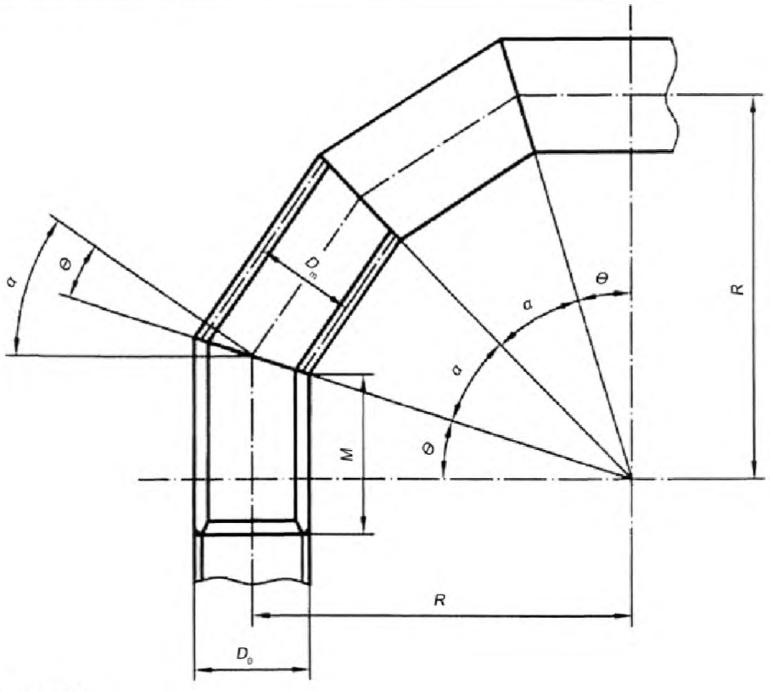
Примечание – Секторные отводы с центральным углом до 3° на сечении сектора могут рассчитываться по методу, приведенному в 6.1.

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
I_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	°



Примечание – $\alpha = 2\Theta$.

Рисунок 6.3.2-1– Схематичное изображение секторного отвода

6.3.3 Эффективный радиус секторного отвода

Значение R не должно быть ниже чем:

$$R = \frac{l_a}{\mathrm{tg}\Theta} + \frac{D_0}{2}, \qquad (6.3.3\text{-}1)$$

где l_a – приведено в таблице 6.3.3-1.

Таблица 6.3.3-1 – Эмпирические значения для l_a и e_a

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

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. рис. 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 $\Theta \leq 22{,}5°$.

$$p_a = \frac{2f z e_a}{D_m}\left(\frac{e_a}{e_a + 0{,}643\mathrm{tg}\Theta\sqrt{0{,}5D_m e_a}}\right); \qquad (6.3.4\text{-}1)$$

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

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 $22{,}5^o$ должно рассчитываться по 6.3.4.

Максимально допустимое внутреннее давление p_a у секторных отводов с одним косым срезом под углом Θ более $22{,}5^o$ должно рассчитываться по формуле

$$p_a = \frac{2f z e_a}{D_m}\left(\frac{e_a}{e_a + 1{,}25\mathrm{tg}\Theta\sqrt{0{,}5D_m e_a}}\right). \qquad (6.3.5\text{-}1)$$

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:

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

6.4 Переходы

6.4.1 Условия распространения

Приведенные в 6.4.4 – 6.4.8 требования распространяются на прямые конусы и места сопряжения конус/цилиндр, если у конуса и у цилиндра одинаковая ось вращения.

Требования к конусам с косым сечением приведены в 6.4.9.

Требования не распространяются на:

– конусы, у которых половина угла при вершине больше чем 75 °;

– конусы, у которых отношение

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

– 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).

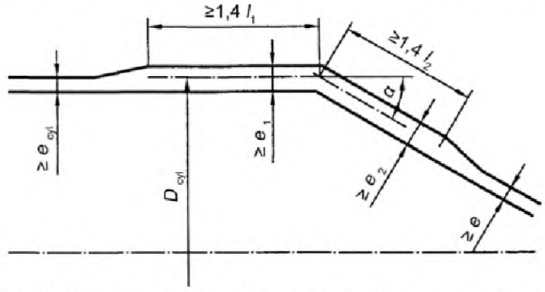


Рисунок 6.4.2-1 – Геометрическая форма места соединения конус/цилиндр без буртика – конец с увеличенным диаметром

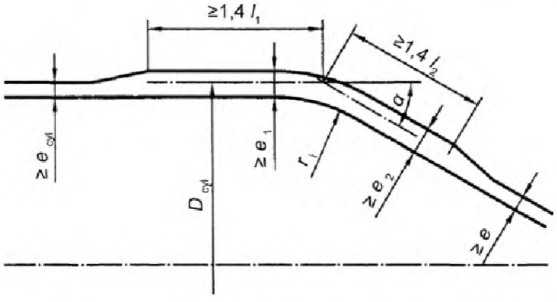


Рисунок 6.4.2-2 – Геометрическая форма места соединения конус/цилиндр с буртиком – конец с увеличенным диаметром

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 6.3.6 – 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
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:

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

или

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

где D_i и D_e – рассматриваемые точки.

При данной геометрической форме принимается:

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

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 $D_k = D_c - e_1 - 2r\{1 - \cos\alpha\} - l_2\sin\alpha$. (6.4.4-7)

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, 2 l_1, а на конусе 2 l_2:

где $l_1 = \sqrt{D_c e_1}$; (6.4.5-1)

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

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_i; 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:

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

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

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.

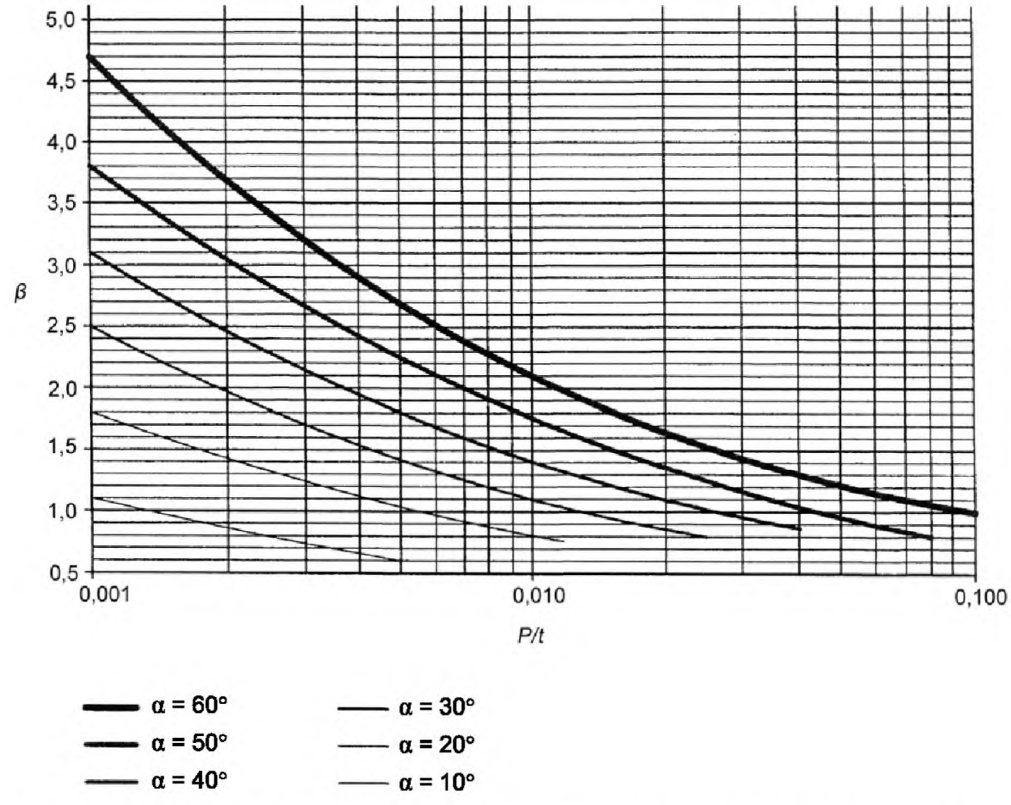


Рисунок 6.4.6-1 – Значения коэффициента β для места соединения конуса и цилиндра без буртика

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

$$P_{max} = \frac{2 f z e_a}{D_c}; \qquad (6.4.6\text{-}3)$$

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:

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

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

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:

$e_{1a} = A_1/l_1$. (6.4.6-6)

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:

a) буртик – кольцеобразный и имеет плавные переходы к прилегающему конусу и цилиндру;

b) внутренний радиус закругления буртика $r < 0{,}3 D_c$.

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:

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

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

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

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

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 1,4 l_1 от соединения и до расстояния 0,5l_1 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 0,7l_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

$$P_{max} = \frac{2\gamma e_j}{\beta D_c}; \qquad (6.4.7\text{-}5)$$

g) максимально допустимое давление – это наименьшее 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 выдерживаться на расстоянии l_1, а требуемая толщина конуса e_2 – на расстоянии e_2 от места соединения (см. рисунок 6.4.8-1); и

b) толщины удовлетворяют требованиям 6.1 и 6.4.4.

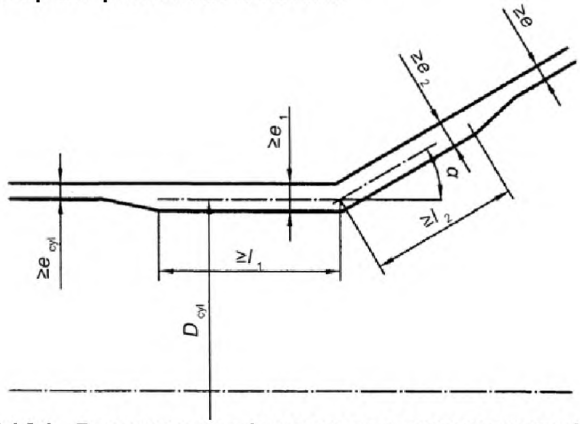


Рисунок 6.4.8-1 – Геометрическая форма места соединения конуса/цилиндр – конец с уменьшенным диаметром

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:

$$s = \frac{e_2}{e_1}. \qquad (6.4.8\text{-}1)$$

Если $s < 1$, то тогда

$$\tau = s\sqrt{\frac{s}{\cos\alpha}} + \sqrt{\frac{1+s^2}{2}}, \qquad (6.4.8\text{-}2)$$

если $s \geq 1$, то тогда

$$\tau = 1 + \sqrt{s\frac{1+s^2}{2\cos\alpha}}; \qquad (6.4.8\text{-}3)$$

$$\beta_H = 0{,}4\sqrt{\frac{D_c}{e_1}}\cdot\frac{\operatorname{tg}\alpha}{\tau} + 0{,}5, \qquad (6.4.8\text{-}4)$$

если

$$P \leq \frac{2f\,z\,e_1}{D_c\beta_H}, \qquad (6.4.8\text{-}5)$$

то 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 6.4.3 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 $1{,}4\ e_2 l_2$.

6.4.8.3 Данные расчета

Максимально допустимое давление при данной геометрической форме рассчитывается следующим образом:

$$P_{max} = \frac{2f\,z\,e_1}{D_c\beta_H}. \qquad (6.4.8\text{-}6)$$

β рассчитывается по формулам (6.4.8-1) – (6.4.8-4), где e_1 и e_2 следует заменить e_{1a} или e_{2a}.

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 6.4.4 или 6.4.5. Минимальные толщины стенок для соединения на конце с меньшим диаметром должны рассчитываться по 6.4.6. Большее из этих значений следует применять для всего перехода. Для угла α используется наибольший угол между конической и цилиндрической деталью.

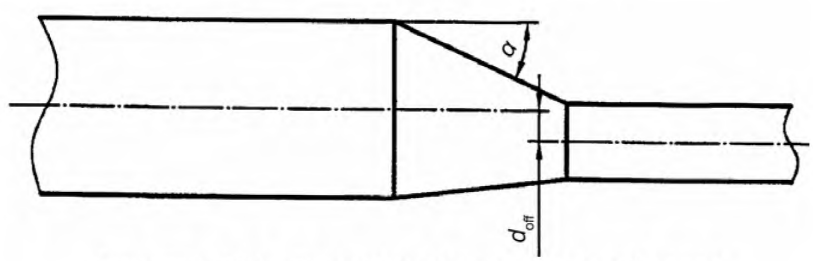


Рисунок 6.4.9-1 – Переход со смещением осевой линии

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:

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

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

$r \geq 10$ мм; (6.4.10-3)

$r' \geq 10$ мм. (6.4.10-4)

Если эти равенства выполняются, то дополнительный расчет не требуется.

Для переходов, рассчитанных по-другому, следует подтверждать их соответствие.

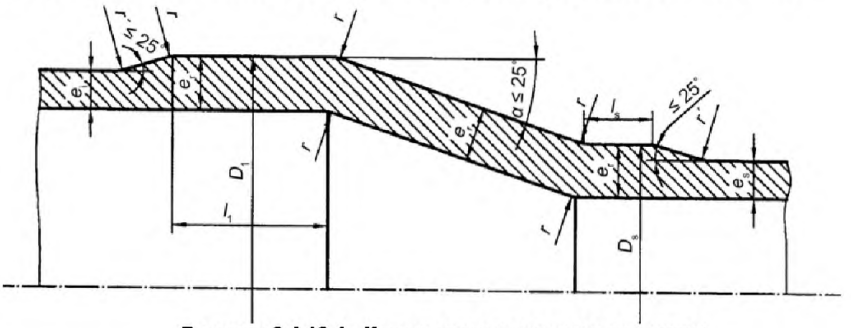


Рисунок 6.4.10-1– Кованые специальные переходы

6.5 Гибкие элементы 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).

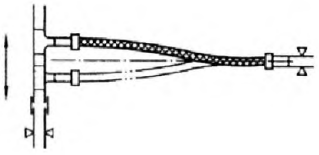


Рисунок 6.5.3-1

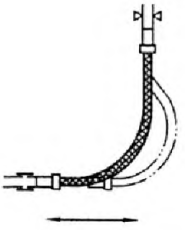


Рисунок 6.5.3-2

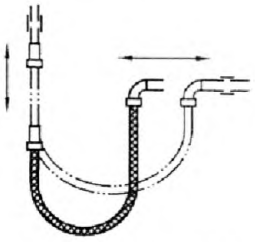


Рисунок 6.5.3-3

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

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 Форге-Тэйлора.

Если существует особое требование к герметичности фланцевого соединения, то расчет должен выполняться по EN 1591.

Допускаемые напряжения для болтов следует определять по приложению D.

Должны учитываться нагрузки сопряжения, вызванные присоединенным трубопроводом.

Примечание 1 – При применении метода Форге-Тэйлора герметичность не гарантирована.

Примечание 2 – Приведенный в EN 1591 алгоритм учитывает нагрузки сопряжения.

Примечание 3 – Момент затяжки болтов должен устанавливаться конструктором.

Примечание 4 – 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

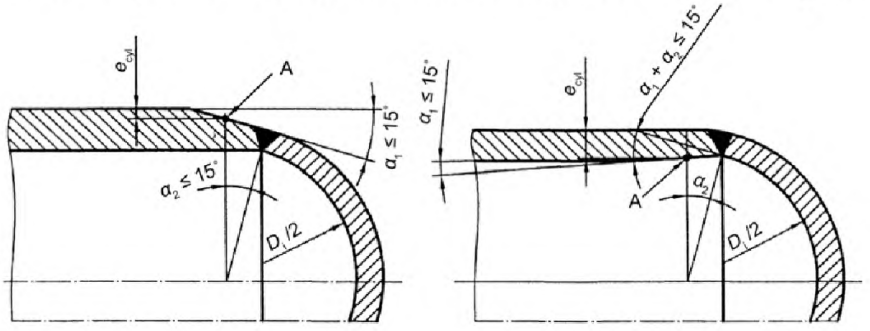
Условное обозначение	Пояснение	Единица измерения
E_{kn}	Толщина стенки буртика	мм
E_s	Минимальная толщина стенки заглушки для ограничения напряжения в мембране в сферической части	мм
$e_{kn\,y}$	Минимальная толщина стенки буртика по направлению оси симметрии течения	мм
$e_{kn\,b}$	Минимальная толщина 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	
R_i	Внутренний радиус торосферической заглушки	мм
r_i	Внутренний радиус буртика	мм
PS	Максимально допустимое давление заглушки для ограничения напряжения в мембране в сферической части	Н/мм^2 (МПа)
$p_{kn\,y}$	Максимально допустимое давление буртика по направлению оси симметрии течения	Н/мм^2 (МПа)
$p_{kn\,b}$	Максимально допустимое давление буртика по направлению пластических выпуклостей	Н/мм^2 (МПа)

7.1.2 Полусферические заглушки

Требуемая минимальная толщина стенки полусферической заглушки определяется по формуле

$$e = \frac{P_c D_i}{4 f z - p_c}. \qquad (7.1.2\text{-}1)$$

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) снятие фаски снаружи

b) снятие фаски внутри

Рисунок 7.1.2-1– Полусферические заглушки

7.1.3 Торосферические заглушки

Требования настоящего пункта применяются при условии, что одновременно выполнены следующие условия:

$r_i \ge 0{,}06\ D_i$;

$r_i \ge 3e$;

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

$R_i \le D_o$.

Если $e < 0{,}003\ D_i$, то метод применяется только:

– для днищ из углеродистых сталей и аустенитных нержавеющих сталей;

– для расчетной температуры $t_c \le 100$ °C.

Требуемая минимальная толщина стенки e равна наибольшему из значений для e_s, $e_{kn\,y}$ и $e_{kn\,b}$, которые рассчитываются следующим образом:

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

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

причем β рассчитывается по 7.1.5 и

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

где f_b – допускаемое напряжение против выпуклостей:

– которое для всех материалов, за исключением аустенитных нержавеющих сталей, подвергнутых холодному формованию, рассчитывается следующим образом:

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

– для аустенитных нержавеющих сталей, подвергнутых холодному формованию, рассчитывается следующим образом:

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

Примечание – Посредством коэффициента 1,6 учитывается упрочнение материала.

Для данной формы максимальное давление p_{max} равно наименьшему из значений для p_s, $p_{kn\,y}$ и $p_{kn\,b}$, которые рассчитываются следующим образом:

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

$$p_{kny} = \frac{fe_a}{\beta(0{,}75R_i + 0{,}2D_i)}, \qquad (7.1.3\text{-}7)$$

причем β рассчитано по 7.1.5;

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

Примечание – Если $e_{kny} > 0{,}004\ D_i$, то расчет e_{knb} или p может не проводиться.

Допускается уменьшать толщину стенки в сферической части заглушки до значения e_s, если отрезок длины окружности от буртика равен или больше отрезка $\sqrt{R_i e_{kn}}$, представленного на рисунке 7.1.3-1.

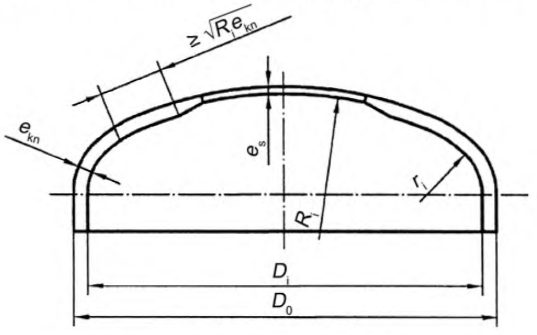


Рисунок 7.1.3-1 – Тороферические заглушки

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 $z = 1$, причем $K = D_i/2h_i$ (см. рисунок (7.1.4-1).

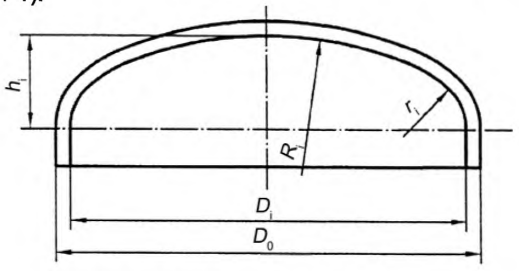


Рисунок 7.1.4-1 – Эллиптические заглушки

Эллиптические заглушки проектируются, как аналогичные торосферические заглушки, при этом

$r_i = D_i(0{,}5/K - 0{,}08);$ (7.1.4-1)

$R_i = D_i(0{,}44K + 0{,}02).$ (7.1.4-2)

7.1.5 Расчет коэффициента β

Коэффициент β рассчитывается по следующим формулам:

$Y = \min(e/R_i; 0{,}04);$ (7.1.5-1)

$Z = \log(1/Y);$ (7.1.5-2)

$X = r_i/D_i;$ (7.1.5-3)

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

Для $X = 0{,}1$

$$\beta_{0,1} = \left(-0{,}1833Z^3 + 1{,}0383Z^2 - 1{,}2943Z + 0{,}837\right)N; \qquad (7.1.5\text{-}5)$$

для $X = 0{,}6$

$$\beta_{0,06} = \left(-0{,}3635Z^3 + 2{,}2124Z^2 - 3{,}2937Z + 1{,}8873\right)N; \qquad (7.1.5\text{-}6)$$

для $0{,}1 < X < 0{,}2$

$$\beta = 10\{(0{,}2 - X)\beta_{0,1} + (X - 0{,}1)\beta_{0,2}\}; \qquad (7.1.5\text{-}7)$$

для $0{,}06 < X < 0{,}1$

$$\beta = 25\{(0{,}1 - X)\beta_{0,06} + (X - 0{,}06)\beta_{0,1}\}. \qquad (7.1.5\text{-}8)$$

Примечание – Значение для β могут выбираться из рисунков 7.1.5-1 и 7.1.5-2.

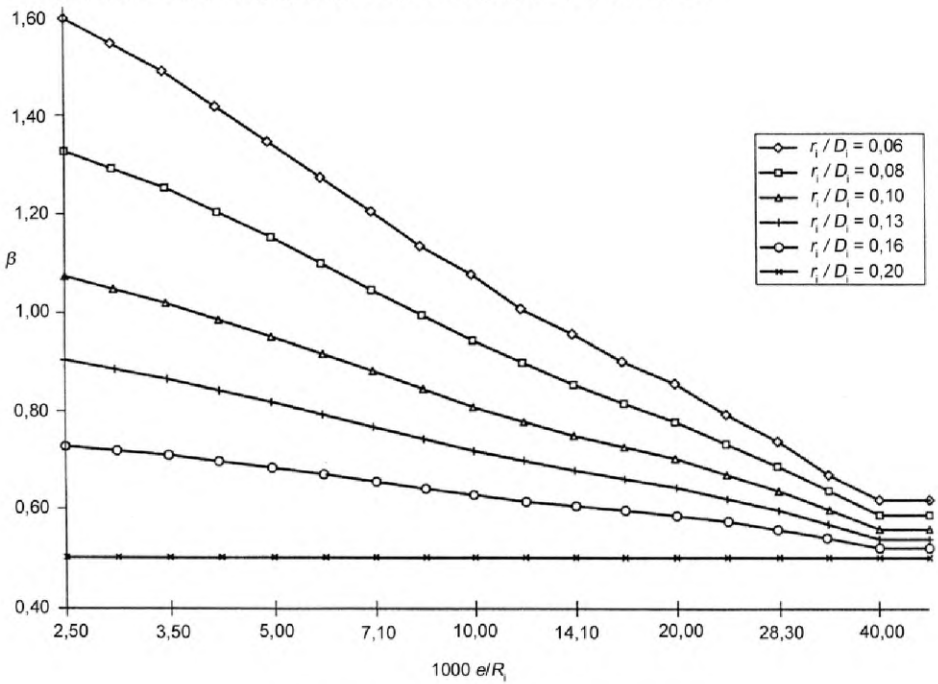


Рисунок 7.1.5-1 – Расчет торосферических заглушек

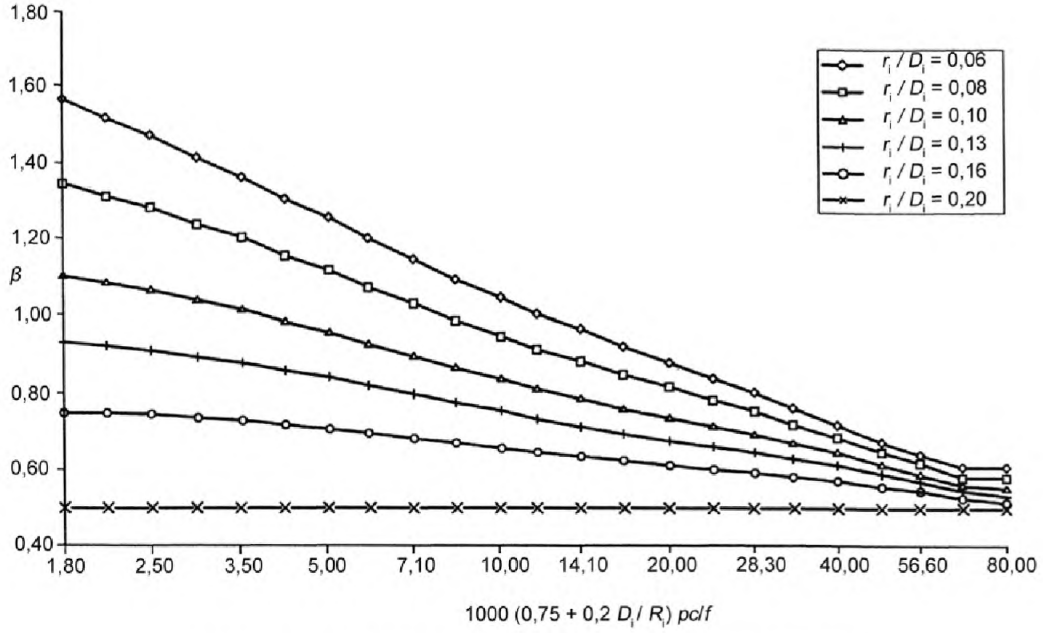


Рисунок 7.1.5-2 – Ступени давления для торосферических заглушек

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 измерения
b	Эффективная ширина уплотнительной прокладки	мм
d	Диаметр отверстия или аналогичный диаметр отверстия со штуцером	мм
d_i	Внутренний диаметр штуцера	мм
d_o	Наружный диаметр штуцера	мм
e	Требуемая минимальная толщина стенки заглушки без отверстия	мм
$e_{a\,b}$	Установленная толщина стенки штуцера	мм
$e_{r\,b}$	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_{rg}	Требуемая минимальная толщина стенки плоской заглушки с разгрузочной проточкой	мм
e_1	Требуемая минимальная толщина стенки края заглушки	мм
e_A	Требуемая минимальная толщина стенки заглушки для предварительной деформации уплотнительной прокладки	мм

Окончание таблицы 7.2.2-1

Условное обозначение	Пояснение	Единица измерения
e_p	Требуемая минимальная толщина стенки заглушки для каждого уровня давления	мм
f_1	Расчетное напряжение материала заглушки	Н/мм^2(МПа)
f_2	Расчетное напряжение материала, используемого для цилиндрической части заглушки	Н/мм^2(МПа)
f_A	Расчетное напряжение материала заглушки для предварительного деформирования уплотнительной прокладки	Н/мм^2(МПа)
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
γ	Давление уплотнения	Н/мм^2(МПа)
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 стенки e_{eg}	мм
D_{eg}	Предполагаемый диаметр плоской заглушки	мм
D_p	Средний диаметр уплотнительной прокладки	мм
D_t	Диаметр отверстия	мм
F_A	Растягивающее усилие болтов для предварительного деформирования уплотнительной прокладки	Н
K	Расстояние между осевыми линиями двух соседних отверстий	мм
Y_1	Расчетный коэффициент усиления отверстия	–
Y_2	Другой расчетный коэффициент усиления отверстия	–

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

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

где C_1 – коэффициент, который определяется из рисунка 7.2.3-2 или по формуле

$$C_1 = \max\left(0{,}40825 A_1 \frac{D_1 + e_{eg}}{D_i}; 0{,}299\left(1 + 1{,}7\frac{e_{eg}}{D_i}\right)\right), \qquad (7.2.3\text{-}2)$$

где $A_1 = B_1\left(1 - B_1\frac{e_{eg}}{2(D_i + e_{eg})}\right)$; (7.2.3-3)

$$B_1 = 1 - \frac{3f}{P_c}\left(\frac{e_{eg}}{D_1 + e_{eg}}\right)^2 + \frac{3}{16}\left(\frac{e_{eg}}{D_1 + e_{eg}}\right)^4 \frac{P_c}{f_1} - \frac{3}{4}\frac{(2D_i + e_{eg})e_{eg}^2}{(D_i + e_{eg})^3}. \quad (7.2.3\text{-}4)$$

Отбортованный край плоской заглушки следует приваривать с цилиндрической частью круговым стыковым швом.

Эта формула применяется, если радиус $r_i > e_{ef}$. 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 на длине, которая вычисляется по формуле, должна быть равна, как минимум, e_{eg}:

$$l_{cyl} = 0{,}5\sqrt{D_i + e_{eg}}\ e_{eg}. \quad (7.2.3\text{-}5)$$

Если толщина стенки цилиндрической части вблизи заглушки непостоянна, то аналогичная толщина стенки по длине должна быть равна, как минимум, e_{eg}, как представлено на рисунках 7.2.3-1 b) и 7.2.3-1 c); при этом $A_i = A_o$.

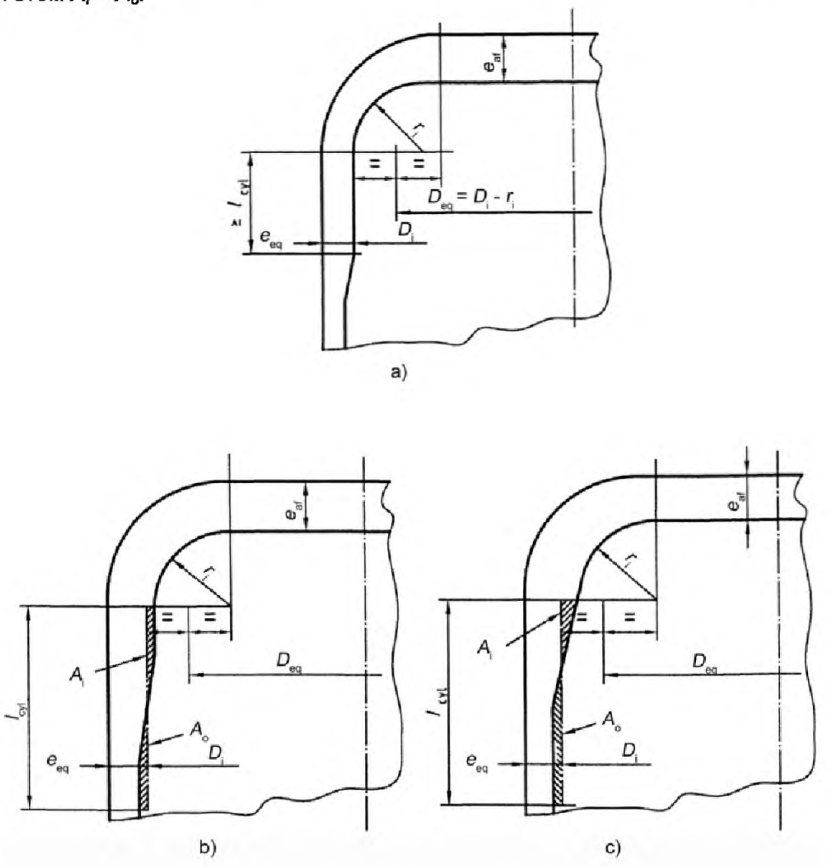
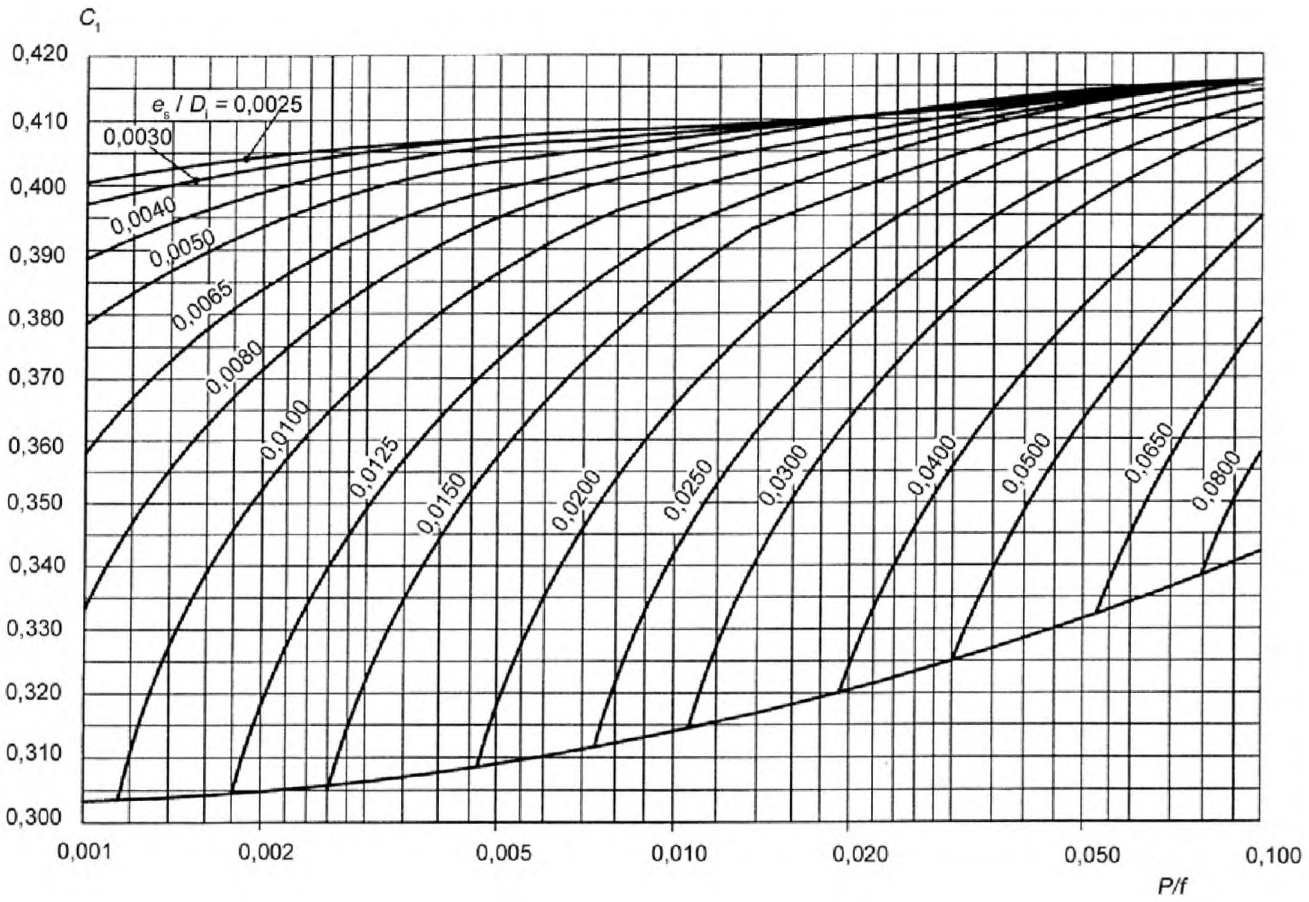


Рисунок 7.2.3-1 – Отбортованные плоские заглушки

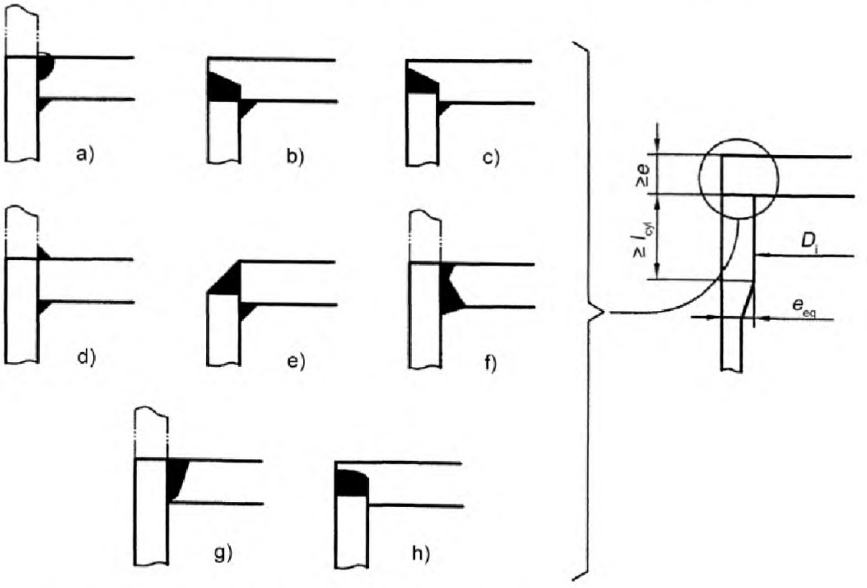


Примечание – Если пересечения прямых для постоянного значения p_c / f_1 с кривой для e_{eg} / D_i находится слева от кривой для e_{eg} / D_i, то следует использовать точку пересечения на нижней кривой.

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 сварных швов приведены в ЕН 13480-4.

Примечание 2 – У конструкций типов b), c) и h) следует обращать внимание на достаточную прочность перпендикулярно поверхности. Отсутствие расслоений следует подтверждать испытаниями.

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

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

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:

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

$$H = \sqrt[4]{12(1-\nu_2)} \sqrt{\frac{e_{eg}}{D_i + e_{eg}}}; \qquad (7.2.3\text{-}9)$$

$$J = \frac{3 f_{min}}{p_c} - \frac{D_i^2}{4(D_i + e_{eg}) e_{eg}} - 1; \qquad (7.2.3\text{-}10)$$

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

$$f_1 = 2g^2 - g^4; \tag{7.2.3-12}$$

$$A = \left(\frac{3}{4}\frac{U\,D_i}{e_{eg}} - 2J\right)(1+\nu)\left[1+(1-\nu)\frac{e_{eg}}{D_i+e_{eg}}\right]; \tag{7.2.3-13}$$

$$B = \left[\left(\frac{3}{8}\frac{U\,D_i}{e_{eg}} - J\right)H^2 - \frac{3}{2}(2-\nu\,g)g\right]H; \tag{7.2.3-14}$$

$$F = \left(\frac{3}{8}U\,g + \frac{3}{16}f_1\frac{D_i+e_{eg}}{e_{eg}} - 2J\frac{e_{eg}}{D_i+e_{eg}}\right)H^2 - 3(2-\nu\,g)\,g\,\frac{e_{eg}}{D_i+e_{eg}}; \tag{7.2.3-15}$$

$$G = \left(\frac{3}{8}f_i - 2J\left(\frac{e_{eg}}{D_i+e_{eg}}\right)^2\right)H; \tag{7.2.3-16}$$

$$a = \frac{B}{A}; \tag{7.2.3-17}$$

$$b = \frac{F}{A}; \tag{7.2.3-18}$$

$$c = \frac{G}{A}; \tag{7.2.3-19}$$

$$N = \frac{b}{3} - \frac{\alpha^2}{9}; \tag{7.2.3-20}$$

$$Q = \frac{c}{2} - \frac{\alpha\cdot b}{6} + \frac{\alpha^3}{27}; \tag{7.2.3-21}$$

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

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

для Q < 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:

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

рассчитывается по формуле

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

Примечание – Если значение e_{eg}/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 $r_i \le e_{af}$ длина рассчитывается по формуле

$$l_{cyl} = \sqrt{(D_i + e_{eg})e_{eg}}. \tag{7.2.3-27}$$

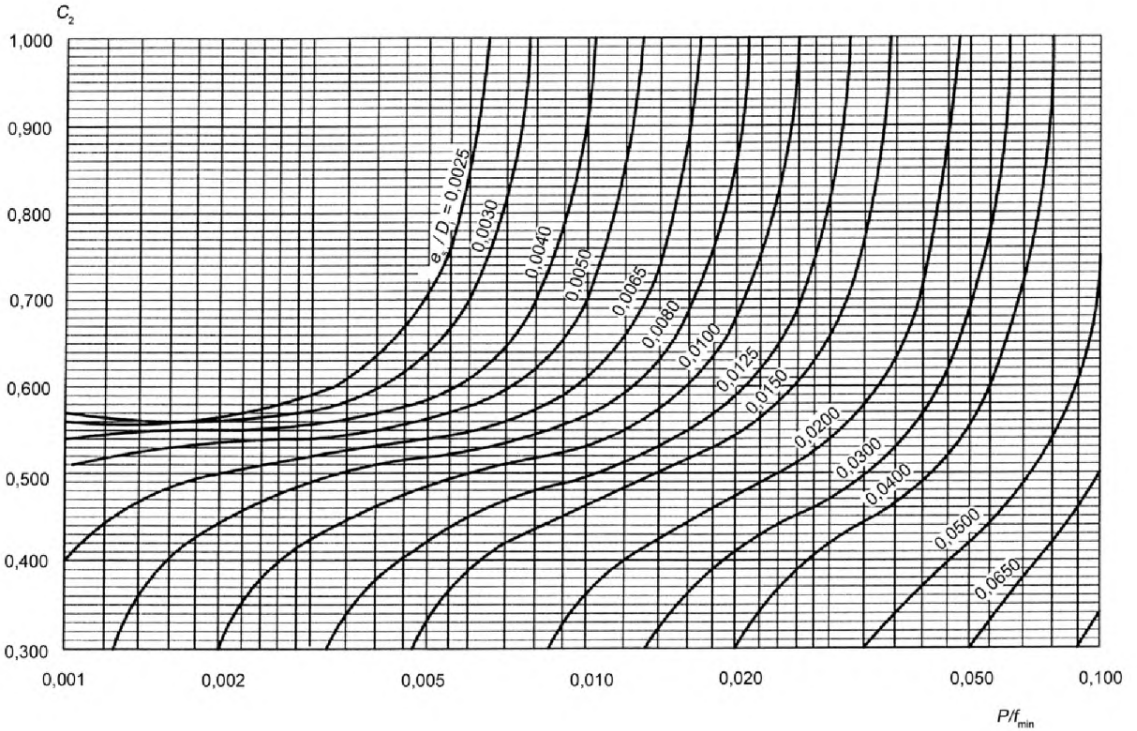


Рисунок 7.2.3-4 – Коэффициент C_2

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).

Требуемая минимальная толщина стенки e_{rg} в основании проточки рассчитывается следующим образом:

$$e_{rg} = \max\left(e_{eg}; e_{eg}\frac{f_2}{f_1}\right). \qquad (7.2.3\text{-}28)$$

Минимальная толщина стенки цилиндрической части e_{rg} 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_{eg} (см. рисунок 7.2.3-5).

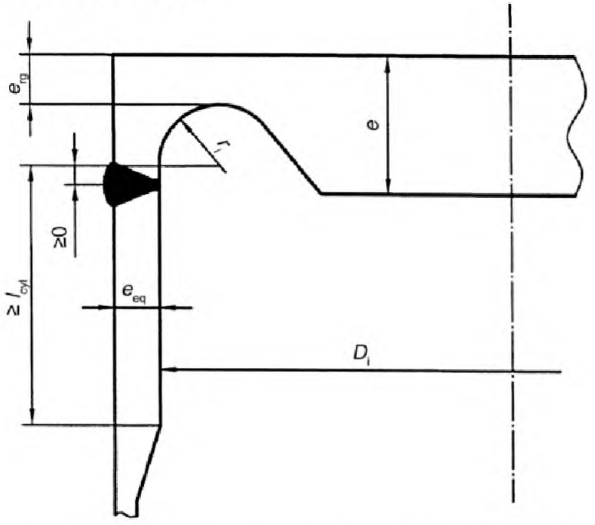


Рисунок 7.2.3-5 – Плоская заглушка с кольцевой разгрузочной проточкой

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 прокладкой (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 ЕН 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:

$e = \max(e_A; e_p)$, (7.2.4-1)

где – для предварительной деформации уплотнения

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

причем F_A рассчитывается по формуле

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

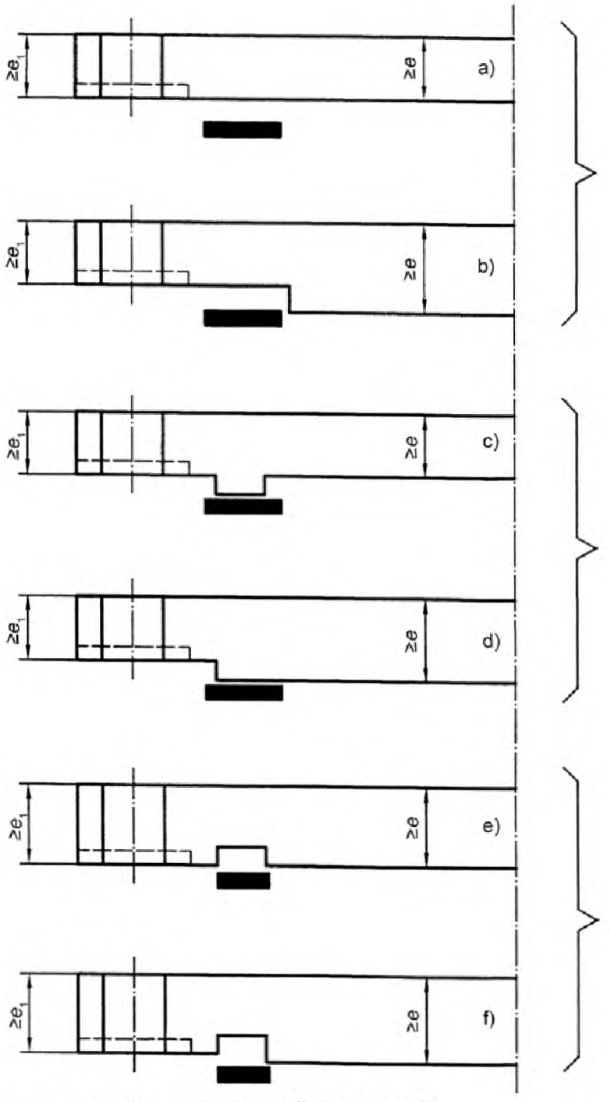
– для расчетных условий

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

Различные значения для m и y следует брать из таблицы 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

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

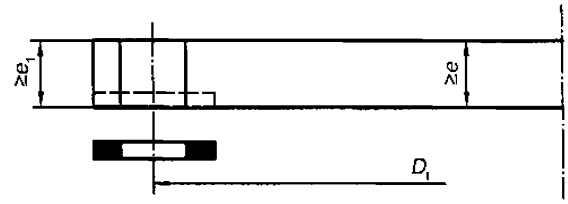


Рисунок 7.2.4-2 – Привинченные плоские заглушки с отверстиями в уплотнительной прокладке

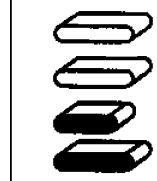
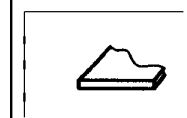
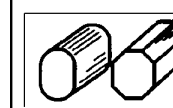
Требуемую минимальную толщину стенки в области свинчивания следует вычислять по формуле

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

Таблица 7.2.4-1 – Рекомендуемые коэффициенты уплотнения *m* и значений для минимального удельного давления γ

Материал уплотнения		Коэффициент уплотнения *m*	Минимальное удельное давление γ, Н/мм^2	Изображение
Резина без армирования тканью или с высокой долею асбестового волокна[a]:	Ниже[b] 75° BS и IRH	0,50	0	
	75° BS и IRH и выше	1,00	1,4	
Асбест[a] с подходящим для условий применения связующим толщиной	3,2 мм	2,0	11,0	
	1,6 мм	2,75	25,5	
	0,8 мм	3,5	44,8	
Резина армированная хлопчатобумажной тканью		1,25	2,8	
Резина армированная асбестовой тканью[a] с или без проволочного армирования	3-слойная	2,25	15,2	
	2-слойная	2,5	20,0	
	1-слойная	2,75	25,5	
Уплотнение из растительного волокна		1,75	7,6	
Металл со спиральной навивкой с асбестовым наполнителем[a]	Углеродистая сталь	2,50	Для которого подходит применение	
	Нержавеющая или монельсталь	3,00		
Гофрированный металл с асбестовой вставкой[a] или гофрированный металл с асбестовым наполнением[a]	Мягкий алюминий	2,50	20,0	
	Мягкая медь или мягкая латунь	2,75	25,5	
	Чугун или мягкая сталь	3,00	31,0	
	Монельсталь или сталь с содержанием хрома от 4 % до 6 %	3,25	37,9	
	Нержавеющая сталь	3,50	44,8	

Окончание таблицы 7.2.4-1

Материал уплотнения		Коэффициент уплотнения m	Минимальное удельное давление γ, Н/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	
	Саль 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	
	Нержавеющая сталь	4,25	69,5	
Массивный плоский металл	Мягкий алюминий	4,0	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° BS	0 – 0,25	0,7	
	75° BS и 85° BS и более		1,4	
Резиновое уплотнение с прямоугольным поперечным сечением	Менее 75° BS и IRH	0 – 0,25	1,0	
	75° BS и 85° BS и IRH		2,8[c]	
Резиновое уплотнение с тавровым сечением	Менее 75 ° BS и IRH	0 – 0,25	1,0	
	75 ° BS и 85° BS и IRH		2,8	

[a] Новые неасбестосодержащие уплотнения из комбинированного волокна необязательно являются непосредственными материалами 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.

Примечание 1 – Использование асбестосодержащих уплотнений во многих странах Европейского Союза запрещено.

Примечание 2 – При выборе уплотнительных материалов для фланцев из алюминиевых сплавов должны учитываться относительная твердость материала уплотнения и материала фланца.

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 заглушках.

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).

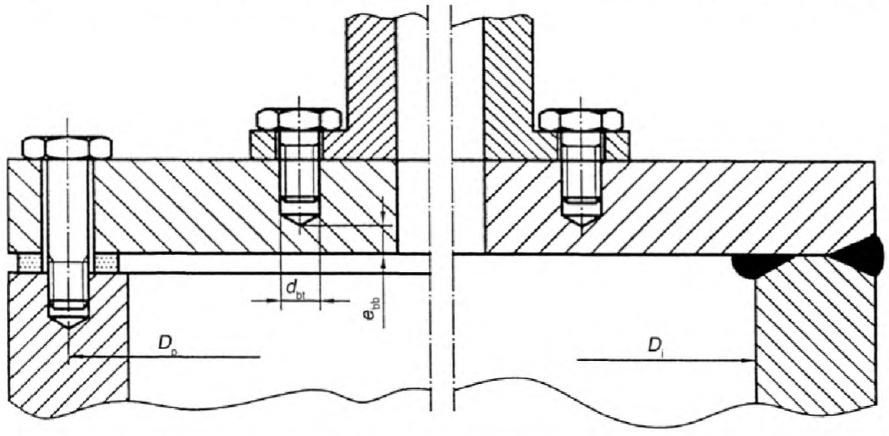


Рисунок 7.2.5-1 – Плоская заглушка с отверстием и привинченным фланцем

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 привинченных заглушек по рисунку 7.2.4-1 и 7.2.4-2 толщина стенки e_{op} рассчитывается следующим образом:

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

Коэффициенты Y_1 и Y_2 в этих формулах рассчитываются следующим образом:

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

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

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

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

– для формулы (7.2.5-4) K равно диаметру D_i заглушки

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

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.

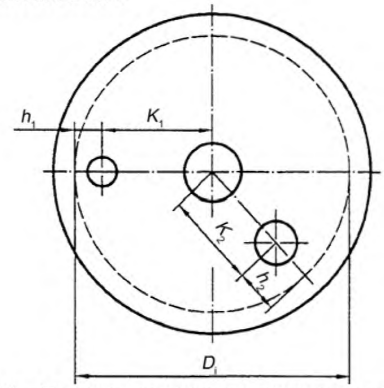


Рисунок 7.2.5-2 – Плоская заглушка с несколькими отверстиями

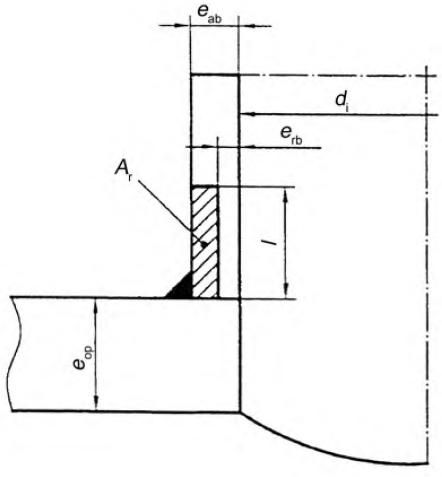


Рисунок 7.2.5-3 – Площадь A_r усиления для приварных штуцеров

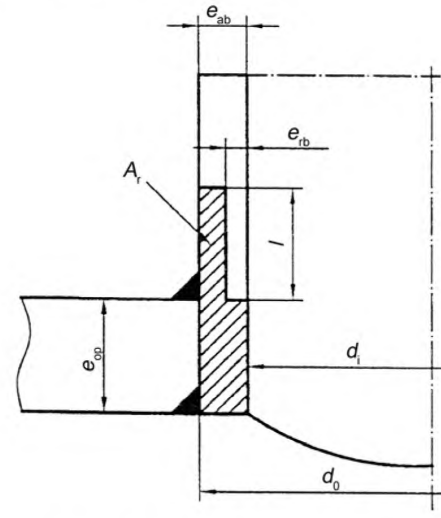


Рисунок 7.2.5-4 – Площадь A_r усиления для вварных штуцеров

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, основанный на методе замены площадей, приведен в BS 31-3.

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

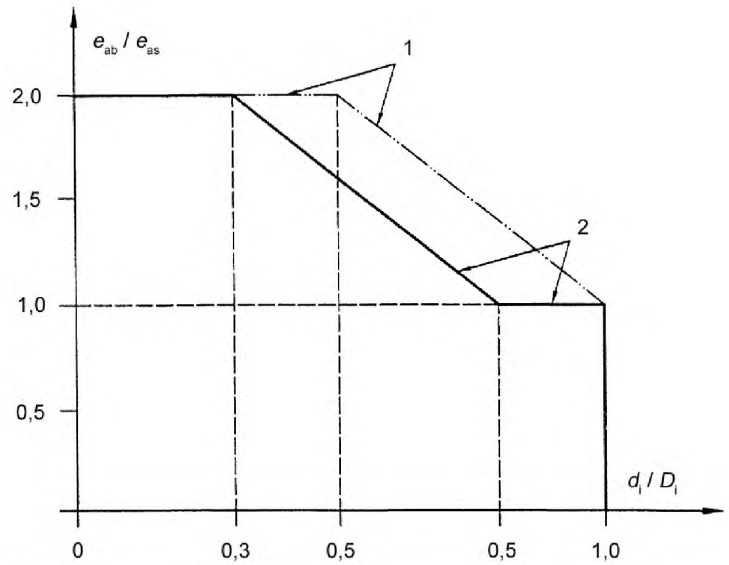
Условное обозначение	Пояснение	Единица измерения
A_f	Эффективная площадь поперечного сечения рассматриваемой стенки без припусков и допусков	мм^2
A_p	Площадь, находящаяся под давлением	мм^2
D	Диаметр оболочки	мм
D_m	Средний диаметр детали, обозначенной соответствующим индексом[a]	мм
L_b	Расстояние между центрами соседних отводов	мм
R	Радиус сферических или эллиптических заглушек	мм
d	Диаметр отвода или примыкающей трубы	мм
d_m	Средний диаметр детали, обозначенной соответствующим индексом[a]	мм
e	Требуемая минимальная толщина стенки детали, обозначенной соответствующим индексом[a]	мм
e_a	Установленная толщина стенки детали, обозначенной соответствующим индексом[a]	мм
e_{ord}	Заданная толщина стенки детали, обозначенной соответствующим индексом[a]	мм
l	Длина усиления детали, обозначенной соответствующим индексом[a]	мм
x	Минимальное расстояние до ближайшего места повреждения	мм
α	Половина угла раствора перехода	°
φ	Угол наклона оси отвода к перпендикуляру оболочки или заглушки	°
Ψ	Угол между осью трубы и прямой, проходящей через центры двух соседних отводов (см. рисунок 8.4.1-1)	°

[a] Применяются следующие индексы: *b* – отвод; *s* – оболочка или заглушка; *pl* – усиливающая шайба; *φ* – уголок.

8.3 Ограничения

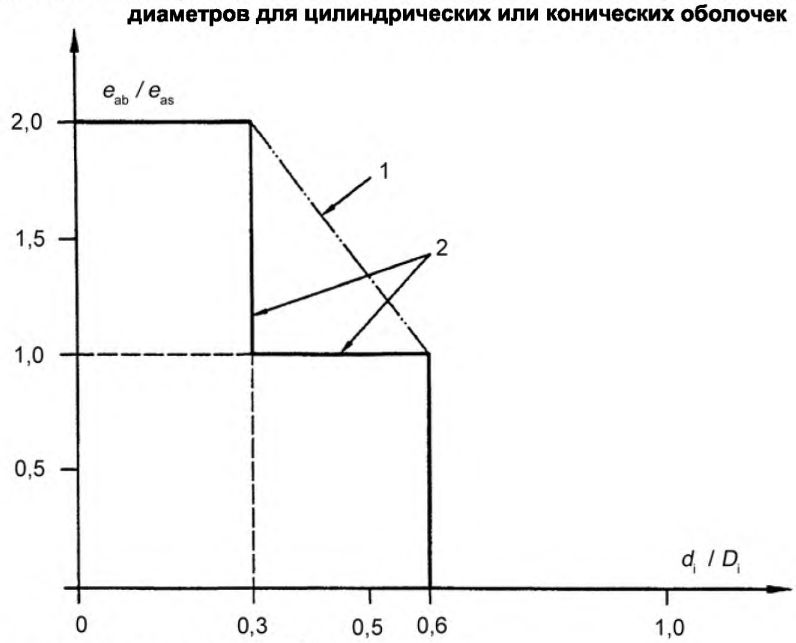
8.3.1 Отношения толщины стенок

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 $f \leq 250$ Н/мм^2;
2 – действительно только для $f > 250$ Н/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 $f \leq 250$ Н/мм^2;
2 – действительно только для $f > 250$ Н/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 $0,6 > d_i/D_i > 0,3$, если выполнены условия:

– отверстие должно быть усилено по 8.4.3 или 8.4.1;

– отношение толщин стенок $e_{a\,b}/e_{a\,s}$ 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:

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

– у цилиндров, которые соединены с малым основанием конуса, полусферическими заглушками и другими деталями, несоосными с основной частью, расстояние x должно выполнять следующие условия:

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

где x – представлено на рисунке 8.3.2-1;

l_s – определяется по формуле 8.4.1-2.

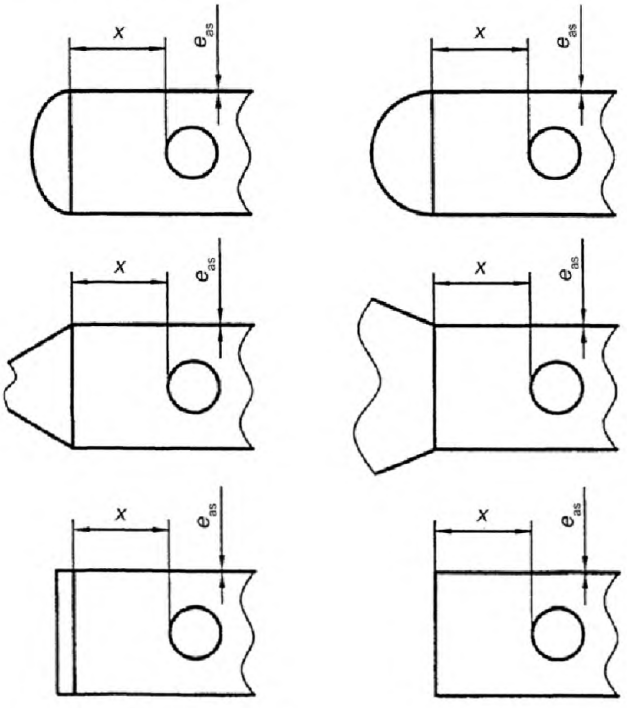


Рисунок 8.3.2-1 – **Отверстия в цилиндрических оболочках**

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.

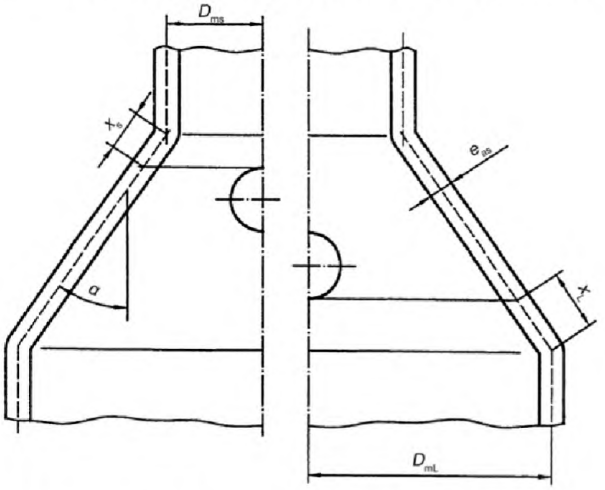


Рисунок 8.3.2-2 – **Отверстия в конических оболочках**

8.3.2 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.

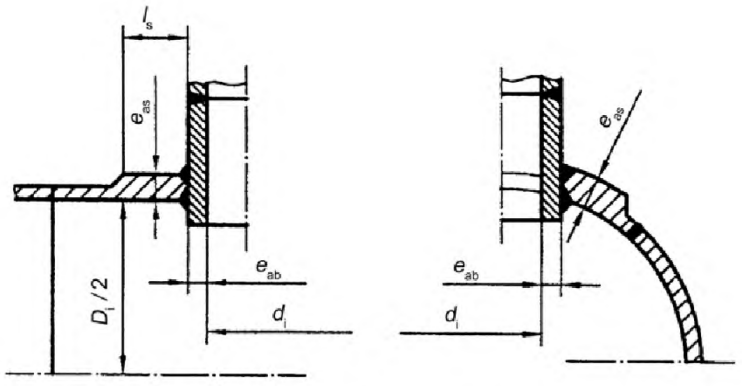
8.3.2 Методы расчета

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.

8.3.2 Эллиптические отверстия и наклонные отводы

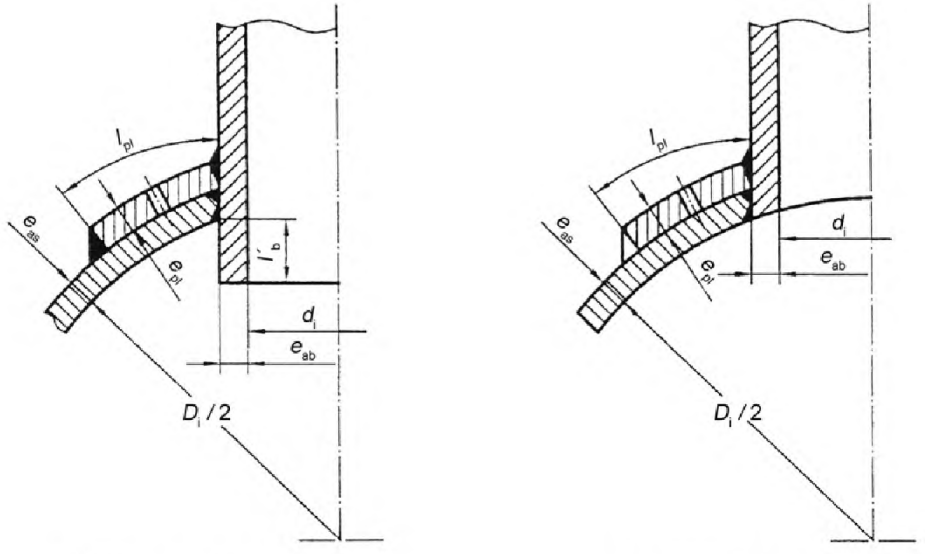
У эллиптических или овальных отверстий без отвода отношение большего диаметра к меньшему не должно превышать значения 2,0.

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 не должен быть больше 60° (см. рисунок 8.4.3-3).



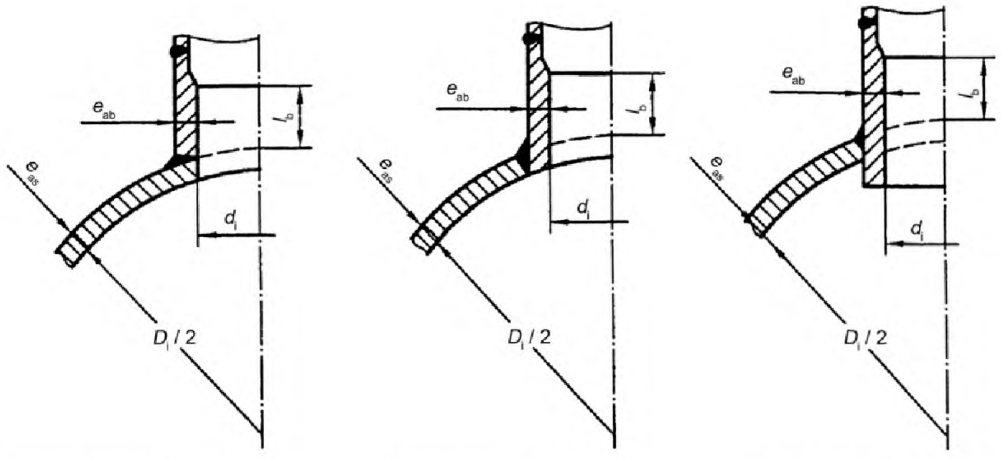
a) цилиндрическая оболочка b) сферическая оболочка

Рисунок 8.3.3-1 – **Усиление посредством увеличения толщины стенки оболочки**



a) пропущенный внутрь штуцер b) вваривaемый штуцер

Рисунок 8.3.3-2 – **Усиление посредством усиливающих пластин**



a) привариваемый штуцер b) вваривaемый штуцер c) пропущенный внутрь штуцер

Примечание – Увеличение толщины стенки может производиться на внутренней или наружной стороне отвода.

Рисунок 8.3.3-3 – **Усиление посредством увеличения толщины стенки отвода**

8.3.2 Усиливающие пластины

Усиление отверстий усиливающими пластинами ограничено приведенными на рисунке 8.3.6-1 условиями и отношениями диаметров $d_i/D_i > 0{,}8$.

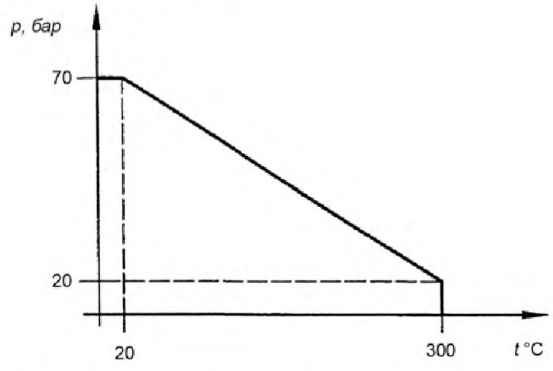


Рисунок 8.3.6-1 – **Пределы давления и температуры для усиливающих пластин**

8.3.2 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.

8.3.2 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 $d_i/D_i \leq 1{,}0$.

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.

8.3.2 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.

8.3.2 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 ЕН 13480-2;

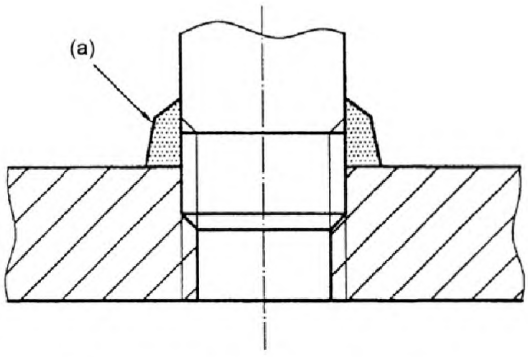
– минимальная глубина ввинчивания должна составлять:

– 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.



(a) сваривание плотным швом по выбору

Рисунок 8.3.10-1 – **Ввинченный штуцер**

8.4 **Отдельные отверстия**

8.4.1 Общие положения

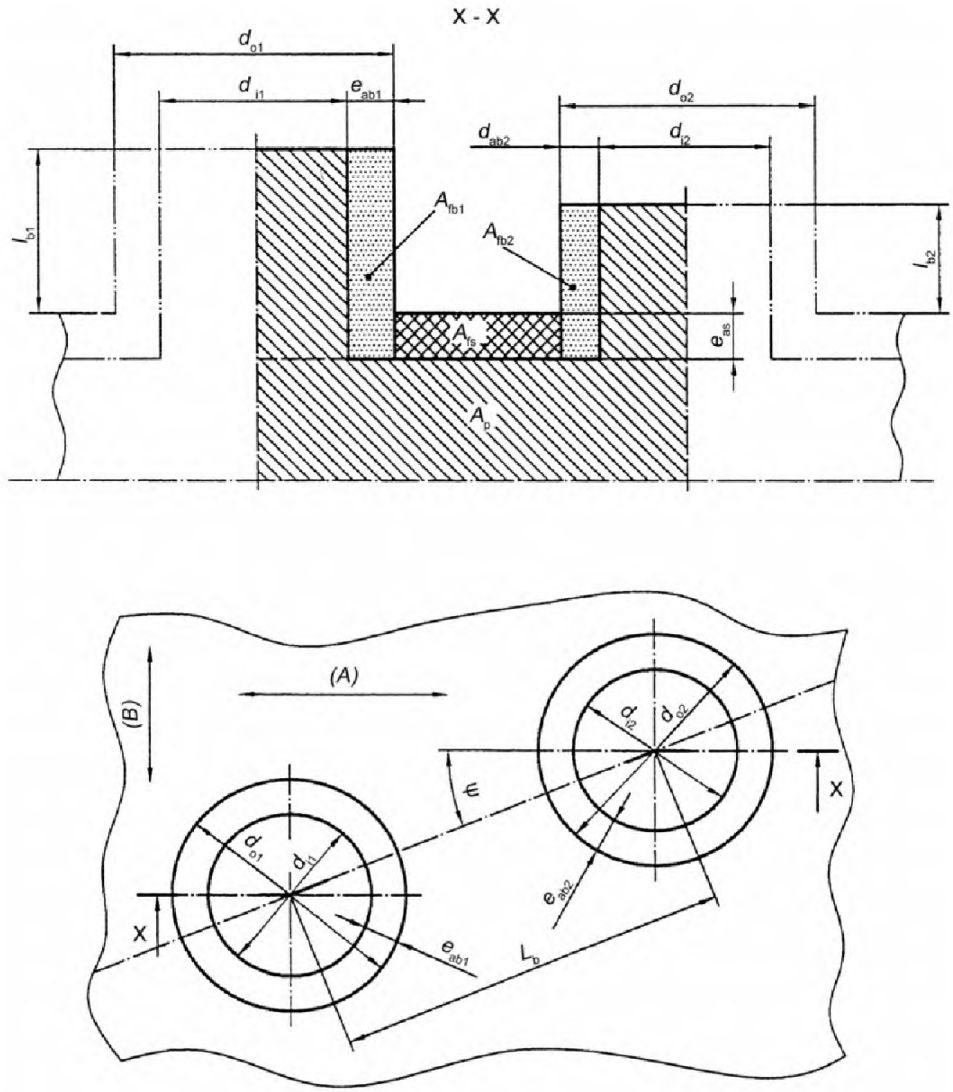
Соседние отверстия или отводы следует рассматривать как отдельное отверстие, если расстояние L_b между центрами отверстий или отводов, измеренное по среднему диаметру оболочки, удовлетворяет следующему требованию

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

где d_1 и d_2:

– 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_{01} и 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 к оси оболочки**

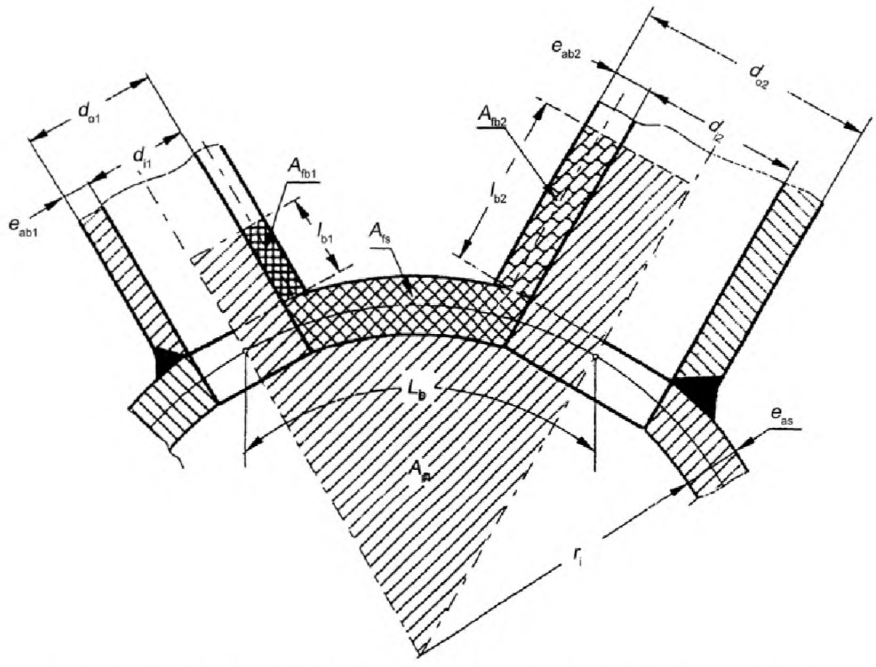


Рисунок 8.4.1-2 – **Сечение сферической оболочки с примыкающими отводами**

Значение l_s для каждого отверстия определяется по следующей формуле

$$l_s = \sqrt{D_{eg} e_{as}} \,. \tag{8.4.1-2}$$

где D_{eg} – измеренный перпендикулярно оси оболочки аналогичный диаметр оболочки в центре каждого отверстия, следовательно:

– у цилиндрических оболочек

$$D_{eg} = D_i + e_{as} \tag{8.4.1-3}$$

или

$$D_{eg} = D_o - e_{as} \tag{8.4.1-4}$$

– у полусферических, торосферических или эллиптических заглушек

$$D_{eg} = 2R_i + e_{as} \,. \tag{8.4.1-5}$$

Примечание – Для эллиптических заглушек см. 7.1.4

– у сферических оболочек

$$D_{eg} = \frac{D_m}{\cos\alpha} - e_{as} \,. \tag{8.4.1-6}$$

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:

$$d_i \le 0{,}14\sqrt{D_{eg} e_{as}} \tag{8.4.2-1}$$

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_s 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:

$$\left(f - \frac{p_c}{2}\right) A_f \geq p_c A_p\,, \qquad (8.4.3\text{-}3)$$

где A_f – способствующая усилению площадь поперечного сечения ($A_{fb} + A_{fs}$);

A_p – площадь, находящаяся под давлением.

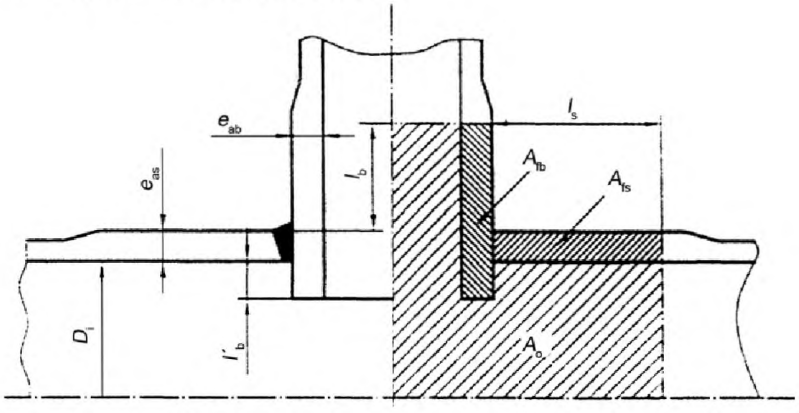


Рисунок 8.4.3-1 – **Усиление посредством увеличения толщины стенки оболочки отвода**

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)

$$l_{pl} \leq l_s. \qquad (8.4.3\text{-}4)$$

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}:

$$e_{apl} \leq e_{as} \qquad (8.4.3\text{-}5)$$

Кроме того, должно быть выполнено следующее условие:

$$\left(f_s - \frac{p_c}{2}\right)\left(A_{fs} + A_{fpl}\right) \geq p_c A_p\,, \qquad (8.4.3\text{-}6)$$

где A_{fpl} – площадь поперечного сечения усиливающей шайбы;

A_{fs} – площадь поперечного сечения оболочки.

Если расчетное напряжение усиливающей шайбы fpl ниже расчетного напряжения оболочки f_s, то вместо условия в формуле (8.4.3-6) должно быть выполнено следующее условие:

$$\left(f_s - \frac{p_c}{2}\right) A_{fs} + \left(f_b - \frac{p_c}{2}\right) A_{fb} + \left(f_{pl} - \frac{p_c}{2}\right) A_{fpl} \geq p_c A_p \qquad (8.4.3\text{-}7)$$

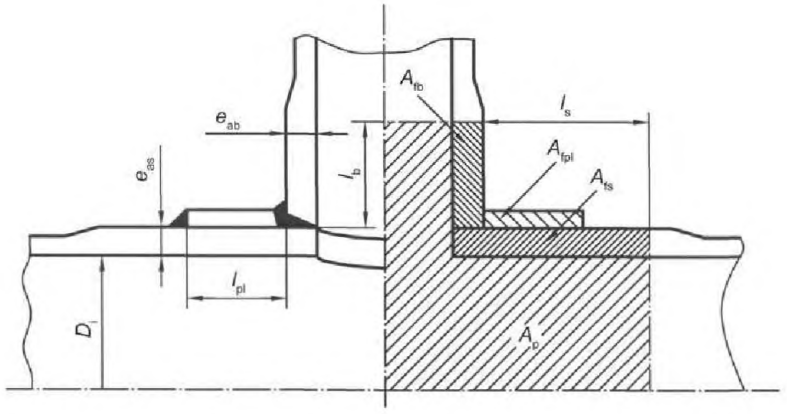


Рисунок 8.4.3-2 – **Усиление цилиндрической оболочки посредством усиливающей пластины**

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:

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

Максимальная длина, которая рассматривается как способствующая усилению должна вычисляться по формуле (8.4.1-2).

Площадь A_{ps} должна увеличиваться на рассчитываемую следующим образом дополнительную площадь $A_{pb\varphi}$

$$A_{pb\varphi} = \frac{d_{ib}^2}{2} \times \mathrm{tg}\varphi. \qquad (8.4.3\text{-}9)$$

Угол φ следует определять, как представлено на рисунке 8.4.3-3 или 8.4.3-4.

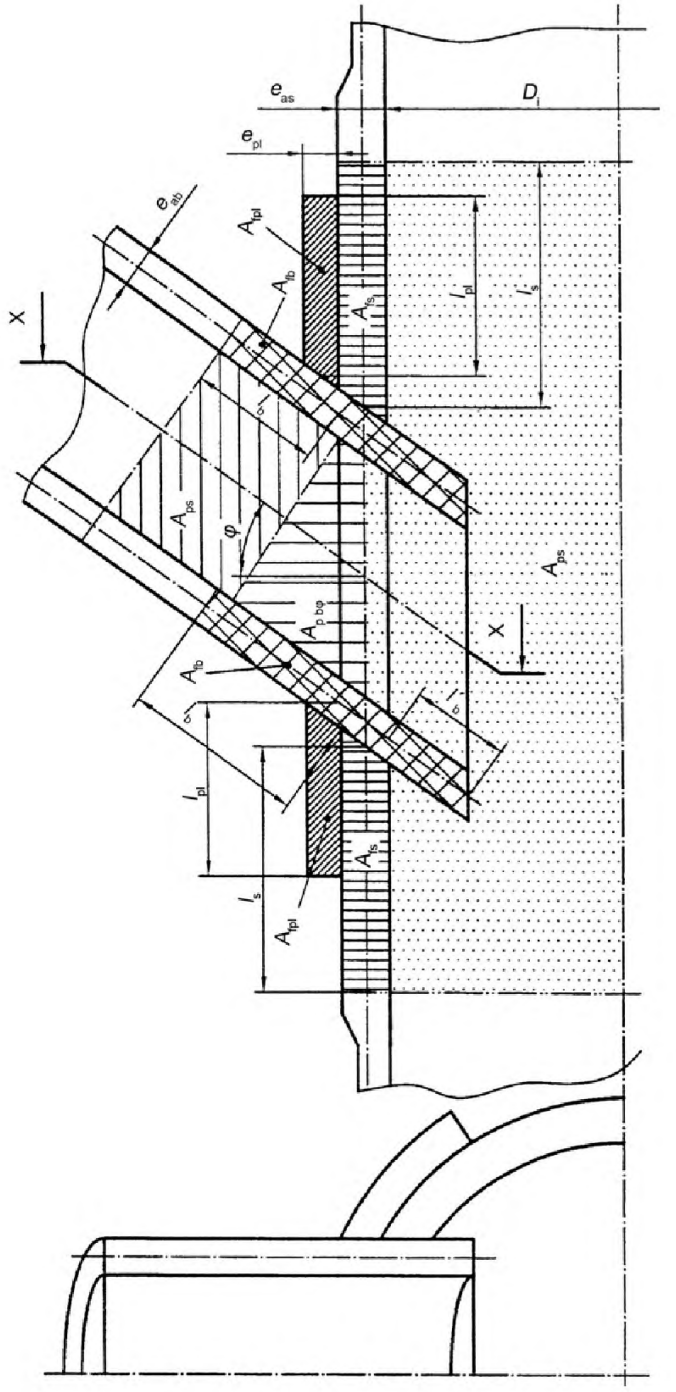
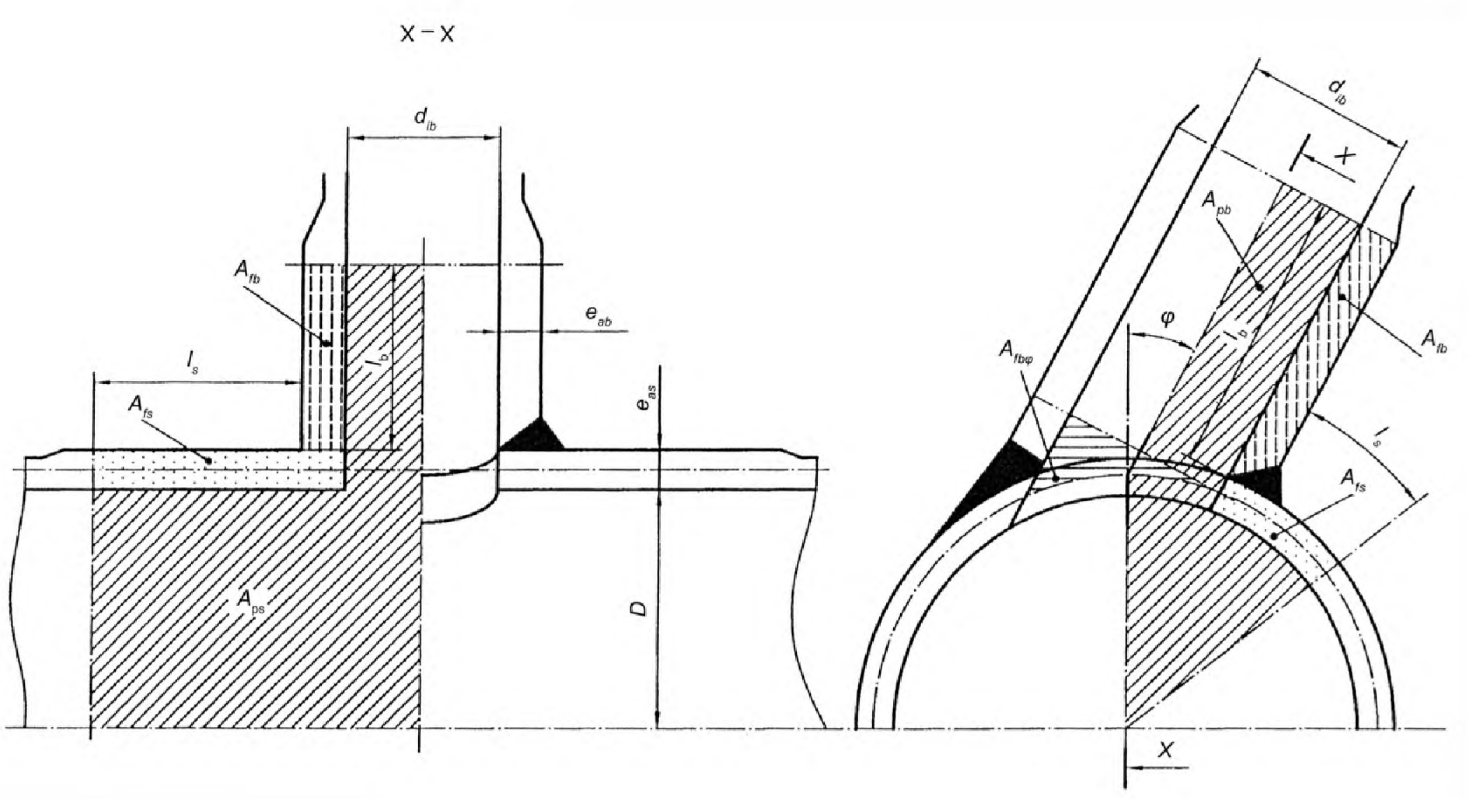


Рисунок 8.4.3-3 — Усиление наклонно расположенных штуцеров в цилиндрической или конической оболочках



a) вид сечения (вид в разрезе)

b) разрез 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_{ps} 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).

Площадь A_{pb} увеличивается на допустимую площадь $A_{pb\varphi}$, которая вычисляется следующим образом

$$A_{pb\varphi} = \frac{d_{ib}^{\ 2}}{2} \times tg\varphi \qquad (8.4.3\text{-}10)$$

Угол φ определяется, как представлено на рисунке 8.4.3-5.

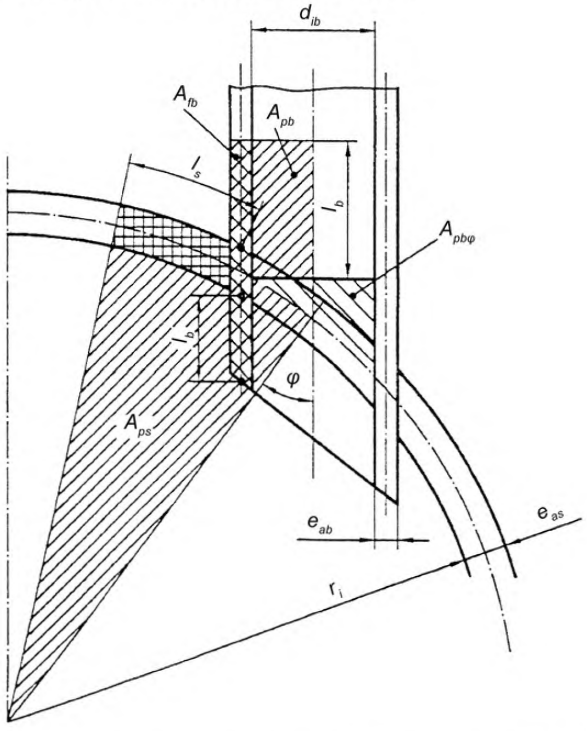


Рисунок 8.4.3-5 – **Усиление наклонно установленных штуцеров в сферических оболочках и сводчатых заглушках**

8.4.4 Усиление одиночных вырезов с $0{,}8 < d/D \leq 1{,}0$

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

$$D_{ca} = 2{,}0\sqrt{D_m e_{as}}\,, \tag{8.5.1-1}$$

то сумма диаметров их отверстий должна выполнять следующее условие:

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

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 образует угол ψ 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:

$$\left(f - \frac{p_c}{2}\right)\left(A_{fs} + A_{fd} + A_{fpl}\right) \ge p_c\left[\frac{A_{ps}}{2} + \left(1 + \cos^2\psi\right) + A_{pb}\right]. \tag{8.5.2-1}$$

Для расположенных группами отверстий следует проводить анализ прочности для стенок во всех направлениях и для каждой пары расположенных рядом отверстий.

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

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 $A_{pb\psi}$ следует вычислять по 8.4.3 c).

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:

$$\left(f - \frac{p_c}{2}\right)\left(A_{fs} + A_{fd} + A_{fpl}\right) \ge p_c A_p\,. \tag{8.5.2-3}$$

Если расчетное напряжение штуцера или усиливающей пластины ниже расчетного напряжения сферической оболочки или полусферической заглушки, то должно быть выполнено нижеследующее условие:

$$\left(f - \frac{p_c}{2}\right)A_{fs} + \left(f_b - \frac{p_c}{2}\right)A_{fb} + \left(f_{pl} - \frac{p_c}{2}\right)A_{fpl} \ge p_c A_p\,. \tag{8.5.2-4}$$

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 $A_{pb\psi}$ вычисляются по 8.4.3 d).

8.6 Расчет особых соединительных деталей трубопровода

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 $d/D \leq 0{,}8$ 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.

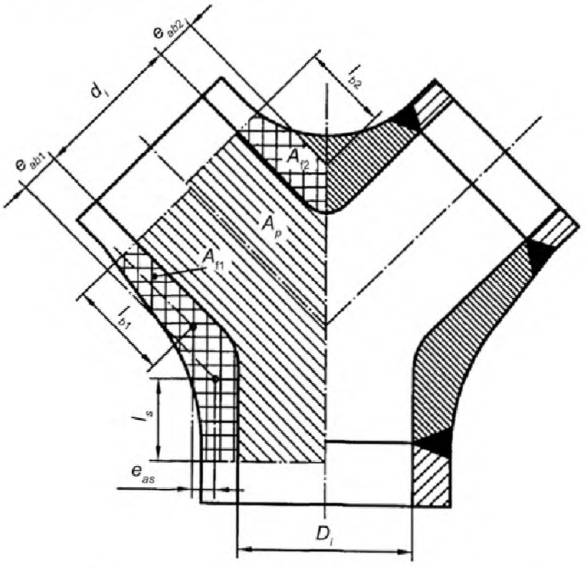


Рисунок 8.6.1-1– **Кованый V-образный отвод**

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.

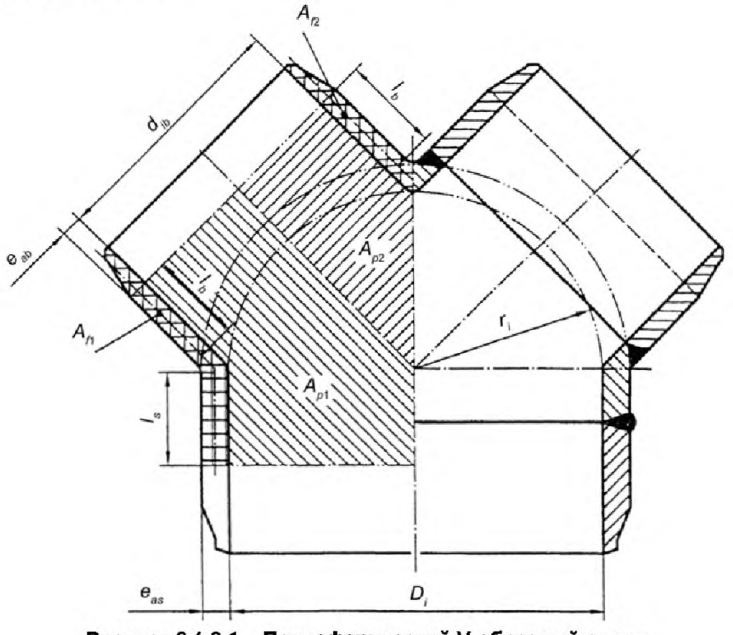


Рисунок 8.6.2-1 – **Полусферический V-образный отвод**

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.

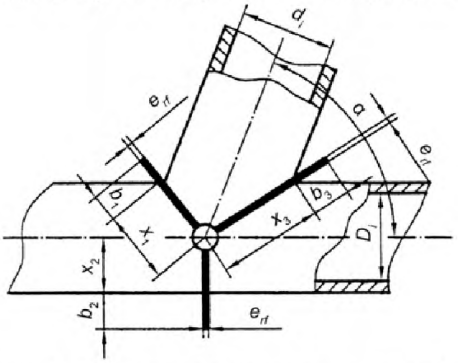


Рисунок 8.6.3-1 – **Отвод с усилительными ребрами**

Расчет основан на доказательстве, что прочность находящегося снаружи усиления выдерживает внутреннее давление в отводе:

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

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

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

где b_j – высота усиления (j = 1, 2, 3);
D_j – внутренний диаметр оболочки;
d_j – диаметр отвода;
e_{as} – установленная толщина стенки оболочки может быть равна приведенной в 3.2 заданной толщине стенки $e_{ord,\,s}$;
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:

– при температурах до 150 °С включительно используются трубопроводы из углеродистой стали;

– при температурах до 50 °С включительно – трубопроводы из аустенитных сталей; и

– $e/D_0 \geq 0{,}01$; и

– отклонение от круглости u (см. ЕН 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 высоком 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.

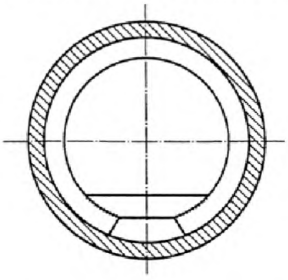


Рисунок 9.1-1 – **Внутренние кольца жесткости с усиленным вырезом**

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	Н/мм^2 (МПа)

Окончание таблицы 9.2.1-1

Условное обозначение	Пояснение	Единица измерения
L	Длина трубы без элемента жесткости	мм
L_c	Смотри 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
$R_{p0,2\,t}$	Минимальное значение 0,2 % предела текучести трубы при определенной температуре	Н/мм^2 (МПа)
$R_{p0,2\,S\,t}$	Минимальное значение 0,2 % предела текучести элемента жесткости при определенной температуре	Н/мм^2 (МПа)
S, S_s	Пределы упругости для трубы или элемента жесткости	Н/мм^2 (МПа)
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
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	Н/мм^2 (МПа)
p_n	Теоретическое упругое давление вспучивания цилиндрической трубы с элементами жесткости (Теоретическое напряжение вспучивания)	Н/мм^2 (МПа)
p_m	Теоретическое упругое давление вспучивания при выходе из строя цилиндрической трубы (Теоретическое напряжение вспучивания)	Н/мм^2 (МПа)
p_r	Вычисленное нижнее давление отказа	Н/мм^2 (МПа)
p_y	Давление, при котором среднее давление по окружности цилиндрической трубы в центре между элементами жесткости достигает предела текучести материала	Н/мм^2 (МПа)
p_{ys}	Давление, которое вызывает текучесть в круговом направлении	Н/мм^2 (МПа)
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 жесткости	мм
ε	Среднее упругое удлинение в круговом направлении при отказе	–
λ	Параметр для элементов жесткости	–
σ_s	Максимальное напряжение в толстых элементах жесткости	Н/мм^2 (МПа)
σ_l	Напряжение вспучивания, при котором возникает боковое отклонение элементов жесткости	Н/мм^2 (МПа)
α	Угол наклона конической оболочки к оси	О

9.2.2 Пределы упругости

Пределы упругости определяются по следующим формулам:

– у неаустенситных сталей:

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

$S_s = R_{p0,2\,St}$ (9.2.2-2)

– у аустенситных сталей:

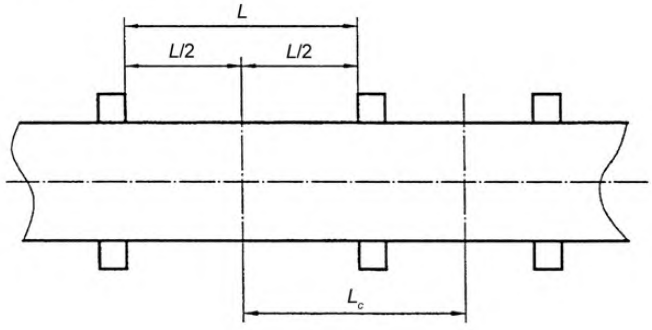
$$S = \frac{R_{p0,2}t}{1,25} \quad (9.2.2\text{-}3)$$

$$S_s = \frac{R_{p0,2_{St}}}{1,25} \quad (9.2.2\text{-}4)$$

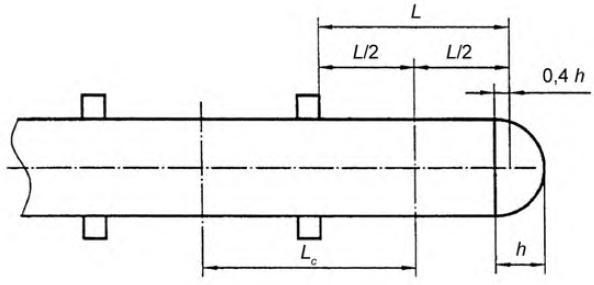
9.3 **Цилиндрические трубы, изгибы и отводы труб**

9.3.1 Определение длин

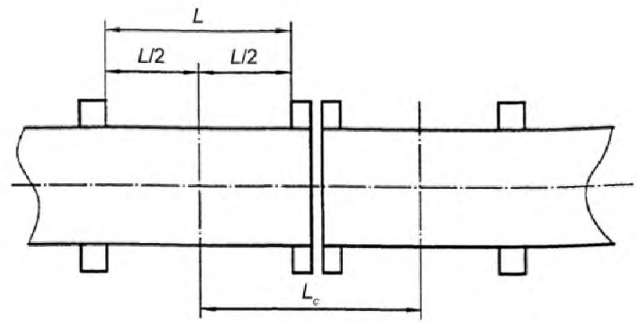
Длины L и L_c следует определять по рисунку 9.3.1-1.



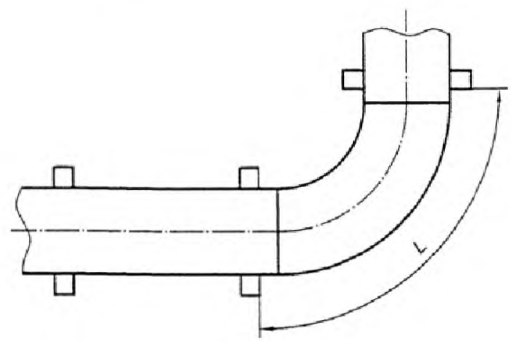
a)

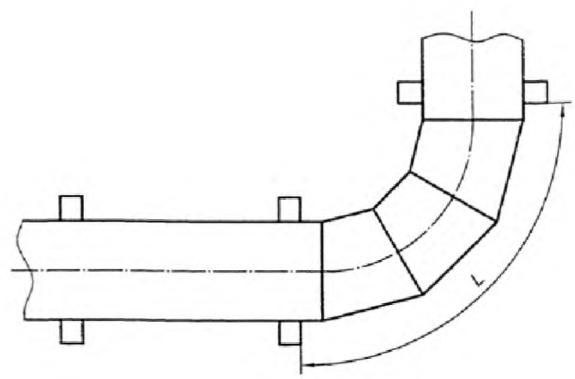


b)



c)





a) отдельная труба;
b) труба с заглушкой;
c) труба с фланцевым соединением;
d) труба с изогнутым отводом;
e) труба с секторным отводом

Рисунок 9.3.1-1 – **Определение длин у цилиндрических труб**

9.3.2 Сбой между элементами жесткости

Толщина стенки трубы без элементов жесткости L должна соответствовать, как минимум, установленному по следующему методу значению.

а) для e значение следует предполагать, а p_y следует вычислять следующим образом:

$$p_y = \frac{Se}{R_m}; \qquad (9.3.2\text{-}1)$$

b) значение для p_m следует вычислять с применением используемого при расчете p_y значения для e:

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

где ε вычисляется по следующей формуле

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

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
Pr/p_y	0	0,1245	0,2505	0,573	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
Pr/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
Pr/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
Pr/p_y		0,9225	0,9285	0,9345	0,9405	0,9455	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 = 1,5 · 1,25.

Если значение p_r меньше kp, то предполагаемое для e 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

$$p_n = \frac{3}{R_m{}^2 L_c} E_t I_c \qquad (9.3.3\text{-}1)$$

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 $kk_s p$, 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

$$p_{ys} = \frac{S_s e R_f}{R_m{}^2 (1 - \nu/2)}; \quad (9.3.3\text{-}3)$$

c) максимальное напряжение элемента жесткости следует вычислять по формуле

$$\sigma_s = \frac{k k_s S_s p}{p_{ys}} + \frac{E_t \delta (n^2 - 1) 0{,}005 k k_s p}{R_m (p_n - k k_s p)}, \quad (9.3.3\text{-}4)$$

где $n = 2$

$$\delta = \max\{\lambda(R_m - R_f) - X_c + e/2; X_c\} \quad (9.3.3\text{-}5)$$

$$X_c = \frac{e^2 L_c}{2} + \frac{A_s}{A_c}\left[\frac{e}{2} + \lambda(R_m - R_s)\right] \quad (9.3.3\text{-}6)$$

$\lambda = 1$ для внутренних элементов жесткости;
$\lambda = -1$ для наружных элементов жесткости.
Напряжение вспучивания σ_s должно выполнять следующее условие:

$$0 \le \sigma_s \le S_s. \quad (9.3.3\text{-}7)$$

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:
a) для элементов жесткости с непрямоугольным поперечным сечением применяется:
1) напряжение σ_i, которое должно удовлетворять следующему условию:

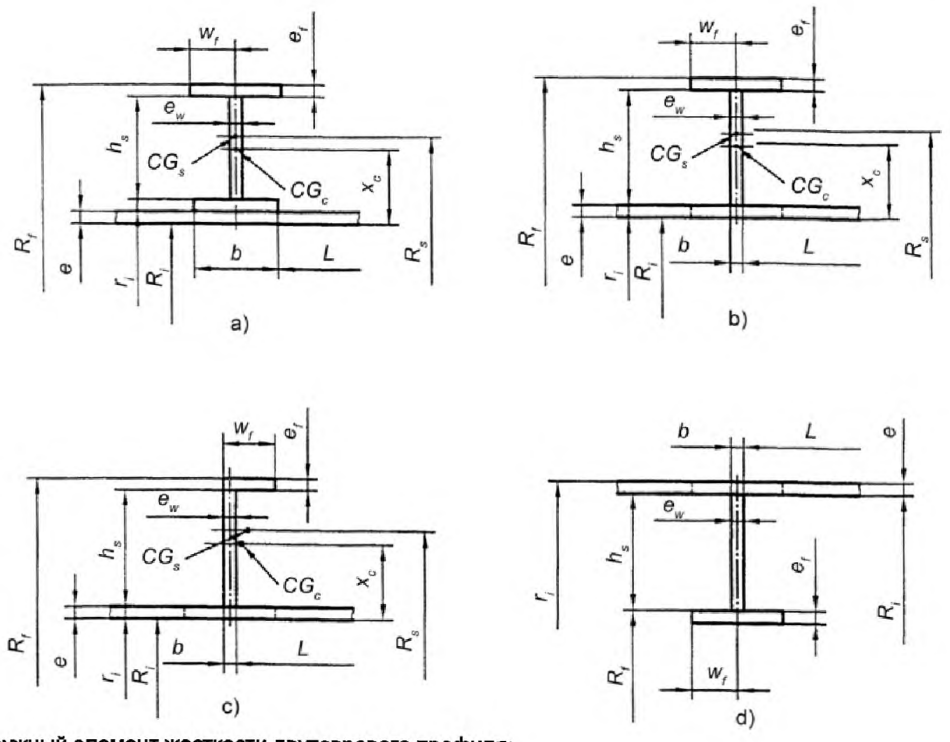
$$\sigma_i = E_t C \frac{p_{ys}}{p} > S_s. \quad (9.3.4\text{-}1)$$

При этом значение C вычисляют следующим образом:
– для элементов жесткости по рисункам 9.3.4-1 a), b) и c):

$$C = \frac{h_s e_w{}^3 + 8 e_f w_f{}^3}{r_i\left[6 h_s{}^2 e_w + 6 e_f w_f (2 h_s + e_f)\right]} \quad (9.3.4\text{-}2)$$

– для элементов жесткости по рисунку 9.3.4-1 d):

$$C = \frac{h_s e_w{}^3 + e_f w_f{}^3}{r_i\left[6 h_s{}^2 e_w + 6 e_f w_f (2 h_s + e_f)\right]} \quad (9.3.4\text{-}3)$$



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

Рисунок 9.3.4-1 – **Элементы жесткости с непрямоугольным поперечным сечением**

CG_s – центр тяжести элемента жесткости;

CG_c – центр тяжести элемента жесткости плюс эффективная длина трубы l_p, которая вычисляется по формуле

$$l_{ps}=1/56\sqrt{R_l e}. \qquad (9.3.4\text{-}4)$$

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

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

b) у элементов жесткости с прямоугольным поперечным сечением напряжение σ_l должно удовлетворять следующему условию:

$$\sigma_l > \frac{4pS_s}{p_{ys}}. \qquad (9.3.4\text{-}7)$$

Причем σ_l 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 для** $(\sigma_i/E_i)\ (h_s/e_w)^2$ **для внутренних элементов жесткости с прямоугольным поперечным сечением**

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	0,119	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	0,0764	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			
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 – Промежуточное значение для h_s/R следует интерполировать логарифмически.
Примечание 2 – Так как значение для $(\sigma_i/E_i)\ (h_s/e_w)^2$ ограничено до 1,14, то оно не должно экстраполироваться свыше его.

Таблица 9.3.4-2 – **Значения для** $(\sigma_i/E_i)\ (h_s/e_w)^2$ **для наружных элементов жесткости с прямоугольным поперечным сечением**

h_s/R / 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	0,311	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 / 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	0,180
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 приведены только для того, чтобы могли интерполироваться промежуточные значения.

Примечание 1 – Промежуточные значения для h_s/R следует интерполировать логарифмически.
Примечание 2 – Так как значение для $(\sigma_i/E_i)\ (h_s/e_w)^2$ ограничено до 1.14, то оно не должно экстраполироваться свыше его.
Примечание 3 – Вспучивание не может возникать при $n > 10$ и $h_s/R > 0{,}01$ 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:

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

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

p – максимальное внутреннее давление

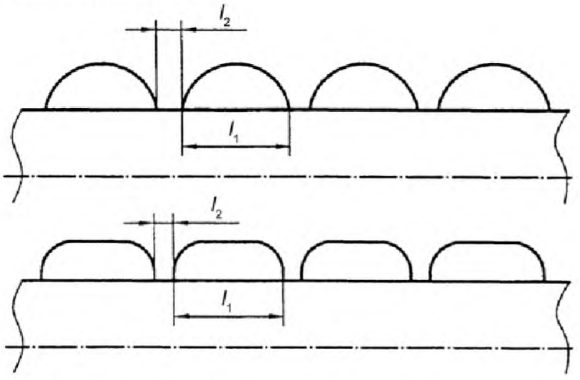


Рисунок 9.3.5-1 – **Каналы нагрева или охлаждения, действующие как элементы жесткости**

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 9.4.2 к соединению цилиндр/конус.

9.4.2 Соединение цилиндр/конус следует рассматривать как эффективный элемент жесткости, если предполагаемый момент инерции, относительно оси цилиндра I_x, конического или цилиндрического отрезка имеет, как минимум, следующее значение на длине $\sqrt{D_o e}$ с обеих сторон соединения (см. рисунок 9.4.3-1):

$$I_x = 0{,}18 D_o L D_s^{\,2} \frac{p_c}{E_t}. \qquad (9.4.2\text{-}1)$$

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_{eg} – это эквивалентный диаметр, который вычисляют следующим образом:

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

Расчет этой эквивалентной цилиндрической оболочки должен выполняться по 9.3.

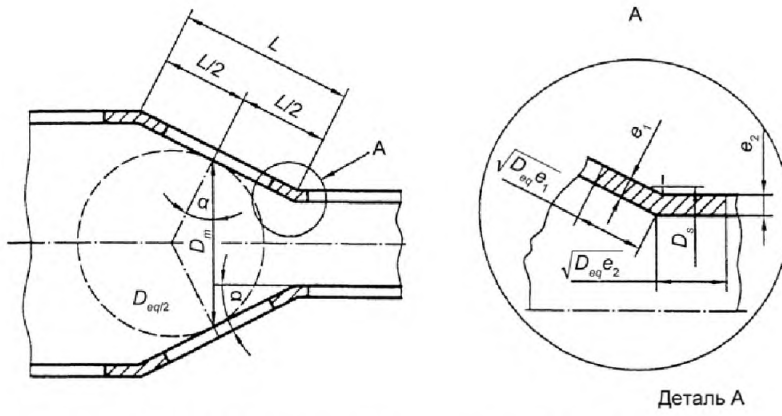


Рисунок 9.4.3-1 – **Конический отрезок с эффективным в качестве усиления соединением цилиндр/конус**

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_o – наружный диаметр цилиндра у большего диаметра основания конуса (см. рисунок 9.4.4-1).

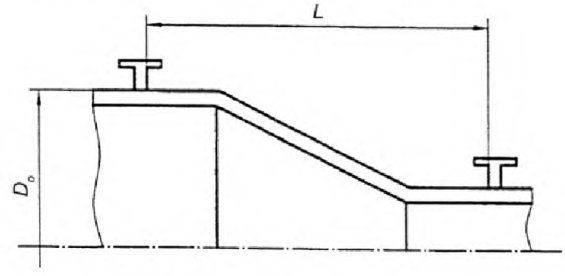


Рисунок 9.4.4-1 – **Конический отрезок с неэффективным в качестве усилия соединением цилиндр/конус**

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:

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

b) Значение для p_m следует вычислять, применяя используемое при расчете p_y значение для e:

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

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	6,0	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:

$$p_r \geq k\,p. \qquad (9.5.1\text{-}3)$$

Если значение p_r меньше $k\,p$, 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 $(R_{max}/1{,}3\ R)^2$, 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 Н/мм^2. При рассмотрении угловых швов применяет значение 35 Н/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, 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)

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

где N_{eg} – число эквивалентных циклов нагружения давлением по полному размаху колебаний;

n – число различных размахов давлений ($\hat{p}_i - \check{p}_i$);

N_f – число циклов нагружения давлением с размахом колебаний $(\hat{p} - \check{p}) = p_c$ (см.10.3.2.2);

N_i – число различных циклов нагружения давлением с размахом колебаний ($\hat{p}_i - \check{p}_i$) меньше p_c ;

p_c – расчетное давление (полный размах колебаний).

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 ЕН 13480-2 и ЕН 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.

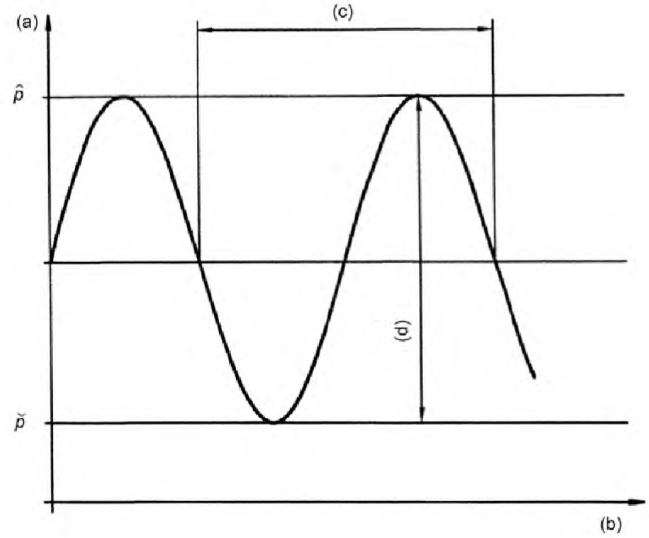
Примечание 1 – Термин «переменная нагрузка» означает изменение нагрузки в течение времени, вне зависимости от времени и величины ее среднего значения.

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).



(a) давление p;
(b) время;
(c) нагрузочный цикл;
(d) размах колебания давления ($\hat{p} - \breve{p}$)

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
$(\hat{p}-\check{p})$	Размах колебаний давления (двойная амплитуда)	бар
F_d	Поправочный коэффициент для учета влияния толщины стенок	–
N	Число рабочих нагрузочных циклов	–
N_{all}	Допустимое число нагрузочных циклов при размахе колебаний давления $(\hat{p}-\check{p})$	–
t^*	Определяющая расчетная температура в ходе нагрузочного цикла	°C
$2\sigma_a{}^*$	Определяющая псевдоупругая амплитуда напряжения	Н/мм^2 (МПа)
$2\sigma_{aD}$	Определяющая усталостная прочность при нагружении с симметричным циклом	Н/мм^2 (МПа)
η	Коэффициент напряжения	–
f_{20}	Расчетное напряжение f по 5.2 при 20 ^{0}C	Н/мм^2 (МПа)
Значения индексов: верхний $\hat{}$ – максимальное значение, например в $\hat{p}$; верхний $\check{}$ – 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

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

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. Значение $F_d = 0,64$.

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:

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

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^* более 100 °С коэффициент влияния температуры F_{t^*} вычисляется следующим образом:

– для ферритной стали:

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

– 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 $t^* \leq 100$ °С применяется $F_{t^*} = 1$.

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.

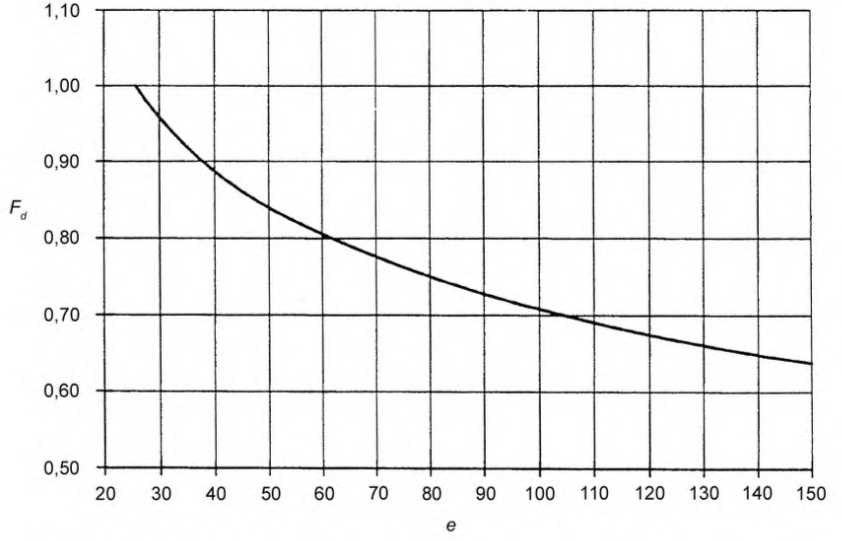
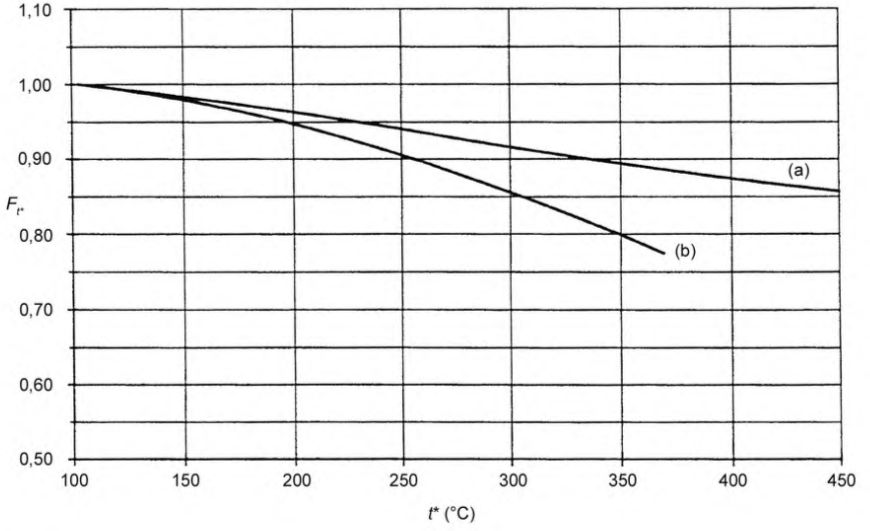


Рисунок 10.3.2-2 – **Поправочный коэффициент** F_d **для учета влияния толщины стенок**



(a) аустенитный;
(b) ферритный;
t^* определяющая расчетная температура

Рисунок 10.3.2-3 – **Поправочный коэффициент** F_{t^*} **для учета влияния температуры**

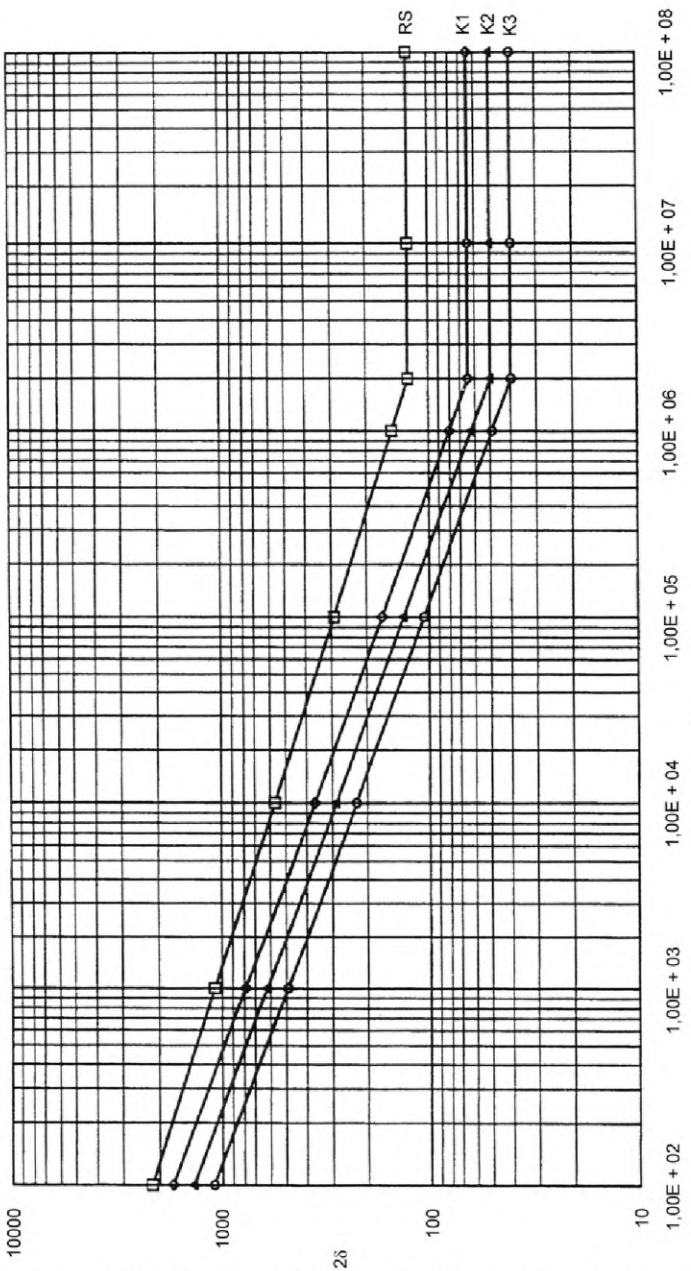


Рисунок 10.3.2-4 – Допустимое число нагрузочных циклов для расчетных температур менее 100 °С и толщине менее 25 мм

Значения расчетной постоянной *B* для класса RS (прокатанная поверхность) у несварных соеди-

нительных деталей и классов сварных швов К1, К2 и К3 следует брать из таблицы 10.3.2-2.

Таблица 10.3.2-2 – **Расчетная постоянная** ***B***

Класс	B, Н/мм^2
RS	7890
К1	7940
К2	6300
К3	5040

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. ЕН 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	$2\sigma_{aD}$, Н/мм^2
RS	125
К1	63
К2	50
К3	40

При колебаниях давления с различной амплитудой и частотой (группа рабочих нагрузок) срок службы в результате усталости следует определять по правилу линейной аккумуляции отказов

$$\sum_{i=1}^{k} \frac{N_i}{N_{1all}} = \left(\frac{N_1}{N_{1all}} + \frac{N_2}{N_{2all}} + \ldots + \frac{N_k}{N_{k\,all}} \right) \le 1{,}0 \qquad (10.3.2\text{-}7)$$

N_1, N_2, $\ldots N_k$ – это ожидаемые в ходе эксплуатации числа нагрузочных циклов, причем нагрузочные циклы с одинаковым размахом колебаний давления 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).

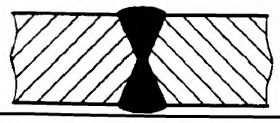
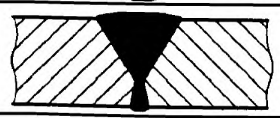
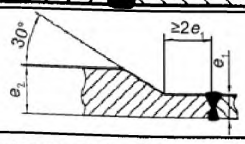
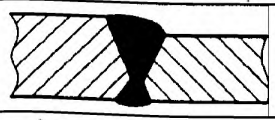
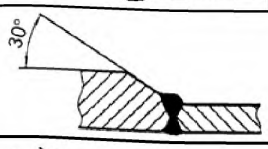
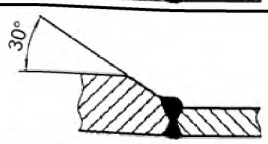
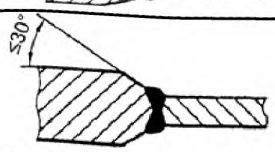
Если при группе рабочих нагрузок амплитуды напряжений $2\sigma_{aD}{}^*$ меньше, чем приведенные в таблице 10.3.2-3 для $N > 2 \times 10^6$ значения усталостной прочности при нагружении с симметричным циклом $2\sigma_{aD}$, то следует использовать соответствующее число нагрузочных циклов

$N_{all} = 2 \times 10^6$. Проценты отказов групповых уровней с амплитудой напряжения $2\sigma_{aD}{}^*$ менее 50 % значений $2\sigma_{aD}$ могут не учитываться.

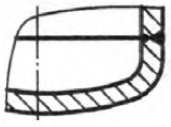
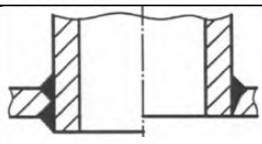
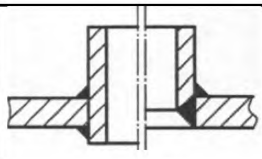
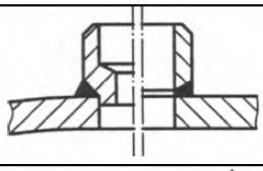
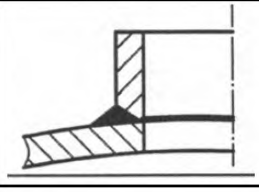
10.3.2.4 Коэффициенты напряжения η для различных геометрических форм

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.

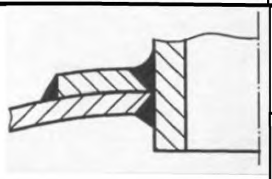
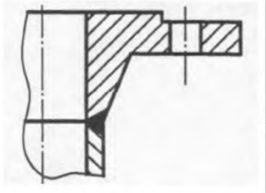
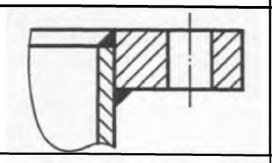
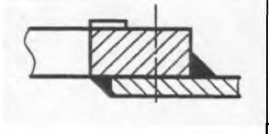
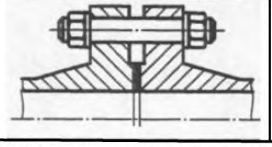
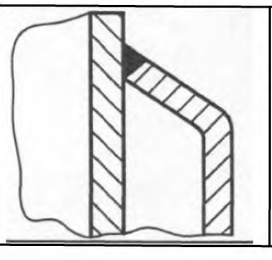
Таблица 10.3.2-4 – **Коэффициенты напряжения η для различных геометрических форм**

№	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	1.5[a b]
1.5				К1	
1.6				К1	
1.7			Сваренный с двух сторон, одинаковое внутреннее и наружное смещение кромок	К1	
1.8				К1	
1.9				К1	
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, 1.3	1.6[b c]

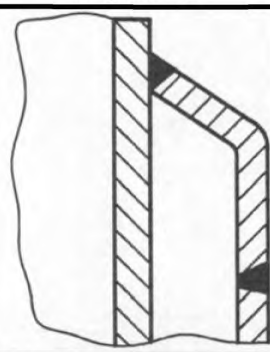
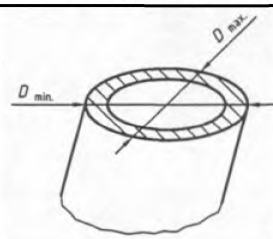
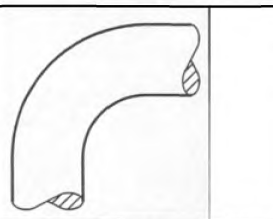
Продолжение таблицы 10.3.2-4

№	Изображение	Описание	Условия	Класс	η
1.11		Конус с угловым швом	Сваренный с двух сторон или с одной стороны подварным швом	K1	2,7
1.12			Сваренный с одной стороны без подварочного шва Исполнение шва и классификация, как у № 1.1 – 1.3 Исполнение шва и классификация, как у № 1.1 – 1.9	K3	
1.13		Конус с буртиком и продольным швом		–	2,0
1.14		Шов между цилиндром и сводчатой заглушкой с цилиндрическим фланцем		–	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	
2.6			Приваренный с одной стороны без подварочного шва или без механической обработки основания	K2	

Продолжение таблицы 10.3.2-4

№	Изображение	Описание	Условия	Класс	η
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	
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 левый 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 только в том случае, если болты часто отвинчиваются (*ослабляются*). В этих случаях применяются взятые 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

Продолжение таблицы 10.3.2-4

№	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. таблицу 10.3.2-5
5.2		Бесшовный или сварной изгиб с отклонением от круглости	Исполнение шва и классификация как № 1.1 – 1.3		См. таблицу 10.3.2-5

[a] Для максимально допустимого смещения шва $h \leq 0{,}5\ e$, однако как максимум 3 мм по ЕН 25817:1992, оценочная группа В.
[b] Другие предельные значения для смещения шва см. ЕН 13480-4.
[c] Для допустимого смещения шва $h \leq 0{,}1e$ по ЕН 25817:1992, оценочная группа В.

Таблица 10.3.2-5 – **Значение 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

Примечание 1
D = наружный диаметр трубы/изгиба трубы;
e = толщина стенки;
u = отклонение от круглости (%) с $u = 100 \times (D_{max} - D_{min})/D_m$ и $D_m = (D_{max} + D_{min})/2$.
Примечание 2 – Не приведенные в таблице промежуточные значения могут определяться путем линейной интерполяции.

10.3.2.5 Расчет

Срок службы вследствие усталости подвергаемых переменному нагружению 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 слоем 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 ЕН 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 ЕН 25817. Собственные сварочные напряжения следует сводить к минимуму посредством регулирования температур сварки и последовательности выполнения операций по сварке. Все виды термообработки следует выполнять по ЕН 13480-2.

10.3.2.7 Контроль

10.3.2.7.1 Общие положения

Для контроля до изготовления, в ходе и после изготовления дополнительно к требованиям ЕН 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 ЕН 13480-5.

10.3.2.8 Учет особых условий эксплуатации

При образовании трещин, вызванных коррозией, усталостной коррозии, вызванной 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 избегались чрезмерные тепловые перепады и удары. 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 – Как правило 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 с только 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 ЕН 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 $25\left(\frac{e_a D_m}{2}\right)^{0,5}$, 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.

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:

$P_m + P_b + P_L \leq 1{,}5f$ при постоянно действующей нагрузке;

$P_m + P_b + P_L \leq 1{,}8f$ при постоянно действующей и временной нагрузке;

$P_m + P_b + P_L \leq 2{,}7f$ при экстремальных нагрузках;

$Q \leq f_a$ при ограниченном тепловом расширении трубопровода;

$P_m + P_b + P_L + Q \leq f + f_a$ 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.

Значение f_a следует определять по формуле (12.1.3-1).

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 **Метод анализа свариваемых с трубопроводами присоединительных деталей**

11.3.1 Общие положения

Нагрузки на присоединительные детали вызывают напряжения в стенке трубы. Формулы для расчета этих напряжений приведены в 11.3.5 и 11.3.6. Затем напряжения в присоединительных деталях складываются с напряжениями в трубопроводе. Возникающие в соединениях трубопровода с присоединительными деталями напряжения определяются для прямых отрезков труб. Соответствующие формулы, включая показатели для напряжений в присоединительных деталях, приведены в 11.3.7.

В 11.3.6 дополнительно приведены формулы для сваренных угловым швом присоединительных деталей, которые также следует контролировать на эти напряжения. В основе этих формул лежат абсолютные значения максимальных нагрузок, возникающих одновременно при всех установленных условиях эксплуатации.

11.3.2 Условные обозначения

В 11.3 дополнительно к условным обозначениям в таблице 3.2-1 применяют условные обозначения, приведенные в таблице 11.3.2-1.

Таблица 11.3.2-1 – **Условные обозначения, применяемые в** 11.3

Условное обозначение	Пояснение	Единица измерения
A_w	Общая площадь углового шва	мм^2
d_i	Внутренний диаметр трубообразных присоединительных деталей	мм
d_o	Наружный диаметр трубообразных присоединительных деталей	мм
D_o	Наружный диаметр трубы	мм
e_{ord}	Номинальная толщина стенки присоединительной детали	мм
L_1	Половина длины прямоугольной присоединительной детали в направлении окружности трубы	мм
L_2	Половина длины прямоугольной присоединительной детали в продольном направлении трубы	мм
M_L	Продольный изгибающий момент в присоединительных деталях (вектор перпендикулярно осевой линии присоединительной детали и трубы)	Н/мм
M_N	Окружной изгибающий момент в присоединительных деталях (вектор параллельно осевой линии присоединительной детали и трубы)	Н/мм
M_T	Крутящий момент в присоединительных деталях (вектор перпендикулярно осевой линии трубы)	Н/мм
Q_1	Поперечная нагрузка присоединительных деталей в окружном направлении	Н
Q_2	Поперечная нагрузка присоединительных деталей в продольном направлении	Н
R_m	Средний радиус трубы	мм
W	Осевая нагрузка присоединительных деталей (вектор перпендикулярен осевой линии трубы)	Н
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
$Q_1^{**}, Q_2^{**}, W^{**}, W_L^{**}, W_N^{**}, W_T^{**}$ – это абсолютные значения максимальных нагрузок, возникающих одновременно при всех установленных условиях эксплуатации.		

11.3.3 Ограничения

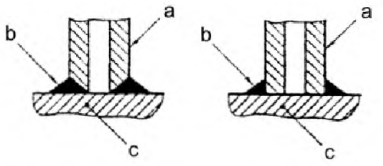
11.3.3.1 Трубопроводная арматура

Трубопроводную арматуру следует приваривать с помощью приварного шва или углового шва по всей ее окружности (см. рисунок 11.3.3-1). Ось присоединительных деталей должна проходить перпендикулярно оси трубы. Рассчитанные по 11.3.4.2 показатели должны удовлетворять следующие ограничения:

$$4{,}0 \le \gamma \le 50{,}0 \qquad (11.3.3\text{-}1)$$

$$0{,}2 \le \tau \le 1{,}0 \qquad (11.3.3\text{-}2)$$

$$0{,}3 \le \beta \le 1{,}0 \qquad (11.3.3\text{-}3)$$



Проваренный шов Угловой шов

a – присоединительная деталь; b – сварной шов; c – стенка трубы

Рисунок 11.3.3-1 **– Изображение сварных швов в трубопроводной арматуре**

11.3.3.2 Прямоугольные присоединительные детали

Прямоугольные присоединительные детали следует приваривать к стенке трубы одним из следующих способов:

– полностью проваренные швы на обеих длинных сторонах присоединительной детали;

– угловые швы или частично проваренные швы на не менее чем четырех сторонах присоединительной детали;

– угловые швы или частично проваренные швы на обеих длинных сторонах присоединительной детали, если эти стороны имеют не менее трехкратной длины коротких сторон и усталость исключена.

Рассчитанные по 11.3.4.3 показатели должны удовлетворять следующим условиям:

$\beta_1 \leq 0{,}5$; (11.3.3-4)

$\beta_2 \leq 0{,}5$; (11.3.3-5)

$\beta_1\beta_2 \leq 0{,}75$; (11.3.3-6)

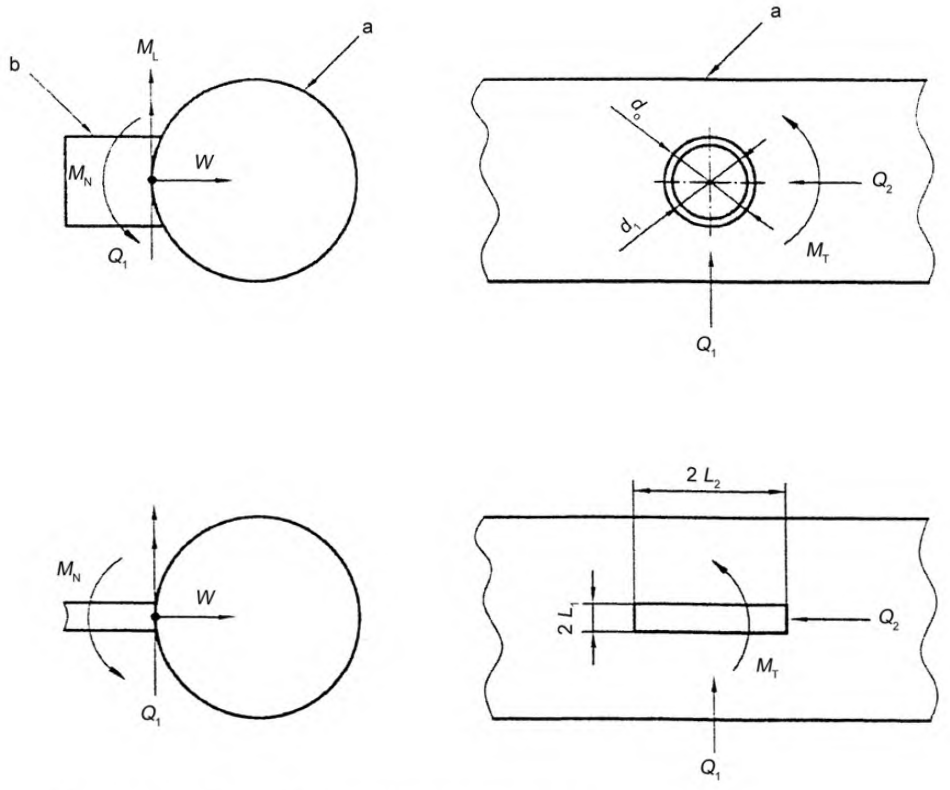
и

$D_0/e_{ord} \leq 100$; (11.3.3-7)

11.3.4 Предшествующие расчеты

11.3.4.1 Общие положения

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.



(a) – отрезок трубы (b) – присоединительная деталь

Рисунок 11.3.4-1 **– Изображение внешних нагрузок**

Графические изображения L_1, L_2, W, M_L, M_N, Q_1, Q_2 и M_T приведены на поверхности стенки трубы.

11.3.4.2 Трубообразные присоединительные детали

Следует выполнять следующие расчеты:

$$A_T = (\pi/4)(d_{o2} - d_{i2}) \quad (11.3.4\text{-}1)$$

$$Z_T = 2I_T/d_0 \quad (11.3.4\text{-}2)$$

$$I_T = (\pi/4)[(d_o/2)^4 - (d_i/2)^4] \quad (11.3.4\text{-}3)$$

$$A_m = A_T/2 \quad (11.3.4\text{-}4)$$

$$\gamma = D_o/(2e_{ord}) \quad (11.3.4\text{-}5)$$

$$r = e_{ord1}/e_{ord} \quad (11.3.4\text{-}6)$$

$$\beta = d_o/D_o \quad (11.3.4\text{-}7)$$

$$C = A_o(2\gamma)^{n_1}\beta^{n_2}\tau^{n_3}, \text{ но не менее } 1{,}0 \quad (11.3.4\text{-}8)$$

$$J = \min\left\{Z_T ; \pi\left(\frac{d_o}{2}\right)^2 e_{ord}\right\}. \quad (11.3.4\text{-}9)$$

C_W, C_L и C_N вычисляют по формуле (11.3.4-8), используя коэффициенты по таблице 11.3.4-1. В последующих расчетах следует использовать соответственно наибольшие значения C_W, C_L и C_N для трубы и присоединительной детали.

Таблица 11.3.4-1 – **Коэффициенты для расчета трубообразных присоединительных деталей**

Параметр	Конструктивная деталь	Диапазон β	A_0	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

Примечание

[a] β^{n_2} заменить на $e^{-1,2\beta^3}$.

[b] β^{n_2} заменить на $e^{-1,35\beta^3}$.

$C_T = 1,0$ для $\beta \leq 0,55$ (11.3.4-10)

$C_T = C_N$ для $\beta \leq 1,0$ но не менее 1,0 (11.3.4-11)

C_T для $0,55 < \beta < 1,0$ должно определяться путем линейной интерполяции, однако должно быть не менее 1,0.

$B_W = 0,5C_W$, но не менее 1,0 (11.3.4-12)

$B_L = 0,5C_L$, но не менее 1,0 (11.3.4-13)

$B_N = 0,5C_N$, но не менее 1,0 (11.3.4-14)

$B_T = 0,5C_T$, но не менее 1,0 (11.3.4-15)

$K_T = 2,0$ для угловых швов;

$K_T = 1,8$ для полностью или частично проваренных швов.

11.3.4.3 Прямоугольные присоединительные детали

Следует выполнять следующие предшествующие расчеты (L_1 и L_2 показаны на рисунке 11.3.4-1).

$\gamma = R_m / e_{ord}$ (11.3.4-16)

$\beta_1 = L_1 / R_m$ (11.3.4-17)

$\beta_2 = L_2 / R_m$ (11.3.4-18)

$L_a = \min (L_2; e_{ord})$ (11.3.4-19)

$L_b = \min (L_1; e_{ord})$ (11.3.4-20)

$L_c = \min (L_1; L_2)$ (11.3.4-21)

$L_d = \max (L_1; L_2)$ (11.3.4-22)

Значения для η, X_1 и Y_1 следует вычислять для каждого случая (C_T, C_L, C_N) следующим образом, используя приведенные в таблице 11.3.4-2 коэффициенты:

$$\eta = -\left(X_1 \cos\Theta + Y_1 \sin\Theta\right) - \frac{1}{A_0}\left(X_1 \sin\Theta - Y_1 \cos\Theta\right)^2 \quad (11.3.4\text{-}23)$$

$X_1 = X_0 + lg\,\beta_1$ (11.3.4-24)

$Y_1 = Y_0 + lg\,\beta_2$ (11.3.4-25)

Таблица 11.3.4-2 – **Коэффициенты для расчета прямоугольных присоединительных деталей**

Коэффициент	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 C_T, C_L и C_N вычисляются с помощью этих коэффициентов η, X_1 и Y_1 следующим образом:

$$C_T = 3{,}82\ (\gamma)^{1{,}64}\ \beta_1\ \beta_2\ \eta^{1{,}54} \geq 1{,}0 \qquad (11.3.4\text{-}26)$$

$$C_L = 0{,}26(\gamma)^{1{,}74}\ \beta_1^2\ \beta_2\ \eta^{4{,}74} \geq 1{,}0 \qquad (11.3.4\text{-}27)$$

$$C_N = 0{,}38(\gamma)^{1{,}90}\ \beta_1^2\ \beta_2\ \eta^{3{,}40} \geq 1{,}0 \qquad (11.3.4\text{-}28)$$

$$B_T = (2/3)C_T \qquad (11.3.4\text{-}29)$$

$$B_L = (2/3)C_L \qquad (11.3.4\text{-}30)$$

$$B_N = (2/3)C_N \qquad (11.3.4\text{-}31)$$

$$A_T = 4L_1L_2 \qquad (11.3.4\text{-}32)$$

$$Z_{tL} = (4/3)L_1\ (L_2)^2 \qquad (11.3.4\text{-}33)$$

$$Z_{tN} = (4/3)\ (L_1)^2\ L_2 \qquad (11.3.4\text{-}34)$$

– K_{f1} = 2,0 для проваренных швов и угловых швов без последующей обработки на четырех сторонах присоединительной детали;

– K_{f2} = 3,6 для угловых швов или частично проваренных швов на двух или трех сторонах присоединительной детали.

$$M_{TT} = \max\left(\frac{M_T}{L_c L_d e_{ofd}\left[1+(L_c/L_d)\right]}; \frac{M_T}{\left[0{,}8+0{,}05(L_d/L_c)\right]L_c^2 L_d}\right). \qquad (11.3.4\text{-}35)$$

11.3.5 Расчет напряжений для присоединительных деталей, приваренных к трубе с помощью проваренных швов

Напряжения σ_{MT}, σ_{NT} и σ^{**}_{NT} вычисляют следующим образом:

Примечание – C_W, C_T, C_N и C_L имеют разные значения для трубообразных и прямоугольных присоединительных деталей.

a) Трубообразные присоединительные детали

$$\sigma_{MT} = \frac{B_W W}{A_T} \times \frac{B_N M_N}{Z_T} + \frac{B_L M_L}{Z_T} + \frac{Q_1}{A_m} + \frac{Q_2}{A_m} + \frac{B_T M_T}{\bar{J}} \qquad (11.3.5\text{-}1)$$

$$\sigma_{NT} = \frac{C_W W}{A_T} \times \frac{C_N W}{Z_N} + \frac{C_L M_L}{Z_T} + \frac{Q_1}{A_m} + \frac{Q_2}{A_m} + \frac{C_T M_T}{\bar{J}} \qquad (11.3.5\text{-}2)$$

$$\sigma_{PT} = K_T \sigma_{NT} \qquad (11.3.5\text{-}3)$$

$$\sigma^{**}_{NT} = \frac{C_W W^{**}}{A_T} \times \frac{C_N M^{**}_N}{Z_T} + \frac{C_L M^{**}_L}{Z_T} + \frac{Q^{**}_1}{A_m} + \frac{Q^{**}_2}{A_m} + \frac{C_T M^{**}_T}{\bar{J}} \qquad (11.3.5\text{-}4)$$

b) Прямоугольные присоединительные детали

$$\sigma_{MT} = \frac{B_N W}{A_T} \times \frac{B_L M_L}{Z_{tL}} + \frac{B_N M_N}{Z_{tN}} + \frac{Q_1}{2L_1L_2} + \frac{Q_2}{2L_2L_b} + M_{TT} \qquad (11.3.5\text{-}5)$$

$$\sigma_{NT} = \frac{C_T W}{A_T} + \frac{C_L M_L}{Z_{tL}} + \frac{C_N M_N}{Z_{tN}} + \frac{Q_1}{2L_1L_2} + \frac{Q_2}{2L_2L_b} + M_{TT} \qquad (11.3.5\text{-}6)$$

$$\sigma_{PT} = K_T \sigma_{NT} \qquad (11.3.5\text{-}7)$$

$$\sigma^{**}_{NT} = \frac{C_T W^{**}}{A_T} + \frac{C_L M^{**}_L}{Z_{tL}} + \frac{C_N M^{**}_N}{Z_{tN}} + \frac{Q^{**}_1}{2L_1L_2} + \frac{Q^{**}_2}{2L_2L_b} + M^{**}_{TT} \qquad (11.3.5\text{-}8)$$

11.3.6 Расчет напряжений для присоединительных деталей, приваренных к трубе с помощью угловых швов или частично проваренных швов.

Должны быть выполнены следующие условия:

c) Трубообразные присоединительные детали

$$\frac{W^{**}}{A_W}+\frac{M_L^{**}}{Z_{WL}}+\frac{M_N^{**}}{Z_W}+\frac{\sqrt{Q_1^{**2}+Q_2^{**2}}}{A}+\frac{M_T^{**}}{Z_{WT}}\le 2R_{eH}$$ при одной температуре (11.3.6-1)

$$\sqrt{\left(\frac{W^{**}}{A_W}\right)^2+4\left(\frac{Q_1^{**}+Q_2^{**}}{A_W}+\frac{M_T^{**}}{Z_{WT}}\right)^2}\le R_{eH}$$ при одной температуре (11.3.6-2)

d) Прямоугольные присоединительные детали

$$\frac{W^{**}}{A_W}+\frac{M_L^{**}}{Z_{WD}}+\frac{M_N^{**}}{Z_{WL}}+\frac{2\left(Q_1^{**}+Q_2^{**}\right)}{A_W}+\frac{M_T^{**}}{Z_{WT}}\le 2R_{eH}$$ при одной температуре (11.3.6-3)

$$\sqrt{\left(\frac{W^{**}}{A_W}\right)^2+4\left(\frac{Q_1^{**}+Q_2^{**}}{A_W}+\frac{M_T^{**}}{Z_{WT}}\right)^2}\le R_{eH}$$ при одной температуре. (11.3.6-4)

11.3.7 Расчет напряжений для основной трубы

Должны быть выполнены следующие измененные уравнения из раздела 12.

e) При постоянно действующих нагрузках

$$\sigma_{SL}=\frac{pD_o}{4e_{ord}}+\frac{0{,}75i\cdot M_A}{Z}+\sigma_{MT}\le 1{,}5f$$ и $0{,}75i\ge 1{,}0$ (11.3.7-1)

f) При постоянно действующих и временных нагрузках

$$\sigma_{SL}=\frac{pD_o}{4e_{ord}}+\frac{0{,}75i\cdot(M_A+M_B)}{Z}+\sigma_{MT}\le 1{,}8f$$ и $0{,}75i\ge 1{,}0$ (11.3.7-2)

g) При экстремальных нагрузках

$$\sigma_{SL}=\frac{pD_0}{4e_{ord}}+\frac{0{,}75i\cdot(M_A+M_B)}{Z}+\sigma_{MT}\le 2{,}7f$$ и $0{,}75i\ge 1{,}0$ (11.3.7-3)

h) При нагрузках вследствие ограниченного теплового расширения

$$\sigma_E=\frac{IM_C}{Z}+\frac{\sigma_{PT}}{2}\le f_A$$ (11.3.7-4)

l) При комбинации нагрузок из собственной массы, постоянно действующих нагрузок и нагрузок вследствие ограниченного теплового расширения

$$\sigma_{TE}=\frac{pD_o}{4e_{ord}}+0{,}75i\frac{M_A}{Z}+i\frac{M_C}{Z}+\sigma_{MT}+\frac{\sigma_{PT}}{2}\le f+f_A$$ и $0{,}75i\ge 1{,}0$ (11.3.7-5)

Дополнительно к вышеназванным измененным равенствам должны быть также выполнены следующие условия:

$$\sigma_{NT}^{**}\le 2{,}0R_{eH}$$ при одной температуре (11.3.7-6)

j) При трубообразном поперечном сечении

$$\frac{Q_1^{**}}{2L_1L_a}+\frac{Q_2^{**}}{2L_2L_b}+\frac{M_T^{**}}{J}\le R_{eH}$$ при одной температуре (11.3.7-7)

к) При прямоугольном поперечном сечении

$$\frac{Q_1^{**}+Q_2^{**}}{A_W}+M_{TT}^{**}\le R_{eH}$$ при одной температуре. (11.3.7-8)

11.4 Альтернативные методы расчета

Если методы расчета в 11.3 не приводят к удовлетворительным результатам или если приведенные в 11.3 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

$$f_a = U(1{,}25f_c + 0{,}25f_h)\frac{E_h}{E_c}, \qquad (12.1.3\text{-}1)$$

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:

$$f_h = \min(f_c; f; f_{CR}), \qquad (12.1.3\text{-}3)$$

причем f 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:

$$N = N_E + \sum_{i=1}^{n} \left(r_i^5 \times N_i \right), \qquad (12.1.3\text{-}5)$$

где N_E – число циклов по всему диапазону колебаний температуры Δt_E, для которого напряжение, вызванное тепловым расширением σ_3, рассчитано с помощью $(\Delta t_i / \Delta t_E)$;

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
$N \leq 7\,000$	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
$N > 100\,000$	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:

l) выход их строя трубопровода или опор и подвесок вследствие перегрузки или усталости;

m) негерметичность в каком-либо месте трубопровода;

n) 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

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_l 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.

12 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:

$$\frac{D_0 Y}{(L-l)^2} \le 208{,}3\,, \qquad (12.2.10\text{-}1)$$

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, 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.

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_1 и результирующего момента M_A по причине массы и других постоянно действующих механических нагрузок должна выполнять следующее неравенство:

$$\sigma_1 = \frac{p_c d_o}{4e_n} + \frac{0{,}75iM_A}{Z} \leq kf_h, \qquad (12.3.2\text{-}1)$$

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.

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:

$$\sigma_2 = \frac{p_c d_o}{4e_n} + \frac{0{,}75iM_A}{Z} + \frac{0{,}75iM_B}{Z} \leq kf_h, \qquad (12.3.3\text{-}1)$$

где M_B – результирующий момент, вызванный временно действующими или чрезвычайными нагрузками, определяемый из самых неблагоприятных сочетаний следующих нагрузок:

– ветровые нагрузки ($T \leq T_B/10$);

– снеговые нагрузки;

– динамические нагрузки вследствие процессов переключений ($T \leq T_B/100$);

– сейсмические нагрузки ($T \leq T_B/100$);

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 $T \leq T_B/100$ не действуют одновременно.

$k = 1$, 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.

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:

$$\sigma = \frac{iM_c}{Z} \leq f_a \qquad (12.3.4\text{-}1)$$

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:

$$\sigma_4 = \frac{p_c d_o}{4e_n} + \frac{0{,}75iM_A}{Z} + \frac{iM_C}{Z} \leq f_h + f_a \quad . \qquad (12.3.4\text{-}2)$$

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.

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 должны выполняться следующее неравенство:

$$\sigma_5 = \frac{p_c d_o}{4e_n} + \frac{0{,}75iM_A}{Z} + \frac{iM_C}{Z} \leq f_{CR}\,. \qquad (12.3.5\text{-}1)$$

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:

$$\sigma_6 = \frac{iM_D}{Z} \leq \min\,(3\,f;\, 2R_{p0,2t}), \qquad (12.3.6\text{-}1)$$

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 и M_D в неравенствах в 12.3.2 – 12.3.6 следует соблюдать следующие основные правила.

Для одновременно действующих моментов Mi (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

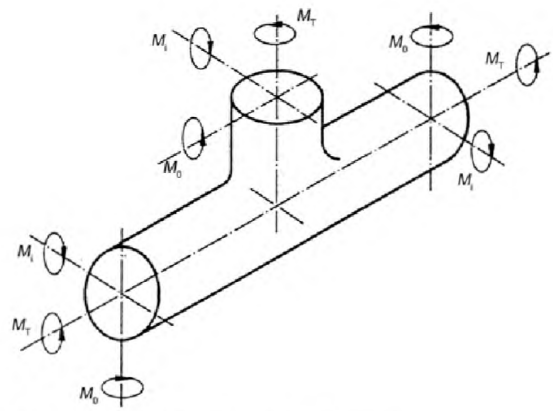
$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2} \ . \qquad (12.3.7\text{-}2)$$

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:

$$\vec{M} = \overrightarrow{M_{Te}} - \overrightarrow{M_{Ta}} = \begin{pmatrix} M'_x \\ M'_y \\ M'_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} M_{x,Te} - M_{x,Ta} \\ M_{y,Te} - M_{y,Ta} \\ M_{z,Te} - M_{z,Te} \end{pmatrix} , \qquad (12.3.7\text{-}3)$$

где $M' = \sqrt{M'^2_x + M'^2_y + M'^2_z}$. (12.3.7-4)

Примеры для возникающих в тройниках и изгибах труб моментов представлены на рисунках 12.3.7-1 и 12.3.7-2.



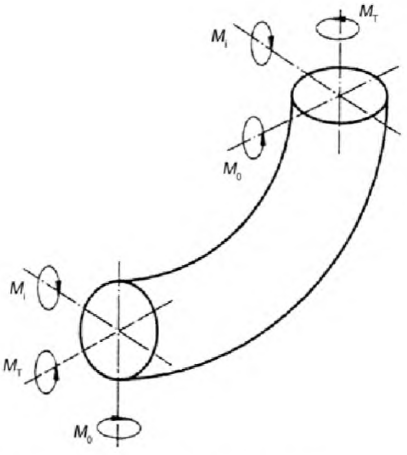
M_o – изгибающий момент за пределами плоскости рассмотрения;

M_I – изгибающий момент в плоскости рассмотрения;

M_T – крутящий момент;

M_R – результирующий момент, $M_R = \sqrt{M_o^2 + M_i^2 + M_T^2}$

Рисунок 12.3.7-1 – Моменты в тройнике



M_o – изгибающий момент за пределами плоскости рассмотрения;
M_i – изгибающий момент в плоскости рассмотрения;
M_T – крутящий момент;
M_R – результирующий момент, $M_R = \sqrt{M_o^2 + M_i^2 + M_T^2}$

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 ЕН 13445-3.

Примечание 2 – В настоящем разделе не рассматривается анализ усталости компенсаторов.

13 **Опоры**

13.1 **Общие требования**

13.1.1 Введение

Раздел 13 содержит требования к восприниманию и управлению перемещениями трубопровода, на которые распространяются требования по ЕН 13480 (части 1 – 5).

Примечание – См. приложение I.

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
I и 0	S1

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** (Verankerung): 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** (Axialer Stopp oder Querführungslager): Устройство для ограничения осевого смещения трубопровода, которое определяется направлением действия.

13.1.3.3 **направляющая опора** (Führungslager): Устройство, которое допускает перемещения трубопровода в определенном направлении, но предотвращает в других направлениях.

13.1.3.4 **гаситель ударов** (Stossbremse): 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, в следствии теплового расширения) в этих направлениях.

13.1.3.5 **виброгаситель** (Schwingsbremse): Устройство, которое оказывает гасящее действие на вибрирующие трубопроводы по причине их предварительной растяжки.

13.1.3.6 **пружинящая опора** (federnde Abstützung): Пружинящее опорное устройство, исполненное в виде надстройки или пружинной подвески, которое воспринимает вертикально действующие нагрузки, однако допускает перемещения в вертикальном направлении.

Примечание – Амортизационная способность опор с переменным пружинным действием аналогична способности перемещения/нагружения упругих элементов. Амортизационная способность опор с постоянным пружинным действием аналогична способности перемещения/нагружения специальных приспособлений (например, рычажный механизм).

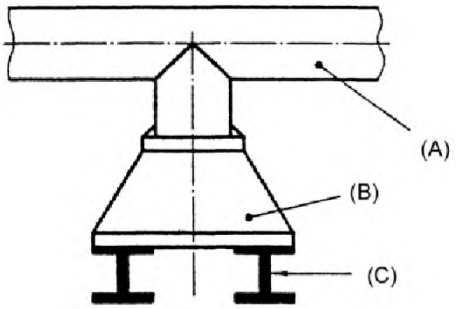
13.1.3.7 **жесткая опора** (starre Abstützung): Устройство, которое воспринимает вертикально действующие нагрузки, однако препятствует перемещениям вертикально вниз.

13.1.3.8 **шарнирная опора** (Gelenkstrebe): Приспособление, которое удерживает трубопровод в одной плоскости; применяется обычно в случае динамической нагрузки.

13.1.3.9 **скользящая опора** (Gleitlager): Приспособление, которое воспринимает вертикальные компоненты нагрузки, хотя и не препятствует существенным перемещениям в горизонтальной плоскости.

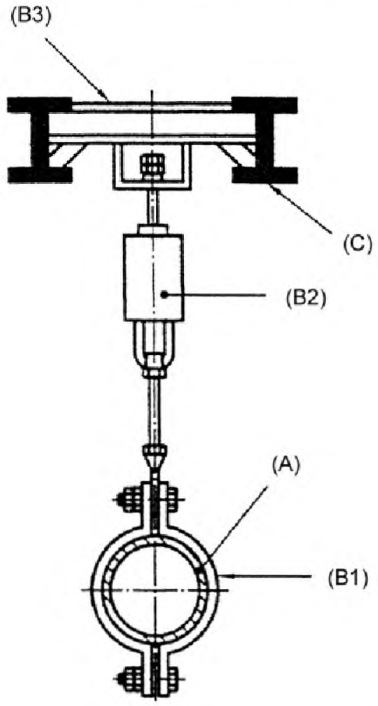
13.1.4 Разграничение

Следует различать опору и несущую конструкцию, как представлено на рисунках 13.1.4-1 – 13.1.4-3.



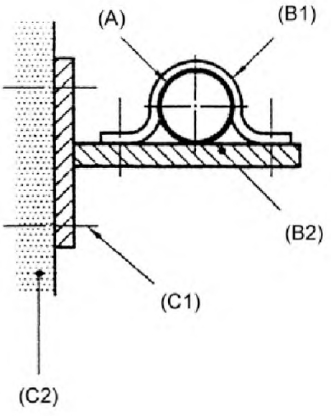
(A) – труба;
(B) – несущий элемент трубы;
(C) – несущая конструкция

Рисунок 13.1.4-1 **– Соединение трубопровода со стальной несущей конструкцией**



(A) – труба;
(B1) – скоба для крепления подвески трубы;
(B2) – несущий элемент трубы;
(B3) – промежуточный элемент несущей конструкции, собираемый изготовителем подвески;
(C) – несущая конструкция

Рисунок 13.1.4-2 **– Соединение пружинной подвески с промежуточным элементом несущей конструкции**



(A) – труба;
(B1) – скоба (*хомут*) для крепления подвески трубы;
(B2) – несущий элемент трубы;
(C1) – болты как детали несущей конструкции
(C2) – бетонная несущая 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 ЕН 13480-4. Присоединительная часть опоры В 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 Если присоединительная деталь В выкована или отлита в одном изделии с трубой (рисунок 13.1.5-2), то каждый сварной шов в пределах расстояния *l* от поверхности трубы должны соответствовать требованиям ЕН 13480-4, если только может подтверждаться, что сварной шов и зона термического влияния не оказывают воздействия на механические свойства стенок трубы.

Примечание – Если сварной шов расположен дальше от поверхности трубы, чем приведено выше, то он может быть исполнен альтернативно также по настоящему стандарту

$$l = \sqrt{2 d_m e} \qquad (13.1.5.2\text{-}1)$$

13.1.5.3 Если присоединительная деталь опоры С соединена с трубой А через промежуточный элемент или промежуточную пластину С1 (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.

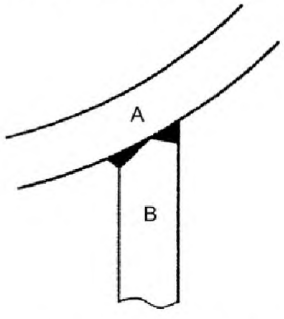


Рисунок 13.1.5-1– **Сварная опора**

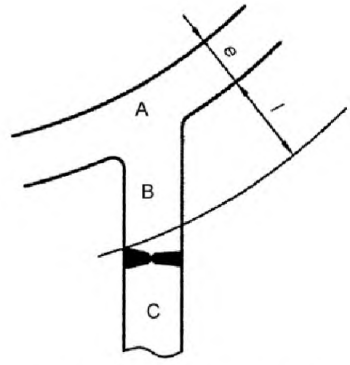


Рисунок 13.1.5-2– **Кованая или литая опора**

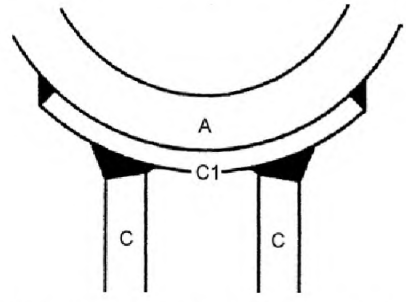


Рисунок 13.1.5-3 – **Опора с промежуточной пластиной**

13.2 Требования к материалу

Используемые при изготовлении опор материалы должны быть допустимы для условий эксплуатации и условий окружающей среды трубопровода. Материалы опор с непосредственным контактом с поверхностью труб должны быть совместимы с материалом труб и не должны ухудшать его требуемых металлургических свойств.

Материалы должны соответствовать требованиям ЕН 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).

В анализе упругости трубопровода должны учитываться массы трубопровода, транспортируемого вещества и изоляции, а также все другие, приведенные в анализе упругости важные факторы. Должны учитываться последствия перемещений трубопровода, деформация консольных механизмов, подвесок труб и трение, принимая в расчет нагрузки.

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 опоры t
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 °С
Болты, винты, гайки и шпильки	t_f – 30 °С
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 13.3.2.2 – Расчетные температуры для конструктивных деталей вне изоляции

Вид конструктивной детали	Температура транспортируемого вещества в трубопроводе t_m	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.		

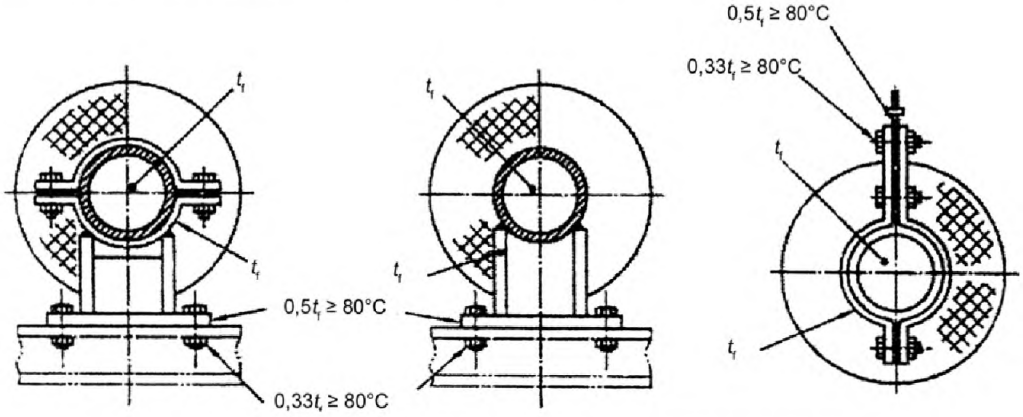


Рисунок 13.3.2-1 – Расчетные температуры для опор в пределах и вне изоляции

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 теплозаграждение.

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 избегается неравномерное распределение 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 Промежуточные элементы несущих конструкций для опоры трубопровода следует рассчитывать по ENV 1993.

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 Вибрации

Вибрации могут вызываться перемещением транспортируемого вещества в трубопроводе или внешними переменными нагрузками.

Если возможно возникновение вибраций, то конструктор опор должен определить объем проблемы и рассмотреть следующие меры для устранения или уменьшения последствий вибраций:

– минимизация количества пружинящих опор;
– преимущественное использование скользящих опор вместо подвесок;
– использование направляющих для труб в особенности в местах изменения направления;
– установка дополнительных опор в области концентраций нагрузок;
– использование сборных анкеров;
– установка дополнительных опор вблизи вращающихся/вибрирующих устройств;
– конфигурация разводки труб с другой собственной частотой;
– установка гасителей ударов в местах, в которых возникает тепловое расширение.

13.3.6 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.

13.3.7 Определение параметров конструктивных деталей

13.3.7.1 Общие положения

Определение размеров конструктивных деталей опор путем расчета единичного случая или образца основывается на обычной практике расчетов, как оно представлено, например в ENV 1993 (дополнительные указания см. в приложении M и L).

13.3.7.2 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

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_a + \sigma_b)^2 + 4\sigma_s^2}\,, \qquad (13.3.7\text{-}1)$$

где σ_a – рассчитанное осевое (мембранное) напряжение;
σ_b – рассчитанное напряжение изгиба;
σ_s – рассчитанное напряжение сдвига.

$f = \min\left(\frac{R_{p0,2t}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4}\right)$ для подвергаемых особому контролю материалов или

$f = \min\left(\frac{R_{p0,2t}}{1,9}; \frac{R_m}{3}\right)$ для прочих материалов, свойства которых определяются испытанием на растяжения образцов материалов или

$f = \frac{f_{CR}}{1,25}$ для конструктивных деталей с расчетной температурой в области усталостного напряжения.

Примечание 1 – Для указаний по временно возникающим условиям эксплуатации (см. 4.2.5.2).
Примечание 2 – Для указаний области усталостной прочности для других сроков эксплуатации, более чем 200 000 ч (см. 5.3.2).

13.3.7.3 Линейные опоры

Линейные опоры могут рассчитываться по теории балок, и допустимые для них напряжения должны соответствовать таблице 13.3.7-1.

Таблица 13.3.7-1 – **Допустимые напряжения в линейных опорах**

Напряжения, Н/мм^2	При номинальных условиях эксплуатации, Н/мм^2	При временно возникающих условиях эксплуатации, Н/мм^2
σ_a	$\leq 1,0f$	$\leq 1,33f$
σ_b	$\leq 1,0f$	$\leq 1,33f$
σ_s	$\leq 0,5f$	$\leq 0,66f$
σ_e	$\leq 1,0f$	$\leq 1,33f$

13.3.7.4 Пластинчатые и оболочные опоры

Пластинчатые и оболочные опоры изготовляются из плоских заготовок и пластин и не могут рассчитываться по теории балок. Допустимые для них напряжения должны соответствовать таблице 13.3.7-2.

Таблица 13.3.7-2 – **Допустимое напряжение в пластинчатых и оболочных опорах**

Напряжения, Н/мм^2	При номинальных условиях эксплуатации, Н/мм^2	При временно возникающих условиях эксплуатации, Н/мм^2
σ_a	$\leq 1,0f$	$\leq 1,2f$
σ_b	$\leq 1,5f$	$\leq 1,8f$
σ_s	$\leq 0,5f$	$\leq 0,66f$
σ_e	$\leq 1,5f$	$\leq 1,8f$

13.4 **Соединения**

13.4.1 Сварные соединения

Присадочный материал по своему составу должен быть совместим с основным материалом, и его предел текучести не должен находиться ниже самого низкого значения свариваемых конструктивных деталей.

У стыковых швов, соответствующему классу опор, которые подвергаются неразрушающему контролю, допустимое напряжение в сварном шве должно быть равно допустимому напряжению основного материала.

У угловых швов при осевых и изгибающих напряжениях допустимое напряжение сварного шва не должно превышать 0,7 допустимого напряжения основного материала, а при напряжениях сдвига допустимое напряжение для присадочного материала не должно превышать допустимое напряжение основного 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 на более, чем 5 % от заданной нагрузки было не возможно. Более подробные указания содержатся в приложении I.

13.5.1.2 Неподвижные подвески/опоры

Неподвижные подвески/опоры должны выдерживать поперечные нагрузки до 30 % номинальной 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 %. Эта 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 коррозионно-стойкая 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:

$$\text{Колебание нагрузок} = \frac{\text{расчетная нагрузка} - \text{предварительное натяжение}}{\text{расчетная нагрузка}} \times 100\,\%$$

или

$$\text{Колебание нагрузок} = \frac{\text{тепловое расширение} - \text{коэффициент жесткости пружины}}{\text{расчетная нагрузка}} \times 100\,\%$$

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

Используемые для пружинных опор пружины должны быть изготовлены таким образом, чтобы фактическая жесткость (коэффициент жесткости) пружины не отличалась от приведенной в документации изготовителя номинальной жесткости более чем на ± 5 % для классов опор 1 и 2 и более чем на ± 10 % – для класса опор 3.

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 25 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°;

– 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;

– тормоз 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 °;

– 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	3 мм/с – 5 мм/с
Скорость холостого хода после срабатывания гасителей толчков и ударов (если имеет место)	0,2 мм/с – 2 мм/с
Диапазон рабочих частот	0,5 Гц – 50 Гц
Срабатывание распределительного клапана (если имеет место)	2 % номинальной нагрузки
Активная максимальная нагрузка	2 % 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 рассчетного 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
(справочное)

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:

a) упрощенный статистический метод замены;

b) квазистатистический метод замены;

c) модульный анализ спектра реакции;

d) 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 являются 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, которая должна быть предъявлена изготовителю трубопровода, зависят от соответствующего метода расчета.

А.2.1.2 Упрощенный статистический 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 статистического 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 статистическое ускорение α_{cqi} для направления *i* рассчитывается, как указано ниже:

$$\alpha_{cqi} = k_i \times \alpha_i , \qquad \text{(A.2.1-1)}$$

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 Квазистатистический 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 статистическое ускорение α_{qei} в направлении *i* рассчитывается так, как указано ниже:

$$\alpha_{qei} = \bar{k}_i \times \alpha_{fi} , \qquad \text{(A.2.1-2)}$$

где α_{fi} – самое большое ускорение в спектре колебаний на почве или на более высоком уровне при частотах выше или равных первой частоте собственных колебаний трубопровода;

$\bar{k}_i$ – коэффициент для учета влияний многих частот собственных колебаний на формирование трубопровода.

Коэффициент $\bar{k}_i$ 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** $\bar{k}_i$

Модель	$\bar{k}_i$
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 $\bar{k}_i$ = 1,0.

Для вычисления реакций опор может применяться значение $\bar{k}_i$ = 1,0 независимо от того, какая из приводимых в таблице А.2.1-1 моделей рассматривается.

А.2.1.4 Модульный анализ спектров реакций

При модульном 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.:

$$R_i = \pm\sqrt{\sum_{m=1}^{n} R_{mi}^{\,2}}\,, \qquad \text{(A.2.1-3)}$$

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.

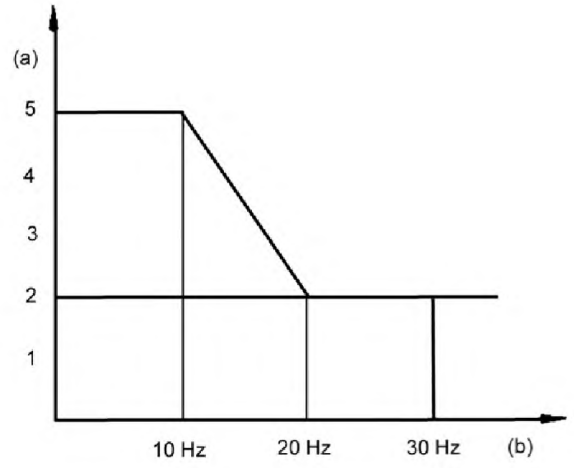
Для проведения динамических расчетов разрабатывают различные программы, и конструктор должен установить, что выбранная модель и метод анализа подходят.

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.



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 значительно 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 статистический 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.

a) 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:

$$dP = v_s v \rho,$$

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:

$$v_s = \sqrt{\frac{k}{\rho}}, \qquad \text{(А.2.2-3)}$$

где k = модуль сжимаемости жидкости.

Для трубопроводов с высокой гибкостью уравнение может варьироваться, как указано ниже

$$v_s = \sqrt{\frac{1}{\rho\left(\frac{1}{k} + \frac{D_o}{eE}\right)}} \qquad \text{(А.2.2-4)}$$

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 демпфирования, – 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

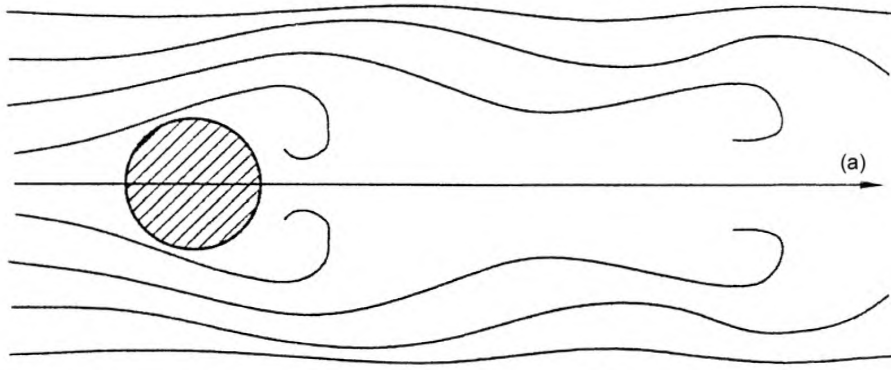
Изменения непрерывности потока жидкости в трубопроводе могут вызвать колебания в жидкости. Эти колебания жидкости могут передаваться на трубопровод и при определенных условиях могут образовываться колебания большой амплитуды.

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 подготовленым 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:

$$f_F = S\frac{v}{D},$$

где v –скорость протекания потока жидкости;

D – диаметр цилиндра;

S – число Страухала PD 5500:2000;

S = 0,2 может применяться для жидкости число Рейнольдса от 10^3 до 2×10^5.

Величину силы F можно рассчитать так, как указано в формуле:

$$F = CJ\frac{1}{2}v^2 DL\sin(2\pi f_F T), \qquad \text{(А.2.3-2)}$$

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 должен быть спроектирован 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 статистический анализ

Постоянно воздействующая сила реакции F_r при 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 A – площадь поперечного сечения выпускного отверстия;

p_a – атмосферное давление;

p_e – расчетное давление в месте выпуска;

v_e – расчетная скорость на выпуске;

R – пропускная способность выпускаемой массы жидкости.

Начальное динамическое усилие F_{dr} должно рассчитываться так, как указывается в формуле:

$$F_{dr} = F_r DLF \qquad \text{(А.2.4-2)}$$

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*:

$$T = \frac{2\pi}{\sqrt{3}}\sqrt{\frac{Wh^3}{EI}}, \qquad \text{(A.2.4-3)}$$

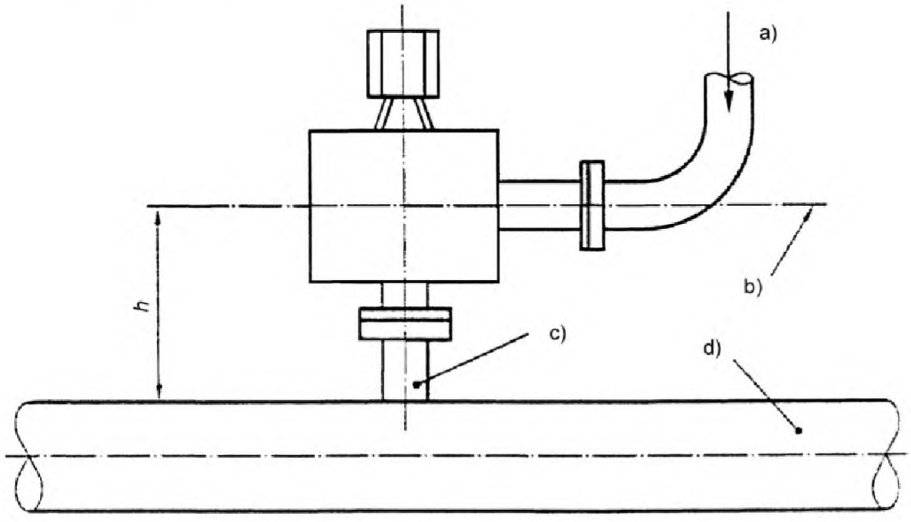
где *h* – расстояние между поверхностью главной трубы и средней линией выпускной трубы клапана (см. рисунок А.2.4-1), мм;

I – поверхностный момент второго порядка площади поперечного сечения входной трубы клапана;

W – масса предохранительного клапана, фланца и т. д.

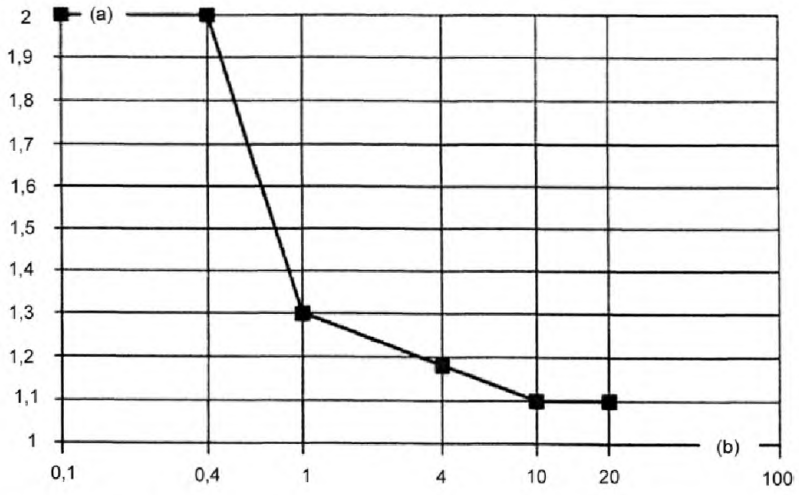
Из соотношения времени работы предохранительного клапана (от полностью закрытого до полностью открытого) и рассчитанного периода предохранительного клапана должен быть определен динамический нагрузочный коэффициент в соответствии с рисунком А.2.4-2.

Другие значения для динамического нагрузочного коэффициента могут применяться, если они обоснованны экспериментальными данными.



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



(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
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	Н/мм^2
$f_{m\ int}$	Среднее напряжение на внутренней стороне закругления	Н/мм^2
r	Радиус изгиба трубы, как это установлено в таблице В.2-1	мм

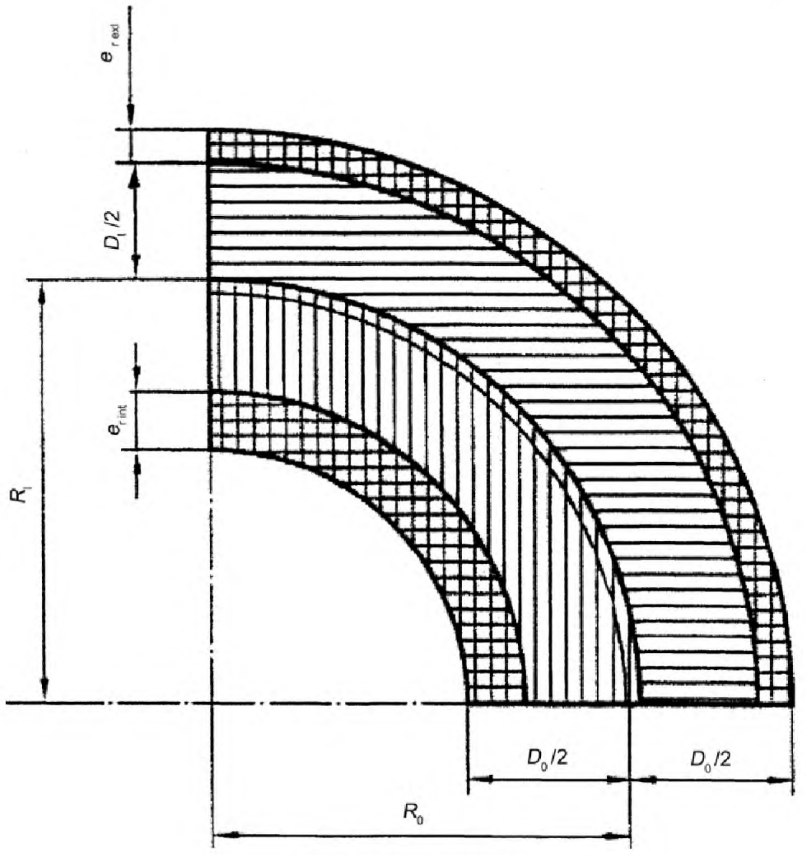


Рисунок В.2-1 – Размеры изгибов труб

В.3 Требуемая толщина стенки

Требуемая минимальная толщина стенки, включая припуски и допуски, должна рассчитываться, как указано в формуле:

– для внутренней стороны закругления

$$e_{r\,int} = e_{int} + c_0 + c_1 + c_2 \qquad \text{(В.3-1)}$$

– для наружной стороны закругления

$$e_{r\,ext} = e_{ext} + c_0 + c_1 + c_2 . \qquad \text{(В.3-2)}$$

Расчетная толщина стенки для расчета напряжений на обработанных изгибах труб с заданной толщиной стенки $e_{ord\,int}$ или $e_{ord\,ext}$ следует рассчитывать в соответствии с указанными ниже формулами:

– для внутренней стенки закругления

$$e_{a\,int} = e_{ord\,int} - c_0 - c_1 - c_2 \qquad \text{(В.3-3)}$$

– для наружной стенки закругления

$$e_{a\,ext} = e_{ord\,ext} - c_0 - c_1 - c_2 . \qquad \text{(В.3-4)}$$

Примечание – Скосы кромок на концах изгибов труб или отводов при данном расчете можно не учитывать.

В.4 **Расчет**

В.4.1 **Расчет толщины стенки**

В.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:

$$e_{int} = eB_{int} \,. \qquad \text{(В.4.1-1)}$$

При этом B_{int} следует рассчитывать по одной из приведенных формул:

– для изгибов и отводов труб с установленным внутренним диаметром:

$$B_{int} = \frac{r}{e} - \frac{D_I}{2e} - \sqrt{\left(\frac{r}{e} - \frac{D_i}{2e}\right)^2 - 2\frac{r}{e} + \frac{D_I}{2e}} \qquad \text{(В.4.1-2)}$$

Примечание – Коэффициент B_{int} в качестве функции от r/D_i в соответствии с рисунком В.4.1-1.

– для изгибов и отводов труб с установленным наружным диаметром

$$B_{int} = \frac{D_o}{2e} + \frac{r}{e} - \left(\frac{D_o}{2e} + \frac{r}{e} - 1\right)\sqrt{\frac{\left(\frac{r}{e}\right)^2 - \left(\frac{D_o}{2e}\right)^2}{\left(\frac{r}{e}\right)^2 - \frac{D_o}{2e}\left(\frac{D_o}{2e} - 1\right)}} \qquad \text{(В.4.1-3)}$$

Примечание – Коэффициент B_{int} в качестве функции от r/D_0 в соответствии с рисунком В.4.1-2.

Соотношение r/e следует вычислять по формуле

$$\frac{r}{e} = \sqrt{\frac{1}{2}\left\{\left(\frac{D_o}{2e}\right)^2 + \left(\frac{R}{e}\right)^2\right\} + \sqrt{\frac{1}{4}\left(\left(\frac{D_o}{2e}\right)^2 + \left(\frac{R}{e}\right)^2\right)^2 - \frac{D_o}{2e}\left(\frac{D_o}{2e} - 1\right)\left(\frac{R}{e}\right)^2}} \,. \qquad \text{(В.4.1-4)}$$

Результаты вычислений по формулам (В.4.1-2) и (В.4.1-3) идентичны только тогда, когда выполняются следующие условия:

$$D_o = D_I + e_{Int} + e_{ext} \qquad \text{(В.4.1-5)}$$

и

$$R = r - \frac{e_{int} - e_{ext}}{2} \,. \qquad \text{(В.4.1-6)}$$

В.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:

$$e_{ext} = eB_{ext} \qquad \text{(В.4.1-7)}$$

– для изгибов и отводов труб с установленным внутренним диаметром

$$B_{ext} = \sqrt{\left(\frac{r}{e} - \frac{D_i}{2e}\right)^2 + 2\frac{r}{e} + \frac{D_i}{2e}} - \frac{D_i}{2e} - \frac{r}{e} \qquad \text{(В.4.1-8)}$$

Примечание – Коэффициент B_{ext} в качестве функции от r/D_i в соответствии с рисунком В.4.1-1.

– для изгибов и отводов труб с установленным наружным диаметром:

$$B_{ext} = \frac{D_o}{2e} - \frac{r}{e} - \left(\frac{D_o}{2e} + \frac{r}{e} - 1\right)\sqrt{\frac{\left(\frac{r}{e}\right)^2 - \left(\frac{D_o}{2e}\right)^2}{\left(\frac{r}{e}\right)^2 - \frac{D_o}{2e}\left(\frac{D_o}{2e} - 1\right)}} \qquad \text{(В.4.1-9)}$$

Примечание – Коэффициент B_{ext} в качестве функции от r/D_0 в соответствии с рисунком В.4.1-2.

Соотношение *r/e* следует рассчитывать с использованием формулы (В.4.1-4):

Результаты вычислений по формулам (В.4.1-8) и (В.4.1-9) идентичны только тогда, когда выполняются условия (В.4.1-5) и (В.4.1-6).

В.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

$$e_{int} = e_{ext} = eB \qquad \text{(В.4.1-10)}$$

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 (В.4.1-2)

Примечание – Коэффициент B в качестве функции от R/D_i в соответствии с рисунком В.4.1-1.

– для изгибов и отводов труб с установленным наружным диаметром считается имеющим силу:

$$B = \frac{D_o}{2e} - \frac{R}{e} + \sqrt{\left(\frac{D_o}{2e} - \frac{R}{e}\right)^2 + 2\frac{R}{e} - \frac{D_o}{2e}} \qquad \text{(В.4.1-11)}$$

Примечание – Коэффициент B в качестве функции от R/D_0 в соответствии с рисунком В.4.1-3.

Результаты уравнения (В.4.1-2) в учетом уравнений (В.4.1-10) и (В.4.1-11) идентичны только тогда, когда выполняются следующие условия:

$$D_o = D_i + 2e_{int} \qquad \text{(В.4.1-12)}$$

и

$$R = r \qquad \text{(В.4.1-13)}$$

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:

$$f_{m\,int} = \left(\frac{p_c D_i}{2ve_{a\,int}} \frac{2r - 0{,}5D_i}{2r - D_i - e_{a\,int}}\right) + \frac{p_c}{2} \le f\,. \qquad \text{(В.4.2-1)}$$

– для изгибов и отводов труб с установленным наружным диаметром:

$$f_{m\,int} = \left\{\frac{p_c\left(D_o - e_{a\,int} - e_{a\,ext}\right)}{2ve_{a\,int}} \frac{2R - 0{,}5D_o + 1{,}5e_{a\,int} - 0{,}5e_{a\,ext}}{2R - D_o + e_{a\,int}}\right\} + \frac{p_c}{2} \le f\,. \qquad \text{(В.4.2-2)}$$

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:

$$f_{m\,ext} = \left(\frac{p_c D_i}{2ve_{a\,ext}} \frac{2r + 0{,}5D_i}{2r + D_i + e_{a\,ext}}\right) + \frac{p_c}{2} \le f\,; \qquad \text{(В.4.2-3)}$$

– для изгибов и отводов труб с установленным наружным диаметром:

$$f_{m\,ext} = \left\{\frac{p_c\left(D_o - e_{a\,int} - e_{a\,ext}\right)}{2ve_{a\,ext}} \frac{2R - 0{,}5D_o + 1{,}5e_{a\,int} - 0{,}5e_{a\,ext}}{2R + D_o + e_{a\,ext}}\right\} + \frac{p_c}{2} \le f\,. \qquad \text{(В.4.2-4)}$$

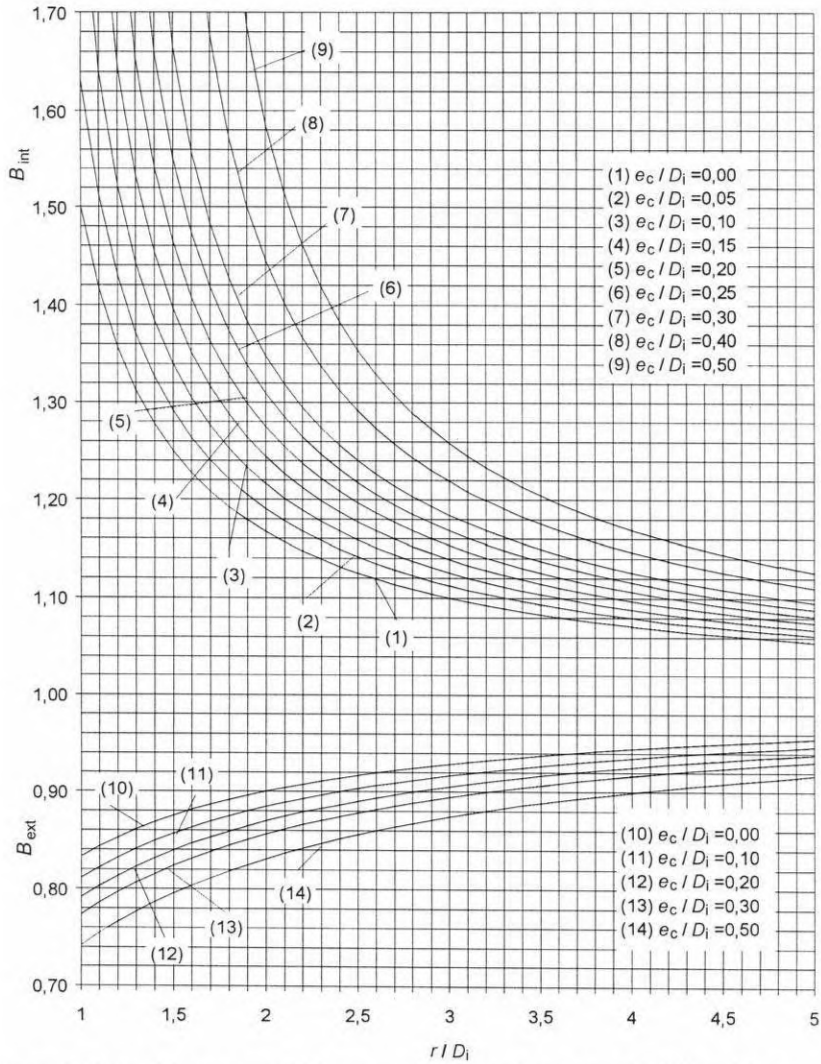


Рисунок В.4.1.1-1 – Расчетные коэффициенты B_{int} и B_{ext} по формулам (В.4.1-2) для B_{int} и (В.4.1-8) для B_{ext} для изгибов и отводов труб с установленным внутренним диаметром

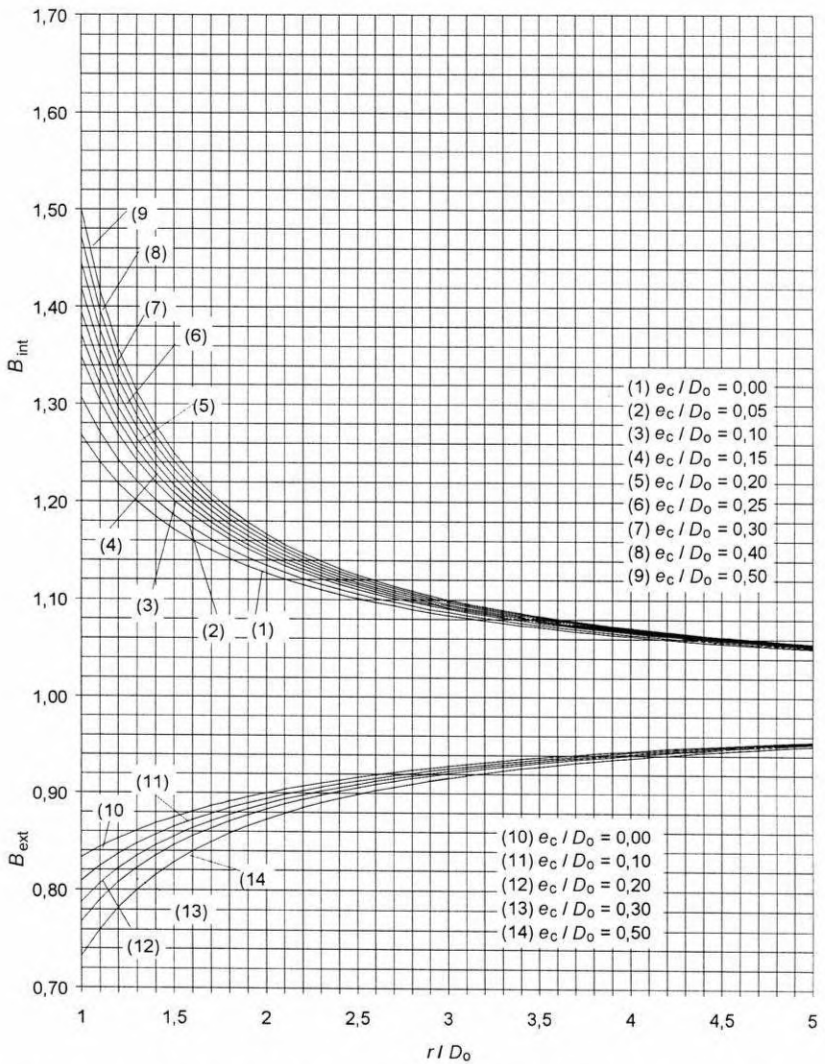


Рисунок В.4.1.1-2 – Расчетные коэффициенты B_{int} и B_{ext} по формулам (В.4.1 – 3) для B_{int} и (В.4.1–9) для B_{ext} для изгибов и отводов труб с установленным наружным диаметром

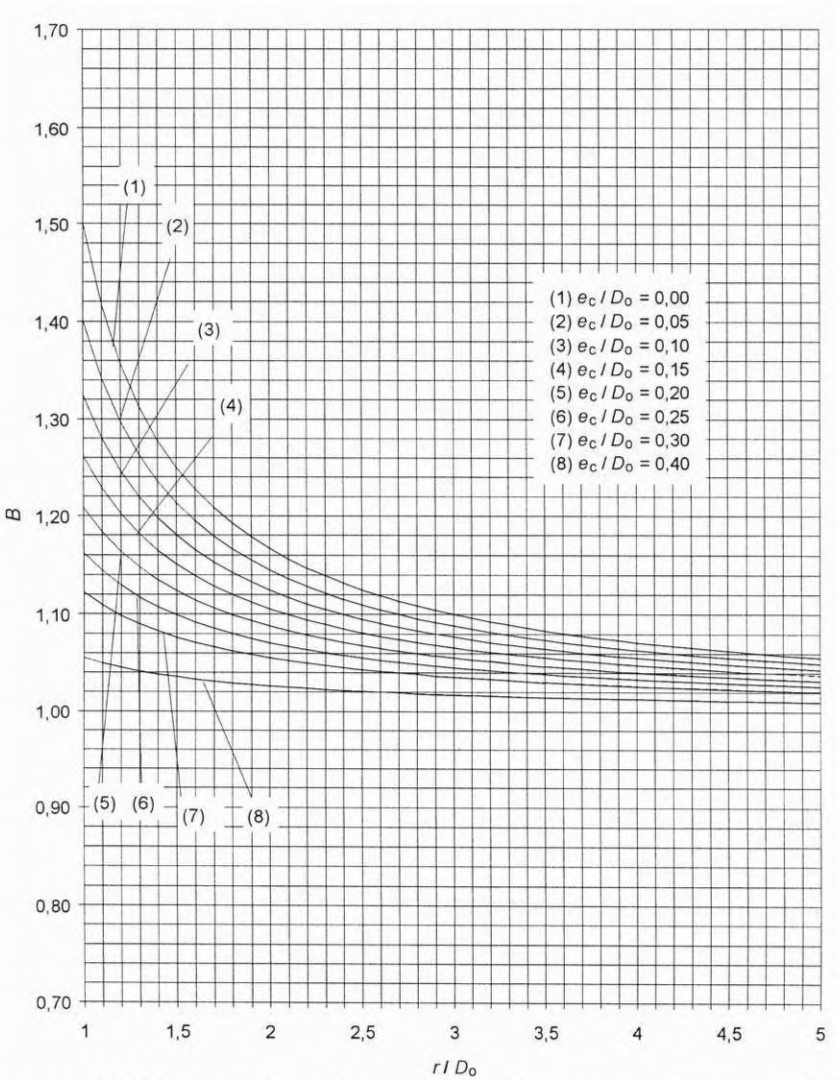


Рисунок В.4.1-3 – Расчетный коэффициент B **для изгибов и отводов труб с одинаковой толщиной стенок (e_{int} = e_{ext}) и установленным наружным диаметром**

Приложение С
(справочное)

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 в 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 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, как правило, 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

$$L_G = \frac{\pi}{\beta}\sqrt{\frac{EJ}{F_i S}}, \qquad \text{(С.2.2-1)}$$

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.

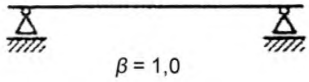


Рисунок С.2.2-1

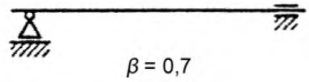


Рисунок С.2.2-2

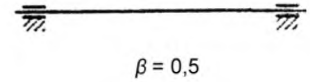


Рисунок С.2.2-3

E – модуль эластичности;

J – момент инерции поперечного сечения трубопровода, следует рассчитывать, как указано в формуле:

$$J = \frac{\pi}{8} \cdot D_{mp}{}^3 \cdot e \qquad \text{(С.2.2-2)}$$

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:

$$F_p = p\ a \qquad \text{(С.2.2-4)}$$

(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:

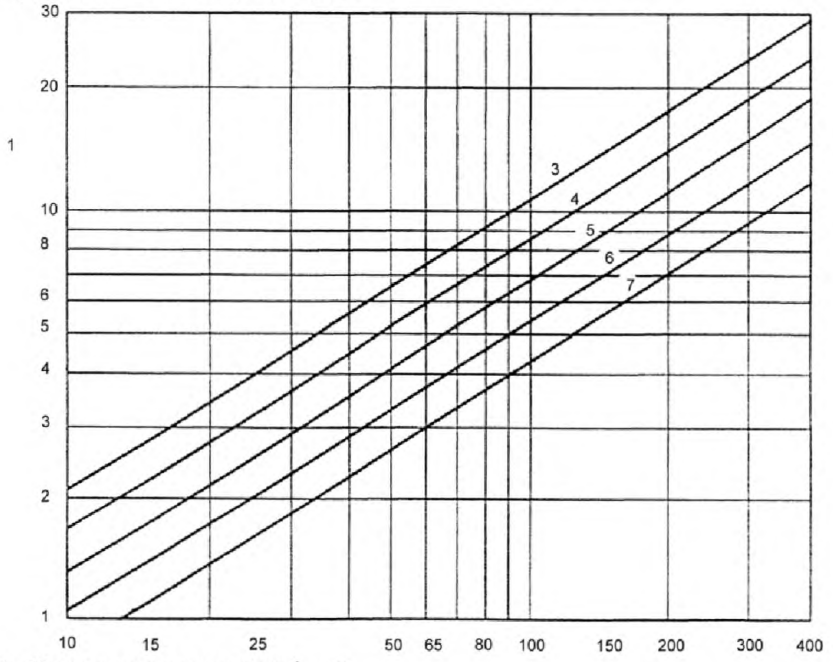
$$F_F = \pm \sum \mu F_N . \qquad \text{(С.2.2-6)}$$

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 Н/мм^2);
– наружный диаметр D_e и нормированная толщина стенки e_n (соответствуют ЕН 10217, сварные трубы);
– учитывается, что $PN = p_c$, $p_{test} = 1{,}43\ p_c$;
– 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 – PN 6: $L_G = 0{,}407 \times DN^{0{,}71}$;
4 – PN 10: $L_G = 0{,}324 \times DN^{0{,}71}$;
5 – PN 16: $L_G = 0{,}257 \times DN^{0{,}71}$;
6 – PN 25: $L_G = 0{,}204 \times DN^{0{,}71}$;
7 – PN 40: $L_G = 0{,}162 \times DN^{0{,}71}$

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	°

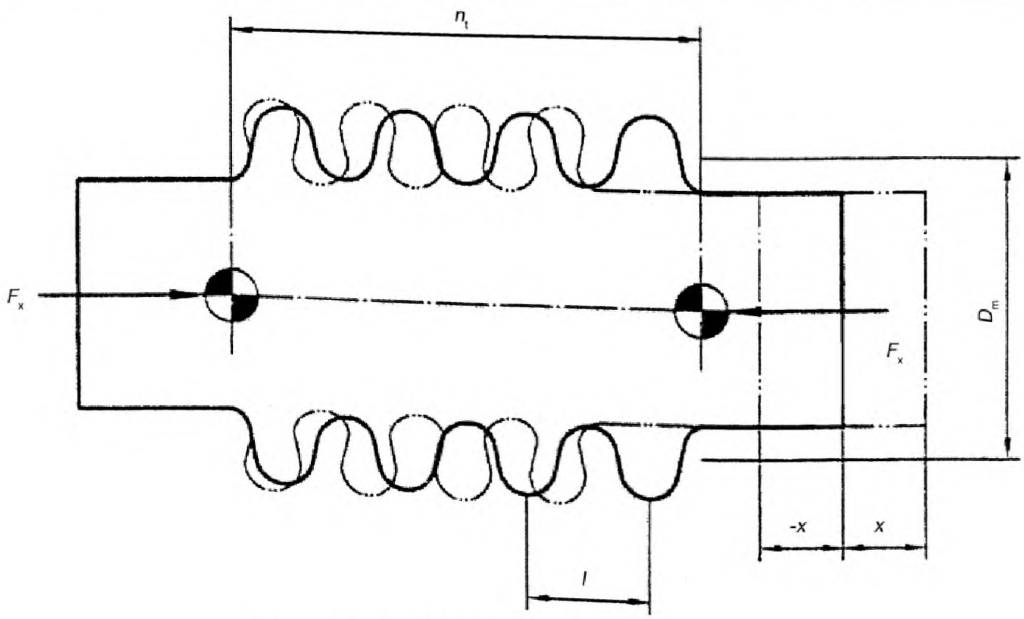


Рисунок С.3.2-1 – Сильфон с осевым перемещением *x*

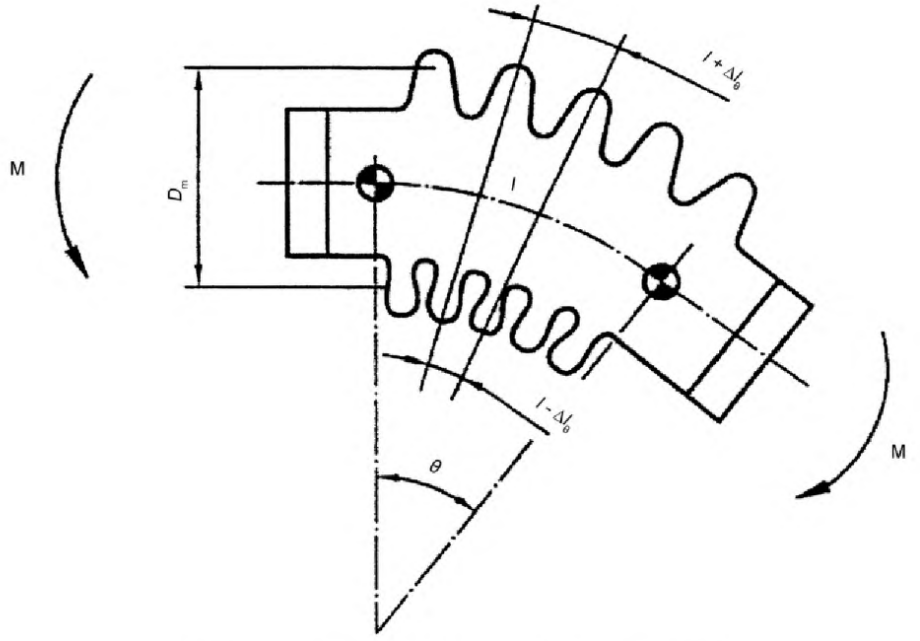


Рисунок С.3.2.-2 – Сильфон с поворотным перемещением Θ

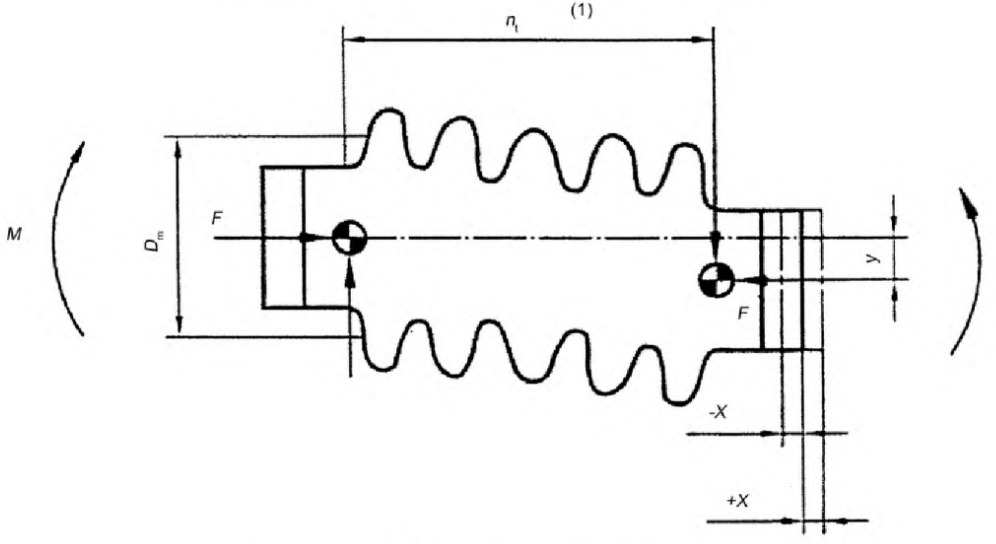


Рисунок С.3.2-3 – Сильфон со сдвиговым перемещением *y*

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 $t_{o\ max}$ 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 j) 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_{0j} – 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 ЕН 13445-3:2000 (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.

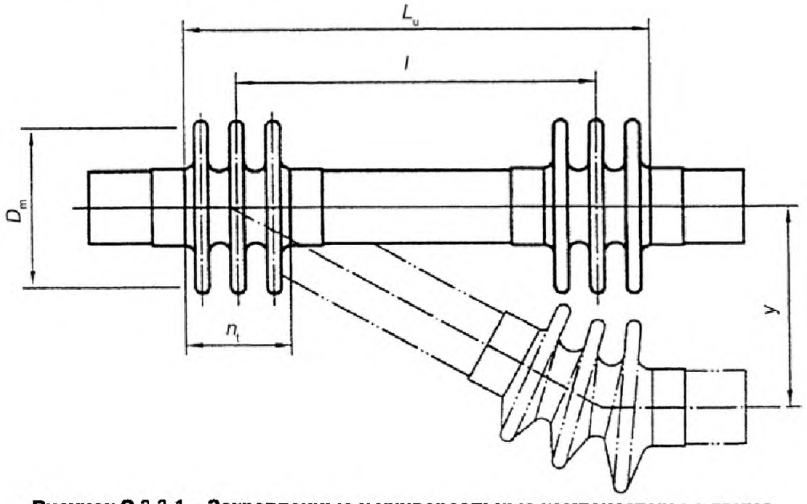


Рисунок С.3.3-1 – Закрепленные и универсальные компенсаторы с двумя сильфонами и промежуточной трубой

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:

$$\Delta l_{y,u} = \frac{D_m}{2n} \frac{3(l \cdot n + l^*)}{(l \cdot n)^2 + 3l^{*2}} y \,, \qquad \text{(С.3.3-2)}$$

где $l^* = L_u - l\,n$;

– момент сдвига сильфонов на их концах:

$$M_{y,u} = \frac{D_m}{4} K \cdot \Delta l_{y,u} \,; \qquad \text{(С.3.3-3)}$$

– сила сдвига на конце сильфона из-за жесткости сильфона:

$$F_{y,u} = \frac{D_m}{2(l \cdot n + l^*)} K \cdot \Delta l_{y,u} \qquad \text{(С.3.3-4)}$$

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:

$$\Delta l_{y,g} = \frac{D_m}{2n} \frac{y}{l^*} \,; \qquad \text{(С.3.3-5)}$$

– сдвигающий момент из-за жесткости сильфонов на их конце:

$$M_{y,g} = \frac{D_m}{4} K \cdot \Delta l_{y,g} \,; \qquad \text{(С.3.3-6)}$$

– сила сдвига на основании жесткости сильфона на их конце:

$$F_{y,g} = \frac{D_m}{2l^*} K \cdot \Delta l_{y,g} \,. \qquad \text{(С.3.3-7)}$$

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.3.3.5. 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. Оно распространяется 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 Форга-Тейлора. Применяется также ЕН 1591-1, который предусматривает современный альтернативный метод для расчета узких прокладок.

Примечание – Приводимые в ЕН 1591-1 альтернативные правила применяются в случаях, когда:
– должна устанавливаться зависимость нагрузки от изменяющейся температуры;
– контролируется напряжение болтов в зависимости от метода затяжки;
– указаны значительные дополнительные нагрузки (от усилий и моментов);
– должна учитываться герметичность.

D.2 **Термины и определения**

В настоящем приложении применяют термины и определения, приведенные в ЕН 13480-1, со следующим дополнением:

D.2.1 **монтажное состояние** (Montagezustand): 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** (Betriebszustand): Состояние, при котором на фланец воздействует расчетное давление (внутреннее или наружное) среды (усилие диафрагмы).

D.2.3 **узкий фланец** (schmaler Flansch): 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** (breiter Flansch): 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** (Gegenflansch): Фланец, который соединен своим наружным диаметром с оболочкой или трубой.

D.2.6 **оболочка** (Schale): Труба, стенка котла или цилиндров других цилиндрических изделий, которые соединены с фланцем и являются несущими для него.

D.2.7 **нахлесточное соединение** (Überlappungsstoß): 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_T

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 – коэффициент уплотнения

P_e – расчетное наружное давление, задаваемое как положительное число

W – расчетная нагрузка болтов для монтажного состояния

W_A – установленная минимальная нагрузка болтов для монтажного состояния

W_{OP} – установленная минимальная нагрузка болтов для рабочего состояния

w – ширина контактной поверхности прокладки, определяемая через ширину прокладки и фронтальную поверхность фланца

γ – 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_Y – 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 или

– соответствовать указанным в приложении J альтернативным правилам.

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.

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:

a) При нормальных условиях работы не превышается давление, рассчитанное для рассматриваемого фланца из соответствующего материала и для расчетной температуры, давление, установленное максимально допустимое европейскими нормами;

b) При испытаниях или в исключительных случаях расчетное давление при соизмеримых температурах не имеет 1,5-кратного превышения над установленным номинальным давлением.

c) Прокладка применена в соответствии с таблицей D.4-1 для соответствующего *PN*-серия или класса-серии прокладок.

d) Болты относятся к категории прочности (см. таблицу D.4-2), которая соответствует применяемому в соединении типу прокладок, минимально требуемой таблицей D.4-1 категории.

e) Разница между температурами болтов и фланцев не должна быть более 50 °C.

f) Коэффициенты температурного удлинения материала болтов и фланцев для 20 °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 °C, или коэффициенты температурного удлинения материала болтов и фланцев при 20 °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 прокладка с наполнителем или без него	Средняя прочность
63	300	– плоская металлическая прокладка с наполнителем – плоская металлическая прокладка с канавками или без них	Высокая прочность
63	300	– 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
		– плоская металлическая прокладка с наполнителем – плоская металлическая прокладка с канавками или без них – R-кольцо из металла	Высокая прочность
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	≥ 1,4	≥ 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 $0{,}25g_0$ 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 °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° 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**

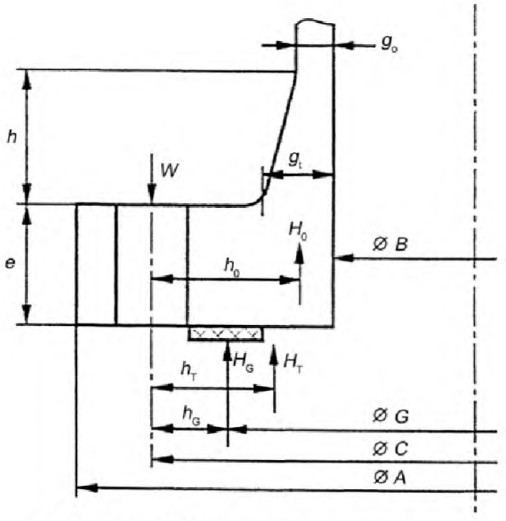


Рисунок D.5-1 – **Узкий фланец, гладкое сверление**

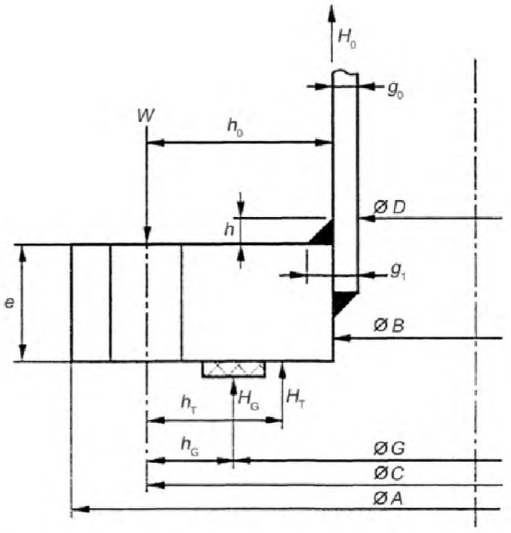


Рисунок D.5-2 – **Узкий фланец, ступенчатое отверстие**

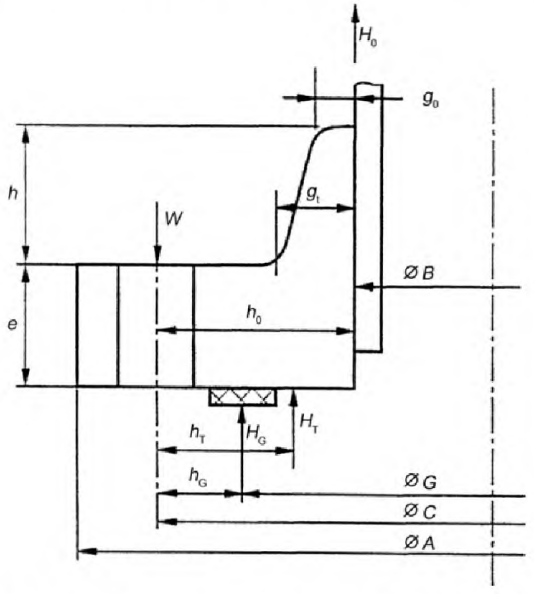


Рисунок D.5-3 – **Узкий фланец, передвигаемый фланец с буртиком**

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. $g_1 \leq h + g_0$;

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 ≤ 370 °С.

c) 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

$$b = 2{,}52\sqrt{b_o} \qquad \text{(D.5-4)}$$

(Это уравнение применяется, если размер указан в миллиметрах).

Если $b_0 \leq 6{,}3$ мм, то G = среднему диаметру контактной поверхности прокладки, если $b_0 > 6{,}3$ мм, то G = наружному диаметру контактной поверхности прокладки минус $2b$:

$$H = \pi / 4G^2P \qquad \text{(D.5-5)}$$

$$H_G = 2\pi GmP \qquad \text{(D.5-6)}$$

Нагрузка в болтовых соединениях и опорных поверхностях болтов для монтажного и рабочего состояния рассчитывается следующим образом:

a) 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.

b) Рабочее состояние. Минимальная нагрузка на болт задается через следующее уравнение:

$$W_{op} = H + H_G \qquad \text{(D.5-8)}$$

Требуемая площадь болтового соединения $A_{B\,\min}$ рассчитывается с помощью следующего уравнения:

$$A_{B\min} = \max\left(\frac{W_A}{f_{B,A}}; \frac{W_{op}}{f_B}\right) \qquad \text{(D.5-9)}$$

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**

$$H = \pi\, 4B^2\, P \qquad \text{(D.5-10)}$$

$$H_D = H - H_D \qquad \text{(D.5-11)}$$

$$h_D = (C - B - g_1)/2 \qquad \text{(D.5-12)}$$

С исключением фланцев с одетой воронкой и фланцев с ступенчатым отверстием действительно:

$h_D = (C - B)/2$ (D.5-13)

$h_G = (C - B)/2$ (D.5-14)

$h_T = (2C - B - G)/4$ (D.5-15)

$W = 0{,}5\,(A_{B\,min} + A_B)\,f_{B,A}$ (D.5-16)

a) Фланец. Монтажное состояние. Общий момент фланца должен обеспечивать условия следующего уравнения:

$M_A = W\,h_G$ (D.5-17)

b) Рабочее состояние. Общий момент фланца должен обеспечивать условия следующего уравнения:

$M_{op} = H_D\,h_D + H_T\,h_T + H_G\,h_G$ (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.

$H_{G,neu} = H_G + W_{op\,max} - W_{op\,min.}$ (D.5-19)

D.5.4 **Напряжения фланца и предельные значения напряжения**

D.5.4.1 Напряжение фланца

$$C_F = \max\left(\sqrt{\frac{\delta_b}{2d_b + \frac{6_e}{m+0{,}5}}};1\right) \quad \text{(D.5-20)}$$

$K = A/B$ (D.5-21)

$l_0 = \sqrt{B\,g_0}$ (D.5-22)

$$\beta_T = \frac{K^2(1+8{,}55246\log_{10}(K))-1}{(1{,}0472+1{,}9448K^2)(K-1)} \quad \text{(D.5-23)}$$

$$\beta_U = \frac{K^2(1+8{,}55246\log_{10}(K))-1}{1{,}36136(K^2-1)(K-1)} \quad \text{(D.5-24)}$$

$$\beta_Y = \frac{1}{K-1}\left(0{,}66845+5{,}7169\frac{K^2\log_{10}(K)}{K^2-1}\right) \quad \text{(D.5-25)}$$

Напряжение фланца рассчитывается следующим образом при условии использования момента *M*. Для монтажного состояния действительно:

$$M = M_A\frac{C_F}{B} \quad \text{(D.5-26)}$$

Для рабочего состояния действительно:

$$M = M_{op}\frac{C_F}{B} \quad \text{(D.5-27)}$$

a) Интегральный метод

β_F, β_V и φ – берут из рисунков D.5-4., D.5-5, и D.5-6.

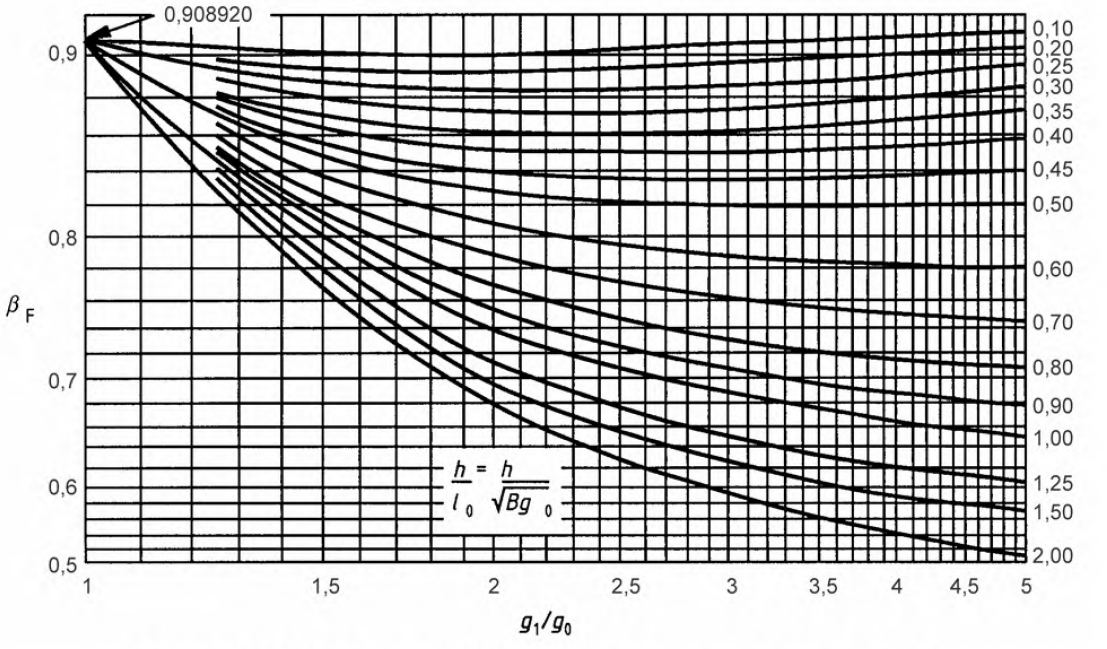


Рисунок D.5-4 – **Значения для β_F (коэффициент для интегрального метода)**

$$\lambda = \left(\frac{e\,\beta_F + l_0}{\beta_T\, l_0} + \frac{e^3\,\beta_V}{\beta_U\, l_0 g_0^{\,2}} \right). \qquad \text{(D.5-28)}$$

Для продольного напряжения буртика действительно:

$$\sigma_H = \frac{\varphi M}{\lambda g_1^{\,2}} \qquad \text{(D.5-29)}$$

Для радиального напряжения фланца действительно:

$$\sigma_r = \frac{(1{,}333 e\beta_F + l_0) M}{\lambda e^2\, l_0}. \qquad \text{(D.5-30)}$$

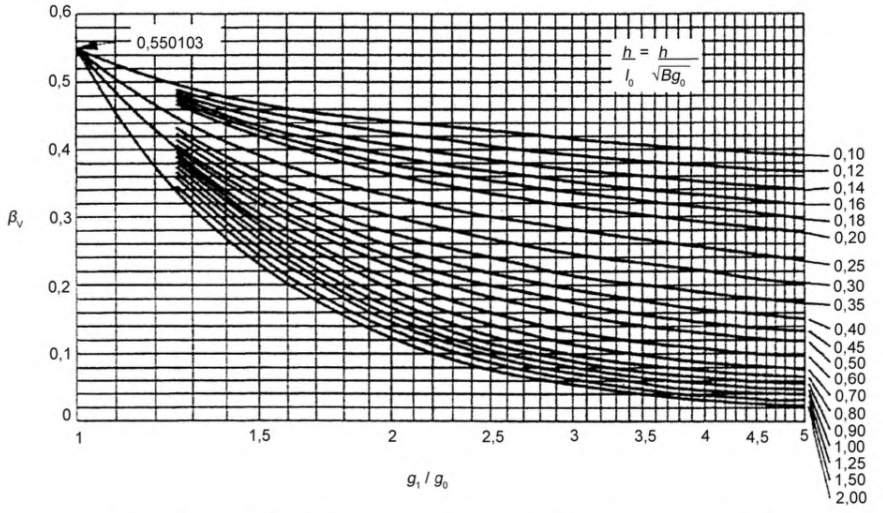
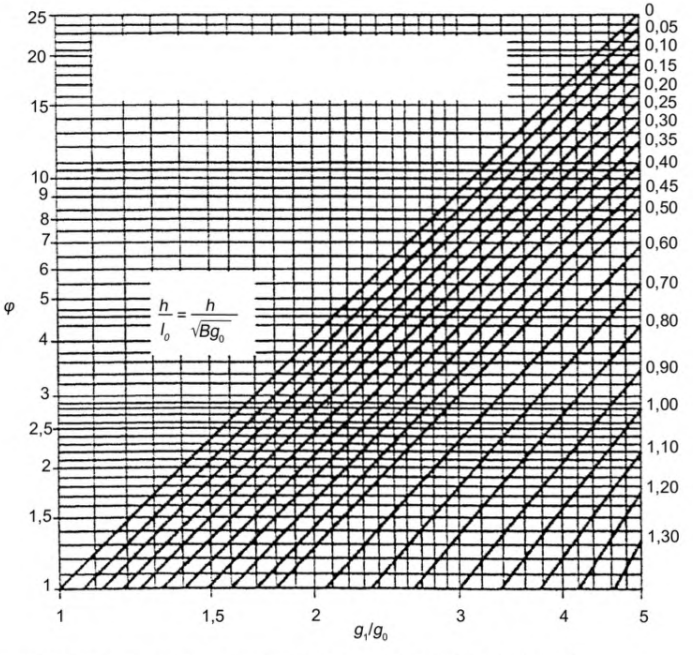


Рисунок D.5-5 – **Значения для β_V (коэффициент для интегрального метода)**



φ = 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:

$$\sigma_\Theta = \frac{\beta_Y M}{e^2} - \sigma_r \frac{K^2+1}{K^2-1} \qquad \text{(D.5-31)}$$

b) Метод для блока фланцев

Тангенциальное напряжение фланца рассчитывается следующим образом:

$$\sigma_\Theta = \frac{\beta_Y M}{e^2}. \qquad \text{(D.5-32)}$$

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.

$$\lambda = \left[\frac{e\beta_{FL} + l_0}{\beta_T l_0} + \frac{e^3 \beta_{VL}}{\beta l_0 g_0^{\,2}} \right] \qquad \text{(D.5-34)}$$

Для продольного напряжения в буртике действительно:

$$\sigma_H = \frac{M}{\lambda g_1^{\,2}}. \qquad \text{(D.5-35)}$$

Для радиального напряжения во фланце действительно:

$$\sigma_r = \frac{(1{,}333 e\beta_{FL} + l_0) M}{\lambda e^2 l_0}. \qquad \text{(D.5-36)}$$

Тангенциальное напряжение фланца рассчитывается следующим образом:

$$\sigma_\Theta = \frac{\beta_Y M}{e^2} - \sigma_r \frac{K^2+1}{K^2-1} \qquad \text{(D.5-37)}$$

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 = 1 000 мм, то тогда действительно k = 1,0.

Если B = 2 000 мм, то тогда действительно k = 1,333.

Для значений B между 1 000 и 2 000 действительно

$$k = \frac{2}{3}\left(1 + \frac{B}{2000}\right). \qquad \text{(D.5-38)}$$

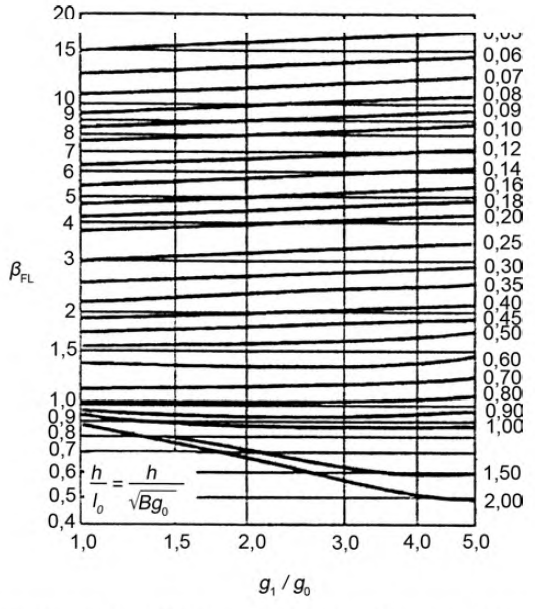


Рисунок D.5-7 – **Значение для β_{FL} (коэффициент для свободного фланца с буртиком)**

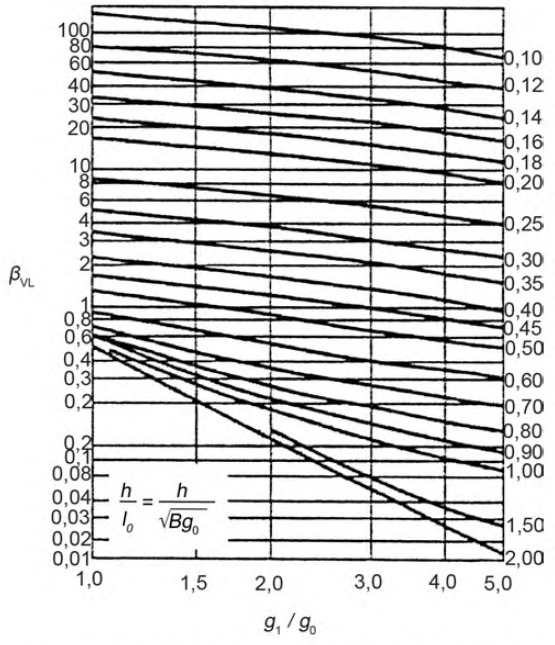


Рисунок D.5-8 – **Значение для β_{VL} (коэффициент для свободного фланца с буртиком)**

Рассчитанные в соответствии с D.5.4.1 напряжения фланца должны обеспечивать следующие условия:

$k\,\sigma_H \leq 1{,}5 \min (f; f_H)$ (D.5-39)

$k\,\sigma_r \leq f$ (D.5-40)

$k\,\sigma_\Theta \le f$ (D.5-41)

$0{,}5\,k\,(\sigma_H + \sigma_r) \le f$ (D.5-42)

$0{,}5\,k\,(\sigma_H + \sigma_\Theta) \le f$ (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;

$M_{op} = H_D\,(h_D - h_G) + H_T\,(h_T - h_G)$ (D.5-44)

и

b) $W_{op} = 0$ (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).

$G_1 = (A_2 + B_2)/2$ (D.5-46)

Контактная поверхность между обоими фланцами должна рассчитываться следующим образом:

$$A_C = \frac{\pi}{2}\min\left[(A_2 - \delta)^2 - G_1^{\,2}\,;\,G_1^{\,2} - (B_2 + \delta)^2\right]. \qquad \text{(D.5-47)}$$

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:

$$\sigma_b = \frac{W_{op} \text{ или } W}{A_c}, \qquad \text{(D.5-48)}$$

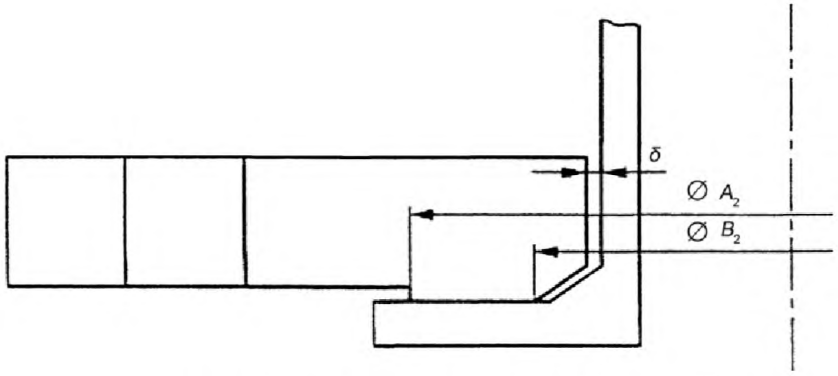


Рисунок D.5-9 – **Свободный фланец со ступенчатым отверстием**

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 G_1, 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.

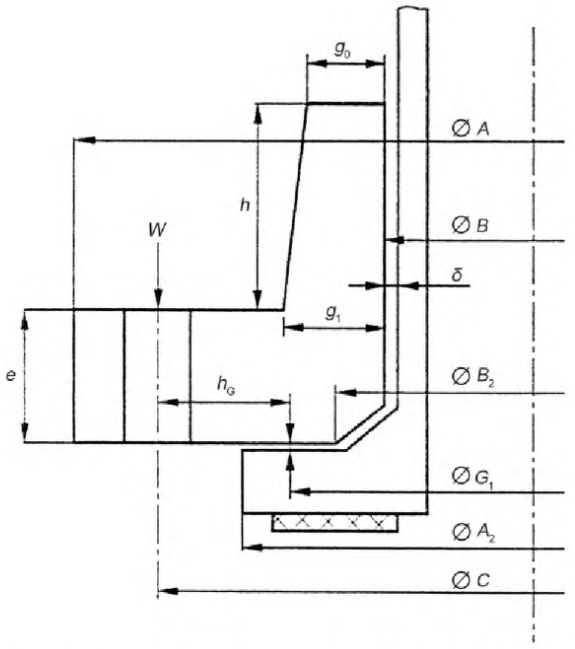


Рисунок D.5-10 – **Нахлесточное соединение, свободный фланец с буртиком**

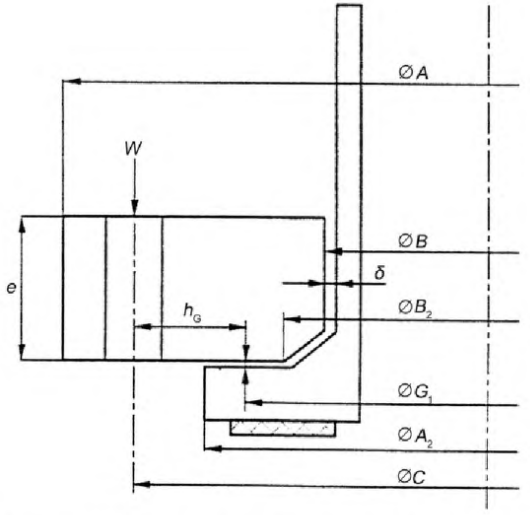


Рисунок D.5-11 – **Нахлесточное соединение, свободный фланец без буртика**

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

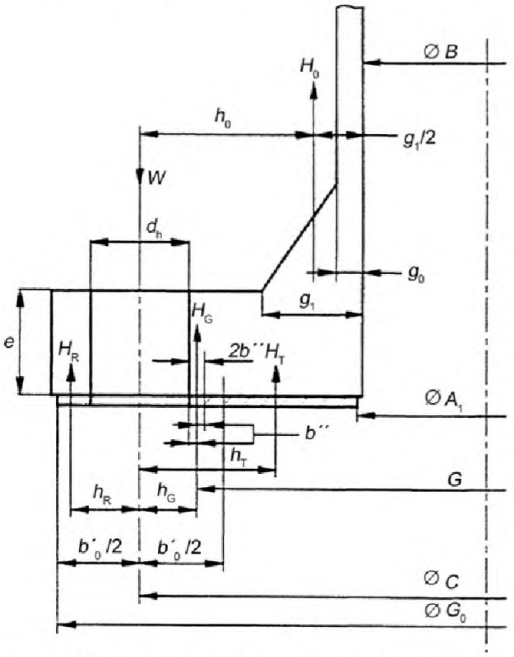


Рисунок D.6-1 **– Широкий фланец (незакаленная прокладка)**

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_1 – действительная ширина узла
$2b''$ – действительная ширина прижимной поверхности прокладки, принимается равной 5 мм
b_0' – ширина действительной ширины основания узла при первом затягивании
d_n – 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_T

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.

$$b_0' = \min(G_o - C; C - A_1) \quad \text{(D.6-1)}$$

$$b' = 4\sqrt{b_o'} \quad \text{(D.6-2)}$$

(Это уравнение действительно только тогда, когда размеры заданы в миллиметрах)

$$G = C - (d_n + 2b'') \quad \text{(D.6-3)}$$

$$H = \pi/4\ (C - d_n)^2 P \quad \text{(D.6-4)}$$

$$H_D = \frac{\pi}{4} \times B^2 \times P \quad \text{(D.6-5)}$$

$$H_T = H - H_D \quad \text{(D.6-6)}$$

$$H_G = 2b'' \times \pi \times G \times m \times P \quad \text{(D.6-7)}$$

$$h_D = (C - B - g_1)/2$$

$$h_T = (C + d_h + 2b'' - B)/4 \quad \text{(D.6-8)}$$

$$h_G = (d_h + 2b'')/2 \quad \text{(D.6-9)}$$

$$h_R = (G_0 - C + d_h)/4 \quad \text{(D.6-10)}$$

$$M_R = H_D \times h_D + H_T \times h_T + H_G \times h_G \quad \text{(D.6-11)}$$

$$H_R = \frac{M_R}{h_R} \quad \text{(D.6-12)}$$

Соединяемые болтами поверхности должны рассчитывать в соответствии с D.5.2, при этом следует принимать:

$$WA = \pi\, C \times b' \times y\,; \quad \text{(D.6-13)}$$

$$W_{op} = H + H_G + H_R\,. \quad \text{(D.6-14)}$$

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:

а) 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

$$e = \sqrt{\frac{3(M_1 - M_2)(A+B)}{\pi f B(A-B)}}\ . \qquad \text{(D.6-18)}$$

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.

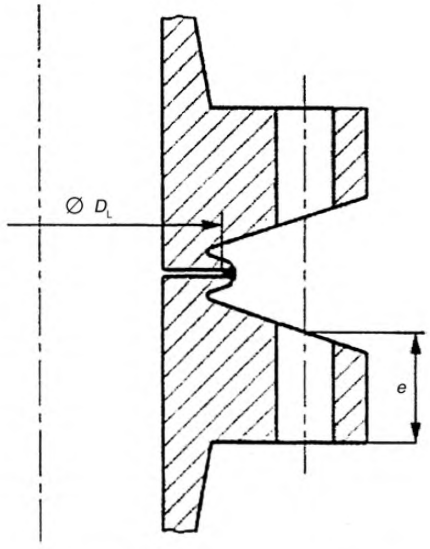


Рисунок D.7-1 – **Плотно приваренный фланец.**

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.

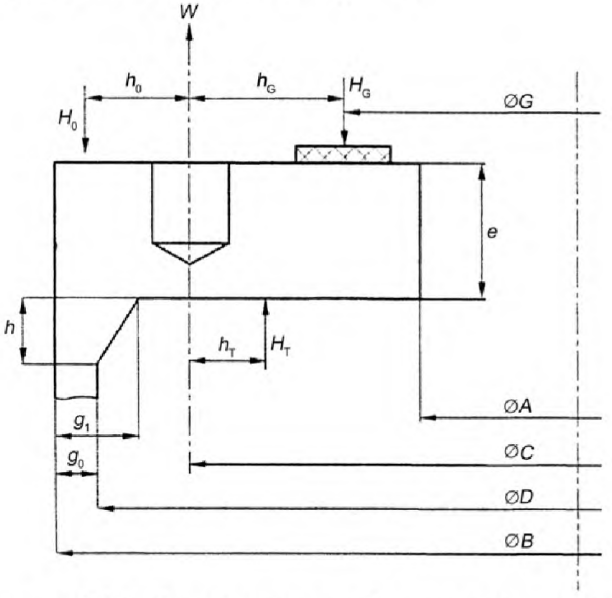


Рисунок D.8-1 – **Контрфланец с узкой поверхностью уплотнения**

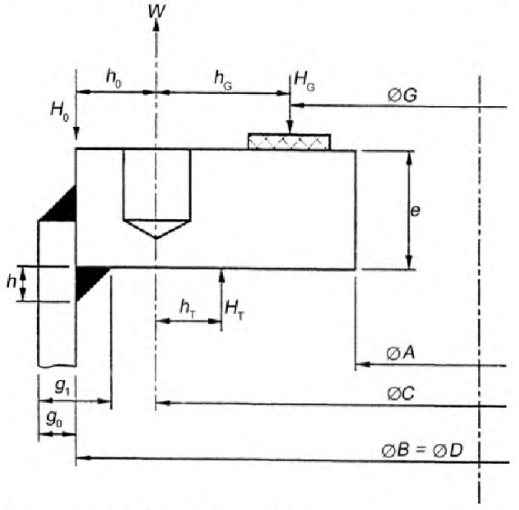


Рисунок D.8-2 – **Контрфланец с узкой поверхностью уплотнения, выдвижное исполнение**

Указанные ниже уравнения заменяют приведенные в D.5 уравнения для следующих переменных величин:

$$H_D = \pi / 4PD^2 \qquad \text{(D.8-1)}$$

$$H_T = H_D - H \qquad \text{(D.8-2)}$$

$$h_D = (B - C - g_1)/2 \qquad \text{(D.8-3)}$$

С исключением выдвижных фланцев с угловыми швами (у которых $B = D$), для которых действительно:

$$h_D = (B - C)/2 \quad \text{(D.8-4)}$$

$$h_T = (2C - G - D)/4 \quad \text{(D.8-5)}$$

$$M_{op} = H_T h_T + H_D h_D \quad \text{(D.8-6)}$$

$$M = (M_A \text{ или } M_{op}) C_F / A \quad \text{(D.8-7)}$$

$$K = B/A \quad \text{(D.8-8)}$$

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.

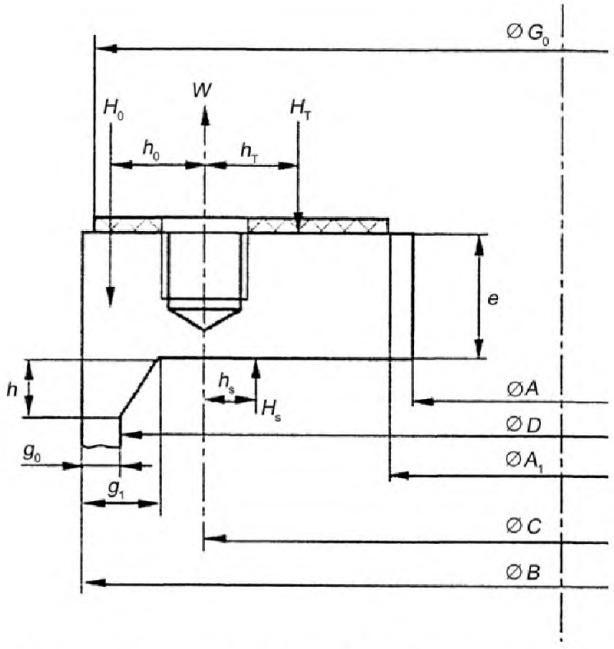


Рисунок D.9-1 – Проектирование контрфланца в соответствии с D.9.2

Действительны следующие дополнительные уравнения:

$$w = (C - A_1)/2 \quad \text{(D.9-1)}$$

$$H_S = H_D - \pi/4 P A_1^2 \quad \text{(D.9-2)}$$

$$h_S = (2C - D - A_1)/4 \quad \text{(D.9-3)}$$

Уравнения, указанные ниже, заменяют приведенные в D.5 уравнения для заданных переменных величин:

$$H = \pi/4 P(C - d_h)^2 P \quad \text{(D.9-4)}$$

$$H_D = \pi/4 P D^2 \quad \text{(D.9-5)}$$

$$H_G = 2\pi b C m P \quad \text{(D.9-6)}$$

$$H_T = (H - H_D + H_S)/2 \quad \text{(D.9-7)}$$

$$h_D = (B - g_1 - C)/2 \quad \text{(D.9-8)}$$

За исключением выдвижных фланцев (у которых $B \neq D$), для которых действительно:

$$h_D = (B - C)/2 \quad \text{(D.9-9)}$$

$$h_T = \left(2C + D_h - 2A_1\right)/6 \quad \text{(D.9-10)}$$

$$M_{op} = H_D h_D - H_T h_T + H_S h_S \quad \text{(D.9-11)}$$

$$M = M_{op} C_F / A \quad \text{(D.9-12)}$$

$$K = B/A \quad \text{(D.9-13)}$$

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 условнее 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 ;

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.

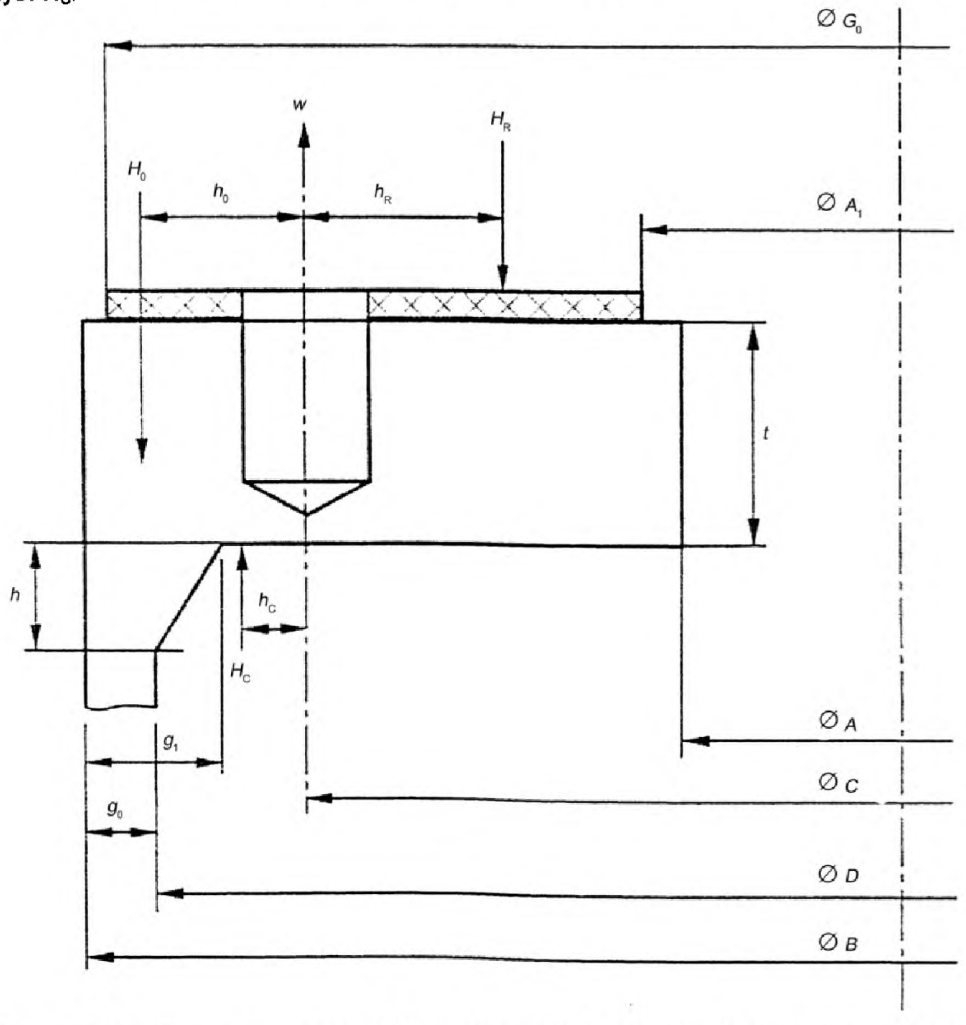


Рисунок D.9-2 – **Проектирование контрфланца со сквозной прокладкой в соответствии с** D.9.3

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 маталл – 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_C – 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.

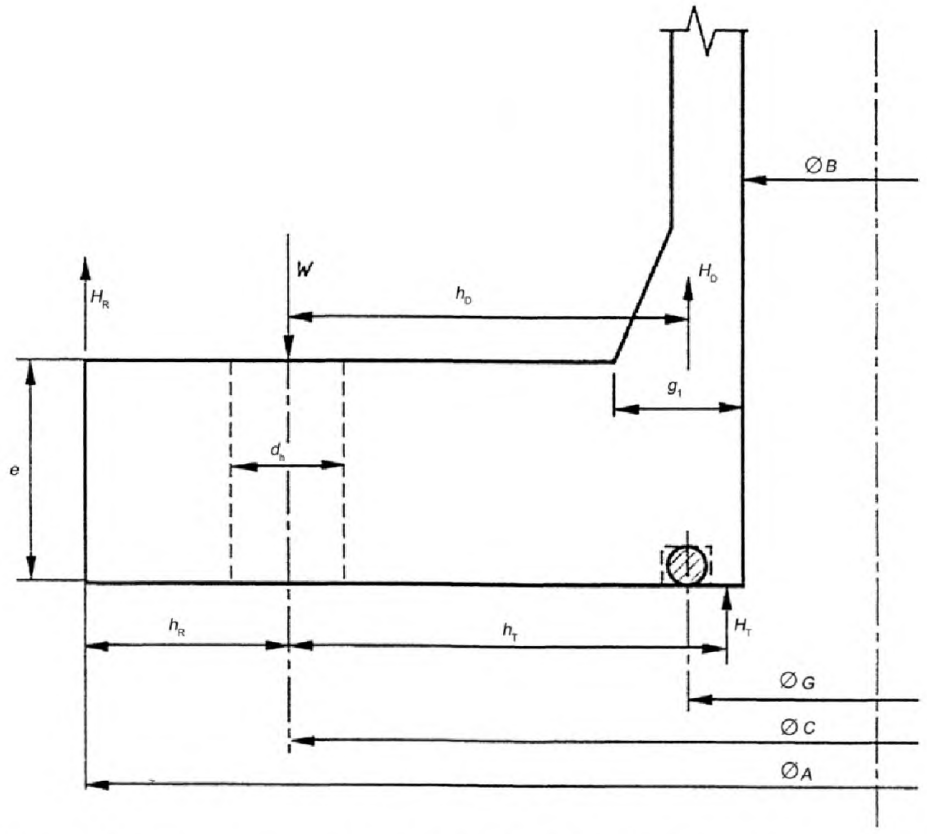


Рисунок D.10-1 – **Фланец с прокладкой круглой формы (кольца) в силовых боковых ответвлениях**

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:

$$h_R = (A - C)/2 \quad \text{(D.10-1)}$$

$$M_R = H_D h_D + H_T h_T \quad \text{(D.10-2)}$$

$$h_R = M_R / h_R \quad \text{(D.10-3)}$$

$$W_a = 0 \quad \text{(D.10-4)}$$

$$W_{op} = H + H_R \quad \text{(D.10-5)}$$

Толщина фланца должна быть не менее чем

$$e = \sqrt{\frac{6M_R}{f(\pi C - nd_h)}} \quad \text{(D.10-6)}$$

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:

а) 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

$$e = \sqrt{\frac{3(M_1 - M_2)(A+B)}{\pi f \times B(A-B)}} \qquad (D.10\text{-}7)$$

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	≤ 40 бар
Температура	Не изолированные ≤ 200 °С Изолированные ≤ 350 °С
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_0, мм		≤ 88,9	168,3	273	323,8	355,6	406,4	457,9	508	609,6
Ответвление d_e max	$P \le 0,5$ МПа	Не допустимо	26,7	33,4	60,3[a]	88,9	114,3	168,3	219,1	273
	$0,5 \le P \le 1$ 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 $d_0 = 48,3$										

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_0	$\frac{d_0}{2} + 50 \le X \le \frac{\sqrt{2}}{2}\left[R + \frac{D_o}{e}\right] + \frac{d_o}{2}$ $Y \le D_0$

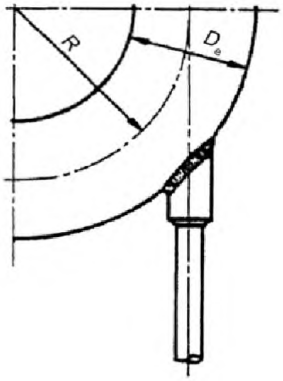


Рисунок Е.1.1-1

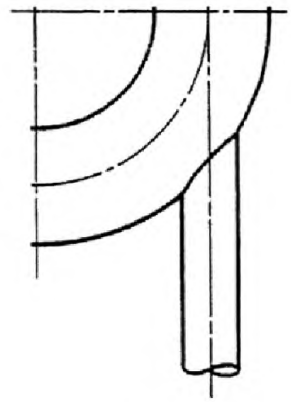


Рисунок Е.1.1-2

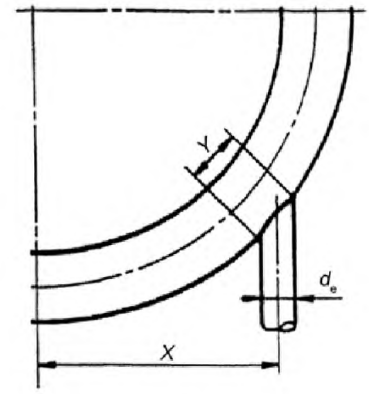


Рисунок Е.1.1-3

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

$$\cos\alpha = \frac{R}{R + 0{,}5D_o} \qquad \text{(Е.2.1-1)}$$

$$\cos\beta = \frac{R - 0{,}5d_o}{R + 0{,}5D_o} \qquad \text{(Е.2.1-2)}$$

$$\cos\gamma = \frac{R + 0{,}5d_o}{R + 0{,}5D_o} \qquad \text{(Е.2.1-3)}$$

$$\hat{A} = 90^\circ - \beta - \tau \qquad \text{(Е.2.1-4)}$$

$$\hat{B} = \gamma - \tau \qquad \text{(Е.2.1-5)}$$

Примечание – Площадь поверхности, ограниченная половиной угла в 1°, рассчитывается как указано ниже:

$$\Omega = \frac{\pi}{360}\left\{(R + 0{,}5D_o - 0{,}5e)^2 - R^2\right\} \qquad \text{(Е.2.1-6)}$$

Е.2.1.2 Поверхность G_2 (которая всегда больше чем G_1)

$$G_2 = \Omega(\alpha - \gamma + \tau) + 0{,}5\left(1 + \frac{e}{2}\right)(d_0 - e_p) \qquad \text{(Е.2.1-7)}$$

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.

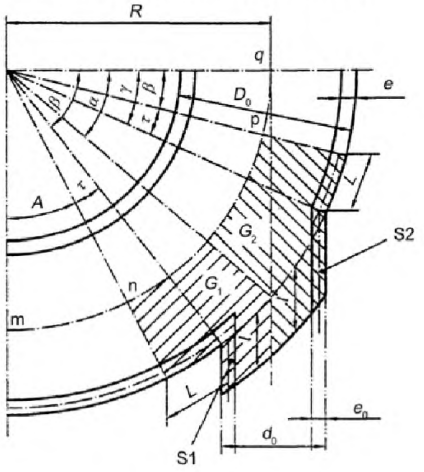


Рисунок Е.2.1-1

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 i в соответствии со следующим соотношением:

$i\sigma \le 3f$

Коэффициент повышения напряжения i задается следующим уравнением

$$i = 1{,}5\left(\frac{D_m}{2e}\right)^{\frac{2}{3}}\left(\frac{d_m}{D_m}\right)^{\frac{1}{2}}\left(\frac{e_p}{e}\right)\left(\frac{d_m}{2r_p}\right)$$

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.

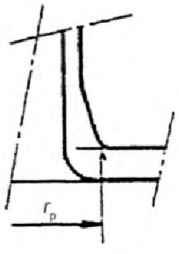


Рисунок Е.3-1

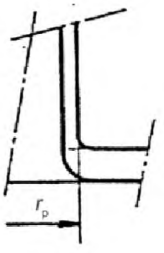


Рисунок Е.3-2

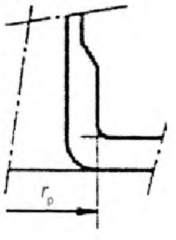


Рисунок Е.3-3

Приложение F
(справочное)

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 легко доступных 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 a) 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
(справочное)

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:

$$\rho_t = \frac{\rho_{20}}{[1+\beta_{20,t}\cdot(t-20)]^3} \qquad \text{(G.2-1)}$$

В этом уравнении применяют линейный коэффициент теплового расширения для температур от 20 °С 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 °С плотность ρ_{20}, (см. таблицу G.2.1-1).

Таблица G.2.1-1 **– Плотность при** 20 **°С**

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 $\beta_{diff,t}^{*}$ при температуре

$$t^* = 0{,}75 \max(t_1, t_2) + 0{,}25 \min(t_1, t_2). \qquad \text{(G.2-3)}$$

Зависимость между $\beta_{20,t}$ и $\beta_{diff,t}$ определяется с помощью следующего уравнения:

$$\beta_{diff,t} = \beta_{20,t} + \frac{\partial\beta_{20,t}}{\partial t}(t - t_o) \qquad \text{(G.2-4)}$$

где t_0 = 20 °С.

G.2.3 Специфическая тепловая мощность

Связь между средней специфической тепловой мощностью $C_{p,20,t}$ при 20 °С до температуры t и дифференциальной специфической тепловой мощностью $C_{p,\,diff,t}$ определяется так, как указано ниже (аналогично как и для коэффициента теплового расширения):

$$C_{p,diff,t} = C_{p,20,t} + \frac{\partial C_{p,20,t}}{\partial t}(t - t_o). \qquad \text{(G.2-5)}$$

G.2.4 Коэффициент теплопроводности

Коэффициент теплопроводности D_{th} определяется как:

$$D_{th} = \frac{\lambda_t}{\rho_t C_{p,diff,t}}, \qquad \text{(G.2-6)}$$

где λ_t – зависящая от температуры теплопроводность в соответствии с G.5.3.

G.2.5 **Коэффициент поперечного сжатия**

Коэффициент поперечного сжатия v может выбираться для всех сталей, независимо от температуры эластичного состояния и составляет:

$v = 0{,}3.$ (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 °C в приведенных ниже таблицах:

$$Z = c_0 + c_1 t + c_2 t^2 + c_3 t^3 + \ldots \quad \text{(G.3-1)}$$

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 °C ≤ t < 600 °C.

Для аустенитных сталей групп 8.1 и 8.2 действительно: 20 °C ≤ t < 800 °C.

Для температур между 0 °C и 20 °C может применяться также значение 20 °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} K^{-1}

		Полиномические коэффициенты		
Группа сталей		c_0	c_1	c_2
1 по 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/мК

	Полиномические коэффициенты		
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)]**

Группа сталей		Полиномический коэффициент				
		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

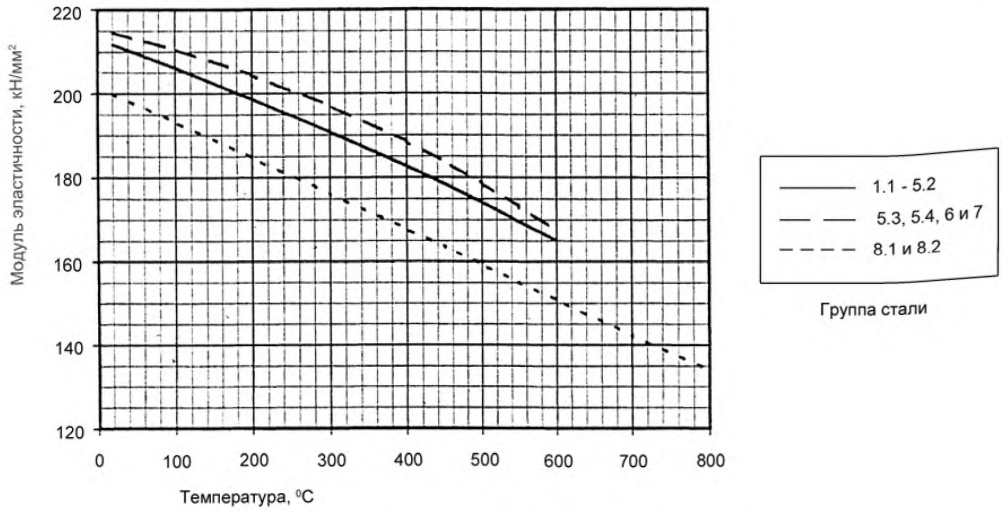


Рисунок G.3-1 – **Модуль эластичности** E_t **для стали**

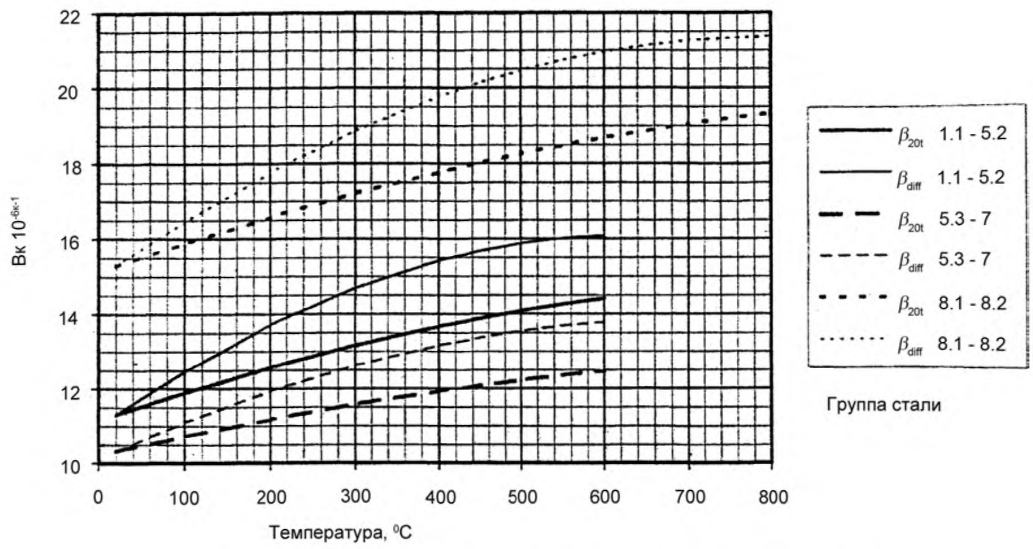


Рисунок G.3-2 – **Линейный коэффициент теплового расширения** β_t

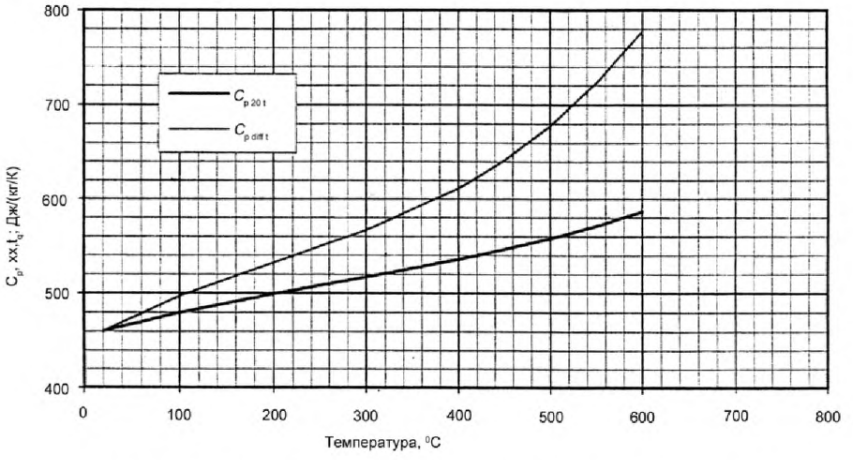


Рисунок G.3-3a – **Специфическая тепловая мощность для сталей групп с** 1 **по** 5.3

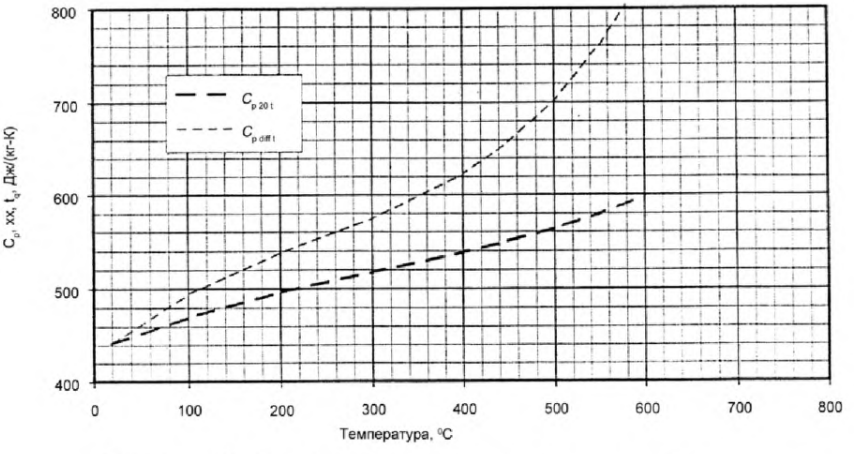


Рисунок G.3-3b – **Специфическая тепловая мощность для сталей групп с** 6.1 **по** 6.4

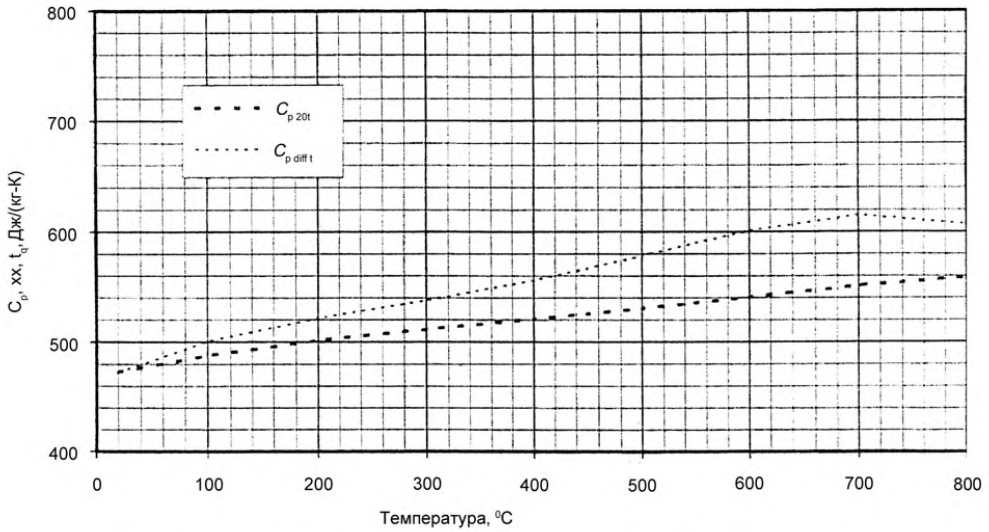


Рисунок G.3-3**c – Специфическая тепловая мощность для сталей групп с** 8.1 **по** 8.2

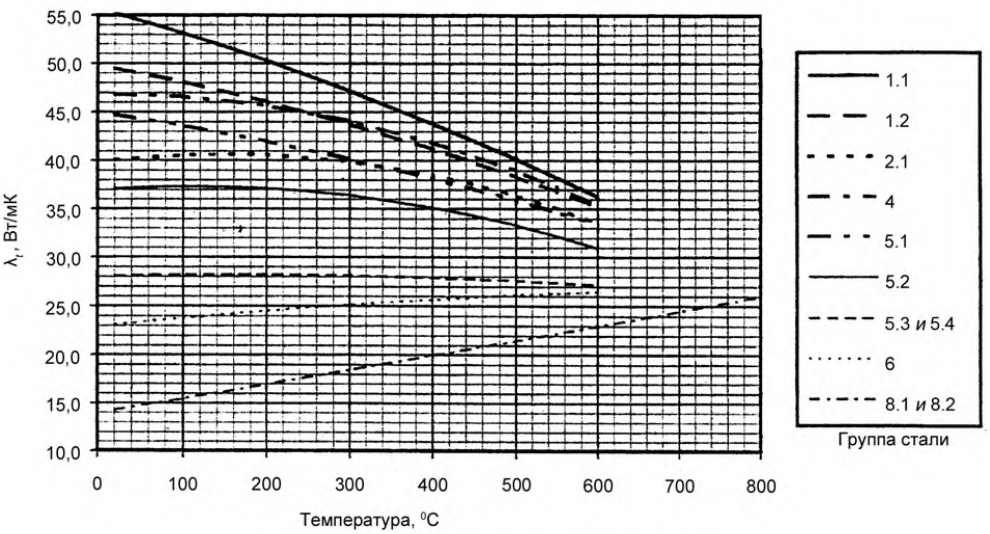


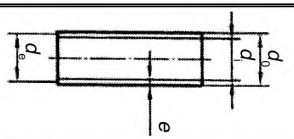
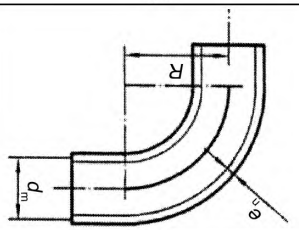
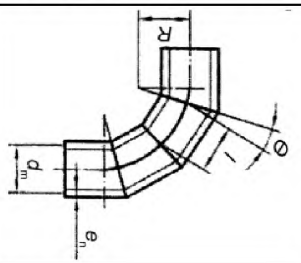
Рисунок G.3-4 **– Коэффициент теплопроводности** λ_T

Приложение Н
(обязательное)

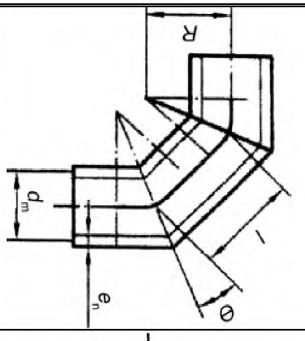
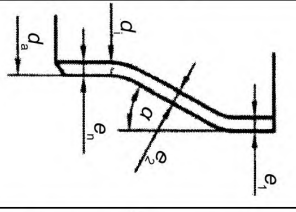
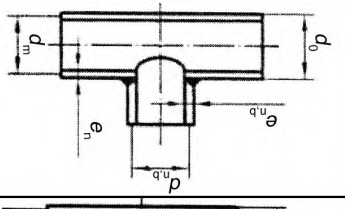
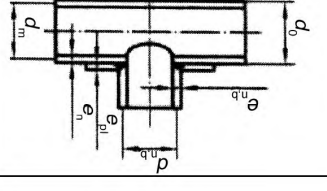
Гибкость, коэффициенты увеличения гибкости и напряжения, а также моменты сопротивления соединительных деталей трубопроводов и геометрические неоднородности

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

№	Наименование соединительной детали	Изображение	Гибкость h	Коэффициент гибкости k_B	Коэффициент повышения напряжения 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		$\frac{4\,Re_n}{d_m{}^2}$	$\frac{1{,}65}{h}$	$\frac{0{,}9}{h^{2/3}}$	
3	Многосекторное закругление $l < r\,(1 + \mathrm{tg}\Theta)$ $l = 2\,R\,\mathrm{tg}\Theta$		$\frac{4\,Re_n}{d_m{}^2}$ с $R = \frac{l\mathrm{ctg}\Theta}{2}$	$\frac{1{,}52}{h^{5/6}}$	$\frac{0{,}9}{h^{2/3}}$	

Продолжение таблицы Н.1

№	Наименование соединительной детали	Изображение	Гибкость h	Коэффициент гибкости k_B	Коэффициент повышения напряжения i	Момент сопротивления Z
4	Секторное закругление $l \geq r\,(1 + \mathrm{tg}\Theta)$		$\frac{4\,Re_n}{{d_m}^2}$ с $R = \frac{d_m(1+\mathrm{ctg}\Theta)}{4}$	$\frac{1{,}52}{h^{5/6}}$	$\frac{0{,}9}{h^{2/3}}$	
5	Кованый, вваренный редуцирующий элемент		Условия конструирования $\alpha \leq 60$ $e_n \geq d_0 / 100$ $e_2 \geq e_1$	1	$0{,}5 + \frac{\alpha}{100}\left(\frac{d_0}{e_n}\right)^{1/2}$ максимум 2.0 (α в градусах)	
6	Т-образный элемент с приваренным или вваренным или со штуцером с отбортовкой		$\frac{2e_n}{d_m}$	1	$\frac{0{,}9}{h^{2/3}}$	Основная труба $\frac{\pi}{32}\frac{{d_0}^4 - {d_i}^4}{d_0}$
7	То же, но дополнительно с усилительным кольцом		$\frac{2(e_n + 0{,}5e_{pl})^{5/2}}{d_m {e_n}^{3/2}}$ с $e_{pl} \leq e_n$	1	$\frac{0{,}9}{h^{2/3}}$	Штуцер $\frac{\pi}{4}{d_{m,b}}^2 e_x$

Окончание таблицы Н.1

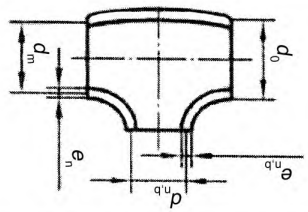
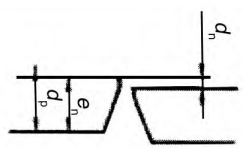
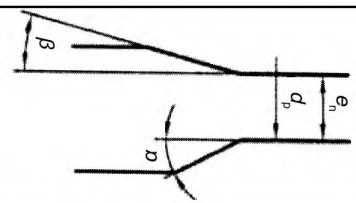
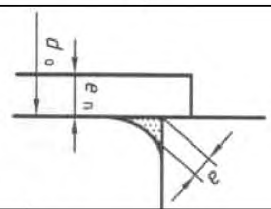
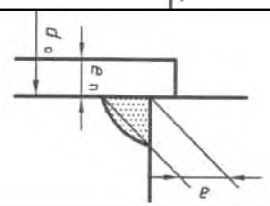
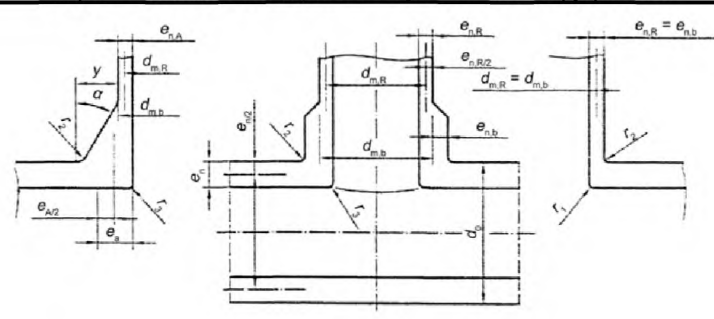
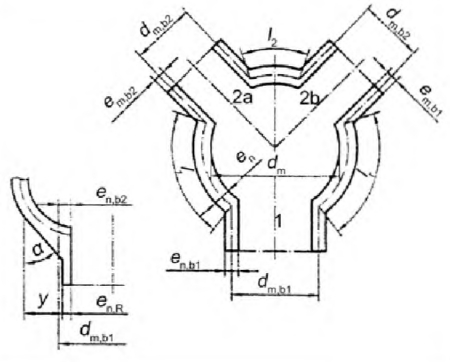
№	Наименование соединительной детали	Изображение	Гибкость h	Коэффициент гибкости k_B	Коэффициент повышения напряжения i	Момент сопротивления Z
8	Кованый или вваренный элемент T-образной формы с e_n- и $e_{n,b}$- в качестве толщины стенки в месте соединения		$\frac{8{,}8e_n}{d_m}$	1	$\frac{0{,}9}{h^{2/3}}$	С e_x как с наименьшим значением $e_{x1} = e_n$ или $e_{x2} = ie_{n,b}$
9	Глухой шов		$e_n \le 5$ мм и $\delta \le 0{,}1e_n$ $e_n \le 5$ мм и $\delta > 0{,}1e_n$	1	1,0 1,8	
10	Изменение толщины стенки		$\alpha \le 30^0$ $\beta \le 15^0$ (без сварного шва при переходе $\delta = 0$)	1	$1/3 + 0{,}0036\frac{d_0}{e_n} + 3{,}6\frac{d}{\varepsilon_v}$	$\frac{\pi}{32}\frac{d_0^4 - d_i^4}{d_0}$
11	Угловые швы в местах сварки		Искривление с равномерным переходом к трубе	1	1,3	Меньшее значение из $\frac{\pi}{32}\frac{d_0^4 - d_i^4}{d_0}$ и $\frac{\pi}{4}d_0^2\alpha$
12				1	2,1	

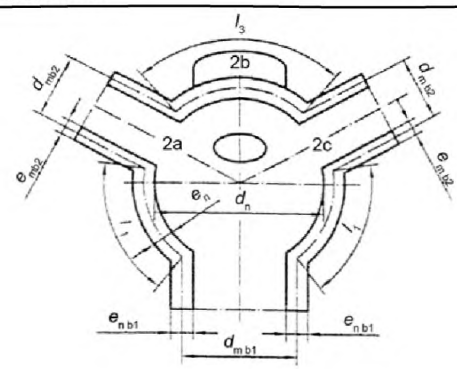
Таблица Н.2 – Коэффициент повышения напряжений и моменты сопротивления для особых соединений

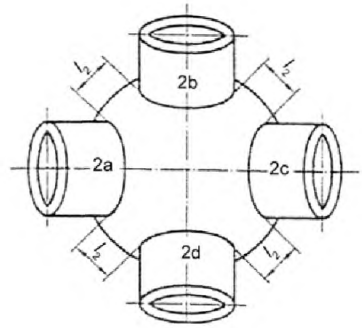
Наименование	*T*-образный элемент со специальными условиями конструирования	
Изображение	 $e_{n,b} = e_{n,R} + 2y/3$ $d_{o,b} = d_{m,b} + e_{n,b}$	
Условия конструирования	$\frac{d_{m,R}}{d_m} \le 0{,}5;\ \frac{d}{e_n} \le 100;\ 0{,}1\ e_n \le r_1 \le e_n$ $r_2 \ge \max\left(\frac{e_{n,b}}{2}; \frac{e_n}{2}\right)\ \alpha \le 30°$ $r_3 \ge \max\left\{\alpha\frac{d_{m,R}+e_{n,R}}{500}; 2\sin^3\alpha(d_{m,b}+e_{n,b}-d_{m,R}-e_{n,R})\right\}$ Для условий r_3 следует задавать α в градусах. Для ответвлений с $DN < 100$ условия для r_1 могут быть недействительными.	
Название	Шарообразное У-ответвление	
Коэффициенты повышения напряжения и моменты сопротивления	Для основной трубы $i = 0{,}4\left(\frac{d_m}{2e_n}\right)^{\frac{2}{3}} x \frac{d_{m,R}}{d_m}$ по крайней мере каждое $i = 1{,}5$ $Z = \frac{\pi}{4} d_m{}^2 e_n$	Для отвода $i = 1{,}5\left(\frac{d_m}{2e_n}\right)^{\frac{2}{3}}\left(\frac{d_{m,R}}{d_m}\right)^{\frac{1}{2}} x \frac{e_{n,R}}{e_n} x \frac{d_{m,R}}{d_{m,b}+e_{n,b}}$ $Z = \frac{\pi}{4} d_{R,m}{}^2 e_{n,R}$
Изображение		$e_{n,b1} = e_{n,R} + 2y/3$ $d_0 = d_m + e_n$ $d_{o,b1} = d_{m,b1} + e_{n,b1}$ $d_{o,b2} = d_{m,b2} + e_{m,b2}$

Продолжение таблицы Н.2

<table>
<tr><td>Факторы влияния l_0, λ_1, λ_2</td><td colspan="3">$l_0 = 2\sqrt{d_m e_n}$; $\lambda = 1 - \sqrt{\frac{l_1}{l_0}}$; $\lambda = 1 - \sqrt{\frac{l_2}{l_o}}$,
где $l_1 \geq l_0$, $\lambda_1 = 01$ и где $l_2 \geq l_0$, $\lambda_2 = 0$</td></tr>
<tr><td>Коэффициент повышения напряжения i</td><td colspan="3">$i = \frac{0{,}9}{h^{2/3}}$ с $h = \frac{2e_n}{d_m}$</td></tr>
<tr><td>Моменты сопротивления Z_1 и Z_2</td><td>Штуцер 1</td><td colspan="2">Штуцеры 2a и 2b</td></tr>
<tr><td></td><td>$Z_1 = \pi d_{m,b1}{}^2 e_{x1} / 4$
с $e_{x1} = \min(e_n; ie_{n,b1})$</td><td colspan="2">$Z_2 = \pi d_{m,b2}{}^2 e_{x2} / 4$
с $e_{x2} = \min(e_n; ie_{n,b2})$</td></tr>
<tr><td>Название</td><td colspan="3">Шарообразное У-ответвление</td></tr>
<tr><td rowspan="2">Вместо $\frac{M_A}{Z}\ \frac{M_B}{Z}$
$\frac{M_C}{Z}\ \frac{M_D}{Z}$, приведенные в 7.6.2 – 7.6.6 уравнения обязательны к применению</td><td>Штуцер 1</td><td>Штуцер 2a</td><td>Штуцер 2в</td></tr>
<tr><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 colspan="4">На месте M/Z используется для соответствующего отвода наибольшее из вычисленного значений по обоим уравнениям в 7.6.2 по 7.6.6. Тогда действительно: $M_1 = M_{A,B,C,D}$ на ответвлении 1, $M_{2A} = M_{A,B,C,D}$ на ответвлении 2a и $M_{2B} = M_{A,B,C,D}$ на ответвлении 2b.</td></tr>
<tr><td>Изображение

Факторы воздействия l_0, λ_1, λ_2, λ_3

Коэффициент повышения напряжения i</td><td colspan="2">


</td><td>$l_0 = 2\sqrt{d_m e_n}$
$\lambda_1 = 1 - \sqrt{\frac{l_1}{l_0}}$
$\lambda_2 = 1 - \sqrt{\frac{l_2}{l_0}}$
$\lambda_3 = 1 - \sqrt{\frac{l_3}{l_0}}$
Если $l_{1,2,3} \geq l_0$, то тогда
$\lambda_{1,2,3} = 0$
$i = \frac{0{,}9}{h^{2/3}}$ с $h = \frac{2e_n}{d_m}$</td></tr>
</table>

Окончание таблицы Н.2

<table>
<tr><td>Моменты сопротивления Z_1, Z_2</td><td colspan="2"></td><td>$e_{x1} = \min(e_n; ie_{n,b1})$
$Z_1 = \pi d_{m,b1}{}^2 e_{x1} / 4$
$e_{x2} = \min(e_n; ie_{n,b2})$
$Z_2 = \pi d_{m,b2}{}^2 e_{x2} / 4$</td></tr>
<tr><td>Вместо</td><td>Штуцер 1</td><td>Штуцер 2а</td><td>Штуцер 2в</td></tr>
<tr><td>$\frac{M_A}{Z}\ \frac{M_B}{Z}$

$\frac{M_C}{Z}\ \frac{M_D}{Z}$
приведенные в 7.6.2 – 7.6.6 уравнения обязательны к применению</td><td>$\frac{M_1}{Z_1} + \frac{\lambda_1 M_{2a}}{Z_2}$

$\frac{M_1}{Z_1} + \frac{\lambda_1 M_{2b}}{Z_2}$

$\frac{M_1}{Z_1} + \frac{\lambda_1 M_{2c}}{Z_2}$

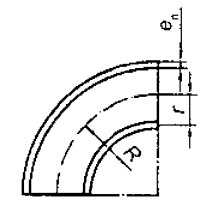
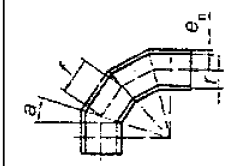
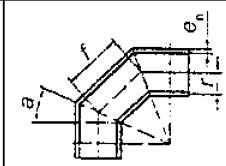
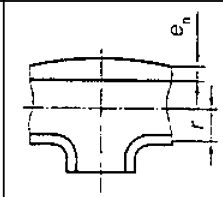
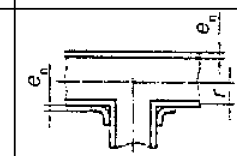
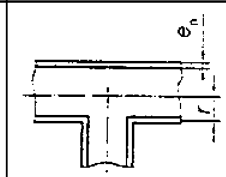
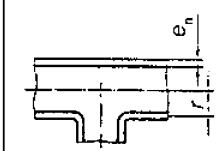
$\frac{M_1}{Z_1} + \frac{\lambda_1 M_{2d}}{Z_2}$</td><td>$\frac{M_{2a}}{Z_2} + \frac{\lambda_1 M_1}{Z_1}$

$\frac{M_{2a} + \lambda_2 M_{2b}}{Z_2}$

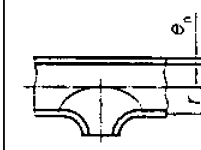
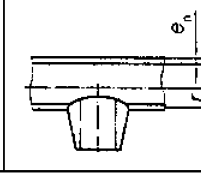
$\frac{M_{2a} + \lambda_3 M_{2c}}{Z_2}$

$\frac{M_{2a} + \lambda_2 M_{2d}}{Z_2}$</td><td>$M_{2a} \cong M_{2b,c,d}$
$M_{2b} \cong M_{2c,d,a}$
$M_{2a} \cong M_{2d,a,b}$
$M_{2a} \cong M_{2a,b,c}$</td></tr>
</table>

Таблица Н.3 – Значения гибкости и коэффициентов повышения напряжения

Обозначение соединительных деталей	За пределами уровня сечения	На уровне сечения	Гибкость	Изображение
Свариваемая изогнутая деталь или свариваемый участок трубы	$\frac{0,75}{h^{2/3}}$	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$	$\frac{e_n R}{r^2}$	
Многосекторный изогнутый элемент $l < r\,(1 + \mathrm{tg}\Theta)$ $l = 2\,R\,\mathrm{tg}\Theta$	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$	$\frac{c\,\mathrm{tg}\Theta\, e_n l}{2\quad r^2}$	
Секторный изогнутый элемент $l \geq r\,(1 + \mathrm{tg}\Theta)$	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$	$\frac{e_n}{r}\left(\frac{1+c\,\mathrm{tg}\Theta}{2}\right)$	
Сварной *T*-образный элемент в соответствии с ASME B 16.9	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$	$0,75 i_0 + 0,25$	$\frac{4,4\,e_n}{r}$	
Серийный *T*-образный элемент с усилительным элементом из листовой стали или с усилительным седлом	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$	$0,75 i_0 + 0,25$	$\frac{(e_n + 0,5\,e_r)^{5/2}}{r\left(e_n^{3/2}\right)}$	
Серийный *T*-образный элемент без усиления	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$	$0,75 i_0 + 0,25$	$\frac{e_n}{r}$	
Отбортованный варной *T*-образный элемент	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$	$0,75 i_0 + 0,25$	$\left(1+\frac{r_1}{r}\right)\frac{e_n}{r}$	

Окончание таблицы Н.3

Обозначение соединительных деталей	За пределами уровня сечения	На уровне сечения	Гибкость	Изображение
Сварное ответвление	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$	$0,75i_0 + 0,25$	$\frac{4,4e_n}{r}$	
Ответвление с наварным штуцером (с интегральным усилением)	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$	$0,75i_0 + 0,25$	$\frac{3,34\,e_n}{r}$	

Приложение I
(справочное)

Проверка изготовления пружинных опор и гасителей ударов

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:

$$\frac{|F_D - F_{act,d,\max}|}{F_D} \le 0{,}05 \quad \text{и} \quad \frac{|F_D - F_{act,u,\min}|}{F_D} \le 0{,}05\,,$$

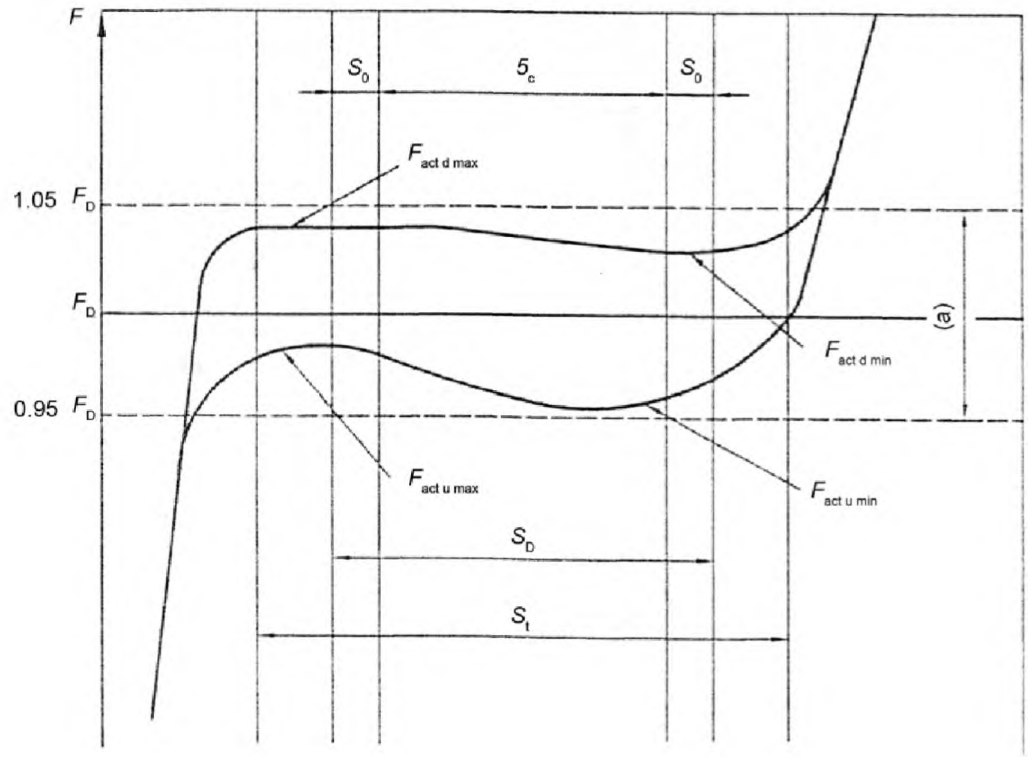
где F_{act} – действительное усилие, измеренное при проведении испытаний изготовителем;
$F_{act,\,d,\,\max}$ – действительное максимальное усилие при перемещении вниз (–);
$F_{act,\,d,\,\min}$ – действительное минимальное усилие при перемещении вниз (–);
$F_{act,\,u,\,\max}$ – действительное максимальное 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.



(a) – диапазон допусков;
S_c – рассчитанное рабочее перемещение;
$\sum S_0$ – сумма резерва перемещения;
S_t – номинальное перемещение;
S_D – требуемое проектное перемещение;
F_D – проектная нагрузка, включающая силы тяжести составных и навесных деталей (при наличии)

Рисунок I.1-1 – **Диаграмма усилие – перемещение для жестких подвесок /-опор**

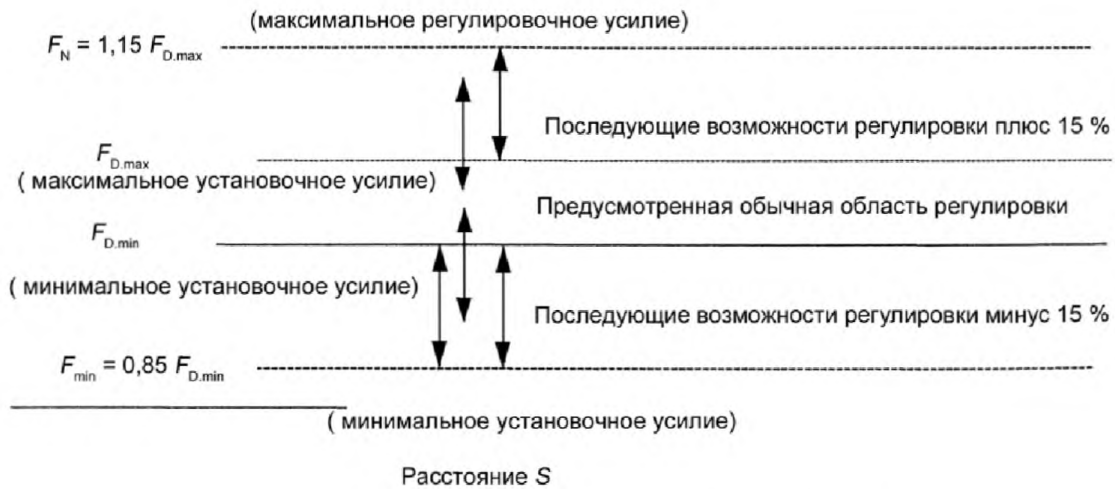
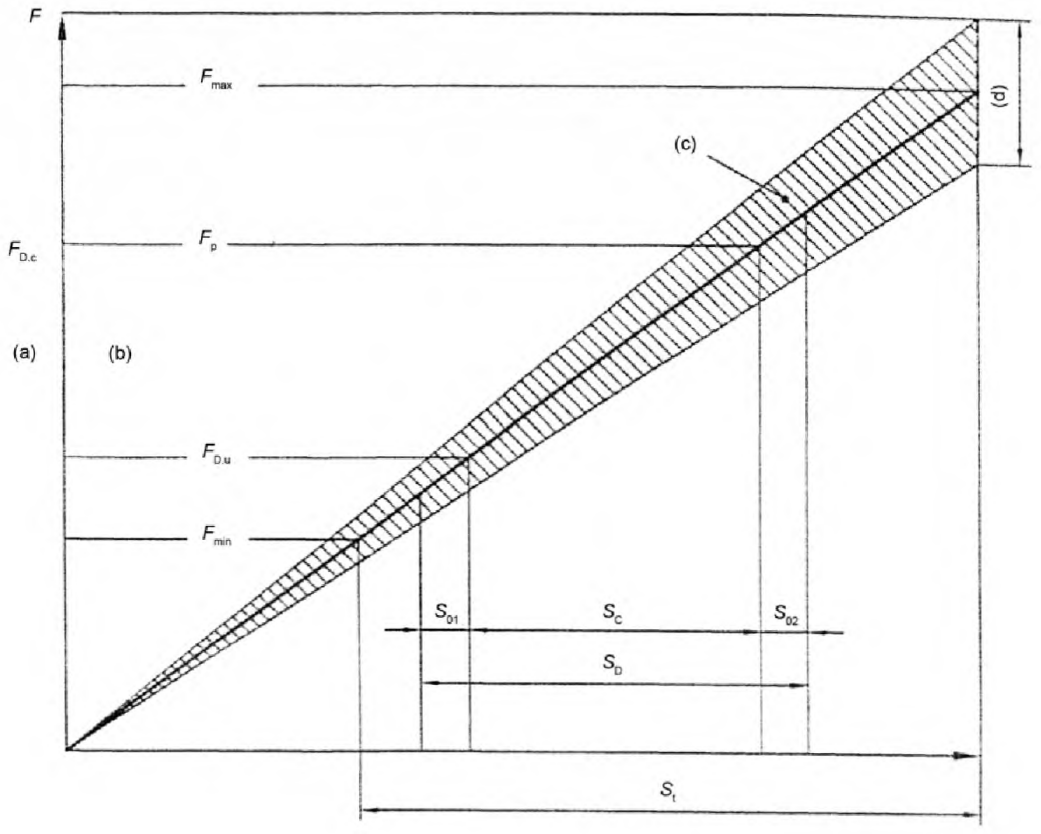
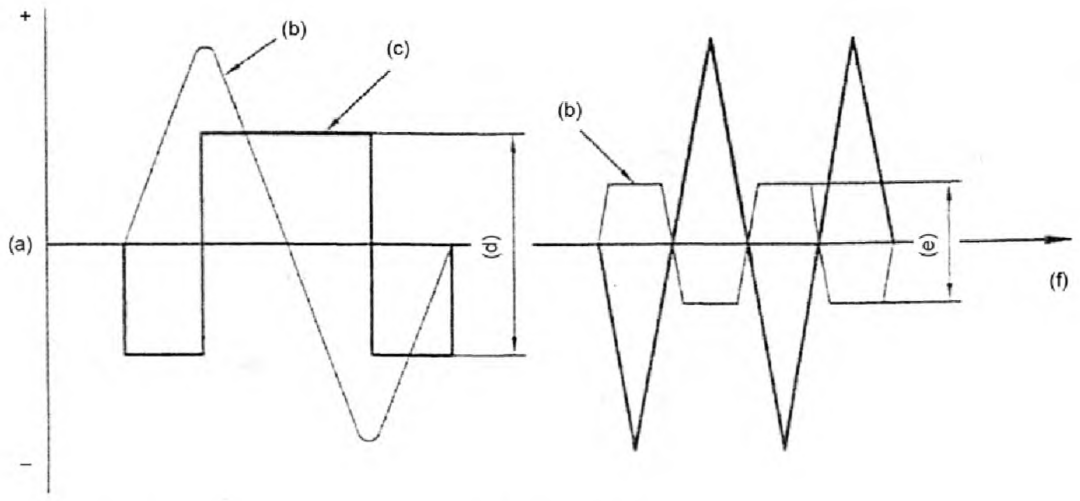


Рисунок I.1-2 – **Диапазон регулировки для жестких опор**



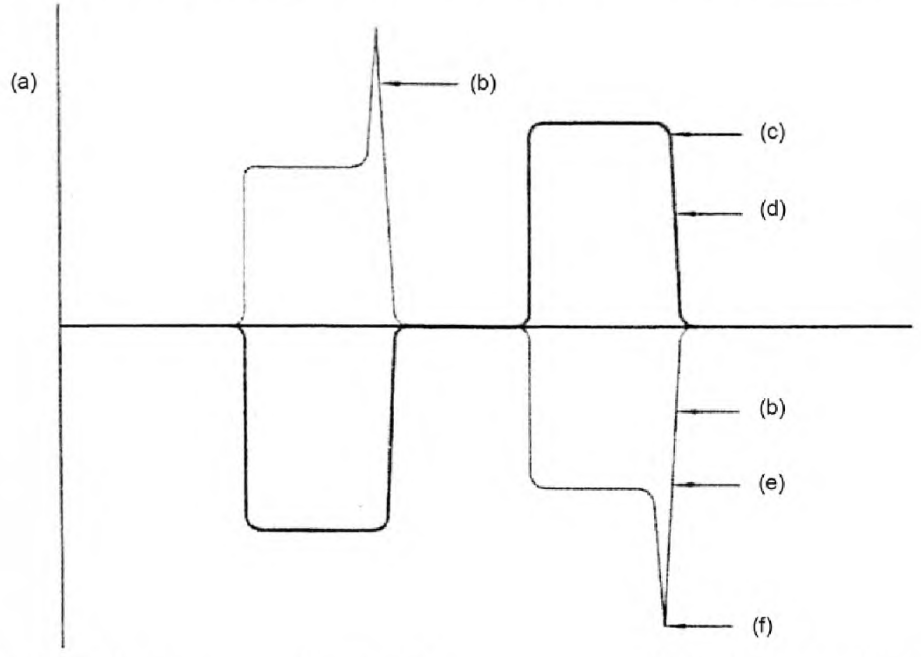
(a) – движение подвески вниз;
(b) – область допусков;
F_p – монтажная нагрузка (предварительное напряжение);
F_{max} – максимальное несущее усилие;
F_{min} – минимальное несущее усилие;
$F_{D,d}$ – холодная нагрузка (монтажная нагрузка, включая массу установленных деталей);
$F_{D,u}$ – горячая нагрузка при движении трубы вверх (включая массу установленных деталей);
S_c – рассчитанное рабочее перемещение;
$\sum S_0 = S_{01} + S_{02}$ – сумма необходимых резервов перемещения;
S_t – номинальное перемещение;
S_D – требуемое проектное перемещение

Рисунок I.2-1 – Диапазон регулировки для пружинных опор



(a) – перемещение / усилие;
(b) – перемещение;
(c) – усилие;
(d) – усилие демпфирования;
(e) – холостое перемещение;
(f) – время

a) испытание на демпфирующее усилие **b) испытание на холостое перемещение**



(a) – скорость / усилие;
(b) – скорость;
(c) – номинальная нагрузка;
(d) – усилие;
(e) – скорость вентиляции;
(f) – скорость активирования;
(g) – скорость

c) испытание на скорость активирования

Примечание – Направление кривых линий зависит от скорости протягивания испытательного листа.

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 $R_{p0,2t}/R_{p0,2RT}$, 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 $S_2/1{,}25\ R_{p0,2RT}$.

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), при этом для соответствующей составной части сооружения следует применять минимальное значение в соответствии с таблицей J.4-1. Допустимое значение случайной нагрузки определяется увеличением номинальной нагрузки на коэффициент 1,33.

Таблица J.4.1 – Значение номинальной нагрузки, определенное при проведении испытания

Тип опоры	Допустимая нагрузка на основе		
	Нагрузки разрушения	Нагрузки текучести	Нагрузки изгиба
Составная часть в форме стержня	$F_u/4{,}0$ или $F_u/2{,}4\ K_1$	$F_y/1{,}6\ K_2$	$F_b/1{,}6\ K_2$
Хомутик	$F_u/4{,}0$ или $F_u/2{,}4\ K_1$	$F_y/1{,}6\ K_2$	$F_b/1{,}6\ K_2$
Шарнирная распорка или ударный тормоз	$F_u/4{,}0$ или $F_u/2{,}4\ K_1$	$F_y/4{,}0$ или $F_y/2{,}4\ K_1$	$F_b/2{,}5$
Тормоз колебаний	$F_u/4{,}0$ или $F_u/2{,}4\ K_1$	$F_y/4{,}0$ или $F_y/2{,}4\ K_1$	$F_b/2{,}5$
Анкерная штанга	$F_u/4{,}0$ или $F_u/2{,}4\ K_1$	$F_y/4{,}0$ или $F_y/2{,}4\ K_1$	$F_b/4{,}0$ или $F_b/2{,}4\ K_1$
При этом $K_1 = \frac{R_m, \text{проверка на растяжение}}{R_m, \text{материал}}$ $K_2 = \frac{R_p 0{,}2, \text{испытание на растяжение}}{R_p 0{,}2, \text{материал}}$			

Приложение К
(справочное)

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
(справочное)

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**

Условное обозначение	Пояснение	Единица измерения
A	Площадь поперечного сечения	мм^2
I	Момент инерции площади поперечного сечения в направлении изгиба	мм^4
K	Коэффициент, зависящий от закрепления концов	–
l	Длина стержня	мм
l_b	Длина изгиба стержня	мм
λ	Гибкость стержня при продольном изгибе	–
λ	Гибкость стержня в направлении изгиба	–
p	Радиус инерции площади поперечного сечения	мм
S_m	Допустимое напряжение сжатия	Н/мм^2 (МПа)
σ	Напряжение сжатия	Н/мм^2 (МПа)

L.3 Основополагающие уравнения

Радиус инерции рассчитывается в соответствии со следующим уравнением:

$$p = \sqrt{I / A}\,. \qquad \text{(L.3-1)}$$

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:

$$\lambda = \frac{l_b}{p}. \qquad \text{(L.3-3)}$$

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

Эластичный изгиб начинается при отношении приведенной длины стержня к наименьшему радиусу инерции его поперечного сечения, характеризующем способность стержня сохранять устойчивость при продольном изгибе, равном или большем, чем значение из расчета, выполненного по следующему уравнению:

$$\lambda_c = \left(\frac{2\pi^2 E}{R_{p0,2}}\right)^{\frac{1}{2}}. \qquad \text{(L.4-1)}$$

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.

Значение напряжения сжатия должно быть менее вычисленных по формулам (L.4-2) и (L.4-3) значений для допустимой величины напряжения сжатия и не может быть более значения 0,6 $R_{p\,0,2}$.

– для $\lambda \geq \lambda_c$

$$\sigma = \frac{12}{23}\left(\frac{\pi^2 E}{\lambda^2}\right); \qquad \text{(L.4-2)}$$

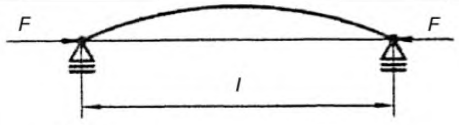
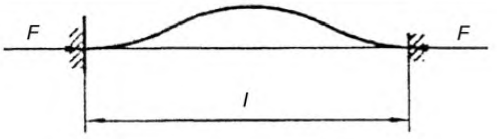
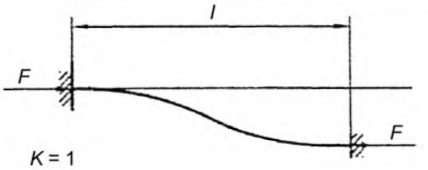
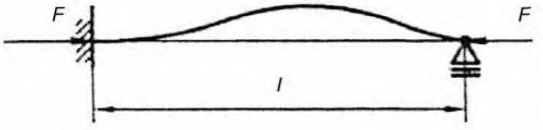
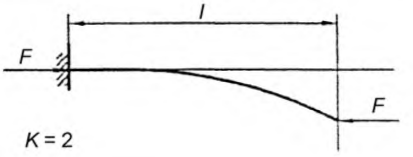
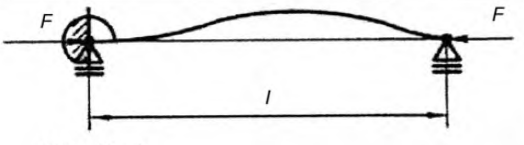
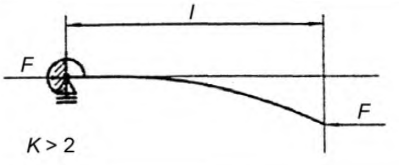
– для $\lambda < \lambda_c$

$$\sigma_a = \frac{R_{p0,2}\left[1 - \frac{1}{2}\left(\frac{\lambda}{\lambda_c}\right)^2\right]}{\left[\frac{5}{3} + \frac{3}{8}\left(\frac{\lambda}{\lambda_c}\right) - \left(\frac{\lambda}{\lambda_c}\right)^3\right]} \qquad \text{(L.4-3)}$$

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
 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:

$$\frac{f_a}{\sigma_a}+\frac{C_{m,x}f_{b,x}}{\left(1-\frac{f_a}{\sigma_{cr,x}}\right)F_b}+\frac{C_{m,y}f_{b,y}}{\left(1-\frac{f_a}{\sigma_{cr,y}}\right)}\leq 1{,}0 \qquad \text{(L.5-1)}$$

или

$$\frac{f_a}{0{,}6R_{p0,2}}+\frac{f_{b,x}}{F_b}+\frac{f_{b,y}}{F_b}\leq 1{,}0 \qquad \text{(L.5-2)}$$

Для значений ≤ 0,15 допускается использовать следующее соотношение:

$$\frac{f_a}{\sigma_a}+\frac{f_{b,x}}{F_b}+\frac{f_{b,y}}{F_b}\leq 1{,}0 \qquad \text{(L.5-3)}$$

Приложение М
(справочное)

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 $\frac{200\alpha}{\sqrt{R_{p0,2}}}$ (см. рисунок М.1.1-1).

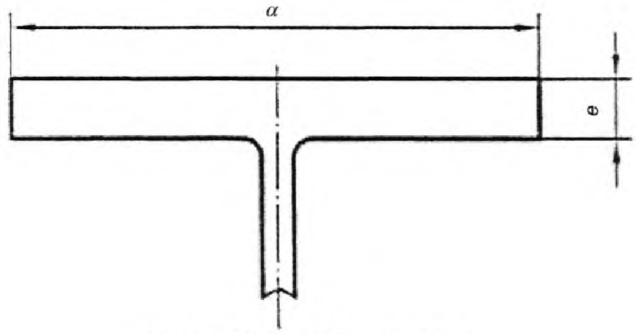


Рисунок М.1.1-1 – Размеры балки

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:

$$\frac{b}{e} \le \frac{170}{\sqrt{R_{p0,2}}}. \qquad \text{(М.1.2-1)}$$

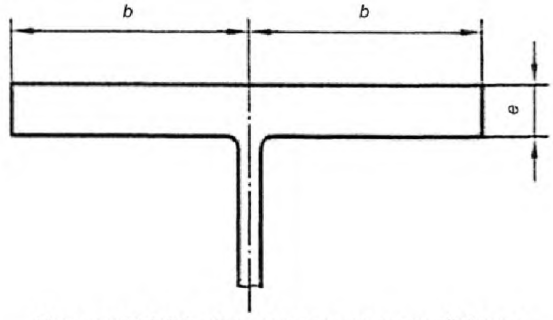


Рисунок М.1.2-1 – Размеры армированной балки

М.1.2.4 Армированные балки

Армированная часть, подверженная воздействию давления балки, должна удовлетворять следующим условиям:

$$\frac{b}{e} \le \frac{500}{\sqrt{R_{p0,2}}}. \qquad \text{(М.1.2-2)}$$

Размеры b и e приведены на рисунке М.1.2-1.

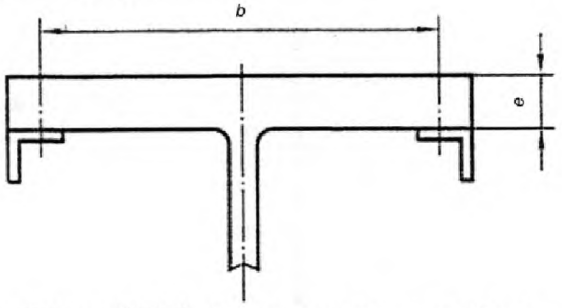


Рисунок М.1.2-2 – **Размеры армированных балок**

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 $\frac{170e}{\sqrt{R_{p0,2}}}$.

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).

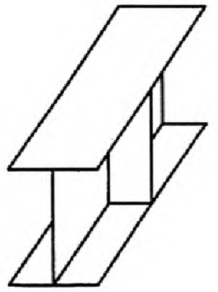


Рисунок М.1.2-3 – **Разделение стойки**

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.

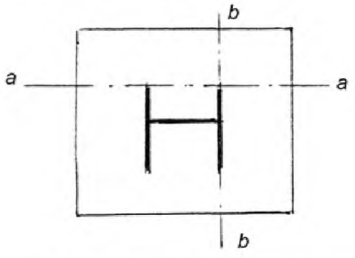


Рисунок М.3.2-1 – Простые стальные листы для крепления

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.

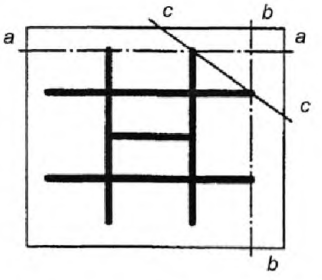


Рисунок М.3.3-1 – Стальные листы для крепления с армированием

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	Класс опор		
		S1	S2	S3
Материал	Сертификат в соответствии с EN 10204:1991, (пункт 3.1B)			У
	Сертификат в соответствии с EN 10204:1991, (пункт 2.1)		У	
	Сертификат для сварочных материалов (сварочные состояния)		У	У
Конструкция	Чертеж, план или другое изображение, в котором приведен вид и обозначение каждой опоры	X	X	X
	Чертеж каждой опоры		X	X
	Подтверждение прочности с помощью анализа, испытание и ссылка на стандартную конструкцию		У	У
Изготовление	Свидетельство о допуске сварщика в соответствии с EN 287-1		У	У
	Отчеты о методе испытания сварки в соответствии с EN 288		У	У
Испытание	Отчет об испытании в соответствии с EN 13480-5		У	У
Сертификация	Требования в соответствии с EN 13480-5	X	X	X
X = предварительно представляемые документы. У = документы, которые должны быть готовы для предоставления при проверке.				

Приложение ZA
(справочное)

Требования ЕН 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/EC, 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/EC.

Таблица ZA.1 **– Сравнение настоящего стандарта и Директивы** 97/23/E**C в отношении конструкции и расчета промышленных трубопроводов**

Гармонизированные разделы настоящего стандарта	Содержание	Директива 97/23/EC по устройствам, находящимся под давлением, приложение 1
4.2	Проектирование с применением важных коэффициентов	2.1.1, первый абзац
Раздел 5	Коэффициенты безопасности и запаса прочности	2.1.2, второй абзац
Раздел 4	Проектирование на требуемую нагрузку	2.2
4.2	Факторы, принимаемые во внимание	2.2.1, первый абзац
4.2.2, 4.2.5	Одновременное возникновение нагрузок	2.2.1, второй абзац
Раздел 6, 7, 8, 9, 11 Приложение B, D, E, H	Методы расчета	2.2.3
4.2.3.4	Расчетное давление	2.2.3b – первое перечисление
4.2.3.5	Расчетные температуры и температурные области	2.2.3b – второе перечисление
4.2.3.3	Комбинации температур и давления	2.2.3b – третье перечисление
Раздел 5, 12.3	Допустимое напряжение и концентрация напряжений	2.2.3b – четвертое перечисление
Раздел 9, 12	Аспекты стабилизации	2.2.3c
4.3	Коррозия и другое химическое воздействие	2.6
4.3	Износ	2.7
12.2 и приложение C	Опасность перегрузки	6 a)
Приложение A	Турбулентность и возникновение завихрений	6 c)
Раздел 10, 12.4 и приложение A	Усталость	6 d)
Раздел 5, 12.3, 13.3., A.2.5.	Допустимые напряжения	7.1
5.2.1	Ферритные стали	7.1.2 – первое перечисление
5.2.2	Аустенитные стали	7.1.2 – второе перечисление
5.2.4	Нелегированная или низколегированная литьевая сталь	7.1.2-3 – третье перечисление
4.5	Коэффициенты соединения	7.2

Библиография

EN 764-2 **Оборудование**, работающее под давлением. Часть 2. **Величины, символы и единицы измерения**

EN 12952-3 **Котлы водогрейные и вспомогательные установки. Часть 3. Конструкция и расчет элементов, работающих под давлением**

ISO 15348 **Трубопроводы** – Металлические компенсаторы – Общие положения

BS 31-3 **Трубопроводы для химического производства и нефтепереработки**

BS 903, Часть A26, **Эластомеры и термопластические эластомеры, определение твердости (твердость между** 10 **и** 100 IHRD)

BS 3059-2:1990 **Трубы для котлов и перегревателей из стали, трубы из термостойкой, легированной или аустенитной стали**

PD 5500: 2000 **Спецификация для сваренных расплавлением резервуаров**

[1] **Швайгерер С. Расчет прочности деталей для производства паровых котлов, емкостей и строительства трубопроводов. Второе переработанное издание. Шпрингер, Берлин/Нью-Йорк** (1970)

[2] **Макиняд Н. Расчет изгибов трубопроводов при наличии нагрузки от внутреннего давления.** VGB **Техника для электростанций** (1989), **номер** 9, **страницы** 944-949

[3] **Бюллетень Совета по исследованиям в области сварки** 107, **переработанное издание**

[4] **Бюллетень Совета по исследованиям в области сварки** 297, **переработанное издание**

[5] FDBR – **справочник. Методы расчета прочности**

Приложение Р
(справочное)

Сведения о соответствии европейских стандартов, на которые даны ссылки, государственным стандартам, принятым в качестве идентичных государственных стандартов

Таблица Р.1

Обозначение и наименование европейского стандарта	Степень соответствия	Обозначение и наименование государственного стандарта
ЕН 13480-1:2002 Трубопроводы промышленные металлические. Часть 1. Основные положения	IDT	СТБ ЕН 13480-1-2005 Трубопроводы промышленные металлические. Часть 1. Основные положения
ЕН 13480-2:2002 Трубопроводы промышленные металлические. Часть 2. Материалы	IDT	СТБ ЕН 13480-2-2005 Трубопроводы промышленные металлические. Часть 2. Материалы.
ЕН 13480-4:2002 Трубопроводы промышленные металлические. Часть 4. Изготовление и монтаж	IDT	СТБ ЕН 13480-4-2005 Трубопроводы промышленные металлические. Часть 4. Изготовление и монтаж
ЕН 13480-5:2002 Трубопроводы промышленные металлические. Часть 5. Испытания и контроль	IDT	СТБ ЕН 13480-5-2005 Трубопроводы промышленные металлические. Часть 5. Испытания и контроль
ЕН 25817:1992 Сварка дуговая. Соединение сварные сталей. Уровни качества	IDT	СТБ ЕН 25817:2001 Сварка дуговая. Соединения сварные сталей. Уровни качества

Ответственный за выпуск *В.Л. Гуревич*

Сдано в набор 07.08.2005 Подписано в печать 28.09.2005 Формат бумаги 60×84/8. Бумага офсетная.
Печать ризографическая Усл. печ. л. 23,48 Уч.-изд. л. 8,84 Тираж 100 экз. Заказ 405

Издатель и полиграфическое исполнение:
НПРУП "Белорусский государственный институт стандартизации и сертификации (БелГИСС)"
Лицензия № 02330/0133084 от 30.04.2004
БелГИСС, 220113, г. Минск, ул. Мележа, 3

gost.e-ecolog.ru