РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ОСНОВНЫХ НЕСУЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ НИЗКОГО И ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ДЛЯ МОЩНЫХ ЭНЕРГОБЛОКОВ

РТМ 24.030.33—75

Издание официальное

gost.e-ecolog.ru

РАЗРАБОТАН И ВНЕСЕН Центральным научно-исследовательским и проектно-конструкторским котлотурбинным институтом им. И. И. Ползунова

Директор	**Н. М. МАРКОВ**
Заведующий базовым отраслевым отделом стандартизации	**К. А. СУПРЯДКИН**
Заведующий отделом прочности и руководитель темы	**В. С. ПОСТОЕВ**
Исполнитель	**П. А. КУЗНЕЦОВ**

ПОДГОТОВЛЕН К УТВЕРЖДЕНИЮ Главным управлением атомного машиностроения и котлостроения Министерства тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения

Главный инженер	**В. Д. ЗОРИЧЕВ**

СОГЛАСОВАНО с Госгортехнадзором СССР письмом № 13-80/1120 от 07.10.74

УТВЕРЖДЕН Министерством тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения

Заместитель министра	**А. Г. ЭЙСМОНТ**

УДК 621.187.14 : 539.4.001.24

Группа Е25

РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ОСНОВНЫХ НЕСУЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ НИЗКОГО И ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ДЛЯ МОЩНЫХ ЭНЕРГОБЛОКОВ

РТМ 24.030.33—75

Указанием Министерства тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения от 14 января 1975 г. № АЭ-002/460 введен как рекомендуемый.

Настоящий руководящий технический материал устанавливает методику приближенного расчета на прочность оребренных трубных досок, днищ и фланцевых соединений подогревателей для ТЭС.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. Трубная доска (черт. 1) является основным несущим элементом подогревателя. В расчетной модели в общем случае она представляется как оребренная пластина, нагруженная равномерным давлением пара. При определении максимальных напряжений учитываются ослабление плиты отверстиями и отпор со стороны трубной системы (упругое основание).

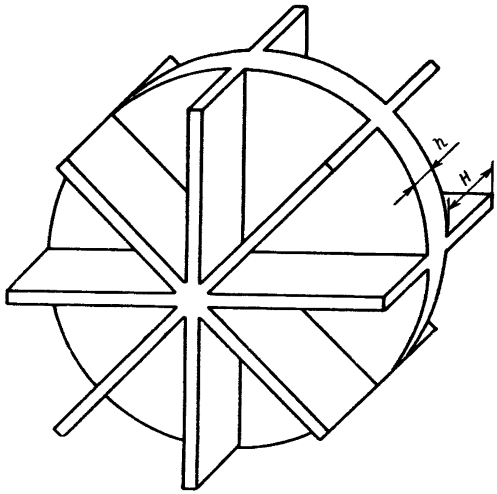
1.2. В расчете на прочность днища подогревателя высокого давления, кроме воздействия поверхностного давления пара, учитывается воздействие подводящих трубопроводов, а также определяется необходимая дополнительная толщина укрепляющей накладки к толщине, определяемой по известным нормам расчета котлоагрегатов.

1.3. В расчете фланцевых соединений определяется необходимое усилие предварительного затяга (шпилек) болтов для предельного состояния и напряжения в элементах фланцевого соединения.

Издание официальное Перепечатка воспрещена

1.4. Номинальные допускаемые напряжения σ^* (в кгс/см^2) в зависимости от расчетной температуры стенки выбираются соответственно по табл. 1 и 2. Приведенные напряжения, определяемые по суммам составляющих общих и местных изгибных напряжений в зонах концентрации, должны сравниваться с расчетными напряжениями, заданными кривыми усталости для данной марки стали (см. «Нормы расчета на прочность элементов реакторов, па-

Модель трубной доски



Черт. 1

рогенераторов, сосудов и трубопроводов атомных электростанций, опытных и исследовательских ядерных реакторов и установок». М., «Металлургия», 1973).

1.5. Для случая, когда применяется сталь, не указанная в табл. 1 и 2, или при отсутствии в этих таблицах значений для нужной расчетной температуры, номинальное допускаемое напряжение принимается равным наименьшей из трех следующих величин:

по временному сопротивлению $\sigma^* \leqslant \frac{\sigma^t_в}{n_в}$, где $n_в = 2{,}6$;

по пределу текучести $\sigma^* \leqslant \frac{\sigma^t_т}{n_т}$, где $n_т = 1{,}5$;

по пределу длительной прочности $\sigma^* \leqslant \frac{\sigma^t_д}{n_д}$, где $n_д = 1{,}5$.

Здесь $n_в$, $n_т$, $n_д$ — соответствующие коэффициенты запасов прочности.

Таблица 1

Расчетная температура стенки, °С	Номинальные допускаемые напряжения σ* для углеродистых и котельных марок сталей, кгс/см²										
	Ст2	10, 10К	Ст3	15, 15К	Ст4	20, 20К	25, 25К	22К	16ГС(ЗН)	09Г2С (М)	16НМ
20	1340	1380	1490	1520	1640	1670	1830	1720	1840	1840	2130
200	1200	1250	1340	1390	1470	1520	1600	1610	1610	1720	1900
240	1120	1150	1230	1270	1340	1400	1530	1530	1530	1630	1850
260	1070	1100	1180	1210	1270	1330	1450	1480	1470	1590	1830
280	1020	1050	1120	1160	—	1270	1380	1440	1410	1540	1810
300	980	1000	1080	1110	—	1210	1320	1400	1360	1490	1790
320	—	950	—	1060	—	1150	1260	1360	1280	1430	1770
340	—	900	—	1000	—	1090	1190	1340	1220	1370	1750
360	—	860	—	940	—	1030	1130	—	1150	1300	1710
380	—	810	—	890	—	970	1060	—	1080	1230	1650
400	—	770	—	840	—	920	1000	—	1010	1150	—
410	—	750	—	820	—	890	960	—	—	—	—
420	—	720	—	790	—	860	930	—	—	—	—
430	—	680	—	730	—	830	860	—	—	—	—
440	—	600	—	650	—	730	770	—	—	—	—
450	—	530	—	590	—	640	680	—	—	—	—
460	—	470	—	530	—	560	590	—	—	—	—
470	—	420	—	460	—	490	520	—	—	—	—
480	—	370	—	400	—	430	450	—	—	—	—
490	—	320	—	350	—	380	390	—	—	—	—
500	—	270	—	300	—	340	340	—	—	—	—

Таблица 2

Расчетная температура стенки, °С	Номинальные допускаемые напряжения σ* для низколегированных и высоколегированных марок сталей, кгс/см²						
	16М	12МХ	15ХМ	12Х1МФ	12Х2МФБ	Х18Н10Т, Х18Н12Т	1Х18Н13М2Б, (ЭИ405)
20	1530	1610	1720	1900	1600	1470	1470
250	1420	1470	1580	1670	1490	1400	1400
300	1370	1450	1520	1600	—	1380	1380
350	1260	1410	1450	1530	—	1360	1360
400	1210	1330	1380	1450	—	1330	1330
420	1170	1290	1340	1410	—	1300	1300
440	1120	1260	1320	1390	—	1260	1260
460	980	1230	1300	1360	—	1230	1230
480	760	1210	1260	1330	—	1180	1180
500	—	960	1030	1300	840	1150	1150
510	—	830	890	1200	760	1130	1130
520	—	690	780	1080	690	1120	1120
530	—	570	690	950	630	1100	1100
540	—	470	600	850	570	1080	1080
550	—	—	500	750	520	1060	1060
560	—	—	420	670	480	1030	1030
570	—	—	—	590	450	980	990
580	—	—	—	520	410	890	950
590	—	—	—	—	380	810	910
600	—	—	—	—	—	740	870
610	—	—	—	—	—	690	830
620	—	—	—	—	—	630	750
630	—	—	—	—	—	540	680
640	—	—	—	—	—	520	610
650	—	—	—	—	—	480	540
660	—	—	—	—	—	—	480
670	—	—	—	—	—	—	430
680	—	—	—	—	—	—	390
690	—	—	—	—	—	—	350
700	—	—	—	—	—	—	310

1.6. При расчете узлов и деталей необходимо применять поправочный коэффициент η, учитывающий классы и группы эксплуатации сосудов и аппаратов, работающих под давлением:

I класс — сосуды и аппараты, в которых обрабатываются или хранятся взрыво- и пожароопасные продукты, а также продукты с высокой токсичностью;

II класс — сосуды и аппараты, предназначенные для всех прочих продуктов;

1-я группа — обогреваемые сосуды и аппараты, подвергаемые обогреву открытым пламенем, топочными газами или открытыми электронагревателями;

2-я группа — необогреваемые сосуды и аппараты, а также изолированные от прямого контакта с источниками обогрева 1-й группы или обогреваемые паром, подогретым газом и пр.

1.7. Поправочный коэффициент η при расчете с учетом классов и групп выбирается по табл. 3:

Таблица 3

Группы эксплуатации	Классы эксплуатации	
	I	II
1	0,75	0,9
2	0,9	1,0

2. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ТРУБНЫХ ДОСОК ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ, УСИЛЕННЫХ РАДИАЛЬНЫМИ РЕБРАМИ

2.1. Условные обозначения:

r — текущий радиус пластины;

R — наружный радиус пластины;

$t = \frac{r}{R}$ — безразмерный радиус;

$t_1 = \frac{nb}{2\pi R}$ — радиус перехода пластины постоянной толщины в оребренную;

H — высота ребра;

b — толщина ребра;

n — количество ребер;

h — толщина пластины;

μ — коэффициент Пуассона материала;

$D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$ — цилиндрическая жесткость на изгиб;

q — интенсивность внешней нагрузки;

Q — перерезывающее усилие, отнесенное к единице длины цилиндрического сечения;

M_r — изгибающий момент, отнесенный к единице длины цилиндрического сечения;

σ_r — нормальное напряжение в цилиндрическом сечении;

$\bar{\sigma}_r$ — нормальное напряжение в ребре;

W — прогиб пластины;

φ — угол между касательной к деформированной срединной поверхности и осью r;

E — модуль упругости материала;

$\lambda = \frac{nEI_r}{2\pi RD}$ — относительная жесткость оребрения;

I_r — момент инерции ребра относительно нейтральной поверхности;

$y_0^4 = R^4 \frac{2mE_\tau F_\tau N}{l_\tau F_0 D}$ — относительная жесткость трубной системы;

m — количество перегородок в трубной системе;

E_τ, F_τ — модуль упругости материала и площадь поперечного сечения трубки;

l_τ — длина трубки;

F_0 — площадь трубной доски;

$\varkappa$ — коэффициет ослабления жесткости трубной доски на изгиб отверстиями;

N — количество трубок;

$l_* = b\frac{t}{t_1}$ — расстояние между ребрами;

z_0 — расстояние между нейтральными поверхностями оребренной пластины и пластины без ребер;

I — момент инерции произвольного сечения пластины с ребрами относительно нейтральной поверхности.

2.2. Расчетная модель

2.2.1. Трубная доска, изображенная на черт. 1, является круглой пластиной, ослабленной большим количеством отверстий. Задача расчета на прочность такой пластины представляет значительную трудность, поэтому влияние отверстий на напряженное состояние пластины учитывается приближенно. В расчете принимается уменьшенная жесткость пластины на изгиб

$$D = \varkappa D_0, \tag{1}$$

где D_0 — цилиндрическая жесткость на изгиб сплошной плиты.

В работе [5] предложены приближенные формулы для определения коэффициента ослабления жесткости:
при разбивке отверстий по прямоугольнику

$$\varkappa = 1 - \frac{4}{\pi}\arcsin\left(\frac{\sqrt{2}}{2}\frac{d}{\delta}\right); \tag{2}$$

при разбивке отверстий по треугольнику

$$\varkappa = 1 - \frac{3}{\pi} \arcsin\left(\frac{\sqrt{3}}{2}\frac{d}{\delta}\right), \qquad (3)$$

где d — диаметр отверстий, δ — расстояние между центрами двух соседних отверстий.

2.2.2. Оребренная пластина считается конструктивно ортотропной. Характеристики упругости ребер осредняются и распределяются равномерно по поверхности пластины, причем предполагается, что ребра, увеличивая жесткость пластины в радиальном направлении, не меняют ее в окружном направлении.

2.2.3. В расчете учитывается влияние трубной системы подогревателя на напряженное состояние трубных досок. Упругие характеристики трубной системы осредняются и распределяются равномерно по всей поверхности пластины. Со стороны трубной системы на трубную доску действуют:

распределенная сила, пропорциональная прогибу трубной доски;

распределенный момент.

Принимается, что трубки шарнирно соединяются с трубной доской, так как распределенный момент мал [5].

2.3. Постановка задачи

2.3.1. Описанная расчетная модель приводит к решению системы двух интегро-дифференциальных уравнений, допускающей только численное решение. Численный метод решения трудоемок и неудобен при проектировании и расчете подогревателей. Предлагаемый метод заключается в замене решения исходной задачи решениями нескольких более простых задач.

2.3.2. По методике [4] пластина с несимметричным оребрением заменяется симметрично оребренной плитой (черт. 2).

2.3.3. На основе метода [6] вычисляется максимальный прогиб пластины с симметричными ребрами.

2.3.4. Из условия равенства максимальных прогибов пластины постоянной толщины [8] и пластины с ребрами определяется приведенная высота пластины.

Условия закрепления и нагружения для оребренной и эквивалентной пластин принимаются одинаковыми.

2.3.5. По методу расчета на прочность пластин постоянной толщины [5] на упругом основании вычисляются прогиб и изгибающий момент эквивалентной пластины.

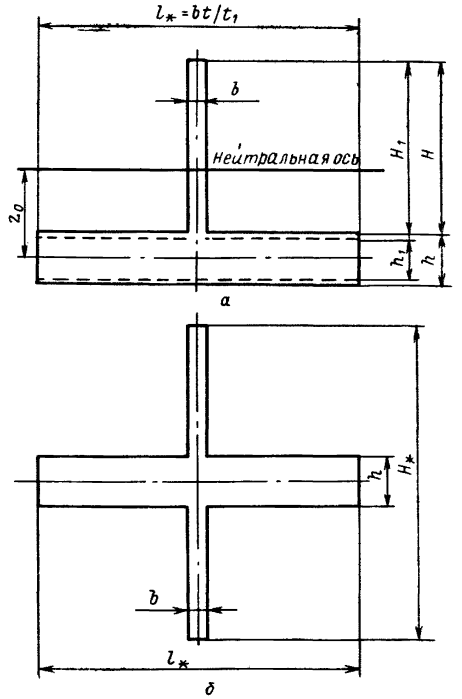
2.3.6. Изгибающий момент, действующий на оребренную пластину, задается предварительным расчетом, и вычисляются максимальные напряжения в пластине и ребре. Решения перечисленных задач дают решение исходной задачи в усилиях и перемещениях.

2.4. Приведенная высота ребра

2.4.1. Расчетные формулы, приведенные в работе [6] для пластин с симметричными ребрами, значительно проще формул, по-

лученных в работе [1] для расчета на прочность несимметрично оребренных пластин. Жесткости несимметричного и симметричного оребрений при одинаковых высотах ребер будут различны. Поэтому заранее предполагается, что при определении усилий и напряжений в пластине с несимметричным оребрением может быть использовано полученное решение для пластины с симметричными ребрами, высота которых должна быть найдена из условия равножесткости двух схем оребрения (черт. 2):

К определению приведенной высоты ребра



а — одностороннее оребрение; *б* — симметричное оребрение

Черт. 2

$$\left(\frac{H_*}{H}\right)^3 = 1 + 3(1 + a - z)^2 + \frac{3a}{1-\mu^2}\frac{t}{t_1}z^2, \qquad (4)$$

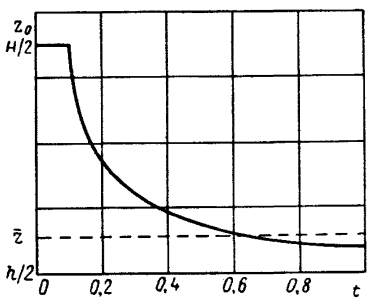
где

$$\left.\begin{aligned} z &= \frac{2z_0}{H}, \quad \text{если } 0 \leqslant t \leqslant t_1; \\ z &= \frac{2z_0}{H}\,\frac{1+a}{1+a\dfrac{t}{t_1}}, \quad \text{если } t_1 < t \leqslant 1; \\ a &= \frac{h}{H}. \end{aligned}\right\} \tag{5}$$

2.4.2. Считается, что нейтральный слой несимметрично оребренной пластины отстоит на некотором постоянном расстоянии от срединной поверхности (черт. 3):

$$\bar{z} = \frac{1}{1-t_1}\int\limits_{t_1}^{1} z\,dt = \frac{t_1}{1-t_1}\,\frac{1-a}{a}\ln\frac{1+a/t_1}{1+a}. \tag{6}$$

К определению приведенной высоты ребра



Черт. 3

Из условия $z(t)-\bar{z}=0$ определяется

$$t = \frac{1-t_1}{\ln\dfrac{1+a/t_1}{1+a}} - \frac{t_1}{a}. \tag{7}$$

После подстановки выражений (6) и (7) в формулу (5) формула приведения высоты ребра принимает вид

$$\left(\frac{H_*}{H}\right)^3 = 1 + 3(1+a)^2\left(1 - \frac{1}{1-t_1}\,\frac{t_1}{a}\ln\frac{1+a/t_1}{1+a}\right)\times$$
$$\times\left(1 + \frac{\mu^2}{1-\mu^2}\,\frac{t_1}{a}\,\frac{1}{1-t_1}\ln\frac{1+a/t_1}{1+a}\right). \tag{8}$$

Такой подход к определению приведенной высоты ребра существенно упрощает процесс вычисления и не вносит значительной погрешности в конечный результат.

2.5. Определение прогиба пластины с симметричными ребрами

2.5.1. Расчетная модель трубной доски, как показано на черт. 1, состоит из жесткой вкладки ($0 \leqslant t \leqslant t_1$) и оребренного кольца

($t_1 \leqslant t \leqslant 1$). В работе [6] получены выражения прогиба, угла поворота, радиального изгибающего момента и перерезывающей силы для кольцевой симметрично оребренной пластины под равномерным давлением:

$$\left.\begin{aligned} W &= w_0 + \frac{M_0R^2}{D} w_1 + \varphi_0 R w_2 + \frac{Q_0R^3}{2D} w_3 + \frac{qR^4}{8D} w_4; \\ \varphi &= \frac{M_0R}{D} A_1 + \varphi_0 A_2 + \frac{Q_0R^2}{2D} A_3 + \frac{qR^3}{8D} A_4; \\ M_r &= M_0 m_1 + \frac{\varphi_0 D}{R} m_2 + \frac{Q_0R}{2} m_3 + \frac{qR^2}{8} m_4; \\ Q &= \frac{1}{t} Q_0 - \frac{qR}{2} \frac{1-t^2}{t}, \end{aligned}\right\} \quad (9)$$

где

$$\left.\begin{aligned} A_1 &= -\frac{1-t}{\lambda} + \frac{t}{\lambda^2} \ln \frac{t+\lambda}{t(1+\lambda)}; \\ A_2 &= t - (1+\mu+\lambda) A_1; \\ A_3 &= A_1 - t \ln \frac{t+\lambda}{1+\lambda}; \\ A_4 &= -A_1 + \frac{t(1-t^2)}{2} - \lambda t(1-t) + (2-\lambda^2) t \ln \frac{t+\lambda}{1+\lambda}; \\ m_1 &= \frac{1}{t^2} + \left(1+\mu+\frac{\lambda}{t}\right) \frac{A_1}{t}; \\ m_2 &= 1+\mu+\frac{\lambda}{t} - (1+\mu+\lambda) m_1; \\ m_3 &= m_1 - 1 - \left(1+\mu+\frac{\lambda}{t}\right) \ln \frac{t+\lambda}{1+\lambda}; \\ m_4 &= (1-\lambda^2) m_1 - (2-\lambda^2) m_3 + \frac{1+\mu}{2}(1-2\lambda) + 2\lambda^2 - \\ &\quad - \frac{3+\mu}{2} t^2 + \frac{1+2\mu}{2} \lambda t + \frac{\lambda(1-2\lambda)}{2t}; \\ w_1 &= -\frac{t}{2} A_1 + \frac{1}{2} \ln \frac{t+\lambda}{1+\lambda}; \\ w_2 &= \frac{1-t^2}{2} - (1+\mu+\lambda) w_1; \\ w_3 &= w_1 + \frac{1-t^2}{4} - \frac{\lambda(1-t)}{2} + \frac{t^2-\lambda^2}{2} \ln \frac{t+\lambda}{1+\lambda}; \\ D &= \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}; \\ \lambda &= \frac{nEI_r}{2\pi RD}; \\ I_r &= \frac{b(H_*-h)}{48} [(H_*-h)^2 + 3(H_*+h)^2]; \\ w_4 &= (1-\lambda^2) w_1 - (2-\lambda^2) w_3 + \frac{1-t^2}{8} - \frac{\lambda}{6}(1-t)^2(1+2t). \end{aligned}\right\} \quad (10)$$

Здесь w_0, φ_0, M_0, Q_0 — начальные параметры, равные значениям прогиба, угла поворота, изгибающего момента и перерезывающей силы на краю пластины ($t=1$).

2.5.2. Начальные параметры определяются из условий закрепления краевых сечений пластин. Так, для шарнирно опертой трубной доски

$$Q\Big|_{t=t_1}=\frac{qRt_1}{2}; \qquad W\big|_{t=1}=0;$$

$$\varphi\big|_{t=t_1}=0; \qquad M_r\big|_{t=1}=0.$$

После подстановки выражения (9) в краевые условия

$$\left.\begin{aligned} w_0&=0; & M_0&=0;\\ \varphi_0&=-\frac{2A_3(t_1)+A_4(t_1)}{8A_2(t_1)}\frac{qR^3}{D}; & Q_0&=\frac{qR}{2}. \end{aligned}\right\} \tag{11}$$

Для жестко заделанной трубной доски из краевых условий

$$Q\Big|_{t=t_1}=\frac{qRt_1}{2}; \qquad w\big|_{t=1}=0;$$

$$\varphi\big|_{t=t_1}=0; \qquad \varphi\big|_{t=1}=0$$

определяются выражения начальных параметров:

$$\left.\begin{aligned} w_0&=0; & M_0&=-\frac{2A_3(t_1)+A_4(t_1)}{8A_1(t_1)}qR^2;\\ \varphi_0&=0; & Q_0&=\frac{qR}{2}. \end{aligned}\right\} \tag{12}$$

2.5.3. Окончательно выражение прогиба пластины с симметричными ребрами под равномерным давлением без учета отпора трубок принимает вид

$$\left.\begin{aligned} W_r&=w_0+\frac{M_0R^2}{D}w_1(t_1)+\varphi_0Rw_2(t_1)+\frac{qR^4}{8D}[2w_3(t_1)+w_4(t_1)]\\ &\text{при } 0\leqslant t\leqslant t_1;\\ W_r&=w_0+\frac{M_0R^2}{D}w_1+\varphi_0Rw_2+\frac{qR^4}{8D}[2w_3+w_4]\\ &\text{при } t_1<t\leqslant 1. \end{aligned}\right\} \tag{13}$$

Начальные параметры w_0, φ_0, M_0 и Q_0 задаются соотношениями (11) или (12) в зависимости от способа закрепления трубной доски на краю. Функции w_1, w_2, w_3 и w_4 вычисляются по формулам (10).

2.6. Приведенная высота пластины

2.6.1. В работе [5] предлагается метод расчета круглых пластин постоянной толщины с учетом отпора трубок. Заменив ореб-

ренную пластину эквивалентной пластиной постоянной толщины, можно использовать данную методику для расчета ребристых пластин.

2.6.2. Все параметры эквивалентной пластины считаются известными. Из условия равенства максимальных прогибов оребренной и эквивалентной пластин определяется толщина эквивалентной пластины h_*. Максимальные прогибы обеих пластин без учета отпора трубок находятся в центре ($t=0$), поэтому уравнение для определения h_* принимает вид

$$W(0, h_*) = W_r(0), \tag{14}$$

где $W(t, h_*)$ — прогиб эквивалентной пластины;
$W_r(t)$ — прогиб ребристой пластины.

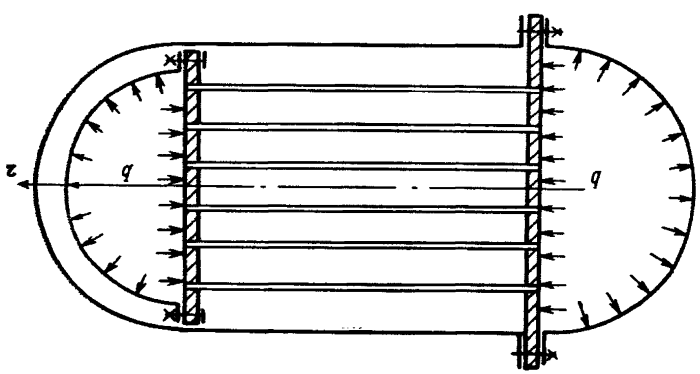
2.6.3. Толщина эквивалентной пластины вычисляется по формулам:
для шарнирно-опертой трубной доски

$$\left(\frac{h_*}{h}\right)^3 = \frac{5+\mu}{8(1+\mu)} \frac{A_2(t_1)}{A_2(t_1)[2w_3(t_1)+w_4(t_1)] - w_2(t_1)[2A_3(t_1)+A_4(t_1)]}; \tag{15}$$

для жестко заделанной по внешнему контуру пластины

$$\left(\frac{h_*}{h}\right)^3 = \frac{8A_1(t_1)}{A_1(t_1)[2w_3(t_1)+w_4(t_1)] - w_1(t_1)[2A_3(t_1)+A_4(t_1)]}. \tag{16}$$

Модель подогревателя с плавающей головкой



Черт. 4

2.7. Вычисление перемещений и усилий с учетом отпора трубок

2.7.1. Подогреватель с плавающей головкой изображен на черт. 4. Прогибы и радиальные изгибающие моменты, действующие в трубных досках под равномерно распределенной нагрузкой, с учетом отпора трубок вычисляются по формулам:

$$\left.\begin{aligned} W_{1*} &= A_1 + A_2 t^2 + A_3 \operatorname{ber}(y_0 t) + A_4 \operatorname{bei}(y_0 t);\\ W_{2*} &= A_1 + A_2 t^2 - A_3 \operatorname{ber}(y_0 t) - A_4 \operatorname{bei}(y_0 t) - \frac{2R^4 q}{y_0^4 D_*};\\ M_{r1*} &= -M_{r2*} = \frac{D_* y_0^2}{R^2}\left[-A_4 \operatorname{ber}(y_0 t) + \frac{1-\mu}{y_0 t}\operatorname{ber}'(y_0 t) A_3 + \right.\\ &\left. + A_3 \operatorname{bei}(y_0 t) + A_4 \frac{1-\mu}{y_0 t}\operatorname{bei}'(y_0 t)\right], \end{aligned}\right\} \quad (17)$$

где $\operatorname{ber} t$, $\operatorname{bei} t$ — функции Томсона первого рода;

W_{1*}, W_{2*} — прогибы фиксированной и плавающей трубных досок;

$D_* = \varkappa \frac{Eh_*^3}{12(1-\mu^2)}$ — цилиндрическая жесткость эквивалентной пластины с учетом ослабления отверстиями.

Постоянные интегрирования, входящие в систему (17), определяются из граничных условий:

для шарнирно опертых трубных досок

$$\left.\begin{aligned} W_{1*}\big|_{t=1} &= 0;\\ \left[\Delta W_{1*} - \frac{1-\mu}{t}\frac{dW_{1*}}{dt}\right]\Big|_{t=1} &= 0;\\ \left[\Delta W_{2*} - \frac{1-\mu}{t}\frac{dW_{2*}}{dt}\right]\Big|_{t=1} &= 0;\\ \frac{d}{dt}(\Delta W_{2*})\Big|_{t=1} &= -\frac{qR^4}{2D_*}; \end{aligned}\right\} \quad (18)$$

для жестко защемленных трубных досок

$$\left.\begin{aligned} W_{1*}\big|_{t=1} &= 0;\\ \frac{dW_{1*}}{dt}\Big|_{t=1} &= 0;\\ \frac{dW_{2*}}{dt}\Big|_{t=1} &= 0;\\ \frac{d}{dt}(\Delta W_{2*})\big|_{t=1} &= -\frac{qR^4}{2D_*}. \end{aligned}\right\} \quad (19)$$

2.7.2. Подогреватель с закрепленными трубными досками изображен на черт. 5.

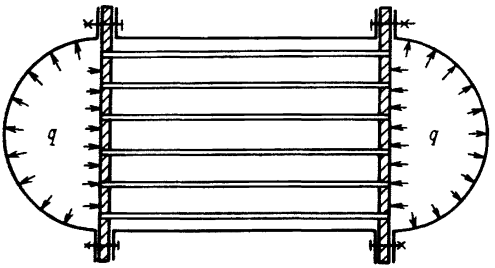
В подогревателях данного вида возникает симметричное напряженное состояние, поэтому рассматривается работа одной трубной доски.

Прогиб и радиальный изгибающий момент определяются следующим образом:

$$\left.\begin{aligned} W_* &= A_1 \operatorname{ber}(y_0 t) + A_2 \operatorname{bei}(y_0 t) + \frac{qR^4}{D_* y_0^4}; \\ M_{r*} &= \frac{D_* y_0^2}{R^2}\left\{-A_4 \operatorname{ber}(y_0 t) + \frac{1-\mu}{y_0 t} A_3 \operatorname{ber}'(y_0 t) + \right. \\ &\left. + A_3 \operatorname{bei}(y_0 t) + \frac{1-\mu}{y_0 t} A_4 \operatorname{bei}'(y_0 t)\right\}. \end{aligned}\right\} \quad (20)$$

При вычислении параметра упругого основания y_0 вместо длины трубки $l_т$ следует подставлять половину ее длины.

Модель подогревателя с фиксированными трубными досками



Черт. 5

Постоянные интегрирования определяются из граничных условий:
для свободно опертых трубных досок

$$\left.\begin{aligned} \left[\frac{d^2 W_*}{dt^2} + \frac{\mu}{t}\frac{dW_*}{dt}\right]\Big|_{t=1} &= 0; \\ \left[\frac{d^3 W_*}{dt^3} + \frac{1}{t}\frac{d^2 W_*}{dt^2} - \frac{1}{t^2}\frac{dW_*}{dt}\right]\Big|_{t=1} &= \frac{BR^2}{2D_*} W_*(1) + \frac{qR^4}{2D_*}; \end{aligned}\right\} \quad (21)$$

для жестко закрепленных трубных досок

$$\left.\begin{aligned} \frac{dW_*}{dt}\Big|_{t=1} &= 0; \\ \left[\frac{d^3 W_*}{dt^3} + \frac{1}{t}\frac{d^2 W_*}{dt^2} - \frac{1}{t^2}\frac{dW_*}{dt}\right]\Big|_{t=1} &= \frac{BR^2}{2D_*} W_*(1) + \frac{qR^4}{2D_*}, \end{aligned}\right\} \quad (22)$$

где $B = \dfrac{2Rh_ц E_ц}{l_т/2}$;

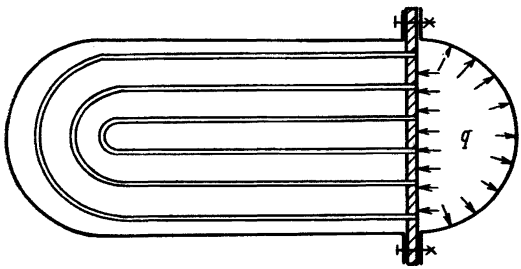
$h_ц$ — толщина стенки цилиндра (корпуса);

$E_ц$ — модуль упругости материала цилиндра.

2.7.3. Подогреватель с U-образными трубками изображен на черт. 6.

В рассматриваемой конструкции подогревателя трубки, не испытывая сжатия, создают только распределенный момент. В работе [5] показано, что влияние этого момента на деформацию трубной доски пренебрежимо мало. Следовательно, при расчете трубных досок подогревателей с *U*-образными трубками можно использовать расчетные формулы (приведенные в подразделе 2.5), цилиндрическая жесткость пластины в которых вычисляется с учетом ослабления ее отверстиями.

Модель подогревателя с U-образными трубками



Черт. 6

Расчетные формулы (17), (20) и (13) дают приближенное аналитическое решение поставленной задачи для основных типов подогревателей.

2.8. Расчет напряжений в ребре и пластине

2.8.1. Рассматривается произвольное сечение пластины с односторонними ребрами (черт. 2, *а*). Влияние отверстий на напряженное состояние пластины учитывается уменьшением цилиндрической жесткости, что равносильно принятию в расчете уменьшенной толщины пластины. Срединные поверхности недеформированной пластины с отверстиями и недеформированной сплошной пластины совмещены, поэтому высоты ребер различны. Толщина пластины и высота ребра пластины с отверстиями вычисляются по формулам:

$$\left.\begin{aligned} h_1 &= h\sqrt[3]{\varkappa}; \\ H_1 &= H + \frac{h - h_1}{2}. \end{aligned}\right\} \qquad (23)$$

2.8.2. Максимальные напряжения в пластине и ребре, возникающие под действием момента, определяемого формулами (17) или (20), вычисляются следующим образом:

$$\left.\begin{aligned} \bar{\sigma}_r &= \frac{t}{t_1}\frac{bM_r}{I}\left(H_1 + \frac{h_1}{2} - z_0\right); \\ \sigma_r &= -\frac{t}{t_1}\frac{bM_r}{I}\left(\frac{1}{2}h_1 + z_0\right). \end{aligned}\right\} \qquad (24)$$

Момент инерции сечения и координата нейтрального слоя оребренной пластины вычисляются по формулам:

$$z_0 = \frac{H_1}{2}, \quad \text{если } 0 \leqslant t \leqslant t_1;$$

$$z_0 = \frac{H_1}{2} \frac{1 + \frac{h_1}{H_1}}{1 + \frac{t}{t_1}\frac{h_1}{H_1}}, \quad \text{если } t_1 < t \leqslant 1;$$

$$I = \frac{b}{12}\frac{t}{t_1}(H_1 + h_1)^3, \quad \text{если } 0 \leqslant t \leqslant t_1;$$

$$I = \frac{b}{12}\Big[(H_1 + h_1)^3 + 3H_1(H_1 + h_1)(H_1 - 4z_0) +$$

$$+ 12z_0^2\Big(H_1 + h_1\frac{t}{t_1}\Big) + h_1^3\Big(\frac{t}{t_1} - 1\Big)\Big], \quad \text{если } t_1 < t \leqslant 1.$$

Формулы (17), (20) и (24) дают приближенное решение исходной задачи.

2.9. Порядок расчета трубных досок подогревателей

2.9.1. При расчете трубных досок подогревателей с U-образными трубками влияние трубного пучка на напряженное состояние трубной доски не учитывается. Расчет производится в следующем порядке:

вычисляются параметры $t_1 = \frac{nb}{2\pi R}$ и $a = \frac{h}{H}$;

по найденным значениям t_1 и a определяется безразмерный параметр относительной жесткости оребрения λ с помощью номограммы (черт. 2 обязательного приложения 3);

с помощью номограмм (черт. 3—14 обязательного приложения 3) вычисляются значения начальных параметров, заданных формулами (11) или (12); с помощью номограмм (черт. 3—14 обязательного приложения 3) записываются аналитические выражения W и M_r, заданные по формуле (9), и определяется максимальный момент, действующий в оребренной пластинке;

по формулам (23) и (24) вычисляется наибольшее напряжение, действующее в пластине и ребре.

2.9.2. Расчет трубных досок подогревателей с учетом отпора трубок (подогреватель с плавающей головкой, подогреватель с двумя фиксированными трубными досками) производится в следующем порядке:

проводятся первые три этапа вычислений, указанные в п. 2.9.1;

в зависимости от способа закрепления трубной доски по формулам (15) или (16) вычисляется приведенная толщина h_* эквивалентной пластины;

по номограмме (черт. 1 обязательного приложения 3) определяется коэффициент ослабления жесткости пластины отверстиями χ, и вычисляется цилиндрическая жесткость эквивалентной пластины

$$D_* = \chi \frac{Eh_*^3}{12(1 - \mu^2)};$$

вычисляется относительный параметр жесткости трубной системы

$$y_0^4 = R^4 \frac{2mE_тF_тN}{l_тF_0D_*};$$

по табл. 1 обязательного приложения 1 определяются функции Томсона [3]

$$\operatorname{ber} y_0, \quad \frac{1}{y_0}\operatorname{ber}' y_0, \quad \operatorname{bei} y_0, \quad \frac{1}{y_0}\operatorname{bei}' y_0;$$

после подстановки выражения (17) или (20) в краевые условия (18), (19) или (21), (22) получается система уравнений для определения постоянных интегрирования A_1, A_2, A_3 и A_4;

после вычисления значений $A_1 - A_4$ и подстановки их в выражения (17) или (20), определяется наибольшее значение изгибающего момента, действующего в эквивалентной пластине;

вычисление заканчивается двумя последними этапами, указанными в п. 2.9.1.

3. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ НЕСУЩИХ УЗЛОВ ПОДОГРЕВАТЕЛЯ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

3.1. Условные обозначения:

$M_п$ — изгибающий момент в поперечном сечении подводящей трубы трубопровода в месте ее сопряжения с днищем корпуса;

$P_п$ — осевое усилие со стороны подводящей трубы, действующее на днище корпуса;

$M_к$ — крутящий момент в том же сечении трубопровода;

$P_к$ — поперечное усилие, действующее от трубы на днище корпуса;

N — внутреннее растягивающее усилие в сечении днища корпуса по линии сопряжения с трубой;

X_2 — изгибающий момент в сечении днища;

h_0 — толщина укрепляющей отверстие накладки (днища); толщины днища и накладки принимаются одинаковыми;

R — радиус сферы, описывающий оболочку днища в области отверстия;

l — расстояние между трубами, входящими в днище;

$d_н$ — диаметр отверстия (наружный диаметр трубы);

$\theta_0 = \frac{d_н}{2R}$ — половина центрального угла «жесткого» включения;

Φ_0, ψ_0, φ_0, $\varkappa_0$, γ_0 — вспомогательные функции;

α_{ij} — коэффициенты податливости края отверстия оболочки днища;

x_0 — аргумент функций Томсона;

p — внутреннее давление пара, действующее на стенки корпуса подогревателя;

Δh — требуемая дополнительная толщина укрепляющей накладки;

X_i, X_{ik}, X_{ip}, Y_i, Y_{i0} — внутренние усилия в характерных сечениях фланцевого соединения в рабочем состоянии и при затяге шпилек;

δ_{ik}, c_{ik}, Δ_{ip}, Δ_{ik}, Δ_{i0} — коэффициенты податливости;

φ_p, φ_0 — поворот кольца фланца в нагрузочном и «единичном» состояниях;

y, F — момент инерции и площадь поперечного сечения кольца фланца;

M_p — момент от нагрузки, действующий на кольцо;

h_1, h_2 — толщины оболочек;

$N_ф$, $M_ф$, $N_ф^0$, $M_ф^0$ — полные усилия, действующие на кольцо фланца в нагрузочном состоянии и при затяге шпилек;

$l_н$, $h_н$ — длина и толщина мембраны;

$l_б$, $d_б$ — длина и диаметр шпильки (болта) фланцевого соединения;

T_0 — необходимое усилие предварительного затяга;

$[\sigma_н]$ — допускаемое номинальное напряжение;

$[\sigma_ш]$ — допускаемое напряжение для шпильки;

β_1, β_2, D_1, D_2 — параметры оболочек;

y_i, b_i — вспомогательные функции аргумента x.

3.2. Расчет на прочность днища подогревателя высокого давления (ПВД)

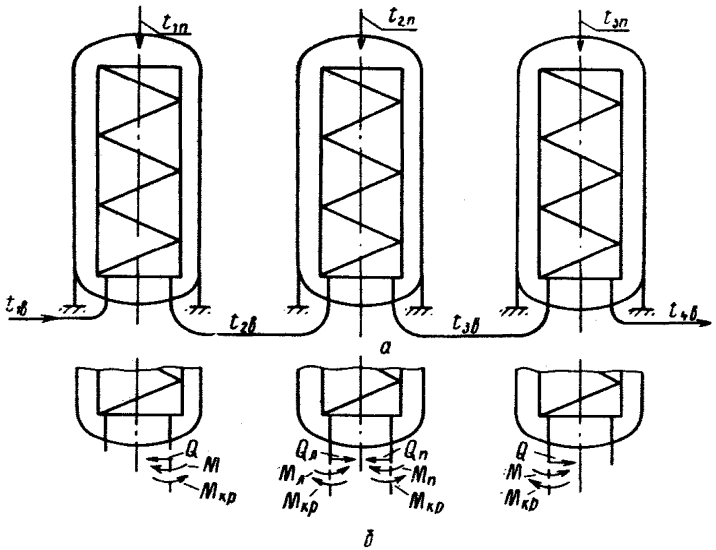
3.2.1. Расчетная модель подогревателя, изображенная на черт. 7, *а*, представляется в виде соединенных между собой подводящими трубами трех сосудов — низкого, среднего и высокого давления пара. Все сосуды жестко связаны с основанием.

Подводящая система труб представляет из себя рамную пространственную конструкцию, упруго связанную с днищами ПВД и системой труб теплообменника, расположенного внутри корпуса.

Система труб («внутренняя начинка» ПВД) является довольно жесткой частью конструкции. Поэтому в расчетной модели «начинка» представляется как жесткое ядро, расположенное внутри корпуса и упруго связанное с подводящей системой труб, которая в свою очередь упруго связана с днищем подогревателя.

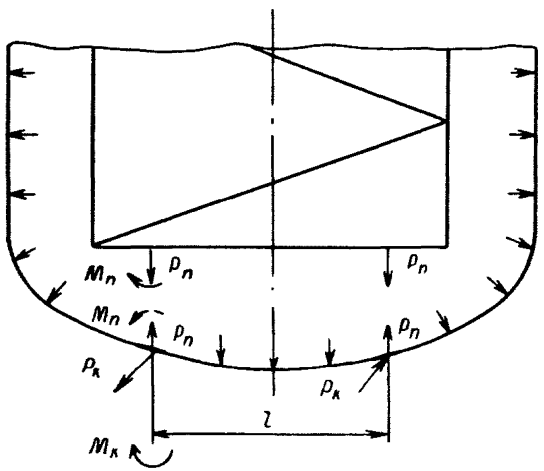
3.2.2. Температурные расширения днища ПВД и температурные удлинения подводящих труб вызывают взаимное воздействие и появление температурных напряжений в трубной системе и днище. На внутренние стенки корпуса ПВД действует

Расчетная модель подогревателя высокого давления



Черт. 7

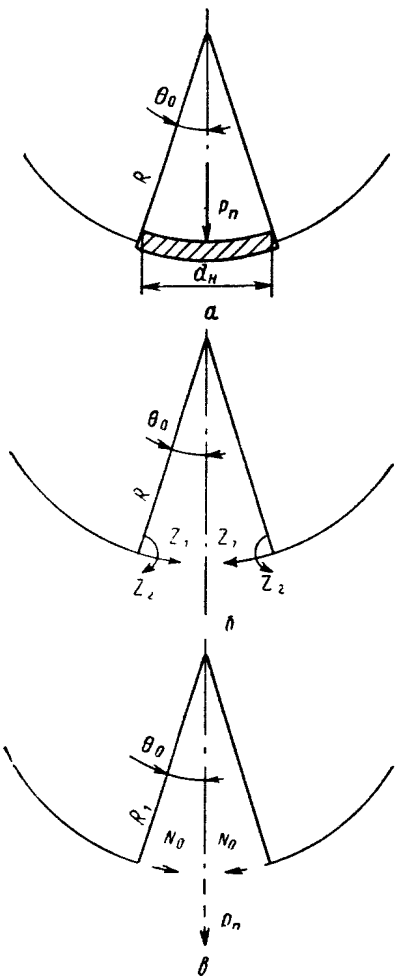
Внутренние усилия в поперечных сечениях труб



Черт. 8

равномерное поверхностное давление пара. В связи с этим днище рассчитывается на одновременное воздействие внутреннего давления и усилий, действующих от подводящих труб.

Расчетная модель днища ПВД



Черт. 9

3.2.3. Расчет днища на воздействие только внутреннего давления производится по существующим нормам расчета днищ. Определяются требуемая толщина оболочки днища и соответствующие размеры подкрепляющей отверстие накладки.

3.2.4. Величины внутренних усилий в поперечных сечениях труб у днища (черт. 8) считаются заданными (такие данные представляются Теплоэлектропроектом).

3.2.5. Наибольшие усилия на днище труб будут возникать в крайних аппаратах. К крайнему аппарату высокого давления с одной стороны подводится труба от среднего аппарата, с другой стороны труба отводит подогретую воду в котел. Считается, что система отводящих труб имеет значительно бо́льшую самокомпенсацию, чем подводящий трубопровод от среднего ПВД, т. е. со стороны отвода нагрузки на днище незначительные, следовательно, нагрузка со стороны подводящего трубопровода будет полностью передаваться на днище.

При этом нагрузка в виде момента M, поперечной силы Q и крутящего момента $M_{кр}$ (черт. 7, *б*) будет передаваться полностью на днище через жесткое ядро.

Средний аппарат находится в более выгодных условиях, так как двусторонняя нагрузка от труб будет как бы «замыкаться» на жесткое внутреннее ядро этого аппарата. Днище в нем будет значительно разгружено от воздействия усилий со стороны труб.

3.2.6. Податливость днища значительно больше, чем податливость сечения трубы в месте входа ее в днище.

Если пренебречь величинами реактивного изгибающего и крутящего моментов со стороны днища (которые малы по сравнению

с действующим моментом в сечении трубы), то на днище со стороны жесткого ядра через трубы (см. черт. 8) будут действовать в вертикальной плоскости силы $P_п$, уравновешивающие изгибающий момент, и в горизонтальной плоскости силы $P_к$, уравновешивающие крутящий момент.

Эти силы будут связаны с изгибающим и крутящим моментами следующими соотношениями:

$$P_п = \frac{M_п}{l}; \quad P_к = \frac{M_к}{l}, \tag{25}$$

где $M_п$, $M_к$ — заданные усилия.

3.2.7. На днище, помимо равномерного поверхностного давления пара p, будут действовать через жесткие включения силы $P_п$ и $P_к$.

При расчете днища учитывается только воздействие силы $P_п$. Силы $P_к$ не вызовут существенных напряжений в днище.

3.2.8. На черт. 9 изображена расчетная схема днища, на которое через жесткое включение действуют силы $P_п$. Считается, что второе входное отверстие располагается достаточно далеко от рассчитываемого. Область днища у жесткого ядра представляется сферической оболочкой радиуса R.

На черт. 9, *а* показано заданное состояние, которое может быть представлено в виде суммы двух состояний: краевого эффекта (черт. 9, *б*) и безмоментного (черт. 9, *в*).

Эти состояния хорошо изучены ([2], [7]), и имеются готовые решения для определения перемещений и напряжений.

3.2.9. Ниже приводятся окончательные расчетные формулы для определения требуемой дополнительной толщины Δh укрепляющей накладки у отверстия для компенсации дополнительных напряжений, возникающих от воздействия силы $P_п$:

$$\Delta h = \frac{N}{[\sigma]} + h_0\left(\sqrt{1 + \frac{3X_2}{[\sigma]\,h_0^2}} - 1\right). \tag{26}$$

3.2.10. Внутренние усилия N и X_2, входящие в формулу (26), определяются по формулам:

$$N = \frac{P_п}{2\pi\theta_0}\left[\frac{1}{R\theta_0} - \frac{(1+\mu)\,\alpha_{22}}{2h_0\left(\alpha_{11}\alpha_{22} - \alpha_{12}^2\right)}\right]; \tag{27}$$

$$X_2 = -\frac{P_п\,(1+\mu)\,\alpha_{12}}{4\pi h_0\theta_0\left(\alpha_{11}\alpha_{22} - \alpha_{12}^2\right)}, \tag{28}$$

где

$$\left.\begin{aligned} E_{\alpha_{11}} &= \sqrt{12\,(1-\mu^2)}\left(\frac{R}{2h_0}\right)^{\frac{3}{2}}\theta_0^2\,\frac{\Phi_0\bar{\Phi}_0 - \psi_0\bar{\psi}_0}{\gamma_0}; \\ E_{\alpha_{12}} &= -\sqrt{12\,(1-\mu^2)}\,\frac{R}{4h_0^2}\,\theta_0\,\frac{\varphi_0}{\gamma_0}; \\ E_{\alpha_{22}} &= [12\,(1-\mu^2)]^{\frac{3}{4}}\left(\frac{R}{2h_0}\right)^{\frac{1}{2}}\frac{\varkappa_0}{4\gamma_0 h_0^2}; \end{aligned}\right\} \tag{29}$$

$$
\left.
\begin{aligned}
\Phi_0 &= \ker x_0 - \frac{1-\mu}{x_0}\,\mathrm{kei}'\,x_0;\\
\overline{\Phi}_0 &= \ker x_0 - \frac{1+\mu}{x_0}\,\ker' x_0;\\
\psi_0 &= \mathrm{kei}\,x_0 + \frac{1-\mu}{x_0}\,\ker' x_0;\\
\overline{\psi}_0 &= \mathrm{kei}\,x_0 + \frac{1+\mu}{x_0}\,\ker' x_0;\\
\varphi_0 &= \ker x_0\,\ker' x_0 + \mathrm{kei}\,x_0\,\mathrm{kei}'\,x_0;\\
\varkappa_0 &= (\ker' x_0)^2 + (\mathrm{kei}'\,x_0)^2;\\
\gamma_0 &= \Phi_0\,\mathrm{kei}\,x_0 - \psi_0\,\ker' x_0.
\end{aligned}
\right\} \qquad (30)
$$

Предельное деформированное состояние фланцевого соединения

Значения функций Томсона ($\ker x$, $\mathrm{kei}\,x$) и их производных приводятся в табл. 2 обязательного приложения 1.

Аргумент x_0 для этих функций определяется по формуле

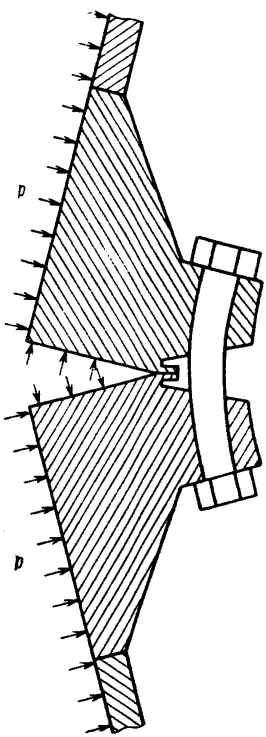
$$x_0 = \sqrt[4]{12(1-\mu^2)}\left(\frac{R}{2h_0}\right)^{\frac{1}{2}}\theta_0. \qquad (31)$$

Пример расчета днища подогревателя приводится в справочном приложении 2.

3.3. Расчет фланцевого соединения корпуса подогревателя

3.3.1. Корпус подогревателя имеет соединение с контактирующими (беспрокладочными) фланцами (черт. 10), снабженными тонкими пластинами (мембранами) для обеспечения герметизации корпуса. Такое соединение воспринимает осевое усилие от цилиндрической части корпуса, находящегося под воздействием внутреннего давления пара.

3.3.2. На черт. 10 изображено предельное деформированное состояние фланцевого соединения, при котором происходит полное раскрытие фланцев с их поворотом вокруг точки разъема у корня мембраны без осевого перемещения этой точки.



Черт. 10

Примечание. Предельное состояние может допускать раскрытие фланцевого соединения с осевым перемещением корня мембраны на величину, которая определяется конструкцией мем-

браны. При этом расчетный предварительный затяг болтов (шпилек) принимается равным монтажному, составляющему 5—20% от величины усилия в шпильках в рабочем состоянии. Монтажный затяг необходим для обеспечения равномерного загружения шпилек.

3.3.3. Расчетом определяется необходимый предварительный затяг шпилек и напряжения в элементах фланцевого соединения от воздействия внутреннего давления пара для предельного состояния и состояния начального затяга шпилек.

3.3.4. Расчетная модель фланцевого соединения представлена двумя состояниями (черт. 11). В первом рабочем состоянии определяются перемещения и усилия в элементах фланцевого соединения от воздействия внутреннего давления пара, когда в результате раскрытия фланцев предварительный затяг исчезает; во втором — перемещения и усилия только от воздействия начального затяга болтов и при условии обеспечения предельного состояния фланцевого соединения в соответствии с черт. 10.

3.3.5. Обозначение размеров фланца и действующих на него сил показано на черт. 12.

3.3.6. Фланцевое соединение в расчете представляется упругим соединением полубесконечной цилиндрической оболочки постоянной толщины (обечайки) и собственно фланца, которое в расчетной схеме рассматривается как кольцо. Для определения коэффициентов податливости и взаимных перемещений сопрягаемых сечений фланец заменяется короткой цилиндрической оболочкой толщиной h_1 с упруго присоединенным к ней кольцом. Толщина короткой оболочки принимается равной

$$h_1 = h_2 + 0{,}5(l_2 - h_2), \tag{32}$$

где h_2 и l_2 — ее наименьшая и наибольшая толщина.

3.3.7. Неизвестные усилия в рабочем состоянии X_1, X_2, X_3, X_4, действующие в сопрягаемых сечениях фланцевого соединения (черт. 11, *а*), определяются по формулам:

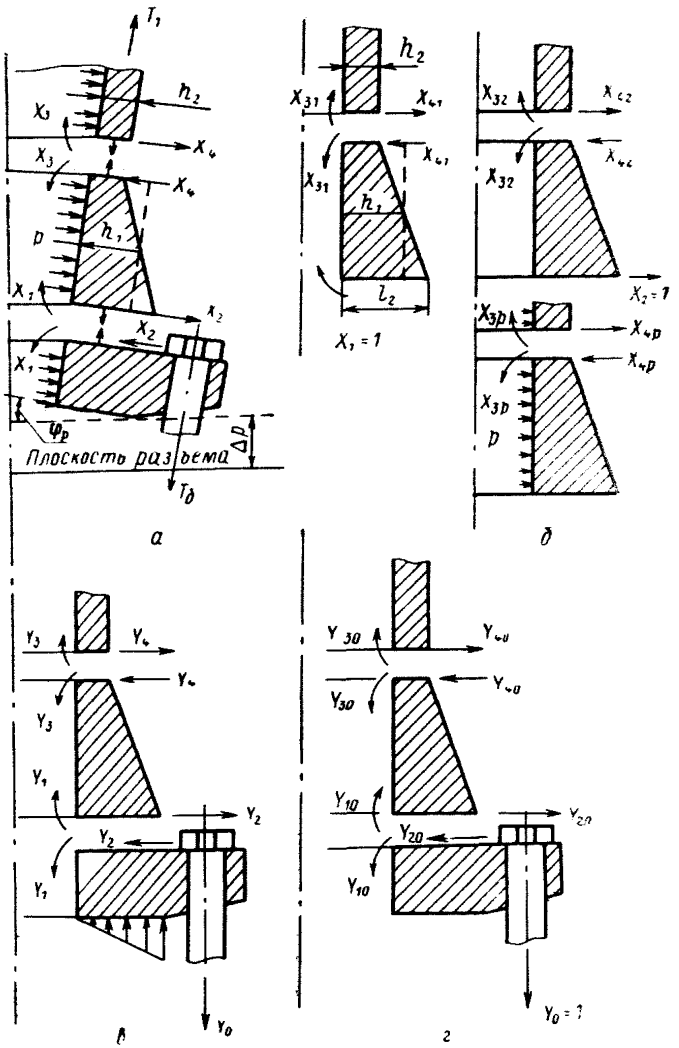
$$\left.\begin{aligned} X_1 &= \frac{1}{\Delta}(\Delta_{2p}\delta_{12} - \Delta_{1p}\delta_{22});\\ X_2 &= \frac{1}{\Delta}(\Delta_{1p}\delta_{12} - \Delta_{2p}\delta_{11});\\ \Delta &= \delta_{11}\delta_{22} - \delta_{12}^2; \end{aligned}\right\} \tag{33}$$

$$\left.\begin{aligned} X_3 &= X_1X_{31} + X_2X_{32};\\ X_4 &= X_1X_{41} + X_2X_{42}. \end{aligned}\right\} \tag{34}$$

Коэффициенты взаимной податливости δ_{ik}, входящие в уравнения (33), равны:

$$\left.\begin{aligned} \delta_{11} &= \frac{R_cR_1}{I} + \frac{1}{4\beta_1^2D_1b_0}(b_3\beta_1 - y_2\beta_1X_{31} - y_3X_{41});\\ \delta_{12} &= \frac{R_cR_1}{I}c_0 + \frac{1}{4\beta_1^3D_1b_0}(y_3\beta_1X_{31} + y_4X_{41} + b_1\beta_1);\\ \delta_{22} &= \frac{R_cR_1}{I}c_0^2 + \frac{1}{4\beta_1^3D_1b_0}(y_3\beta_1X_{32} + y_4X_{42} + b_2). \end{aligned}\right\} \tag{35}$$

Рабочая модель двух рабочих состояний фланцевого соединения

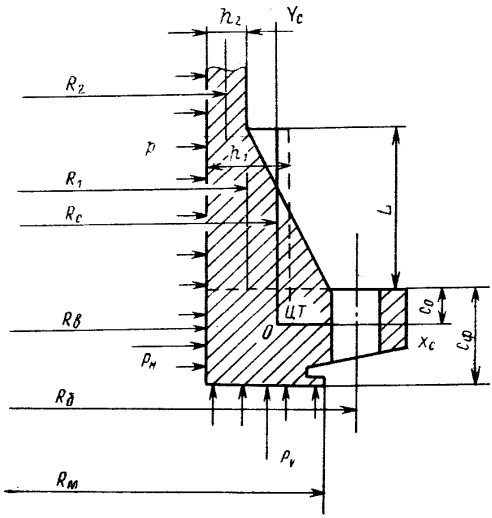


Черт. 11

Грузовые коэффициенты Δ_{ip} определяются по формулам:

$$\left.\begin{aligned}\Delta_{1p} &= \frac{R_c^2}{I} M_p + \frac{1}{4\beta_1^2 D_1 b_0}(-y_2\beta_1 X_{3p} - y_3 X_{4p});\\ \Delta_{2p} &= \frac{R_c^2}{I} M_p c_0 + \frac{1}{4\beta_1^3 D_1 b_0}(y_3\beta_1 X_{3p} + y_4 X_{4p}) + \frac{(2-\mu) R_1^2}{2h_1} p.\end{aligned}\right\} \quad (36)$$

Обозначение размеров фланца



Черт. 12

Усилия, входящие в формулы (34)—(36), соответствуют единичным состояниям (черт. 11, *б*) и равны:

$$\left.\begin{aligned}X_{31} &= \frac{1}{\Delta}(\Delta_{43}c_{34} - \Delta_{33}c_{44});\\ X_{41} &= \frac{1}{\Delta}(\Delta_{33}c_{34} - \Delta_{43}c_{33});\\ X_{32} &= \frac{1}{\Delta}(\Delta_{44}c_{34} - \Delta_{34}c_{44});\\ X_{42} &= \frac{1}{\Delta}(\Delta_{34}c_{34} - \Delta_{44}c_{33});\\ \Delta &= c_{33}c_{44} - c_{34}^2;\end{aligned}\right\} \quad (37)$$

$$X_{3p} = \frac{R_2^2(2-\mu)(h_1 - k^2 h_2)c_{34}}{2h_1 h_2 \overline{\Delta}} p;$$

$$X_{4p} = -\frac{R_2^2(2-\mu)(h_1 - k^2 h_2)c_{33}}{2h_1 h_2 \overline{\Delta}} p; \qquad (38)$$

$$k = \frac{R_1}{R_2}.$$

Коэффициенты и нагрузочные члены единичных состояний, входящие в выражения (37) и (38), определяются по формулам:

$$c_{33} = \frac{b_3}{4\beta_1 D_1 b_0} + \frac{1}{\beta_2 D_2};$$

$$c_{44} = \frac{b_2}{4\beta_1^3 D_1 b_0} + \frac{1}{2\beta_2^3 D_2};$$

$$c_{34} = -\frac{b_1}{4\beta_1^2 D_1 b_0} - \frac{1}{2\beta_2^2 D_2}; \qquad (39)$$

$$\Delta_{34} = -\Delta_{43} = \frac{y_3}{4\beta_1^2 D_1 b_0};$$

$$\Delta_{33} = -\frac{y_2}{4\beta_1 D_1 b_0};$$

$$\Delta_{44} = \frac{y_4}{4\beta_1^3 D_1 b_0}.$$

Момент M_p, входящий в уравнения (36), равен:

$$M_p = -\frac{p}{R_c}\left[\frac{R_м^2}{2}(R_б - R_c) + \frac{R_1^2}{2}(R_c - R_1) + \frac{R_м^2}{4}\left(1 - \frac{R_в^2}{R_м^2}\right) \times \right.$$
$$\left. \times (2R_c - R_м - R_в) + c_ф R_c \left(c_0 - \frac{c_ф}{2}\right)\right]. \qquad (40)$$

Остальные величины, входящие в расчетные формулы, равны:

$$\beta_1 = \frac{\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}{\sqrt{R_1 h_1}}; \quad \beta_2 = \frac{\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}{\sqrt{R_2 h_2}};$$

$$D_1 = \frac{h_1^3}{12(1-\mu^2)}; \quad D_2 = \frac{h_2^3}{12(1-\mu^2)};$$

$$y_1 = \cos x \operatorname{ch} x; \quad y_2 = \frac{1}{2}(\operatorname{ch} x \sin x + \operatorname{sh} x \cos x); \qquad (41)$$

$$y_3 = \frac{1}{2}\operatorname{sh} x \sin x; \quad y_4 = \frac{1}{4}(\operatorname{ch} x \sin x - \operatorname{sh} x \cos x);$$

$$b_0 = y_3^2 - y_2 y_4; \quad b_1 = y_1 y_3 - y_2^2;$$

$$b_2 = y_2 y_3 - y_1 y_4; \quad b_3 = y_1 y_2 + 4 y_3 y_4;$$

$$x = \beta_1 L,$$

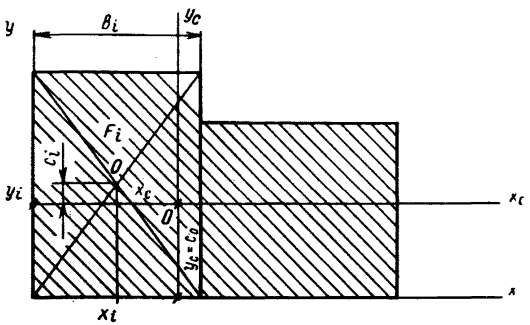
где L — длина переходной втулки фланца (черт. 12).

3.3.8. Для определения геометрических характеристик кольцевого элемента фланца его сечение разбивается на элементарные прямоугольники (черт. 13), и в системе координат x, y определяется положение центра тяжести кольца:

$$x_c = \frac{\sum\limits_{i=1}^{k} x_i F_i}{\sum\limits_{i=1}^{k} F_i}; \quad y_c = \frac{\sum\limits_{i=1}^{k} y_i F_i}{\sum\limits_{i=1}^{k} F_i}, \tag{42}$$

где k — число элементарных прямоугольников.

К определению геометрических характеристик фланца



Черт. 13

Размеры поперечного сечения кольца считаются малыми по сравнению с его радиусом. Поэтому момент инерции I поперечного сечения кольца принимается равным:

где

$$\left.\begin{aligned} I &= \sum_{i=1}^{k} \left(\frac{B_i H_i^3}{12} + c_i^2 F \right), \\ F &= \sum_{i=1}^{k} F_i. \end{aligned}\right\} \tag{43}$$

3.3.9. В состоянии предварительного зятяга усилие затяга шпильки T_0, при котором обеспечивается площадка контакта на плоскости разъема у корня мембраны, принимается равным

$$T_0 = 1{,}2Y_0. \tag{44}$$

Осевое усилие в шпильке Y_0 определяется по формуле

$$Y_0 = \frac{\frac{2R_м^2 l_б}{d_б^2 n} p + \varphi_p (R_б + l_м - R_м)}{\frac{2l_б}{\pi d_б^2} + \varphi_0 (R_б - R_c)}. \qquad (45)$$

Здесь φ_p и φ_0 определяются по формулам:

$$\left.\begin{aligned} \varphi_p &= -\frac{M_p R_c^2}{I} - X_1 \frac{R_c R_1}{I} - X_2 \frac{R_c R_1 c_0}{I}; \\ \varphi_0 &= \frac{R_c}{I}\left[\frac{n}{6\pi}(3R_б - R_в - 2R_м) - R_1 (Y_{10} + Y_{20} c_0)\right]. \end{aligned}\right\} \qquad (46)$$

Усилия $У_{10}$ и $У_{20}$, соответствующие единичному состоянию (черт. 11, *г*), равны:

$$\left.\begin{aligned} Y_{10} &= \frac{1}{\Delta}(\Delta_{-0}\delta_{12} - \Delta_{10}\delta_{22}); \\ Y_{20} &= \frac{1}{\Delta}(\Delta_{10}\delta_{12} - \Delta_{20}\delta_{11}), \end{aligned}\right\} \qquad (47)$$

где $\Delta = \delta_{11}\delta_{22} - \delta_{12}^2$;
X_1 и X_2 — определяются по формулам (33);

$$\left.\begin{aligned} \Delta_{10} &= -\frac{R_c n}{6\pi I}(3R_б - R_в - 2R_м); \\ \Delta_{20} &= \Delta_{10} c_0. \end{aligned}\right\} \qquad (48)$$

Внутренние усилия от предварительного затяга шпилек фланцевого соединения определяются по формулам (черт. 11, *в*):

$$\left.\begin{aligned} Y_1 &= Y_0 Y_{10}; \quad Y_2 = Y_0 Y_{20}; \\ Y_3 &= Y_1 X_{31} + Y_2 X_{32}; \\ Y_4 &= Y_1 X_{41} + Y_2 X_{42}. \end{aligned}\right\} \qquad (49)$$

3.3.10. Напряжения в элементах фланцевого соединения при рабочем состоянии определяются по формулам:

напряжения во фланце в верхней и нижней точках кольца:

$$\left.\begin{aligned} \sigma_{1ф} &= \frac{N_ф R_c}{F} + \frac{M_ф R_c}{I} c_0; \\ \sigma_{2ф} &= \frac{N_ф R_c}{F} - \frac{M_ф R_c}{I}(c_ф - c_0), \end{aligned}\right\} \qquad (50)$$

где

$$\left.\begin{aligned} N_ф &= p c_ф \frac{R_в}{R_c} - \frac{R_1}{R_c} X_2; \\ M_ф &= -M_p - \frac{R_1}{R_c} X_1 - \frac{R_1 c_0}{R_c} X_2; \end{aligned}\right\} \qquad (51)$$

максимальные меридиональные и окружные напряжения в сечении основания втулки:

$$\left.\begin{aligned}\sigma_{1b} &= \frac{pR_1}{2l_2} + \frac{6X_1}{l_2^2};\\ \sigma_{2b} &= \frac{pR_1}{l_2} + \frac{6\mu X_1}{l_2^2} + \frac{h_1}{4l_2R_1\beta_1^3D_1b_0}(y_3\beta_1X_3 + \\ &\quad + y_4X_4 + b_1\beta_1X_1 + b_2X_2);\end{aligned}\right\} \qquad (52)$$

максимальные меридиональные и окружные напряжения в сечении оболочки, примыкающей к втулке:

$$\left.\begin{aligned}\sigma_{10} &= \frac{pR_2}{2h_2} + \frac{6X_3}{h_2^2};\\ \sigma_{20} &= \frac{pR_2}{h_2} + \frac{6\mu X_3}{h_2^2} - \frac{1}{2R_2\beta_2^2D_2}\left(X_3 - \frac{1}{\beta_2}X_4\right);\end{aligned}\right\} \qquad (53)$$

максимальное напряжение в мембране:

$$\sigma_м = \frac{pl_м^2}{2h_м^2}; \qquad (54)$$

напряжение в шпильке:

$$\sigma_ш^{(p)} = \frac{4R_м^2}{nd_б^2}p + \frac{\varphi_p d_б}{2l_б}. \qquad (55)$$

3.3.11. Напряжения в элементах фланцевого соединения от предварительного затяга определяются по формулам:

напряжения во фланце:

$$\left.\begin{aligned}\sigma_{1ф}^0 &= 1{,}2\left(\frac{N_ф^0R_c}{F} + \frac{M_ф^0R_c}{I}c_0\right);\\ \sigma_{2ф}^0 &= 1{,}2\left[\frac{N_ф^0R_c}{F} - \frac{M_ф^0R_c}{I}(c_ф - c_0)\right],\end{aligned}\right\} \qquad (56)$$

где

$$\left.\begin{aligned}N_ф^0 &= -\frac{R_1}{R_c}Y_2;\\ M_ф^0 &= M_0 - Y_1\frac{R_1}{R_c} - Y_2\frac{R_1}{R_c}c_0;\\ M_0 &= \frac{nY_0}{6\pi R_c}(3R_б - R_в - 2R_м);\end{aligned}\right\} \qquad (57)$$

напряжения в сечении основания втулки:

$$\left.\begin{aligned}\sigma_{1b}^0 &= 1{,}2\frac{bY_1}{l_2^2};\\ \sigma_{2b}^0 &= 1{,}2\left[\frac{6\mu Y_1}{l_2^2} + \frac{h_1}{4l_2R_1\beta_1^3D_1b_0}(y_3\beta_1Y_3 + y_4Y_4 + b_1\beta_1Y_1 + b_2Y_2)\right];\end{aligned}\right\} \qquad (58)$$

напряжения в сечении оболочки, примыкающей к втулке:

$$\left.\begin{aligned}\sigma_{10}^{0} &= 1{,}2\,\frac{6Y_3}{h_2^2};\\ \sigma_{20}^{0} &= 1{,}2\left[\frac{6\mu Y_3}{h_2^2}-\frac{1}{2R_2\beta_2^2D_2}\left(Y_3-\frac{1}{\beta_2}Y_4\right)\right];\end{aligned}\right\} \qquad (59)$$

напряжение в шпильке:

$$\sigma_{ш}^{0} = \left(\frac{4}{\pi d_6^2}+\frac{\varphi_0 d_6}{2l_6}\right)Y_0. \qquad (60)$$

3.3.12. Максимальные напряжения в элементах фланцевого соединения не должны превышать величины $[\sigma_н]$ — номинального допускаемого напряжения.

3.3.13. Приведенные напряжения элементов фланцевого соединения, определяемые по суммам составляющих общих или местных мембранных и общих изгибных напряжений, не должны превышать величины $1{,}3[\sigma_н]$.

3.3.14. Приведенные напряжения элементов фланцевого соединения, определяемые по суммам составляющих общих или местных мембранных, общих и местных изгибных и общих температурных напряжений, не должны превышать величины $2{,}5\ [\sigma_н]$.

3.3.15. Средние напряжения растяжения по сечению болта (шпильки), вызванные действием механических нагрузок, не должны превышать величины

$$[\sigma_ш] = 0{,}5\sigma_{0,2}^{t},$$

где $\sigma_{0,2}^{t}$ — минимальное значение предела текучести материала при расчетной температуре.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Обязательное

ТАБЛИЦЫ ФУНКЦИЙ ТОМСОНА [3] ПЕРВОГО И ВТОРОГО РОДА ДЛЯ ЗНАЧЕНИЙ АРГУМЕНТА $x = 0 - 10$

Таблица 1

x	$\mathrm{ber}\, x$	$\frac{\mathrm{ber}' x}{x}$	$\mathrm{bei}\, x$	$\frac{\mathrm{bei}' x}{x}$
0,0	1,0000	0,0000	0,0000	0,5000
0,2	1,0000	—0,0025	0,0100	0,5000
0,4	0,9996	—0,0100	0,0400	0,5000
0,6	0,9980	—0,0225	0,0900	0,5000
0,8	0,9936	—0,0400	0,1599	0,4980
1,0	0,9844	—0,0624	0,2496	0,4974
1,2	0,9676	—0,0897	0,3587	0,4940
1,4	0,9401	—0,1220	0,4867	0,4905
1,6	0,8979	—0,1590	0,6327	0,4830
1,8	0,8367	—0,2005	0,7953	0,4730
2,0	0,7517	—0,2465	0,9723	0,4580
2,2	0,6377	—0,2965	1,1610	0,4390
2,4	0,4890	—0,3495	1,3575	0,4140
2,6	0,3001	—0,4060	1,5569	0,3825
2,8	+0,0651	—0,4640	1,7528	0,3425
3,0	—0,2214	—0,5230	1,9376	0,2935
3,2	—0,5644	—0,5830	2,1016	0,2345
3,4	—0,9680	—0,6380	2,2334	0,1642
3,6	—1,4353	—0,6940	2,3199	+0,0817
3,8	—1,9674	—0,7425	2,3454	—0,0138
4,0	—2,5634	—0,7830	2,2927	—0,1228
4,2	—3,2195	—0,8140	2,1422	—0,2460
4,4	—3,9283	—0,8320	1,8726	—0,3830
4,6	—4,6784	—0,8325	1,4610	—0,532
4,8	—5,4531	—0,8130	0,8837	—0,696
5,0	—6,2301	—0,7680	0,1160	—0,8710

Продолжение табл. 1

x	$\mathrm{ber}\,x$	$\frac{\mathrm{ber}'x}{x}$	$\mathrm{bei}\,x$	$\frac{\mathrm{bei}'x}{x}$
5,2	—6,9803	—0,6980	—0,8658	—1,0980
5,4	—7,6674	—0,5940	—2,0845	—1,2430
5,6	—8,2466	—0,4540	—3,5597	—1,4350
5,8	—8,6644	—0,2735	—5,3068	—1,6260
6,0	—8,8583	—0,0488	—7,3347	—1,8100
6,2	—8,7561	0,2235	—9,6437	—1,9740
6,4	—8,2762	0,5460	—12,2229	—2,1150
6,6	—7,3287	0,9200	—15,0470	—2,2200
6,8	—5,8155	1,3480	—18,0736	—2,2850
7,0	—3,6329	1,8210	—21,2394	—2,2900
7,2	—0,6740	2,3500	—24,4565	—2,2300
7,4	3,1695	2,9200	—27,6088	—2,0750
7,6	7,9994	3,5250	—30,5483	—1,8230
7,8	13,9089	4,1600	—33,0915	—1,4580
8,0	20,9740	4,7800	—35,0167	—0,9575
8,2	29,2452	5,4200	—36,0611	—0,3085
8,4	38,7384	6,0200	—35,9198	0,5040
8,6	49,4231	6,5500	—34,2458	1,4920
8,8	61,2097	6,9800	—30,6514	2,6700
9,0	73,9357	7,2900	—24,7128	4,0300
9,2	87,3499	7,4200	—15,9764	5,5950
9,4	101,0964	7,3200	—3,9693	7,3400
9,6	114,6971	6,9500	11,7870	9,2600
9,8	127,5357	6,2300	31,7575	11,3300

Таблица 2

x	$\mathrm{ker}\,x$	$\mathrm{ker}'\,x$	$\mathrm{kei}\,x$	$\mathrm{kei}'\,x$
0,0	∞	— ∞	—0,7854	0,000
0,2	1,7331	—4,9229	—0,7581	0,2229
0,4	1,0626	—2,3521	—0,7038	0,3095
0,6	0,6931	—1,4565	—0,6374	0,3482
0,8	0,4529	—0,9873	—0,5664	0,3590
1,0	0,2867	—0,6946	—0,4950	0,3524
1,2	0,1689	—0,4946	—0,4262	0,3345
1,4	0,0851	—0,3510	—0,3617	0,3096

Продолжение табл. 2

x	ker x	ker′ x	kei x	kei′ x
1,6	0,0260	—0,2451	—0,3026	0,2809
1,8	—0,0147	—0,1659	—0,2494	0,2504
2,0	—0,0417	—0,1066	—0,2024	0,2198
2,2	—0,0583	—0,0623	—0,1614	0,1901
2,4	—0,0674	—0,0297	—0,1262	0,1621
2,6	—0,0708	—0,00614	—0,0964	0,1363
2,8	—0,0703	0,0104	—0,0716	0,1129
3,0	—0,0670	0,0215	—0,0511	0,0920
3,2	—0,0620	0,0284	—0,0346	0,0738
3,4	—0,0559	0,0321	—0,0214	0,0580
3,6	—0,0493	0,0334	—0,0112	0,0445
3,8	—0,0426	0,0330	—0,00349	0,0332
4,0	—0,0362	0,0315	0,00220	0,0239
4,2	—0,0301	0,0291	0,00619	0,0163
4,4	—0,0246	0,0263	0,00883	0,01024
4,6	—0,0196	0,0233	0,0104	0,00549
4,8	—0,0152	0,0202	0,0111	0,00186
5,0	—0,01150	0,01720	0,01120	—0,00082
5,2	—0,00836	0,01440	0,01080	—0,00273
5,4	—0,00575	0,01180	0,01010	—0,00400
5,6	—0,00363	0,00945	0,00925	—0,00477
5,8	—0,00195	0,00740	0,00826	—0,00514
6,0	—0,00065	0,00563	0,00722	—0,00522
6,2	0,00032	0,00413	0,00618	—0,00508
6,4	0,00102	0,00288	0,0019	—0,00479
6,6	0,00149	0,00187	0,00427	—0,00439
6,8	0,00178	0,00105	0,00344	—0,00394
7,0	0,00192	0,00042	0,00270	—0,00346
7,2	0,00196	—0,000058	0,00206	—0,00298
7,4	0,00191	—0,000410	0,00151	—0,00252
7,6	0,00180	—0,000650	0,00105	—0,00208
7,8	0,00165	—0,000798	0,000671	—0,00169
8,0	0,00149	—0,000880	0,00037	—0,00134
8,2	0,00131	—0,00091	0,00013	—0,00103
8,4	0,00113	—0,00089	—0,000044	—0,00076
8,6	0,00095	—0,00085	—0,000174	—0,00054

Продолжение табл. 2

x	ker x	ker′ x	kei x	kei′ x
8,8	0,00079	—0,00079	—0,00026	—0,00036
9,0	0,00064	—0,00071	—0,00032	—0,00021
9,2	0,000503	—0,00063	—0,00035	—0,000091
9,4	0,00038	—0,00055	—0,00036	—0,0000016
9,6	0,00028	—0,00046	—0,00035	0,000064
9,8	0,00020	—0,00039	—0,00033	0,00011
10,0	0,00013	—0,00032	—0,00031	0,00014

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Справочное

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ

2.1. Трубная доска подогревателя низкого давления ПНД-1800-40-07

2.1.1. Исходные данные:

$R=113{,}6$ см; $m=4$; $h=8{,}0$ см; $l_т=600$ см; $H=18{,}0$ см; $d_н=1{,}6$ см; $b=3{,}6$ см; $d_{вн}=1{,}4$ см; $n=8$; $N=6874$; $q=40$ кгс/см^2; $E=E_т=2{,}1\cdot10^6$ кгс/см^2; $\mu=\mu_т=0{,}3$; $\chi=0{,}355$.

2.1.2. Порядок расчета. По вычисленным параметрам $t_1=0{,}0404$ и $a=0{,}44$ определяется параметр относительной жесткости оребрения λ с помощью номограммы (черт. 2 обязательного приложения 3):

$$\lambda=2{,}69.$$

С помощью номограмм и таблиц (черт. 3—8 и табл. 1—6 обязательного приложения 3) вычисляются значения функций, заданных формулами (10) РТМ, в точках $t=t_1$ и $t=1$ (табл. 1), и по формуле (15) РТМ вычисляется приведенная высота h_* эквивалентной пластины:

$$h_*=1{,}332h.$$

Таблица 1

Координатные функции	Значение координатных функций при безразмерном радиусе t	
	0,0404	1,0
A_1	—0,340	0,0
A_2	1,395	1,0
A_3	—0,325	0,0
A_4	0,315	0,0
m_1	41,4	1,0
m_2	—97,6	0,0
m_3	60,85	0,0
m_4	—73,9	0,0
w_1	—0,1427	0,0
w_2	1,071	0,0
w_3	—0,0944	0,0
w_4	0,0759	0,0
$2A_3+A_4$	—0,335	0,0
$2m_3+m_4$	47,8	0,0
$2w_3+w_4$	—0,1129	0,0

Определяется цилиндрическая жесткость эквивалентной пластины:

$$D_* = 0{,}826 \cdot 10^8.$$

Вычисляется относительный параметр жесткости трубной системы:

$$y_0 = 8{,}2.$$

По табл. 1 обязательного приложения 1 определяются:

$$\mathrm{ber}\, 8{,}2 = 29{,}2; \quad \frac{\mathrm{ber}'\, 8{,}2}{8{,}2} = 5{,}42;$$

$$\mathrm{bei}\, 8{,}2 = -36{,}1; \quad \frac{\mathrm{bei}'\, 8{,}2}{8{,}2} = -0{,}308.$$

Вычисляются постоянные интегрирования, и записываются аналитические выражения прогиба и радиального изгибающего момента:

$$A_1 = 0{,}0947; \quad A_2 = 0; \quad A_3 = -0{,}00136; \quad A_4 = 0{,}001521;$$

$$-\frac{D_* y_0^2}{R^2} A_4 = -652{,}5; \quad (1-\mu)\frac{D_* y_0^2}{R^2} = -403;$$

$$\frac{D_* y_0^2}{R^2} A_3 = 584; \qquad (1-\mu) - \frac{D_* y_0^2}{R^2} A_4 = 457;$$

$$W_* = 0{,}0947 - 0{,}00136\, \mathrm{ber}\,(8{,}2t) + 0{,}001521\, \mathrm{bei}\,(8{,}2t);$$

$$M_r = -652{,}5\, \mathrm{ber}\,(8{,}2t) - 408\, \frac{\mathrm{ber}'\,(8{,}2t)}{8{,}2t} - 584\, \mathrm{bei}\,(8{,}2t) +$$

$$+ 457\, \frac{\mathrm{bei}'\,(8{,}2t)}{8{,}2t}.$$

Зависимость прогиба и радиального изгибающего момента эквивалентной пластины от безразмерного радиуса показана на черт. 1 и 2, а их численные значения приведены в табл. 2.

Высота ребра и толщина пластины с отверстиями, вычисленные по формуле (23) РТМ, равны:

$$h_1 = 5{,}66 \text{ см}; \quad H_1 = 19{,}17 \text{ см}.$$

Значения напряжений, вычисленных по формулам (24) РТМ, приведены в табл. 2. Изменение нормального напряжения вдоль радиуса показано на черт. 3.

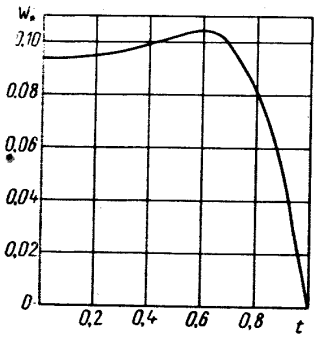
2.2. Днище ПВД-2300

2.2.1. Исходные данные:

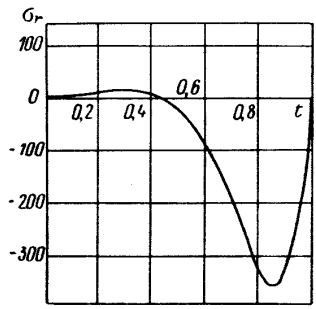
$R_0 = 300$ см; $p = 64$ кгс/см^2; $h_0 = 8$ см; $[\sigma_н] = 1200$ кгс/см^2; $d_н = 53$ см; $M_r = 25$ тс · м (по данным ТЭПа); $l = 160$ см.

2.2.2. Порядок расчета. Вычисляется половина центрального угла жесткого включения:

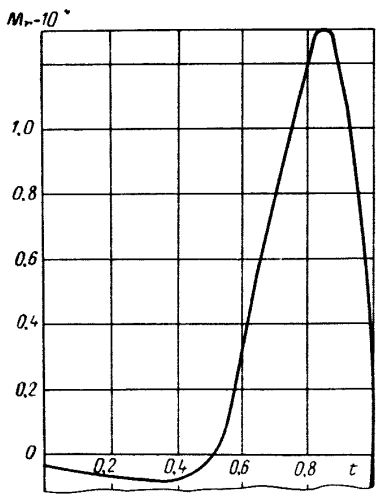
$$\theta_0 = \frac{d_н}{2R_0} = 8{,}84 \cdot 10^{-2}.$$



Черт. 1



Черт. 2



Черт. 3

По формуле (31) РТМ определяется аргумент функции Томсона

$$x_0 = 0{,}7.$$

Таблица 2

Наименование	Значения усилий и напряжений при безразмерном радиусе t										
	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\mathrm{ber}\,(8,2t)$	1,0	0,993	0,886	0,462	—0,726	—2,79	—5,92	—8,54	—7,52	2,78	29,2
$\frac{\mathrm{ber}'\,(8,2t)}{8,2\,t}$	0,0	—0,0422	—0,1671	—0,366	—0,603	—0,798	—0,786	—0,328	0,845	2,86	5,42
$\mathrm{bei}\,(8,2\,t)$	0,0	0,1689	0,665	1,417	2,15	2,22	0,423	—4,78	—14,48	—27,3	—36,1
$\frac{\mathrm{bei}'\,(8,2\,t)}{8,2\,t}$	0,5	0,498	0,481	0,405	0,206	0,1844	—0,801	—1,569	—2,199	—2,09	—0,308
$W_*\,(t)$	0,0933	0,0937	0,0945	0,0963	0,0990	0,1019	0,1034	0,0990	0,0829	0,0493	0,0
$10^{-4}\cdot M_{r*}\,(t)$	—0,0374	—0,0502	—0,0678	—0,0793	—0,0461	0,0766	0,353	0,778	1,20	1,197	0,0
$\frac{1}{2}h_1+z_0$	—	9,84	7,87	6,72	5,99	5,49	5,18	4,86	4,63	4,43	—
$H_1+\frac{1}{2}h_1-z_0$	—	14,99	16,96	18,12	18,84	19,34	19,7	19,97	20,2	20,4	—
$10^{-4}\cdot I$	—	0,688	0,87	0,983	1,058	1,114	1,159	1,196	1,228	1,257	—
$10^{-4}\cdot\frac{tb}{t_1}M_{r*}$	—	—0,447	—1,209	—2,12	—1,641	3,41	18,86	48,5	85,4	95,9	0,0
$\sigma_r\,(t)$	2,0	6,4	10,9	14,5	9,3	—16,8	—83,4	—197	—322	—338	0,0
$\overline{\sigma_r}\,(t)$	—2,0	—9,7	—23,5	—39,1	—29,3	59,2	321	809	1404	1558	0,0

Этому аргументу соответствуют значения функций (табл. 2 обязательного приложения 1):

$$\ker x_0 = 0{,}5614; \quad \mathrm{kei}\, x_0 = -0{,}6022; \quad \ker' x_0 = -1{,}1909;$$
$$\mathrm{kei}' x_0 = 0{,}3563.$$

По формулам (30) РТМ определяются вспомогательные функции:

$$\Phi_0 = 0{,}2051; \quad \overline{\Phi}_0 = -0{,}1; \quad \psi_0 = -1{,}793; \quad \overline{\psi}_0 = -2{,}82;$$
$$\varkappa_0 = 1{,}545; \quad \gamma = -2{,}07; \quad \varphi_0 = -0{,}892.$$

По формулам (29) РТМ определяются коэффициенты податливости края оболочки:

$$E_{\alpha_{11}} = -2{,}92; \quad E_{\alpha_{22}} = -7{,}57 \cdot 10^{-2}; \quad E_{\alpha_{12}} = -1{,}46 \cdot 10^{-2}.$$

Величина осевого усилия определяется по формуле (25) РТМ:

$$P_{\text{п}} = 15{,}6 \cdot 10^3 \text{ кгс}.$$

По формулам (27) и (28) РТМ определяются внутреннее растягивающее усилие N и изгибающий момент Z_2:

$$N = 1{,}92 \cdot 10^3 \text{ кгс/см}; \quad Z_2 = 1{,}67 \cdot 10^3 \text{ кгс}.$$

Требуемая дополнительная толщина Δh укрепляющей накладки отверстия определяется по формуле (26) РТМ:

$$\Delta h = 1{,}9 \text{ см}.$$

2.3. Фланец распределительной камеры ПНД

2.3.1. Исходные данные (черт. 12 РТМ):

$R_2 = 81{,}2$ см; $R_{\text{в}} = 80{,}0$ см; $R_{\text{м}} = 89{,}0$ см; $R_6 = 92{,}5$ см; $h_2 = 2{,}4$ см; $l_2 = 8{,}0$ см; $C_{\text{ф}} = 12$ см; $l_6 = 24$ см; $d_6 = 4{,}43$ см; $n = 36$; $l_{\text{м}} = 2{,}5$ см; $L = 14$ см; $h_{\text{м}} = 0{,}6$ см; $t = 130°$; $p = 25$ кгс/см^2; $[\sigma_{\text{н}}] = 1560$ кгс/см^2; $[\sigma_{\text{ш}}] = 2890$ кгс/см^2.

2.3.2. Порядок расчета. Сечение кольца фланца, представленное на черт. 13 РТМ в масштабе 1 : 2, разбивается на два прямоугольных элемента, и результаты вычислений их геометрических характеристик в соответствии с формулами (42) и (43) РТМ сводятся в табл. 3.

Таблица 3

Номер элемента	B_i, см	H_i, см	H_i^3, см^3	F_i, см^2	x_i, см	y_i, см	$x_i F_i$, см^3	$y_i F_i$, см^3	c_i, см	$c_i^2 F_i$, см^4	$\frac{B_i H_i^3}{12}$, см^4
1	6,5	12	1728	78	3,25	6,0	253,5	468	0,81	51,18	936
2	10,5	9,05	741,22	95,03	11,75	4,525	1116,6	430,01	0,665	42,025	648,51

Координаты центра тяжести сечения вычисляются по формулам:

$$x_c = \frac{x_1F_1 + x_2F_2}{F_1 + F_2} = 7{,}92 \text{ см}; \quad c_0 = y_c = 5{,}19 \text{ см};$$

$$y_c = \frac{y_1F_1 + y_2F_2}{F_1 + F_2} = 5{,}19 \text{ см}; \quad F = F_1 + F_2 = 173{,}03 \text{ см}^2;$$

$$J = 1677{,}8 \text{ см}^4.$$

По формулам (32) и (41) РТМ определяются параметры оболочек корпуса и фланца:

$h_1 = 5{,}2$ см; $R_1 = R_в + 0{,}5h_1 = 82{,}6$ см; $\beta_1 = 0{,}0624$; $\beta_2 = 0{,}09205$; $D_1 = 12{,}866$; $D_2 = 1{,}265$; $y_1 = 0{,}9038$; $y_2 = 0{,}8584$; $y_3 = 0{,}38$; $y_4 = 0{,}1116$; $b_0 = 0{,}0486$; $b_1 = -0{,}3934$; $b_2 = 0{,}2253$; $b_3 = 0{,}9455$.

По формуле (40) РТМ определяется момент:

$$M_р = -432{,}6\ p.$$

По формулам (39) РТМ определяются коэффициенты c_{ik}, Δ_{ik}: $c_{33} = 14{,}74$; $c_{44} = 884{,}5$; $c_{34} = 5{,}608$; $\Delta_{33} = -5{,}611$; $\Delta_{44} = 186{,}3$; $\Delta_{34} = 39{,}78$; $\Delta_{43} = -39{,}78$.

По формулам (37) и (38) РТМ определяются усилия X_{ik} и X_{ip}: $X_{31} = 0{,}3987$; $X_{41} = 0{,}0475$; $X_{32} = -2{,}785$; $X_{42} = -0{,}2283$; $X_{3p} = -0{,}526\ p$; $X_{4p} = -1{,}385\ p$.

По формулам (35) и (36) РТМ определяются коэффициенты δ_{ik} и Δ_{ip}:

$\delta_{11} = 6{,}355$; $\delta_{22} = 340{,}9$; $\delta_{12} = 6{,}127$; $\Delta_{1p} = -1935\ p$; $\Delta_{2p} = -9500\ p$.

Далее по формулам (33) и (34) РТМ определяются усилия в рабочем состоянии подогревателя:

$$x_1 = 282\ p;\ x_2 = 22{,}8\ p;\ x_3 = 49\ p;\ x_4 = 8{,}2\ p.$$

По формулам (48) РТМ определяются перемещения Δ_{10} и Δ_{20}:

$$\Delta_{10} = -1{,}952;\ \Delta_{20} = -10{,}14.$$

По формулам (47) РТМ определяются усилия $У_{10}$ и $У_{20}$:

$$У_{10} = 0{,}2827;\ У_{20} = 0{,}02485.$$

По формулам (46) РТМ определяются повороты φ_p и φ_0:

$$\varphi_p = 257{,}1\ p;\ \varphi_0 = 0{,}1714.$$

По формулам (45) РТМ определяется осевое усилие предварительного затяга в шпильке:

$$У_0 = 1325\ p.$$

По формулам (49) РТМ определяются внутренние усилия в сечениях фланцевого соединения:

$$У_1 = 376\ p;\ У_2 = 32{,}6\ p;\ У_3 = 58{,}8\ p;\ У_4 = 10{,}4\ p.$$

В соответствии с формулой (44) РТМ определяется требуемое усилие предварительного затяга шпильки:

$$T_0 = 1{,}2y_0 = 1590\,p.$$

Далее определяются напряжения в элементах фланцевого соединения в рабочем состоянии аппарата. По формулам (50) и (51) РТМ определяются окружные усилия и напряжения в кольце фланца:

$N_ф = 10{,}5\,p$; $M_ф = 56\,p$; $\sigma_{1ф} = 9{,}9\,p = 247$ кгс/см²; $\sigma_{2ф} = -25{,}3\,p = -633$ кгс/см².

По формулам (52) и (53) РТМ определяются меридиональные и окружные напряжения в сечении основания втулки и в сечении оболочки корпуса, примыкающей к втулке:

$\sigma_{1b} = 31{,}6\,p = 791$ кгс/см²; $\sigma_{2b} = 22{,}2\,p = 554$ кгс/см²; $\sigma_{10} = 68{,}2\,p = 1702$ кгс/см²; $\sigma_{20} = 72{,}3\,p = 1806$ кгс/см².

Максимальные напряжения в мембране, вычисленные по формуле (54) РТМ, равны:

$$\sigma_м = 8{,}33\,p = 208 \text{ кгс/см}^2.$$

Напряжения в шпильке в рабочем состоянии, определенные по формуле (55) РТМ, равны:

$$\sigma_ш^{(p)} = 69{,}3p = 1728 \text{ кгс/см}^2.$$

По формулам (57) и (56) РТМ определяются усилия и напряжения в кольце фланца:

$$M_0 = 564p; \quad M_ф^0 = 49{,}6p = 1240 \text{ кгс·см/см};$$

$$N_ф^0 = -30{,}6p; \quad \sigma_{1ф}^0 = -2{,}52p = -63 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\sigma_{2ф}^0 = -39{,}9p = -998 \text{ кгс/см}^2.$$

По формулам (58) и (59) РТМ определяются напряжения в оболочках:

$$\sigma_{1b}^0 = 42{,}3p = 1057 \text{ кгс/см}^2; \quad \sigma_{2b}^0 = 32{,}9p = 597 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\sigma_{10}^0 = 73{,}5p = 1841 \text{ кгс/см}^2; \quad \sigma_{20}^0 = 59{,}4p = 1484 \text{ кгс/см}^2.$$

Напряжения в шпильке при затяге усилием T_0:

$$\sigma_ш^0 = 130p = 3245 \text{ кгс/см}^2.$$

Сопоставление полученных напряжений с допускаемыми в соответствии с пп. 3.3.12—3.3.15 РТМ показывает, что расчетные напряжения не превосходят допускаемых.

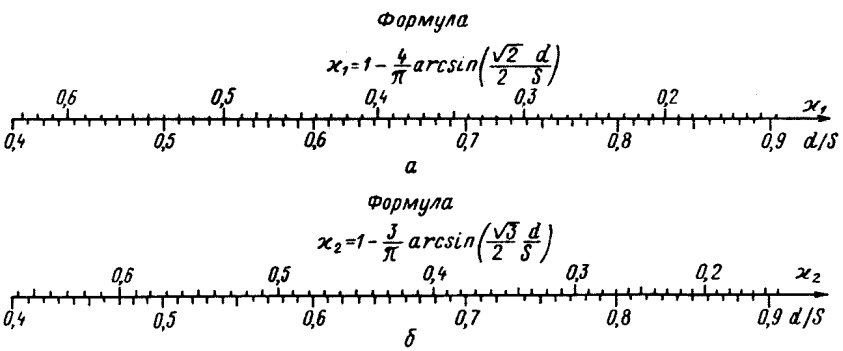
ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Обязательное

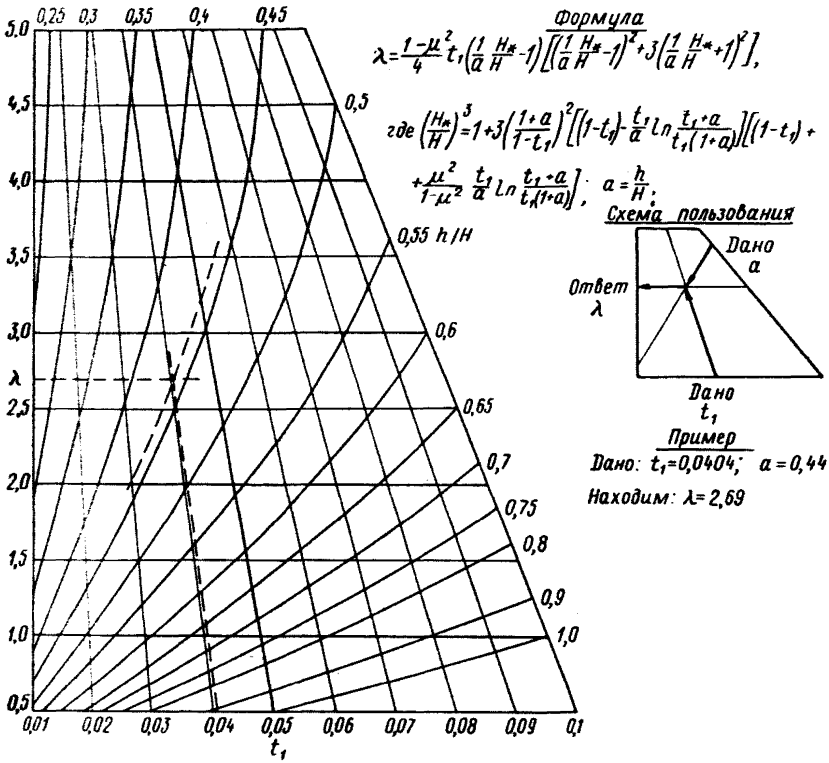
НОМОГРАММЫ И ТАБЛИЦЫ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ ФУНКЦИЙ И ВЕЛИЧИН

$\chi(d/S)$; $\lambda(t_1, a)$; $A_1 - A_4(t, \lambda)$; $m_1(t, \lambda) - m_4(t, \lambda)$; $w_1(t, \lambda) - w_4(t, \lambda)$.

Определение коэффициента ослабления трубной плиты отверстиями



Черт. 1



Черт. 2

Формула

$$\lambda=\frac{1-\mu^2}{4}t_1\left(\frac{1}{a}\frac{H_*}{H}-1\right)\left[\left(\frac{1}{a}\frac{H_*}{H}-1\right)^2+3\left(\frac{1}{a}\frac{H_*}{H}+1\right)^2\right],$$

где $\left(\frac{H_*}{H}\right)^3=1+3\left(\frac{1+a}{1-t_1}\right)^2\left[(1-t_1)-\frac{t_1}{a}\ln\frac{t_1+a}{t_1(1+a)}\right]\left[(1-t_1)+\right.$

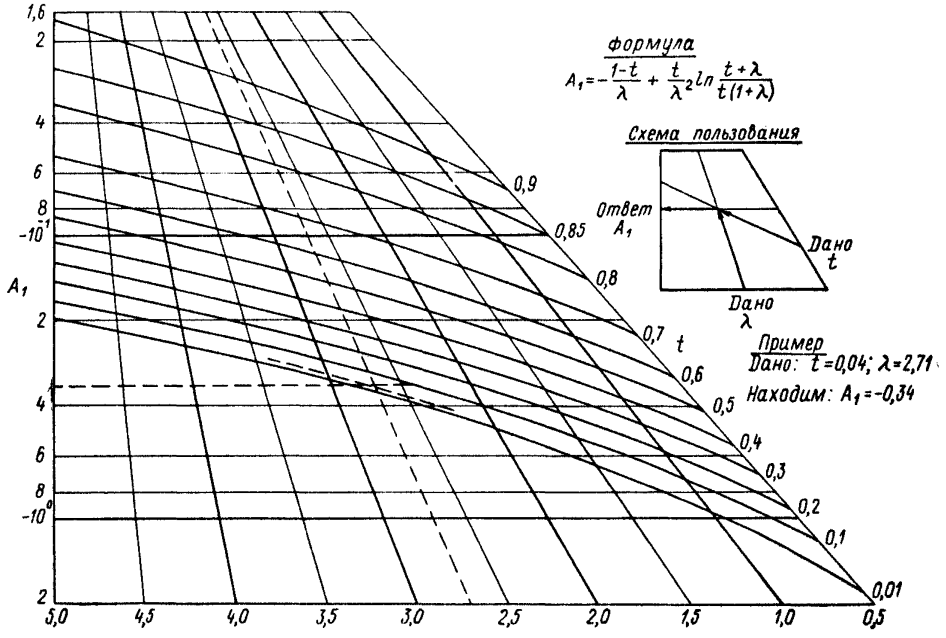
$\left.+\frac{\mu^2}{1-\mu^2}\frac{t_1}{a}\ln\frac{t_1+a}{t_1(1+a)}\right]$; $a=\frac{h}{H}$;

Схема пользования

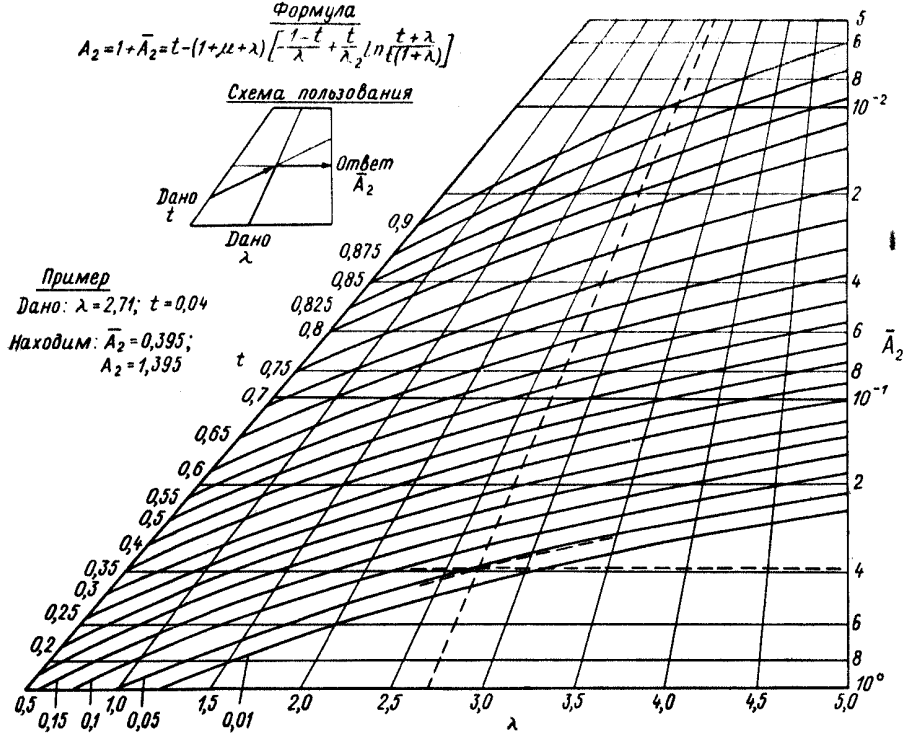
Пример

Дано: $t_1=0{,}0404$; $a=0{,}44$

Находим: $\lambda=2{,}69$


формула
$A_1 = -\frac{1-t}{\lambda} + \frac{t}{\lambda^2} \ln \frac{t+\lambda}{t(1+\lambda)}$
Схема пользования
Ответ A_1
Дано t
Дано λ
Пример
Дано: $t=0,04$; $\lambda=2,71$
Находим: $A_1=-0,34$
A_1
t
1,6
2
4
6
8
-10^1
2
4
6
8
-10^0
2
0,9
0,85
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0,01
5,0
4,5
4,0
3,5
3,0
2,5
2,0
1,5
1,0
0,5

Черт. 3

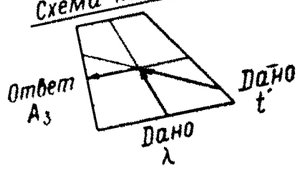

Формула
$A_2 = 1 + \bar{A}_2 = t - (1 + \mu + \lambda)\left[\frac{1-t}{\lambda} + \frac{t}{\lambda^2} \ln \frac{t+\lambda}{t(1+\lambda)}\right]$
Схема пользования
Дано t
Дано λ
Ответ $\bar{A}_2$
Пример
Дано: λ = 2,71; t = 0,04
Находим: $\bar{A}_2$ = 0,395;
A_2 = 1,395
t
0,9
0,875
0,85
0,825
0,8
0,75
0,7
0,65
0,6
0,55
0,5
0,4
0,35
0,3
0,25
0,2
λ
0,5
0,15
0,1
1,0
0,05
1,5
0,01
2,0
2,5
3,0
3,5
4,0
4,5
5,0
$\bar{A}_2$
5
6
8
10^{-2}
2
4
6
8
10^{-1}
2
4
6
8
10^{0}

Черт. 4

Формула

$$A_3 = A_1 - t \ln \frac{t+\lambda}{1+\lambda}$$

Схема пользования



Пример

Дано: $\lambda = 2{,}71$; $t = 0{,}04$

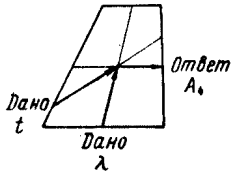
Находим: $A_3 = -0{,}325$

Черт. 5

Формула

$$A_4 = -A_1 + \frac{t(1-t^2)}{2} - \lambda t(1-t) + (2-\lambda^2) t \ln \frac{t+\lambda}{1+\lambda}$$

Схема пользования

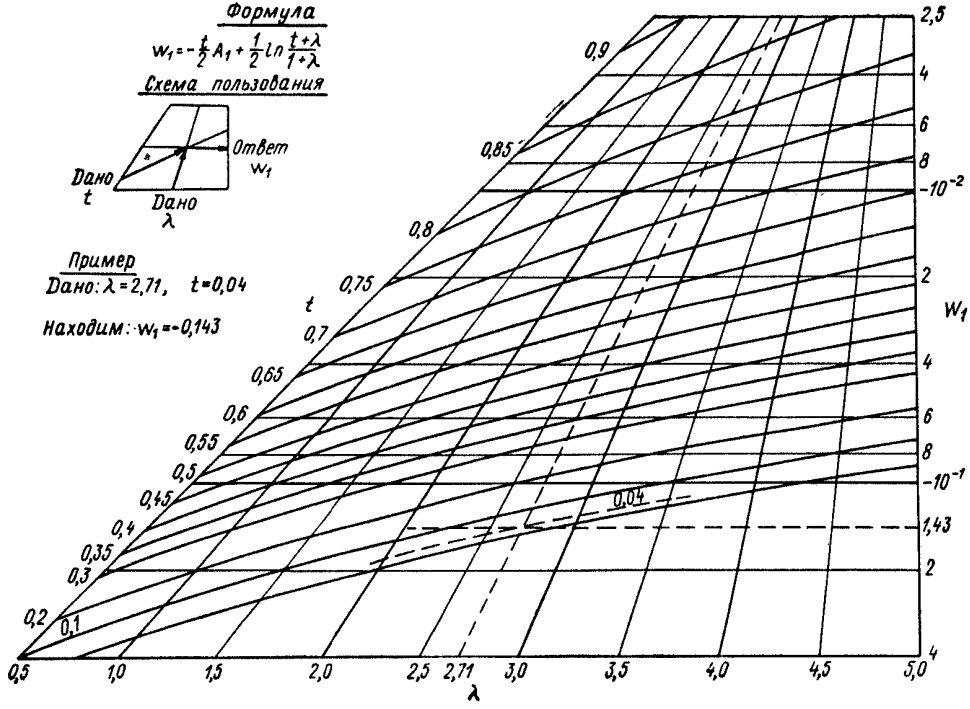


Пример

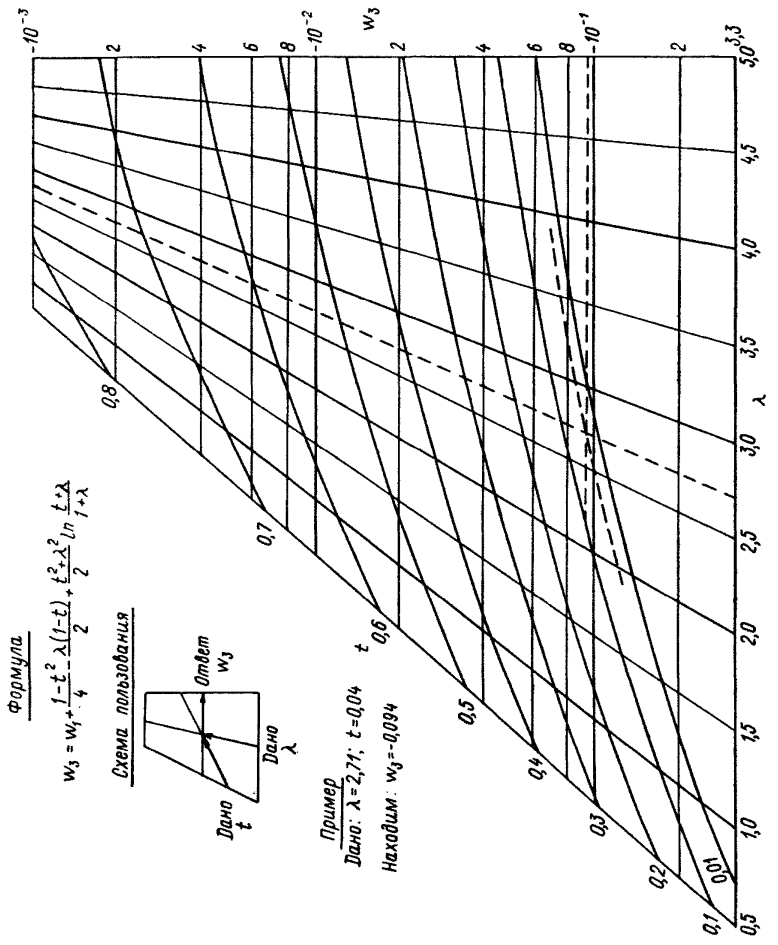
Дано: $\lambda = 2{,}11$; $t = 0{,}04$

Находим: $A_4 = 0{,}315$

Черт. 6


Формула
$w_1 = -\frac{t}{2} A_1 + \frac{1}{2} \ln \frac{t+\lambda}{1+\lambda}$
Схема пользования
Дано t
Дано λ
Ответ w_1
Пример
Дано: λ = 2,71, t = 0,04
Находим: w_1 = -0,143
t
λ
w_1
0,9
0,85
0,8
0,75
0,7
0,65
0,6
0,55
0,5
0,45
0,4
0,35
0,3
0,2
0,1
0,04
2,5
4
6
8
-10^{-2}
2
4
6
8
-10^{-1}
1,43
2
4
0,5
1,0
1,5
2,0
2,5
2,71
3,0
3,5
4,0
4,5
5,0

Черт. 7


Формула
$w_3 = w_1 + \frac{1-t^2}{4} - \frac{\lambda(1-t)}{2} + \frac{t^2+\lambda^2}{2} \ln \frac{t+\lambda}{1+\lambda}$
Схема пользования
Дано t
Дано λ
Ответ w_3
Пример
Дано: λ = 2,71; t = 0,04
Находим: w_3 = -0,094
w_3
10^{-3}
10^{-2}
10^{-1}
t
λ

Черт. 8

Таблица 1

λ	Координатная функция m_1 при безразмерном радиусе t											
	0,01	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
0,5	566,0	60,7	21,5	7,48	4,09	2,74	2,05	1,646	1,391	1,216	1,092	1,0
1,0	368,0	45,4	17,57	6,72	3,88	2,68	2,04	1,653	1,401	1,225	1,097	1,0
1,5	290,0	38,5	15,65	6,32	3,76	2,64	2,032	1,657	1,407	1,230	1,100	1,0
2,0	247,0	34,7	14,51	6,07	3,68	2,62	2,03	1,659	1,411	1,234	1,102	1,0
2,5	220,0	32,1	13,76	5,90	3,63	2,60	2,02	1,667	1,414	1,236	1,103	1,0
3,0	202,0	30,3	13,23	5,78	3,59	2,59	2,02	1,662	1,416	1,238	1,104	1,0
3,5	188,0	29,0	12,82	5,68	3,56	2,58	2,02	1,662	1,417	1,239	1,105	1,0
4,0	178,0	28,0	12,51	5,61	3,54	2,57	2,02	1,663	1,419	1,241	1,106	1,0
4,5	170,0	27,2	12,26	5,55	3,52	2,56	2,015	1,663	1,420	1,241	1,106	1,0
5,0	163,0	26,5	12,05	5,50	3,50	2,56	2,014	1,663	1,420	1,242	1,106	1,0

Таблица 2

λ	Координатная функция m_2 при безразмерном радиусе t											
	0,01	0,05	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00
0,5	—967	—97,9	—32,4	—9,67	—4,40	—2,37	—1,384	—0,834	—0,489	—0,264	—0,1098	0
1,0	—745	—83,1	—29,1	—9,16	—4,30	—2,36	—1,387	—0,836	—0,494	—0,268	—0,1122	0
1,5	—661	—76,6	—27,5	—8,90	—4,23	—2,34	—1,389	—0,840	—0,497	—0,270	—0,113	0
2,0	—614	—73,1	—26,6	—8,73	—4,19	—2,33	—1,388	—0,842	—0,500	—0,272	—0,1141	0
2,5	—585	—70,8	—26,0	—8,62	—4,17	—2,33	—1,388	—0,844	—0,502	—0,273	—0,114	0
3,0	—567	—69,1	—25,6	—8,54	—4,15	—2,32	—1,389	—0,845	—0,503	—0,273	—0,1143	0
3,5	—551	—67,9	—25,2	—8,49	—4,13	—2,32	—1,388	—0,846	—0,503	—0,274	—0,1146	0
4,0	—542	—67,0	—25,0	—8,44	—4,12	—2,32	—1,388	—0,847	—0,504	—0,275	—0,1158	0
4,5	—535	—66,2	—24,8	—8,41	—4,11	—2,31	—1,387	—0,846	—0,505	—0,276	—0,1154	0
5,0	—526	—65,5	—24,6	—8,37	—4,10	—2,31	—1,387	—0,846	—0,506	—0,276	—0,1148	0

Таблица 3

λ	Координатная функция m_3 при безразмерном радиусе t											
	0,01	0,05	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00
0,5	620	71,0	26,3	9,38	4,96	3,04	1,979	1,309	0,840	0,491	0,220	0
1,0	436	58,1	23,6	8,94	4,88	3,03	1,987	1,315	0,845	0,494	0,221	0
1,5	365	52,5	21,9	8,71	4,83	3,03	1,991	1,320	0,847	0,495	0,221	0
2,0	326	49,4	21,1	8,57	4,80	3,02	1,993	1,322	0,849	0,496	0,221	0
2,5	302	47,4	20,6	8,48	4,78	3,02	1,995	1,324	0,851	0,497	0,221	0
3,0	287	45,9	20,2	8,41	4,77	3,02	1,995	1,325	0,851	0,497	0,221	0
3,5	274	44,9	19,92	8,36	4,75	3,02	1,996	1,326	0,852	0,497	0,222	0
4,0	265	44,1	19,71	8,32	4,74	3,01	1,996	1,327	0,853	0,498	0,222	0
4,5	259	43,5	19,53	8,29	4,74	3,01	1,996	1,328	0,853	0,498	0,222	0
5,0	252	42,9	19,38	8,27	4,73	3,01	1,997	1,328	0,853	0,498	0,221	0

Таблица 4

λ	Координатная функция m_4 при безразмерном радиусе t											
	0,01	0,05	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00
0,5	—661	—78,2	—29,4	—10,29	—5,13	—2,87	—1,641	—0,908	—0,456	—0,1840	—0,0430	0
1,0	—485	—66,7	—26,9	—9,99	—5,10	—2,88	—1,649	—0,913	—0,457	—0,1850	—0,0429	0
1,5	—418	—61,8	—25,8	—9,85	—5,08	—2,88	—1,654	—0,916	—0,459	—0,185	—0,0428	0
2,0	—382	—59,1	—25,1	—9,76	—5,07	—2,88	—1,657	—0,917	—0,459	—0,1856	—0,0429	0
2,5	—359	—57,3	—24,7	—9,70	—5,06	—2,88	—1,658	—0,919	—0,460	—0,1850	—0,0423	0
3,0	—344	—56,1	—24,4	—9,65	—5,05	—2,88	—1,659	—0,919	—0,460	—0,1850	—0,0430	0
3,5	—333	—55,2	—24,2	—9,62	—5,05	—2,88	—1,661	—0,919	—0,461	—0,1860	—0,0420	0
4,0	—325	—54,5	—24,0	—9,59	—5,04	—2,88	—1,660	—0,921	—0,460	—0,1860	—0,0430	0
4,5	—318	—53,9	—23,9	—9,58	—5,05	—2,89	—1,665	—0,922	—0,464	—0,1890	—0,0450	0
5,0	—313	—53,6	—23,8	—9,57	—5,04	—2,89	—1,667	—0,928	—0,466	—0,1900	—0,0450	0

Таблица 5

λ	Координатная функция w_2 при безразмерном радиусе t										
	0,010	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
0,5	2,440	1,208	1,000	0,829	0,681	0,549	0,427	0,313	0,205	0,1010	0
1,0	2,070	1,099	0,934	0,789	0,657	0,535	0,420	0,310	0,204	0,1009	0
1,5	1,911	1,047	0,901	0,768	0,644	0,527	0,415	0,308	0,203	0,1007	0
2,0	1,822	1,017	0,881	0,755	0,636	0,522	0,413	0,306	0,203	1,006	0
2,5	1,764	0,997	0,868	0,746	0,630	0,519	0,411	0,305	0,202	1,005	0
3,0	1,722	0,983	0,858	0,740	0,626	0,516	0,409	0,305	0,202	1,004	0
3,5	1,693	0,973	0,851	0,735	0,623	0,514	0,408	0,304	0,202	1,004	0
4,0	1,669	0,965	0,845	0,731	0,621	0,513	0,407	0,304	0,201	1,004	0
4,5	1,651	0,958	0,841	0,728	0,619	0,512	0,407	0,303	0,201	1,004	0
5,0	1,636	0,953	0,837	0,726	0,617	0,511	0,406	0,303	0,201	1,002	0

Таблица 6

λ	Координатная функция w_4 при безразмерном радиусе t									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
0,5	0,2070	0,1241	0,0764	0,0510	0,0393	0,0351	0,0332	0,0291	0,0192	0
1,0	0,1307	0,0828	0,0548	0,0403	0,0345	0,0332	0,0326	0,0291	0,0193	0
1,5	0,0961	0,0629	0,0438	0,0347	0,0320	0,0323	0,0323	0,0290	0,0192	0
2,0	0,0762	0,0512	0,0371	0,0313	0,0304	0,0317	0,0322	0,0290	0,0193	0
2,5	0,0635	0,0434	0,0331	0,0289	0,0293	0,0314	0,0321	0,0292	0,0195	0
3,0	0,0530	0,0375	0,0291	0,0270	0,0289	0,0312	0,0320	0,0290	0,0192	0
3,5	0,0484	0,0339	0,0274	0,0266	0,0269	0,0314	0,0320	0,0291	0,0197	0
4,0	0,0418	0,0298	0,0254	0,0245	0,0286	0,0298	0,0325	0,0291	0,0194	0
4,5	0,0376	0,0249	0,0200	0,0201	0,0234	0,0280	0,0296	0,0251	0,0171	0
5,0	0,0201	0,0223	0,01856	0,01832	0,0206	0,0234	0,0259	0,0215	0,01447	0

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

ЛИТЕРАТУРА

1. Духовный А. Я. Расчет на прочность круглых и кольцевых пластин, подкрепленных радиальными ребрами. — «Труды ВИГМ», вып. XXIX. Л., 1961.

2. Круглякова В. И. Оболочки вращения с малым центральным отверстием под действием симметричной и обратно симметричной нагрузки. В кн.: «Исследования по упругости и пластичности». Сб. 4. М., 1965.

3. Носова Л. Н. Таблицы функций Томсона и их первых производных. М., Изд-во АН СССР, 1960.

4. Постоев В. С. Приближенный метод оценки напряженного состояния для оребренных спиральных камер гидротурбин. — «Труды ЦКТИ», вып. 72. Л., 1966.

5. Розенблюм В. И. Разработка метода расчета на прочность трубных досок подогревателей. Отчет ЦКТИ № 0-9302. Л., 1953.

6. Расчет турбины мощностью N=650 МВт для Саянской ГЭС. Отчет ЛМЗ, т. I. Л., 1972.

7. Расчет сферических оболочек. Прочность — устойчивость — колебания. Т. I. М., 1968.

8. Тимошенко С. П. и Войновский-Кригер С. Пластины и оболочки. М., Физматгиз, 1963.

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

1. Общие положения 1
2. Расчет на прочность трубных досок подогревателей, усиленных радиальными ребрами 5
   2.1. Условные обозначения 5
   2.2. Расчетная модель 6
   2.3. Постановка задачи 7
   2.4. Приведенная высота ребра 7
   2.5. Определение прогиба пластины с симметричными ребрами . 9
   2.6. Приведенная высота пластины 11
   2.7. Вычисление перемещений и усилий с учетом отпора трубок . 12
   2.8. Расчет напряжений в ребре и пластине 15
   2.9. Порядок расчета трубных досок подогревателей 16
3. Расчет основных несущих узлов подогревателя высокого давления . 17
   3.1. Условные обозначения 17
   3.2. Расчет на прочность днища подогревателя высокого давления (ПВД) 18
   3.3. Расчет фланцевого соединения корпуса подогревателя . . 22

Приложение 1. Таблицы функций Томсона первого и второго рода для значений аргумента $x=0-10$ 31

Приложение 2. Примеры расчета на прочность 35
   2.1. Трубная доска подогревателя низкого давления ПНД-1800-40-07 35
   2.2. Днище ПВД-2300 36
   2.3. Фланец распределительной камеры ПНД 39

Приложение 3. Номограммы и таблицы вспомогательных функций и величин 42

Приложение 4. Литература 53

Ответственный за выпуск *Т. Н. Морозова.*

Редактор *Л. П. Коняева.*

Техн. ред. *Н. П. Белянина.* Корректор *Л. А. Крупнова.*

Сдано в набор 23.06.76. Подписано к печ. 29.09.76. Формат бум. $60\times90^{1}/_{16}$. л. Тираж 1000 экз. Заказ 595. Цена 70 коп.

gost.e-ecolog.ru

Редакционно-издательский отдел ЦКТИ им. И. И. Ползунова.
194021, Ленинград, Политехническая ул., д. 24.