

**Московский государственный технический университет
им. Н. Э. Баумана**

В. Г. Крапивцев, С. В. Селиховкин

**ПРОЧНОСТНЫЕ РАСЧЕТЫ
ЭЛЕМЕНТОВ ОБОРУДОВАНИЯ
ЯДЕРНЫХ ЭНЕРГОУСТАНОВОК**

**Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана
1996**

Московский государственный технический университет
им. Н.Э.Баумана

В.Г.Крапивцев, С.В.Селиховкин

ПРОЧНОСТНЫЕ РАСЧЕТЫ ЭЛЕМЕНТОВ ОБОРУДОВАНИЯ
ЯДЕРНЫХ ЭНЕРГОУСТАНОВОК

Рекомендовано редсоветом МГТУ
в качестве учебного пособия

Издательство МГТУ им. Н.Э.Баумана

1995

ББК 31.4
К78

Рецензенты: И.В.Переездчиков, Ю.С.Песоцкий

К78 Крапивцев В.Г., Селиховкин С.В. Прочностные расчеты элементов оборудования ядерных энергоустановок: Учебное пособие. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 1995. - 40 с., ил.

Изложены основные положения расчета на прочность элементов оборудования ядерных энергоустановок, методики расчета на прочность трубных досок, расчета жесткости, расчета термических напряжений, расчета на вибрацию. В приложении приведены прочностные свойства различных материалов и их теплофизические характеристики.

Для студентов старших курсов.

Табл. 4. Ил. 15. Библиогр. 8 назв.

ББК 31.4

© МГТУ им. Н.Э.Баумана, 1995.

1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ

Расчет на прочность проводится в целях определения основных размеров конструкции и ее геометрических очертаний, допустимого числа циклов нагружения и ресурса эксплуатации корпусов реакторов, корпусов кожухов и других элементов конструкции парогенераторов и теплообменников, корпусов насосов и арматуры, а также трубопроводов и других элементов систем атомных энергетических установок.

Элементы оборудования атомных энергетических установок рассчитывают в соответствии с нормами расчета на прочность элементов реакторов, парогенераторов, сосудов и трубопроводов АЭС, опытных и исследовательских ядерных реакторов и установок. Эти нормы распространяются также на элементы реакторов, парогенераторов, сосудов и трубопроводов первого и других контуров [1, 2].

При выборе конструкций и методов расчета элементов ядерных энергетических установок (ЯЭУ) определяющими характеристиками являются: рабочее давление $p_{раб}$, расчетное давление $p_{расч}$, пробное давление $p_{пр}$, давление опрессовки (при необходимости) $p_{опр}$, расчетная температура t , условия нагружения.

Рабочее давление $p_{раб}$ — наибольшее внутреннее избыточное давление при нормальном течении рабочего процесса.

Расчетное давление $p_{расч}$ в рабочих условиях — это давление, при котором рассчитывают на прочность конструкцию и ее элементы. Расчетное давление принимают, как правило, равным рабочему давлению. При повышении давления в системе во время срабатывания предохранительных устройств более чем на 10 %, по сравнению с рабочим давлением, элементы конструкции следует рассчитывать на давление, составляющее 90 % давления при полном открытии клапана или предохранительного устройства.

Для элементов, разделяющих объемы с разными давлениями, за $p_{расч}$ следует принимать давление в каждом из этих объемов либо давление, которое требует большей толщины стенки. Допускается также расчет по разности давлений.

Корпуса, сосуды и элементы конструкций систем ЯЭУ, работающие при высоких давлениях (от 10 до 100 МПа), подвергаются поверочному расчету на пробное давление $p_{пр}$, т.е. давлению

при гидравлических испытаниях. Значения пробного давления регламентируются Правилами устройства и безопасной эксплуатации оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок [3].

Для устранения зазоров между слоями в многослойных корпусах и сосудах, а также с целью уменьшения остаточных напряжений в сварных швах производится опрессовка при повышенном давлении $p_{опр}$. Значения $p_{опр}$ определены в нормативно-технической документации на изготовление многослойных сосудов (ОСТ 2601-221-86).

Расчетную температуру t , необходимую для выявления физико-механических свойств материала и допускаемых напряжений, определяют на основании тепловых расчетов либо принимают равной температуре рабочей среды.

В условиях отсутствия ползучести материала нормативные методы расчета на прочность основаны на принципах оценки по предельным состояниям. При этом критериями для оценки прочности элемента являются: разрушение (вязкое и хрупкое), пластическая деформация по всему сечению элемента, потеря устойчивости; возникновение остаточных изменений форм и размеров, приводящих к невозможности эксплуатации конструкции, макротрещин при циклическом нагружении.

Толщины элементов рассчитывают по предельным нагрузкам, соответствующим вязкому разрушению или пластической деформации по сечению элемента. Расчетное давление $p_{расч}$ принимают в n_T и n_B раз меньше значений p_T и p_B (p_T и p_B - давление перехода в пластическое состояние и давление разрушения; n_T и n_B - коэффициенты запаса по пределу текучести и прочности).

При расчете на прочность корпусов и сосудов принимают $n_T = 1,5$, а $n_B = 2,4$. При расчете шпилек принимают только $n_T = 1,5$.

При расчете элементов сосудов и корпусов по предельным нагрузкам для углеродистых, низко- и среднелегированных сталей допускаемое напряжение вычисляют из условия

$$[\sigma] = \min \left(\frac{\sigma_T \text{ или } \sigma_{0,2}}{n_T}; \frac{\sigma_B}{n_B} \right).$$

При наличии зон пластических деформаций и значительных по размерам областей повышенных напряжений необходимо проводить расчет напряженно-деформированного состояния элемента. При этом для оценки прочности используют критерии прочности, позволяющие перенести результаты испытаний образцов при одноосном напряженном состоянии на случай сложного напряженного состояния. Соответствие между этими состояниями устанавливается посредством введения эквивалентных напряжений $\sigma_{экв}$ (критерий прочности при статическом нагружении):

$$\sigma_{экв} = \sigma_i < \sigma_B,$$

где σ_i — интенсивность напряжений;

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]^{0,5},$$

здесь $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ — нормальные напряжения; $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ — касательные напряжения.

Критерий максимальных касательных напряжений

$$\sigma_{экв} = \sigma_1 - \sigma_3 < \sigma_B,$$

где σ_1 и σ_3 — соответственно наибольшее и наименьшее напряжения.

В нормах расчетов на прочность предусматриваются два вида расчетов: предварительное выполнение проектных расчетов по предельным нагрузкам толщин стенок и основных размеров элементов и подробный проверочный расчет. При предварительном определении размеров сложная конструкция разделяется на простые элементы (цилиндрические и конические оболочки, сферические, эллиптические и плоские днища и крышки, патрубки и штуцера) и находится наибольшая толщина стенки в зависимости только от основной внешней нагрузки, например от давления. В зонах сопряжения стесняемых элементов для уменьшения краевых напряжений учитывают конструктивные рекомендации, полученные на основе анализа со-

стояния материала в этих зонах.

При выполнении поверочного расчета учитывают все виды нагрузок (давление, термические напряжения и т.д.), проводят расчет на циклическую прочность, допустимое число циклов N и амплитуду напряжений σ_a .

По особенностям конструкции и расчета на прочность элементов оборудования ЯЭУ можно разделить на следующие основные группы: корпуса и трубные доски; трубопроводы; разъемные соединения; валы; диски; лопатки.

При конструировании элементов оборудования выполняются следующие основные виды расчетов:

1. Прочностной расчет (определение максимальных напряжений и сравнение их с допускаемыми).

2. Расчет жесткости (определение максимальных деформаций и сравнение их с допускаемыми).

3. Расчет на устойчивость.

4. Расчет термических напряжений и деформаций.

5. Расчет на вибрацию (в основном для трубных пучков).

Выбор допускаемых напряжений и механических свойств материалов проводится в соответствии с [1, 2].

В настоящем учебном пособии даны перечисленные виды расчетов некоторых конструктивных элементов энергетического оборудования.

II. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ

Расчет осуществляется по методике, изложенной в [4].

Приведенная толщина трубной доски

$$S_{пр} = S \sqrt[3]{\varphi},$$

где S - толщина трубной доски; φ - коэффициент прочности трубной доски, учитывающий ослабление ее отверстиями,

$\varphi = 0,9(1 - 0,905 d^2 / t^2)$ при разбивке по треугольнику;

$\varphi = 0,9(1 - 0,785 d^2 / t^2)$ при разбивке по квадрату (рис. 1а).

Рассмотрим конкретные случаи.

1. Трубная доска с U -образным пучком труб (рис. 1б).

Максимальное напряжение в центре трубной доски

$$\sigma_{\max} = 0,31 \cdot p \cdot \left(\frac{D}{S_{\text{пр}}} \right).$$

Минимальная фактическая толщина доски

$$S = \frac{0,557}{\sqrt[3]{\varphi}} \cdot D \cdot \sqrt{\frac{p}{\sigma_{\text{доп}}}},$$

где D - наружный диаметр трубной доски; при фланцевом соединении диаметр принимается по окружности болтовых отверстий.

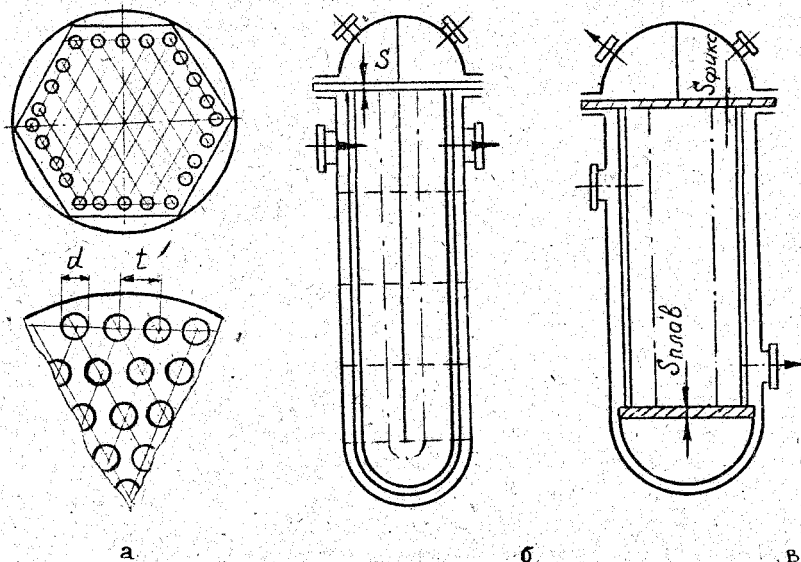


Рис. I

2. Две трубные доски, одна из которых плавающая, другая - фиксированная (рис. Iв). Максимальное напряжение в плавающей трубной доске

$$\sigma_{\max} = \frac{6 \cdot M_{\max}}{S^2 \cdot \varphi^{2/3}},$$

где M_{\max} - максимальная интенсивность изгибающего момента, (Н·м)/м, определяемая по табл. I в зависимости от параметра податливости системы

$$\varepsilon = 1,28 \cdot \frac{D}{S_{\text{пр}}} \sqrt[4]{\frac{d_{\text{ср}}}{l_{\text{т}}} \cdot \frac{S_{\text{т}}}{D} \cdot \frac{S_{\text{пр}}}{D} \cdot \frac{\pi}{\varphi} \cdot \frac{E_{\text{т}}}{E_{\text{р}}} (1 + \psi)},$$

здесь $\psi = \left(\frac{S_{\text{плав}}}{S_{\text{фикс}}} \right)^3$.

Таблица I

ε	Трубная доска		ε	Трубная доска	
	фиксированная	плавающая		фиксированная	плавающая
	$4 M_{\max} / (\rho \cdot D^2)$			$4 M_{\max} / (\rho \cdot D^2)$	
0,5	0,128	0,207	5	0,0386	0,0556
1	0,127	0,206	6	0,028	0,0456
2	0,112	0,178	7	0,0208	0,0388
3	0,0853	0,112	8	0,0156	0,0322
4	0,057	0,0726	9	0,0153	0,0291
			10	0,0146	0,0258

Минимальная фактическая толщина доски

$$S = \sqrt[3]{\frac{6M_{\text{max}}}{\sigma_{\text{доп}} \cdot \varphi^{2/3}}}$$

Расчет ведется последовательными приближениями.

3. Две фиксированные трубные доски равной толщины (рис. 2).
Максимальное напряжение в центре доски

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{6M_{\text{max}}}{S^2 \cdot \varphi^{2/3}}$$

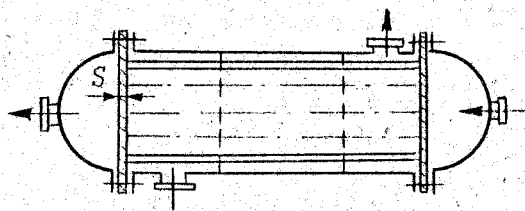


Рис. 2

Максимальная интенсивность изгибающего момента

$$M_{\max} = \frac{p \cdot D^2}{4} \left[1 - \frac{d^2 \cdot n}{D^2} - 4 \frac{d_{\text{ср}} \cdot S_{\text{т}} \cdot n \cdot E_{\text{т}}}{\rho \cdot D^2} \times \right. \\ \left. \times (\alpha_{\text{т}} \cdot t_{\text{т}} - \alpha_{\text{к}} \cdot t_{\text{к}}) + \frac{\epsilon^4 \cdot \beta}{2} \right] \cdot f(\epsilon),$$

где

$$\beta = 0,37 \cdot \zeta \cdot \frac{l_{\text{т}}}{D} \cdot \frac{S_{\text{пр}}}{S_{\text{к}}} \cdot \frac{S_{\text{пр}}^2}{D^2};$$

$$\epsilon = 1,52 \cdot \frac{D}{S_{\text{пр}}} \sqrt{\frac{d_{\text{ср}}}{l_{\text{т}}} \cdot \frac{S_{\text{т}}}{D} \cdot \frac{S_{\text{пр}}}{D} \cdot \frac{n}{\zeta} \cdot \frac{E_{\text{т}}}{E_{\text{р}}}};$$

$f(\epsilon)$ определяется по табл. 2. Индексы "т", "к", "р" относятся соответственно к трубам, корпусу и трубной доске.

Таблица 2

ϵ	$f(\epsilon)$		ϵ	$f(\epsilon)$	
	$\beta = 0$	$\beta = 0,015$		$\beta = 0$	$\beta = 0,015$
0	0,205	0,204	4	0,02	0,012
1	0,2	0,19	5	0,015	0,005
2	0,14	0,12	6	0,01	0,001
3	0,04	0,03	7	0,007	0

Минимальная фактическая толщина доски

$$S = \sqrt{\frac{6 M_{\max}}{\sigma_{\text{доп}} \cdot \varphi^{2/3}}}$$

III. РАСЧЕТ ЖЕСТКОСТИ

В различных случаях элементы конструкций должны обладать либо большой жесткостью (например, фланцевое соединение), либо напротив, большой податливостью (например, компенсаторы). В настоящем параграфе мы остановимся на расчете компенсационных устройств, нередко применяемых в элементах энергоустановок для компенсации температурных удлинений [1, 4].

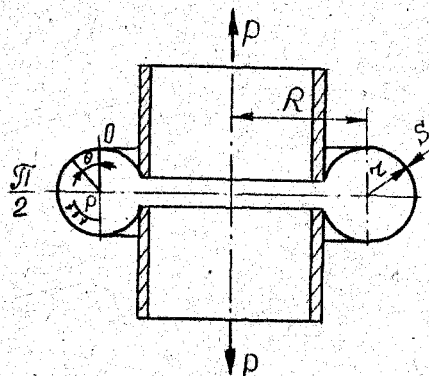


Рис. 3

I. Торовый компенсатор (рис. 3). Расчетные параметры:

$$\alpha_0 = \frac{r}{R};$$

$$\beta_0 = \frac{r}{S};$$

$$\lambda = \sqrt{12(1-\mu)} \cdot \alpha_0 \beta_0; \quad \lambda = 3,3 \cdot \alpha_0 \beta_0 \quad \text{при} \quad \mu = 0,3,$$

где μ - коэффициент Пуассона;

$$D_0 = (1,74 + 0,126 \cdot \lambda^2) \cdot 10^{11};$$

$$N_0 = (4,36 + 0,027 \cdot \lambda^2) \cdot 10^{10} \lambda^2;$$

$$N_1 = (1,74 + 0,017 \cdot \lambda^2) \cdot 10^{11};$$

$$N_3 = (3,64 + 0,0038 \cdot \lambda^2) \cdot 10^9 \cdot \lambda^2;$$

$$k_0 = N_0 / D_0;$$

$$c_1 = N_1 / D_0;$$

$$c_3 = N_3 / D_0;$$

$$\sigma_0 = \frac{3\alpha_0}{\pi S^2} \cdot P;$$

где P - осевая сила;

$$\sigma_p = \frac{p \cdot r}{S},$$

где p - внутреннее давление.

Действие осевой силы P . Осевое смещение компенсатора

$$\Delta = \frac{\lambda}{\alpha_0 \cdot S \cdot E} \cdot P \quad \text{при} \quad \lambda \geq 4;$$

$$\Delta = \frac{\lambda^2 \cdot c_1}{2 \alpha_0 \cdot S \cdot E} \cdot P \quad \text{при} \quad \lambda < 4;$$

Максимальные кольцевые напряжения (в точках $\theta = 0$)

$$\sigma_\theta^{\max} = \frac{0,518}{\lambda^{1/3}} \cdot \sigma_0 \quad \text{при} \quad \lambda \geq 4;$$

$$\sigma_\theta^{\max} = 0,55 \cdot \frac{k_0}{\lambda} \cdot \sigma_0 \quad \text{при} \quad \lambda < 4;$$

Максимальные изгибающие напряжения

$$\sigma_m^{\max} = \frac{0,754}{\lambda^{1/3}} \sigma_0 \quad \text{при } \lambda \geq 4$$

(в точках $\theta = \pm \frac{122}{\lambda^{1/3}}$);

$$\sigma_m^{\max} = (c_1 - c_3) \sigma_0 \quad \text{при } \lambda \leq 2,3$$

(в точках $\theta = \pm \frac{\pi}{2}$);

$$\sigma_m^{\max} = c_3 \left(1 + \frac{c_1}{3c_3}\right) \sigma_0 \quad \text{при } 2,3 < \lambda < 4$$

(в точках $\theta = \pm \arcsin \frac{1}{2} \sqrt{\frac{c_1}{3c_3} + 1}$).

Действие давления p . Максимальные меридиональные напряжения

$$\sigma_\varphi^{\max} = \frac{1}{2} \cdot \frac{(2 + \alpha_0)}{(1 + \alpha_0)} \sigma_p$$

Максимальные кольцевые напряжения

$$\sigma_{\theta p} = \frac{1}{2} \sigma_p$$

Условия прочности. Одновременно должны выполняться неравенства

$$\sigma_m^{\max} + \sigma_\varphi^{\max} \leq 1,5 \sigma_{\text{доп}}$$

$$\sigma_\theta^{\max} + \sigma_{\theta p}^{\max} \leq 1,5 \sigma_{\text{доп}}$$

где $\sigma_{\text{доп}}$ — номинальное допустимое напряжение.

2. Линзовый компенсатор. Может быть выполнен в виде одной волны, как показано на рис. 4, или нескольких таких волн.

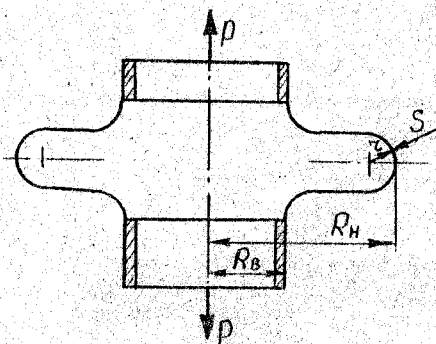


Рис. 4

Расчетный параметр

$$z = \frac{R_n}{R_b}$$

Формулы справедливы при длине пластины

$$l > 0,5 \cdot r,$$

где $l = R_n - R_b - 2 \cdot r$.

Действие осевой силы P . Осевое смещение одной волны компенсатора

$$\Delta = 0,58 \frac{(z-1)^3}{z^2(z+1)} \cdot \frac{P - R_n^2}{E \cdot S^3}$$

Максимальное напряжение от осевого смещения, приходящегося на одну волну,

$$\sigma^{\max} = \frac{3}{8} \frac{E \cdot S \cdot \Delta}{R_n \sqrt{R_n \cdot r} \cdot \left(1 - \frac{1}{z}\right)^{3/2}}$$

Действие давления p . Максимальное напряжение в компенсаторе

$$\sigma_p^{\max} = 0,58 \left(1 - \frac{1}{z} - \frac{r}{R_n}\right) \cdot \frac{p R_n^2}{S^2}$$

Условие прочности:

$$\sigma^{\max} + \sigma_{\rho}^{\max} \leq 1,5 \cdot \sigma_{\text{доп}}.$$

где $\sigma_{\text{доп}}$ - номинальное допускаемое напряжение.

3. Трубчатый компенсатор (рис. 5). Расчетные параметры:

Δ - осевое смещение компенсатора;

$$W = \frac{\pi}{32} \cdot d^3 \left[1 - \left(\frac{d_{\text{вн}}}{d} \right)^4 \right] - \text{момент сопротивления трубы;}$$

$$W_{\rho} = 2 \cdot W - \text{полярный момент инерции;}$$

$$\eta = d/R,$$

$$k_{\rho} = \frac{10 + 12\lambda^2 + 24\omega}{1 + 12\lambda^2 + 24\omega};$$

$$\lambda = \frac{S \cdot R}{r^2},$$

где S - толщина стенки трубы;

$$\omega = \frac{2\rho \cdot (1 - \mu^2) R^2}{E \cdot S \cdot r},$$

где ρ - внутреннее давление; μ - коэффициент Пуассона;
 E - модуль упругости;

$$\rho = \frac{R}{\cos^2 \gamma};$$

$$\Phi = 2 k_{\rho} (1 + \eta^2) + (1 - k_{\rho} + \mu) (2 + \eta^2) \cos^2 \gamma;$$

$$\gamma = \arctg \frac{H}{2\pi R} - \text{угол подъема витка компенсатора;}$$

$$l = \frac{2\pi \cdot R \cdot i}{\cos \gamma} - \text{длина компенсатора с числом витков } i.$$

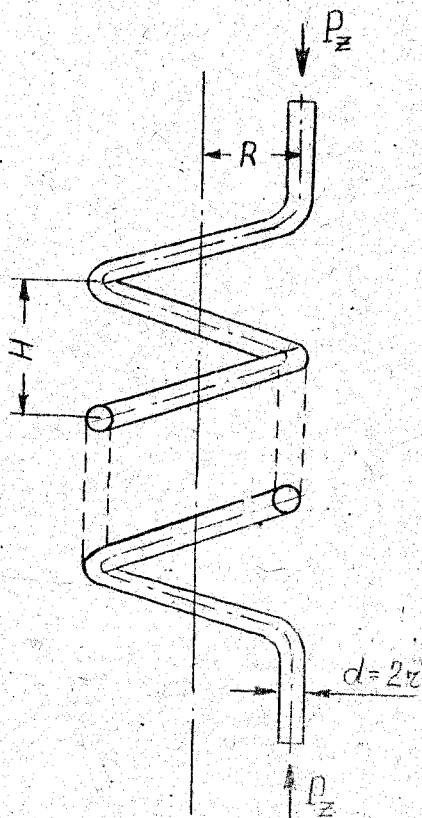


Рис. 5

Осевая сила

$$P_z = \frac{2 \Delta \dot{E} J}{R^2 \cdot l \cdot \varphi}$$

Изгибающий момент

$$M_{из} = P_z \cdot R (1 + \eta) \cdot \sin \gamma$$

Крутящий момент

$$M_{кр} = \frac{P}{2} \cdot R (1 + \eta) \cdot \cos \gamma$$

Максимальное осевое напряжение

$$\sigma_z^{max} = \frac{M_{из}}{W} \cdot k_p \left(1 + \frac{9\mu\lambda - 6}{5 + 6\lambda^2 + 12\omega} \right) + \frac{p \cdot r}{2S}$$

Максимальное кольцевое напряжение

$$\sigma_\theta^{max} = \frac{M_{из}}{W} \cdot k_p \left(\mu + \frac{9\lambda - 6\mu}{5 + 6\lambda^2 + 12\omega} \right) + \frac{p \cdot r}{2S} \cdot \frac{2\rho - r}{\rho - r}$$

Максимальное касательное напряжение

$$\tau^{max} = \frac{M_{кр}}{W_p} \left[1 + (0,616 + 0,636 \cos^2 \gamma) \cdot \frac{\eta}{2} + \right. \\ \left. + (0,712 + 0,164 \cos^2 \gamma) \cdot \frac{1}{2} \eta \cos^2 \gamma \right]$$

IV. РАСЧЕТ НА УСТОЙЧИВОСТЬ

Если конструктивные элементы подвержены действию сжимающих нагрузок, то их проверяют на устойчивость [5...7]. Для этого вычисляют теоретическое критическое давление $P_{кр}^T$, при котором элемент теряет устойчивость. Действительное критическое давление

$$P_{кр}^A = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot P_{кр}^T$$

где $\eta_1 = 0,65...1$ — поправочный коэффициент, характеризующий несовершенство геометрической формы детали (зависит от точности изготовления); η_2 — поправочный коэффициент, характеризующий отклонение свойств материала детали от закона Гука в момент потери устойчивости; он определяется по графику рис. 6 в зависимости от предела текучести материала σ_T и критического напряжения

$$\sigma_{кр}^T = \eta_1 \cdot \frac{r}{S} \cdot P_{кр}^T$$

здесь $r = \frac{1}{2} D$ — средний радиус оболочки; S — толщина оболочки.

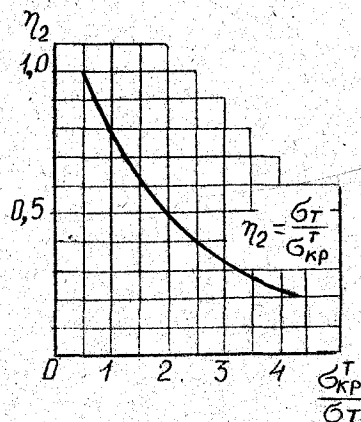


Рис. 6

Коэффициент запаса устойчивости

$$N = \frac{P_{кр}^д}{P_{раб}}$$

где $P_{раб}$ - рабочее давление.

Обычно принимают $N \geq 3$.

Рассмотрим некоторые случаи.

1. Устойчивость цилиндрических оболочек:

а) Оболочка под наружным давлением (рис. 7). Критическая длина

$$L_{кр} = 4.64 \cdot r \sqrt{(1 - \mu^2) \cdot \frac{r}{S}},$$

где μ - коэффициент Пуассона.

Для длинной оболочки ($L \geq L_{кр}$)

$$P_{кр}^T = \frac{E}{4(1 - \mu^2)} \cdot \left(\frac{S}{r}\right)^3$$

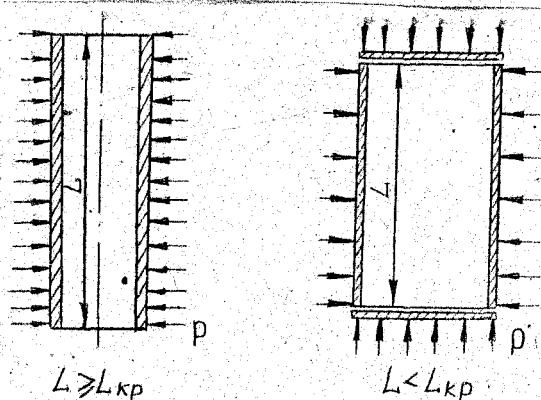


Рис. 7

Для короткой оболочки ($L < L_{кр}$)

$$\rho_{кр}^{\tau} = \frac{E \cdot S}{r \left(n^2 + \frac{1}{2} \frac{\pi^2 r^2}{L^2} \right)} \left[\frac{1}{\left(\frac{n^2 L^2}{\pi^2 r^2} + 1 \right)^2} + \frac{S^2}{12 (1 - \mu^2) r^2} \left(n^2 + \frac{\pi^2 r^2}{L^2} \right)^2 \right]$$

Целое положительное число n определяют по формуле

$$n \approx 2,773 \sqrt[4]{\frac{\sqrt{1 - \mu^2}}{\left(\frac{L}{r} \right)^2 \left(\frac{S}{r} \right)}}$$

причем так, чтобы $\rho_{кр}^{\tau}$ принимало наименьшее значение.

б) Оболочка под осевой нагрузкой (рис. 8). Критическая осевая сила Эйлера для длинной оболочки ($L > 80 \cdot r$)

$$\rho_{кр}^{\varepsilon} = \frac{\pi^3 (D_n^4 - D_b^4) E}{64 L_{прив}^2}$$

где $L_{\text{прив}} = L$ при свободном опирании
 концов; $L_{\text{прив}} = \frac{1}{2} L$ при заделке концов.
 Критическое напряжение для короткой
 оболочки

$$\sigma_{\text{кр}} = 2,35 E \cdot \left(\frac{S}{r} \right)^{3/2}$$

Критическое напряжение при чистом изги-
 бе (рис. 9)

$$\sigma_{\text{кр}} = 0,22 E \cdot \left(\frac{S}{r} \right)$$

Условие устойчивости при совместном
 действии сжимающего давления и осевого
 сжимающего напряжения (рис. 10):

$$\frac{\sigma}{\sigma_{\text{кр}}} + \frac{p}{p_{\text{кр}}} \leq 1$$



Рис. 8



Рис. 9

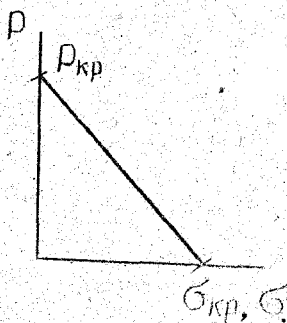
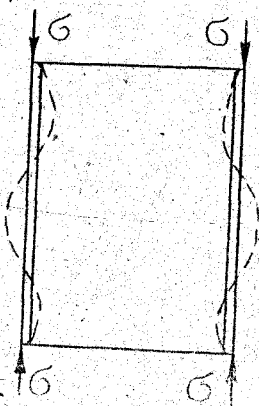


Рис. 10

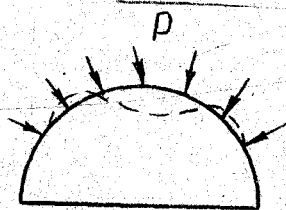


Рис. II

2. Устойчивость сферических и эллиптических днищ (рис. II). Критическое наружное давление

$$\rho_{кр}^T = 0,3 \cdot E \cdot \left(\frac{S}{r} \right)^2,$$

где S - толщина стенки днища;
 r - средний радиус для сферического днища и наибольший радиус кривизны (в полюсе) по срединной поверхности для эллиптического днища.

У. РАСЧЕТ ТЕРМИЧЕСКИХ НАПРЯЖЕНИЙ

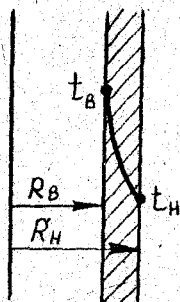


Рис. I2

Термические напряжения возникают при неравномерном нагреве элементов конструкции. Следует также учитывать дополнительные напряжения самокомпенсации, возникающие в результате неодинакового разогрева каких-либо элементов.

Рассмотрим некоторые конкретные случаи [4].

1. Термические напряжения в трубе (рис. I2). Распределение температуры в стенке трубы:

$$t(r) = t_H + (t_B - t_H) \cdot \frac{\ln \left(\frac{R_H}{r} \right)}{\ln \left(\frac{R_H}{R_B} \right)}.$$

Напряжения σ_r , σ_φ и σ_z :

$$\sigma_r = \frac{\alpha \cdot E (t_B - t_H)}{2 \cdot (1 - \mu) \cdot \ln \frac{R_H}{R_B}} \left[\ln \frac{r}{R_H} - \frac{R_B^2}{R_H^2 - R_B^2} \left(1 - \frac{R_H^2}{r^2} \right) \ln \frac{R_H}{R_B} \right];$$

$$\sigma_{\varphi} = \frac{\alpha E (t_B - t_H)}{2(1-\mu) \ln \frac{R_H}{R_B}} \left[1 + \ln \frac{r}{R_H} - \frac{R_B^2}{R_H^2 - R_B^2} \left(1 + \frac{R_H^2}{r^2} \right) \ln \frac{R_H}{R_B} \right],$$

$$\sigma_z = \frac{\alpha E (t_B - t_H)}{2(1-\mu) \ln \frac{R_H}{R_B}} \left[1 + 2 \ln \frac{r}{R_H} - \frac{2 R_B^2}{R_H^2 - R_B^2} \ln \frac{R_H}{R_B} \right],$$

а для тонкостенных труб

$$\sigma_{\varphi}^{\max} = \sigma_z^{\max} = - \frac{\alpha E (t_B - t_H)}{2(1-\mu)} \left(1 + \frac{R_H - R_B}{3 R_B} \right).$$

2. Термические напряжения в круглой пластине при линейном распределении температуры по толщине (рис. I3). Напряжения в заделанной по контуру пластине

$$\sigma_r = \sigma_{\varphi} = \frac{4 \alpha E \tau}{1 - \mu}$$

Прогиб $\omega = 0$.

Для свободно опертой по контуру пластины

$$\sigma_r = \sigma_{\varphi} = 0, \\ \omega = \frac{\alpha R^2 \tau}{2h} \left(1 - \frac{r^2}{R^2} \right).$$

3. Напряжения и деформации в кожухотрубных теплообменных аппаратах (рис. I4). Для труб, нагретых более чем корпус ($t_{тр} > t_k$), напряжения в трубах и корпусе до потери устойчивости труб

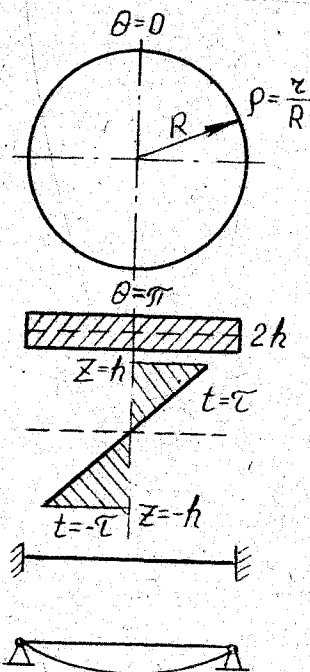


Рис. I3

$$\sigma_{\text{тр}} = - \frac{\alpha \cdot E \cdot \lambda}{1 + \lambda} \Delta t;$$

$$\sigma_{\text{к}} = \frac{\alpha E}{1 + \lambda} \Delta t$$

Здесь

$$\Delta t = t_{\text{тр}} - t_{\text{к}};$$

$$\lambda = \frac{F_{\text{к}}}{n \cdot F_{\text{тр}}},$$

где $F_{\text{к}}$ — площадь поперечного сечения корпуса; $F_{\text{кр}}$ — площадь поперечного сечения одной трубки; n — число труб.

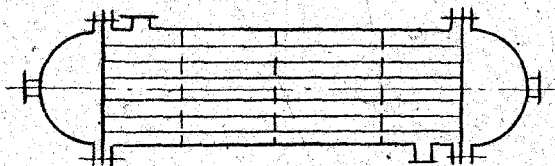


Рис. 14

Критическая разность температур, при которой трубки теряют устойчивость:

$$\Delta t_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 d_{\text{н}} \cdot d_{\text{вн}} (1 + \lambda)}{8 \cdot \alpha \cdot l^2 \cdot \lambda}$$

при

$$\sigma_{\text{тр}}^{\text{кр}} = \frac{\pi^2 d_{\text{н}} \cdot d_{\text{вн}} E}{8 \cdot l^2} < \sigma_{\text{т}};$$

$$\Delta t_{\text{кр}} = \frac{\sigma_{\text{т}} (1 + \lambda)}{\alpha \cdot E \cdot \lambda}$$

при

$$\sigma_{\text{тр}}^{\text{кр}} = \frac{\pi^2 d_{\text{н}} \cdot d_{\text{вн}} E}{8 \cdot l^2} \geq \sigma_{\text{т}}$$

Здесь d_n , $d_{вн}$, l - наружный, внутренний диаметры трубы и ее длина соответственно.

Допустимая разность температур

$$\Delta t_{доп} = \frac{\Delta t_{кр}}{N},$$

где N - запас устойчивости.

Максимальный прогиб трубы после потери устойчивости (в упругой области, где $\Delta t > \Delta t_{кр}$)

$$\omega_{тр} = \frac{2l}{\pi} \sqrt{\alpha (\Delta t - \Delta t_{кр})}.$$

Максимальное напряжение в трубах после потери устойчивости (в упругой области, где $\sigma_{тр}^{max} < \sigma_T$)

$$\sigma_{тр}^{max} = \sigma_{тр}^{кр} \left(1 + 4 \frac{\omega_{тр}}{d_{вн}} \right),$$

где
$$\sigma_{тр}^{кр} = - \frac{\alpha \cdot E \lambda}{1 + \lambda} \Delta t_{кр}$$

Максимальное напряжение в корпусе после потери устойчивости труб

$$\sigma_{к}^{max} = \frac{\pi^2 \cdot d_n \cdot d_{вн} \cdot E}{8 \lambda \cdot l^2} = const.$$

Для корпуса, нагретого более чем трубы ($t_{тр} < t_{к}$), напряжения в трубах и корпусе до потери устойчивости корпуса

$$\sigma_{тр} = \frac{\alpha \cdot E \cdot \lambda}{1 + \lambda} \Delta t, \quad \sigma_{к} = - \frac{\alpha \cdot E}{1 + \lambda} \Delta t.$$

Критическая разность температур, при которой корпус теряет устойчивость:

$$\Delta t_{кр} = 2,35 \frac{1 + \lambda}{\alpha} \cdot \left(\frac{S}{R_{ср}} \right)^{3/2},$$

где S - толщина стенки корпуса; $R_{ср}$ - средний радиус корпуса.

Допустимая разность температур

$$\Delta = t_{\text{дон}} = \frac{\Delta t_{\text{кр}}}{N}$$

VI. РАСЧЕТ НА ВИБРАЦИЮ

Вибрация возникает обычно при наличии внешней периодической силы. Амплитуда вибраций возрастает при приближении частоты вынуждающей силы к собственной частоте колебаний труб. Однако, как показывает опыт, вибрация труб при установившемся движении теплоносителя возникает и при отсутствии внешней силы. Такие самовозбуждающиеся поперечные колебания труб происходят с собственной частотой, амплитуда их зависит от скорости потока.

Частота собственных колебаний зависит от геометрии трубного пучка, его конструктивного выполнения, а также от продольной силы в трубах (сжатие уменьшает собственную частоту, растяжение - увеличивает).

Для определения критической скорости, при которой появляется вибрация трубного пучка, может быть использована зависимость [8]

$$\frac{\bar{u}_{\text{кр}}}{f_n d} = k \sqrt{\frac{m \cdot \delta}{\rho \cdot \alpha^2}}, \quad (\text{ж})$$

где $\bar{u}_{\text{кр}}$ - скорость потока в узком сечении пучка; d - диаметр труб; f_n - частота собственных колебаний труб; m - суммарная масса (масса материала трубы плюс присоединенная масса жидкости) на единицу длины труб; ρ - плотность жидкости; δ - логарифмический декремент; α - величина, зависящая от относительного шага труб в пучке.

Частота собственных колебаний прямых труб независимо от вида крепления в опорах рассчитывается по формуле

$$f_n = \frac{B}{2\pi l^2} \sqrt{\frac{EJ}{m}},$$

где l - длина трубы между соседними опорами;

$$J = \frac{\pi}{64} (d_n^4 - d_b^4) -$$

момент инерции сечения трубы; E - модуль упругости; m - суммарная масса на единицу длины трубы; B - константа, определяемая способом крепления труб в опорах (табл. 3). (Номер колебательной формы - это число полуволн колебаний трубы между опорами.)

Таблица 3

Крепление концов трубы	Значения B при колебательных формах				
	I	II	III	IV	V
Оба заделаны	22,37	61,67	120,91	199,86	298,56
Один заделан, другой опирается	15,42	49,97	104,24	178,28	272,02
Оба опираются	9,87	39,48	88,83	157,9	246,74

Если подставить выражение для f_n в исходное уравнение (*), то получим следующую зависимость для вычисления критической скорости:

$$\bar{u}_{кр} = \frac{k B}{2\pi l^2} \sqrt{\frac{\delta E J}{\rho}}$$

На рис. 15 представлена зависимость параметра k от относительного шага труб поперечно обтекаемых шахматных и коридорных пучков. Поскольку изменение k незначительно, то в практических (приближенных) расчетах критической скорости потока для пучков труб с $t_1/d \geq 1,15$ можно принять $k = 3,7$ [8].

Демпфирование труб в пучках осуществляется конструктивно (в материале трубы) и гидродинамически. В реальных конструкциях суммарное демпфирование труб в пучках определяется логарифмическим декрементом $\delta = 0,2 \dots 0,3$ [8].

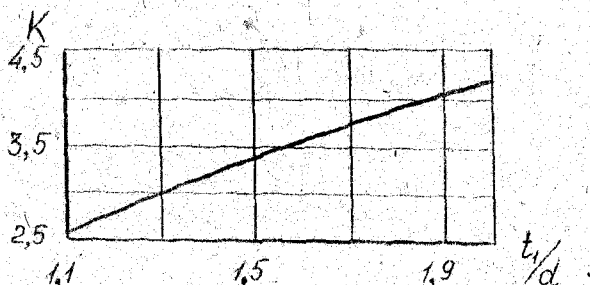


Рис. 15

Таким образом, если принять $k = 3,7$ и $\delta = 0,25$, для приближенных расчетов критической скорости жидкости при поперечном обтекании пучков труб можно использовать формулу

$$\bar{u}_{кр} = 0,065 \frac{B}{t^2} \sqrt{\frac{E \cdot (d_n^4 - d_b^4)}{\rho}}$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок. М.: Энергоатомиздат, 1989. 525 с.
2. Сосуды и трубопроводы высокого давления: Справочник / Е.Р.Хисматуллин, Е.М.Королев, В.И.Лившиц и др. М.: Машиностроение, 1990. 384 с.
3. Правила устройства и безопасности эксплуатации оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок (ПН АЗ 1-7-008-89). М.: Энергоатомиздат, 1990. 168 с.
4. Андреев П.А., Гремилев Д.И., Федорович Е.Д. Теплообменные аппараты ядерных энергетических установок. Л.: Судостроение, 1969. 362 с.
5. Домашнев А.Д. Конструирование и расчет химических аппаратов. М.: Машгиз, 1961. 222 с.

6. Справочник по строительной механике корабля / Под ред. Шиманского Ю.А. Л.: Судпромгиз, 1958. 268 с.

7. Гусев Б.М. Расчет тонкостенных цилиндрических аппаратов на устойчивость при осевом сжатии и изгибе // Химическое машиностроение. 1961. № 3. С. 24-28.

8. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. М.: Наука, 1982. 472 с.

Приложение

Условные обозначения

- σ_b - минимальное значение временного сопротивления при расчетной температуре, МПа
- $\sigma_{0.2}$ - минимальное значение предела текучести при расчетной температуре, МПа
- δ - относительное удлинение образца при статическом разрушении, возникающем вследствие растяжения, при расчетной температуре, %
- α - коэффициент линейного расширения при расчетной температуре, K^{-1}
- E - модуль упругости при расчетной температуре, МПа
- λ - коэффициент теплопроводности при расчетной температуре, Вт/(м·К)

Марка	Сортмент	Характеристика	Температура, °C						
			20	150	300	450	600	900	
I	2	3	4	5	6	7	8	9	
Сталь 20	Горячекатаная сталь толщиной или диаметром до 80 мм; трубы с наружным диаметром от 10 до 465 мм и толщиной стенки от 2 до 60 мм	$\alpha \cdot 10^6$	11,2	12,2	13,1	13,8	14,4		
		$E \cdot 10^{-4}$	20,0	19,2	18,0	16,5			
		λ	53	50	44,4	41	35,6		
		σ_B	402	392	363				
		$\sigma_{0,2}$	216	206	177				
		δ	21	18	17				
	Листовые заготовки толщиной от 20 до 250 мм	σ_B	353	324	284				
		$\sigma_{0,2}$	176	157	147				
		δ	20	19	18				

Продолжение таблицы

I	2	3	4	5	6	7	8	9
Сталь 22К	Листы толщиной от 70 до 170 мм	$\alpha \cdot 10^6$	11,2	12,2	13,1	13,8	14,4	
		$E \cdot 10^{-4}$	20,0	19,2	18,0	16,5		
		λ	50,2	49,6	45,6	42,5		
		σ_B	430	430	412			
		$\sigma_{0,2}$	215	186	186			
Сталь 15ХМ	Поковки диаметром от 100 до 800 мм	δ	18	17	17			
		σ_B	430	392	353			
		$\sigma_{0,2}$	215	186	186			
		δ	16	11	11			
		$\alpha \cdot 10^6$	11,2	12,2	13,1	13,8	14,4	
		$E \cdot 10^{-4}$	21,0	20,2	19,5	18,0	16,5	
		λ	45	42,7	40,7	37,5	33,7	

1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Поковки толщиной или диаметром до 500 мм	σ_B	530	520	500	491		
		$\sigma_{0,2}$	275	275	265	196		
		δ	15	15	14	13		
	Трубы бесшовные горячекатаные с наружным диаметром от 10 до 485 мм и толщиной стенки от 2 до 32 мм	σ_B	441	431	412	343		
		$\sigma_{0,2}$	226	226	216	191		
		δ	20	20	19	17		
Сталь 30 ХМА		$\alpha \cdot 10^6$	11,2	12,2	13,1	13,8	14,4	
		$E \cdot 10^{-4}$	21,5	20,7	20,0	18,5	17,0	
		λ	42	41,3	39,6	38		
	Трубы с наружным диаметром от 25 до 710 мм и толщиной стенки от 2,5 до 50 мм	σ_B	589	540	530	432		
		$\sigma_{0,2}$	392	343	324	294		
		δ	13	13	15	15		

Продолжение таблицы

I	2	3	4	5	6	7	8	9
	Заготовки крепежных деталей толщиной или диаметром до 300 мм	σ_s $\sigma_{0,2}$ δ	785 640 13	746 568 12	687 461 13	598 412 13		
Сталь 15Х2НМФА	Листы, поковки толщиной до 300 мм	$\alpha \cdot 10^6$ $E \cdot 10^{-4}$ λ σ_B $\sigma_{0,2}$ δ	11,2 21,0 47 540 343 16	12,2 20,2 45,5 510 314 16	13,1 19,5 43,4 491 304 16	13,8 18,0 43,5 491 280 16	14,4 16,5 34,3	
Сталь 15Х2НМФА 15Х2НМФА-А		$\alpha \cdot 10^6$ $E \cdot 10^{-4}$ λ	11,2 21,0 46	12,2 20,2 45,5	13,1 19,5 43,5	13,8 18,0 39,5	14,4 16,5 34,3	

Продолжение таблицы

I	2	3	4	5	6	7	8	9
	Листы, поковки тол- щиной от 160 до 400 мм	σ_B	549	530	510	480		
		$\sigma_{0,2}$	441	402	395	390		
		δ	14	14	13	14		
	Листы, поковки тол- щиной от 400 до 650 мм	σ_B	549	519	500	480		
		$\sigma_{0,2}$	441	412	402	390		
		δ	15	14	13	13		
Сталь 06X18H10T 12X18H10T		$\alpha \cdot 10^6$	16,2	16,8	17,4	18	18,5	
		$E \cdot 10^{-4}$	20,5	19,5	18,0	16,7	16,0	
		λ	16,5	17	18,8	22,2	24,7	
			20	18	16	14	12	100
			491	436	377	314	250	
	Сортной прокат и поковки из него тол- щиной или диаметром до 200 мм	σ_B	196	186	172	157	147	
		$\sigma_{0,2}$						
		δ	38	33	26	20	20	22

Продолжение таблицы

I	2	3	4	5	6	7	8	9
Сталь 08X18H10T 12X18H10T	Сортной прокат и поковки из него тол- щиной или диаметром более 200 мм	σ_B	491	421	343	280	181	
		$\sigma_{0,2}$	196	172	147	123	98	
		δ	35	31	26	23	21	
								100
Сплав на ни- келевой осно- ве ЭП-99	Трубы	σ_B	510	441	412	382	304	
		$\sigma_{0,2}$	216	196	177	157	137	
		δ	35	28	26	25	22	
								22
		$\alpha \cdot 10^6$	11,4	-	-	-	-	
		$E \cdot 10^{-4}$	20,0	-	-	-	-	
		λ	10,1	-	-	-	-	
		σ_B	1208	-	-	-	965	550
		$\sigma_{0,2}$	814	-	-	-	605	490
		δ	31	-	-	-	31	10

Продолжение таблицы

I	2	3	4	5	6	7	8	9
Сплав на никелевой основе ВЖ 101 (ЭП-199)	Прутки, листы, ленты, трубы.	$\alpha \cdot 10^6$	11,7	-	-	-	13,8	14,5
		$E \cdot 10^{-4}$	21,9	-	-	-	18,4	-
		λ	8,8	-	-	-	20,1	24,3
		σ_B	1150	-	-	-	1000	650
		$\sigma_{0,2}$	710	-	-	-	700	450
		δ	40	-	-	-	20	20
Сплав на никелевой основе ЭП-202	Прутки, листы, трубы	$\alpha \cdot 10^6$	10,4	-	-	-	-	14,9
		$E \cdot 10^{-4}$	24	-	-	-	20	16
		λ	-	-	17	-	-	-
		σ_B	1150	-	-	-	1000	520
		$\sigma_{0,2}$	750	-	-	-	680	500
		δ	30	-	-	-	28	12

Продолжение таблиц

I	2	3	4	5	6	7	8	9
Сплав на основе молибдена ВМ-I	Прутки, листы, трубы	$\alpha \cdot 10^6$	8	-	-	-	-	-
		$E \cdot 10^{-4}$	33	-	-	-	29	27
		λ	126	-	120	-	-	121
		σ_B	900	-	-	-	600	510
		$\sigma_{0,2}$	850	-	-	-	500	450
Сплав циркония и 1 % ниобия	Трубы бесшовные холоднокатаные диаметром от 9 до 13,5 мм	δ	30	-	-	-	10	12
		$\alpha \cdot 10^6$	5	5,6	6	-	-	-
		$E \cdot 10^{-4}$	8,8	8,1	7,6	-	-	-
		σ_B	22	21,5	21	-	-	-
		$\sigma_{0,2}$	272	227	168	-	-	-
		$\sigma_{0,2}$	204	175	143	-	-	-
		δ	28	29,5	32	-	-	-

Продолжение таблицы

I	2	3	4	5	6	7	8	9
Титан ВТ1-0, ВТ1-0(М)	Листы толщиной от 0,3 до 10 мм, поковки, штамповки, прутки диаметром до 100 мм, трубы	$\alpha \cdot 10^6$	7,8	8,0	8,5			
		$E \cdot 10^{-4}$	10,1	10,0	9,0			
		λ	9,7	11	12,8			
		σ_B	294	196	130			
		$\sigma_{0,2}$	216	147	90			
Алюминиевый сплав АД0, АД1	Листы и плиты толщиной от 0,3 до 80 мм. Трубы прессованные от 18 до 90 мм	$\alpha \cdot 10^6$	22					
		$E \cdot 10^{-4}$	6,8					
		λ	150					
		σ_B	78					
		$\sigma_{0,2}$	63					
		δ	15					

Окончание таблицы

I	2	3	4	5	6	7	8	9
Сплав латуни Л062-I, Л070-I	Листы холоднокатаные	$\alpha \cdot 10^6$ $E \cdot 10^{-4}$	18 12					
	Трубы диаметром от 10 до 50 мм	λ	$\frac{102}{105}$	$\frac{125}{110}$	$\frac{148}{113}$	$\frac{172}{118}$	$\frac{196}{121}$	
		σ_B	$\frac{420}{373}$					
		$\sigma_{0.2}$	$\frac{390}{294}$					
		δ	$\frac{5}{40}$					

ОГЛАВЛЕНИЕ

I. Основные положения расчета на прочность	3
II. Расчет на прочность	6
III. Расчет жесткости	10
IV. Расчет на устойчивость	16
V. Расчет термических напряжений	20
VI. Расчет на вибрацию	24
Литература	26
Приложение	28