ОТРАСЛЕВОЙ СТАНДАРТ

ТУРБИНЫ ПАРОВЫЕ СТАЦИОНАРНЫЕ

РАСЧЕТ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ РАЗЪЕМОВ КОРПУСОВ

ОСТ 108.021.110—84

Издание официальное

МИНИСТЕРСТВО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ
МОСКВА

gost.e-ecolog.ru

УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ указанием Министерства энергетического машиностроения от 13.12.84 № СЧ-002/9333

ИСПОЛНИТЕЛИ: **Э. М. РАБИНОВИЧ**, канд. техн. наук; **Е. П. БЕЛОУСОВА**; **Е. А. ЧАЛОВА**

© Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И. И. Ползунова (НПО ЦКТИ), 1986.

УДК 621.643.4.001.24:621.165 Группа Е02

ОТРАСЛЕВОЙ СТАНДАРТ

ТУРБИНЫ ПАРОВЫЕ СТАЦИОНАРНЫЕ

РАСЧЕТ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ РАЗЪЕМОВ КОРПУСОВ

ОСТ 108.021.110—84

Взамен ОСТ 108.021.110—79

Указанием Министерства энергетического машиностроения от 13.12.84 № СЧ-002/9333 срок действия установлен

с 01.07.85

до 01.07.90

Несоблюдение стандарта преследуется по закону

Настоящий отраслевой стандарт распространяется на вновь проектируемые паровые стационарные турбины для ТЭС, АЭС, АТЭЦ, приводные паровые турбины и устанавливает методику расчета на плотность фланцевых соединений горизонтальных разъемов корпусов паровых турбин, находящихся под избыточным внутренним давлением рабочей среды.

1. УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

b — ширина фланца, см;

h — высота фланца, см;

t — расстояние между осями шпилек, см;

$2R$ — внутренний горизонтальный диаметр корпуса, см;

$2R_0$ — внутренний вертикальный диаметр корпуса, см;

$2r$ — внутренний диаметр корпуса в сечении под углом φ к горизонтальной плоскости, см;

R_1 — радиус наружной поверхности стенки корпуса, см;

e — вертикальное смещение центра внутреннего радиуса корпуса, см;

e_1 — вертикальное смещение центра радиуса наружной поверхности стенки корпуса, см;

b_1 — размер, определяющий величину участка сопряжения наружной поверхности стенки с фланцем, см;

$\Delta R = (R_0 - R)$ — овальность сечения, см;
δ_0 — толщина стенки корпуса в вертикальном сечении, см;
δ_1 — толщина стенки корпуса вблизи фланца, см;
δ — толщина стенки корпуса в сечении под углом φ к горизонтальной плоскости, см;
$\Delta\delta = (\delta_1 - \delta_0)$ — разнотолщинность стенки корпуса, см;
I — момент инерции сечения стенки или фланца на длине одного шага шпилек, см^4;
F — площадь сечения стенки или фланца на длине одного шага шпилек, см^2;
c_0 — максимальное расстояние от внутренней поверхности фланца, на которой допускается отсутствие контактного давления, см;
c_1 — ширина внутреннего уплотнительного пояска, см;
c_2 — ширина наружного уплотнительного пояска, см;
c_3 — расстояние от внутренней поверхности фланца до края отверстия под шпильку, см;
c_4 — расстояние от оси шпильки до внутренней поверхности фланца, см;
m — расстояние от оси шпильки до середины фланца, см;
d_1 — диаметр отверстия во фланце, см;
d — диаметр гладкой части шпильки, см;
d_0 — диаметр отверстия в шпильке, см;
$d_н$ — номинальный диаметр резьбы, см;
l — длина рабочей части шпильки, см;
s — шаг резьбы шпильки, см;
f — площадь сечения шпильки минимальная, см^2;
D — наружный диаметр гайки, см;
H — длина участка свинчивания шпильки с гайкой, см;
H_1 — длина участка свинчивания шпильки с корпусом (или нижней гайкой), см;
p — давление пара в корпусе, МПа;
S_2 — окружное усилие в корпусе на единицу длины фланца (интенсивность нагрузки), Н/см;
ΔS_2 — дополнительное окружное усилие при несимметричном подводе пара во внутренний цилиндр (интенсивность нагрузки), Н/см;
P — паровое раскрывающее усилие на одну шпильку, Н;
P_0 — окружное усилие в стенке в вертикальном сечении на одну шпильку, Н;
T — усилие в шпильке, Н;
$\sigma_н^0$ — начальное напряжение в шпильке на холодной турбине, МПа;
$\sigma_к^\theta$ — напряжение в шпильке при рабочей температуре перед ремонтом турбины, МПа;
$\sigma_и$ — напряжение изгиба в шпильке, МПа;
σ^θ — максимальное среднее растягивающее напряжение в шпильке, МПа;

σ_{max} — максимальное суммарное напряжение в шпильке с учетом изгиба, МПа;

q — контактное давление на уплотнительной поверхности разъема, МПа;

$\sigma_{пл}$ — минимальное напряжение в шпильке, необходимое для обеспечения плотности, МПа;

n — расстояние от точки приложения силы P до срединной поверхности фланца, см;

a — расстояние от точки приложения силы P до внутреннего края фланца, см;

σ' — окружное изгибное напряжение в стенке, МПа;

$\sigma_{0,2}$ — предел текучести материала фланца, МПа;

$\sigma^0_{0,2}$ — предел текучести материала шпильки при 20°С, МПа;

$\sigma^\theta_{0,2}$ — предел текучести материала шпильки при рабочей температуре, МПа;

E^0 — модуль упругости материала шпильки при 20°С, МПа;

E^θ — модуль упругости материала шпильки при рабочей температуре, МПа;

α_1 — коэффициент линейного расширения материала фланца, 1/°С;

α_2 — коэффициент линейного расширения материала шпильки, 1/°С;

L — дуга поворота гайки при затяжке, отсчитываемая вдоль окружности гайки, см;

β — коэффициент, учитывающий упругую податливость промежуточных деталей фланцевого соединения при растяжении шпильки (фланца, втулки, резьбовых соединений);

β' — коэффициент, учитывающий упругую податливость деталей фланцевого соединения при изгибе шпильки;

η — коэффициент затяжки фланцевого соединения, показывающий, во сколько раз усилие в шпильке T больше раскрывающего усилия P в момент нарушения плотности;

K — коэффициент запаса плотности, равный отношению давления пара, при котором происходит нарушение плотности соединения, к максимальному рабочему давлению или, что то же самое, отношение фактических напряжений в шпильке к минимальным напряжениям, необходимым для обеспечения плотности;

$[K]$ — минимально допускаемое значение величины K.

2. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ

2.1. Коэффициенты запаса

2.1.1. Расчетный коэффициент запаса плотности фланцевого соединения [см. формулу (1)] в течение всего срока службы между ремонтами турбины должен быть не менее установленной величины

$$K \geqslant [K].$$

Значение $[K]$ принимается равным:

1,1 — для фланцев при $m/n \leqslant 1{,}1$;

1,2 — для турбин АЭС;
1,0 — для турбин ТЭС.

Для фланцев с параметрами $t/h>1,2$ или $h/b<0,9$ (черт. 1) запас плотности следует увеличить.

2.1.2. Расчетное контактное давление на уплотнительной поверхности разъема [см. формулы (20), (21), (22)] при всех режимах работы не должно превышать 75% от предела текучести материала фланца при температуре соответствующего режима:

$$q\leqslant 0,75\,\sigma_{0,2}.$$

2.1.3. Средние по сечению расчетные растягивающие начальные напряжения на холодной турбине в шпильках [см. формулу (26)] после их окончательной затяжки перед началом эксплуатации не должны превышать 50% от предела текучести:

$$\sigma_{н}^{0}\leqslant 0,5\sigma_{0,2}^{0}.$$

2.1.4. Средние по сечению расчетные растягивающие напряжения в шпильках [см. формулу (16)] в процессе эксплуатации, вызываемые затяжкой шпилек и неравномерным нагревом деталей соединения, не должны превышать 65% от предела текучести материала шпильки при соответствующей температуре:

$$\sigma^{\theta}\leqslant 0,65\sigma_{0,2}^{\theta}.$$

2.1.5. Суммарные расчетные макси...ные напряжения в шпильках с учетом напряжений изгиба в процессе эксплуатации не должны превышать 75% от предела текучести материала шпильки при соответствующей температуре:

$$\sigma_{max}\leqslant 0,75\sigma_{0,2}^{\theta}.$$

2.2. Требования к конструкции

2.2.1. Ширина внутреннего уплотнительного пояса (c_1) или расстояние от внутренней поверхности фланца до края отверстия под шпильку (c_3) должны быть не менее 2 см.

2.2.2. Длина участка свинчивания шпильки с корпусом должна быть не менее 135% от номинального диаметра резьбы:

$$H_1\geqslant 1,35d_{н}.$$

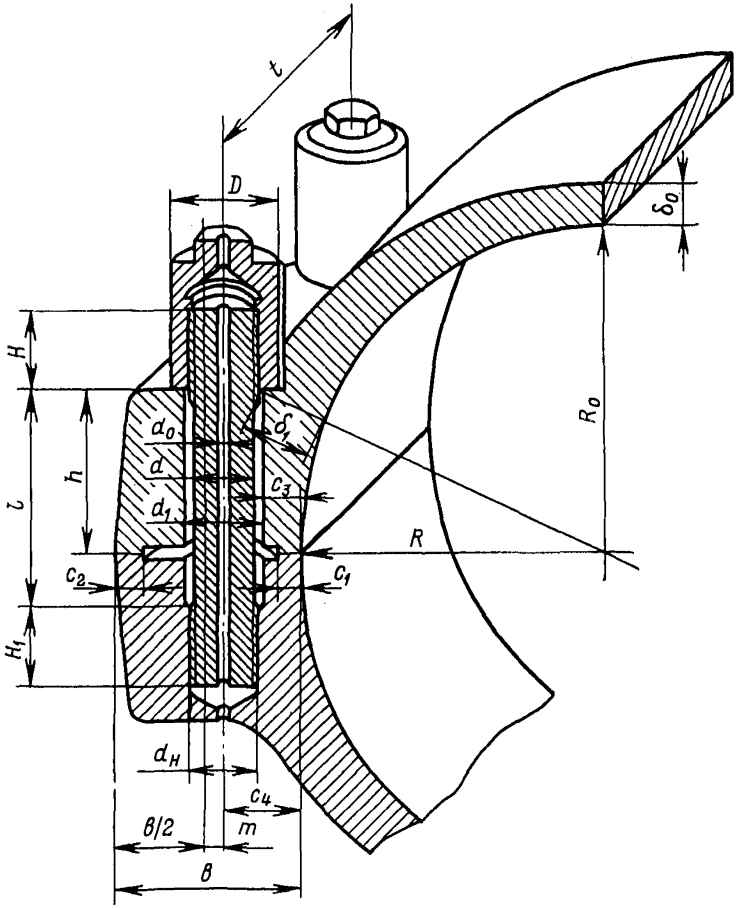
2.2.3. Фланцы с отношением $t/h>2$ применять не рекомендуется.

2.2.4. При выборе толщины стенки корпуса турбины следует учитывать окружные изгибные напряжения, вызванные наличием фланца, овальностью и разнотолщинностью корпуса [см. формулу (23)].

2.2.5. Фланцы корпусов турбин для АЭС должны выполняться с обнизкой или дренажной канавкой, полости которых соединяются с одним из отборов с давлением ниже 0,1 МПа.

2.2.6. При условии выполнения перечисленных в настоящем разделе требований следует стремиться к уменьшению размеров фланца и шпилек с целью повышения маневренности турбины.

Фланцевое соединение корпуса турбины



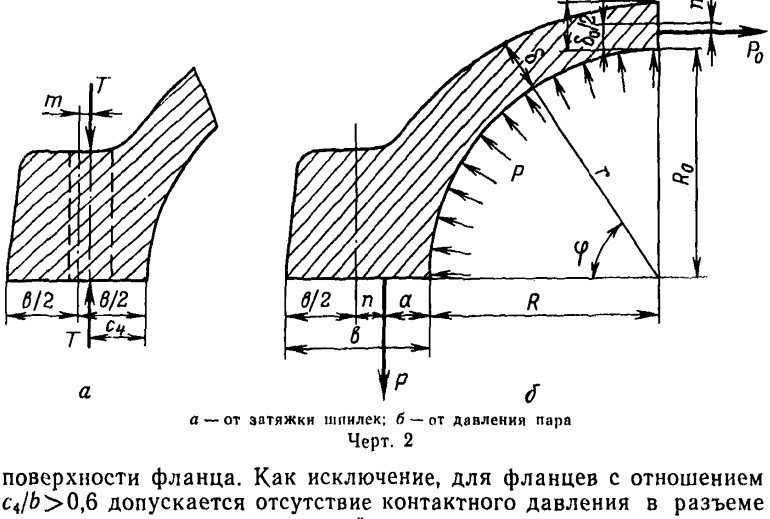
Черт. 1

2.2.7. Методика предварительного определения размеров фланцевого соединения, удовлетворяющего заданным требованиям, и примеры расчета приведены в рекомендуемом приложении 1 и в справочном приложении 2.

3. ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ФЛАНЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ

3.1. Запас плотности

3.1.1. В качестве критерия нарушения плотности принимается равенство нулю расчетных контактных напряжений на внутренней



а — от затяжки шпилек; *б* — от давления пара

Черт. 2

поверхности фланца. Как исключение, для фланцев с отношением $c_4/b > 0{,}6$ допускается отсутствие контактного давления в разъеме на расстоянии c_0 от внутренней поверхности, при этом величина c_0 должна удовлетворять условиям:

$$c_1 - c_0 \geqslant 2 \text{ см}; \quad c_3 - c_0 \geqslant 2 \text{ см}.$$

Приведенные в п. 3.3.1 расчетные формулы (5), (6), (7) остаются для этого случая справедливыми, если в выражении для коэффициента затяжки значения b и c_1 уменьшить на величину c_0, а m и n увеличить на $0{,}5c_0$.

3.1.2. Коэффициент запаса плотности фланцевого соединения равен отношению напряжений в шпильках при рабочей температуре перед ремонтом турбины к минимальным напряжениям в шпильках, необходимым для обеспечения плотности:

$$K = \frac{\sigma_к^0}{\sigma_{пл}}. \qquad (1)$$

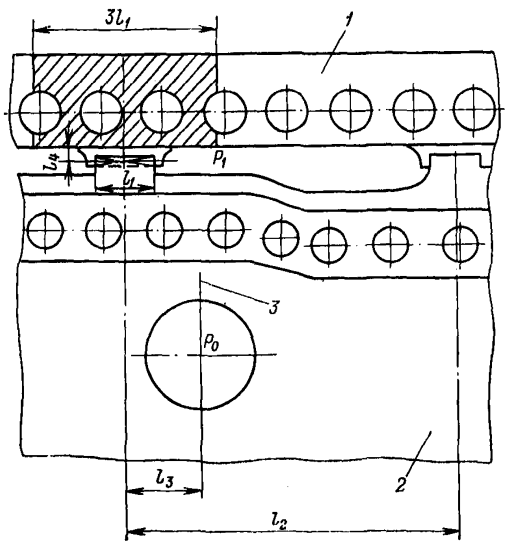
Для вычисления величины $\sigma_{пл}$ предварительно определяются значения раскрывающего парового усилия P (черт. 2), приходяще-

гося на рассматриваемую шпильку, и коэффициента затяжки η, зависящего исключительно от размеров фланца и корпуса, после чего значение $\sigma_{пл}$ определяется по формуле

$$\sigma_{пл} = \frac{P\eta}{f}. \qquad (2)$$

3.2. Раскрывающее усилие

3.2.1. Величина раскрывающего парового усилия, приходящегося на одну шпильку, равна произведению среднего в зоне дан-



1 — наружный цилиндр; 2 — внутренний цилиндр; 3 — ось патрубка

Черт. 3

ной шпильки значения распределенного окружного усилия S_2 на расстояние между осями шпилек:

$$P = (S_2)_{ср} t. \qquad (3)$$

3.2.2. Распределенное окружное усилие S_2, отнесенное к единице длины фланца, определяется из расчета корпуса как осесимметричной оболочки произвольного меридиана, находящейся под действием внутреннего давления. Форма меридиана задается по горизонтальному сечению корпуса (радиус R), толщина стенки — по вертикальному сечению. Расчет выполняется на ЭВМ по программе, приведенной в ОСТ 108.020.132—85, или по любой аналогичной программе, включая метод конечных элементов.

3.2.3 Для двустенных цилиндров с несимметричным подводом пара во внутренний цилиндр к усилию S_2 в наружном корпусе, найденному в соответствии с п. 3.2.2, необходимо прибавить дополнительно величину ΔS_2, учитывающую опорные реакции, приложенные к наружному корпусу со стороны лап внутреннего цилиндра:

$$\Delta S_2 = \frac{(p_0 - p_1) F_1 (l_2 - l_3)}{12 l_2 l_1}, \qquad (4)$$

где p_0 — давление пара в паровпускном патрубке, МПа;

p_1 — давление пара в пространстве между цилиндрами, МПа;

F_1 — суммарная площадь паровпускных патрубков внутреннего цилиндра, см^2;

l_1 — длина опорной лапы, см;

l_2 — расстояние между опорными лапами внутреннего цилиндра, см;

l_3 — расстояние от оси паровпуска до лапы внутреннего цилиндра, см.

Длина участка фланца, на которой действует дополнительное усилие ΔS_2, принимается в зоне каждой лапы равной $3l_1$ (черт. 3, заштрихованный участок). Расчет дополнительных реактивных усилий и моментов, связанных с подводом пара через поршневое соединение, при необходимости следует производить по трехмерной теории или по теории несимметричных оболочек.

3.3. Коэффициент затяжки

3.3.1. Коэффициент затяжки фланцевого соединения вычисляется по формулам:

для фланца с обнизкой

$$\eta = 1 + \frac{6(n-m)\left(c_1^2 - c_2^2 + 2bc_2\right)}{4c_1^3 + 4c_2^3 + 6b^2c_2 - 3bc_1^2 - 9bc_2^2 + 6m\left(c_1^2 - c_2^2 + 2bc_2\right)}; \qquad (5)$$

при $c_1 = c_2 = c$

$$\eta = 1 + \frac{6b(n-m)}{4c^2 + 3b^2 - 6bc + 6bm}; \qquad (6)$$

приближенно (при $c_1 + c_2 < b - d$)

$$\eta = 1 + \frac{2(n-m)}{b - c_2 + 2m}; \qquad (7)$$

для фланца без обнизки

$$\eta = 1 + \frac{6(n-m)}{b + 6m}. \qquad (8)$$

Приведенные формулы применимы при $n \geqslant m$; при $n < m$ следует принимать $\eta = 1{,}0$.

3.3.2. Расстояние n от точки приложения раскрывающего усилия P до середины фланца вычисляется по формуле

$$n = \frac{f_2}{f_1 R} - \psi \frac{f_3 (f_1 f_4 - f_2 f_3)}{f_1 (f_1 f_5 - f_3^2) R}, \qquad (9)$$

где

$$f_1 = \int_0^{\pi/2} \frac{(2r + \delta)\, d\varphi}{2I};$$

$$f_2 = \int_0^{\pi/2} \frac{(Rb - r\delta + R^2 - r^2)(2r + \delta)\, d\varphi}{4I} + \int_0^{\pi/2} \frac{r d\varphi}{F};$$

$$f_3 = \int_0^{\pi/2} \frac{(2r + \delta)^2 \sin\varphi d\varphi}{4I} - \int_0^{\pi/2} \frac{\sin\varphi d\varphi}{F};$$

$$f_4 = \int_0^{\pi/2} \frac{(Rb - r\delta + R^2 - r^2)(2r + \delta)^2 \sin\varphi d\varphi}{8I} -$$

$$- \int_0^{\pi/2} \frac{(Rb - r\delta + R^2 - r^2) \sin\varphi d\varphi}{2F};$$

$$f_5 = \int_0^{\pi/2} \frac{(2r + \delta)^3 \sin^2\varphi d\varphi}{8I} - \int_0^{\pi/2} \frac{(2r + \delta) \sin^2\varphi d\varphi}{2F}; \qquad (10)$$

φ — угол расчетного сечения (см. черт. 2);

$\psi = 0{,}5$ — коэффициент, учитывающий ограничение радиального перемещения фланца.

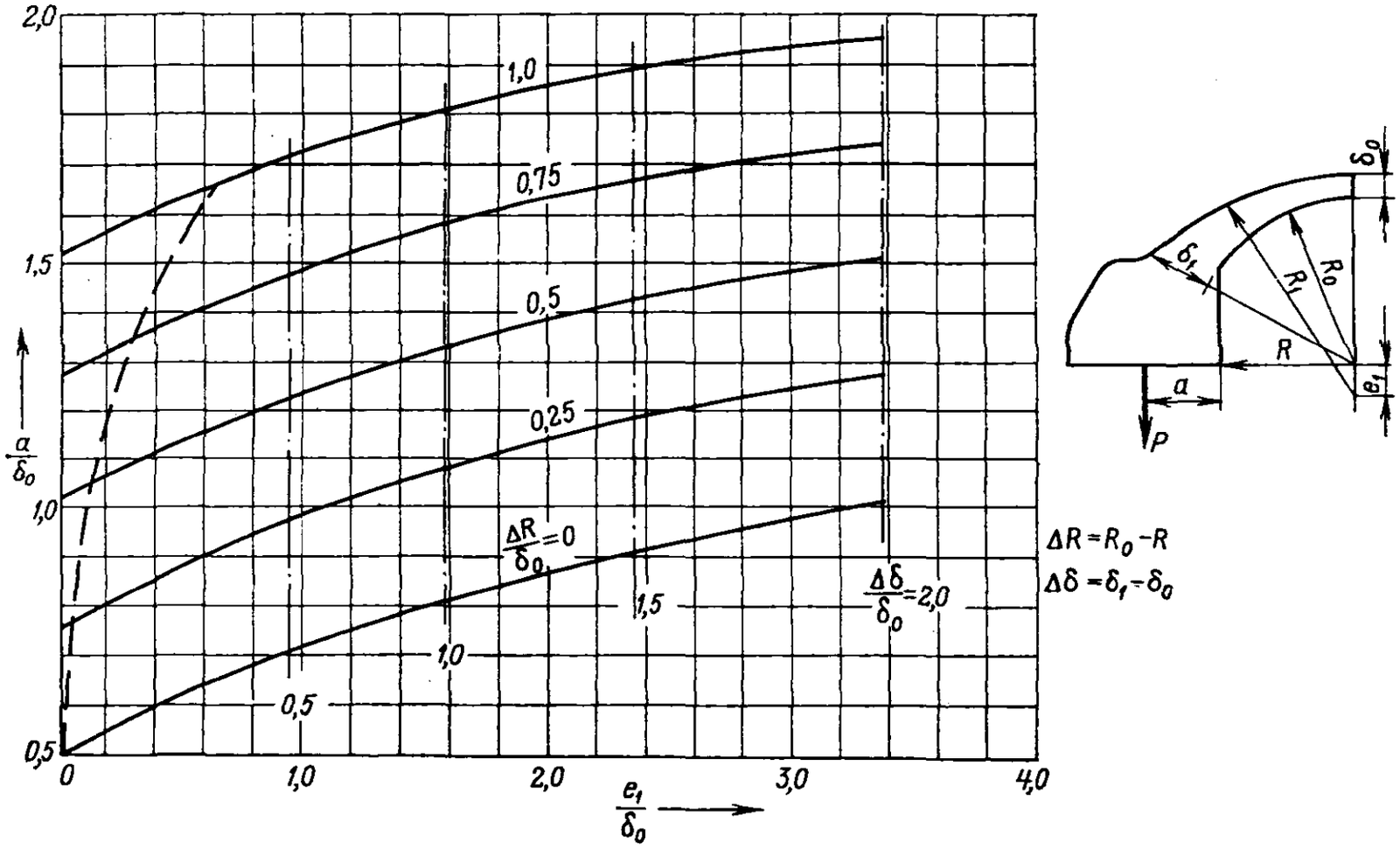
При вычислении n, как правило, можно пренебречь влиянием отверстий под шпильки и подрезок под гайки на статические характеристики сечений; тогда

$$F = t\delta \quad \text{и} \quad I = \frac{1}{12} t\delta^3. \qquad (11)$$

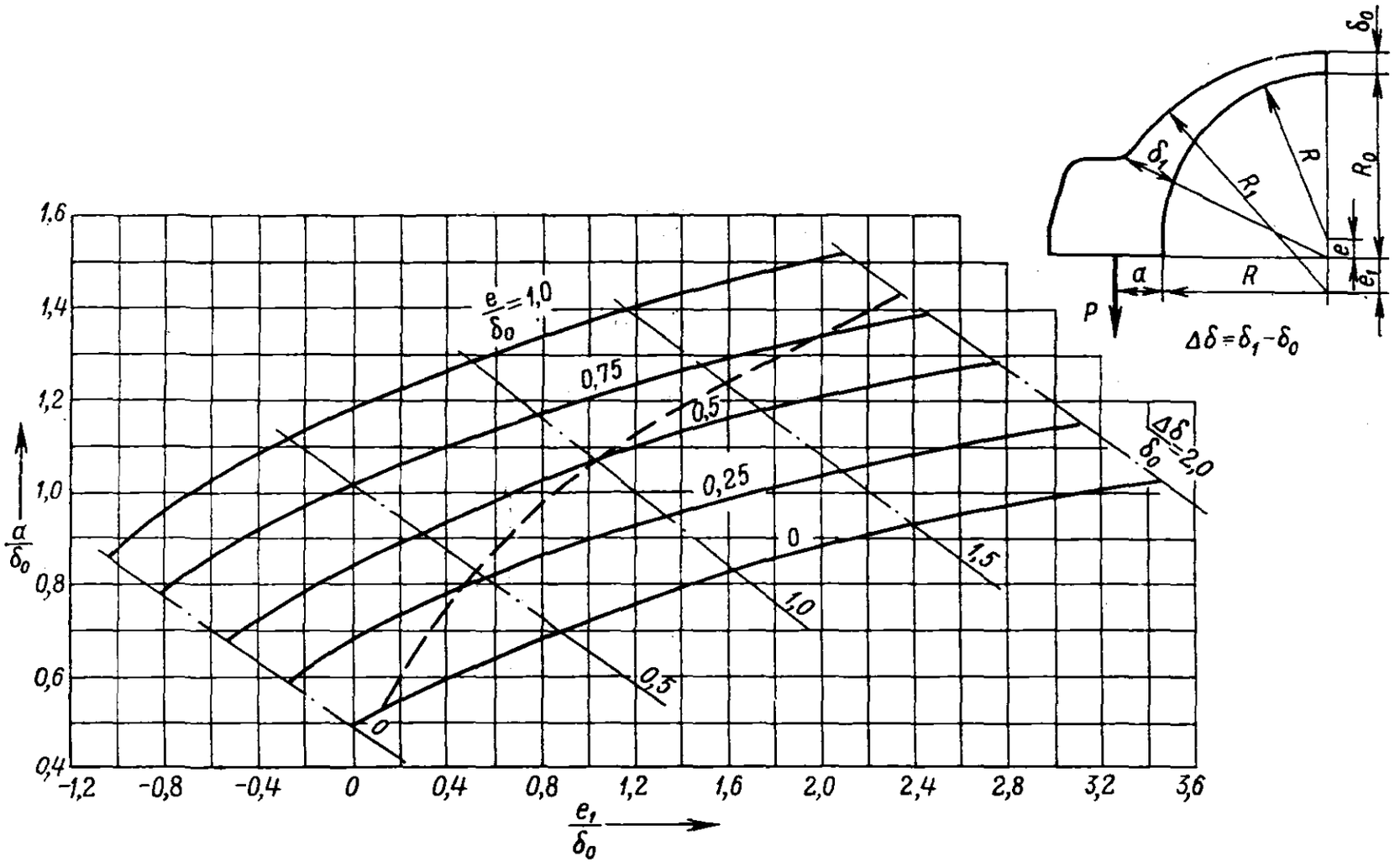
В формулах (10) одной переменной обозначена как толщина стенки, так и ширина фланца в произвольном радиальном сечении, в частности

$$\delta_{\varphi=0} = b; \quad \delta_{\varphi=\pi/2} = \delta_0.$$

3.3.3. Результаты расчетов по формулам (10) по программе, составленной в НПО ЦКТИ, для некоторых употребительных способов образования овальности корпуса и разнотолщинности стенки приведены на черт. 4—6.


2,0
1,5
1,0
0,5
0
1,0
2,0
3,0
4,0
$\frac{a}{\delta_0}$
$\frac{e_1}{\delta_0}$
1,0
0,75
0,5
0,25
$\frac{\Delta R}{\delta_0}=0$
1,5
1,0
0,5
$\frac{\Delta\delta}{\delta_0}=2,0$
$\Delta R = R_0 - R$
$\Delta\delta = \delta_1 - \delta_0$
δ_0
δ_1
R_1
R_0
R
a
P
e_1

Черт. 4

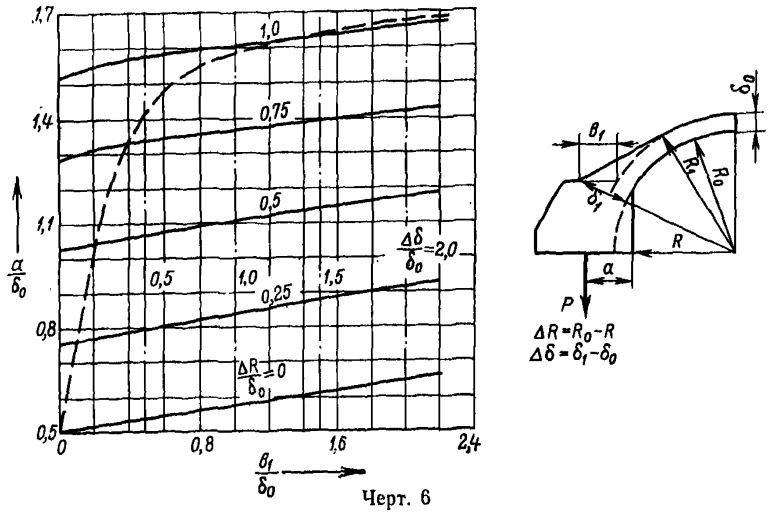

δ0
δ1
R
R1
R0
e
e1
a
R
P
Δδ=δ1−δ0
1,6
1,4
1,2
1,0
0,8
0,6
0,4
a/δ0
e/δ0=1,0
0,75
0,5
0,25
0
0,5
1,0
1,5
Δδ/δ0=2,0
-1,2
-0,8
-0,4
0
0,4
0,8
1,2
1,6
2,0
2,4
2,8
3,2
3,6
e1/δ0

Черт. 5

Диаграммы представлены в виде зависимости относительной величины a/δ_0 от относительных размеров корпусов, определяющих их овальность и разнотолщинность. Величина n в этом случае вычисляется по формуле

$$n = \frac{b}{2} - \left(\frac{a}{\delta_0}\right)\delta_0. \qquad (12)$$

Пунктиром на диаграммах (см. черт. 4—6) показаны линии, определяющие соотношения между размерами сечения, при которых напряжения изгиба в стенке корпуса, вызванные разнотолщинностью и овальностью, минимальны, и штрихпунктиром показаны



Черт. 6

линии, соответствующие постоянному относительному размеру разнотолщинности $\Delta\delta/\delta_0$.

Расчеты выполнялись при постоянных отношениях $\delta_0/R=0{,}1$, $b/\delta_0=4$ и $h/b=1$, влияние которых на значение a в широком диапазоне их изменения является несущественным. Тем не менее при больших отклонениях от указанных значений, особенно при $\delta_0/R>0{,}2$ и $b/\delta_0<3$, представленные (см. черт. 4—6) данные следует рассматривать как приближенные.

3.3.4. На участках, где действует дополнительное окружное усилие ΔS_2 (см. п. 3.2.3), значение a следует уменьшить на величину Δa, вычисляемую по формуле

$$\Delta a = \frac{\Delta S_2}{S_2 + \Delta S_2}(a + l_4), \qquad (13)$$

где l_4 — расстояние от центра площадки опирания лапы внутреннего корпуса до внутренней кромки фланца наружного корпуса (см. черт. 3).

3.3.5. При наличии результатов экспериментального исследования напряжений в модели корпуса под действием внутреннего давления величина n определяется по данным измерения окружных напряжений на внутренней и наружной поверхностях фланца:

$$n = \frac{\sigma_{вн} - \sigma_{нар}}{\sigma_{вн} + \sigma_{нар}} \cdot \frac{3b^2 - 3b(c_1 + c_2) + (c_1 + c_2)^2}{6b}, \qquad (14)$$

где $\sigma_{вн}$ — окружное напряжение вблизи разъема на внутренней поверхности фланца при действии на модель внутреннего давления, МПа;

$\sigma_{нар}$ — окружное напряжение вблизи разъема на наружной поверхности фланца при действии на модель внутреннего давления, МПа.

3.4. Напряжения в шпильках перед ремонтом турбины

3.4.1. Напряжения, действующие в шпильке при рабочей температуре перед ремонтом турбины, определяются по формуле

$$\sigma_к^\theta = \gamma \sigma_н^0 \frac{E^\theta}{E^0}, \qquad (15)$$

где γ — коэффициент, учитывающий релаксацию напряжений при высокой температуре.

Значение γ определяется при испытаниях на релаксацию гладких цилиндрических или кольцевых образцов, изготовленных из материала шпильки.

3.5. Максимальные напряжения в элементах соединения

3.5.1. Средние по сечению растягивающие напряжения в шпильках достигают максимального значения при пусках в начальный период эксплуатации и определяются по формуле

$$\sigma^\theta = \sigma_н^0 + \frac{E(\alpha_1\theta_1 - \alpha_2\theta_2)}{1 + 3\frac{d_н}{l}}, \qquad (16)$$

где θ_1 — температура фланца вблизи разъема в точке, расположенной на расстоянии $(c_3 - 1)$ см от внутренней поверхности, °С;

θ_2 — средняя по высоте фланца температура шпильки, °С.

3.5.2. Напряжения изгиба в шпильке определяются по формуле

$$\sigma_и = \frac{2E^\theta d}{l\beta'}(\varphi_0 + \varphi^\theta), \qquad (17)$$

где φ_0 — угол между плоскостью опорной поверхности фланца под гайку и плоскостью, перпендикулярной оси шпильки при ее затяжке, рад;

φ^θ — тот же угол при прогреве корпуса во время пуска турбины, рад.

Величины φ_0, φ^θ, β' вычисляются по формулам:

$$\varphi_0 = \frac{\Delta h}{D}, \quad \varphi^\theta = \frac{\alpha_1 l \theta_ф}{b}, \quad \beta' = \left(1 + 10\frac{d}{l}\right), \qquad (18)$$

где Δh — максимальная величина неперпендикулярности опорной поверхности гайки и поверхности фланца под гайку в пределах поверхности, см;

$\theta_ф$ — разность температур по ширине фланца корпуса, °С.

3.5.3. Максимальное суммарное напряжение в шпильках с учетом изгиба определяется по формуле

$$\sigma_{max} = \sigma^{\theta} + \sigma_и. \tag{19}$$

3.5.4. Контактные давления на уплотнительной поверхности разъема вычисляются по следующим формулам.

Для фланца с обнизкой:

по внутреннему пояску

$$q = \frac{f\sigma^{\theta}}{tc_1} \cdot \frac{(b - c_2 + 2m)}{(2b - c_2 - c_1)}; \tag{20}$$

по наружному пояску

$$q = \frac{f\sigma^{\theta}}{tc_2} \cdot \frac{(b - c_1 - 2m)}{(2b - c_1 - c_2)}. \tag{21}$$

Для фланца без обнизки:

$$q = \frac{f\sigma^{\theta}\,(b + 6m)}{tb^2}. \tag{22}$$

3.5.5. Окружные изгибные напряжения в стенке, вызванные овальностью корпуса и разнотолщинностью стенки в произвольном сечении, определяются по формуле

$$\sigma' = \frac{3S_2}{R\delta^2}\left[2nR - Rb + r\delta - R^2 + r^2 - 2\left(\frac{f_1}{f_3}nR - \frac{f_2}{f_3}\right)\left(r + \frac{\delta}{2}\right)\sin\varphi\right], \tag{23}$$

где f_1, f_2, f_3 — коэффициенты, определяемые по формуле (10).

4. КОНТРОЛЬ НАПРЯЖЕНИЙ НАЧАЛЬНОЙ ЗАТЯЖКИ ШПИЛЕК

4.1. Затяжка горизонтальных разъемов крепежом диаметром свыше 6 см должна производиться с контролем как по дуге поворота гаек, так и по упругим удлинениям шпилек.

4.2. Дуга поворота гайки при затяжке шпильки вычисляется по формуле

$$L = \frac{\pi D l \beta}{sE^0}\sigma_и^0. \tag{24}$$

Отсчет дуги поворота производится после предварительной затяжки, при которой момент на ключе должен составлять 500—800 Н·м для шпилек диаметром до 10 см, 1500—2000 Н·м — для шпилек диаметром свыше 10 см.

4.3. Коэффициент β определяется по формуле

$$\beta = 1 + 4\frac{d_н}{l}. \qquad (25)$$

Более точно значение β определяется на основе вычисления коэффициентов упругой податливости отдельных элементов соединения (рекомендуемое приложение 3) или по данным испытаний головных образцов.

4.4. Напряжение в шпильке при известном ее полном удлинении Δl вычисляется по формуле

$$\sigma_н^0 = \frac{\Delta l E^0}{\left(l + 1{,}7\frac{d^2}{d_н}\right)}. \qquad (26)$$

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Рекомендуемое

МЕТОДИКА ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЗМЕРОВ ФЛАНЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ

1. Исходными данными при проектировании фланцевого соединений являются величины $[K]$, δ_0 и S_2.

Кроме того, если ставится задача проектирования фланца, имеющего при заданных конструктивных и технологических ограничениях наименьшие размеры, при предварительном определении размеров можно считать постоянными (заданными) также следующие величины: c_3 (как правило, $c_3 \approx \frac{1}{2}\delta_0$) и $t/d \approx 1{,}5 \div 1{,}7$.

2. Минимально возможные для заданных условий диаметр шпильки d_m и ширина фланца b_m определяются соотношениями:

$$d_m = B\delta_0, \quad b_m = B\delta_0 + 2c_3,$$

где $B = \frac{4ts_2[K]}{\pi\sigma_к^{\theta}\delta_0 d}$ — параметр, характеризующий соотношение усилий, раскрывающих и закрывающих разъем.

Фланцевое соединение с размерами d_m и b_m будет плотным только при условии прохождения линии действия парового усилия и осевой линии шпильки через центр тяжести сечения фланца, т. е. при

$$m = 0, \quad n = 0, \quad a = \frac{b_m}{2},$$

что возможно лишь при определенной форме поперечного сечения корпуса. Оптимальной формой сечения корпуса, обеспечивающей плотность разъема при наименьшей ширине фланца и одновременно отсутствие изгибных окружных напряжений в стенке, является такая, при которой центры тяжести всех радиальных сечений, включая фланцы, располагаются на одной окружности с центром в плоскости разъема (черт. 1). На черт. 4—6 стандарта пунктиром показаны линии оптимальных соотношений между параметрами сечений (овальностью, разнотолщинностью, эксцентриситетами наружных и внутренних радиусов стенки корпуса), удовлетворяющих этим требованиям.

3. Если овальность корпуса и разнотолщинность стенки или эксцентриситеты наружных и внутренних радиусов по конструктивным или технологическим соображениям заданы заранее, то подлежащие определению размеры b и d, обеспечивающие заданный коэффициент запаса плотности, связаны соотношениями:

для фланца без обнизки

$$b = \frac{3}{4}\left[2c_3 + \frac{d^2 - 2B\delta_0(a - c_3)}{d - B\delta_0}\right]; \qquad (1)$$

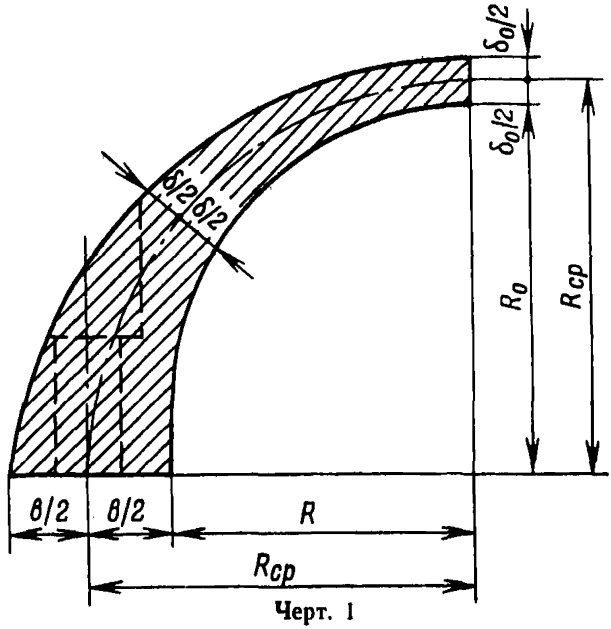
для фланца с обнизкой при $c_1 = c_2 = c$

$$b = A + \sqrt{A^2 - \frac{2c^2}{3}}, \qquad (2)$$

где

$$A = \frac{d^2 + 2dc + 2dc_3 - 2Bc\delta_0 - 2Ba\delta_0}{4(d - B\delta_0)}.$$

Входящее в формулы (1) и (2) значение a определяется в соответствии с пп. 3.3.2—3.3.5 стандарта, ширина уплотнительного



Черт. 1

пояска c_1 принимается в предварительных расчетах равной $c'd$, где минимально допустимое значение постоянной определяется из условия смятия пояска:

$$c' = \frac{1{,}3\pi d_3^{\theta}}{8t\sigma_{0,2}} \approx 0{,}5. \qquad (3)$$

4. Формулы (1) и (2) позволяют определить ширину фланца при любом выбранном диаметре шпильки $d > d_m$. Минимальная ширина фланца b^* при заданном коэффициенте запаса плотности и постоянном значении a достигается при оптимальном положении шпильки относительно середины фланца ($m = m^*$).

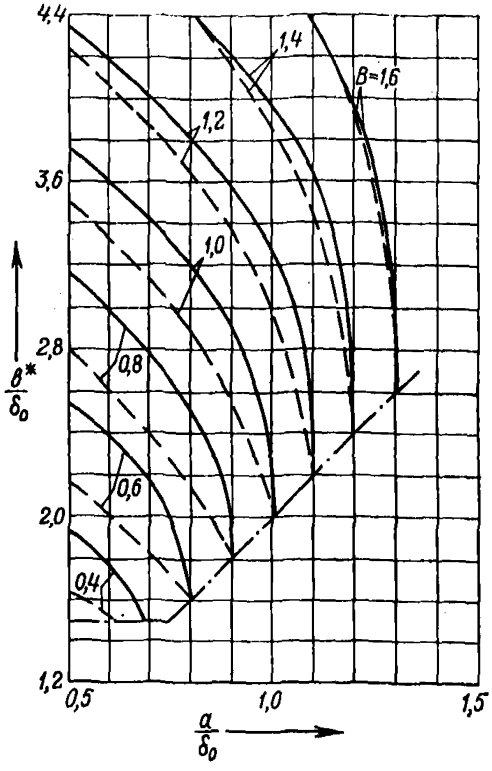
Для фланца без обнизки

$$b^* = \frac{3}{2}\left[c_3 + B\delta_0 + \sqrt{B^2\delta_0^2 - 2B\delta_0(a - c_3)}\right]; \qquad (4)$$

$$m^* = \frac{b^* - 3c_3}{6}, \quad d^* = \frac{2b^* - 3c_3}{3}. \qquad (5)$$

Для фланца с обнизкой значение b^* определяется из уравнения

$$\beta_0 b^{*3} + \beta_1 b^{*2} + \beta_2 b^* + \beta_3 = 0, \qquad (6)$$



——— — фланец без обнизки; – – – — фланец с обнизкой

Черт. 2

где $\beta_0 = 3 - 6c' + 4c'^2$;

$\beta_1 = 24c_3c' - 24c_3c'^2 - 6c_3 - 6B\delta_0 + 6c'B\delta_0 - 4c'^2B\delta_0$;

$\beta_2 = 48c_3^2c'^2 - 24c_3^2c' - 12c_3c'B\delta_0 + 16c_3c'^2B\delta_0 + 6aB\delta_0$;

$\beta_3 = -(32c_3^3c'^2 + 16c_3^2c'^2B\delta_0)$.

$$m^* = 0, \quad d^* = b^* - 2c_3. \qquad (7)$$

На черт. 2 приведены диаграммы зависимости $b^* = f(B, a)$, вычисленной по формулам (4) и (6) при $c_3 = \delta_0/2$ и $c' = 0{,}5$, позволяющие определить минимальную ширину фланца b^* при известном размере a.

5. Размеры b^* и d^* не всегда могут оказаться оптимальными. Расчеты по формулам (1) и (2) показывают, что можно сущест-

венно уменьшить диаметр шпильки за счет незначительного увеличения ширины фланца. Окончательный выбор размеров b и d рекомендуется производить по диаграммам зависимости $b=f(d)$, построенным по формулам (1) или (2). В этом случае размер m определяется по формуле

$$m = \frac{b-d}{2} - c_3. \qquad (8)$$

6. При выбранных значениях b, d и m минимальная ширина внутреннего уплотнительного пояска для фланца с обнизкой вычисляется по формуле

$$c_1 = \frac{1}{2}\left[b + c'd - \sqrt{(b-c'd)^2 - 8c'dm}\right]. \qquad (9)$$

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Справочное

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

1. ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ФЛАНЦА

1.1. В расчете приняты следующие исходные данные:

Внутренний горизонтальный радиус корпуса R, см	166,5
Внутренний вертикальный радиус корпуса R_0, см	168,0
Смещение центра радиуса наружной поверхности стенки e_1, см	7,0
Толщина стенки корпуса в вертикальном сечении δ_0, см	10,0
Диаметр гладкой части шпильки d, см	11,0
Рабочая длина шпильки l, см	108,0
Площадь сечения шпильки f, см^2	80,5
Диаметр гайки D, см	16,5
Ширина фланца b, см	35,0
Шаг шпилек t, см	18,5
Ширина внутреннего пояска c_1, см	5,6
Ширина наружного пояска c_2, см	8,0
Расстояние от оси шпильки до середины фланца m, см	3,0
Рабочая температура шпильки θ_2, °С	234
Давление пара в паровпускном патрубке p_0, МПа	5,9
Давление пара в пространстве между цилиндрами p_1, МПа	3,0
Площадь паровпускных патрубков внутреннего цилиндра F_1, см^2	6633
Длина опорной лапы внутреннего цилиндра l_1, см	18,0
Расстояние между опорными лапами l_2, см	100,0
Расстояние от оси паровпуска до лапы l_3, см	65,0
Расстояние от точки приложения усилия до внутренней кромки фланца l_4	0
Материал шпильки	25ХМФ (ЭИ10) ГОСТ 20072—74
Материал фланца	15Х1М1ФЛ по ОСТ 108.961.02—79

Форма сечения корпуса соответствует изображенной на черт. 4 стандарта. Турбина предназначена для АЭС.

1.2. Определяем величину максимального раскрывающего усилия, приходящегося на одну шпильку (шпилька № 14 со стороны регулятора).

На черт. 1 показано распределение окружных усилий вдоль меридиана корпуса, полученное путем расчета в соответствии с ОСТ 108.020.132—85. Среднее в зоне шпильки № 14 значение распределенного окружного усилия $(S_2)_{ср}$ равно 60 000 Н/см.

Вычисляем дополнительное распределенное усилие ΔS_2, учитывающее опорные реакции лап внутреннего цилиндра:

$$\Delta S_2 = \frac{(p_0 - p_1)(l_2 - l_3) F_1}{12 l_1 l_2} = \frac{(5{,}9 - 3)(100 - 65)\,6633}{12 \cdot 18 \cdot 100} = 3120 \text{ Н/см}.$$

Полное раскрывающее усилие вычисляем по формуле

$$P = ((S_2)_{ср} + \Delta S_2)\, t = (60\,000 + 3120)\, 18{,}0 = 1{,}17 \cdot 10^6 \text{ Н}.$$

1.3. Определяем относительные величины овальности и смещения центра наружного радиуса сечения корпуса:

$$\frac{\Delta R}{\delta_0} = \frac{R_0 - R}{\delta_0} = \frac{168 - 166{,}5}{10} = 0{,}15;$$

$$\frac{e}{\delta_0} = \frac{7}{10} = 0{,}70.$$

1.4. Положение равнодействующей раскрывающих усилий находим по диаграмме черт. 4 настоящего стандарта. Значениям параметров $\frac{\Delta R}{\delta_0} = 0{,}15$ и $\frac{e_1}{\delta_0} = 0{,}7$ соответствует значение $\frac{a}{\delta_0} = 0{,}81$. Отсюда

$$a = \left(\frac{a}{\delta_0}\right)\delta_0 = 0{,}81 \cdot 10 = 8{,}10 \text{ см}.$$

Дополнительное смещение равнодействующей в сторону оси турбины, вызванное усилием ΔS_2, вычисляем по формуле

$$\Delta a = \frac{\Delta S_2}{S_2 + \Delta S_2}(a + l_4) = \frac{3120}{63\,120}(8{,}1 + 0) = 0{,}40 \text{ см}.$$

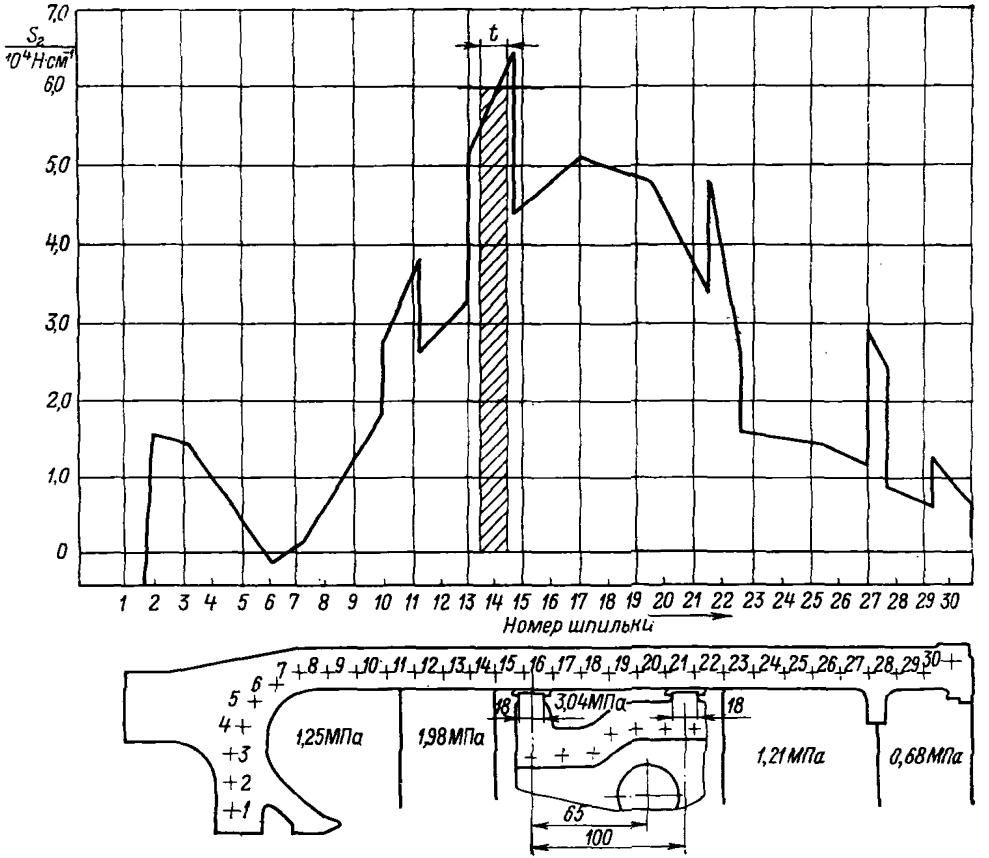
Величину n определяем по формуле

$$n = \frac{b}{2} - (a - \Delta a) = \frac{35}{2} - (8{,}1 - 0{,}40) = 9{,}80 \text{ см}.$$

1.5. Вычисляем коэффициент затяжки фланцевого соединения:

$$\eta = 1 + \frac{6(n - m)(c_1^2 - c_2^2 + 2bc_2)}{4c_1^3 + 4c_2^3 + 6b^2c_2 - 3bc_1^2 - 9bc_2^2 + 6m(c_1^2 - c_2^2 + 2bc_2)} =$$

$$= 1 + \frac{6(9{,}80 - 3{,}0)(5{,}6^2 - 8^2 + 2 \cdot 35 \cdot 8)}{4 \cdot 5{,}6^3 + 4 \cdot 8{,}0^3 + 6 \cdot 35{,}0^2 \cdot 8{,}0 - 3 \cdot 35{,}0 \cdot 5{,}6^2 - 9 \cdot 35{,}0 \cdot 8{,}0^2 + 6 \cdot 3(5{,}6^2 - 8{,}0^2 + 2 \cdot 35 \cdot 8{,}0)} = 1{,}45.$$


S_2
10^4 Н·см²
7,0
6,0
5,0
4,0
3,0
2,0
1,0
0
t
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30
Номер шпильки
1,25МПа
1,98МПа
3,04МПа
1,21МПа
0,68МПа
18
18
65
100

Черт. 1

1.6. Определяем минимальное напряжение в шпильке, необходимое для обеспечения плотности:

$$\sigma_{пл} = \frac{P\eta}{f} = \frac{1{,}17 \cdot 10^6 \cdot 1{,}45}{80{,}5} = 21\,000 \text{ Н/см}^2 = 210 \text{ МПа}.$$

1.7. Примем начальное напряжение в шпильке на холодной турбине $\sigma_н^0$ равным 300 МПа. Модуль упругости E^0 стали 25ХМФ (ЭИ10) при температуре 20 и 234°С равен соответственно $2{,}13 \cdot 10^5$ и $1{,}96 \cdot 10^5$ МПа (см. ГОСТ 20072—74). Релаксация шпилек при температуре 234°С отсутствует, поэтому $\gamma = 1{,}0$. Напряжение в шпильке при рабочей температуре перед ремонтом турбины вычисляем по формуле

$$\sigma_к^\theta = \gamma \sigma_н^0 \frac{E^\theta}{E^0} = 1 \cdot 300 \frac{1{,}96 \cdot 10^5}{2{,}13 \cdot 10^5} = 276 \text{ МПа}.$$

1.8. Коэффициент запаса плотности определяем по формуле

$$K = \frac{\sigma_к^\theta}{\sigma_{пл}} = \frac{276}{210} = 1{,}31.$$

Полученное значение K больше минимально допустимого для турбин АЭС $[K] = 1{,}2$. Условие плотности выполняется.

1.9. Максимальное растягивающее напряжение в шпильке определим из условия, что максимальная разность температур фланца и шпильки составляет 50°С и имеет место в начальный период пуска при $\theta_1 = 70$°С и $\theta_2 = 20$°С. Коэффициенты линейного расширения материалов фланца α_1 и шпильки α_2 при этих температурах равны соответственно $12{,}4 \cdot 10^{-6}$ и $10{,}9 \cdot 10^{-6}$. Отсюда

$$\sigma^\theta = \sigma_н^0 + \frac{E(\alpha_1\theta_1 - \alpha_2\theta_2)}{1 + 3\frac{d}{l}} =$$

$$= 300 + \frac{2{,}13 \cdot 10^5 (12{,}4 \cdot 10^{-6} \cdot 70 - 10{,}9 \cdot 10^{-6} \cdot 20)}{1 + 3\frac{11}{108}} = 406 \text{ МПа}.$$

Учитывая, что предел текучести материала шпильки $\sigma_{0,2}^0$ равен 794 МПа, получим величину допустимого напряжения:

$$[\sigma^0] = 0{,}65 \cdot \sigma_{0,2}^0 = 0{,}65 \cdot 794 = 516 \text{ МПа}.$$

Таким образом, условие прочности по отношению к максимальному растягивающему напряжению соблюдено:

$$\sigma^\theta < [\sigma^\theta].$$

1.10. Определим дополнительные напряжения изгиба в шпильке. Примем максимальную величину неперпендикулярности опорной поверхности фланца под гайку Δh равной 0,01 см и макси-

мально допустимую разность температур по ширине фланца при пуске $\theta_ф$ равной 100°С. Максимальные напряжения изгиба вычисляем по формуле

$$\sigma_и = \frac{2E^0 d}{l\beta}(\varphi_0 + \varphi^\theta) = \frac{2E^0 d}{l\left(1 + 10\frac{d}{l}\right)}\left(\frac{\Delta h}{D} + \frac{\alpha_1 l \theta_ф}{b}\right) =$$

$$= \frac{2 \cdot 1{,}96 \cdot 10^5 \cdot 11}{108\left(1 + 10\frac{11}{108}\right)}\left(\frac{0{,}01}{16{,}5} + \frac{12{,}4 \cdot 10^{-6} \cdot 108 \cdot 100}{35}\right) = 87 \text{ МПа}.$$

1.11. Максимальное суммарное напряжение в шпильках с учетом изгиба определяем по формуле

$$\sigma_{max} = \sigma^\theta + \sigma_и = 406 + 87 = 493 \text{ МПа}.$$

Максимально допускаемое суммарное напряжение $[\sigma_{max}] = 0{,}75\sigma^0_{0,2} = 0{,}75 \cdot 794 = 595$ МПа, т. е. условие прочности выполнено: $\sigma_{max} < [\sigma_{max}]$.

1.12. Контактное давление на внутреннем уплотнительном пояске определяем по формуле

$$q = \frac{f\sigma^\theta(b - c_2 + 2m)}{tc_1(2b - c_1 - c_2)} = \frac{80{,}5 \cdot 406\,(35 - 8 + 2 \cdot 3)}{18{,}5 \cdot 5{,}6\,(2{,}35 - 8 - 5{,}6)} = 185 \text{ МПа}.$$

Предел текучести материала фланца $\sigma_{0,2}$ при температуре 20°С равен 350 МПа. Отсюда допускаемое напряжение смятия $[q]$ будет равно $0{,}75\sigma_{0,2} = 0{,}75 \cdot 350 = 262$ МПа, т. е. $q < [q]$.

2. РАСЧЕТ ФЛАНЦА ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ

2.1. В расчете приняты следующие исходные данные:

Внутренний горизонтальный радиус корпуса R, см	95
Толщина стенки в вертикальном сечении (из расчета корпуса) δ_0, см	10
Окружное усилие в корпусе на единицу длины фланца (из расчета корпуса) S_2, Н/см	99 000
Температура шпильки θ_2, °С	460
Материал фланца	15Х1М1ФЛ по ОСТ 108.961.02—79
Материал шпильки	ЭП182 по ГОСТ 20072—74
Требуемый коэффициент запаса плотности $[K]$	1,1

2.2. По справочным данным находим механические свойства материалов фланца и шпильки:

$E^0 = 2{,}15 \cdot 10^5$ МПа; $E^\theta = 1{,}87 \cdot 10^5$ МПа; $\gamma = 1{,}0$; $\sigma_{0,2} = 300$ МПа.

2.3. Примем начальное напряжение и относительный шаг шпилек:

$$\sigma_н^0 = 300 \text{ МПа}; \quad \frac{t}{d} = 1{,}65.$$

Напряжения в шпильке при рабочей температуре к концу межремонтного срока службы определяем по формуле

$$\sigma_к^0 = \sigma_н^0 \gamma \frac{E^0}{E^0} = 300 \cdot 1{,}0 \frac{1{,}87 \cdot 10^5}{2{,}15 \cdot 10^5} = 260 \text{ МПа}.$$

2.4. Вычисляем параметр B, характеризующий напряженность фланцевого соединения:

$$B = \frac{4tS_2[K]}{\pi\sigma_к^0 \delta_0 d} = \frac{4 \cdot 1{,}65 \cdot 99000 \cdot 10^{-2} \cdot 1{,}1}{3{,}14 \cdot 260 \cdot 10} = 0{,}88.$$

2.5. Минимально возможный диаметр шпильки находим по формуле

$$d_m = B\delta_0 = 0{,}88 \cdot 10 = 8{,}8 \text{ см}.$$

Примем $d = 9{,}0$ см и выберем расстояние от внутренней кромки фланца до края отверстия под шпильку:

$$c_3 = 5{,}0 \text{ см}.$$

Минимально возможную ширину фланца вычисляем по формуле

$$b_m = B\delta_0 + 2c_3 = 0{,}88 \cdot 10 + 2 \cdot 5{,}0 = 18{,}8 \text{ см}.$$

Принимаем $b = 19{,}0$ см.

2.6. Выбранные размеры фланца и шпильки b_m и d_m обеспечивают заданный коэффициент запаса плотности только при определенных значениях величин овальности и разнотолщинности сечения корпуса, при которых $a = \frac{b}{2}$. Полагая для определенности, что овальность образуется из-за смещения центра внутренней расточки корпуса относительно разъема, а разнотолщинность — из-за эксцентричности наружной и внутренней поверхности корпуса, находим из диаграммы (см. черт. 5 стандарта), что значению $\frac{a}{\delta_0} = \frac{b}{2\delta_0} = \frac{19}{2 \cdot 10} = 0{,}95$ на линии оптимальных соотношений соответствуют параметры

$$\frac{e}{\delta_0} = 0{,}40 \text{ и } \frac{e_1}{\delta_0} = 0{,}80.$$

2.7. Определяем основные размеры фланцевого соединения:

$$e = \left(\frac{e}{\delta_0}\right), \quad \delta_0 = 0{,}4 \cdot 10 = 4{,}0 \text{ см};$$

$$e_1 = \left(\frac{e_1}{\delta_0}\right), \quad \delta_0 = 0{,}8 \cdot 10 = 8{,}0 \text{ см};$$

$$R_1 = e_1 + e + \delta_0 + R = 8 + 4 + 10 + 95 = 117 \text{ см};$$

$$t = \left(\frac{t}{d}\right), \quad d = 1{,}65 \cdot 9 \approx 15 \text{ см};$$

$$m = 0;$$

$$c_1 = c_2 = 0{,}5\left[b + c'd - \sqrt{(b - c'd)^2 - 8\,c'dm}\right].$$

Задаваясь максимальным напряжением в шпильке $\sigma^0 = 400$ МПа, получим

$$c' = \frac{1{,}3\pi\sigma^0 d}{8\sigma_{0,2}t} = \frac{1{,}3\pi \cdot 400}{8 \cdot 300 \cdot 1{,}65} = 0{,}41.$$

Тогда

$$c_1 = c_2 = 0{,}5\left[19 + 0{,}41 \cdot 9 - \sqrt{(19 - 0{,}41 \cdot 9)^2 - 8 \cdot 0{,}41 \cdot 9 \cdot 0}\right] = 3{,}7 \text{ см}.$$

Принимаем $c_1 = c_2 = 4{,}0$ см.

2.8. Предположим, что по конструктивным или технологическим причинам оптимальные значения овальности и разнотолщинности, т. е. величины e и e_1 (см. п. 2.6) не могут быть реализованы. Определим минимальные размеры фланцевого соединения, обеспечивающие заданный запас плотности при других значениях e и e_1. Пусть, например, принято $e = 0$ и $e_1 = 2$ см. Из диаграммы (см. черт. 5 стандарта) по этим значениям найдем $a/\delta_0 = 0{,}54$.

2.9. Примем величину $c_3 = \frac{\delta_0}{2} = \frac{10}{2} = 5$ см и из уравнения (2) приложения 1 или диаграммы (см. черт. 2 приложения 1) по значениям $B = 0{,}88$ и $a/\delta_0 = 0{,}54$ получим минимальную для данных условий ширину фланца с обнизкой:

$$\frac{b^*}{\delta_0} = 3{,}04 \text{ и } b^* = \left(\frac{b^*}{\delta_0}\right), \quad \delta_0 = 3{,}04 \cdot 10 = 30{,}4 \text{ см}.$$

Тогда $m^* = 0$, $d^* = b^* - 2c_3 = 30{,}4 - 2 \cdot 5 = 20{,}4$ см.

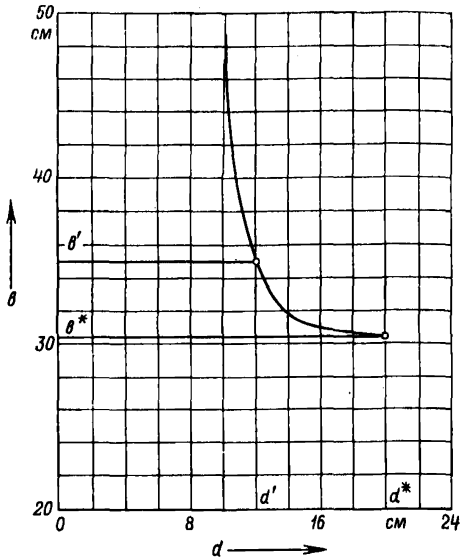
2.10. Оценим возможности уменьшения диаметра шпильки за счет увеличения ширины фланца, для чего построим диаграмму зависимости величины b от d (черт. 2), воспользовавшись формулой (2) приложения 1.

По диаграмме окончательно выбираем: $d' = 12{,}0$ см и $b' = 350$ см.

2.11. Найдем остальные размеры фланца:

$$R_1 = e_1 + e + \delta_0 + R = 2 + 0 + 10 + 95 = 107{,}0 \text{ см};$$

$$t = \left(\frac{t}{d}\right), \quad d = 1{,}65 \cdot 12 \approx 20{,}0 \text{ см};$$



Черт. 2

$$m = \frac{b-d}{2} - c_3 = \frac{35-12}{2} - 5 = 6{,}5 \text{ см};$$

$$c_1 = c_2 = 0{,}5\left[b + c'd - \sqrt{(b-c'd)^2 - 8c'dm}\right] =$$

$$= 0{,}5\left[35 + 0{,}41 \cdot 12 - \sqrt{(35-0{,}41 \cdot 12)^2 - 8 \cdot 0{,}41 \cdot 12 \cdot 6{,}5}\right] = 7{,}2 \text{ см}.$$

2.12. После предварительного определения основных размеров фланцевого соединения производится окончательный поверочный расчет в соответствии с разделом 3 стандарта.

ПРИЛОЖЕНИЕ 3
Рекомендуемое

РАСЧЕТ УПРУГОЙ ПОДАТЛИВОСТИ ДЕТАЛЕЙ ФЛАНЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ

В формулы, связывающие углы поворота гайки с напряжениями в шпильке, а также температурные напряжения в шпильке с разностью температур фланца и шпильки, входит коэффициент β, учитывающий упругую податливость промежуточных деталей фланцевого соединения при растяжении шпильки. Общее выражение для коэффициента β имеет вид

$$\beta = \frac{\lambda_{шп} + \lambda'_р + \lambda''_р + \lambda_{фл} + \lambda_{вт}}{\lambda_{шп}}, \qquad (1)$$

где $\lambda_{шп}$, $\lambda'_р$, $\lambda''_р$, $\lambda_{фл}$, $\lambda_{вт}$ — коэффициенты упругой податливости при растяжении — сжатии соответственно рабочей части шпильки, верхнего и нижнего резьбовых соединений, фланца и втулки, см/Н.

Коэффициенты упругой податливости вычисляются по следующим формулам.

Для рабочей части шпильки

$$\lambda_{шп} = \frac{4l}{E^0 \pi d^2}. \qquad (2)$$

Для втулки

$$\lambda_{вт} = \frac{4l_{вт}}{E_{вт} \pi \left(d_{вт}^2 - d^2\right)}, \qquad (3)$$

где $l_{вт}$ — длина втулки, см; $d_{вт}$ — наружный диаметр втулки, см.

Для резьбового соединения шпильки с гайкой:

для колпачковых гаек ($H/d_н = 0{,}9 \div 1{,}1$; $D/d_н = 1{,}5 \div 1{,}7$)

$$\lambda'_р = \frac{2{,}9}{E^0 d_н}, \qquad (4)$$

для нормальных гаек ($H/d_н = 0{,}8$; $D/d_н = 1{,}8$)

$$\lambda'_р = \frac{3{,}3}{E^0 d_н}. \qquad (5)$$

Для резьбового соединения шпильки с корпусом

$$\lambda''_р = \frac{2{,}5}{E^0 d_н}. \qquad (6)$$

Для фланца

$$\lambda_{фл} \approx \frac{0{,}8l}{E_{фл} h}\left[\frac{1}{d_1}\ln\frac{(D+d_1)(d_2-d_1)}{(D-d_1)(d_2+d_1)} + \frac{1}{d_2}\ln\frac{(d_2+d_3)(d_2-d_1)}{(d_2-d_3)(d_2+d_1)} + \right.$$
$$\left. + \frac{2\,(0{,}8h - d_2 - d_3 + D + d_1)}{(d_2+d_1)(d_2-d_1)}\right] + \frac{c_5^3 + 3c_5h^2}{2E_{фл}th^3}, \qquad (7)$$

где

$$d_2 = \sqrt{1{,}27tb}, \quad c_5 = b - c_1 - c_2;$$

$$d_3 = \begin{cases} \sqrt{1{,}27tc_5} & \text{при } \sqrt{1{,}27tc_5} \geqslant d_1; \\ d_1 & \text{при } \sqrt{1{,}27tc_5} < d_1. \end{cases}$$

Для фланца без обнизки принимают $c_5 = 0$. Здесь E^0, $E_{вт}$, $E_{фл}$ — соответственно модули упругости материала шпильки, втулки и фланца, Н/см^2.

ПЕРЕЧЕНЬ ДОКУМЕНТОВ, НА КОТОРЫЕ ДАНЫ ССЫЛКИ В ТЕКСТЕ ОСТ 108.021.110—84

Обозначение документа	Наименование документа	Номер пункта стандарта
ГОСТ 20072—74	Сталь теплоустойчивая	1.1; 1.7; 2.1 приложения 2
ОСТ 108.020.132—85	Турбины паровые стационарные. Нормы расчета на прочность корпусов цилиндров и клапанов	3.2.2; 1.2 приложения 2
ОСТ 108.961.02—79	Отливки углеродистых и легированных сталей для деталей паровых стационарных турбин с гарантированными характеристиками прочности при высоких температурах. Технические условия	1.1; 2.1 приложения 2

СОДЕРЖАНИЕ

1. Условные обозначения 1
2. Основные требования 3
3. Поверочный расчет фланцевого соединения 6
4. Контроль напряжений начальной затяжки шпилек 14
Приложение 1. Методика предварительного определения размеров фланцевого соединения 16
Приложение 2. Примеры расчета 20
1. Поверочный расчет фланца 20
2. Расчет фланца при проектировании . . . 24
Приложение 3. Расчет упругой податливости деталей фланцевого соединения 28

ЛИСТ РЕГИСТРАЦИИ ИЗМЕНЕНИЙ ОСТ 108.021.110—84

Изм.	Номера листов (страниц)				Номер документа	Подпись	Дата	Срок введения изменения
	измененных	замененных	новых	аннулированных				

Редактор *Н. М. Суханова*

Технический редактор *А. Н. Крупенева* Корректор *Л. А. Подрезова*

Сдано в набор 16.05.85. Подписано к печ. 14.01.86. Формат бум. 60×90¹/₁₆.

ч. л. Тираж 500. Заказ 473. Цена 40 коп.

gost.e-ecolog.ru

НПО ЦКТИ. 194021, Ленинград, Политехническая ул., д. 24.