



О Т Р А С Л Е В О Й С Т А Н Д А Р Т

ТУРБИНЫ ПАРОВЫЕ СТАЦИОНАРНЫЕ
РАСЧЕТ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ
ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ РАЗЪЕМОВ КОРПУСОВ

ОСТ 108.021.110—84

Издание официальное

МИНИСТЕРСТВО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ
МОСКВА

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

**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 01.07.85до 01.07.90

Несоблюдение стандарта преследуется по закону

Настоящий отраслевой стандарт распространяется на вновь проектируемые паровые стационарные турбины для ТЭС, АЭС, АТЭС, 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, см⁴;
 F — площадь сечения стенки или фланца на длине одного шага шпилек, см²;
 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_n — номинальный диаметр резьбы, см;
 l — длина рабочей части шпильки, см;
 s — шаг резьбы шпильки, см;
 f — площадь сечения шпильки минимальная, см²;
 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;
 σ_n^0 — начальное напряжение в шпильке на холодной турбине, МПа;
 σ_k^b — напряжение в шпильке при рабочей температуре перед ремонтом турбины, МПа;
 σ_n — напряжение изгиба в шпильке, МПа;
 σ^b — 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;
 $\sigma_{\text{пл}}$ — 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;
 $\sigma_{0,2}^{\text{ш}}$ — предел текучести материала шпильки при 20°C, МПа;
 $\sigma_{0,2}^{\text{р}}$ — предел текучести материала шпильки при рабочей температуре, МПа;
 E^0 — модуль упругости материала шпильки при 20°C, МПа;
 $E^{\text{р}}$ — модуль упругости материала шпильки при рабочей температуре, МПа;
 α_1 — коэффициент линейного расширения материала фланца, 1/°C;
 α_2 — коэффициент линейного расширения материала шпильки, 1/°C;
 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, отношению 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 $K \geq [K]$.

Значение $[K]$ принимается равным:

1,1 — для фланцев при $m/n \leq 1,1$;

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:

$$q \leq 0,75 \sigma_{0,2}$$

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:

$$\sigma_n^0 \leq 0,5 \sigma_{0,2}^0$$

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:

$$\sigma^0 \leq 0,65 \sigma_{0,2}^0$$

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

$$\sigma_{\max} \leq 0,75 \sigma_{0,2}^0$$

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:

$$H_1 \geq 1,35 d_H$$

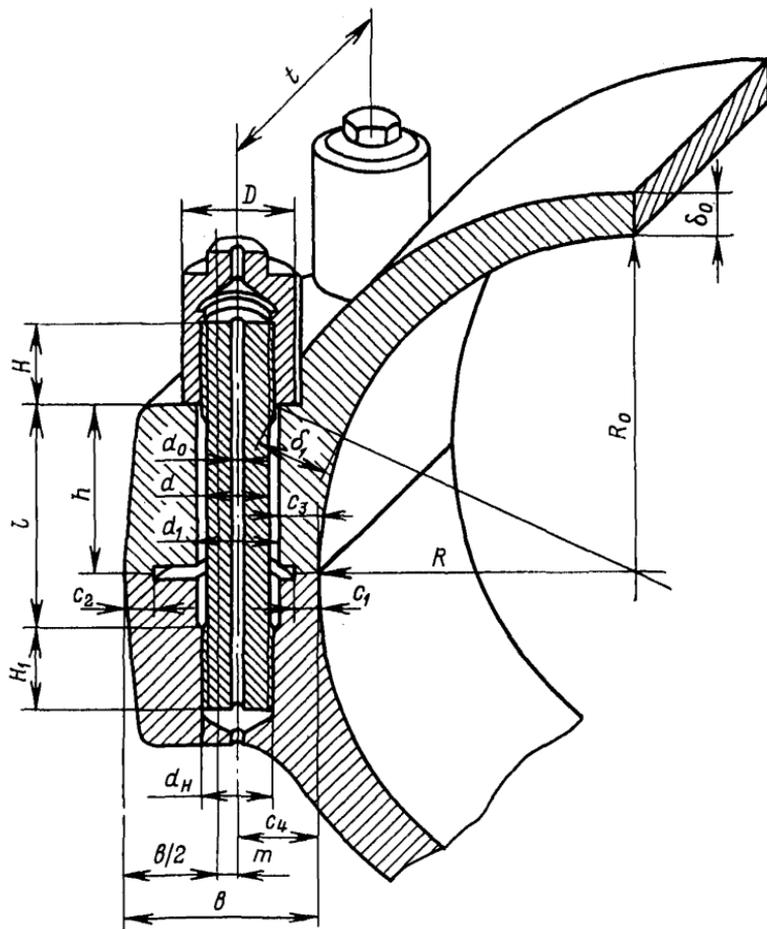
2.2.3. Фланцы с отношением $t/h > 2$ применять не рекомендуется.

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

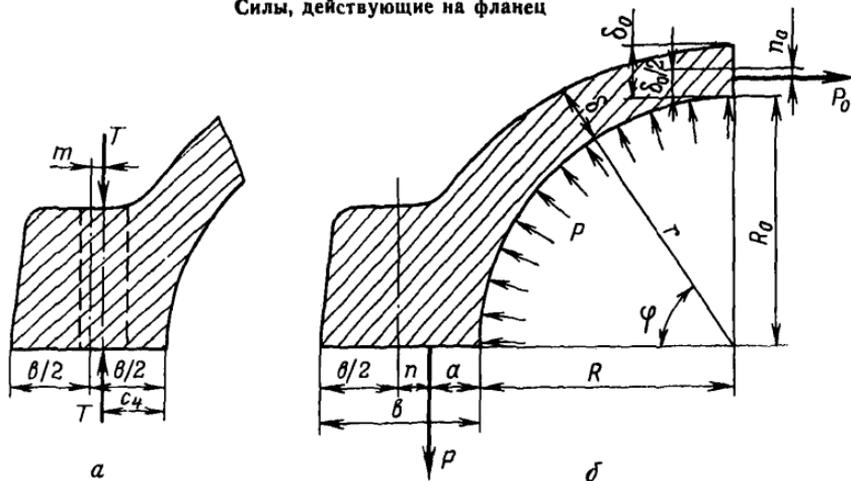
2.2.7. Методика предварительного определения размеров фланцевого соединения, удовлетворяющего заданным требованиям, и примеры расчета приведены в рекомендуемом приложении 1 и в справочном приложении 2.

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

Силы, действующие на фланец



α — от затяжки шпилек; β — 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:

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

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 t 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:

$$K = \frac{\sigma_{\kappa}^{\theta}}{\sigma_{\text{пл}}}. \quad (1)$$

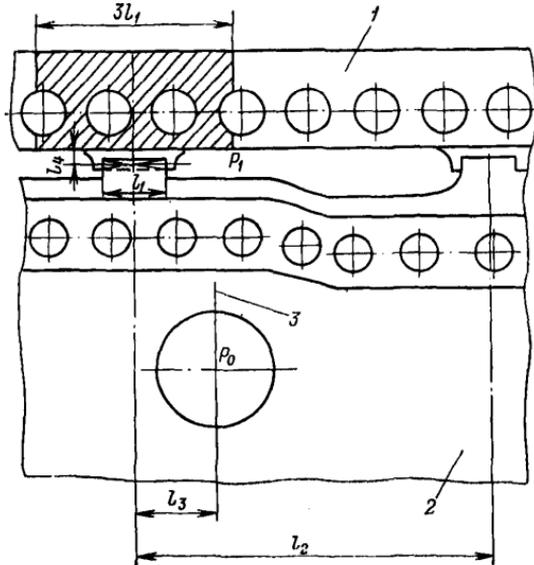
Для вычисления величины $\sigma_{\text{пл}}$ предварительно определяются значения раскрывающего парового усилия P (черт. 2), приходяще-

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

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

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:

$$P = (S_2)_{ср} t. \quad (3)$$

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:

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

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, см²;

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

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

при $c_1 = c_2 = c$

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

приблизленно (при $c_1 + c_2 < b - d$)

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

для фланца без обнизки

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

Приведенные формулы применимы при $n \geq m$; 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

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

где

$$\left. \begin{aligned} f_1 &= \int_0^{\pi/2} \frac{(2r + \delta) d\varphi}{2I}; \\ f_2 &= \int_0^{\pi/2} \frac{(Rb - r\delta + R^2 - r^2)(2r + \delta) d\varphi}{4I} + \int_0^{\pi/2} \frac{rd\varphi}{F}; \\ f_3 &= \int_0^{\pi/2} \frac{(2r + \delta)^2 \sin \varphi d\varphi}{4I} - \int_0^{\pi/2} \frac{\sin \varphi d\varphi}{F}; \\ f_4 &= \int_0^{\pi/2} \frac{(Rb - r\delta + R^2 - r^2)(2r + \delta)^2 \sin \varphi d\varphi}{8I} - \\ &\quad - \int_0^{\pi/2} \frac{(Rb - r\delta + R^2 - r^2) \sin \varphi d\varphi}{2F}; \\ f_5 &= \int_0^{\pi/2} \frac{(2r + \delta)^3 \sin^2 \varphi d\varphi}{8I} - \int_0^{\pi/2} \frac{(2r + \delta) \sin^2 \varphi d\varphi}{2F}; \end{aligned} \right\} (10)$$

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

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

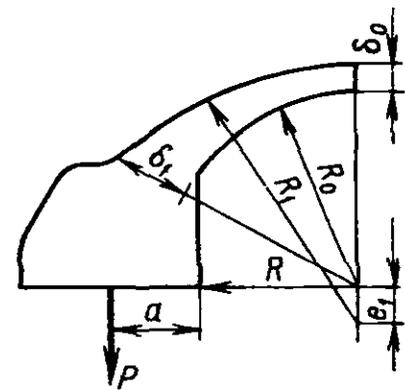
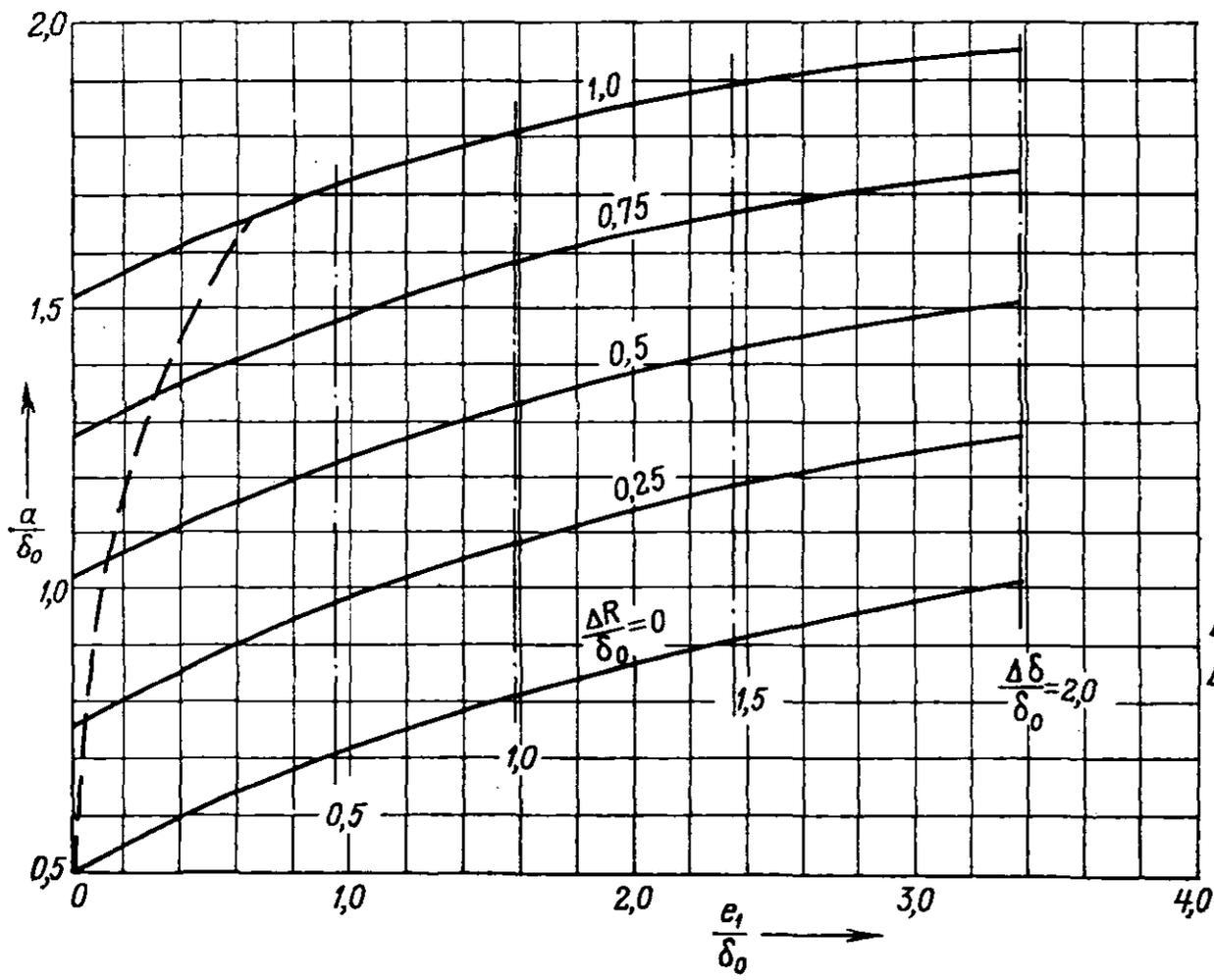
При вычислении n , как правило, можно пренебречь влиянием отверстий под шпильки и подрезок под гайки на статические характеристики сечений; тогда

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

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

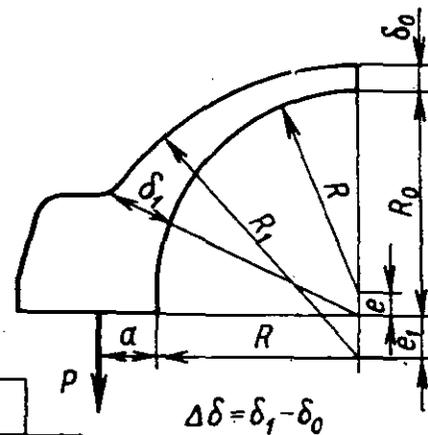
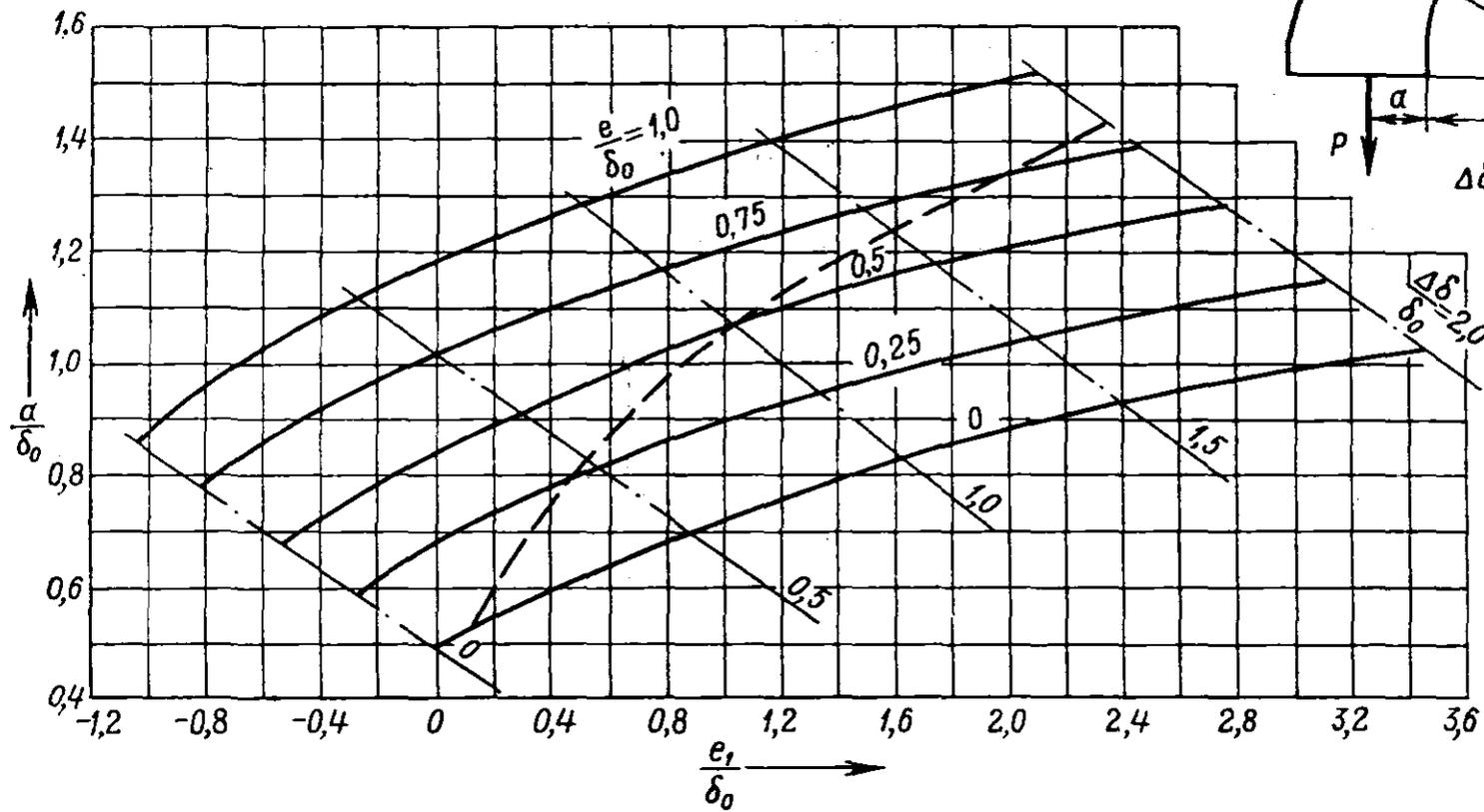
$$\delta_{\varphi=0} = b; \quad \delta_{\varphi=\pi/2} = \delta_0.$$

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.



$\Delta R = R_0 - R$
 $\Delta \delta = \delta_1 - \delta_0$

Черт. 4

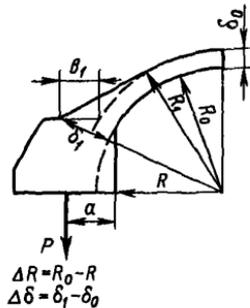
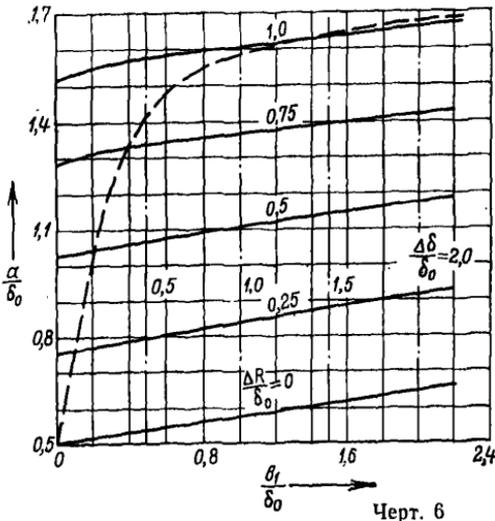


Черт. 5

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

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

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

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

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:

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

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

$\sigma_{\text{нар}}$ — 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

$$\sigma_{\text{к}}^{\theta} = \gamma \sigma_{\text{н}}^{\theta} \frac{E^{\theta}}{E^0}, \quad (15)$$

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

$$\sigma^{\theta} = \sigma_{\text{н}}^{\theta} + \frac{E(\alpha_1 \theta_1 - \alpha_2 \theta_2)}{1 + 3 \frac{d_{\text{н}}}{l}}, \quad (16)$$

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

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{2E^{\theta} d}{l\beta'} (\varphi_0 + \varphi^{\theta}), \quad (17)$$

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:

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

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

θ_{ϕ} — разность температур по ширине фланца корпуса, °С.

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

$$\sigma_{\max} = \sigma^b + \sigma_{\text{н}} \quad (19)$$

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

Для фланца с обнизкой:
по внутреннему пояску

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

по наружному пояску

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

Для фланца без обнизки:

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

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

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

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

$$L = \frac{\pi D I^{\beta}}{s E^0} \sigma_{\text{н}}^0. \quad (24)$$

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

$$\beta = 1 + 4 \frac{d_n}{l}. \quad (25)$$

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

$$\sigma_n^0 = \frac{\Delta l E^0}{\left(l + 1,7 \frac{d^2}{d_n} \right)}. \quad (26)$$

МЕТОДИКА ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЗМЕРОВ ФЛАНЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ

1. Исходными данными при проектировании фланцевого соединения 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 $B = \frac{4ts_2 [K]}{\pi \sigma_k^{\theta} \delta_0 d}$ — 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

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

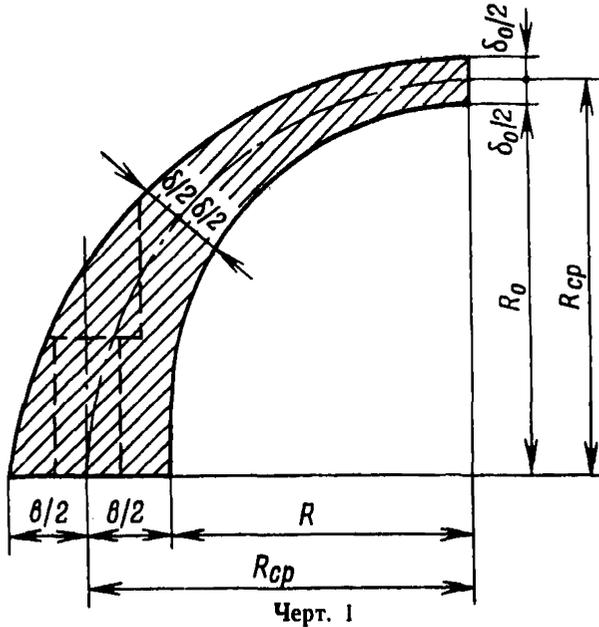
для фланца с обнизкой при $c_1 = c_2 = c$

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

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



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

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

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

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

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

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

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

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

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

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 $(S_2)_{\text{ср}}$ равно 60 000 Н/см.

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

$$\Delta S_2 = \frac{(p_0 - p_1)(l_2 - l_3) F_1}{12l_1l_2} = \frac{(5,9 - 3)(100 - 65) 6633}{12 \cdot 18 \cdot 100} = 3120 \text{ Н/см.}$$

Полное раскрывающее усилие вычисляем по формуле

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

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 $\frac{e}{\delta_0} = 0,7$ 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

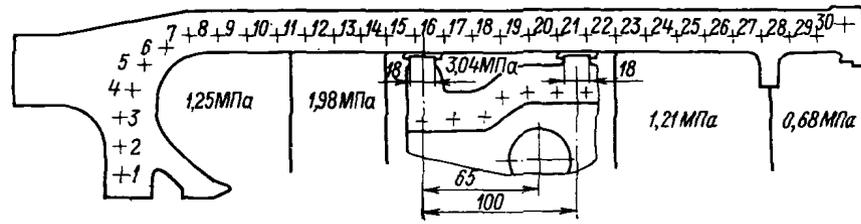
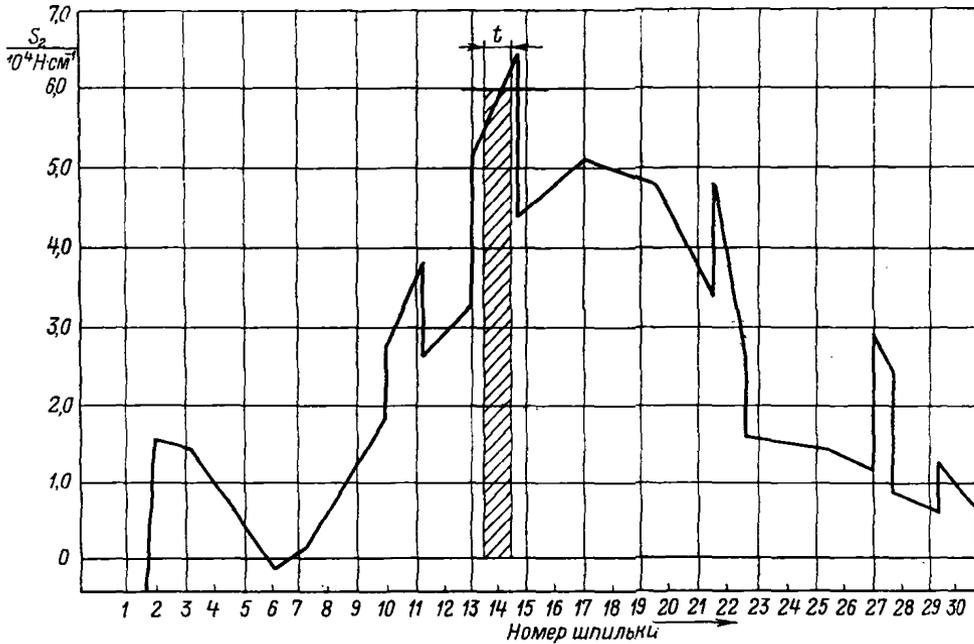
$$\Delta a = \frac{\Delta S_2}{S_2 + \Delta S_2} (a + l_4) = \frac{3120}{63\,120} (8,1 + 0) = 0,40 \text{ см.}$$

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:

$$\begin{aligned} \eta &= 1 + \frac{6(n-m)(c_1^2 - c_2^2 + 2bc_2)}{4c_1^3 + 4c_2^3 + 6b^2c_2 - 3bc_1^2 - 9bc_2^2 + 6m(c_1^2 - c_2^2 + 2bc_2)} = \\ &= 1 + \frac{6(9,80 - 3,0)(5,6^2 - 8^2 + 2 \cdot 35 \cdot 8)}{4 \cdot 5,6^3 + 4 \cdot 8,0^3 + 6 \cdot 35,0^2 \cdot 8,0 - 3 \cdot 35,0 \cdot 5,6^2 - 9 \cdot 35,0 \cdot 8,0^2 + 6 \cdot 3(5,6^2 - 8,0^2 + 2 \cdot 35 \cdot 8,0)} = 1,45. \end{aligned}$$



Черт. 1

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

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

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

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

1.8. Коэффициент запаса плотности определяем по формуле

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

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°C и имеет место в начальный период пуска при $\theta_1 = 70^\circ\text{C}$ и $\theta_2 = 20^\circ\text{C}$. 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

$$\begin{aligned} \sigma^{\theta} &= \sigma_{\text{н}}^0 + \frac{E(\alpha_1\theta_1 - \alpha_2\theta_2)}{1 + 3\frac{d}{l}} = \\ &= 300 + \frac{2,13 \cdot 10^5 (12,4 \cdot 10^{-6} \cdot 70 - 10,9 \cdot 10^{-6} \cdot 20)}{1 + 3\frac{11}{108}} = 406 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

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

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

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 перпендикулярности опорной поверхности фланца под гайку Δh равной 0,01 см и макси-

мально допустимую разность температур по ширине фланца при пуске θ_{ϕ} равной 100°C . Максимальные напряжения изгиба вычисляем по формуле

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{и}} &= \frac{2E^{\theta}d}{l\beta} (\varphi_0 + \varphi^{\theta}) = \frac{2E^{\theta}d}{l\left(1 + 10\frac{d}{l}\right)} \left(\frac{\Delta h}{D} + \frac{\alpha_1 l \theta_{\phi}}{b}\right) = \\ &= \frac{2 \cdot 1,96 \cdot 10^5 \cdot 11}{108 \left(1 + 10 \frac{11}{108}\right)} \left(\frac{0,01}{16,5} + \frac{12,4 \cdot 10^{-6} \cdot 108 \cdot 100}{35}\right) = 87 \text{ МПа.}\end{aligned}$$

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

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

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

1.12. Контактное давление на внутреннем уплотнительном пояске определяем по формуле

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

Предел текучести материала фланца $\sigma_{0,2}$ при температуре 20°C равен 350 МПа . Отсюда допускаемое напряжение смятия $[q]$ будет равно $0,75\sigma_{0,2} = 0,75 \cdot 350 = 262 \text{ МПа}$, 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 , $^{\circ}\text{C}$	460
Материал фланца	15X1M1ФЛ 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:

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

2.3. Примем начальное напряжение и относительный шаг шпилек:

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

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

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

2.4. Вычисляем параметр B , характеризующий напряженность фланцевого соединения:

$$B = \frac{4tS_2 [K]}{\pi \sigma_k^0 \delta_0 d} = \frac{4 \cdot 1,65 \cdot 99000 \cdot 10^{-2} \cdot 1,1}{3,14 \cdot 26 \cdot 10} = 0,88.$$

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:

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

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

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

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

$$m = 0;$$

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

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

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

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:

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

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

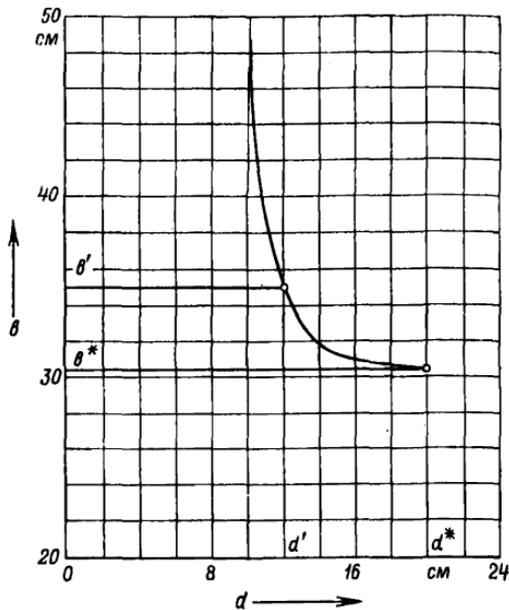
2.10. Оценим возможности уменьшения диаметра шпильки за счет увеличения ширины фланца, для чего построим диаграмму зависимости величины b от d (черт. 2), воспользовавшись формулой (2) приложения 1.

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.

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

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

где $\lambda_{шп}$, λ'_p , λ''_p , $\lambda_{фл}$, $\lambda_{вт}$ — 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

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

Для втулки

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

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

Для резьбового соединения шпильки с гайкой:

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

$$\lambda'_p = \frac{2,9}{E^0 d_H}, \quad (4)$$

для нормальных гаек ($H/d_H = 0,8$; $D/d_H = 1,8$)

$$\lambda'_p = \frac{3,3}{E^0 d_H}. \quad (5)$$

Для резьбового соединения шпильки с корпусом

$$\lambda''_p = \frac{2,5}{E^0 d_H}. \quad (6)$$

Для фланца

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

где

$$d_2 = \sqrt{1,27tb}, \quad c_3 = b - c_1 - c_2;$$

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

Для фланца без обнизки принимают $c_5 = 0$. Здесь E^0 , $E_{вт}$, $E_{фл}$ — соответственно модули упругости материала шпильки, втулки и фланца, Н/см².

**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 разме- ров 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.

Объем 2,0 печ. л.

Тираж 500.

Заказ 473.

Цена 40 коп.