

ЛИТЕРАТУРА

1. Чураков А. А. К определению эквивалентных режимов нагружения. — В сб.: Вопросы прочности элементов авиационных конструкций. — Куйбышев: КуАИ, 1975, вып. 2. — с. 112—116. *
2. Нейбер Г. Теория концентрации напряжений в призматических стержнях, работающих в условиях сдвига, для любого нелинейного закона, связывающего напряжения и деформации. — Периодический сборник переводов иностранных статей; Механика, 1961, № 4 (68). — с. 48—56.
3. Дуплякин В. М., Мостовой А. С. К вероятностному расчету кривых усталости детали по результатам испытаний образцов. — В сб.: Вопросы прочности элементов авиационных конструкций. — Куйбышев: КуАИ, 1975, вып. 1. — с. 134—139.
4. Дуплякин В. М. Прогнозирование появления первой макротрещины в цилиндрической оболочке по результатам усталостных испытаний плоских образцов двух типоразмеров. — В сб.: Вопросы прочности и долговечности элементов авиационных конструкций. — Куйбышев: КуАИ, 1977, вып. 3. — с. 93—97.
5. Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. — М.: Машиностроение, 1975 — 488 с.

УДК 621.882.6:539.4

Ф. В. Еделькин

РАСЧЕТ НА ГЕРМЕТИЧНОСТЬ УПЛОТНЕНИЙ КОНТАКТИРУЮЩИХ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ТРУБОПРОВОДОВ

Для сохранения герметичности разъемного соединения необходимо, чтобы сила обжатия на уплотняющей поверхности прокладки была не ниже некоторой величины, зависящей от внутреннего давления рабочей среды, температуры, материала и конструкции уплотнения, а также от точности обработки уплотняющих поверхностей.

В трубопроводах двигателей летательных аппаратов широкое распространение получили контактирующие фланцевые соединения, имеющие малые габариты и вес по сравнению с неконтактирующими фланцевыми соединениями.

Однако отсутствие единой методики расчета на герметичность уплотнений контактирующих фланцевых соединений приводит к увеличению объема доводочных работ при запуске изделий, к многочисленным экспериментальным исследованиям в завод-

ских лабораториях (как правило, срочным) по повышению герметичности изделий.

Как показывает опыт, расчет на герметичность контактирующих фланцевых соединений с жесткими уплотняющими прокладками можно проводить аналогично расчету на герметичность уплотнений неконтактирующих фланцевых соединений т. е. с помощью диаграммы сил [1], [4].

При этом в контактирующих фланцевых соединениях сила затяжки болтов Q_b больше силы обжатия на уплотняющих поверхностях прокладки Q_0 , т. е. $Q_b > Q_0$, а в неконтактирующих фланцевых соединениях $Q_b = Q_0$.

В этом случае контактирующее фланцевое соединение разделяется на две системы: «болт—фланец» и «уплотнение».

К системе «болт—фланец» относятся фланцы, болты (шпильки), гайки, шайбы; к «уплотнению» — уплотняющие прокладки и поверхности фланцев.

Необходимые зависимости для расчета на герметичность определяются по диаграмме сил (рис. 1), где показано взаимодействие этих систем в месте уплотнения.

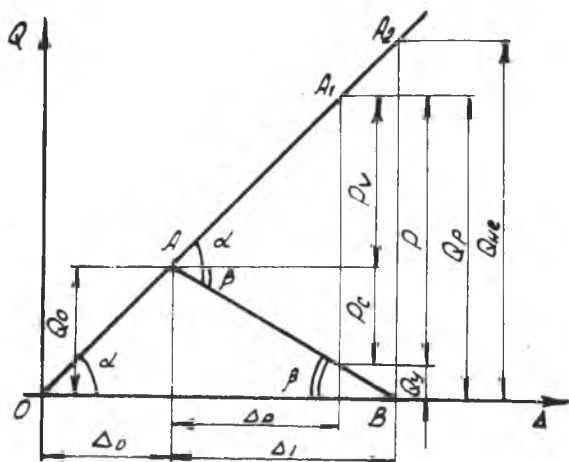


Рис. 1. Диаграмма сил контактирующего фланцевого соединения под действием силы внутреннего давления

Условные обозначения на диаграмме:
 Q_v — уплотняющая сила на прокладке;
 Q_p — сила, действующая на систему «болт—фланец» в месте уплотнения;

$Q_{не}$ — сила, при которой происходит раскрытие соединения в месте уплотнения;

P — сила внутреннего давления на площадь, ограниченную окружностью со средним диаметром прокладки D_0

P_v — часть силы внутреннего давления, действующая на систему «болт—фланец» в месте уплотнения;

P_c — часть силы внутреннего давления, вызывающая разгрузку уплотнения;

Δ_0 — зазор между фланцами в месте уплотнения после затяжки соединения, характеризующий деформацию системы «болт—фланец»;

Δ_1 — величина возможной упругой деформации уплотнения затянутого соединения при его раскрытии;

Δ_p — перемещения фланцев в месте уплотнения под действием силы внутреннего давления.

Согласно диаграмме

$$Q_y = Q_0 - P_c; \quad (1)$$

$$Q_p = Q_0 + P_v,$$

где

$$P_v = \frac{\lambda_1}{\lambda_0 + \lambda_1} P; \quad P_c = \frac{\lambda_0}{\lambda_1 + \lambda_0} P; \quad (2)$$

$\lambda_0 = \frac{1}{\lg \tau}$ — коэффициент податливости системы «болт—фланец»;

$\lambda_1 = \frac{1}{\lg \beta}$ — коэффициент податливости системы «уплотнение».

Под коэффициентом податливости следует понимать величину перемещения, вызванную силой, равной единице, в направлении оси трубопровода в месте контакта с уплотняющей прокладкой.

Силу обжатия прокладки, обеспечивающую контакт уплотняющих поверхностей, определим, исходя из условия $Q_y = 0$, и преобразуя равенства (1) и (2):

$$Q_0 = \frac{\lambda_0}{\lambda_0 + \lambda_1} P \quad (3)$$

или, обозначив

$$\frac{\lambda_0}{\lambda_0 + \lambda_1} = k,$$

$$Q_0 = k P. \quad (4)$$

Таким образом, существует прямо пропорциональная зависимость между силой обжатия уплотняющей прокладки и силой внутреннего давления рабочей среды.

На самом деле герметичность нарушается при достижении Q_y определенной величины ($Q_y = Q_{\min}$). Однако для прокладок с покрытиями из пластичных материалов можно принять $Q_{\min} = 0$.

Экспериментальные значения коэффициента k для некоторых уплотнений с неконтактирующими фланцами приведены в работах [1], [4]. Определение коэффициента k для уплотнений, применяемых в контактирующих фланцевых соединениях, представляет важную задачу.

Коэффициенты податливости системы «уплотнение» для большинства уплотнений определяются экспериментальным путем, так как теоретическое определение их весьма сложно.

В данной статье рассматривается метод определения коэффициента податливости системы «болт—фланец» для контактирующих фланцевых соединений трубопроводов.

Согласно определению коэффициент податливости имеет вид

$$i_0 = \frac{\Delta p}{P}.$$

Так как величина Δp мала по сравнению с размерами сечений фланцев, то ее можно определить через радиус кривизны ρ и угол поворота фланцев Θ_Φ (рис. 2):

$$i_0 = \frac{r \Theta_\Phi}{\rho}. \quad (5)$$

Известны работы [2], [3], [5], [6], где приведены методы определения угла поворота фланцев, но из них невозможно определить коэффициент податливости системы «болт—фланец».

Предлагаемый метод определения коэффициента податливости использовался заинтересованными организациями при расчете на герметичность уплотнений контактирующих фланцевых соединений, при доводке герметичности нескольких изделий.

Нами фланец рассматривается как кольцо с конической втулкой, испытывающее поворот сечения под действием внутреннего давления рабочей среды.

Угол поворота фланца определяется при следующих условиях:

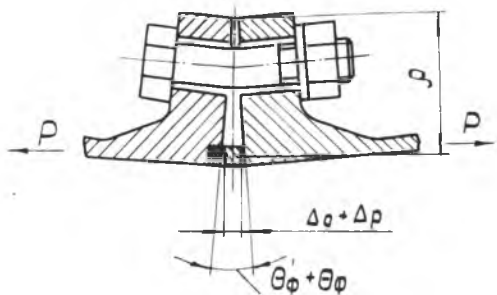


Рис. 2. Схема раскрытия контактирующего фланцевого соединения под действием внутреннего давления

1. Фланец рассматривается как кольцо недеформируемого сечения при кручении.

2. Число болтов (шпилек) и их шаг предполагаются такими, при которых деформацию фланцев можно считать осесимметричной.

3. Центр поворотной деформации совпадает с центром тяжести сечения.

4. Сечение фланца берется с учетом его ослабления отверстиями под болты, распределенными равномерно по окружности.

5. Нагрузка от болтов распределяется равномерно по окружности расположения отверстий.

6. Действие отброшенной части трубопроводов заменяется поперечной силой и моментом, равномерно распределенными по средней окружности трубопроводов диаметром D_0 (рис. 3).

7. Рассматривается равновесие составляющих сил, возникающих только под действием силы внутреннего давления рабочей среды.

Из фланца выделим объемный элемент, ограниченный по контуру торцами, наружными и внутренними диаметрами, а по ширине — меридиональными сечениями, расположенными на расстоянии единицы по дуге окружности, проходящей через оси болтов. Геометрические размеры этого элемента и силы, действующие на него, показаны на рис. 3.

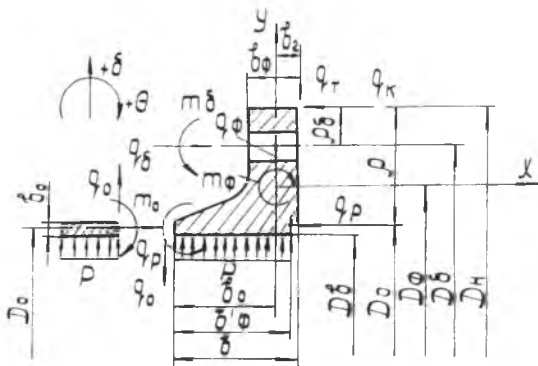


Рис. 3. Расчетная схема фланца

Эти силы определяются через величины радиального перемещения δ_{ϕ} и угла поворота θ_{ϕ} фланца.

Силу, возникающую в болтах q_0 , выразим через угол пово-

рота фланца и коэффициент податливости деталей соединения в направлении осей болтов:

$$q_0 = \frac{z_0 \Theta_\Phi}{\pi D_0 \Sigma l_0} \quad (6)$$

Погонный изгибающий момент болтов имеет вид

$$m_0 = \frac{z E_0 I_0}{\pi D_0 l_0} \Theta_\Phi \quad (7)$$

где l_0 — эффективная длина болта; z — количество болтов.

Силы, заменяющие действие трубопровода на фланец, определим как силы цилиндрической оболочки, на которую действуют перерезывающая сила q_0 , изгибающий момент m_0 и давление рабочей среды в радиальном и осевом направлениях. Силы q_0 и m_0 заменяют действие фланца.

Радиальное перемещение трубопровода равно сумме перемещений этих сил [2]:

$$\delta_0 = A'_0 q_0 - B'_0 m_0 + \Gamma'_0 p, \quad (8)$$

где p — внутреннее давление рабочей среды.

Угол поворота

$$\Theta_0 = -B'_0 q_0 + C'_0 m_0, \quad (9)$$

где A'_0 , B'_0 , C'_0 , Γ'_0 — коэффициенты податливости трубопровода в направлении сил q_0 , p и момента m_0 :

$$A'_0 = \frac{1}{2 \lambda^3 D^*}; \quad B'_0 = \frac{1}{2 \lambda^2 D^*}; \quad \Gamma'_0 = \frac{D_0^2}{4 E_0 h_0}; \quad C'_0 = \frac{1}{\lambda D^*}.$$

Подставляя эти значения в формулы (8) и (9), определим значения m_0 и q_0 :

$$\begin{aligned} m_0 &= A_0 \Theta_0 + B_0 \delta_0 - \Gamma_0 p; \\ q_0 &= B_0 \Theta_0 + C_0 \delta_0 - \mathcal{K}_0 p, \end{aligned} \quad (10)$$

где

$$\begin{aligned} A_0 &= 2 \lambda D^*; \quad B_0 = 2 \lambda^2 D^*; \quad C_0 = 4 \lambda^3 D^*; \\ \Gamma_0 &= \frac{\lambda^2 D^* D_0^2}{2 E_0 h_0}; \quad \mathcal{K}_0 = \frac{\lambda^3 D^* D_0^2}{E_0 h_0}; \quad D^* = \frac{E_0 h_0^3}{12 (1 - \mu^2)}; \\ \lambda &= \sqrt[3]{3 (1 - \mu^2)} \sqrt{\frac{2}{D_0 h_0}}. \end{aligned}$$

Радиальные перемещения и углы поворота трубопровода и фланца связаны между собой соотношениями

$$\begin{aligned} \delta_0 &= \delta_\Phi + b_0 \Theta_\Phi; \\ \Theta_0 &= \Theta_\Phi. \end{aligned}$$

Подставляя эти значения в уравнение (10), будем иметь:

$$\begin{aligned} m_0 &= (A_0 + B_0 b_0) \Theta_\phi + B_0 \delta_\phi - \Gamma_0 p; \\ q_0 &= (B_0 + C_0 b_0) \Theta_\phi + C_0 \delta_\phi - \mathcal{J}_0 p. \end{aligned} \quad (11)$$

Рассматривая фланец как кольцо [2], определим силы, приведенные к центру тяжести сечения фланца:

$$q_\phi = \frac{4 E_\phi F_\phi}{D_\phi^2} \delta_\phi; \quad m_\phi = \frac{4 E_\phi J_\phi}{D_\phi^2} \Theta_\phi. \quad (12)$$

где F_ϕ — площадь сечения фланца; J_ϕ — момент инерции сечения фланца.

Силу q_k , действующую по наружному диаметру фланца, найдем из условия равновесия сил, действующих в осевом направлении:

$$q_k = \frac{q_6 D_6 - q_p D_0}{D_{II}}. \quad (13)$$

Силу трения, возникающую в месте контакта двух фланцев по периферии, определим через коэффициент трения η :

$$q_r = q_k \eta. \quad (14)$$

Уравнения приведения сил к центру тяжести сечения фланца будут иметь вид

$$\begin{aligned} q_\phi D_\phi &= q_r D_{II} - q_0 D_0 + p b'_\phi D_{II}; \\ m_\phi D_\phi &= q_6 D_6 \left(\frac{D_6 - D_\phi}{2} \right) - m_6 D_6 + q_1 D_{II} b_2 - \\ &- q_k D_{II} \left(\frac{D_{II} - D_\phi}{2} \right) + q_p D_0 \left(\frac{D_\phi - D_0}{2} \right) + \\ &+ p b'_\phi D_{II} \left(b_0 - \frac{b'_\phi}{2} \right) - (m_0 + q_0 b_0) D_0, \end{aligned} \quad (15)$$

где q_p — удельная интенсивность, снимаемая с прокладки под действием силы внутреннего давления:

$$q_p = \frac{p D_0}{4}. \quad (16)$$

Подставляя в уравнения (15) значения сил, определяемых по формулам (6), (7), (11), (12), (13), (14), (16), будем иметь уравнения с двумя неизвестными δ_ϕ и Θ_ϕ :

$$\begin{aligned} \frac{4 E_\phi F_\phi}{D_\phi} \delta_\phi &= - \frac{2 \delta_6 \eta}{\pi \Sigma k_6} \Theta_\phi + \frac{p D_0^2}{4} \eta - (B_0 + C_0 b_0) D_0 \Theta_\phi - \\ &- C_0 D_0 \delta_\phi + \mathcal{J}_0 D_0 p + b'_\phi D_{II} p; \end{aligned} \quad (17)$$

$$\frac{4 E_{\Phi} I_{\Phi}}{D_{\Phi}} \Theta_{\Phi} = \frac{\rho_{\phi}}{\pi \Sigma \lambda_{\phi}} (-\rho_{\phi} + b_2 \eta) \Theta_{\Phi} - \frac{z E_{\phi} I_{\phi}}{\pi I_{\phi}} \Theta_{\Phi} -$$

$$- D_0 [(B_0 + C_0 b_0) b_0 + (A_0 + B_0 b_0)] \Theta_{\Phi} - (B_0 + C_0 b_0) D_0 \delta_{\Phi} +$$

$$+ \rho [D_b b'_{\Phi} (b_0 - \frac{b'_{\Phi}}{2}) + (Ж_0 b_0 + \Gamma_0) D_0] - \frac{\rho D_0^2}{4} (b_2 \eta - \rho).$$

Определяя из первого уравнения (17) радиальное перемещение фланца δ_{Φ} относительно угла поворота фланца Θ_{Φ} и подставляя его значение во второе уравнение, найдем угол поворота фланца:

$$\Theta_{\Phi} = \frac{B \rho}{\frac{4 E_{\Phi} I_{\Phi}}{D_{\Phi}} + B \frac{\rho_{\phi}}{\pi \Sigma \lambda_{\phi}} - \Phi - \frac{z E_{\phi} I_{\phi}}{\pi I_{\phi}}}, \quad (18)$$

где

$$B = D_0 \left[b'_{\Phi} \left(b_0 - \frac{b'_{\Phi}}{2} \right) - b'_{\Phi} U \right] + D_0 (Ж_0 b_0 + \Gamma_0 - Ж_0 U) -$$

$$- \frac{D_0^2}{4} [(b_2 \eta - \rho) + \eta U];$$

$$\Phi = D_0 [(B_0 + C_0 b_0) (b_0 - U) + (A_0 + B_0 b_0)];$$

$$B = \rho_{\phi} - \eta (b_2 + U);$$

$$U = \frac{D_0 (B_0 + C_0 b_0)}{\frac{4 E_{\Phi} I_{\Phi}}{D_{\Phi}} + C_0 D_0}.$$

Подставляя значения Θ из формулы (18) в формулу (5), определим коэффициент податливости системы «болт—фланец»:

$$i_0 = \frac{4 B \rho}{\pi D_0^2 \left(\frac{4 E_{\Phi} I_{\Phi}}{D_{\Phi}} + B \frac{\rho_{\phi}}{\pi \Sigma \lambda_{\phi}} - \Phi - \frac{z E_{\phi} I_{\phi}}{\pi I_{\phi}} \right)}.$$

Коэффициент податливости деталей соединения в направлении осей болтов $\Sigma \lambda_{\phi}$ представляет собой сумму коэффициентов податливостей:

$$\Sigma \lambda_{\phi} = \lambda_{\phi} + \lambda_{ш} + \lambda_{г} + \lambda_{ф}.$$

где λ_{ϕ} , $\lambda_{ш}$, $\lambda_{г}$, $\lambda_{ф}$ — соответственно коэффициенты податливости болта, шайбы, гайки и фланца, обусловленного его сжатием. Эти величины определяются по известным формулам, приведенным в работах [2], [3].

Таким образом, зная коэффициенты податливостей систем «болт—фланец» и «уплотнение», можно найти коэффициент «к»

из (4), необходимый для определения силы обжатия на уплотняющих поверхностях прокладок.

При этом следует отметить, что теоретические значения «к» несколько отличаются от экспериментальных, так как в теоретических формулах невозможно учесть все факторы, влияющие на герметичность уплотнения, в частности такой, как чистота обработки уплотняющих поверхностей прокладки и фланцев.

Проведенные исследования некоторых видов уплотнений с контактирующими фланцевыми соединениями показывают, что это расхождение составляет 20—50%.

По аналогичной расчетной схеме, приведенной на рис. 3, легко можно получить выражение для определения силы предварительной затяжки болтов, необходимой для обеспечения герметичности соединения:

$$Q_6 = \frac{p}{p_6} Q_0,$$

где Q_0 определяется по формуле (4).

ВЫВОДЫ

Коэффициент податливости системы «болт—фланец» λ_0 зависит от размеров сечения трубопровода, фланца, болтов; коэффициента податливости деталей соединения по направлению осей болтов; расстояния от уплотнения до осей болтов и наружного края фланцев.

Увеличение диаметров болтов в большей степени, чем увеличение толщины фланца и трубопровода, влияет на уменьшение коэффициента податливости системы.

С увеличением расстояния от места уплотнения до осей болтов коэффициент податливости системы в месте уплотнения увеличивается и повышается вероятность нарушения герметичности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Юргенсон Х. Гибкость и прочность трубопроводов/Перевод с немецкого Гаршфельда В. Я. — М.-Л.: Госэнергоиздат, 1959. — с. 143—216.
2. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Шнейдерович Р. М. Расчет на прочность деталей машин. — М.: Машиностроение, 1966. — с. 38—78, 543—562.
3. Аронсон А. Я., Бугов А. У., Малышев В. М. и др. Расчет на прочность деталей гидротурбин. — М.-Л.: Машигиз, 1969. — с. 123—197.
4. Волошин А. А. Расчет фланцевых соединений трубопроводов и сосудов. — Л.: Судпромгиз, 1959. — с. 37—77, 164—183.

5. *Вовкогон В. Г.* Расчет соединений с соприкасающимися фланцами с жестким уплотнительным кольцом. — В сб.: Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей. — Куйбышев: КуАИ, 1974, вып. 67. — с. 103—118.

6. *Борисов В. А.* Расчет усилия затяжки болтов, необходимого для прилегания фланцев в случае жесткого уплотнительного кольца. — В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. — Куйбышев: КуАИ, 1972, вып. 51. — с. 141—148.

УДК 621.45:629.7.063

А. И. Елизаров, А. И. Иванюв

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ С ОПТИМАЛЬНЫМИ ЭНЕРГОКАВИТАЦИОННЫМИ И МАССОВЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

Условные обозначения:

- $p_{вх}, p_{вх}^*$ — соответственно статическое и полное давления на входе в ступень насоса;
 p_v — давление насыщенного пара на входе в ступень;
 $p_{вых}, p_{вых}^*$ — соответственно статическое и полное давления на выходе из ступени насоса;
 $\Delta p_v^* - p_{вх}^* - p_v$ — превышение полного давления на входе в ступень насоса над давлением насыщенного пара;
 ω — частота вращения ротора ступени насоса;
 ρ — плотность компонента;
 V — объемный расход компонента;
 $h = \Delta p_v / \rho$ — кавитационный запас ступени насоса;
 $H = (p_{вых}^* - p_{вх}^*) / \rho$ — напор ступени насоса;
 N — затраченная мощность ступени насоса;
 γ — динамическая вязкость компонента;
 ρ_m — плотность материала детали;
 σ_R, σ_1 — соответственно пределы прочности и текучести материала детали;
 η — КПД ступени насоса;
 V_y — расход утечки через уплотнение РК;
 $C_{вх}, W_{вх}$ — соответственно абсолютная и относительная скорости потока при входе на лопатку РК или ПШ ступени насоса;
 D_2 — соответственно наружные диаметры РК и ПШ ступени насоса;