

## **К расчёту на герметичность фланцевого соединения трубопроводов с Z-образным металлическим уплотнением при воздействии внешней осевой силы**

**Шишкин С.В., Бойков А.А.\***

*Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), МАИ, Волоколамское шоссе, 4, Москва, А-80, ГСП-3, 125993, Россия*

*\*e-mail: [a.boickov@yandex.ru](mailto:a.boickov@yandex.ru)*

*Статья поступила 17.12.2020*

### **Аннотация**

Рассматривается соединение трубопроводов с не контактирующими фланцами, которое герметизируется за счёт установки в узел Z-образного уплотнения. Ставится вопрос о необходимости расчёта соединения на герметичность в условиях нагружения продольной силой, возникающей в процессе эксплуатации объекта техники, в состав которого входит соединение. Выводятся зависимости, позволяющие рассчитать соединение, функционирующее условиях нагружения продольной силой, как на прочность, так и на герметичность.

**Ключевые слова:** Z-образное уплотнение, нагружение продольной силой, расчёт на герметичность.

### **Введение**

Надёжность и эксплуатационная безопасность бортовых систем летательных аппаратов во многом обусловлена герметичностью соединений. В гидравлических и

пневматических системах трубопроводов авиационной и космической техники часто используются фланцевые соединения трубопроводов с Z-образными металлическими деформируемыми уплотнениями (рис. 1).

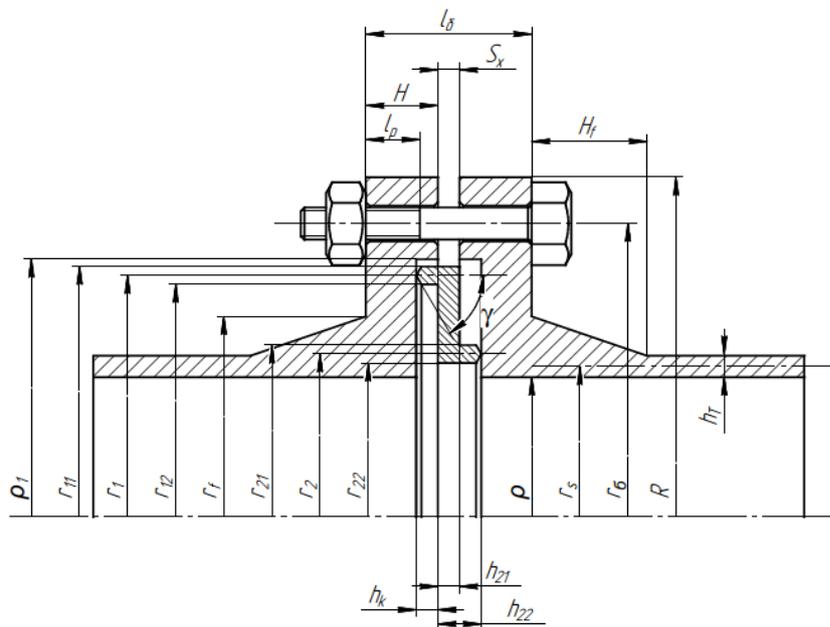


Рис. 1. Фланцевое соединение с Z-образным уплотнением

Привлекательность данных соединений заключается в высокой плотности получаемого контакта между кромкой уплотнения и фланцем [1, 2, 3, 4]. При обеспечении герметичности нельзя допускать чрезмерного увеличения массы конструкции, поскольку оно приведёт к увеличению динамических и циклических нагрузок, действующих на летательный аппарат. Поэтому необходимо разработать методику, позволяющую рассчитать напряжённо-деформированное состояние деталей фланцевого соединения и получить величины, необходимые для расчёта соединения на прочность и герметичность в условиях действия внешней эксплуатационной нагрузки – силы, действующей вдоль продольной оси соединения.

### Постановка задачи

Для расчёта на герметичность фланцевых соединений удобно использовать теорию Козени-Кармана [5], согласно которой, пространство между контактирующими поверхностями уплотнения и фланца представляется в виде эквивалентного пористого слоя, а утечка герметизируемой среды определяется по формулам [5]:

$$Q_v^{(ж)} = \frac{2\pi h_{сл} K}{\mu_t \ln\left(\frac{r_b}{r_a}\right)} (p - p_0); \quad Q_v^{(г)} = 1,36 \frac{K h_{сл} (p^2 - p_0^2)}{\mu_t p_{атм} \ln\left(\frac{r_b}{r_a}\right)}.$$

где:  $Q_v^{(ж)}$  и  $Q_v^{(г)}$ —объёмная утечка соответственно жидкости и газа (отнесённая к атмосферному давлению);  $\mu_t$  – коэффициент динамической вязкости среды при температуре  $t$ ;  $r_a$ ,  $r_b$  – внутренний и наружный радиус фактического контакта;  $p$ ,  $p_0$  – давление герметизируемой среды перед уплотнением и на выходе из него соответственно;  $K$  – коэффициент проницаемости пористого слоя;  $h_{сл}$  – толщина эквивалентного пористого слоя под нагрузкой.

$h_{сл}$  определяется по формуле:

$$h_{сл} = (1 - \varepsilon)(Rz_1 + Rz_2)$$

в случае с Z-образным уплотнением:

$$h_{сл} = (1 - \varepsilon)(Rz_1 + Rz_2) \times \sin(\gamma)$$

где:  $\gamma$  – угол наклона кромки уплотнения относительно оси острия;  $Rz_1$ ,  $Rz_2$  – шероховатость на контактирующих поверхностях уплотнения и фланца

соответственно;  $\varepsilon$  – относительная деформация шероховатости, которая определяется по формуле:

$$\varepsilon = \frac{\delta_k}{Rz_1 + Rz_2}$$

где  $\delta_k$  – контактное сближение уплотнения и фланца за счёт деформации шероховатости, которое определяется по формуле [6]:

$$\delta_k = 3,4(Ra_1 + Ra_2) \sqrt[3]{\frac{q}{HB}} \quad (1)$$

где:  $q$  – давление на контакте уплотнения и фланца;  $HB$  – твёрдость материала фланца.

Выражение (1) показывает, что герметичность соединения зависит в большей степени от высоты шероховатости контактирующих поверхностей уплотнения и фланцев, чем от давления на контакте. Поэтому, технологически обеспечивается высокая чистота контактирующих поверхностей фланцев и уплотнения. Однако, как видно из того же выражения (1), для осуществления расчёта на герметичность также необходимо знать и давление на контакте кромки уплотнения и фланца.

Расчёт соединения на этапе нагружения внутренним давлением рабочей среды был рассмотрен в работе [7]. Во время полёта летательного аппарата на соединение помимо внутреннего давления начинают действовать различные эксплуатационные нагрузки. Очень часто они выражены в виде силы, действующей вдоль оси соединения. Аналогично тому, что происходит с соединением на этапе подачи давления, при нагружении продольной силой, детали также испытывают дополнительные деформации и взаимные смещения [8]. Поэтому, давление на

контакте уплотнения и фланца изменяется по сравнению с тем, что было на этапе подачи давления.

Необходимо разработать методику расчёта, позволяющую получить значение изменения давления на контакте уплотнения и фланца при нагружении продольной силой, чтобы рассчитать  $\delta_k$  по формуле (1), а затем утечку герметизируемой среды, после чего сравнить её с предельно допустимым значением и сделать вывод о герметичности соединения.

### **Расчётная модель и основные допущения**

Рассмотрим решение задачи при нагружении соединения растягивающей силой  $T_x$ . Будем полагать, что при растяжении узла внешнее усилие  $T_x$  передаётся к фланцам как равномерно распределённая кольцевая нагрузка на радиусе  $r_s$ . Так как разгрузка соединения является упругой, то целесообразно использовать метод суперпозиции и записывать уравнения, описывающие поведение соединения, в приращениях. При приложении внешней осевой силы болты дополнительно нагружаются усилием  $N_b$ , их податливость  $\lambda_b$  служит причиной кинематического расхождения фланцев  $\Delta_x^+$ , профили которых также получают приращения углов поворота  $\delta\varphi_i$ . Как и в выкладках, приведённых в работе [7], будем считать, что благодаря приспособляемости уплотнения его кромки не выходят из зацепления с продавленными канавками на поверхностях фланцев. Длину контакта кромок в уплотняемых стыках соединения также будем полагать неизменной  $l_j = \text{const}$ . Решение задачи также будем искать в приращениях контактных усилий, используя принцип суперпозиции.

**Методология исследования.****Вывод основных уравнений, описывающих поведение соединения.**

Запишем уравнения равновесия деталей соединения вдоль оси вращения исходя из силовой схемы, приведённой на рис. 2.

$$\begin{cases} r_1 \delta \dot{P}_{1x} = r_s t_x - \frac{n}{2\pi} \dot{N}_6 \\ r_2 \delta \dot{P}_{2x} = r_s t_x - \frac{n}{2\pi} \dot{N}_6 \end{cases} \quad (2)$$

при этом:

$$t_x = \frac{T_x}{2\pi r_s}$$

где:  $\delta \dot{P}_{1x}$ ,  $\delta \dot{P}_{2x}$  – приращение осевой составляющей контактного усилия на первой и второй кромке уплотнения соответственно.

Имеем ситуацию, при которой неизвестных на 1 больше, чем количество уравнений. Необходимо воспользоваться уравнением совместности осевых перемещений точек деталей соединения [9, 10, 11]. Как в случае нагружения соединения внутренним давлением, так и в случае нагружения его осевой силой, происходит процесс упругой разгрузки соединения, приводящий к обратному развороту уплотнения, кинематическому расхождению фланцев и их дополнительному повороту. Общая принципиальная схема смещений и соотношения между ними при нагружении соединения продольной силой  $T_x$  аналогичны тем, что имеют место при воздействии на него внутреннего давления  $p$  [12]. Следовательно, условие совместности осевых перемещений точек деталей соединения при приложении к нему осевого усилия  $T_x$  определяется выражением,

аналогичным тому, что имело место на этапе нагружения соединения внутренним давлением  $p$  [7]. При записи величин, как и в работе [7], будем обозначать: индексом «1» – левый фланец, индексом «2» -- уплотнение, индексом «3» -- правый фланец (см. рис 1). Таким образом, условие совместности перемещений точек деталей соединения запишется следующим образом:

$$\frac{M_2(T_x)}{I_{32}(\varepsilon)}(r_1 - r_2) - \frac{1}{EI_3} (M_3(T_x)(r_6 - r_2) + M_1(T_x)(r_6 - r_1)) = \lambda_6 \dot{N}_6 \quad (3)$$

где:  $M_1(T_x)$ ,  $M_2(T_x)$ ,  $M_3(T_x)$  – приращение осесимметричного изгибающего момента при приложении осевой силы  $T_x$ , действующего на левый фланец, уплотнение и правый фланец соответственно;  $I_{32}(\varepsilon)$  – характеристика жёсткости уплотнения, рассчитанная на последней итерации вычислений, описанных в работе [13];  $I_3$  – 3-я геометрическая характеристика сечений фланцев (одинаковая для обоих фланцев). Чтобы пользоваться данным уравнением, введём систему координат, аналогичную той, что была в работе [7]. Поэтому выберем положительные направления изгибающих моментов деталей так, чтобы они совпадали с положительными направлениями углов поворота деталей при выводе уравнения совместности перемещений в работе [7] (рис. 2). В итоге имеем 3 уравнения и 3 неизвестных. Теперь необходимо выразить изгибающие моменты, действующие на детали соединения, через силовые факторы, применённые для записи системы уравнений (2), подставить их в уравнение совместности перемещений (3) и найти неизвестные величины [14].

## Вывод выражений для изгибающих моментов и решение системы уравнений

Запишем выражения для изгибающих моментов, действующих на детали соединения, исходя из уравнений равновесия половинок колец согласно расчётной схеме, приведённой на рис. 2.

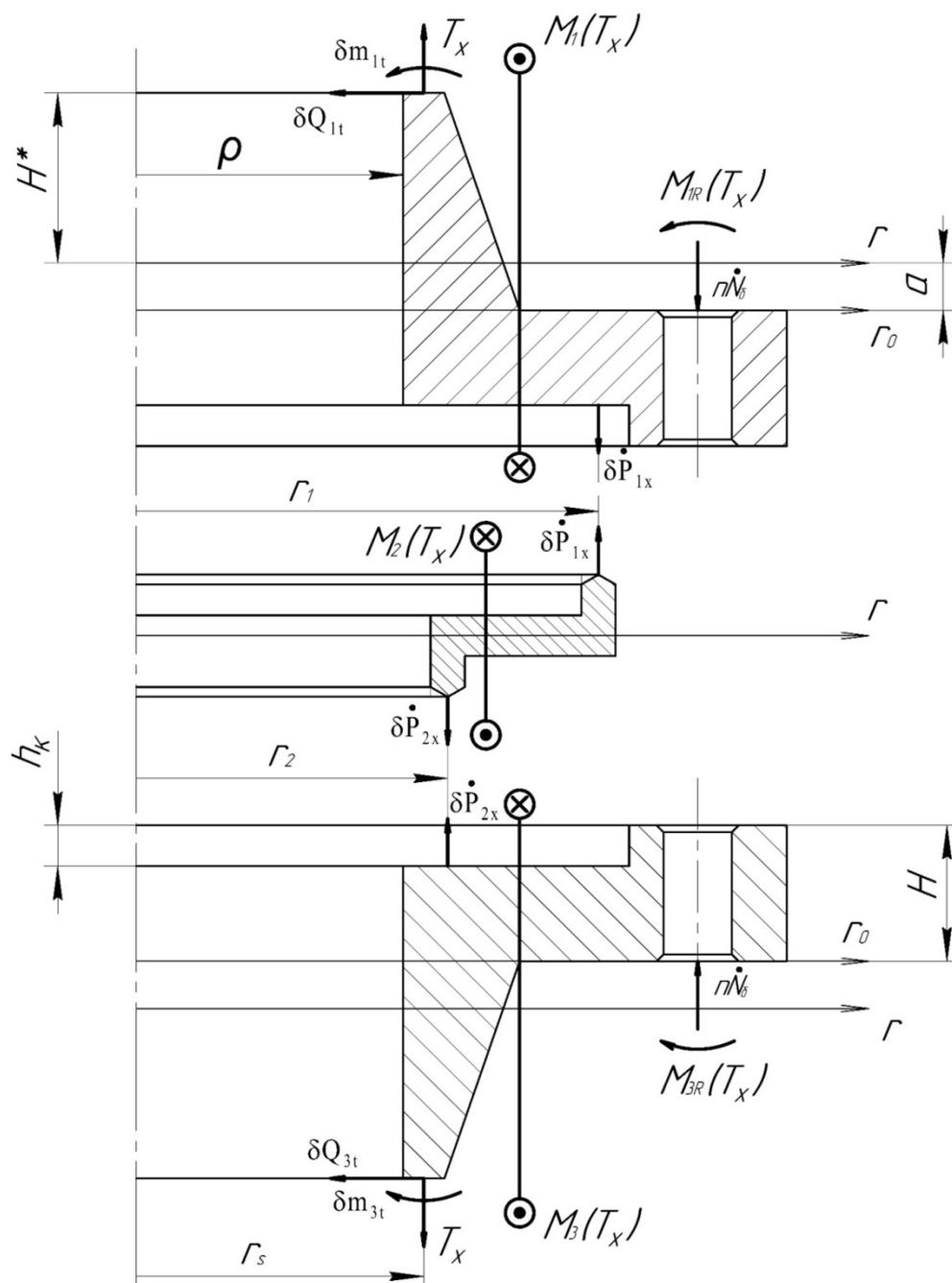


Рис. 2. Расчётная силовая схема соединения, нагруженного осевой силой  $T_x$ .

$$\begin{cases} M_2(T_x) = \delta \dot{P}_{1x} r_1^2 - \delta \dot{P}_{2x} r_2^2 \\ M_1(T_x) = \frac{n\dot{N}_6}{2\pi} r_6 + \delta \dot{P}_{1x} r_1^2 - t_x r_s^2 - \delta Q_{1t} r_s H^* - \delta m_{1t} r_s - M_{1R}(T_x) \\ M_3(T_x) = \frac{n\dot{N}_6}{2\pi} r_6 + \delta \dot{P}_{2x} r_2^2 - t_x r_s^2 - \delta Q_{3t} r_s H^* - \delta m_{3t} r_s - M_{3R}(T_x) \end{cases} \quad (4)$$

где:  $\delta Q_{it}$ ,  $\delta m_{it}$ ,  $M_{iR}(T_x)$  – приращения реактивной перерезывающей силы и распределённого осесимметричного момента, действующих со стороны трубы, и момента, действующего вследствие изгиба болтов, соответственно. Следует отметить, что в записи выражений (4)  $M_i(T_x)$  не выглядят как функциональные зависимости изгибающих моментов от  $T_x$ . Однако, далее будет показано, что в конечном итоге изгибающие моменты являются функциями от  $T_x$ .

Выведем выражения для силовых факторов  $\delta Q_{it}$  и  $\delta m_{it}$ , действующих со стороны трубы на фланец по методике, применённой в работах [7,15], исходя из системы уравнений совместности перемещений сечения сопряжения трубы и фланца (рис. 3). Данную часть задачи нельзя решать исключительно в приращениях, иначе картина напряжённо-деформированного состояния будет некорректной. Поэтому будем записывать систему уравнений в суммарных перемещениях с последующим их раскрытием через суммарные силовые факторы:

$$\begin{cases} W_{T_t}(0) = W_{\Phi_t}(H^*) \\ \varphi_{T_t}(0) = \varphi_{\Phi_t} \end{cases} \quad (5)$$

где:  $W_{T_t}(0)$  – радиальное перемещение сечения трубы в месте сопряжения с фланцем;  $W_{\Phi_t}(H^*)$  – радиальное перемещение точки фланца в месте сопряжения с трубой;  $\varphi_{T_t}(0)$  – угол поворота сечения трубы в месте сопряжения с фланцем,  $\varphi_{\Phi_t}$  – угол поворота фланца.

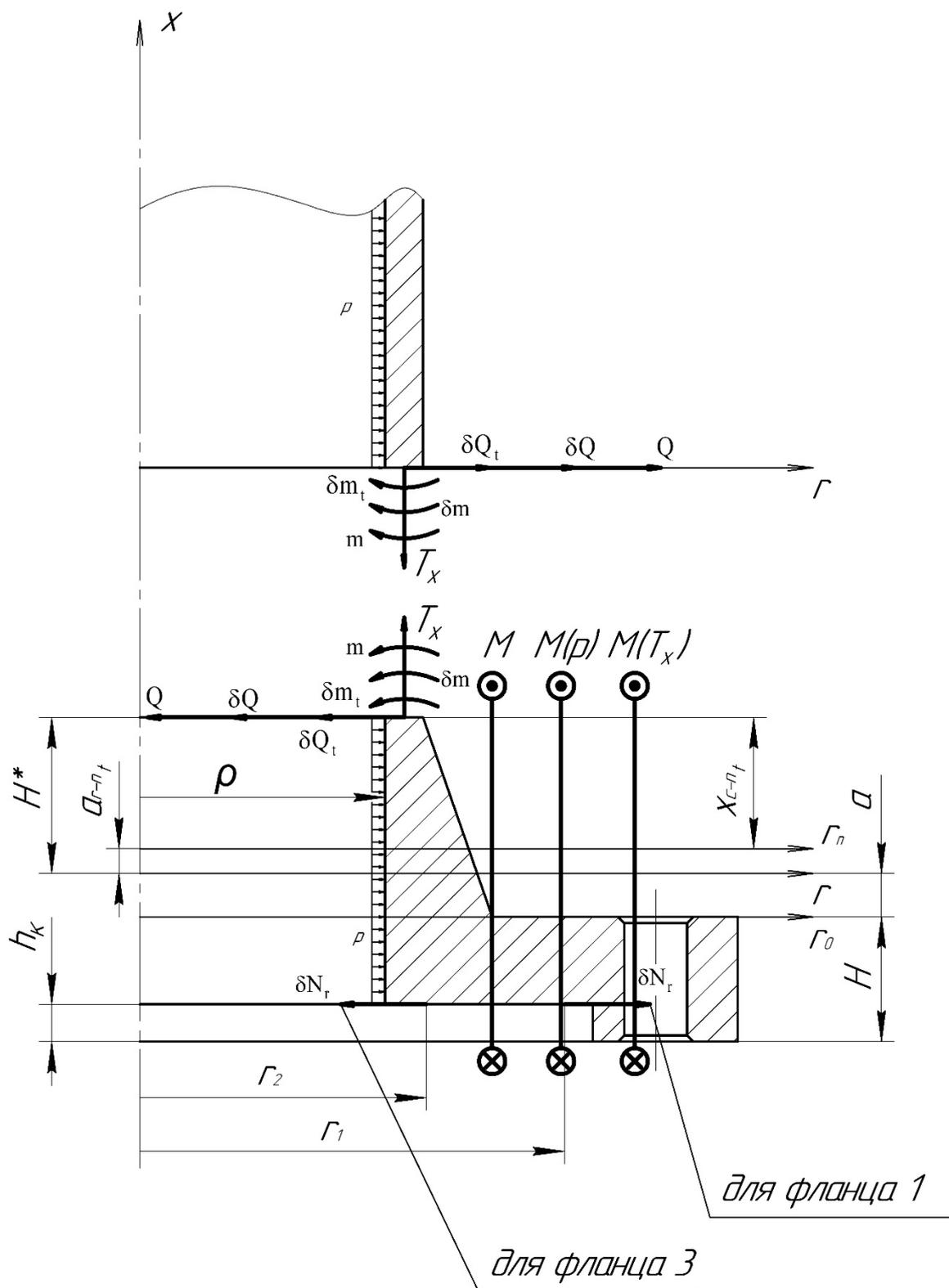


Рис. 3. Расчётная схема к выводу выражений для реакций, действующих со стороны трубы на фланец

Введём следующие величины:

$$M_t = M + M(p) + M(T_x), m_t = m + \delta m + \delta m_t, Q_t = Q + \delta Q + \delta Q_t$$

где:  $M, m, Q$  – изгибающий момент фланца и распределённые реактивные момент и перерезывающая сила, действующие со стороны трубы на фланец соответственно на этапе затяжки соединения;  $M(p), \delta m, \delta Q$  – приращения этих величин при подаче внутреннего давления;  $M(T_x), \delta m_t, \delta Q_t$  – приращения тех же величин при нагружении соединения осевой силой.

Выразим перемещения сечения трубы через уравнения моментной теории оболочек [16]. Радиальное перемещение сечения сопряжения запишется в виде:

$$W_{T_t}(x) = e^{-\beta x} (A_1 \times \sin(\beta x) + A_2 \times \cos(\beta x)) + \bar{W}$$

где  $\bar{W}$  – частное решение дифференциального уравнения (далее – ДУ) упругой линии оболочки;  $\beta$  – параметр оболочки. Величина  $\bar{W}$  будет определяться выражением:

$$\bar{W} = \left( p - \frac{\mu t_x}{r_s} \right) \frac{r_s^2}{E_T h_T}$$

где:  $\mu$  – коэффициент Пуассона,  $E_T$  – модуль упругости материала трубы.

Так как данная величина не зависит от  $x$ , вторая и третья производные радиального перемещения по  $x$  равны тем же производным при отсутствии давления и осевой силы [17, 18, 19, 20]. Следовательно, вывод выражений для  $A_1$  и  $A_2$ , будет идентичен выкладкам работы [15]. Выражения для радиального перемещения и поворота сечения сопряжения трубы с фланцем примут следующий вид:

$$W_{T_t}(0) = -\frac{m_t}{2\beta^2 D} + \frac{Q_t}{2\beta^3 D} + \frac{pr_s^2}{E_T h_T} - \frac{\mu t x r_s}{E_T h_T} \quad (6)$$

$$\varphi_{T_t}(0) = \frac{m_t}{\beta D} - \frac{Q_t}{2\beta^2 D} \quad (7)$$

Выразим перемещения фланца через зависимости теории осесимметричной деформации колец К.Б. Бицено [16]:

$$W_{\Phi_t}(H^*) = \frac{N_t}{EI_1} + \frac{M_t x_{c-n_t}}{EI_3} \quad (8)$$

$$\varphi_{\Phi_t} = \frac{M_t}{EI_3} \quad (9)$$

С учётом того, что  $x_{c-n_t}$ , исходя из рис. 3, определяется выражением

$$x_{c-n_t} = H^* - a_{r-n_t}$$

и при этом  $a_{r-n_t}$  определяется выражением

$$a_{r-n_t} = -\frac{N_t I_3}{M_t I_1},$$

получим, что

$$W_{\Phi_t}(H^*) = \frac{M_t H^*}{EI_3} + \frac{2N_t}{EI_1}$$

Так как осевая сила  $T_x$  не добавит принципиально новых силовых факторов, влияющих на образование  $N_t$ , по сравнению с этапом нагружения соединения внутренним давлением, уравнение равновесия половинки кольца вдоль оси, перпендикулярной плоскости сечения, будет выглядеть аналогично тому, что имело

место при нагружении внутренним давлением [7]. Следовательно, выражения для  $N_t$  будут аналогичны выражениям для  $N_p$ , приведённым в работе [7]:

$$\begin{cases} N_{t_1} = p \left( \rho H_\phi + \frac{S_2 p r_1}{r_1 - r_2} \right) - Q_{t_1} r_s \\ N_{t_3} = p \left( \rho H_\phi - \frac{S_2 p r_2}{r_1 - r_2} \right) - Q_{t_3} r_s \end{cases} \quad (10)$$

где:

$$H_\phi = H_f + H - h_\kappa$$

Таким образом, выражение (8) принимает вид для 1-го и 3-го фланцев соответственно:

$$\begin{cases} W_{\Phi_{t_1}}(H^*) = \frac{M_{t_1} H^*}{EI_3} + \frac{2p \left( \rho H_\phi + \frac{S_2 p r_1}{r_1 - r_2} \right)}{EI_1} - \frac{2Q_{t_1} r_s}{EI_1} \\ W_{\Phi_{t_3}}(H^*) = \frac{M_{t_3} H^*}{EI_3} + \frac{2p \left( \rho H_\phi - \frac{S_2 p r_2}{r_1 - r_2} \right)}{EI_1} - \frac{2Q_{t_3} r_s}{EI_1} \end{cases} \quad (11)$$

С учётом выражений (6), (7), (9), (11) система уравнений (5) приводится к следующему виду:

Для 1-го фланца:

$$\begin{cases} -\frac{m_{t_1}}{2\beta^2 D} + \frac{Q_{t_1}}{2\beta^3 D} + \frac{p r_s^2}{E_\tau h_\tau} - \frac{\mu t_x r_s}{E_\tau h_\tau} = \frac{M_{t_1} H^*}{EI_3} + \frac{2p \left( \rho H_\phi + \frac{S_2 p r_1}{r_1 - r_2} \right)}{EI_1} - \frac{2Q_{t_1} r_s}{EI_1} \\ \frac{m_{t_1}}{\beta D} - \frac{Q_{t_1}}{2\beta^2 D} = \frac{M_{t_1}}{EI_3} \end{cases} \quad (12)$$

Для 3-го фланца:

$$\left\{ \begin{array}{l} -\frac{m_{t_3}}{2\beta^2 D} + \frac{Q_{t_3}}{2\beta^3 D} + \frac{pr_s^2}{E_T h_T} - \frac{\mu t_x r_s}{E_T h_T} = \frac{M_{t_3} H^*}{EI_3} + \frac{2p\left(\rho H \phi - \frac{s_{2p} r_2}{r_1 - r_2}\right)}{EI_1} - \frac{2Q_{t_3} r_s}{EI_1} \\ \frac{m_{t_3}}{\beta D} - \frac{Q_{t_3}}{2\beta^2 D} = \frac{M_{t_3}}{EI_3} \end{array} \right. \quad (13)$$

Решая системы уравнений (12) и (13), получаем выражения для  $\delta Q_t$ ,  $\delta m_t$ :

$$\delta Q_t = \Phi M(T_x) + \Lambda_t t_x \quad (14)$$

$$\delta m_t = X M(T_x) + \Gamma_t t_x \quad (15)$$

где:

$$\Phi = \frac{2\beta^2 \chi D}{EI_3}; \quad X = \frac{\beta(1+\chi)D}{EI_3}; \quad \chi = \frac{1+2\beta H^*}{1+\omega_1}; \quad \omega_1 = \frac{8\beta^3 D r_s}{EI_1} = \frac{2h_m}{\beta r_s I_1}$$

$$\Lambda_t = \frac{\mu}{\beta r_s (1+\omega_1)}; \quad \Gamma_t = \frac{\Lambda_t}{2\beta}.$$

Следует отметить, что, по сравнению с выкладками работы [7], выражения для  $\delta Q_t$  и  $\delta m_t$  оказались независимыми от номера фланца. Это произошло потому, что слагаемые, связанные с влиянием внутреннего давления, сократились при выводе выражений.

Реактивный момент от изгиба болтов определяется выражением:

$$M_{iR}(T_x) = \vartheta_{\delta t} \times M_i(T_x) \quad (16)$$

Поскольку, как показывает практика, реактивный момент от изгиба болтов значительно меньше суммарного реактивного момента, действующего со стороны трубы (разница – 2 порядка), будем считать, что величина  $\vartheta_{\delta t}$  на этапе нагружения

соединения осевой силой равна аналогичной величине на этапе нагружения внутренним давлением и на этапе затяжки соединения:

$$\vartheta_{6t} = \vartheta_{6p} = \vartheta_6$$

Если требуется повышенная точность расчёта, то его можно производить в несколько итераций как на этапе нагружения соединения внутренним давлением, так и осевой силой. Вывод выражения для  $\vartheta_6$  приведён в работе [15].

Подставим выражения (14), (15), (16) в формулы изгибающих моментов. В результате получим:

$$M_i(T_x) = \Theta_{it} \dot{N}_6 + \Omega_{it} t_x$$

При этом:

$$\Theta_{2t} = -\frac{n}{2\pi}(r_1 - r_2); \quad \Omega_{2t} = r_s(r_1 - r_2);$$

$$\Theta_{1t} = \frac{\frac{n}{2\pi}(r_6 - r_1)}{1 + \Phi r_s H^* + X r_s + \vartheta_{6t}}; \quad \Omega_{1t} = \frac{r_s r_1 - r_s^2 - \Lambda_t r_s H^* - \Gamma_t r_s}{1 + \Phi r_s H^* + X r_s + \vartheta_{6t}};$$

$$\Theta_{3t} = \frac{\frac{n}{2\pi}(r_6 - r_2)}{1 + \Phi r_s H^* + X r_s + \vartheta_{6t}}; \quad \Omega_{3t} = \frac{r_s r_2 - r_s^2 - \Lambda_t r_s H^* - \Gamma_t r_s}{1 + \Phi r_s H^* + X r_s + \vartheta_{6t}};$$

Подставляем выражения для изгибающих моментов в уравнение совместности перемещений (3). В результате получаем выражение для  $\dot{N}_6$ :

$$\dot{N}_6 = \frac{\Omega_{1t}(r_6 - r_1) + \Omega_{3t}(r_6 - r_2) - \frac{EI_3}{I_{32}(\varepsilon)} \Omega_{2t}(r_1 - r_2)}{EI_3 \left( \frac{\Theta_{2t}}{I_{32}(\varepsilon)} (r_1 - r_2) - \lambda_6 \right) - \Theta_{1t}(r_6 - r_1) - \Theta_{3t}(r_6 - r_2)} \times t_x$$

Подставляя полученное значение  $\dot{N}_6$  в уравнения равновесия фланцев вдоль оси  $x$  (2), получаем значения  $\delta\dot{P}_{1x}$ ,  $\delta\dot{P}_{2x}$ . Таким образом, становится возможным получить изгибающие моменты, действующие на детали соединения, и, как следствие, рассчитать их на прочность.

Суммарное контактное давление можно рассчитать таким же образом, как и на этапе нагружения соединения внутренним давлением [7]:

$$q_{\Sigma j} = q_p - \frac{\delta\dot{P}_{jx} \times \sin(\gamma)}{2l_j}$$

где:  $q_{\Sigma j}$  – суммарное контактное давление на соответствующей кромке уплотнения;  
 $q_p$  – суммарное контактное давление, полученное на этапе нагружения соединения внутренним давлением.

### Выводы

Исследование показало, что при решении герметологической задачи подход, связанный с рассмотрением всех деталей соединения как колец большой кривизны, подчиняющихся зависимостям теории осесимметричной деформации К.Б. Бицено, удобен в использовании не только на этапе нагружения соединения внутренним давлением [7], но и на этапе его нагружения осевой силой. Полученные зависимости дают возможность провести расчёт соединения на герметичность и при этом не имеют таких ограничений, как например зависимости, связанные с рассмотрением фланцев как тонких осесимметричных круглых пластин [21], поскольку далеко не каждый фланец в машиностроении можно моделировать таким образом вследствие большого разнообразия их форм и размеров.

**Библиографический список**

1. Хилл Р. Математическая теория пластичности. – М.: Гостехиздат, 1956. – 407 с.
2. Малинин Н.Н. Прикладная теория пластичности и ползучести. – М.: Машиностроение, 1975. – 400 с.
3. Давыдов Д.В., Мяснянкин Ю.М. О внедрении тел в жёсткопластическую среду // Вестник Воронежского государственного университета: Физика. Математика. 2009. № 1. С. 94 – 100.
4. Ивлев Д.Д., Максимова Л.А. О вдавливании индентора в идеальную жесткопластическую полосу // Известия РАН. Механика твердого тела. 2000. № 3. С. 131 - 136.
5. Бабкин В.Т., Зайченко А.А., Александров В.В. Герметичность неподвижных соединений и гидравлических систем. – М.: Машиностроение, 1977. - 173 с.
6. Карагельский И.В., Алисин А.В. Трение, изнашивание и смазка. - М.: Машиностроение, 1978. - 400 с.
7. Бойков А.А., Шишкин С.В. К расчёту на герметичность фланцевого соединения трубопроводов с металлическим деформируемым Z-образным уплотнением // Космонавтика и ракетостроение. 2020. № 5 (116). С. 86 – 99.
8. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. – М.: Машиностроение, 1990. – 368 с.

9. Пхон Х.К., Сысоев Е.О., Кузнецов Е.А., Сысоев О.Е. Прогнозирование длительной прочности фасонных деталей гидрогазовых систем по параметрам акустической эмиссии // Труды МАИ. 2020. № 110. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=112828>. DOI: [10.34759/trd-2020-110-4](https://doi.org/10.34759/trd-2020-110-4)
10. Аунг Ч.Т., Бабайцев А.В. Исследование влияния геометрических параметров цилиндрической оболочки под давлением зажатой между абсолютно жесткими пластинами на ширину зоны контакта // Труды МАИ. 2020. № 113. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=118135>. DOI: [10.34759/trd-2020-113-18](https://doi.org/10.34759/trd-2020-113-18)
11. Коровайцева Е.А. О некоторых особенностях решения задач статики мягких оболочек вращения при больших деформациях // Труды МАИ. 2020. № 114. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=118881>. DOI: [10.34759/trd-2020-114-04](https://doi.org/10.34759/trd-2020-114-04)
12. Биргер И.А., Мавлютов Р.Р. Сопротивление материалов. – М.: Наука, 1986. – 560 с.
13. Шишкин С.В., Бойков А.А., Колпаков А.М. К расчёту на прочность Z-образного металлического уплотнения с врезающимися элементами, деформируемого упруго-пластически // Труды МАИ. 2019. № 109. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=111374>. DOI: [10.34759/trd-2019-109-9](https://doi.org/10.34759/trd-2019-109-9)
14. Sadd Martin H. Elasticity. Theory, Applications and Numerics. Burlington, USA, Elsevier Inc, 2009, 536 p.
15. Бойков А.А., Шишкин С.В. К расчёту на прочность фланцевого соединения трубопроводов с металлическим деформируемым Z-образным уплотнением // Космонавтика и ракетостроение. 2020. № 4 (115). С. 45 – 56.

16. Бояршинов С.В. Основы строительной механики машин. - М.: Машиностроение, 1973. - 456 с.
17. Zhiber A.V., Yur'eva A.M. On a Certain Class of Hyperbolic Equations with Second-Order Integrals // Journal of Mathematical Sciences, 2021, vol. 252, pp. 168 – 174. DOI: [10.1007/s10958-020-05151-y](https://doi.org/10.1007/s10958-020-05151-y)
18. Bagderina Yu. Yu. Eigenfunctions of Ordinary Differential Euler Operators // Journal of Mathematical Sciences, 2021, vol. 252, pp. 125 – 134. DOI: [10.1007/s10958-020-05147-8](https://doi.org/10.1007/s10958-020-05147-8)
19. Chuiko S. M., Nesmelova O.V. Nonlinear boundary-value problems for degenerate differential-algebraic systems // Journal of Mathematical Sciences, 2021, vol. 252, pp. 463 – 471. DOI: [10.1007/s10958-020-05174-5](https://doi.org/10.1007/s10958-020-05174-5)
20. Гражданцева Е.Ю. Интегральное исчисление функции одной переменной. – Иркутск: Изд-во ИГУ, 2012. – 114 с.
21. Волошин А.А., Григорьев Г.Т. Расчёт и конструирование фланцевых соединений: справочник. – Л.: Машиностроение, 1979. - 128 с.

# **Tightness analysis method for flange connection of pipes with metal Z-shape seal during the influence of external axial force**

**Shishkin S.V., Boikov A.A.\***

*Moscow Aviation Institute (National Research University), MAI,  
4, Volokolamskoe shosse, Moscow, A-80, GSP-3, 125993, Russia*

*\*e-mail: [a.boikov@yandex.ru](mailto:a.boikov@yandex.ru)*

## **Abstract**

The most common problem in flange connections of pipes is to ensure their tightness during the functioning. At the same time it is unacceptable to design constructions of flange connections too strong and heavy, because it can lead to increasing of loads, acting on a flying vehicle. That's why it is necessary to have a method of tightness analysis. In this article connection with Z-shape seal is estimated during the phase of loading by external axial force. The problem is – to obtain relations, which allows to calculate increment of contact pressure between edge of the seal and surface of flange. It allows to calculate total contact pressure and use it in tightness analysis of connection by means of Kozeni-Karman's theory of equivalent porous layer. According to this theory, flanges and seal are estimated as rings with high curvature and modeled by means of theory of axisymmetric deformation of K.B. Bitseno. Problem is solved by using of system of equilibrium equations of flanges and equation of displacements' compatibility of contact points of flanges and seal. Influence of the pipe on flange was taken into consideration by means of using of system of equations of displacements' compatibility, applying to the profile of connection of flange and pipe. Displacements of pipe are estimated by means of moment theory of shells, displacements of flange are estimated by means of theory of axisymmetric deformation of K.B. Bitseno. As

a result, universal tightness analysis method was obtained, which can be more useful in this case, in comparison with relations, obtained by means of theory of axisymmetric thin plates, applied to flanges, because a lot of flanges in vehicles can't be modeled as axisymmetric thin plates because of their constructions.

**Keywords:** Z-shape seal, loading by axial force, tightness analysis.

### References

1. Khill R. *Matematicheskaya teoriya plastichnosti* (The mathematical theory of plasticity), Moscow, Gostekhizdat, 1956, 407 p.
2. Malinin N.N. *Prikladnaya teoriya plastichnosti i polzuchesti* (Engineering theory of plasticity and creeping), Moscow, Mashinostroenie, 1975, 400 p.
3. Davydov D.V., Myasnyankin Yu.M. *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo universiteta: Fizika. Matematika*, 2009, no. 1, pp. 94 – 100.
4. Ivlev D.D., Maksimova L.A. *Izvestiya RAN. Mekhanika tverdogo tela*, 2000, no. 3, pp. 131 - 136.
5. Babkin V.T., Zaichenko A.A., Aleksandrov V.V. *Germetichnost' nepodvizhnykh soedinenii i gidravlicheskih system* (Tightness of static connections and hydraulic systems), Moscow, Mashinostroenie, 1977, 173 p.
6. Karagel'skii I.V., Alisin A.V. *Trenie, iznashivanie i smazka* (Friction, deterioration and lubrication), Moscow, Mashinostroenie, 1978, 400 p.

7. Boikov A.A., Shishkin S.V. *Kosmonavtika i raketostroenie*, 2020, no. 5 (116), pp. 86 – 99.
8. Birger I.A., Iosilevich G.B. *Rez'bovye i flantsevye soedineniya* (Thread and flange connections), Moscow, Mashinostroenie, 1990, 368 p.
9. Pkhon Kh.K., Sysoev E.O., Kuznetsov E.A., Sysoev O.E. *Trudy MAI*, 2020, no. 110. URL: <http://trudymai.ru/eng/published.php?ID=112828>. DOI: [10.34759/trd-2020-110-4](https://doi.org/10.34759/trd-2020-110-4)
10. Aung Ch.T., Babaitsev A.V. *Trudy MAI*, 2020, no. 113. URL: <http://trudymai.ru/eng/published.php?ID=118135>. DOI: [10.34759/trd-2020-113-18](https://doi.org/10.34759/trd-2020-113-18)
11. Korovaitseva E.A. *Trudy MAI*, 2020, no. 114. URL: <http://trudymai.ru/eng/published.php?ID=118881>. DOI: [10.34759/trd-2020-114-04](https://doi.org/10.34759/trd-2020-114-04)
12. Birger I.A., Mavlyutov R.R. *Soprotivlenie materialov* (Strength of materials), Moscow, Nauka, 1986, 560 p.
13. Shishkin S.V., Boikov A.A., Kolpakov A.M. *Trudy MAI*, 2019, no. 109. URL: <http://trudymai.ru/eng/published.php?ID=111374>. DOI: [10.34759/trd-2019-109-9](https://doi.org/10.34759/trd-2019-109-9)
14. Sadd Martin H. *Elasticity. Theory, Applications and Numerics*. Burlington, USA, Elsevier Inc, 2009, 536 p.
15. Boikov A.A., Shishkin S.V. *Kosmonavtika i raketostroenie*, 2020, no. 4 (115), pp. 45 – 56.
16. Boyarshinov S.V. *Osnovy stroitel'noi mekhaniki mashin* (The basics of structure mechanics of machines), Moscow, Mashinostroenie, 1973, 456 p.

17. Zhiber A.V., Yur'eva A.M. On a Certain Class of Hyperbolic Equations with Second-Order Integrals, *Journal of Mathematical Sciences*, 2021, vol. 252, pp. 168 – 174. DOI: [10.1007/s10958-020-05151-y](https://doi.org/10.1007/s10958-020-05151-y)
18. Bagderina Yu. Yu. Eigenfunctions of Ordinary Differential Euler Operators, *Journal of Mathematical Sciences*, 2021, vol. 252, pp. 125 – 134. DOI: [10.1007/s10958-020-05147-8](https://doi.org/10.1007/s10958-020-05147-8)
19. Chuiko S. M., Nesselova O.V. Nonlinear boundary-value problems for degenerate differential-algebraic systems, *Journal of Mathematical Sciences*, 2021, vol. 252, pp. 463 – 471. DOI: [10.1007/s10958-020-05174-5](https://doi.org/10.1007/s10958-020-05174-5)
20. Grazhdantseva E.Yu. *Integral'noe ischislenie funktsii odnoi peremennoi* (Integral analysis of one-variable functions), Irkutsk, Izd-vo IGU, 2012, 114 p.
21. Voloshin A.A., Grigor'ev G.T. *Raschet i konstruirovaniye flantsevykh soedinenii: spravochnik* (Analysis and design of flange connections. Reference book), Leningrad, Mashinostroenie, 1979, 128 p.