

УДК 62 – 336

Проектный расчет оболочечно-пластинчатого седла фланцевого уплотнительного соединения

А.М. Долотов^а, Ю.И. Белоголов^б

Иркутский государственный университет путей сообщения, Чернышевского 15, Иркутск, Россия

^аamdolotov@mail.ru, ^бpr-mech@mail.ru

Статья поступила 23.09.2013, принята 6.11.2013

Рассмотрен проектный расчет оболочечно-пластинчатого седла фланцевого уплотнительного соединения – расчет статически нагруженного оболочечно-пластинчатого седла с учетом действия давления рабочей среды, в основу которого положены проектный и проверочный (учитывается действие давления рабочей среды) расчеты клапанного уплотнительного соединения. Аналитический расчет, выполняемый по предложенной методике, может быть использован в качестве тестового для проверки результатов конечно-элементного моделирования. Предложена методика определения рациональных геометрических размеров оболочечно-пластинчатого седла фланцевого уплотнительного соединения, реализованная в PTC MathCAD и позволяющая минимизировать герметизирующее усилие на седло, что обеспечивает снижение габаритно-массных параметров привода и соединения в целом. Расчет рациональных геометрических размеров седла представлен в виде алгоритма, состоящего из трех логически взаимосвязанных частей: 1) жесткостный расчет; 2) прочностной расчет; 3) расчет рациональных размеров седла. Реализованный расчет полностью автоматизирован и требует лишь задания исходных данных в начале. Полученные результаты расчета геометрических размеров проходят проверку, что исключает возникновение ошибки в расчетном блоке Given PTC MathCAD. Представлены схемы нагружения оболочечно-пластинчатого седла с учетом действия давления рабочей среды, выполненные в автоматизированных системах расчета и проектирования APM WinMachine и MSC. vN4W.

Ключевые слова: ударное нагружение, упругие элементы, оптимизация геометрических параметров, фланцевое уплотнительное соединение, оболочечно-пластинчатое седло, жесткость, расчет на прочность тонкостенных конструкций.

Design calculation of shell-plate saddle of flange sealing joint

А.М. Dolotov, Yu.I. Belogolov

Irkutsk State University of Railway Engineering, 15 Chernyshevsky St., Irkutsk, Russia.

^аamdolotov@mail.ru, ^бpr-mech@mail.ru

Received 23.09.2013, accepted 6.11.2013

The design calculation of a shell-plate saddle of a flange sealing joint has been considered – a statically loaded shell-plate saddle taking into account the fluid pressure action based on the design and checking calculations (the fluid pressure action taken into consideration) of the valve sealing joint. The analytical calculation conducted according to the proposed technique can be used as a test one to verify the results of the finite element modeling. The technique to determine the rational geometrical sizes of the shell-plate saddle of the flange sealing joint implemented in the PTC MathCAD and allowing minimizing the sealing force on the saddle that provides reducing the overall and mass drive parameters and joint in general has been proposed. The calculation of the saddle geometrical dimensions has been presented as an algorithm consisting of three logically interconnected parts: 1) stiffness calculation; 2) strength calculation; 3) calculation of the saddle rational dimensions. The implemented calculation is fully automatically controlled and requires only the initial data to be specified at the start. The results obtained by calculating the geometric dimensions are being tested that eliminates errors in the computational block Given PTC MathCAD. The schemes of loading the shell-plate saddle considering the fluid pressure action performed in the automated systems of calculation and design APM WinMachine and MSC. vN4W.

Keywords: shock loading, elastic elements, geometrical parameters optimization, flange sealing joint, shell-plate saddle, stiffness, strength calculation of thin-walled structures.

Введение. С повышением рабочих давлений, температур герметизируемых сред и требований к герметичности все большее применение получают уплотнительные соединения с тонкостенными элементами [1, 2, 8, 9, 10]. Обзор конструкций уплотнительных соединений с тонкостенными элементами более подробно показан в [3].

Согласно [4], основные преимущества уплотнительных соединений с тонкостенными элементами:

- по сравнению с другими уплотнениями «металл – металл», усилие герметизации (без компенсации противодействия) меньше в 5...15 раз;
- равномерное распределение контактного давления по периметру;

- устойчивость к механическим воздействиям из-за наличия позиционного трения;
- не требуются притирки и доводки уплотнительного соединения;
- минимальный расход материала;
- низкие требования к точности монтажа и сборки.

В [4] также указано, что в значительной мере широкое использование такого типа уплотнительных соединений в промышленности сдерживается отсутствием инженерных методик определения рациональных размеров оболочечного элемента, работающего в условиях ударного нагружения, внешних механических воздействий, специфическими особенностями, предъявляемыми к приводным устройствам, и т. п.

Методика расчета рациональных геометрических размеров седла фланцевого уплотнительного соединения. Одним из направлений снижения динамической нагрузки, действующей на оболочечный элемент, является уменьшение приведенной жесткости уплотнительного соединения.

Простейшим вариантом снижения приведенной жесткости тонкостенного элемента является его расположение на упругом основании, например, на пластине.

Расчетная схема оболочечно-пластинчатого седла фланцевого уплотнительного соединения показана на рис. 1. Принимается допущение о приложении нагрузок по срединной поверхности тонкостенных элементов.

Внешние силовые статические параметры, возникающие на верхнем торце оболочечного элемента, определяются из следующих выражений:

$$T_{st} = -\frac{F_{st}}{2\pi r_o}; Q_{st} = \frac{F_{st}}{2\pi r_o \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}, \quad (1)$$

где T_{st} – интенсивность осевой силы; Q_{st} – интенсивность радиальной силы; r_o – радиус образующей оболочечного элемента; F_{st} – статическое усилие во фланцевом уплотнительном соединении.

Отделим от цилиндра пластину и по контуру разделения приложим силу Q_{sp} , T и изгибающий момент M_{sp} .

На рис. 2 показана расчетная схема пластины, дифференциальное уравнение ее деформирования имеет вид:

$$\frac{d^2 \vartheta_p}{dr_p^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{d\vartheta_p}{dr_p} - \frac{\vartheta_p}{r_p^2} = \frac{Q_p}{D_p}. \quad (2)$$

Перерезывающая сила определяется из уравнения равновесия пластины и равна:

$$Q_p = T \frac{r_o}{r_p} + \frac{P_p}{2r_p} (r_p^2 - r_o^2). \quad (3)$$

Решение уравнения (3) принимаем в виде [51]:

$$\vartheta_p = C_1 r_p + \frac{C_2}{r_p} + \frac{1}{D_p r_p} \int \left[\int Q_p d\tilde{r} \right] d\epsilon, \quad (4)$$

где \tilde{r} и ϵ – вспомогательные переменные.

Граничные условия:

по наружному краю пластина жестко заделана, т. е. при $r_p = R_p$ $\vartheta_{sp} = 0$.

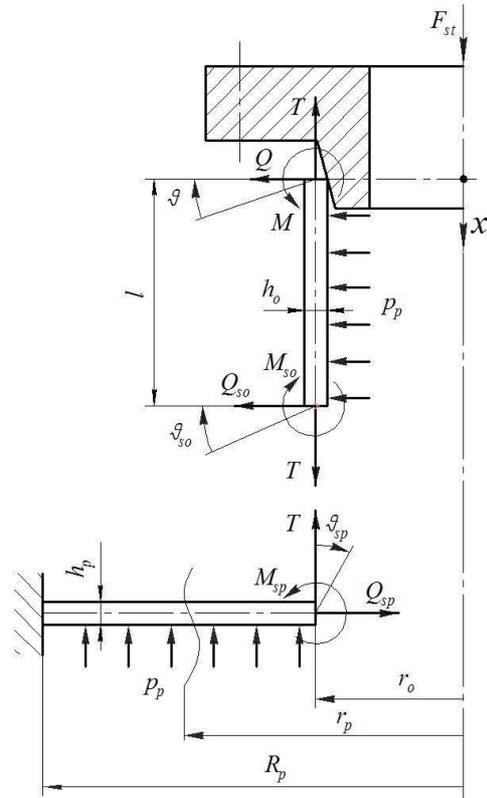


Рис. 1. Расчетная схема оболочечно-пластинчатого седла фланцевого уплотнительного соединения (с учетом действия давления рабочей среды)

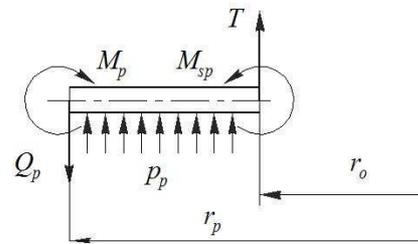


Рис. 2. Расчетная схема пластины фланцевого уплотнительного соединения

По внутреннему радиусу r_o пластины приложен момент M_{sp} :

$$M_{sp} = D_p \left(\frac{d\vartheta_{sp}}{dr_p} + \mu \frac{\vartheta_{sp}}{r_p} \right) \Big|_{r=r_o}. \quad (5)$$

Подставляя Q_p в общий интеграл, получим:

$$\vartheta_{sp} = C_1 r_p + \frac{C_2}{r_p} + \frac{1}{D_p r_p} \int \left[\int T \frac{r_o}{\tilde{r}} d\tilde{r} \right] d\epsilon,$$

решение которого имеет вид:

$$\vartheta_{sp} = C_1 r_p + \frac{C_2}{r_p} + \frac{T r_o}{D_p r_p} \int \left[\int \ln r_p \right] d\epsilon,$$

$$\vartheta_{sp} = C_1 r_p + \frac{C_2}{r_p} + \frac{Tr_o}{D_p r_p} \left[\frac{r_p^2}{2} \ln r_p - \frac{r_p^2}{4} \right],$$

окончательно запишем:

$$\vartheta_{sp} = C_1 r_p + \frac{C_2}{r_p} + \frac{Tr_o}{D_p} \left[\frac{r_p}{2} \ln r_p - \frac{r_p}{4} \right].$$

Для устранения логарифма размерной величины добавим и вычтем $\frac{Tr_o r_p}{2D_p} \ln R_p$:

$$\begin{aligned} \vartheta_{sp} &= C_1 r_p + \frac{C_2}{r_p} + \frac{Tr_o r_p}{2D_p} \ln r_p - \frac{Tr_o r_p}{4D_p} - \\ &\quad - \frac{Tr_o r_p}{2D_p} \ln R_p + \frac{Tr_o r_p}{2D_p} \ln R_p, \\ \vartheta_{sp} &= C_1 r_p + \frac{C_2}{r_p} + \frac{Tr_o r_p}{2D_p} \ln \frac{r_p}{R_p}. \end{aligned} \quad (6)$$

Тут все слагаемые, содержащие r в первой степени, отнесены к постоянной интегрирования C_1 .

$$\vartheta_{sp} = C_1 r_p + \frac{C_2}{r_p} + \frac{Tr_o r_p}{2D_p} \ln \frac{r_p}{R_p};$$

$$\frac{d\vartheta_{sp}}{dr_p} = C_1 + \frac{C_2}{r_p^2} + \frac{Tr_o}{2D_p} + \frac{Tr_o}{2D_p} \ln \frac{r_p}{R_p},$$

$$\begin{aligned} M_{sp} &= D_p \left[C_1 - \frac{C_2}{r_p^2} + \frac{Tr_o}{2D_p} + \frac{Tr_o}{2D_p} \ln \frac{r_p}{R_p} \right. \\ &\quad \left. + \mu C_1 + \mu \frac{C_2}{r_p^2} + \mu \frac{Tr_o}{2D_p} \ln \frac{r_p}{R_p} \right] = D_p \times \\ &\quad \times \left[C_1 (1+\mu) - \frac{C_2}{r_p^2} (1-\mu) + \frac{Tr_o}{2D_p} + (1+\mu) \frac{Tr_o}{2D_p} \ln \frac{r_p}{R_p} \right]. \end{aligned} \quad (7)$$

Уравнение деформирования образующей оболочечного элемента имеет вид:

$$\frac{d^4 w}{dx^4} + 4\beta^4 w = -\frac{\mu T}{r D_o} + \frac{p_p}{D_o}, \quad (8)$$

решение которого ищем в виде:

$$\begin{cases} w(x) = A_0 K_0(\beta x) + A_1 K_1(\beta x) + A_2 K_2(\beta x) + A_3 K_3(\beta x) + w^*; \\ w'(x) = \beta [-4A_0 K_3(\beta x) + A_1 K_0(\beta x) + A_2 K_1(\beta x) + A_3 K_2(\beta x)]; \\ w''(x) = \beta^2 [-4A_0 K_2(\beta x) - 4A_1 K_3(\beta x) + A_2 K_0(\beta x) + A_3 K_1(\beta x)]; \\ w'''(x) = \beta^3 [-4A_0 K_1(\beta x) - 4A_1 K_2(\beta x) - 4A_2 K_3(\beta x) + A_3 K_0(\beta x)], \end{cases}$$

где $w^* = \left(p_p - \frac{\mu T}{r_o} \right) \frac{r_o^2}{Eh_o}$ – частное решение.

Граничные условия для оболочки принимаем в виде:

$$x = 0 : w''(0) = 0; w'''(0) = \frac{Q}{D_o}; \quad (9)$$

$$x = l : w'(l) = \vartheta_o; w''(l) = \frac{M_{so}}{D_o}. \quad (10)$$

Подставляя первые два граничные условия, находим:

$$A_2 = 0; A_3 = \frac{Q}{D_o \beta^3}. \quad (11)$$

Условия совместности деформаций пластины и оболочки:

$$\begin{aligned} M_{so}(l) &= M_{sp}(r_o); Q_{so}(l) = Q_{sp}(r_o); w(l) = \Delta r_p(r_o); \\ \vartheta_{so}(l) &= \vartheta_{sp}(r_o). \end{aligned} \quad (12)$$

Относительно третьего условия совместности деформаций следует отметить, что перемещение пластины $\Delta r_p(r_o)$ возникает вследствие растяжения ее силами Q_{sp} , при этом все точки пластины находятся в состоянии равномерного растяжения с напряжением $\sigma = \frac{Q_{sp}}{h_p}$ [11].

С учетом обобщенного закона Гука $\varepsilon = \frac{\sigma}{E}(1-\mu)$.

$$\Delta r_p = \varepsilon r_o = \frac{Q_{sp}(R_p - r_o)}{Eh_p}(1-\mu). \quad (13)$$

Первое условие совместности деформаций для фланцевого уплотнительного соединения запишем в виде:

$$\begin{aligned} D_o \beta^2 \left[-4A_0 K_2(\beta l) - 4A_1 K_3(\beta l) + \frac{Q_{st}}{D_o \beta^3} K_1(\beta l) \right] &= \\ &= C_1 D_p (1+\mu) - \frac{C_2 D_p}{r_o^2} (1-\mu) + \frac{p_p r_o}{4} \left(1 - \frac{1-\mu}{4} \right) - \\ &\quad - \frac{p_p r_o^2}{16} (3+\mu) + \frac{T_{st} r_o}{2} \left(1 + \ln \frac{r_o}{R_p} (1+\mu) \right). \end{aligned}$$

Объединяя второе и третье условия совместности, для фланцевого уплотнительного соединения получим:

$$\begin{aligned} A_0 K_0(\beta l) + A_1 K_1(\beta l) + \frac{Q_{st}}{D_o \beta^3} K_3(\beta l) &= \\ - \left(p_p - \frac{\mu T_{st}}{r_o} \right) \frac{r_o^2}{Eh_o} = \frac{(R_p - r_o)}{Eh_o} (1-\mu) D_o \beta^3 \times \\ \times [-4A_0 K_1(\beta l) - 4A_1 K_2(\beta l) + \frac{Q_{st}}{D_o \beta^3} K_0(\beta l)]. \end{aligned}$$

Четвертое условие совместности для фланцевого уплотнительного соединения:

$$\begin{aligned} C_1 r_o + \frac{C_2}{r_o} + \frac{T_{st} r_o^2}{2D_p} \ln \frac{r_o}{R_p} &= \\ = \beta [-4A_0 K_3(\beta l) + A_1 K_0(\beta l) + \frac{Q_{st}}{D_o \beta^3} K_2(\beta l)]; \end{aligned}$$

$$C_1 R_p + \frac{C_2}{R_p} = -\frac{p_p}{16D_p} \left(\frac{R_p^4 - r_o^4}{R_p} - 4r_o^2 R_p \ln \left(\frac{R_p}{r_o} \right) \right),$$

т. е. получаем системы из четырех уравнений для нахождения четырех постоянных интегрирования C_1, C_2, A_1 и A_2 для фланцевого уплотнительного соединения.

Полученные выражения для фланцевого уплотнительного соединения можно представить в виде системы, состоящей из четырех уравнений:

$$\begin{cases} a_1 A_0 + a_2 A_1 + a_3 C_1 + a_4 C_2 = e_1; \\ b_1 A_0 + b_2 A_1 + 0 + 0 = e_2; \\ d_1 A_0 + d_2 A_1 + d_3 C_1 + d_4 C_2 = e_3; \\ 0 + 0 + t_3 C_1 + t_4 C_2 = e_4, \end{cases} \quad (14)$$

где $a_1 = -4D_o\beta^2 K_2(\beta l)$; $a_2 = -4D_o\beta^2 K_3(\beta l)$;

$$a_3 = -D_p(1+\mu); \quad a_4 = -\frac{D_p}{r_o^2}(1-\mu);$$

$$e_1 = -\frac{Q}{\beta} K_1(\beta l) + \frac{p_p r_o}{4} \left(1 - \frac{1-\mu}{4}\right) - \frac{p_p r_o^2}{16} \times \\ \times (3+\mu) + \frac{Tr_o}{2} \left(1 + \ln \frac{r_o}{R_p} (1+\mu)\right);$$

$$b_1 = \left[K_0(\beta l) + \frac{R_p - r_o}{Eh_o} (1-\mu) D_o \beta^3 \cdot 4K_1(\beta l) \right];$$

$$b_2 = \left[K_1(\beta l) + \frac{R_p - r_o}{Eh_o} (1-\mu) D_o \beta^3 \cdot 4K_2(\beta l) \right];$$

$$e_2 = \frac{Q}{D_o \beta^3} \left(K_0(\beta l) \frac{R_p - r_o}{Eh_o} - K_3(\beta l) \right) + \left(p_p - \frac{\mu T}{r_o} \right) \frac{r_o^2}{Eh_o};$$

$$d_1 = -4\beta K_3(\beta l); \quad d_2 = \beta K_0(\beta l); \quad d_3 = r_o,$$

$$d_4 = -1/r_o \quad e_3 = -\frac{Q}{D_o} K_2(\beta l) \beta + \frac{Tr_o^2}{2D_p} \ln \frac{r_o}{R_p}; \quad t_3 = R_p,$$

$$t_4 = -\frac{1}{R_p}; \quad e_4 = \frac{p_p}{16D_p} \left(\frac{R_p^4 - r_o^4}{R_p} - 4r_o^2 R_p \ln \left(\frac{R_p}{r_o} \right) \right).$$

Постоянные интегрирования для фланцевого уплотнительного соединения определим из:

$$A_0 = \frac{\begin{vmatrix} e_1 & a_2 & a_3 & a_4 \\ e_2 & b_2 & b_3 & b_4 \\ e_3 & d_2 & d_3 & d_4 \\ e_4 & t_2 & t_3 & t_4 \end{vmatrix}}{\Delta}; \quad A_1 = \frac{\begin{vmatrix} a_1 & e_1 & a_3 & a_4 \\ b_1 & e_2 & b_3 & b_4 \\ d_1 & e_3 & d_3 & d_4 \\ t_1 & e_4 & t_3 & t_4 \end{vmatrix}}{\Delta}; \quad (15)$$

$$C_1 = \frac{\begin{vmatrix} a_1 & a_2 & e_1 & a_4 \\ b_1 & b_2 & e_2 & b_4 \\ d_1 & d_2 & e_3 & d_4 \\ t_1 & t_2 & e_4 & t_4 \end{vmatrix}}{\Delta}; \quad C_2 = \frac{\begin{vmatrix} a_1 & a_2 & a_3 & e_1 \\ b_1 & b_2 & b_3 & e_2 \\ d_1 & d_2 & d_3 & e_3 \\ t_1 & t_2 & t_3 & e_4 \end{vmatrix}}{\Delta},$$

$$\text{где } \Delta = \begin{vmatrix} a_1 & a_2 & a_3 & a_4 \\ b_1 & b_2 & b_3 & b_4 \\ d_1 & d_2 & d_3 & d_4 \\ t_1 & t_2 & t_3 & t_4 \end{vmatrix}.$$

После определения постоянных интегрирования может быть вычислен прогиб пластинчатого элемента из выражения:

$$w_{sp,\phi} = C_3 - \frac{C_1 r_p^2}{2} - C_2 \ln r_p + \frac{p_p r_p^4}{64D_p} - \\ - \frac{p_p r_o^4 \ln r_p}{16D_p} + \frac{p_p r_o^2 r_p^2}{16D_p} - \frac{p_p r_o^2 r_p^2 \ln(r_p/r_o)}{8D_p} - \\ - \frac{T_{st} r_o r_p^2 [2 \ln(r_p/R_p - 1)]}{8D_p}.$$

Радиальная жесткость оболочечного элемента c_2 и осевая жесткость пластинчатого элемента c_3 определяются из выражений:

$$c_2 = \frac{Q_{st}}{w(0)} = \frac{Q_{st}}{A_0 + w^*}; \quad c_3 = \frac{2T_{st} \pi r_o}{w_{sp}}. \quad (17)$$

На рис. 3 показана жесткостная модель оболочечно-пластинчатого седла фланцевого уплотнительного соединения.

Приведенная жесткость для фланцевого уплотнительного соединения может быть определена из выражения:

$$c_{np,\phi} = \frac{c_2 \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) c_3}{c_2 \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + c_3}, \quad (18)$$

где c_1 – жесткость привода.

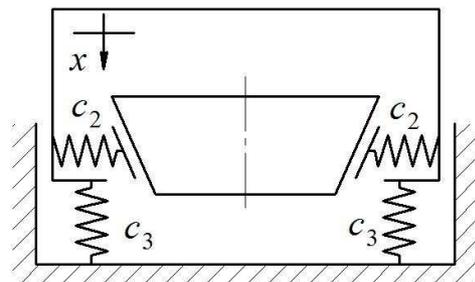


Рис. 3. Жесткостная модель оболочечно-пластинчатого седла фланцевого уплотнительного соединения

После определения жесткостей производится определение эквивалентных напряжений по четвертой гипотезе прочности (гипотезе формоизменения).

Приведенная выше аналитическая методика позволяет поставить задачу расчета рациональных геометрических размеров оболочечно-пластинчатого седла фланцевого уплотнительного соединения.

Целевая функция: $c_{np}(h_o, h_p) \rightarrow \min$.

Ограничения: $\sigma_{экр.о.макс}(x) \leq \sigma_{adm}$;

$\sigma_{экр.р.макс}(r_p) \leq \sigma_{adm}$.

Реализация методики расчета в PTC MathCAD.
 Задача расчета рациональных геометрических размеров оболочечно-пластинчатого седла фланцевого соедине-

ния была реализована в PTC MathCAD [7] и приведена на рис. 4 – 6 в виде алгоритма, разбитого на три основные части.

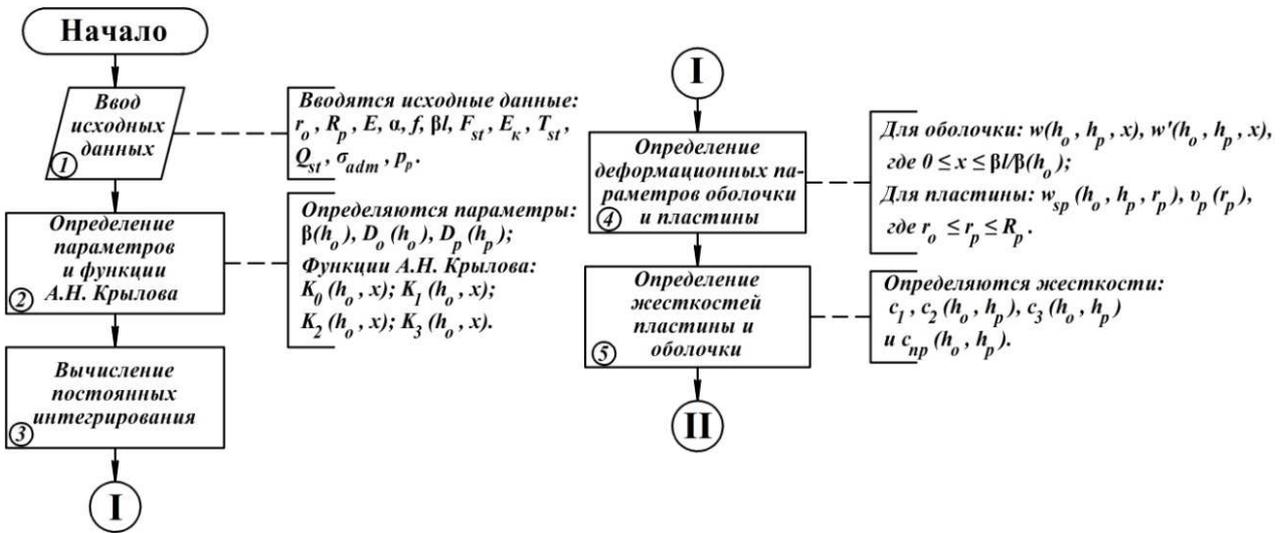


Рис. 4. Алгоритм определения жесткостных параметров оболочечно-пластинчатого седла фланцевого уплотнительного соединения

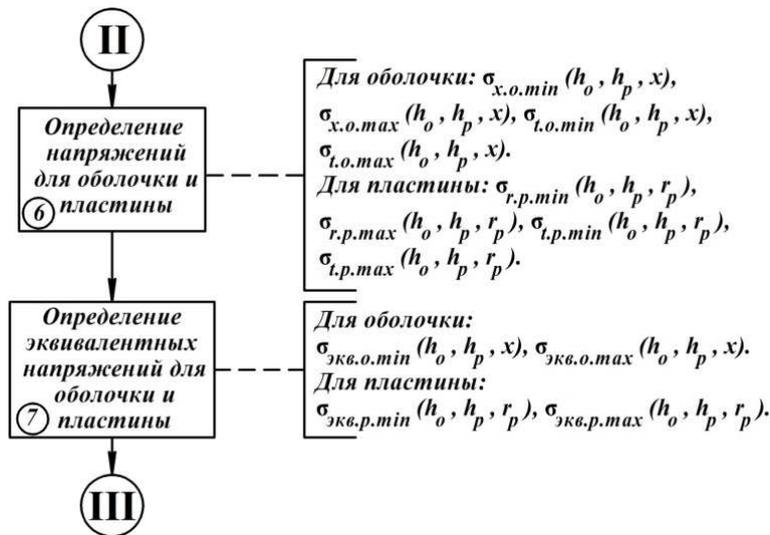


Рис. 5. Алгоритм определения прочностных параметров оболочечно-пластинчатого седла фланцевого уплотнительного соединения

В первой части алгоритма определяются жесткостные параметры для тонкостенного оболочечно-пластинчатого седла фланцевого уплотнительного соединения. В исходных данных, кроме исходных данных, задается давление рабочей среды, которое также учитывается в уравнениях согласно методике, описанной выше.

Первая часть алгоритма заканчивается определением жесткостных параметров для пластинчатого и оболочечного элементов тонкостенного седла.

Во второй части алгоритма (рис. 5) производится прочностной расчет тонкостенного оболочечно-пластинчатого седла. В данном случае отсутствует динамическая ударная нагрузка (статическое нагружение), поэтому после первой части алгоритма сразу определяются напряжения для пластинчатого и оболочечного элементов.

В третьей части алгоритма (рис. 6) производится расчет рациональных геометрических размеров для фланцевого уплотнительного соединения с учетом действия давления рабочей среды.

Представленный алгоритм позволяет рассчитать минимально возможные толщины оболочечного и пластинчатого элементов седла в зависимости от заданных исходных параметров по критерию минимальной жесткости и ограничений по допускаемым напряжениям.

Конечно-элементное моделирование в автоматизированных системах расчета и проектирования. В настоящее время широкое применение нашли системы автоматизированного расчета и проектирования, такие, как, например, APM WinMachine и Femap (MSC vN4W). В качестве проверки аналитических результатов расчета может быть выполнено конечно-

элементное моделирование оболочечно-пластинчатого седла с учетом действия давления рабочей среды.

На рис. 7 представлены схемы нагружения в APM WinMachine и Femap (MSC vN4W).

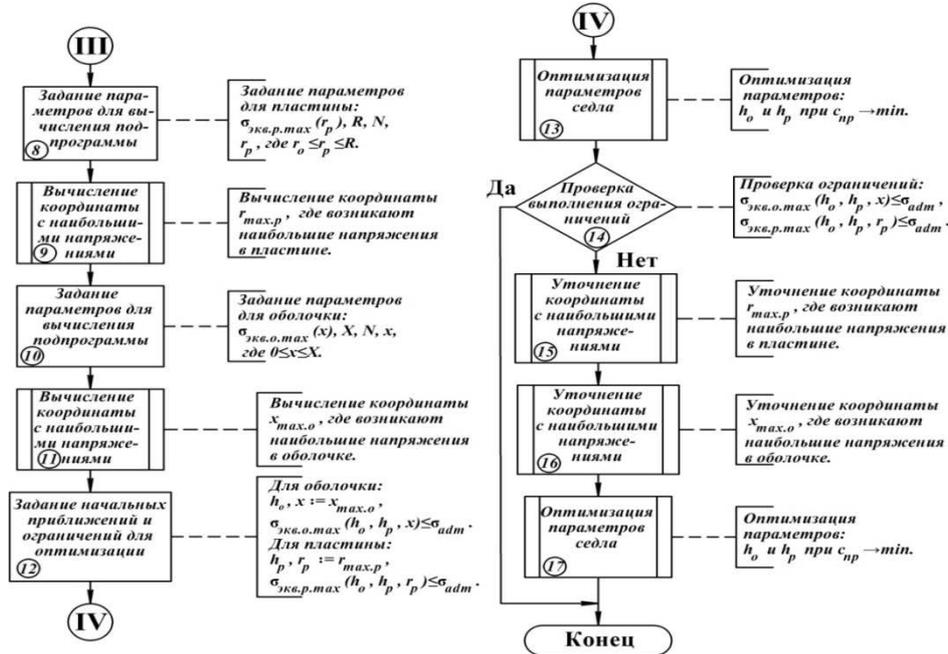
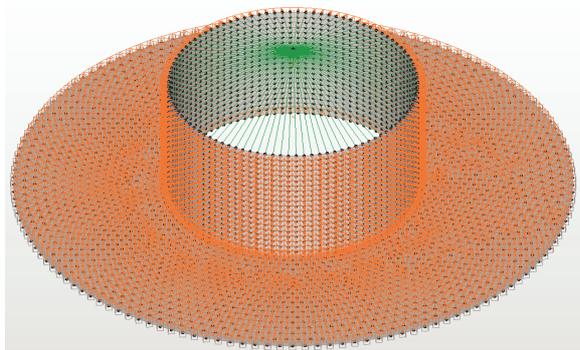
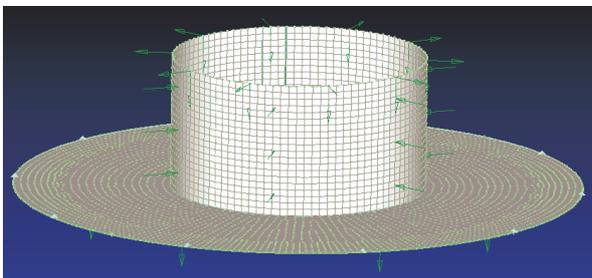


Рис. 6. Алгоритм расчета рациональных геометрических размеров оболочечно-пластинчатого седла фланцевого уплотнительного соединения



а)



б)

Рис. 7. Модели оболочечно-пластинчатого седла с приложенной нагрузкой и давлением рабочей среды а) в системе APM WinMachine; б) в MSC vN4W

Выводы

С целью минимизации герметизирующего усилия предложено выполнять тонкостенный элемент пониженной жесткости в виде оболочечно-пластинчатого

Более подробно конечно-элементное моделирование представлено в работах [5, 6]. Там же рассматривается динамический расчет предложенного седла для клапанного уплотнительного соединения.

седла как наиболее технологичного. Разработанная методика расчета рациональных геометрических размеров оболочечно-пластинчатого седла обеспечивает неперевышение допустимых напряжений в оболочечном и пластинчатом элементах. Аналитический расчет, выполняемый по предложенной методике, может быть использован в качестве тестового для проверки результатов конечно-элементного моделирования для других типоразмеров. Использование двух конечно-элементных систем обусловлено, прежде всего, необходимостью проверить правильность построения расчетной модели.

Литература

1. Долотов А.М., Огар П.М., Чегодаев Д.Е. Основы теории и проектирование уплотнений пневмогидро-арматуры летательных аппаратов. М.: Изд-во МАИ, 2000. 296 с.
2. Долотов А.М., Белоголов Ю.И. Напряженно-деформированное состояние тонкостенного клапанного седла пониженной жесткости // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. Иркутск. 2011. № 4 (32). С. 62- 65.
3. Долотов А.М., Гозбенко В.Е., Белоголов Ю.И. Уплотнительные соединения с использованием тонкостенных элементов. Иркутск: ИрГУПС, 2011. 72 с. Рус. Деп. в ВИНТИ 22.11.11, № 508-В 2011.
4. Долотов А.М. Разработка методов расчета и проектирование уплотнений с оболочечным элементом для летательных аппаратов: дис. ... д-ра тех. наук. М., 1994. 280 с.
5. Долотов А.М., Белоголов Ю.И. Определение жесткостных характеристик оболочечно-пластинчатого седла клапана // Трубопроводный транспорт: теория и практика. М.: ОАО ВНИИСТ, 2013. № 3 (37). С. 32-37.
6. Долотов А.М., Белоголов Ю.И. Жесткостная модель оболочечно-пластинчатого седла // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2013. № 2 (38). С. 107 – 110.

7. Макаров Е. Инженерные расчеты в Mathcad 14. СПб.: Питер, 2007. 592 с.
8. Уплотнительное соединение: пат. 2129681 Рос. Федерация. № 97101302/06; заявл. 30.01.97; опубл. 27.04.99. Бюл. 32. 4 с.
9. Авиационный газотурбинный двигатель: пат. 2162975 Рос. Федерация. № 98100457/06; заявл. 06.01.98; опубл. 10.02.01. 2 с.
10. Долотов А.М., Котылев Ю.Е., Семенов С.Н., Ушаков Л.С. Затвор клапана: пат. 2186276 Рос. Федерация. № 2000114115/06 заявл. 02.06.00; опубл. 27.07.02. Бюл. № 8. 4 с.
11. Пономарев С.Д., Бидерман В.Л., Лихарев К.К., Макушин В.Д., Малинин Н.Н., Феодосьев В.И. Расчеты на прочность в машиностроении. М., 1958. 975 с.

References

1. Dolotov A.M., Ogar P.M., Chegodaev D.E. The theory basics and design of aircraft hydropneumatic valve sealings. M.: Izd-vo MAI, 2000. 296 s.
2. Dolotov A.M., Belogolov Yu.I. The stress-strain state of a thin-walled valve seat of a lower stiffness// *Sovremennye tekhnologii. Sistemy analiz. Modelirovaniye*. 2011. № 4 (32). S. 62 - 65.
3. Dolotov A.M., Gozbenko V.E., Belogolov Yu.I. Sealing connections using thin-walled elements. Irkutsk, 2011. 72 s. Dep. V VINITI-22.11. 2011, № 508-V2011.

4. Dolotov A.M. Development of the calculation methods and design of the seals with shell elements for aircrafts: dis. ... dok. tekhn. nauk. M., 1994. 280 s.
5. Dolotov A.M., Belogolov Yu.I. The determination of stiffness characteristics of the shell-plate valve seat// *Truboprovodny transport: teoriya i praktika: sb. st. M.*, 2013 № 3 (37). S. 32-37.
6. Dolotov A.M., Belogolov Yu.I. The stiffness model of a shell-plate seat// *Sovremennye tekhnologii. Sistemy analiz. Modelirovaniye*. 2013. № 2 (38). S. 107 - 110.
7. Makarov E.A. Engineering calculations in Mathcad 14. SPb.: Piter, 2007. 592 s.
8. Sealing joint: pat. 2129681 Ross. Federatsiya. № 97101302/06; yayavl. 30.01.1997, opubl. 27.04.1999. Byul. № 32. 4 s.
9. Aviation turbine engine: pat. 2162975 Ross. Federatsiya. № 98100457/06; yayavl. 06.01.1998, opubl. 10.02.2001. 2 s.
10. Dolotov A.M., Kotylev Yu.E., Semenyuk S.N., Ushakov L.S. Valve plug: pat. 2186276 Ross. Federatsiya. № 2000114115/06; yayavl. 02.06.2000, opubl. 27.07.2002. Byul. № 8. 4 s.
11. Ponomarev S.D., Biederman V.L., Likharev K.K., Makushin V.M., Malinin N.N., Feodos'yev V.I. Stressing calculations in engineering. M., 1958. 957 s.

УДК 621.01:621.81:621:891

Учет характеристик упрочняемого материала при применении эмпирического закона Майера

П.М. Огар^a, В.А. Тарасов^b, Д.Б. Горохов^c, А.В. Турченко^d

Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия
^aogar@brstu.ru, ^bTV-post@yandex.ru, ^cdenis_gorohov@mail.ru, ^dturchenko1986@yandex.ru
 Статья поступила 10.09.2013, принята 5.11.2013

Предложена методика определения контактных характеристик в зависимости от свойств упругопластического материала со степенным законом упрочнения Холломона (Hollomon's power law): $\epsilon_y = \sigma_y / E^$ и экспоненты упрочнения n . При этом использован эмпирический закон Майера, связывающий усилие при вдавлении сферы с диаметром отпечатка d . Изначально закон Майера не связан с механическими характеристиками испытываемого материала. В исследованиях использованы зависимости взаимосвязи экспоненты упрочнения n константой закона Майера m , полученные С.И. Булычевым. Для учета эффектов «sink-in/pile-up» использован параметр $c^2 = h_c/h$, где h_c – глубина, по которой происходит контакт сферы, h – глубина внедрения от уровня исходной поверхности. Определены границы применения предложенных выражений. Указано на отсутствие необходимости определения констант закона Майера. Приведено сравнение полученных результатов с опубликованными результатами конечно-элементного анализа по внедрению сферы в упругопластическое упрочняемое полупространство.*

Ключевые слова: внедрение сферы, упругопластический контакт, упрочнение материала, экспонента упрочнения, закон Майера.

The account of hardening material characteristics in applying of Meyer's empirical law

P.M. Ogar^a, V.A. Tarasov^b, D.B. Gorokhov^c, A.V. Turchenko^d

Bratsk State University, 40 Makarenko St, Bratsk, Russia
^aogar@brstu.ru, ^bTV-post@yandex.ru, ^cdenis_gorohov@mail.ru, ^dturchenko1986@yandex.ru
 Received 10.09.2013, accepted 5.11.2013

The technique for determining the contact characteristics depending on the elastic-plastic material properties with Hollomon's hardening power law $\epsilon_y = \sigma_y / E^$ and the hardening exponent n has been proposed. Besides, Meyer's empirical law, which connects the*