

РАСЧЕТ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ БАЙОНЕТНОГО ЗАТВОРА МЕМБРАННОГО АППАРАТА КОМБИНИРОВАННОГО ТИПА

В. Ю. Богомолов, В. И. Кочетов, С. И. Лазарев, В. Ю. Попов

*Кафедра «Прикладная геометрия и компьютерная графика»,
ФГБОУ ВПО «ТГТУ»; geometry@mail.nnn.tstu.ru*

Ключевые слова: байонетный затвор; мембранный аппарат; напряжение.

Аннотация: Проведен расчет на прочность и жесткость байонетного затвора мембранного аппарата комбинированного типа. Основными несущими узлами корпуса мембранного аппарата являются верхняя и нижняя крышки, соединенные между собой с помощью замкового байонетного кольца – тонкой короткой цилиндрической оболочки, на одном краю которой имеется кольцо, а на другом – зубья. Кольцо при этом нагружено со стороны зубьев регулярной нагрузкой. Ранее расчет напряженно-деформированного состояния байонетного затвора проводился как гладкая короткая цилиндрическая оболочка без учета влияния неравномерности нагрузки по одному из нагруженных контуров оболочки. Приведенный расчет байонетного затвора позволил оценить напряженно-деформированное состояние конструкции при регулярном нагружении. Показано, что при таком нагружении, напряжения и перемещения значительно отличаются от расчетов, полученных при осесимметричном нагружении без учета влияния неравномерности нагрузки.

Мембранный аппарат комбинированного типа [1] относится к области разделения, концентрирования и очистки растворов методами микро-, ультра- и нано-фильтрации и может использоваться в химической, микробиологической, медицинской и пищевой промышленности. Основная задача аппарата – повышение качества и эффективности разделения и очистки растворов путем совмещения элементов плоскокамерного и трубчатого мембранных аппаратов в одном аппарате, имеющем небольшие габариты.

Основными несущими узлами корпуса мембранного аппарата (рис. 1) являются верхняя и нижняя крышки, соединенные между собой с помощью замкового байонетного кольца. Байонетный затвор (рис. 2) – один из ответственных узлов аппарата, с точки зрения прочности и жесткости, от которых зависят качество и надежность работы системы в целом.

В процессе мембранного концентрирования распорное усилие, передаваемое от крышек аппарата байонетному затвору, достигает 32 кН. Основное назначение байонетного затвора – обеспечение надежного запираения крышек корпуса, исключаяющее их размыкание под давлением. Ранее расчет напряженно-деформированного состояния байонетного затвора проводился как гладкая короткая цилиндрическая оболочка без учета влияния неравномерности нагрузки.

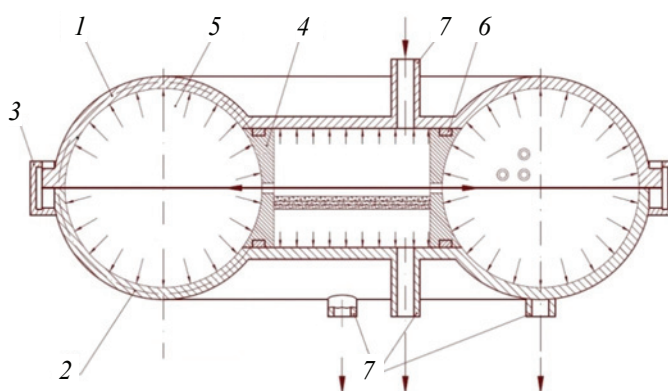


Рис. 1. Общий вид мембранного аппарата комбинированного типа:
 1 – верхняя крышка; 2 – нижняя крышка; 3 – байонетное кольцо (замок);
 4 – корпус плоскокамерного модуля; 5 – камера трубчатого модуля; 6 – уплотнение;
 7 – патрубки для входа и выхода разделяемого раствора

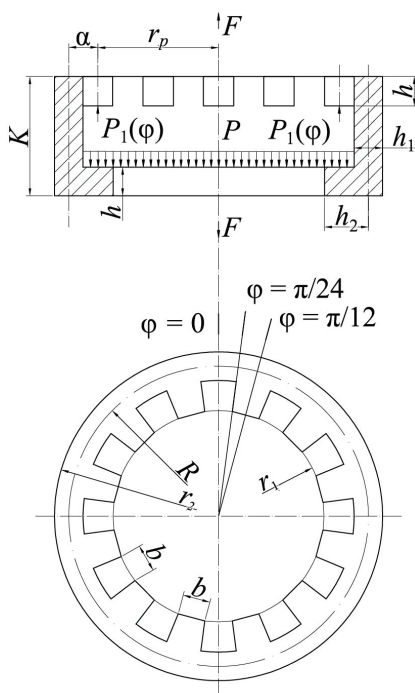


Рис. 2. Общий вид байонетного затвора

в) характеристики нагрузки: $F = 31,403 \text{ кН}$ – полная нагрузка на байонетный затвор.

Производные характеристики и их обозначения: $A = l_1 h = 24 \text{ мм}^2$; $I_x = 32 \text{ мм}^4$; $I_y = 72 \text{ мм}^4$; $I_1 = 0,15 \text{ мм}^3$; $I_3 = 0,2 \text{ мм}^3$; $I_k = \alpha h^4 = 0,3 \cdot 4^4 = 76,8 \text{ мм}^4$ – момент инерции кручения сечения кольца; $a = R - r_p = 5 \text{ мм}$; $b = \frac{\pi r_p}{m} = 40,55 \text{ мм}$; $D = 5,86 \cdot E$;

$$p_0 = \frac{F}{bm} = 64,52 \text{ Н/мм}; \beta = 0,0508; \lambda = \frac{EI_x}{GI_k} = 1,04.$$

дрическая оболочка без учета влияния неравномерности нагрузки по одному из нагруженных контуров оболочки. Это пренебрежение в ряде случаев дает значительное занижение величин максимальных расчетных напряжений и прогибов по сравнению с действующими в конструкции [2]. Поэтому исследование напряжения деформированного состояния байонетного затвора представляет большой практический интерес.

Ранее авторами проведен расчет [3, 4] основных элементов крышки аппарата комбинированного типа – торовой оболочки, круглой пластины и кольца. В настоящей работе проведем расчет байонетного затвора со следующими исходными данными:

а) механические: $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; $\mu = 0,3$;

$G = 0,8 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ – модуль сдвига;

б) геометрические: $R = 160 \text{ мм}$; $m = 12$;
 $r_p = 155 \text{ мм}$; $k = 16 \text{ мм}$; $l_1 = 6 \text{ мм}$; $h_1 = 4 \text{ мм}$;
 $h = 4 \text{ мм}$; $h_2 = 6 \text{ мм}$;

В начале находим осесимметричные составляющие решения, далее – переменные составляющие для неосесимметричного решения и в конечном итоге – полные значения напряжений и перемещений.

а) Осесимметричная составляющая решения.

Из решения системы уравнений (1)

$$\begin{cases} \frac{Q_0}{4D\beta^3} f_{11} + \frac{M_0}{4D\beta^2} f_{12} - \frac{m_0}{4D\beta^2} f_{34} - \frac{\mu T_0 R}{Eh_1} = \frac{1}{EI_3} \left(\frac{p_0}{2} r_p^2 + M_0 R - Q_0 R \frac{h}{2} - T_0 R^2 \right) \frac{h}{2} - \frac{Q_0 R}{EI_1}; \\ -\frac{Q_0}{4D\beta^2} f_{12} - \frac{M_0}{4D\beta} f_{32} + \frac{m_0}{4D\beta} f_{44} = \frac{1}{EI_3} \left(\frac{p_0}{2} r_p^2 + M_0 R - Q_0 R \frac{h}{2} - T_0 R^2 \right) \end{cases} \quad (1)$$

находим силы взаимодействия в месте сопряжения кольца с оболочкой: $Q_0 = 0,64$ Н/мм; $M_0 = 159,5$ Н; $T_0 = 31,25$ Н/мм.

Согласно рисункам 3 и 4, на оболочку со стороны зубьев действуют внешние нагрузки $m_{x0}^{об} = \frac{r_p}{R} \frac{p_0}{2} a = 156,25$ Н, $T_{x0}^{об} = \frac{r_p}{R} \frac{p_0}{2} = 31,25$ Н/мм; на кольцо –

$$m_{x0}^к = \frac{r_p}{R} \frac{p_0}{2} a - M_0 + Q_0 \frac{h}{2} = -1,97 \text{ Н}, \quad Q_0 = 0,64 \text{ Н/мм.}$$

Данные усилия создают в поперечном сечении оболочки и кольца внутренние силы:

– для оболочки в месте сопряжения с кольцом: $M_{x0}^{об} = M_0 = 159,5$ Н, $T_{x0}^{об} = T_0 = p_0 r_p / 2R = 31,25$ Н/мм,

$$\sigma_{0\max}^{об} = \frac{6M_0}{h_1^2} \pm \frac{T_0}{h_1}; \quad (2)$$

согласно (2) $\sigma_{0\max}^{об} = 16,75$ МПа,

– для оболочки в месте расположения зубьев: $M_{x0}^{об} = m_0 = \frac{P_0}{2} a \frac{r_p}{R} = 156,25$ Н,

$T_{x0}^{об} = T_0 = 31,25$ Н/мм; согласно (2) $\sigma_{0\max}^{об} = 67,6$ МПа; $f_{0\max}^{об} = 0,0145$ мм.

– для кольца: $V_{z0}^к = Q_0 = 0,64$ Н/мм,

$M_{x0}^к = m_{x0}^к = 1,97$ Н; $\sigma_{0\max}^к = 23,96$ МПа,

$f_{0\max}^к = 0,021$ мм.

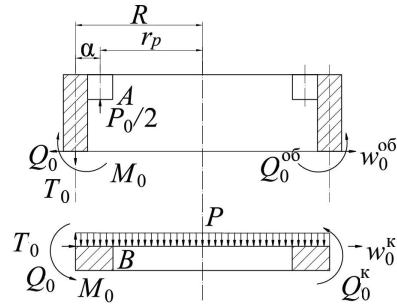


Рис. 3. Расчетная схема осесимметричной задачи

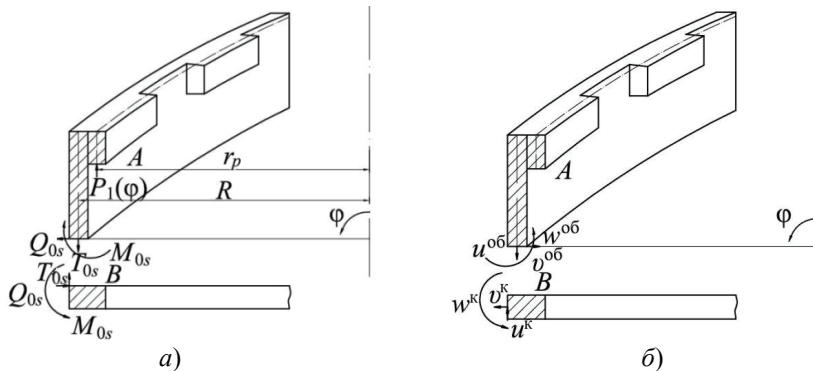


Рис. 4. Расчетная схема неосесимметричной задачи на границе сопряжения оболочки и кольца: а – силы взаимодействия; б – перемещения

б) Неосесимметричные составляющие решения.

При определении внутренних усилий все решения разбиваются на бесконечное число гармоник ($s = 1, 2, 3, \dots$). Ввиду хорошей сходимости решений ограничимся тремя числами гармоник $s = 1, 2, 3$.

Для каждой гармоники s решаем отдельно системы уравнений (3), из которых определяем силы взаимодействия в месте сопряжения оболочки с кольцом T_{0s}, Q_{0s}, M_{0s} .

$$\left\{ \begin{aligned} & -\frac{R}{i^2} \left[-\frac{Q_{0s}}{4D\beta^2} f_{12} - \frac{M_{0s}}{4D\beta} f_{22} + \frac{2p_0}{\pi} a \frac{(-1)^{s+1}}{4D\beta(2s-1)} f_{44} \right] = \\ & -\frac{R^4 \left(1 + \frac{\lambda}{i^2} \right)}{EI_x (i^2 - 1)^2} T_{0s} + \frac{R^3 (1 + \lambda)}{EI_x (i^2 - 1)} M_{0s} - \frac{k_1}{2} \frac{R^3 (1 + \lambda)}{EI_x (i^2 - 1)} Q_{0s}; \\ & -\frac{Q_{0s}}{4D\beta^2} f_{12} - \frac{M_{0s}}{4D\beta} f_{22} + \frac{2p_0}{\pi} a \frac{(-1)^{s+1}}{4D\beta(2s-1)} f_{44} = \\ & -\frac{R^3 (1 + \lambda)}{EI_x (i^2 - 1)^2} T_{0s} + (1 + \lambda i^2) \frac{R^2}{EI_x (i^2 - 1)^2} M_{0s} - \frac{k_1}{2} \frac{R^2 (1 + \lambda i^2)}{EI_x (i^2 - 1)^2} Q_{0s}; \\ & \frac{Q_{0s}}{4\beta^3 D} f_{11} + \frac{M_{0s}}{4D\beta^2} f_{12} - \frac{2p_0}{\pi} a \frac{(-1)^{s+1}}{4D\beta^2 (2s-1)} f_{34} - \mu \frac{2p_0}{\pi} \frac{r_p (-1)^{s+1}}{Eh_1 (2s-1)} = \\ & -\left\{ \frac{k_1}{2} \frac{R^3 (1 + \lambda)}{EI_x (i^2 - 1)^2} T_{0s} - \frac{k_1}{2} \frac{R^2 (1 + \lambda i^2)}{EI_x (i^2 - 1)} M_{0s} + \frac{R^4}{EI_y (i^2 - 1)^2} \left[1 + \frac{k_1}{4R^2} \frac{I_y}{I_x} (1 + \lambda i^2) \right] Q_{0s} \right\}, \end{aligned} \right. \quad (3)$$

После нахождения усилий T_{0s}, Q_{0s}, M_{0s} в отдельности рассчитаем кольцо и оболочку.

Расчет кольца. Определим полную нагрузку s -й гармоники, действующей на кольцо: $m_{zs} = -M_{0s} + Q_{0s} \frac{k_1}{2}$; $q_{ys} = -T_{0s}$; $q_{xs} = Q_{0s}$.

Далее по формулам (4) рассчитаем внутренние силовые факторы:

$$\begin{aligned} V_{xs} &= -q_{xs} R \frac{i}{i^2 - 1}; & V_{ys} &= -q_{ys} \frac{R}{i}; & V_{zs} &= q_{xs} \frac{R}{i^2 - 1}; \\ M_{xs} &= -\frac{1}{i^2 - 1} (m_{zs} R - q_{ys} R^2); & M_{ys} &= -q_{xs} \frac{R^2}{i^2 - 1}; \\ M_{zs} &= -\frac{1}{i(i^2 - 1)} (m_{zs} R - q_{ys} R^2). \end{aligned} \quad (4)$$

С учетом трех членов ряда для внутренних усилий имеем:

$$\begin{aligned} V_x &= 0 - 91,92 \sin(12\varphi) + 30,24 \sin(36\varphi) - 4,5 \sin(60\varphi); \\ V_y &= 0 - 23,3 \sin(12\varphi) + 3,54 \sin(36\varphi) - 2,2 \sin(60\varphi); \\ V_z &= 102,4 + 7,66 \cos(12\varphi) - 0,84 \cos(36\varphi) + 0,075 \cos(60\varphi); \\ M_x &= 315,2 + 185,9 \cos(12\varphi) + 9,81 \cos(36\varphi) - 4,47 \cos(60\varphi); \\ M_y &= 0 - 121,7 \cos(12\varphi) - 29 \cos(36\varphi) - 4,33 \cos(60\varphi); \\ M_z &= 0 - 137,42 \sin(12\varphi) - 6,36 \sin(36\varphi) - 1,49 \sin(60\varphi). \end{aligned}$$

По приближенной оценке ряды сходятся как $1/s^2$, поэтому трех членов ряда достаточно для расчета напряжений с точностью до 10 %.

Проверим напряжения в наиболее опасных сечениях кольца: $\varphi = 0$: $V_{xs} = 0$; $V_{ys} = 0$; $V_{zs} = 6,89$ Н; $M_{xs} = 171,62$ Н·мм; $M_{ys} = 1242$ Н·мм; $M_{zs} = 0$,

$$\sigma_{z \max} = \frac{6,89}{24} + \frac{1242}{72} \cdot 3 + \frac{171,62}{32} \cdot 2 = 67,7 \text{ Н/мм}^2; \quad \tau_x = 0.$$

Расчет короткой оболочки.

а) в месте сопряжения с кольцом:

$$M_x = 159,5 + 20 \cos(12\varphi) - 10 \cos(36\varphi) + 1,5 \cos(60\varphi);$$

$$T_x = 31,25 + 1,679 \cos(12\varphi) - 0,797 \cos(36\varphi) + 0,826 \cos(60\varphi);$$

$$\varphi = 0: M_x = 171 \text{ Н}, \quad T_x = 32,95 \text{ Н/мм},$$

$$\sigma_{x \max} = \frac{6 \cdot 171}{16} + \frac{32,95}{4} = 72,3 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\varphi = \frac{\pi}{12}: M_x = 148 \text{ Н}, \quad T_x = 29,5 \text{ Н/мм},$$

$$\sigma_{x \max} = \frac{148 \cdot 22}{16} + \frac{29,5}{4} = 62,8 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\varphi = \frac{\pi}{24}: M_x = M_0 + 159,5 \text{ Н}, \quad T_x = T_0 + 31,25 \text{ Н/мм},$$

$$\sigma_{x \max} = \frac{6 \cdot 159,5}{16} + \frac{31,25}{4} = 67,6 \text{ Н/мм}^2;$$

б) в месте расположения зубьев:

$$M_x = 110,10 + 140,26 \cos(12\varphi) - 46,75 \cos(36\varphi) + 28,0 \cos(60\varphi);$$

$$T_x = 31,25 + 43,1 \cos(12\varphi) - 14,08 \cos(36\varphi) + 8,63 \cos(60\varphi);$$

$$\varphi = 0: M_x = 231,67 \text{ Н}, \quad N_x = 71,2 \text{ Н/мм},$$

$$\sigma_{x \max} = \frac{6 \cdot 231,67}{16} + \frac{71,2}{4} = 104,68 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\varphi = \frac{\pi}{12}: M_x = 110,10 \text{ Н}, \quad N_x = 33,8 \text{ Н/мм},$$

$$\sigma_{x \max} = \frac{6 \cdot 110,10}{16} + \frac{33,8}{4} = 49,75 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\varphi = \frac{\pi}{24}: M_x = -114,4 \text{ Н}, \quad N_x = -3,5 \text{ Н/мм},$$

$$\sigma_{x \max} = \left| -\frac{6 \cdot 114,4}{16} - \frac{3,5}{4} \right| = 43,78 \text{ Н/мм}^2.$$

Кольцевые напряжения σ_t в короткой оболочке, находящейся под действием осевых нагрузок, значительно меньше осевых σ_x и при расчете ими пренебрегают [5].

Находя осевое u_A и радиальное w_A перемещения конца зуба в т. А:

$$u_A = u_A^0 + u_A^H = 0,021 + 0,005 = 0,026 \text{ мм};$$

$$w_A = w_A^0 + w_A^H = 0,01 + 0,007 = 0,017 \text{ мм},$$

где $u_A^0, w_A^0, u_A^H, w_A^H$ – осесимметричные и неосесимметричные составляющие перемещения конца зуба, рассчитываем максимальное перемещение конца зуба

$$f_{A \max} = \sqrt{(0,026)^2 + (0,017)^2} = 0,031 \text{ мм}.$$

Для приближенной оценки результирующих перемещений конца зуба проведены расчеты методами сопротивления материалов. Для чего из байонетного затвора в районе середины зуба выделено сечение толщиной равной единице и нагруженное по длине зуба равномерно-распределенной нагрузкой q , Н/мм. Нижняя середина короткой оболочки жестко закреплена. Расчетная схема приведена на рис. 5.

Используя метод Верещагина [6] определяем составляющие перемещений в т. А:

$$u_A^{\text{сопр}} = \frac{1}{E} \left(\frac{1}{I_{x1}} \frac{1}{3} \frac{q l_1^2}{2} l_1 \frac{3}{4} l_1 + \frac{1}{I_{x2}} \frac{q l_1^2}{2} \frac{l}{2} l_1 \right); \quad w_A^{\text{сопр}} = \frac{1}{E I_{x2}} \frac{q l_1^2}{2} \frac{l}{2} \frac{l}{4}.$$

При

$$I_{x1} = \frac{h^3}{12} = 5,33 \text{ мм}^4; \quad I_{x2} = \frac{h_1^3}{12} = 5,33 \text{ мм}^4; \quad q = 10,632 \text{ Н/мм};$$

$$h = 4 \text{ мм}; \quad h_1 = 4 \text{ мм}; \quad l_1 = 8 \text{ мм}; \quad l = k = 16 \text{ мм},$$

имеем

$$f_{A \text{ max}}^{\text{сопр}} = \sqrt{u_A^2 + w_A^2} = \sqrt{0,0255^2 + 0,0102^2} = 0,0275 \text{ мм}.$$

Напряжение в сечении зуба

$$\sigma_{\text{max}}^{\text{сопр}} = \frac{6 M_{\text{max}}}{h^2} = \frac{6 \cdot 191,5}{16} = 71,7 \text{ МПа},$$

где $M_{\text{max}} = \frac{q l_0^2}{2} = \frac{10,632 \cdot 6^2}{2} = 191,37 \text{ Н} \cdot \text{мм}$; $l_0 = 6 \text{ мм}$ – длина зуба.

Следует отметить, что напряжения и перемещения, вычисленные в зоне зубьев короткой оболочки с учетом только осесимметричного решения и согласно работе [2] составили соответственно: $\sigma_{\text{max}}^0 = 67,6 \text{ Н/мм}^2$ и $f_{\text{max}}^0 = 0,0145 \text{ мм}$, что почти в два раза меньше напряжений и перемещений, полученных при регулярном (неосесимметричном) решении: $\sigma_{x \text{ max}} = 109 \text{ МПа}$; $f_{A \text{ max}} = 0,029 \text{ мм}$.

Приближенные методы сопротивления материалов для зуба дают следующие результаты: по перемещениям $f_A^{\text{сопр}} = 0,0275 \text{ мм}$; по напряжениям $\sigma_{\text{max}}^{\text{сопр}} = 71,7 \text{ МПа}$.

Эти данные также подтверждаются численными расчетами, проведенными на байонетном затворе методом конечных элементов (МКЭ) [7]: для осесимметричного нагружения $\sigma_0^{\text{МКЭ}} = 65 \text{ МПа}$; $f_0^{\text{МКЭ}} = 0,015 \text{ мм}$ и для неосесимметричного нагружения: $\sigma_{\text{H}}^{\text{МКЭ}} = 104,1 \text{ МПа}$; $f_{\text{H}}^{\text{МКЭ}} = 0,027 \text{ мм}$.

Хорошее совпадение результатов расчетов аналитическим и численным методами свидетельствует о правильности выбора расчетной схемы и методов расчета байонетного затвора под действием неосесимметричного нагружения.

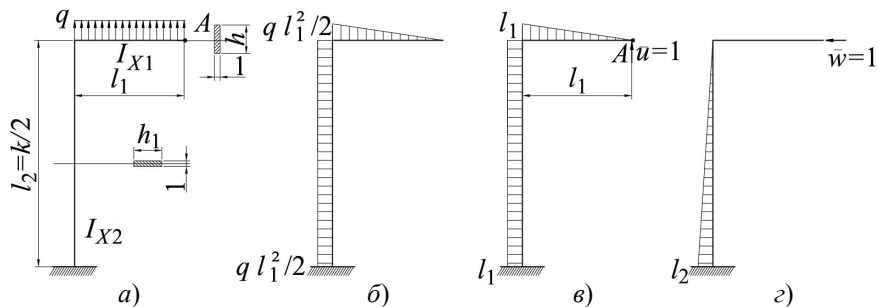


Рис. 5. Расчетные схемы для определения суммарного прогиба зуба байонетного затвора: а – общая; б – грузовая эпюра; в, г – единичные эпюры l и 2

Выводы. Приведенный расчет байонетного затвора позволил оценить напряженно-деформированное состояние конструкции при регулярном нагружении и показать, что напряжения и перемещения при таком нагружении могут значительно отличаться от расчетов, полученных при осесимметричном нагружении [2].

Список литературы

1. Пат. 2496560 Российская Федерация, МПК В01D 61/18. Баромембранный аппарат комбинированного типа / Кочетов В. И., Лазарев С. И., Попов В. Ю. ; патентообладатель ФГБОУ ВПО «Тамб. гос. техн. ун-т». – № 2012114024/05 ; заявл. 10.04.2012 ; опубл. 27.10.2013, Бюл. № 30. – 10 с.
2. Духовный, А. Н. К исследованию напряженного состояния байонетного затвора / А. Н. Духовный, И. И. Тарасов, И. К. Сбродов // Тр. ВНИИРТмаша. – Тамбов, 1970. – Вып. 4. – С. 11 – 14.
3. Кочетов, В. И. Расчет аппарата комбинированного типа для очистки промышленных растворов методом ультрафильтрации / В. И. Кочетов, С. И. Лазарев., В. Ю. Богомолов // Хим. и нефтегазовое машиностроение. – 2014. – № 11. – С. 11 – 14.
4. Богомолов, В. Ю. Расчет элементов мембранного агрегата для очистки промышленных растворов методом ультрафильтрации / В. Ю. Богомолов, В. И. Кочетов, С. И. Лазарев // Вопр. соврем. науки и практики. Университет им. В. И. Вернадского. – 2015. – № 2(56). – С. 195 – 203.
5. Бояршинов, С. В. Основы строительной механики машин / С. В. Бояршинов. – М. : Машиностроение, 1977. – 457 с.
6. Биргер, И. А. Расчет на прочность деталей машин : справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1979. – 702 с.
7. Расчет машиностроительных конструкций методом конечных элементов : справочник / В. И. Мяченков [и др.] ; под общ. ред. В. И. Мяченкова. – М. : Машиностроение, 1989. – 520 с.

Calculation of Bayonet Stress-Strain State for Combined Type Membrane Apparatus

V. Yu. Bogomolov, V. I. Kochetov, S. I. Lazarev, V. Yu. Popov

*Department “Applied Geometry and Computer Graphics”, TSTU;
geometry@mail.nnn.tstu.ru*

Keywords: bayonet; effort; membrane apparatus.

Abstract: The strength and rigidity of the bayonet for combined type membrane device was calculated. The main units of the membrane device are the upper and lower covers interconnected via a bayonet lock ring – a short thin cylindrical shell with a ring at one end, and teeth at the other. The ring is loaded from the side of the teeth by a regular load. The previous calculation of the stress-strain state of bayonet was carried out as a smooth short cylindrical shell, excluding the effect of uneven load on one of the loaded shell loops. The presented calculations of bayonet allowed estimating stress-strain state of the structure with regular loading. It is shown that under such load, stresses and displacements are significantly different from the results obtained by axisymmetric loading excluding the effect of uneven loads.

References

1. Kochetov V.I., Lazarev S.I., Popov V.Yu., Tambov State Technical University, *Baromembranniyi apparat kombinirovannogo tipa* (Baromembranes unit combined type), Russian Federation, 2013, Pat. 2496560.
2. Dukhovnyi A.N., Tarasov I.I., Sbrodov I.K. *Trudy VNIIRTMasha* (Proceedings of VNIIRTMash), Tambov, 1970, issue 4, pp. 11-14.

3. Kochetov V.I., Lazarev S.I., Bogomolov V.Yu. *Chemical and Petroleum Engineering*, 2015, vol. 50, no. 11-12, DOI: 10.1007/s10556-015-9964-8.

4. Bogomolov V.Yu., Kochetov V.I., Lazarev S.I. *Voprosy sovremennoi nauki i praktiki. Universitet imeni V.I. Vernadskogo*, 2015, no. 2(56), pp. 195-203.

5. Boyarshinov S.V. *Osnovy stroitel'noi mekhaniki mashin* (Basics of structural mechanics machines), Moscow: Mashinostroenie, 1977, 457 p.

6. Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. *Raschet na prochnost' detalei mashin* (Strength analysis of machine parts), Moscow: Mashinostroenie, 1979, 702 p.

7. Myachenkov V.I. (Ed.) *Raschet mashinostroitel'nykh konstrukttsii metodom konechnykh elementov* (The calculation of engineering structures using finite element method), Moscow: Mashinostroenie, 1989, 520 p.

Berechnung des gespanntdeformierten Zustandes der Bajonettsperrvorrichtung des Membranapparates des kombinierten Typus

Zusammenfassung: In der Arbeit ist die Berechnung auf die Festigkeit und auf die Steifheit der Bajonettsperrvorrichtung des Membranapparates des kombinierten Typus durchgeführt. Die Haupttragbaugruppen des Körpers des Membranapparates sind die Ober- und Unterdeckel, die mit Hilfe des Schloßbajonetttringes miteinander verbunden sind – des dünnen kurzen zylindrischen Mantels, wo es auf einem Rand einen Ring gibt und auf anderem – die Zähne. Der Ring ist dabei von der Zahnseite mit der Regulärbelastung belastet. Früher wurde die Berechnung des gespanntdeformierten Zustandes der Bajonettsperrvorrichtung wie den glatten kurzen zylindrischen Mantel ohne Rücksicht auf den Einfluss der Ungleichmäßigkeit der Belastung in einer der belasteten Konturen des Mantels durchgeführt. Die angeführte Berechnung der Bajonettsperrvorrichtung erlaubte es, den gespanntdeformierten Zustand der Konstruktion bei der Regulärbelastung einzuschätzen. Es ist gezeigt, dass die Spannungen und die Bewegungen bei solcher Belastung sich wesentlich von den Berechnungen unterscheiden, die bei der achssymmetrischen Belastung ohne Rücksicht auf den Einfluss der Ungleichmäßigkeit der Belastung erhalten wurden.

Calcul de l'état de stress et de déformation de la baïonnette de l'appareil de membrane du type combiné

Résumé: Dans le travail est effectué le calcul sur la résistance et la rigidité de la baïonnette de l'appareil de membrane du type combiné. Les principaux porteurs des nœuds du boîtier de l'appareil de membrane sont les couvercles supérieure et inférieure reliées entre elles à l'aide de l'anneaux de la baïonnette – enveloppe cylindrique fine et courte sur un bord de laquelle il y a un anneau, et sur un autre – les dents. L'anneau est chargé de la denture régulière. Auparavant, le calcul de stress et de déformation de la baïonnette se réalisait comme une enveloppe cylindrique courte, sans tenir compte de l'influence inégale de la charge sur un des contours de l'enveloppe. Le calcul de la baïonnette cité a permis de mesurer par le stress l'état de déformation de la construction.

Авторы: *Богомолов Владимир Юрьевич* – аспирант кафедры «Прикладная геометрия и компьютерная графика»; *Кочетов Виктор Иванович* – доктор технических наук, профессор кафедры «Прикладная геометрия и компьютерная графика»; *Лазарев Сергей Иванович* – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Прикладная геометрия и компьютерная графика»; *Попов Вадим Юрьевич* – аспирант кафедры «Прикладная геометрия и компьютерная графика», ФГБОУ ВПО «ТГТУ».

Рецензент: *Кузнецов Михаил Александрович* – доктор технических наук, профессор кафедры «Прикладная геометрия и компьютерная графика», ФГБОУ ВПО «ТГТУ».
