

К ВОПРОСУ ПРОЕКТИРОВАНИЯ БАРОМЕМБРАННЫХ АППАРАТОВ КОМБИНИРОВАННОГО ТИПА

С. И. Лазарев¹, О. В. Ломакина¹, В. Е. Буланов¹, И. В. Хорохорина²

*Кафедры: «Механика и инженерная графика» (1); lomakinaolga@mail.ru;
«Природопользование и защита окружающей среды» (2),
ФГБОУ ВО «ТГТУ», г. Тамбов, Россия*

Ключевые слова: мембранный аппарат; напряженно-деформированное состояние; прочностные характеристики; расчетная схема; торообразные пластины.

Аннотация: Рассмотрены работы по методам расчета конструктивно-технологических параметров, проектированию мембранного оборудования, исследованиям технологических особенностей мембранных устройств, подбору расчетных схем, методов расчета на прочность и жесткость. Разработана методика расчета механических нагрузок и определения толщины пластин и торообразных оболочек мембранного аппарата комбинированного типа, позволяющая оценить прочностные свойства аппаратов данного класса. Приведен пример расчета, позволяющий оценить адекватность применения данной методики к аппаратам комбинированного типа.

Введение

За последние 25 лет развитие мембранной технологии значительно ускорилося. Усовершенствованию установок и аппаратов мембранного вида посвящено немало работ. Так, в работе [1] спроектирована, построена и испытана оригинальная лабораторная установка планарной геометрии мембранной дистилляции для будущего соединения с солнечной энергией. Несмотря на концептуальную простоту, оригинальная геометрия разработана для того, чтобы обеспечить многоступенчатую компоновку, компактность, внутреннюю рекуперацию тепла и возможную интеграцию с полимерным теплообменником для окончательного нагрева рассола с помощью солнечной энергии или отработанного тепла. Кроме того, исследовано влияние свободного воздушного зазора, проницаемого зазора и частичного вакуумного расположения воздушных зазоров.

Авторы в работе [2] предлагают метод многокритериальной оптимизации для определения режимных и геометрических параметров газоструйных аппаратов, приводят результаты расчетов двухступенчатой установки.

В статье [3] на основе концепции создания в аппарате направленного движения материальных потоков рассмотрена возможность интенсификации процессов смешивания сыпучих материалов за счет оптимизации конструкции аппарата. Приведены результаты экспериментальных исследований на модели центробежного смесителя с ротором в виде полого усеченного конуса с волнообразной верхней кромкой. Показано, что модернизация ротора обеспечивает повышение эффективности процесса смешивания в пересекающихся потоках сыпучего материала, позволяя повысить сглаживающую способность аппарата и интенсивность смешивания без дополнительных затрат энергии.

В статье [4] рассматриваются последние разработки по усовершенствованию конструкции мембранного модуля с помощью технологии 3D-печати. В настоящее время существуют стандарты проектирования и расчета прочности аппаратов высокого давления. Работа [5] содержит общую характеристику разработанных стандартов, рассматривает их структуру, подходы, методы расчета и проектирования, а также основные отличия от предыдущих нормативных документов. Авторы в [6] рассматривают вопросы, связанные с расчетом времени выделения пермеата из разделяемой системы при работе баромембранной установки с наиболее распространенным замкнутым контуром циркуляции. Инженерная методика расчета оптимальных конструктивных параметров фланца электробаромембранного аппарата плоскокамерного типа показана в статье [7]. В работах [8 – 10] представлена конструкция электробаромембранного аппарата трубчатого типа для очистки технологических растворов, предложены модифицированные уравнения для теоретического расчета и прогнозирования производительности и качества процесса электронанофильтрации. Анализ напряженно-деформированного состояния, учитывающего преобразование формы конструкции путем складывания повторяющихся фрагментов в плоскости наименьшей жесткости, посвящена статья [11]. Также для анализа и моделирования напряженно-деформированного состояния различных элементов аппаратов часто прибегают к методу конечных элементов. Так, в работе [14] смоделирован процесс взаимодействия абразивной частицы и поверхности детали, проанализировано ее напряженно-деформированное состояние. Представлены результаты численных экспериментов, которые позволили установить, как распределяются эквивалентные пластические деформации при глубинах внедрения конуса 0,01 и 0,05 мм. Таким образом, авторы занимаются вопросами исследования технологических особенностей таких устройств, подбором расчетных схем, методов расчета на прочность и жесткость. В данной работе предложено оптимизировать конструкцию в целях снижения материальных затрат.

Выполненный обзор источников [1 – 11] по методам расчета конструктивно-технологических параметров и проектирования мембранного оборудования, позволил сформулировать цель работы – разработать перспективную конструкцию аппарата комбинированного типа, определить механические нагрузки на его части, выработать рекомендации по проектированию. Элементы конструкции аппарата (в первую очередь несущие крышки) должны удовлетворять не только требованиям эффективности и качества разделения и очистки растворов, но и условиям безопасной эксплуатации [12, 13]. Поэтому проектирование крышек аппаратов должно проводиться исходя из оптимальных конструктивных размеров (толщин круглых пластин, тороидальных оболочек и опорных колец).

Материалы и методы

Базовыми элементами корпуса данного аппарата являются верхняя и нижняя крышки. Они соединены между собой замковым байонетным кольцом (рис. 1). Исходя из того что крышки имеют одинаковые геометрические размеры, а их нагружение различается только на величину собственного веса, рассматривать будем лишь одну – верхнюю, расчетная схема которой представлена на рис. 2. Верхняя крышка находится под воздействием давления на круглую пластину со стороны плоскокамерного модуля и стенку торообразной оболочки со стороны трубчатого модуля. Показываем неизвестные внутренние усилия в сечениях: А–А (сопряжение оболочки и круглой пластины), В–В (оболочки и кольца), продольную силу T_{MB} , поперечные силы Q_A , Q_B , изгибающие моменты M_A .

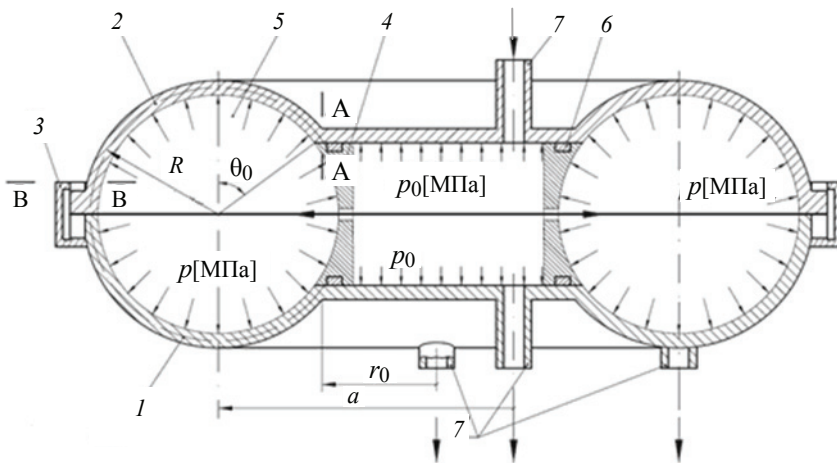


Рис. 1. Конструкция баромембранного аппарата:

1, 2 – крышки нижняя и верхняя соответственно; 3 – кольцо замковое байонетное; 4, 5 – плоскокамерный и трубчатый модули соответственно; 6 – уплотнение; 7 – входной и выходной патрубки

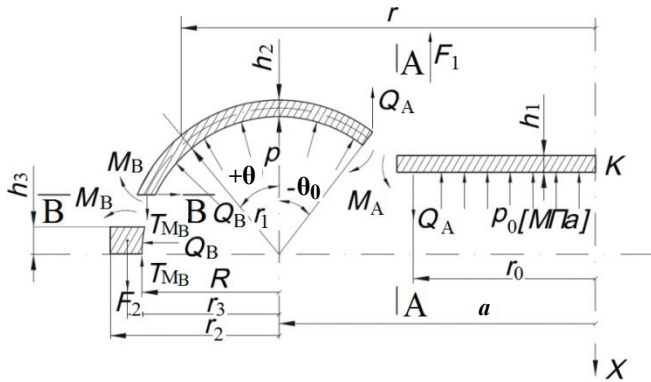


Рис. 2. Расчетная схема крышки

Данные усилия распределены по окружности и, за исключением T_{MB} , являются неизвестными. Они могут быть найдены из условия совместности деформаций.

Введем обозначения: N_{θ}^* , N_{ϕ}^* , Q^* , M_A^* – усилия, обусловленные действием давления p и осевой силы F ; R , a , r_0 – радиусы меридионального сечения тора, его круговой оси и круглой пластины соответственно; $F_1 = p_0 \pi r_0^2$ – осевая сила $\theta = \theta_1$; θ_0 – угол в месте сопряжения торообразной оболочки и круглой пластины; θ – переменный угол сечения оболочки; ϕ_B^K – угол поворота кольца; E , ν – модуль упругости материала оболочки и коэффициент Пуассона; $\vartheta_A^{пл}$ – угол поворота пластины; h_2 , h_3 – толщины оболочки и кольца соответственно; p_0 – давление на пластину; ξ_B^K – радиальное перемещение кольца; $D_1 = \frac{Eh_1}{12(1-\nu^2)}$ – цилиндрическая жесткость пластины; $N = ph_3(a+R) + Q_B(a+R)$ – кольцевое тангенциальное усилие; $M = P(a+r_3)^2 - T_{MB}(a+R)^2 + M_B(a+R) + Q_B(a+R)\frac{h_3}{2}$ – кольцевой

изгибающий момент; $F_2 = p_0 \pi r_0^2 + p \pi [(a+R)^2 - r_0^2]$ – осевое усилие, приходящееся на кольцо при $\theta = \theta_0$; $\alpha = \frac{R}{a}$; $\lambda = \sqrt[6]{12(1-\nu^2)}(\alpha\beta)^{1/3}$; $\beta = \frac{R}{h_2}$; $T_{M_B} = \frac{F_2}{2\pi(a+R)}$;

$I_1 = h_3 \ln\left(\frac{a+r_2}{a+R}\right)$; $I_3 = \frac{h_3^3}{12} \ln\left(\frac{a+r_2}{a+R}\right)$ – геометрические характеристики кольцевого сечения.

Сечение А–А:

$$\left. \begin{aligned} u_A^* + \alpha_{11}(Q_A - Q_A^*) + \alpha_{12}(M_A - M_A^*) &= u_A^{пл}; \\ \vartheta_A^* + \alpha_{12}(Q_A - Q_A^*) + \alpha_{22}(M_A - M_A^*) &= -\vartheta_A^{пл} \end{aligned} \right\}. \quad (1)$$

Сечение В–В:

$$\left. \begin{aligned} u_B^* + \alpha_{11}(Q_B - Q_B^*) + \alpha_{12}(M_B - M_B^*) &= \xi_B^K; \\ \vartheta_B^* + \alpha_{12}(Q_B - Q_B^*) + \alpha_{22}(M_B - M_B^*) &= \varphi_B^K \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

где радиальные и угловые перемещения оболочки u_A^* , u_B^* , ϑ_A^* , ϑ_B^* в сечениях А–А и В–В, вызванные внутренним давлением p , определяются по формулам:

$$u^* = \frac{a(1 + \alpha \sin \theta)}{Eh_2} (N_\theta^* - \nu N_\phi^*);$$

$$\vartheta^* = -\sqrt{12(1-\nu^2)} \frac{F_1 \lambda}{2\pi E h_2^2} \varphi(\theta) \operatorname{Re}[-\lambda \omega(\theta)]; \quad (3)$$

$$N_\theta^* = \frac{pR}{2} \left[\frac{2 + \alpha \sin \theta}{1 + \alpha \sin \theta} - \frac{\sin \theta_0}{\sin \theta} \frac{2 + \alpha \sin \theta_0}{1 + \alpha \sin \theta} \right] + \quad (4)$$

$$+ \frac{F_1}{2\pi\alpha} \frac{1}{\sin \theta (1 + \alpha \sin \theta)} - \frac{F_1}{2\pi\alpha} \frac{\phi(\theta) \cos \theta}{1 + \alpha \sin \theta} \left\{ \lambda I_m E[-\lambda \omega(\theta)] + \frac{1}{\omega(\theta)} \right\}.$$

$$N_\phi^* = \frac{pR}{2} \left[1 + \frac{\sin \theta_0}{\alpha} \frac{2 + \alpha \sin \theta_0}{\sin^2 \theta} \right] - \frac{F_1}{2\pi r_1} \frac{1}{\sin^2 \theta} - \frac{F_1}{2\pi r_1} \times \quad (5)$$

$$\times \left[-\lambda^2 \phi(\theta) \omega'(\theta) I_m E'[-\lambda \omega(\theta)] + \lambda \phi'(\theta) I_m E \left[-\lambda \omega(\theta) + \frac{\phi'(\theta)}{\omega(\theta)} - \frac{\phi(\theta) \omega'(\theta)}{\omega^2(\theta)} \right] \right],$$

$$\left. \begin{aligned} Q_B^* &= N_\theta^* \cos \theta - \frac{F_1 \lambda \sin^2 \theta}{2\pi a (1 + \alpha \sin \theta)} \left\{ I_m E[-\lambda \omega(\theta)] + \frac{1}{\lambda \omega(\theta)} \right\}, \\ M_\theta^* &= \frac{1}{\sqrt{12(1-\nu^2)}} \frac{F_1 h_1 \lambda^2}{2\pi R} [\phi(\theta) \omega'(\theta) \operatorname{Re} E'[-\lambda \omega(\theta)]], \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

$$M_\phi^* = \nu M_\theta^*.$$

Оболочку можно считать длинной, если выполняется неравенство

$$|\omega(\theta_2) - \omega(\theta_1)| > \frac{3,0}{\lambda}. \quad (7)$$

Для такого вида торообразной оболочки коэффициенты при M и Q в уравнениях (1), (2) определяются по формулам:

$$\alpha_{11} = \frac{a}{\alpha} \lambda \omega_0' (1 + \alpha \sin \theta_1)^2 + \frac{[\operatorname{Re} h_{10}']^2 + [I_m h_{10}']^2}{\operatorname{Re} h_{10} I_m h_{10}' - I_m h_{10} \operatorname{Re} h_{10}'} \frac{1}{E h_2}; \quad (8)$$

$$\alpha_{12} = -\sqrt{12(1 - \nu^2)} a (1 + \alpha \sin \theta_1) \frac{\operatorname{Re} h_{10} \operatorname{Re} h_{10}' + I_m h_{10} I_m h_{10}'}{\operatorname{Re} h_{10} I_m h_{10}' - I_m h_{10} \operatorname{Re} h_{10}'} \frac{1}{E h_2^2}; \quad (9)$$

$$\alpha_{22} = 12(1 - \nu^2) \frac{R}{\lambda \omega_0'} \frac{[\operatorname{Re} h_{10}]^2 + [I_m h_{10}]^2}{\operatorname{Re} h_{10} I_m h_{10}' - I_m h_{10} \operatorname{Re} h_{10}'} \frac{1}{E h_2^3}. \quad (10)$$

В справочнике [16] (табл. (1 – 5)) приведены значения функций $\varphi(\theta)$, $\omega(\theta)$, $\omega'(\theta)$, $\operatorname{Re} h_1$, $\operatorname{Re} h_1'$, $\operatorname{Re} [-\lambda \omega(\theta)]$, $I_m E [-\lambda \omega(\theta)]$, $I_m h_1$, $I_m h_1'$. Данные зависимости будут справедливы для случая, когда $\lambda^3 > 5$. Их можно получить, используя метод асимптотического интегрирования [14].

Угловые и линейные перемещения кольца и круглой пластины могут быть выражены:

$$\vartheta_A^{\text{пл}} = -\frac{p_0 r_0^3}{8 D_1 (1 + \nu)} + \frac{M_A r_0}{D_1 (1 + \nu)}; \quad u_A^{\text{пл}} = 0; \quad (11)$$

$$\xi_B^{\text{к}} = \frac{N}{E I_1} + \frac{\varphi h_3}{2}; \quad (12)$$

$$\varphi_B^{\text{к}} = \frac{M}{E I_3}. \quad (13)$$

Определяя неизвестные усилия в точках сопряжения оболочки, пластины и кольца M_A , Q_A , M_B , Q_B , найдем напряжения и деформации в любом сечении крышки:

– для круглой пластины:

$$\sigma_{\varphi \max} = \frac{6 M_{\varphi}}{h_1^2}; \quad (14)$$

$$\sigma_{r \max} = \frac{6 M r}{h_1^2} = \nu \sigma_{\varphi \max}; \quad (15)$$

– для торообразной оболочки:

$$\sigma_{\theta \max} = \sigma_{\theta \max}^{(u)} + \sigma_{\theta \max}^{(p)} = \frac{6 M_{\theta}}{h_2^2} + \frac{1 + 0,5 \alpha \sin \theta}{1 + \alpha \sin \theta} \frac{p r_1}{h_2}; \quad (16)$$

$$\sigma_{\varphi \max} = \sigma_{\varphi \max}^{(u)} + \sigma_{\varphi \max}^{(p)} = \frac{6 M_{\varphi}}{h_2^2} + \frac{p r_1}{h_2}, \quad (17)$$

где $\sigma_{\theta \max}^{(p)}$, $\sigma_{\varphi \max}^{(p)}$ – растягивающие напряжения, найденные по безмоментной теории; $\sigma_{\theta \max}^{(u)}$, $\sigma_{\varphi \max}^{(u)}$ – напряжения от изгиба.

Максимальные нормальные напряжения в кольце

$$\sigma_{\max}^K = \frac{N}{(a+R)} + \frac{M h_3/2}{(a+R)I_3}. \quad (18)$$

Для наибольших напряжений и перемещений в торообразной оболочке используем формулы [15]:

– для случая $\theta_* = 0$

$$\sigma_{\phi}^p = \sigma_v 2,15(1-v^2)^{1/3} \alpha^{-1/3} \beta^{2/3} + \frac{pR}{h_2},$$

– в точке $\theta_* = \pm \frac{1,225}{\lambda}$

$$\sigma_{\theta} = \pm \sigma_v 2,99(1-v^2)^{-1/6} \alpha^{-1/3} \beta^{2/3} [\varphi(\theta_*) \omega'(\theta_*)] + \frac{1+0,5\alpha \sin \theta_*}{1+\alpha \sin \theta_*} \frac{pR}{h_2}, \quad (19)$$

где $\sigma_v = \frac{F_0}{2\pi a h_2}$; $F_0 = p\pi r_0^2 + p_0\pi(a^2 - r_0^2)$.

Рассчитать максимальное осевое перемещение в точке А ($\theta = \theta_1$) и максимальный прогиб в центре пластины можно по формулам:

$$\delta_A = u_{XA} = \frac{2}{\lambda^3} \frac{12(1-v^2)R^3}{4Eh_2^3 a} F_1; \quad (20)$$

$$u_{\text{К}}^{\text{пл}} = u_{xA} + \frac{(5+v)p_0 r_0^4}{(1+v)64D_1} + \frac{M_A r_0^2}{(1+v)2D_1}. \quad (21)$$

Условие прочности выразим (IV теория)

$$\sigma_{\text{Э}}^{\text{IV}} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_1\sigma_3 - \sigma_2\sigma_3} \leq [\sigma], \quad (22)$$

а условие жесткости

$$u_{x \max} \leq [u_x], \quad (23)$$

где $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – главные напряжения в опасных точках крышки; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение для материала крышки; $[u_x]$ – допускаемый прогиб для крышки в осевом направлении.

Результаты исследования

Рассмотрим расчетную схему торообразной оболочки (рис. 3). Во время рабочего процесса аппарата действует рабочее давление p_0 со стороны плоскокамерного модуля на круглую пластину, со стороны трубчатого модуля на стенки оболочки действует давление p , которое в своем максимальном значении составляет около трети от рабочего. Кроме зон закрепления оболочки, в которых возникают значительные напряжения, вызванные изгибным эффектом, учитывая тонкость оболочки ($\delta/R \leq 1/20$), можно принять, что напряжения, возникающие в оболочке, постоянны по толщине. В этом случае теория называется безмоментной.

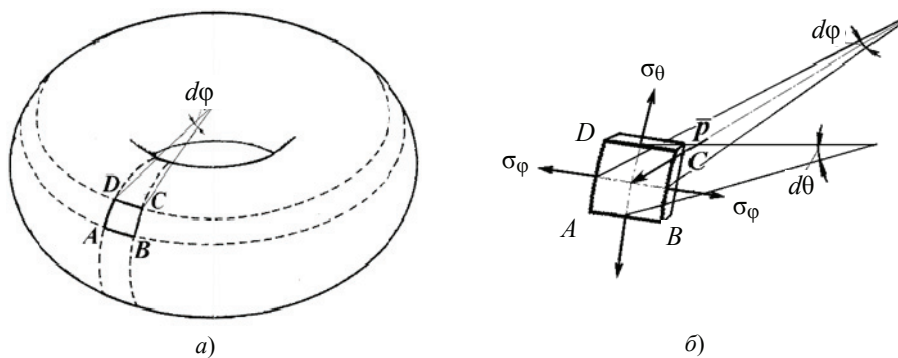


Рис. 3. Расчетная схема торообразной оболочки:
a – общий вид оболочки; *б* – схема загрузки элемента оболочки

Из оболочки (см. рис. 3, *a*) выделим двумя меридиональными плоскостями (то есть плоскостями, проходящими через ось вращения оболочки) с углом $d\varphi$ между ними и двумя плоскостями, перпендикулярными оси тора AB и CD , элемент $ABCD$.

Нормальные напряжения, действующие по граням AC и BD в направлении касательной к окружности, называются окружными напряжениями σ_φ ; действующие по граням AB и CD в меридиональном направлении – меридиональными напряжениями σ_θ . Кроме напряжений σ_φ и σ_θ на элемент оболочки перпендикулярно поверхности действует внутреннее избыточное давление p .

Уравнение, связывающее между собой данные величины, является основным в безмоментной теории оболочек и называется уравнением Лапласа

$$\frac{\sigma_\varphi}{r} + \frac{\sigma_\theta}{R} = \frac{p}{\delta}, \quad (24)$$

где r – расстояние до оси вращения; δ – толщина стенки тора.

Для рассматриваемой оболочки и при отсчете угла θ от вертикальной оси в [13] предлагаются следующие формулы:

– для наружной части тора ($0^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$):

$$\sigma_\theta = \frac{p}{2\delta} \left[\frac{(a + R \sin \theta)^2 - a^2}{(a + R \sin \theta) \sin \theta} \right];$$

$$\sigma_\varphi = \frac{p}{\delta} \left[(a + R \sin \theta) - \frac{(a + R \sin \theta)^2 - a^2}{2R \sin \theta} \right]; \quad (25)$$

– для внутренней части тора ($\theta_0 \leq \theta \leq 0^\circ$):

$$\sigma_\theta = \frac{p}{2\delta} \left[\frac{a^2 - (a + R \sin \theta)^2}{(a + R \sin \theta) |\sin \theta|} \right];$$

$$\sigma_\varphi = \frac{p}{\delta} \left[(a + R \sin \theta) + \frac{a^2 - (a + R \sin \theta)^2}{2R \sin \theta} \right]. \quad (26)$$

Из условия статического равновесия оболочки, отсеченной цилиндрическим сечением радиуса a , учитывая, что кольцевые волокна при $\theta = 0^\circ$ не деформируются $\sigma_\theta = 0$, а σ_θ может быть найдена по выражению

$$\sigma_\theta = \frac{pR}{\delta}, \quad (27)$$

для напряжений σ_θ предложена упрощенная формула

$$\sigma_\theta = pR \sin \frac{\theta}{2\delta}. \quad (28)$$

При проектном расчете с погрешностью до 5 % необходимая толщина торообразной оболочки может быть найдена:

– по меридиональным напряжениям

$$\delta \geq \frac{pR}{[\sigma_p]}; \quad (29)$$

– по окружным напряжениям

$$\delta \geq \frac{pR \sin \theta}{2[\sigma_p]}. \quad (30)$$

Из полученных величин выбирают большее значение.

При этом для сосудов и аппаратов, работающих под избыточным давлением, стандарт¹ рекомендует следующее условие прочности:

$$S \geq S_p + C, \quad (31)$$

где C – сумма прибавок к расчетным толщинам стенок, мм; S_p – расчетная толщина стенки (в нашем случае $S_p = \delta$).

Расчет круглой пластины с отверстием, нагруженной внутренним давлением, проводится по формулам (32) – (34).

Расчетная толщина пластины

$$S_{1p} = KK_0 D \sqrt{\frac{p}{[\sigma]}}. \quad (32)$$

Условие выполнения прочности пластины

$$S_1 \geq S_{1p} + C. \quad (33)$$

Значение коэффициента K определяется в зависимости от вида соединения частей крышки и для данного варианта соответствует значениям:

$$\frac{S-C}{S_1-C} \leq 0,5; \quad K = 0,41;$$

¹СТП 10-04-02 Расчет на прочность сосудов и аппаратов. Том 1. Расчет на прочность вертикальных и горизонтальных аппаратов // ООО НТП «Трубопровод». – М., 2005. – 190 с. – URL : <http://gostrf.com/normativ/1/4293842/4293842279.htm>

$$\frac{S-C}{S_1-C} \geq 0,5; K = 0,38.$$

Во всех случаях толщина круглой пластины должна быть больше или равна толщине торообразной части.

Значение коэффициента ослабления K_0 для пластин, имеющих одно отверстие:

$$K_0 = \sqrt{1 + \frac{d}{D_p} + \left(\frac{d}{D_p}\right)^2}, \quad (34)$$

где d – диаметр отверстия.

Если неравенство $S_1 - CD \geq 0,11$ не выполняется, вводится поправочный коэффициент:

$$K_p = \frac{2,2}{1 + \sqrt{1 + \left(6 \frac{S_1 - C}{D}\right)^2}}; \quad K_p = 2,21 + 1 + (6S_1 - CD)2.$$

Заключение

Необходимо учитывать, что прочностные характеристики стеклопластика во многом более высокие, чем у стали. Предел прочности (для металлов – предел текучести), МПа, составляет для стали – 240, алюминия – 50...440, стеклопластика – 800...1 700 [17], при этом следует учитывать, что является связующим веществом. Им могут быть полиэфирные, фенол-формальдегидные, эпоксидные, кремнийорганические смолы, полиамиды, алифатические полиамиды, поликарбонаты и др. Выбор связующего вещества оказывает влияние на величину предела прочности стеклопластика.

Допускаемое избыточное внутреннее давление в торообразной части

$$[p] = \frac{[\sigma](S-C)}{R}. \quad (35)$$

Допускаемое давление на круглую пластину определяется по формуле

$$[p] = \left(\frac{S_1 - C}{KK_0 D}\right)^2 [\sigma]. \quad (36)$$

В дальнейшем рассчитанная величина допускаемого избыточного давления умножается на данный коэффициент.

Используя данные табл. 1, где дано сравнение физико-механических показателей различных материалов: ПА 6-210/310 ОСТ 6-06-С9-93 – полиамид марки ПА 6; ПА 66-ЛТО-СВ30 – полиамид марки ПА 66; Ст3 – сталь марки Ст3; ГСП-8 ГОСТ 17478-95 – гранулированный стекловолокнит (ГСП), изготовленный на основе комплексных стеклянных нитей, пропитанных модифицированным фенолоформальдегидным связующим, проведем расчет толщин крышек (табл. 2). Во всех случаях к этим величинам добавляется величина C .

Таблица 1

Сравнение физико-механических показателей различных материалов

Показатель	Материал			
	ПА 6-210/310 ОСТ 6-06-С9-93	ПА 66-ЛТО-СВ30	Ст3	ГСП-8 ГОСТ 17478–95
Плотность материала, г/см ³	1,13...1,14	1,36	7,8	1,85
Допускаемое напряжение, МПа:				
при растяжении	50	100	125	80
изгибе	60...70	190	140	160
Модуль нормальной упругости, ГПа	1,9...2,0	7,0	210	22,5
Ударная вязкость, кДж/м ²	5,0	23	784	65

Таблица 2

Расчет толщин крышек

Давление, МПа	Материал			
	ПА 6-210/310 ОСТ6-06-С9-93	ПА 66-ЛТО-СВ30	Ст3	ГСП-8 ГОСТ 17478–95
0,5	0,62/3,46	0,31/2,45	0,25/2,19	0,39/2,74
1	1,24/4,89	0,62/3,45	0,50/3,09	0,78/3,86
2	2,48/6,92	1,24/4,87	0,99/4,36	1,55/5,44
3	3,69/8,47	1,85/5,96	1,49/5,35	2,31/6,66
5	6,18/10,93	3,09/7,71	2,47/6,91	3,86/8,62
10	12,32/15,46	6,16/10,91	4,93/9,77	7,7/12,2

Примечание. В числителе приведены толщины тороидальной части, в знаменателе – круглой пластины.

Приведенная методика аналитического описания механического воздействия на элементы комбинированного аппарата и выполненный пример расчета торообразной оболочки и пластины позволяют оценить напряженно-деформированное состояние конструкции на прочность и жесткость. При нагружении комбинированного аппарата трансмембранным давлением позволило определить необходимые размеры оболочек и пластин для его проектирования и разработки.

Список литературы

1. Development of a Membrane Distillation Module for Solar Energy Seawater Desalination / A. Cipollina, M. G. Di Sparti, A. Tamburini, G. Micale // Chemical Engineering Research and Design. – 2012. – Vol. 90, Issue 12. – P. 2101 – 2121. doi:10.1016/j.cherd.2012.05.021
2. Многокритериальная оптимизация параметров газоструйных аппаратов / Т. А. Юсупов, В. М. Емельянов, А. М. Гумеров, А. И. Рудаков // Вестн. Казанского технологического ун-та. – 2003. – № 2. – С. 131 – 136.

3. Иванец, В. Н. Интенсификация процесса смешивания путем оптимизации конструкции аппарата / В. Н. Иванец, А. В. Сибиль // Изв. высш. учеб. заведений. Пищевая технология. – 2010. – № 4 (316). – С. 66–67.
4. The Potential to Enhance Membrane Module Design with 3D Printing Technology / J.-Y. Lee, W. S. Tan, J. An [et al.] // Journal of Membrane Science. – 2016. – Vol. 499. – P. 480 – 490. doi:10.1016/j.memsci.2015.11.008
5. Volfson, B. New Russian National Standards on Pressure Vessel and Apparatus Design and Strength Calculation / B. Volfson // Proceedings of the ASME 2009 Pressure Vessels and Piping Conference, 26 – 30 July, 2009, Prague, Czech Republic. – Prague, 2009. – Vol. 1. – P. 531 – 535. doi:10.1115/PVP2009-77840
6. Теоретические аспекты прогнозирования производительности баромембранных установок для разделения жидких полидисперсных систем / С. П. Бабенных, С. А. Емельянов, В. Е. Жидков [и др.] // Научное обозрение. – 2012. – № 5. – С. 468 – 470.
7. Кочетов, В. И. Оптимизация конструктивных параметров фланца электробаромембранного аппарата плоскокамерного типа / В. И. Кочетов, В. Ю. Попов // Механика XXI веку. – 2012. – № 11. – С. 92 – 96.
8. Kovaleva, O. A. Development and Calculation of an Electrobaromembrane Apparatus for Purifying Process Solutions / O. A. Kovaleva, S. I. Lazarev, S. V. Kovalev // Chemical and Petroleum Engineering. – 2017. – Т. 53, № 1-2. – С. 21 – 25. doi: 10.1007/s10556-017-0287-9
9. Improved Design of an Electrobaromembrane Apparatus and Calculation of the Parameters of the Housing Chamber when Subjected to the Effect of Excess Pressure / V. I. Kochetov, S. I. Lazarev, S. V. Kovalev [et al.] // Chemical and Petroleum Engineering. – 2018. – Т. 54, № 1-2. – С. 82 – 86. doi: 10.1007/s10556-018-0443-x
10. Flat-Chamber Electrobaromembrane Apparatus with Improved Characteristics and its Calculation Method / S. I. Lazarev, S. V. Kovalev, O. A. Kovaleva [et al.] // Chemical and Petroleum Engineering. – 2019. – Т. 55, № 1-2. – С. 114 – 121. doi: 10.1007/s10556-019-00590-0
11. Gaydzhurov, P. P. Study of Stress-Strain States of a Regular Hinge-Rod Constructions with Kinematically Oriented Shape Change / P. P. Gaydzhurov, E. R. Iskhakova, N. G. Tsaritova // International Journal for Computational Civil and Structural Engineering. – 2020. – Т. 16, № 1. – С. 38 – 47. doi: 10.22337/2587-9618-2020-16-1-38-47
12. Соловьев, А. Н. Метод конечных элементов в моделировании центробежно-ротационной обработки / А. Н. Соловьев, М. А. Тамаркин, Н. В. Тхо // Advanced Engineering Research. – 2019. – Т. 19, № 3. – С. 214 – 220. doi: 10.23947/1992-5980-2019-19-2-214-220
13. Бояршинов, С. В. Основы строительной механики машин : учеб. пособие / С. В. Бояршинов. – М. : Машиностроение, 1973. – 456 с.
14. Геворкян, Р. С. Асимптотические решения связанных динамических задач термоупругости для анизотропных в плане неоднородных тороидальных оболочек / Р. С. Геворкян // International Scientific and Practical Conference World Science. – 2016. – Vol. 1, No. 9 (13). – P. 14 – 29.
15. Легостаев, В. Л. Методика расчета торообразных оболочек по безмоментной и моментной теориям прочности / В. Л. Легостаев, Е. Д. Мордовин // Вестн. Тамб. гос. техн. ун-та. – 2007. – Т. 13, № 3. – С. 795 – 801.
16. Прочность, устойчивость, колебания : справ. : в 3 т. / Под общ. ред. И. А. Биргера, А. Я. Пановко. – М. : Машиностроение, 1968. – Т. 1. – 831 с.
17. Сравнительная характеристика свойств стеклопластика, стали и алюминиевых сплавов. – Текст : электронный // Аквапром : офиц. сайт. – URL : <http://www.aquaprom24.ru/upload/shss-new.pdf> (дата обращения: 22.03.2021).

To the Question of Designing Baromembrane Combined Type Apparatus

S. I. Lazarev¹, O. V. Lomakina¹, V. E. Bulanov¹, I. V. Khorokhorina²

Departments of Mechanics and Engineering Graphics (1), lomakinaolga@mail.ru;
Nature Management and Environmental Protection (2), TSTU, Tambov, Russia

Keywords: membrane apparatus; stress-strain state; strength characteristics; calculation scheme; toroidal plates.

Abstract: The paper considers works on methods for calculating design and technological parameters, design of membrane equipment, research of technological features of membrane devices, selection of design schemes, methods for calculating strength and stiffness. A method has been developed for calculating mechanical loads and determining the thickness of plates and toroidal shells of a membrane apparatus of the combined type, which makes it possible to assess the strength properties of apparatus of this class. An example of a calculation, which makes it possible to assess the adequacy of the application of this technique to devices of the combined type, is given.

References

1. Cipollina A., Di Sparti M.G., Tamburini A., Micale G. Development of a Membrane Distillation Module for Solar Energy Seawater Desalination, *Chemical Engineering Research and Design*, 2012, vol. 90, issue 12, pp. 2101-2121, doi: 10.1016/j.cherd.2012.05.021
2. Yusupov T.A., Yemel'yanov V.M., Gumerov A.M., Rudakov A.I. [Multi-criteria optimization of the parameters of gas-jet devices], *Vestnik Kazanskogo tekhnologicheskogo universiteta* [Bulletin of the Kazan Technological University], 2003, no. 2, pp. 131-136. (In Russ.)
3. Ivanets V.N., Sibil' A.V. [Intensification of the mixing process by optimizing the design of the apparatus], *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Pishchevaya tekhnologiya* [Proceedings of higher educational institutions. Food technology], 2010, no. 4 (316), pp. 66-67. (In Russ.)
4. Lee J.-Y., W. S. Tan, J. An [et al.] The Potential to Enhance Membrane Module Design with 3D Printing Technology, *Journal of Membrane Science*, 2016, vol. 499, pp. 480-490, doi:10.1016/j.memsci.2015.11.008
5. Volfson B. New Russian National Standards on Pressure Vessel and Apparatus Design and Strength Calculation, Proceedings of the ASME 2009 Pressure Vessels and Piping Conference, 26 - 30 July, 2009, Prague, Czech Republic, 2009, vol. 1, pp. 531-535, doi:10.1115/PVP2009-77840
6. Babenyshev S.P., Yemel'yanov S.A., Zhidkov V.Ye., Mamay D.S., Utkin V.P. [Theoretical aspects of forecasting the performance of baromembrane installations for the separation of liquid polydisperse systems], *Nauchnoye obozreniye* [Scientific Review], 2012, no. 5, pp. 468-470. (In Russ., abstract in Eng.)
7. Kochetov V.I., Popov V.Yu. [Optimization of the design parameters of the flange of the flat-chamber electro-baromembrane apparatus], *Mekhaniki XXI veku* [Mechanics of the XXI century], 2012, no. 11, pp. 92-96. (In Russ.)
8. Kovaleva O.A., Lazarev S.I., Kovalev S.V. Development and Calculation of an Electrobaromembrane Apparatus for Purifying Process Solutions, *Chemical and Petroleum Engineering*, 2017, vol. 53, no. 1-2, pp. 21-25, doi: 10.1007/s10556-017-0287-9
9. Kochetov V.I., Lazarev S.I., Kovalev S.V., Kovaleva O.A., Strel'nikov A.E. Improved Design of an Electrobaromembrane Apparatus and Calculation of the Parameters of the Housing Chamber when Subjected to the Effect of Excess Pressure, *Chemical and Petroleum Engineering*, 2018, vol. 54, no. 1-2, pp. 82-86, doi: 10.1007/s10556-018-0443-x
10. Lazarev S.I., Kovalev S.V., Kovaleva O.A., Rodionov D.A., Lazarev D.S., Kononov D.N. Flat-Chamber Electrobaromembrane Apparatus with Improved Characteristics and its Calculation Method, *Chemical and Petroleum Engineering*, 2019, vol. 55, no. 1-2, pp. 114-121, doi: 10.1007/s10556-019-00590-0

11. Gaydzhurov P.P., Iskhakova E.R., Tsaritova N.G. Study of Stress-Strain States of a Regular Hinge-Rod Constructions with Kinematically Oriented Shape Change, *International Journal for Computational Civil and Structural Engineering*, 2020, vol. 16, no. 1, pp. 38-47, doi: 10.22337/2587-9618-2020-16-1-38-47

12. Solov'yev A.N., Tamarkin M.A., Tkho N.V. [The finite element method in modeling centrifugal-rotary processing], *Advanced Engineering Research*, 2019, vol. 19, no. 3, pp. 214-220, doi: 10.23947/1992-5980-2019-19-2-214-220 (In Russ.)

13. Boyarshinov S.V. *Osnovy stroitel'noy mekhaniki mashin: uchebnoye posobiye* [Fundamentals of building mechanics of machines: textbook], Moscow: Mashinostroyeniye, 1973, 456 p. (In Russ.)

14. Gevorkyan R.S. [Asymptotic solutions of coupled dynamic problems of thermoelasticity for anisotropic inhomogeneous toroidal shells], *International Scientific and Practical Conference World Science*, 2016, vol. 1, no. 9 (13), pp. 14-29. (In Russ.)

15. Legostayev V.L., Mordovin Ye.D. [Methodology for calculating toroidal shells by momentless and moment theories of strength], *Transactions of the Tambov State Technical University*, 2007, vol. 13, no. 3, pp. 795-801. (In Russ., abstract in Eng.)

16. Birger I.A., Panovko A.Ya. [Eds.] *Prochnost', ustoychivost', kolebaniya: spravochnik: v 3 t.* [Strength, stability, fluctuations: reference book: in 3 vols.], Moscow: Mashinostroyeniye, 1968, vol. 1, 831 p. (In Russ.)

17. <http://www.aquaprom24.ru/upload/shss-new.pdf> (accessed 22 March 2021).

Zur Frage der Gestaltung der Bar-Membranen-Kombigeräte

Zusammenfassung: Der Beitrag betrachtet Arbeiten zu Methoden der Berechnung von technologischen und Konstruktionsparametern, Konstruktion von Membrananlagen, Erforschung technologischer Eigenschaften von Membranvorrichtungen, Auswahl von Konstruktions schemata, Methoden zur Berechnung von Festigkeit und Steifigkeit. Es ist ein Verfahren zur Berechnung mechanischer Belastungen und zur Bestimmung der Dicke von Platten und torusförmigen Schalen einer Membranvorrichtung des kombinierten Typs entwickelt, das es ermöglicht, die Festigkeitseigenschaften von Vorrichtungen dieser Klasse zu bewerten. Es wird ein Berechnungsbeispiel gegeben, das es ermöglicht, die Angemessenheit der Anwendung dieser Technik auf kombinierte Geräte zu bewerten.

Sur la question de la conception des appareils baromembranes du type combiné

Résumé: Sont examinés les travaux sur les méthodes du calcul des paramètres structurels et technologiques, la conception de l'équipement à membrane, les recherches sur les caractéristiques technologiques des dispositifs à membrane, la sélection des schémas de calcul, les méthodes du calcul de la résistance et de la rigidité. Est élaborée la méthode du calcul des charges mécaniques et de détermination de l'épaisseur des plaques et des enveloppes toriques de l'appareil à membrane du type combiné permettant d'évaluer les propriétés de résistance des appareils de cette classe. Est cité un exemple de calcul permettant d'évaluer l'adéquation de l'application de cette technique aux appareils du type combine.

Авторы: *Лазарев Сергей Иванович* – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Механика и инженерная графика»; *Ломакина Ольга Владимировна* – кандидат педагогических наук, доцент кафедры «Механика и инженерная графика»; *Буланов Владимир Евгеньевич* – кандидат технических наук, доцент кафедры «Механика и инженерная графика»; *Хорохорина Ирина Владимировна* – доктор технических наук, доцент кафедры «Природопользование и защита окружающей среды», ФГБОУ ВО «ТГТУ», г. Тамбов, Россия.

Рецензент: *Селиванов Юрий Тимофеевич* – доктор технических наук, доцент кафедры «Механика и инженерная графика», ФГБОУ ВО «ТГТУ», г. Тамбов, Россия.