

Originality. To provide intensity of the bayonet connections we suggest using elastic rings, disc springs placed in the space between the face ends of pipe sections or union threaded bushing screwed on the nipple end of the pipe section and therefore squeezing the bell-mouthed end of the connection section.

Practical value. Developed variants of bayonet pipe connections can be implemented into offshore drilling

equipment used in petroleum and gas industry, provide state of tension and prevent disconnection of deep-water pipes.

Keywords: *pipe, connection, bayonet, tension, durability, reliability, simplicity of design*

Рекомендовано до публікації докт. техн. наук С.С. Блохіним. Дата знаходження рукопису 07.11.11.

УДК 622.673.1; 621.778.27

**К.С. Заболотный, д-р техн. наук, проф.,
М.А. Рутковский**

Государственное высшее учебное заведение „Национальный горный университет“, г. Днепропетровск, Украина,
e-mail: gem99@mail.ru

ПОЛУЭМПИРИЧЕСКИЙ МЕТОД ПОСТРОЕНИЯ ОБОБЩЕННОЙ ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ОБЕЧАЙКИ БАРАБАНА ШАХТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ

**K.S. Zabolotny, Dr. Sci. (Tech.), Professor,
M.A. Rutkovskiy**

State Higher Educational Institution “National Mining University”, Dnipropetrovsk, Ukraine, e-mail: gem99@mail.ru

SEMIEMPIRICAL METHOD OF CREATION OF GENERALIZED PARAMETER-ORIENTED MODEL OF MINE HOIST DRUM SHELL

Цель. Разработка метода построения обобщенной параметрической модели обечайки барабана шахтной подъемной машины на основе его представления как системы с сосредоточенными и распределенными по пространству параметрами.

Методика. Разработанный метод предусматривает, что для описания объекта применяется упрощенная модель, в которой используются коэффициенты, определенные опытным путем и подобранные таким образом, чтобы расчетные и экспериментальные данные хорошо согласовывались.

Результат. В результате разработан полуэмпирический метод, который состоит в том, что для расчета изгиба профилированной обечайки барабана шахтной подъемной машины используется аналитическая модель осесимметричной оболочки с эквивалентными механическими характеристиками, включающими коэффициенты согласования с эмпирическими данными.

Научная новизна. Определение зависимости усредненной изгибной жесткости от геометрических параметров обечайки с учетом коэффициента уменьшения жесткости.

Практическое значение. Разработанный метод позволит обоснованно подойти к выбору параметров барабанов шахтных подъемных машин, а его применение в проектировании позволит создать конкурентоспособные на мировом рынке подъемные установки, отличающиеся уменьшенной массой, повышенной прочностью и долговечностью. В сравнении с применяемыми ранее методами, данный метод позволит в несколько раз сократить трудоемкость прочностных расчетов цилиндрических барабанов подъемных машин.

Ключевые слова: *подъемная машина, обечайка, обобщенная параметрическая модель, полуэмпирический метод*

Постановка проблемы. В современных условиях возрастающей технологической конкуренции большое значение имеет сокращение сроков разработки новых конструкций машин, а также повышение их качества и надежности. В связи с этим оптимальное проектирование занимает одну из основных позиций при создании современных конкурентоспособных машин.

Моделирование конструкции машины как дискретно-континуальной взаимодействующей системы позволяет определить зависимости между ее параметрами, необходимые для оптимального проектирования.

Одной из крупнейших, представляющих собой дискретно-континуальную систему, является шахтная

подъемная машина (ШПМ) с разрезным цилиндрическим барабаном, которую производят в ЗАО „Ново-Краматорский машиностроительный завод“ (ЗАО „НКМЗ“). Но машины этого типа имеют высокую металлоемкость по сравнению с импортными аналогами, что снижает их конкурентоспособность на внешнем рынке.

Анализ публикаций. Исследованием подъемных машин в разное время занимались Б.А. Морозов, Б.Г. Климов, Б.И. Давыдов, Б.С. Ковальский, З.М. Федорова, А.П. Нестеров, Ф.Л. Шевченко, С.Н. Зинченко, К.С. Заболотный. Почти все работы этих ученых посвящены исследованию напряженно-деформированного состояния (НДС) барабанов ШПМ и определению их рациональных параметров

[1, 2]. В разработанных авторами математических моделях было принято, что профилированная обечайка барабана имеет упрощенный вид. Необходимо отметить, что последняя является сложным объектом строительной механики, и для нее еще не разработаны модели напряженно-деформированного состояния, позволяющие оптимизировать конструкцию барабана шахтной подъемной машины. В настоящее время при математическом описании сложных объектов применяется полуэмпирический подход, который дает возможность получить более простую математическую модель объекта, обеспечивающую достоверные результаты [3]. Данный подход предусматривает, что для описания объекта применяется упрощенная модель, в которой используются коэффициенты, определенные опытным путем и подобранные таким образом, чтобы в данном интервале изменения параметров расчетные и экспериментальные данные хорошо согласовывались.

Выделение нерешенных ранее частей общей проблемы. Применение существующих методов расчетов барабанов ШПМ связано с высокой трудоемкостью. Так, например, для выполнения одного расчета НДС необходимо выполнить множество расчетов по определению коэффициентов податливости. Применение обобщенной параметрической модели барабана ШПМ позволит в несколько раз сократить трудоемкость расчетов, а также оптимизировать его конструкцию.

Цель исследования: разработка полуэмпирического метода построения обобщенной параметрической модели (ОПМ) обечайки барабана шахтной подъемной машины на основе его представления как дискретно-континуальной системы.

Для достижения цели поставлены такие задачи:

1. Построение аналитической модели обечайки барабана ШПМ со спиральной канавкой.
2. Определение функции редуцирования изгибной жесткости обечайки.

Основная часть. Было принято [1], что применяя метод усреднения к барабану со спиральной канавкой, из-за малости отношения шага нарезки канавки t к диаметру барабана, следует моделировать профилированную обечайку барабана как осесимметричную, профиль канавки которой описывается периодической функцией $f_z(x)$. Например, применительно к ШПМ производства ЗАО „НКМЗ“, профиль канавки (рис. 1) можно описать следующим образом

$$f_z(x) = \begin{cases} h_m + r_d - \sqrt{r_d^2 - x^2} - \frac{h}{2}, & \text{если } x \leq x_N; \\ \frac{h}{2} + r_f - \sqrt{r_f^2 - (x - \tau)^2}, & \text{если } x > x_N, \end{cases} \quad (1)$$

где r_d – радиус дна канавки; r_f – радиус гребешка канавки; φ – угол сопряжения; x_N и z_N – координаты точки сопряжения; h_f – высота гребешка; h_m – минимальная толщина обечайки; τ – половина шага нарезки витков; h – толщина листа.

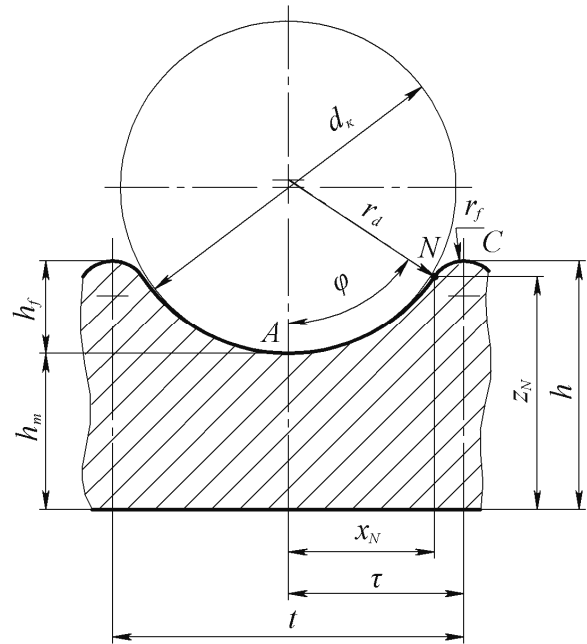


Рис. 1. Пример сечения профилированной канавки барабана

Рассмотрим равновесие элемента обечайки (рис. 2), вырезанного двумя поперечными сечениями, находящимися на расстоянии dx , и двумя радиальными сечениями, образующими между собой угол $d\varphi$. Данный элемент подвергается равномерно распределенной нагрузке q .

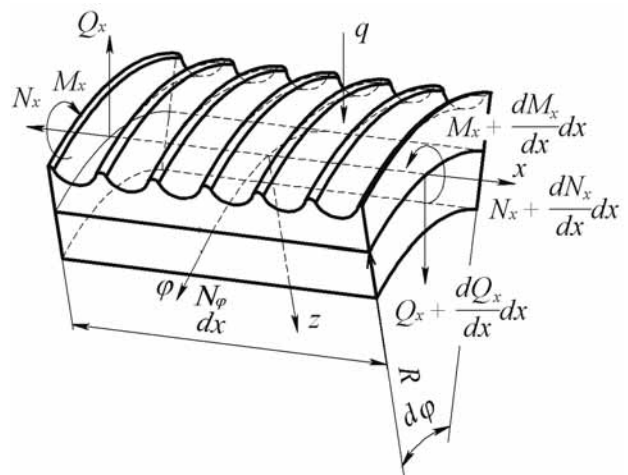


Рис. 2. Элемент профилированной оболочки барабана: R – радиус срединной поверхности оболочки; N_x – осевые силы; Q_x – поперечные силы; M_x – изгибающий момент

Введем значения следующих внутренних силовых факторов оболочки, которая моделирует профилированную обечайку

$$N_x = \int_{-f_z(x)}^{\frac{h}{2}} \sigma_x dz; N_\varphi = \int_{-f_z(x)}^{\frac{h}{2}} \sigma_\varphi dz;$$

$$M_x = \int_{-f_z(x)}^{\frac{h}{2}} \sigma_x z dz.$$

Внутренняя потенциальная энергия деформации профилированной обечайки описывается таким выражением

$$\delta U = R \int_0^l \int_0^{2\pi} \int_{-f_z(x)}^{\frac{h}{2}} [\sigma_x \delta \epsilon_x + \sigma_\varphi \delta \epsilon_\varphi] dx d\varphi dz.$$

В работе [1] было обосновано применение для профилированной обечайки модифицированной кинематической гипотезы Кирхгофа-Лява, согласно которой поперечные перемещения первой не зависят от координаты z , то есть

$$w \equiv w(x),$$

а для осевых перемещений справедливой оказывается следующая формула

$$u(x, z) \equiv u_0(x) + (e - z) \frac{dw}{dx}.$$

Поскольку изгибная жесткость лобовин барабанов подъемных машин значительно ниже осевой жесткости обечайки, то $N_x = 0$. Таким образом получаем следующие выражения

$$M_x = -D(x) \frac{d^2 w}{dx^2}; N_\varphi = -B(x) \frac{w}{R},$$

$$\text{где } D(x) = \frac{E}{1-\mu^2} \left(\frac{h^3}{96} + \frac{f_z(x)h^2}{16} + \frac{f_z^2(x)h}{8} + \frac{f_z^3(x)}{12} \right);$$

$$B(x) = E \left(\frac{h}{2} + f_z(x) \right).$$

Напряжения в обечайке примут вид

$$\sigma_x(x, z) = \frac{E}{1-\mu^2} \frac{M_x}{D(x)} \left(\frac{f_z(x)}{2} - \frac{h}{4} + z \right);$$

$$\sigma_\varphi(x, z) = \frac{E}{1-\mu^2} \left(\frac{N_\varphi}{B} (1-\mu^2) + \mu \left(\frac{M_x}{D(x)} \left(\frac{f_z(x)}{2} - \frac{h}{4} + z \right) \right) \right).$$

Применяя принцип возможных перемещений, получим уравнение равновесия участка оболочки с переменными изгибной и кольцевой жесткости, а именно

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(D(x) \frac{d^2 w}{dx^2} \right) + \frac{B(x) w}{R^2} = q.$$

Использование метода двух масштабов позволяет сформулировать следующее уравнение равновесия конструктивно-ортотропной оболочки

$$D_a \frac{d^4 w}{dx^4} + \frac{B_a}{R^2} w = q, \quad (2)$$

где изгибная жесткость

$$D_a = \frac{E\tau}{(1-\mu^2)} \left(\int_0^\tau \left(\frac{h^3}{96} + \frac{f_z(x)h^2}{16} + \frac{f_z^2(x)h}{8} + \frac{f_z^3(x)}{12} \right) dx \right)^{-1}, \quad (3)$$

кольцевая жесткость

$$B_a = \frac{E}{\tau} \int_0^\tau \left(\frac{h}{2} + f_z(x) \right) dx. \quad (4)$$

Результаты расчетов с использованием МКЭ показывают, что применение полученной аналитической модели дает завышенное значение изгибной жесткости. Это связано с тем, что в данной модели не было учтено отсутствие нормальных напряжений по контуру канавки.

Для построения ОПМ обечайки барабана ШПМ был применен полуэмпирический подход, согласно которому в используемых расчетах аналитической модели (2-4), в которой изгибная жесткость D_a заменена редуцированной, а именно

$$D_p = kD_a,$$

где k – коэффициент редуцирования, полученный в результате вычислительного эксперимента, значения которого подбираются таким образом, чтобы расчетные и экспериментальные данные хорошо согласовывались.

В процессе вычислительного эксперимента определялись поля осевых перемещений v_1, v_2 узлов конечно-элементной сетки профилированной обечайки. На рис. 3 показан результат расчета, выполненного по методу конечных элементов, с использованием программного комплекса SolidWorks Simulation применительно к фрагменту профилированной обечайки в виде „полуканавки“ и с учетом следующих исходных данных: профиль канавки подъемной машины производства завода НКМЗ; шаг укладки $t = 62$ мм; толщина листа $h = 55$ мм; глубина нарезки $h_f = 16$ мм. В качестве граничных применены следующие условия: передняя и левая грани – симметрия; правая грань не изгибается, а только поворачивается как жесткое целое под действием приложенного сосредоточенного момента M , нижняя левая кромка полуканавки зафиксирована.

При обработке результатов использовались такие безразмерные параметры:

$$\text{приведенная высота гребешка } \varepsilon = \frac{h_f}{h_m},$$

приведенный шаг нарезки канавки $\zeta = \frac{t}{h_f}$.

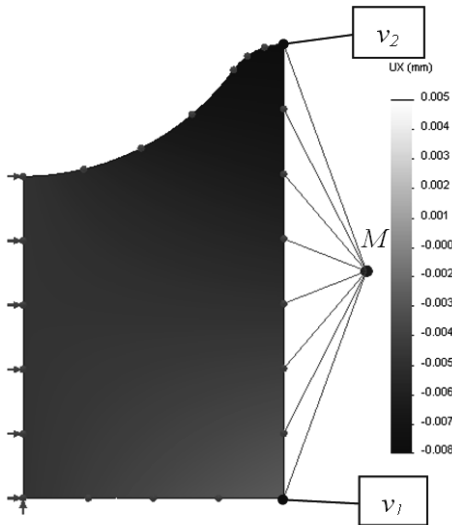


Рис. 3. Пример расчета полуканавки профиля обечайки

С учетом вычисленных перемещений точек v_1, v_2 , кривизна равна

$$\kappa = \frac{v_1 - v_2}{\tau h}$$

Введем понятие приведенной изгибной жесткости

$$I_0 = \frac{12M(1-\mu^2)}{Eh_m^3 \kappa b}$$

В ходе вычислительного эксперимента значения приведенных параметров выбирались по приведенной ниже таблице

Таблица

Значения уровней и интервалов варьирования приведенных параметров профиля обечайки

Параметры	Уровни варьирования					Шаг
	-1	-0,5	0	0,5	1	
ε	0,18	0,445	0,71	0,975	1,24	0,265
ζ	3,21	3,575	3,94	4,305	4,67	0,365

Для сопоставления результатов вычислительного эксперимента и аналитического решения, построен график зависимости приведенных изгибных жесткостей от безразмерных параметров профиля.

Анализ графика (рис. 4) показывает, что характер приведенных жесткостей идентичен, поэтому можно применить полуэмпирический подход для определения коэффициента редуцирования.

Вычислительный эксперимент предусматривал определение вектора I_0 , а затем вектора коэффициента редуцирования, а именно

$$\bar{k} = \bar{I}_0 \frac{D}{D_a(\varepsilon, \zeta)},$$

где изгибная жесткость листа обечайки без гребешков

$$D = \frac{Eh_m^3}{12(1-\mu^2)}$$

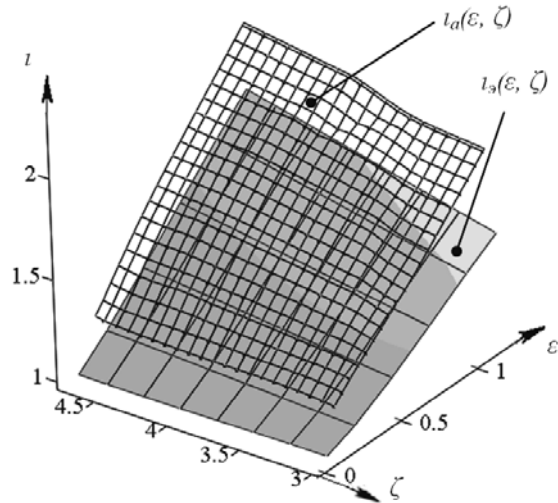


Рис. 4. График зависимостей приведенных изгибных жесткостей

Полученные результаты были обработаны методом наименьших квадратов, следствием чего стала зависимость коэффициента редуцирования k от безразмерных параметров ε и ζ , то есть

$$k(\varepsilon, \zeta) = 1,34723 - 0,50156 \cdot \varepsilon - 0,29519 \cdot \zeta + 0,61212 \cdot \varepsilon^2 + 0,01659 \cdot \varepsilon \cdot \zeta + 0,07385 \cdot \zeta^2 - 0,19478 \cdot \varepsilon^3 - 0,02106 \cdot \varepsilon^2 \cdot \zeta + 0,00692 \cdot \varepsilon \cdot \zeta^2 - 0,00626 \cdot \zeta^3. \quad (5)$$

При этом абсолютная среднеквадратичная погрешность аппроксимации не превышает $-1,6\%$, а максимальная относительная $-5,3\%$.

Таким образом, изгибная жесткость конструктивно-ортоотропной оболочки, которая моделирует профилированную обечайку, может определяться по следующей формуле

$$D_p = k \frac{E\tau}{(1-\mu^2)} \left(\int_0^\tau \left(\frac{h^3}{96} + \frac{f_z(x)h^2}{16} + \frac{f_z^2(x)h}{8} + \frac{f_z^3(x)}{12} \right)^{-1} dx \right). \quad (6)$$

При этом следует учитывать, что формула (5), по которой определяется коэффициент k , справедлива для профиля с функцией (1). Предположим, что в расчете других профилей можно использовать ту же функцию редукиции. Чтобы оценить погрешность этого предположения применительно к двум профилям [2], был проведен численный эксперимент. Он заключался в том, что для граничных значений параметров проводилось сравнение экспериментальных и

редуцированных величин изгибной жесткости. Численный эксперимент показал, что погрешность определения жесткости по формуле (6) не превысила 6%.

Выводы. Таким образом, разработанный полумпирический метод состоит в том, что для расчета изгиба профилированной обечайки барабана ШПМ используется аналитическая модель конструктивно-ортотропной оболочки, кольцевая жесткость которой определяется по формуле (4), а редуцированная изгибная жесткость D_p по формуле (6), где значение коэффициента k соответствует выражению (5).

Направление дальнейших исследований связано с разработкой аналитических моделей лобовин и различных подкреплений на основе полумпирического метода. В результате синтеза этих моделей с разработанной моделью обечайки будет получена обобщенно-параметрическая модель всего барабана ШПМ.

Список литературы / References

1. Заболотный К.С. Научное обоснование технических решений по повышению канатоемкости и уменьшению габаритов шахтных подъемных машин с цилиндрическими барабанами [Текст]: автореф. диссертации ... д-ра техн. наук. / Константин Сергеевич Заболотный. – Днепропетровск, 1997. – 24 с.

Zabolotny, K.S. (1997), "Scientific substantiation of technical solutions to improve the rope capacity and reduce the size of mine hoist machines with cylindrical drums", Abstract of Dr. Sci. (Tech.) dissertation, Dnepropetrovsk, Ukraine.

2. Безпалько Т.В. Оптимизация по канатоемкости проектных параметров барабанов шахтных подъемных машин [Текст]: автореф. диссертации ... канд. техн. наук. / Татьяна Витальевна Безпалько. – Днепропетровск, 2004. – 19 с.

Bezpalko, T.V. (2004), "Optimization of the rope-drum capacity design parameters of mine hoist machines", Abstract of Cand. Sci. (Tech.) dissertation, Dnepropetrovsk, Ukraine.

3. Композиты на основе полимерных матриц и углеродно-силикатных нанонаполнителей. Квантово-механическое исследование механических свойств, прогнозирование эффекта усиления. [Текст] / Ю.Г. Яновский, Е.А. Никитина, С.М. Никитин, Ю.Н. Карнет // Механика композиционных материалов и конструкций. – 2009. – №4. – Т. 15. – С. 566–589.

Yanovskiy, Yu.G., Nikitina, Ye.A., Nikitin, S.M. and Karnet, Yu.N. (2009), "Composites based on polymer matrices and the carbon-silicate nanofillers. Quantum-mechanical study of the mechanical properties, prediction of the effect of amplification", *Mekhanika kompozitsyonnykh materialov i konstruksiyi*, Vol. 15, no.4. p. 566–589.

Мета. Розробка методу побудови узагальненої параметричної моделі обечайки барабана шахтної підйомної машини на основі його уявлення як системи із зосередженими й розподіленими за простором параметрами.

Методика. Розроблений метод передбачає, що для опису об'єкта застосовується спрощена мо-

дель, в якій використовуються коефіцієнти, визначені дослідним шляхом і підібрані таким чином, щоб розрахункові та експериментальні дані добре узгоджувалися.

Результат. У результаті розроблено напівемпіричний метод, який полягає в тому, що для розрахунку вигину профільованої обечайки барабана шахтної підйомної машини використовується аналитична модель осесиметричної оболонки з еквівалентними механічними характеристиками, що включають коефіцієнти узгодження з емпіричними даними.

Наукова новизна. Визначення залежності усередненої згинальної жорсткості від геометричних параметрів обечайки з урахуванням коефіцієнта зменшення жорсткості.

Практична значимість. Розроблений метод дозволить обґрунтовано підійти до вибору параметрів барабанів шахтних підйомних машин, а його застосування у проектуванні дозволить створити конкурентоспроможні на світовому ринку підйомні установки, що відрізняються зменшеною масою, підвищеною міцністю й довговічністю. У порівнянні із застосовуваними раніше, даний метод дозволить у декілька разів скоротити трудомісткість розрахунків на міцність циліндричних барабанів підйомних машин.

Ключові слова: підйомна машина, обечайка, узагальнена параметрична модель, напівемпіричний метод

Purpose. To develop the method of construction of a generalized parametric model of drum shell of a mining hoist based on its representation as a system with spatially lumped and distributed parameters.

Methodology. The developed method supposes that the object is described by a simplified model with experimentally defined coefficients which allow experimental and computational data to conform well.

Findings. The semiempirical method has been developed. According to it for calculation of bending of shaped shell of hoist drum an analytical model of an axisymmetric shell with equivalent mechanical properties involving coefficients of agreement with the empirical data should be used.

Originality. Dependence of the average flexural rigidity on the geometric parameters of the shell taking into account the reduction coefficient of rigidity has been established.

Practical value. The developed method allows reasonable selection of the parameters of the hoist drum, and its application in the design will create a competitive global market of lifting equipment with reduced weight, increased strength and durability. In comparison with previously used, this method several times will reduce the complexity of calculations of the strength of cylindrical drum winders.

Keywords: hoist, shell, generalized parameter-oriented model, semiempirical method

Рекомендовано до публікації докт. техн. наук В.П. Франчуком. Дата надходження рукопису 03.04.12.