

струкцій або будівлі в цілому в умовах зміни зовнішніх дій. Надійність будівлі можна спрощено оцінювати вірогідністю досягнення деформаціями певного рівня за конкретних ґрунтових умов у конструкціях будівель при певних захисних заходах. За наявності статистично обґрунтованих даних як по навантаженнях і впливах, так і за міцнісними характеристиками матеріалів, можна обчислити вірогідність досягнення граничних станів у конкретних конструкціях. При адекватній розрахунковій моделі вірогідність досягнення граничного стану є основним показником, що оцінює роботу будівлі.

Отже, оцінка технічного стану будівель і споруд потребує проведення значного комплексу висококваліфікованих робіт, при яких необхідно враховувати вимоги як Державних будівельних норм, так і особливості конкретного регіону, місцеві умови експлуатації будівель і споруд.

Список літератури

1. Нормативные документы по вопросам обследования, паспортизации, безопасности и надежной эксплуатации производственных зданий и сооружений. Киев, 1999. – 152 с.
2. Кліменко В.З., Белов І.Д. Випробування та обстеження будівельних конструкцій і споруд. – К.: Основа, 2005. 207 с.
3. НПАОП 45.2-1.01-98. Правила обследования, оценки технического состояния и паспортизация производственных зданий и сооружений. Киев, 1999. – 36 с.

Рукопис подано до редакції 09.04.12

УДК 622.673.1;621.778.27

М.А. РУТКОВСКИЙ, аспирант, К.С. ЗАБОЛОТНЫЙ, д-р техн. наук, проф.
ГВУЗ «Национальный горный университет»

ПОСТРОЕНИЕ ОБОБЩЕННОЙ ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ОБЕЧАЙКИ БАРАБАНА ШАХТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ

Разработан полуэмпирический метод, который 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.

Проблема и ее связь с практическими задачами. 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, представляющую собой дискретно-континуальную систему, является шахтная подъемная машина (ШПМ) с разрезным цилиндрическим барабаном, которую производят в ЗАО «Ново-Краматорский машиностроительный завод» (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 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 применяются полуэмпирический подход, который дает возможность получить более простую математическую модель объекта, обеспечивающую достоверные результаты [3]. Данный подход предусматривает, что для описания объекта применяется упро-

шенная модель, в которой используются коэффициенты, определенные опытным путем и подобранные таким образом, чтобы в данном интервале изменения параметров расчетные и экспериментальные данные хорошо согласовывались.

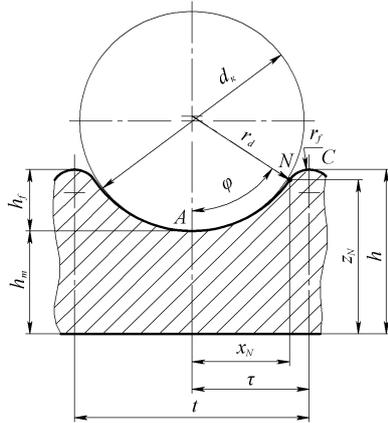
Цель исследования. Разработка полуэмпирического метода построения обобщенной параметрической модели (ОПМ) обечайки барабана шахтной подъемной машины на основе его представления как дискретно-континуальной системы.

Для достижения цели поставлены такие задачи:

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

Разработка полуэмпирического метода. 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 $f_z(x)$.

Рис. 1. Пример сечения профилированной канавки барабана



Например, применительно к ШПМ производства ЗАО «НКМЗ» профиль канавки (рис. 1) можно описать следующим образом

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

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.

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 .

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

$$N_x = \int_{-f_z(x)}^{h/2} \sigma_x dz; \quad N_\varphi = \int_{-f_z(x)}^{h/2} \sigma_\varphi dz; \quad M_x = \int_{-f_z(x)}^{h/2} \sigma_\varphi z dz. \quad (2)$$

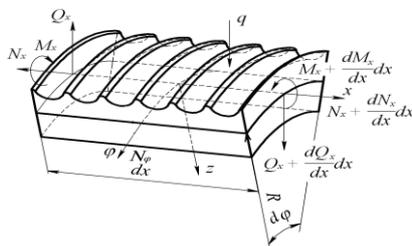


Рис. 2. Элемент профилированной оболочки

Здесь обозначено: R - радиус срединной поверхности оболочки, N_x - осевые силы, Q_x - перерезывающие силы, M_x - изгибающий момент.

Внутренняя потенциальная энергия деформации профилированной обечайки описывается выражением

$$\delta U = R \int_0^l \int_0^{2\pi} \int_0^{h/2} [\sigma_x \delta \epsilon_x + \sigma_\varphi \delta \epsilon_\varphi] dx d\varphi dz. \quad (3)$$

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

$$w \equiv w(x), \quad (4)$$

а для осевых перемещений справедливой оказывается следующая формула

$$u(x, z) \equiv u_0(x) + (e - z) \frac{dw}{dx}. \quad (5)$$

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

$$M_x = -D(x) \frac{d^2 w}{dx^2}; \quad N_\varphi = -B(x) \frac{w}{R}; \quad (6)$$

где

$$D(x) = \frac{E}{1-\mu^2} \left(\frac{h^3}{96} + \frac{f_z(x)h^2}{16} + \frac{f_z^2(x)h}{8} + \frac{f_z^3(x)}{12} \right); \quad (7)$$

$$B(x) = E \left(\frac{h}{2} + f_z(x) \right). \quad (8)$$

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

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(D(x) \frac{d^2 w}{dx^2} \right) + \frac{B(x)w}{R^2} = q. \quad (9)$$

Использование метода двух масштабов [4], позволяет сформулировать следующие уравнение равновесия конструктивно-ортотропной оболочки

$$D_a \frac{d^4 w}{dx^4} + \frac{B_a}{R^2} w = q, \quad (10)$$

где изгибная жесткость

$$D_a = \frac{E\tau}{(1-\mu^2)} \left(\int_0^\tau \left(\frac{h^3}{96} + \frac{f_z(x)h^2}{16} + \frac{f_z^2(x)h}{8} + \frac{f_z^3(x)}{12} \right) dx \right)^{-1}; \quad (11)$$

кольцевая жесткость

$$B_a = \frac{E}{\tau} \int_0^\tau \left(\frac{h}{2} + f_z(x) \right) dx. \quad (12)$$

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.

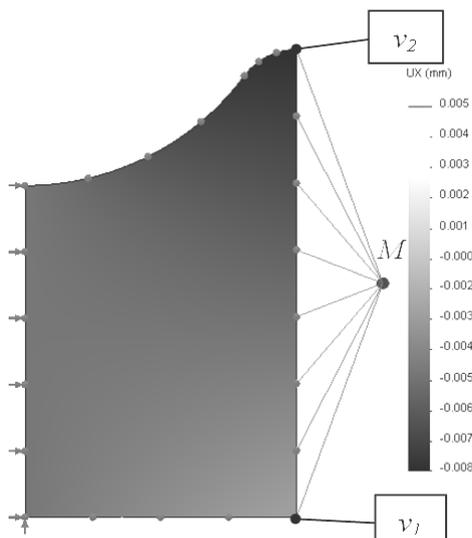
Для построения ОПМ обечайки барабана ШПМ был применен полуэмпирический подход, согласно которому в используемых расчетах аналитической модели (10-12), в которой изгибная жесткость D_a заменена редуцированной, а именно

$$D_p = kD_a, \quad (13)$$

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, выполненный 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.

Рис. 3. Пример расчета полуканавки



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:

приведенная высота гребешка $\varepsilon = h_f/h_m$,

приведенный шаг нарезки канавки $\xi = t/h_f$.

С учетом вычисленных перемещений точек v_1, v_2 кривизна

$$\kappa = \frac{v_1 - v_2}{\tau h}. \quad (14)$$

Введем понятие приведенной изгибной жесткости

$$v_3 = \frac{12M(1-\mu^2)}{Eh_m^3 \kappa b}. \quad (15)$$

Вычислительный эксперимент предусматривал определение вектора v_3 , а затем, вектора коэффициента редуцирования, а именно

$$\vec{k} = \vec{v}_3 \frac{D}{D_a(\varepsilon, \zeta)}, \quad (16)$$

где изгибная жесткость листа обечайки без гребешков

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

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

$$k(\varepsilon, \zeta) = 1,34723 - 0,50156 \cdot \varepsilon - 0,29519 \cdot \zeta + 0,61212 \cdot \varepsilon^2 + 0,01659 \cdot \varepsilon \cdot \zeta + 0,07385 \cdot \zeta^2 - 0,19478 \cdot \varepsilon^3 - 0,02106 \cdot \varepsilon^2 \cdot \zeta + 0,00692 \cdot \varepsilon \cdot \zeta^2 - 0,00626 \cdot \zeta^3. \quad (17)$$

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

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

$$D_p = k \frac{E\tau}{(1-\mu^2)} \left(\int_0^{\tau} \left(\frac{h^3}{96} + \frac{f_z(x)h^2}{16} + \frac{f_z^2(x)h}{8} + \frac{f_z^3(x)}{12} \right)^{-1} dx \right)^{-1}. \quad (18)$$

При этом следует учитывать что формула (17), по которой определяется коэффициент k , справедлива для профиля с функцией (1). Предположим, что в расчете других профилей можно использовать ту же функцию редукции. Чтобы оценить погрешность этого предположения применительно к двум профилям [2,5], 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 (18) не превысила 6 %.

Выводы и направления дальнейших исследований. 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 (12) а редуцированная изгибная жесткость D_p по формуле (18), где значение коэффициента k соответствует выражению (17).

В дальнейшем будут разработаны и исследованы аналитические модели лобовин и различных подкреплений, на основе синтеза которых будет разработана обобщенная параметрическая модель всего барабана ШПМ.

Список литературы

1. **Заболотный, К.С.** Научное обоснование технических решений по повышению канатоемкости и уменьшению габаритов шахтных подъемных машин с цилиндрическими барабанами [Текст]: дис. ... д-ра техн. наук./ К.С. Заболотный. – Д., 1997. – 295 с.
2. **Безпалько, Т.В.** Оптимизация по канато-емкости проектных параметров барабанов шахтных подъемных машин [Текст]: дис. ... канд. техн. наук./ Т.В. Безпалько. – Д., 2004. – 209 с.
3. **Яновский, Ю.Г.** 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. – Т. 15, – № 4. – С. 566–589.
4. **Андреанов, И.В.** Метод усреднения в статике и динамике ребристых оболочек [Текст] / **И.В. Андреанов, В.А. Лесничая, Л.И. Маневич.** – М.: Наука, 1985. – 223 с.
5. **Димашко, А.Д.** Шахтные электрические лебедки и подъемные машины [Текст] / **А.Д. Димашко, И.Я. Гершиков, А.А. Кренивч** // Справочник. – М.: Недра, 1973. – 363 с.

Рукопись поступила в редакцию 16.04.12