

Математическая модель деформирования обечайки барабана под действием канатной нагрузки

М. А. РУТКОВСКИЙ, К. С. ЗАБОЛОТНЫЙ

Государственное ВУЗ «Национальный горный университет»

Разработана математическая модель деформирования обечайки барабана под действием канатной нагрузки. Математическая модель получена на основе системы канонических уравнений по методу сил. В отличие от известных, модель содержит матрицу податливости, значение компонентов которой зависит от конструкции барабана и физико-механических свойств материалов, определяется на основе полуэмпирического подхода. Предложен высокоэффективный способ анализа структуры барабана, позволяющий определить влияние расположения и механических характеристик подкреплений на максимальный прогиб обечайки барабана. Применение модели для определения канатных нагрузок позволит существенно уменьшить трудоемкость.

Розроблено математичну модель деформування обечайки барабана під дією канатної навантаження. Математична модель отримана на основі системи канонічних рівнянь за методом сил. На відміну від відомих, модель містить матрицю податливості, значення компонентів якої залежить від конструкції барабана і фізико-механічних властивостей матеріалів, визначається на основі напівемпіричного підходу. Запропоновано високоефективний спосіб аналізу структури барабана, що дозволяє визначити вплив розташування і механічних характеристик підкріплень на максимальний прогин обечайки барабана. Застосування моделі для визначення канатних навантажень дозволить суттєво зменшити трудомісткість.

A mathematical model of deformation drum shell under the effect of the rope load. Mathematical model derived from the system of canonical equations by the method of forces. In contrast to the known, the model contains a matrix of pliability, the value of the components of which depends on the design of the drum and the physical and mechanical properties of materials is based on the semi-empirical approach. Propose a highly efficient method for analyzing the structure of the drum, which allows to determine the influence of the location and mechanical characteristics of reinforcements on the maximum sag of the drum shell. Application of the model to determine the rope loads will significantly reduce the complexity.

Актуальность работы. Отечественные шахтные подъемные машины (ШПМ) имеют высокую металлоемкость и пониженную долговечность по сравнению с импортными аналогами, что снижает их конкурентоспособность на внешнем рынке. Для их совершенствования известные отечественные ученые разработали целый комплекс методических рекомендаций по выбору рациональных параметров горных машин. Но их использование, из-за сложности объекта проектирования, не позволяет достичь необходимых результатов. Поэтому разработка современных методов расчета таких машин является актуальной научной проблемой, в рамках которой решается данная научная задача.

Состояние вопроса. Для выбора параметров ШПМ необходимо точное определение нагрузок, которые воспринимает барабан при намотке металлического каната. Известно [1], что при деформации барабана происходит ослабление натяжения ранее намотанных витков каната. Это ослабление возникает из-за того, что под действием канатной нагрузки барабан деформируется в радиальном направлении. Для определения радиальных перемещений обечайки барабана можно воспользоваться системой канонических уравнений по методу сил, которая в матричной форме имеет вид

$$\{w\} = [V] \cdot \{F\} \quad (1)$$

где $[V]$ – матрица податливости, в которой $V_{i,j}$ компонент представляет собой радиальное перемещение j -ой канавки, вызванное приложением единичной удельной силы к i -ой канавке (рис.1);

$\{F\}$ – вектор удельных усилий, приложенных к канавкам;

$\{w\}$ – вектор перемещений канавок барабана.

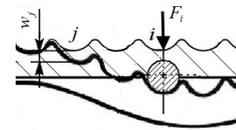


Рис.1. Прогиб канавок

Матрица $[V]$ зависит от геометрии барабана, конструкции лобовин, реборд, косынок, ребер, шпангоутов и физико-механических свойств материалов тонкостенной подкрепленной конструкции барабана ШПМ. Поэтому ее построение является сложной технической задачей.

Таким образом, разработка математической модели деформирования обечайки барабана шахтной подъемной машины является актуальной научной задачей.

Цель работы – создание алгоритма построения матрицы податливости на основе разработанной математической модели деформирования обечайки барабана ШПМ.

Постановка задачи. Для достижения цели поставлены такие задачи:

- построить модель конструктивно-ортотропной оболочки;
- синтезировать математическую модель деформирования обечайки;
- оценить достоверность математической модели.

Принятые допущения. Спиральную канавку на барабане можно заменить последовательностью кольцевых канавок. Полученная осесимметричная обечайка моделируется осредненной гладкой цилиндрической

оболочкой с различными жесткостями на изгиб и на растяжение.

Результаты исследования.

Представим барабан ШПМ в виде (рис.2) последовательно соединенных друг с другом в узлах модифицированных балок на упругом основании (длина двух таких балок, кроме последних, равна t , шагу нарезки канавки), которые соответствуют участкам подкрепленной обечайки с постоянными жесткостными характеристиками. В узлах, соответствующих лобовинам, ребордам и шпангоутам, размещены опоры в виде пружин сжатия и кручения. Будем считать что нагрузки действующие на канавки барабана приложены к нечетным узлам соединения балок.

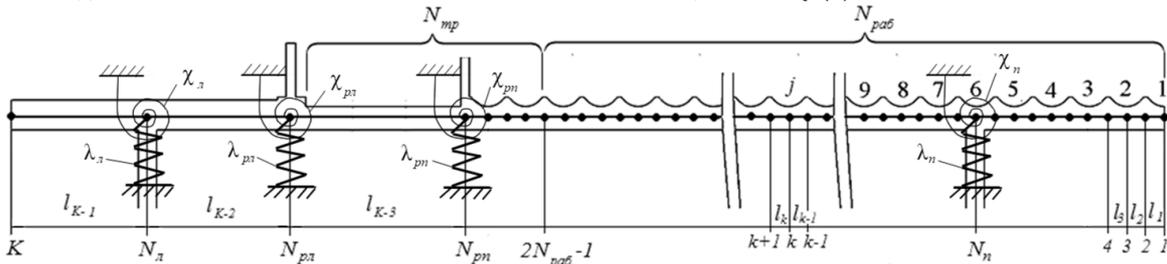


Рис.2. Физическая модель барабана ШПМ

N_{pab} – количество рабочих канавок; N_{mp} – количество витков трения порожнякового каната; j – номер текущей канавки; k – номер текущего узла ($k = 2j - 1$), N_{pl} , N_{pr} – номера узлов над левой и правой лобовинами; N_{pl} , N_{pr} – номера узлов над левой и правой ребордами, l_k – длина k -й балки, λ – жесткость пружин сжатия; χ – жесткость пружин кручения.

Окончательно, выражения для прогибов канавок обечайки барабана под действием произвольной канатной нагрузки примут вид

$$\{w\} = [\Phi] [A]^{-1} \cdot \{B\}. \tag{2}$$

Для определения i -ой строки матрицы податливости $[V_{pi}]$ приложим единичную удельную силу к i -ой канавке и сформируем матрицу $[G]$ с компонентами

$$G_{ij} = 0,5\delta_{i,2} + \delta_{i,8j-6}, \text{ Н / м}, \tag{3}$$

где $1 \leq i \leq N$ а $1 \leq j \leq N_{pab}$.

Тогда из выражения (16) следует

$$[V_{pi}] = [\Phi] \cdot [A]^{-1} \cdot [G]. \tag{4}$$

Таким образом, математическая деформирования обечайки барабана ШПМ под действием канатной нагрузки барабана ШПМ (1) примет вид

$$\{w\} = [V_{pi}] \{F\}. \tag{5}$$

Уравнения (12-19) представляют собой математическую модель деформирования обечайки барабана ШПМ под действием канатной нагрузки.

Для автоматизации вычислений коэффициентов матрицы податливости уравнения (2-5) были запрограммированы в прикладном пакете MathCAD решение которых выполнялось в следующей последовательности: формируется матрица системы $[A]$ путем подстановки общего решения в граничные условия; образуется вектор усилий $\{B\}$ размерности N ; определяются вектора констант интегрирования $\{C\}$; строится матрица $[V_{pi}]$.

Для проверки точности данной модели проведено сравнение компонентов матрицы податливости с

Рабочими канавками назовем N_{pab} канавок, на которые наматываются канаты. Без ограничения общности примем, что барабан начинается с полуканавки. Поскольку общее количество узлов равно K , то $K-1$ – количество балок. Каждая k -ая ($k=1 \dots K-1$) балка характеризуется изгибной жесткостью Dk , жесткостью упругого основания $Bk / R2$ и длиной lk . Лобовины представим как опоры в виде пружин сжатия и кручения, расположенные на расстоянии от начала координат: xN_{pl} для правой и xN_{pr} для левой. Аналогичные расстояния для реборд: xN_{prl} для правой и xN_{prl} для левой. Изгиб k -ой балки будем описывать перемещением $wk(x)$, углом поворота $\phi k(x)$, изгибающим моментом $Mk(x)$ и перерезывающей силой $Qk(x)$.

экспериментальными данными [2]. В качестве примера, на рисунке 3 приведены соответствующие формы барабана под действием единичной удельной силы, приложенной к пятнадцатой канавке. Среднеквадратичная ошибка определения матрицы податливости по предложенной математической модели не превысила 2,4%.

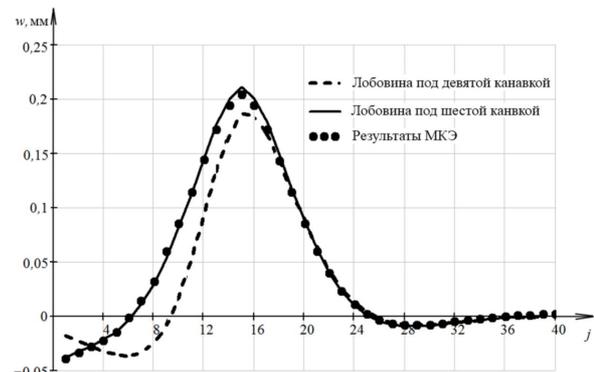


Рис.3. Форма обечайки барабана.

Анализ структуры уравнений (1) и (5) показывает, что в математической модели прогибов обечайки важным множителем является матрица податливости, которая учитывает физико-механические характеристики подкрепленной обечайки.

В качестве примера ниже приведены графики податливости, отнесенной к кольцевой податливости

$$v_k = \frac{R^2}{B \cdot t} = 1,476 \cdot 10^{-8}, \frac{M^2}{H}$$

обечайки барабана машины ЦР – 6х3,4/0,6 при действии единичных нагрузок в *i*-ых канавках (рис. 4).

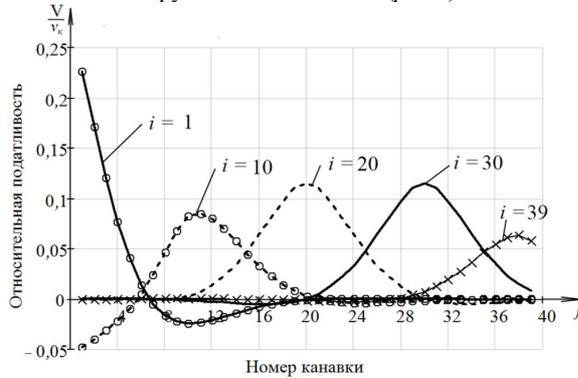


Рис. 4. Формы обечайки

Для большей наглядности зависимости матрицы податливости от деформации *j*-й канавки под действием окружной силы на *i*-ую канавку приведен на рисунке 5.

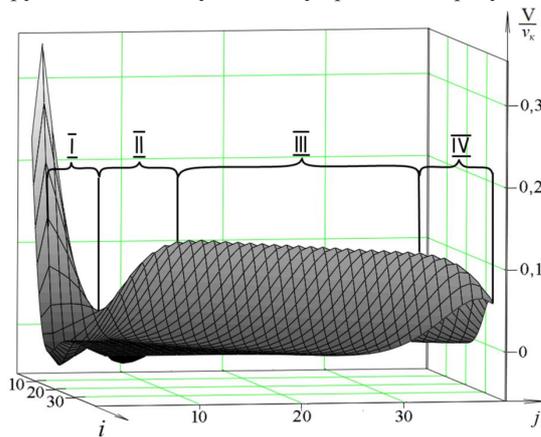


Рис. 5. Графическое представление матрицы податливости.

Как видно из рис. 6, при изменении расположения прикладываемой силы, начиная от переставной части барабана к тормозному полю, матрица податливости имеет четыре участка: I – консольная часть барабана, имеющая максимальную податливость, II – переход от минимальной податливости в окрестностях лобовины к податливости обечайки связанной с кольцевым сжатием (участок III), IV – участок ослабления податливости обечайки, связанный с влиянием лобовины к тормозному полю.

Из анализа рис. 4 видно, что перемещение лобовины с шестой канавки на девятую снизило максимальный прогиб на 11,5%. Для получения аналогичного результата по способу, ранее предложенному в работе [2], потребовало бы проведение более сотни вычислительных экспериментов на полной конечно-элементной мо-

дели барабана. Из анализа рисунка 5 видно, что максимальной податливостью обладает консольный участок обе чайки. Исследуем, как влияет уменьшение длины этого участка, т.е. расположение лобовины, на величину прогибов, а значит и на напряжений.

Выводы

Абсолютная погрешность при замене спиральной канавки на барабане ШПМ на кольцевые не превышает 4-6% для интенсивности напряжений и перемещений, что позволяет использовать модель барабана с кольцевым канавками.

Математическая модель деформирования обечайки барабана под действием канатной нагрузки получена на основе системы канонических уравнений по методу сил, в отличие от известных, модель содержит матрицу податливости, значение компонентов которой зависит от конструкции барабана и физико-механических свойств материалов, определяется на основе полуэмпирического подхода.

2. Оценка достоверности математической модели в сравнении с результатами вычислительного эксперимента с применением МКЭ для обечайки барабана ШПМ типа ЦР дало погрешность 2,4%.

3. Матрица податливости является существенным коэффициентом в математической модели деформирования обечайки барабана ШПМ. Полученные уравнение для вычисления коэффициентов матрицы податливости позволяют определять содержимое этой матрицы не проводя серию громоздких численных экспериментов.

4. Из математической модели барабана получена матрица податливости состоящая из четырех участков отвечающих относительно расположению лобовин.

5. Предложен высокоэффективный способ анализа структуры барабана, позволяющий в частности определить снижение максимального прогиба обечайки на 11,5% в зависимости от расположения лобовины с уменьшением на два порядка количества вычислительных экспериментов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ковальский Б. С. Нагрузка канатных барабанов и бобин // Сб. статей Стальные канаты. — Киев : Техніка, 1966 — Вып.3. — С.89—106.
2. Заболотный К. С. Обоснование компьютерной модели барабана и расчетных нагрузок шахтной подъемной машины / К. С. Заболотный, А. Л. Жупиев, Е. Н.Соснина // Геотехническая механика : Межведомственный сборник научных трудов / Ин-т геотехнической механики им. Н. С. Полякова НАН Украины. — Днепропетровск : 2011. — Вып. 92. — 280 с. : ил., табл. — библиогр. : С. 275—278.