

РАЗРАБОТКА МОДЕЛИ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА С БАРАБАНОМ ШАХТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ

¹Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», г. Днепр

В статье исследованы области применимости гипотез об абсолютно жесткой балке и отсутствии влияния сил трения на распределение контактного давления при расчете тормозов шахтных подъемных машин. Разработаны физическая и математическая модели контактного взаимодействия тормозной балки с барабаном при торможении шахтной подъемной машины. С помощью метода исключения и метода Эйлера получены законы распределения контактного усилия, усилия в вертикальной стойке и тормозного момента для процесса торможения. Разработанные рекомендации по использованию различных моделей процесса торможения позволяют выбрать рациональную модель для расчета тормозной балки методом конечных элементов.

ВСТУПЛЕНИЕ

Из всех применяемых в горнорудной промышленности машин подъемная считается наиболее ответственным звеном при добыче полезного ископаемого. Возникновение аварийных ситуаций в процессе работы подъемной машины приводит не только к значительным материальным убыткам, но часто подвергает опасности жизнь людей, при этом основным средством защиты подъемной установки от аварии является её тормозная система [1].

Актуальной технической проблемой является уменьшение контактного давления колодочных тормозов, определение необходимых усилий в тормозных тягах, вертикальной стойке и создаваемого тормозного момента.

Из анализа последних исследований и публикаций таких известных ученых как Б. Л. Давыдов, З. М. Федорова, Н. С. Карпышев, A. J. Day, Yuan Mao Huang, J. S. Shyr, M. Tirovic, T. P. Newcomb, P. R. J. Harding, Z. Varecki, S. F. Scieszka следует, что авторы пользовались точными расчетами методами конечных элементов и других численных методов без оценки влияния основных параметров колодочной балки на контактное взаимодействие накладки с тормозным ободом. В качестве аналитической модели до последнего времени используется методика расчета тормозных устройств ШПМ, описанная в работах Б.Л. Давыдова [2], З.М. Федоровой [3], Н.С. Карпышева [4] и основанная на гипотезах о том, что тормозной обод и тормозная балка принимаются абсолютно жесткими и силы трения не влияют на распределение контактного давления.

A. J. Day проводил расчет для конкретного случая методом конечных элементов, представляя тормозную балку последовательностью балок различного постоянного сечения [5–7].

Yuan Mao Huang применил метод граничных элементов без анализа основных параметров, влияющих на контактное взаимодействие [8].

Z. Varecki, S. F. Scieszka рассматривали качающийся тормоз в отличие от применяемых на ШПМ тормозов с поступательным движением колодок [9].

Результаты расчёта напряженно-деформированного состояния тормоза ШПМ имеют некоторое расхождение с описанными в литературе. Так, к примеру, характер распределения контактных давлений вдоль тормозной балки носит не синусоидальный характер с пиковыми значениями по центру колодки, а напротив – имеет ярко выраженный краевой эффект. Поэтому актуальной научной задачей является определение факторов, влияющих на распределение контактного давления и определение области применимости гипотез об абсолютно жесткой балке и невлинии сил трения на распределение контактных давлений.

Разработка модели контактного взаимодействия колодочного тормоза с барабаном при торможении шахтной подъемной машины с учетом конечной изгибной жесткости балки и влиянии сил трения на распределение контактного давления для создания рекомендаций по разработке рациональной конструкции тормозной балки.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Новокраматорский машиностроительный завод, который является одним из крупнейших в Европе производственно-исследовательских комплексов, до настоящего времени выпускает барабанные шахтные подъемные машины, большинство из которых снабжается колодочными

тормозами. Проблемами разработки тормозных устройств ШПМ занималось много известных ученых, но в силу недостаточной мощности используемых в то время вычислительных средств многие важные вопросы взаимодействия тормозной балки, накладки и тормозного обода остались неисследованными.

В основе математической модели Б. Л. Давыдова по определению распределенных касательных и нормальных усилий, действующих на тормозную балку колодочного тормоза ШПМ, лежат следующие допущения: распределение нормальных внутренних усилий действующих на тормозную балку не зависит от трения накладки о барабан и изгибной жесткости балки [2].

Эти допущения не обоснованы, поэтому результаты расчетов могут привести к существенным ошибкам при определении расчетных нагрузок в конструкции колодочного тормоза и созданию аварийных ситуаций.

В данной статье разработана математическая модель контактного взаимодействия колодочного тормоза с барабаном ШПМ с учетом сил трения и изгибной жесткости балки.

Тормозная колодка (

Рисунок 1) состоит из тормозной балки 1 с тормозными накладками 2, установленной на вертикальной балке (стойке) 3.

Для решения поставленной задачи принимается физическая модель тормозной накладкой как массива упругих, не взаимодействующих друг с другом, тел типа «Винклеровского основания» [10], работающих на сжатие и передающих через себя распределенные силы трения, возникающие между тормозным барабаном и тормозной колодкой, определенные для предельного состояния равновесия в соответствии с законом Кулона (рис. 2).

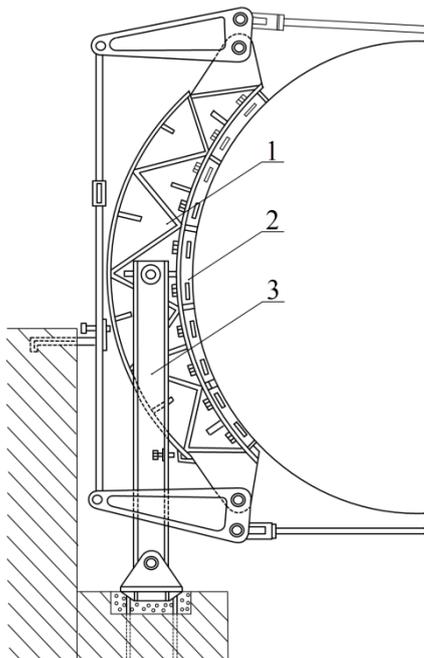


Рисунок 1 – Фрагмент колодочного тормоза

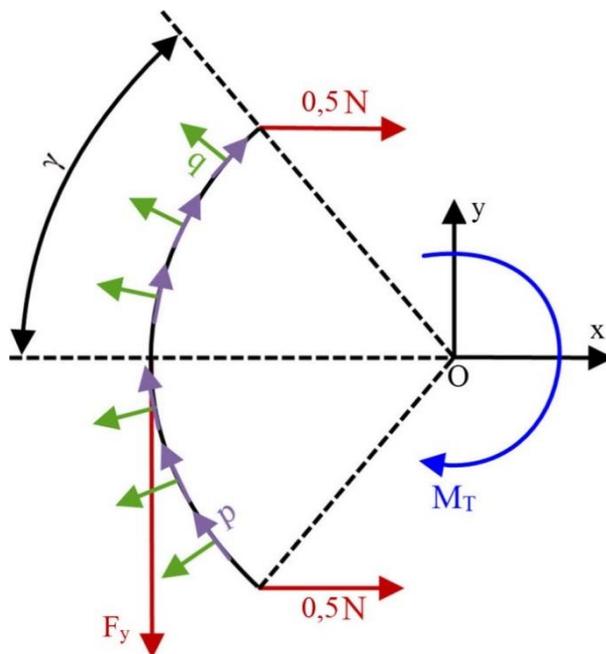


Рисунок 2 – Расчётная модель тормозной балки

Тормозная балка установленная на вертикальной стойке и взаимодействующая с тормозным барабаном через тормозную накладку нагружена двумя горизонтальными усилиями $N/2$ в тягах и реакцией в вертикальной стойке F_y , кроме этого на балку действуют распределенная сила давления со стороны барабана q и распределенные силы трения p , которые вызывают тормозной момент M_T , действующий на балку. Предполагается, что барабан вращается по часовой стрелке.

Тормозная балка представляется физической моделью в виде кругового бруса постоянного сечения, на внутреннюю часть которого действует контактное давление и распределенная сила трения, а вертикальная стойка моделируется подвижным горизонтальным шарниром, расположенным посередине кругового бруса.

Тормозная балка закреплена от вертикальных перемещений в подвижном горизонтальном шарнире. Это приводит к скачку внутренних усилий и не дает возможности использовать одно дифференциальное уравнение равновесия.

Запишем уравнения равновесия элементарных участков бруса для двух его частей, обозначив соответственно индексами ($i = 0$) и ($i = 1$):

$$\frac{dT_i(\varphi)}{d\varphi} + Q_i(\varphi) = 0; \quad (i = 0, 1); \quad (1)$$

$$\frac{dQ_i(\varphi)}{d\varphi} - T_i(\varphi) - q_i(\varphi)R = 0; \quad (i = 0, 1); \quad (2)$$

$$\frac{dM_i(\varphi)}{d\varphi} + Q_i(\varphi)R = 0; \quad (i = 0, 1), \quad (3)$$

где $T_i(\varphi)$ – продольная сила; $Q_i(\varphi)$ – поперечная сила; $M_i(\varphi)$ – изгибающий момент; φ – текущая угловая координата; R – радиус нейтральной линии тормозной балки.

Уравнение распределенных нормальных усилий, соответствующих модели упругого основания можно записать в виде

$$q_i(\varphi) = \kappa w_i(\varphi); \quad (i = 0, 1), \quad (4)$$

где $w_i(\varphi)$ – прогиб балки; E_n – модуль упругости материала накладки; H_n – толщина накладки; B_r – ширина тормозного поля; κ – поперечная жесткость накладки,

$$\kappa = E_n \frac{B_r}{H_n}. \quad (5)$$

Уравнение распределенной силы трения по закону Кулона

$$p_i(\varphi) = f\kappa w_i(\varphi); \quad (i = 0, 1). \quad (6)$$

Закон Гука для изгибающего момента

$$M_i(\varphi) = -\frac{EI}{R} \frac{d\theta_i(\varphi)}{d\varphi}; \quad (i = 0, 1). \quad (7)$$

где E – модуль упругости материала балки; I – момент инерции сечения балки; θ_i – угол поворота балки.

Кинематическая зависимость

$$\theta_i(\varphi) = \frac{1}{R} \left(\frac{dw_i(\varphi)}{d\varphi} + v_i(\varphi) \right); \quad (i = 0, 1). \quad (8)$$

Условие нерастяжимости срединной линии бруса

$$w_i(\varphi) = \frac{dv_i(\varphi)}{d\varphi}; \quad (i = 0, 1). \quad (9)$$

Для решения системы уравнений используем метод исключения.

Подставляя выражения (4)–(8) в уравнения (1)–(3), получим

$$\frac{EI}{R^3} \left(\frac{d^5 w_i(\varphi)}{d\varphi^5} + \frac{d^3 w_i(\varphi)}{d\varphi^3} \right) + \kappa R \frac{dw_i(\varphi)}{d\varphi} + \frac{EI}{R^3} \left(\frac{d^3 w_i(\varphi)}{d\varphi^3} + \frac{dw_i(\varphi)}{d\varphi} \right) + f\kappa R w_i(\varphi) = 0. \quad (10)$$

Подставляя выражение (9) в уравнение (10), получим одно дифференциальное уравнение для продольных деформаций шестого порядка

$$\frac{d^6 v_i(\varphi)}{d\varphi^6} + 2 \frac{d^4 v_i(\varphi)}{d\varphi^4} + (1 + \lambda) \frac{d^2 v_i(\varphi)}{d\varphi^2} + f\lambda \frac{dv_i(\varphi)}{d\varphi} = 0, \quad (11)$$

где λ – относительная жесткость, равная отношению поперечной жесткости накладки к изгибной жесткости балки,

$$\lambda = \frac{E_H B_T R^4}{H_H EI}. \quad (12)$$

Для решения дифференциального уравнения (11) применим метод Эйлера.
Характеристическое уравнение для обеих половин бруса:

$$n \left[n^5 + 2n^3 + (1 + \lambda)n + f\lambda \right] = 0.$$

Корни характеристического уравнения представим в виде вектора

$$n = \begin{cases} 0 \\ r \\ \alpha_1 + i\beta_1 \\ \alpha_1 - i\beta_1 \\ \alpha_2 + i\beta_2 \\ \alpha_2 - i\beta_2 \end{cases},$$

то есть один корень нулевой, один действительный и четыре комплексных. Для определения численных значений этих корней предлагается использовать метод Ньютона. В качестве нулевого приближения выбираются аналитические значения корней модели без учета трения

$$n_0 = \begin{cases} 0 \\ 0 \\ \alpha_0 + i\beta_0 \\ \alpha_0 - i\beta_0 \\ -\alpha_0 + i\beta_0 \\ -\alpha_0 - i\beta_0 \end{cases},$$

где

$$\alpha_0 = \sqrt{0,5(-1 + \sqrt{1 + \lambda})}; \quad \beta_0 = \sqrt{0,5(1 + \sqrt{1 + \lambda})}.$$

Для r используется начальное приближение

$$r = -\frac{f\lambda}{1 + \lambda}.$$

Исходя из вида характеристических корней, тангенциальные перемещения будем искать в виде

$$v_i(\varphi) = S_{i,0} + S_{i,1}e^{r\varphi} + \sum_{j=0}^1 \left[e^{\alpha_j \varphi} \left(S_{i,2j+2} \cos(\beta_j \varphi) + S_{i,2j+3} \sin(\beta_j \varphi) \right) \right]; \quad (i = 0, 1),$$

где неопределенные коэффициенты $S_{i,j}$ находятся из следующих граничных условий.

Равенство нулю изгибающих моментов на концах тормозной балки ($\varphi = -\gamma$ и $\varphi = \gamma$).

$$M_0(-\gamma) = 0; \quad M_1(\gamma) = 0;$$

Равенство перерезывающих и продольных сил соответствующим проекциям усилий в горизонтальных тягах

$$Q_0(-\gamma) = \frac{N}{2} \cos(\gamma); \quad Q_1(\gamma) = -\frac{N}{2} \cos(\gamma); \quad T_0(-\gamma) = \frac{N}{2} \sin(\gamma); \quad T_1(\gamma) = \frac{N}{2} \sin(\gamma).$$

Равенство нулю продольных перемещений в центральной точке тормозной балки

$$v_0(0) = 0; \quad v_1(0) = 0.$$

Условие непрерывности радиальных перемещений, углов поворота, изгибающих моментов и перерезывающих сил в этой точке

$$w_0(0) = w_1(0); \quad \theta_0(0) = \theta_1(0); \quad M_0(0) = M_1(0); \quad Q_0(0) = Q_1(0).$$

Как указывалось выше, условие непрерывности для продольных сил в этой точке не выполняется.

Сшивая эти решения для каждой части тормозной балки, общее выражение для продольных перемещений может быть представлено в форме:

$$v(\varphi) = \begin{cases} v_0(\varphi), \varphi < 0; \\ v_1(\varphi), \varphi \geq 0; \end{cases} \quad (13)$$

Аналогично, такие же выражения записываются для радиальных прогибов

$$w(\varphi) = \begin{cases} w_0(\varphi), \varphi < 0; \\ w_1(\varphi), \varphi \geq 0; \end{cases} \quad (14)$$

где выражение для каждой из частей балки

$$w_i(\varphi) = S_{i,1} r e^{r\varphi} + \sum_{j=0}^1 \left[e^{\alpha_j \varphi} \left(S_{i,2j+2} \left(-\beta_j \sin(\beta_j \varphi) + \alpha_j \cos(\beta_j \varphi) \right) + S_{i,2j+3} \left(\beta_j \cos(\beta_j \varphi) + \alpha_j \sin(\beta_j \varphi) \right) \right) \right]; \quad (i = 0, 1).$$

Выражение для углов поворота имеет вид

$$\theta(\varphi) = \begin{cases} \theta_0(\varphi), \varphi < 0; \\ \theta_1(\varphi), \varphi \geq 0; \end{cases} \quad (15)$$

где

$$\theta_i(\varphi) = \frac{1}{R} \left[S_{i,0} + S_{i,1} e^{r\varphi} (1+r)^2 + \sum_{j=0}^1 \left[e^{\alpha_j \varphi} \left(S_{i,2j+2} \left(\cos(\beta_j \varphi) (\delta_{1,j} + 1) + \sin(\beta_j \varphi) (-\delta_{2,j}) \right) + S_{i,2j+3} \left(\cos(\beta_j \varphi) (\delta_{2,j}) + \sin(\beta_j \varphi) (\delta_{1,j} + 1) \right) \right) \right] \right]; \quad (i = 0, 1);$$

$$\delta_{1,j} = (\alpha_j)^2 - (\beta_j)^2; \quad \delta_{2,j} = 2\alpha_j \beta_j.$$

Выражение для изгибающих моментов

$$M(\varphi) = \begin{cases} M_0(\varphi), \varphi < 0; \\ M_1(\varphi), \varphi \geq 0; \end{cases} \quad (16)$$

где

$$M_i(\varphi) = -\frac{EI}{R} \left[S_{i,1} e^{r\varphi} r (1+r^2) + \sum_{j=0}^1 \left[e^{\alpha_j \varphi} \left(S_{i,2j+2} (\cos(\beta_j \varphi) (\delta_{5,j}) + \sin(\beta_j \varphi) (\delta_{6,j})) + S_{i,2j+3} (\cos(\beta_j \varphi) (-\delta_{6,j}) + \sin(\beta_j \varphi) (\delta_{5,j})) \right) \right] \right]; \quad (i=0,1);$$

$$\delta_{3,j} = (\alpha_j)^3 - 3\alpha_j (\beta_j)^2; \quad \delta_{4,j} = (\beta_j)^3 - 3(\alpha_j)^2 \beta_j; \quad \delta_{5,j} = \delta_{3,j} + \alpha_j; \quad \delta_{6,j} = \delta_{4,j} - \beta_j.$$

Выражение для перерезывающих сил

$$Q(\varphi) = \begin{cases} Q_0(\varphi), \varphi < 0; \\ Q_1(\varphi), \varphi \geq 0; \end{cases} \quad (17)$$

где

$$Q_i(\varphi) = \frac{EI}{R^3} \left[S_{i,1} e^{r\varphi} r^2 (1+r^2) + \sum_{j=0}^1 \left[e^{\alpha_j \varphi} \left(S_{i,2j+2} (\cos(\beta_j \varphi) (\delta_{7,j}) + \sin(\beta_j \varphi) (\delta_{8,j})) + S_{i,2j+3} (\cos(\beta_j \varphi) (-\delta_{8,j}) + \sin(\beta_j \varphi) (\delta_{7,j})) \right) \right] \right]; \quad (i=0,1);$$

$$\delta_{7,j} = \delta_{5,j} \alpha_j + \delta_{6,j} \beta_j; \quad \delta_{8,j} = \delta_{6,j} \alpha_j - \delta_{5,j} \beta_j.$$

Выражение для продольных сил

$$T(\varphi) = \begin{cases} T_0(\varphi), \varphi < 0; \\ T_1(\varphi), \varphi \geq 0; \end{cases} \quad (18)$$

где

$$T_i(\varphi) = S_{i,1} e^{r\varphi} \left[\frac{EI}{R^3} r^3 (1+r^2) + kRr \right] + \sum_{j=0}^1 \left[e^{\alpha_j \varphi} \left(S_{i,2j+2} (\cos(\beta_j \varphi) (\delta_{9,j}) + \sin(\beta_j \varphi) (\delta_{10,j})) + S_{i,2j+3} (\cos(\beta_j \varphi) (-\delta_{10,j}) + \sin(\beta_j \varphi) (\delta_{9,j})) \right) \right]; \quad (i=0,1);$$

$$\delta_{9,j} = kR\alpha_j + \frac{EI}{R^3} (\delta_{7,j} \alpha_j + \delta_{8,j} \beta_j); \quad \delta_{10,j} = -kR\beta_j + \frac{EI}{R^3} (-\delta_{7,j} \beta_j + \delta_{8,j} \alpha_j).$$

Выражение для распределенных нормальных усилий

$$q(\varphi) = \frac{w(\varphi)k}{B_T}.$$

Уравнения (13)–(18) представляют математическую модель определения касательных и нормальных усилий, действующих на тормозную балку, разработанную с учетом влияния сил трения на распределения нормальных усилий и изгибной жесткости балки

Используя уравнения для распределенных нормальных усилий можно найти выражение для тормозного момента

$$M_T = fB_T R^2 \int_{-\gamma}^{\gamma} q(\varphi) d\varphi.$$

Выражение для усилий в горизонтальных тягах

$$N_x = B_T R \int_{-\gamma}^{\gamma} q(\varphi) \cos(\varphi) d\varphi.$$

Выражение для усилий в вертикальной стойке

$$N_y = B_T R \int_{-\gamma}^{\gamma} q(\varphi) \sin(\varphi) d\varphi.$$

В качестве примера рассмотрим расчет колодочного тормоза ШПМ ЦР-4х3/0.7 со следующими параметрами: $R = 2260$ мм – радиус нейтральной линии тормозной балки; $B_T = 400$ мм – ширина тормозного поля; $\gamma = 50^\circ$ – половина дуги обхвата; $H = 400$ мм – толщина балки; $H_n = 80$ мм – толщина накладки; $E = 2.1 \times 10^{11}$ Па – модуль упругости материала балки; $E_n = 3 \times 10^8$ Па – модуль упругости материала накладки; $f = 0, 0.3$ – коэффициент трения.

Примем усилие в горизонтальной тяге, равное для вычисленного по модели Б. Л. Давыдова, соответствующей данной машине, 699 кН [11].

Результаты расчетов приведены на рисунках 3–6, на которых красным цветом обозначен расчет по модели без учета влияния трения на распределение контактных давлений (в дальнейшем «без трения»), синим – с учетом трения и зеленым – по модели Б. Л. Давыдова.

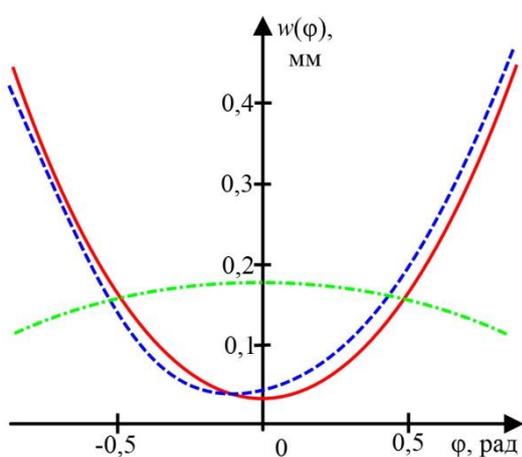


Рисунок 3 – Распределение радиальных прогибов вдоль тормозной балки

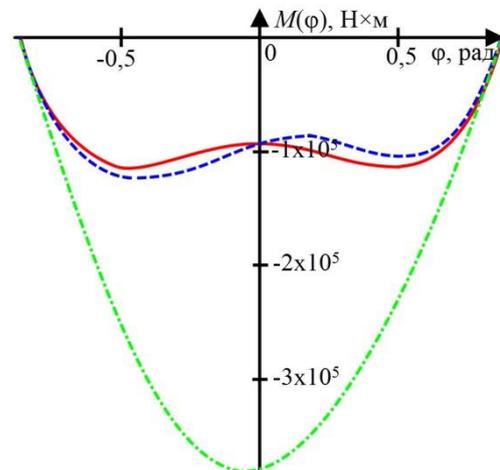


Рисунок 4 – Распределение изгибающих моментов вдоль тормозной балки

Распределение радиальных прогибов без учета трения (рисунок 3) – симметричная функция. Учет трения приводит к тому, что набегающая часть балки перемещается меньше, чем сбегающая. Расчет по модели Б. Л. Давыдова (с бесконечной жесткостью тормозной балки и не учетом трения) приводит к качественно неверному результату с максимумом посередине и без краевого эффекта. Ошибка в определении максимальных перемещений, а, следовательно, и контактных усилий, составляет 148,7 %.

Без учета трения функция распределения изгибающих моментов симметрична (рисунок 4) с двумя одинаковыми минимумами $-1,1 \times 10^5$ Н×м и одним экстремумом посередине балки равным $-7,1 \times 10^4$ Н×м. Учет трения приводит к тому, что, в отличие от рассмотренных выше графиков, изгибающий момент по абсолютной величине в набегающей части превышает момент в сбегающей части. Расчет по модели Б. Л. Давыдова завывает значение изгибающих моментов в 3 раза.

Без трения распределение перерезывающей силы – антисимметричная функция с нулем посередине балки (рисунок 5). Учет трения приводит к тому, что посередине балки функция перерезывающей силы терпит излом, при этом значение силы составляет 39,5 кН. Расчет по модели Б. Л. Давыдова дает монотонно убывающую функцию, проходящую через 0.

Без трения распределение продольной силы – симметричная функция (Рисунок 6). На концах балки продольные усилия по обеим моделям совпадают, а посередине функция распределения с учетом трения терпит разрыв, который составляет 383 кН и равен усилию в вертикальной стойке. Расчет по модели Б. Л. Давыдова дает заниженный на 39 % скачек в продольном усилии равный 275 кН, при этом минимальное значение продольной силы уменьшается на 34 %.

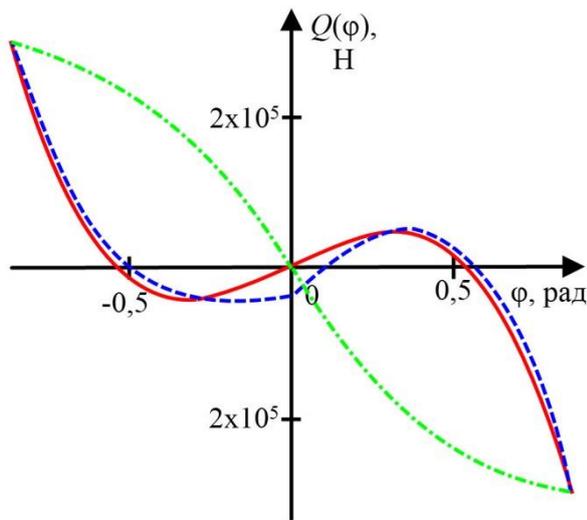


Рисунок 5 – Распределение перерезывающих сил вдоль тормозной балки

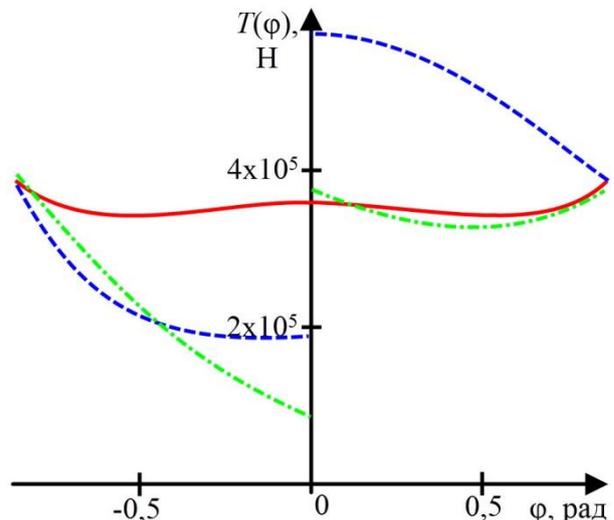


Рисунок 6 – Распределение продольных усилий вдоль тормозной балки

Тормозной момент вычисляется по формуле

$$M_T = fR^2 \int_{-\gamma}^{\gamma} \kappa w(\varphi) d\varphi,$$

и равен для модели без трения $7,72 \times 10^5$ Н×м, с учетом трения – $7,87 \times 10^5$ Н×м, по модели Б. Л. Давыдова – $6,98 \times 10^5$ Н×м. Занижение значения тормозного момента по упрощенной модели составляет 1,94 %, а по модели Б. Л. Давыдова – 11,3 %.

Усилия в вертикальной стойке по полной модели находятся по формуле

$$F_y = R \int_{-\gamma}^{\gamma} \kappa w(\varphi) (f \cos(\varphi) + \sin(\varphi)) d\varphi,$$

и равен для модели без трения $2,75 \times 10^5$ Н, с учетом трения – $3,48 \times 10^5$ Н, по модели Б. Л. Давыдова – $2,75 \times 10^5$ Н. Погрешность определения этой силы по упрощенной модели и модели Б. Л. Давыдова составляет 26,5 %.

Полученные результаты дают возможность расчетчику и конструктору тормозных балок выбрать ту или иную модель контактного взаимодействия при торможении для проектирования рациональных тормозных балок методом конечных элементов.

ВЫВОДЫ

1. Впервые разработана физическая модель тормозной накладки как массива упругих тел, типа «Винклеровского основания», работающих на сжатие и передающих через себя распределенную касательную нагрузку (силы трения), возникающую между тормозным барабаном и тормозной колодкой, определенную для предельного состояния равновесия в соответствии с законом Кулона.

2. Впервые разработана физическая модель тормозной балки в виде кругового бруса постоянного сечения, установленного на вертикальной стойке и взаимодействующего с тормозным барабаном через тормозную накладку, на которую действует распределенная нормальная и касательная нагрузка, моделирующая контактное взаимодействие тормозной колодки и барабана, а вертикальная стойка моделируется подвижным шарниром расположенным посередине кругового бруса.

3. Впервые разработана математическая модель определения касательных и нормальных усилий, действующих на тормозную балку, которая состоит из: шести уравнений равновесия элементарных участков бруса на упругом основании, находящихся под действием распределенных сил трения, определяемых по закону Кулона; уравнений описывающих закон Гука для изгибающих моментов; условия не растяжимости срединной линии бруса; двенадцати граничных условий, которые определяют значения перерезающей и продольной силы, изгибающего момента по краям бруса, и в месте установки подвижного шарнира непрерывности всех перемещений и усилий, кроме, продольного, равного нулю.

4. С помощью метода исключения и метода Эйлера находятся касательные и нормальные усилия, действующие на тормозную балку, используемые для нахождения тормозного момента, усилий в тросах и стойке.

5. На примере машины ЦР-4х3/0.7 показано, что распределение нормального усилия, действующего на тормозную балку, определенное по методике Б. Л. Давыдова и методике, разработанной авторами, принципиально отличаются: по методике Б. Л. Давыдова характер распределения имеет вид синусоиды, по методике, изложенной в данной работе, это парабола, с ярко выраженным краевым эффектом. При этом значение максимальных контактных давлений, вычисленное по модели Б. Л. Давыдова, занижается в 2,5 раза.

6. Минимальное значение продольной силы, вычисленное по модели Б. Л. Давыдова, уменьшается на 34 %, завышается значение изгибающих моментов в 3 раза, занижаются усилия в вертикальной стойке на 26,5 %.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Zabolotny K. Analysis of current trends development of mining hoist design engineering / K. Zabolotny, O. Zhupiev, A. Molodchenko // *New Developments in Mining Engineering 2015. Theoretical and Practical Solutions of Mineral Resources Mining*. 2015. – CRC Press/Balkema, 2015 – P. 175–179
2. Давыдов Б. Л. Расчет и конструирование шахтных подъемных машин / Б. Л. Давыдов. – М. : Углетехиздат, 1959. – 298 с.
3. Федорова З. М. Сборник примеров и задач по рудничным подъемным установкам / З. М. Федорова. – М. : Государственное научно-техническое издательство литературы по горному делу, 1961. – 353 с.
4. Карпышев Н. С. Тормозные устройства шахтных подъемных машин / Н. С. Карпышев. – М. : Недра, 1968. – 248 с.
5. Day A. J. Drum brake interface pressure distributions. / A. J. Day // *Proc. Instn. Mech. Engrs., Part D 205 (D2)*, 1991. – pp. 127-136.
6. Day A. J. A finite element approach to drum brake analysis. / A. J. Day, P. J. Harding, T. P. Newcomb // *Proc. Instn. Mech. Engrs.* – 1979. – V. 193. – P. 400–406.
7. Day A. J. Thermal effects and pressure distributions in brakes. / A. J. Day, M. Tirovic, T. P. Newcomb // *Proc. Instn. Mech. Engrs.* – 1991. – V. 205. – P. 199–205.
8. Huang Y. M. On Pressure Distributions of Drum Brakes. / Y. M. Huang & J. S. Shyr // *Journal of Mechanical Design*. – 2002. – V. 124, March. – P. 115–120.
9. Barecki Z. A. Mathematical Model of the Brake Shoe and the Brake Path System. / Z. A. Barecki & S. F. Scieszka // *N&O JOERNAAL*. – 1987. – April. – P. 13–17.
10. Прочность, устойчивость, колебания : в тт. Т. 1. / И. А. Биргер, Я. Г. Пановко, Б. Л. Абрамян и др. – М. : Машиностроение, 1968. – 832 с.
11. Димашко А. Д. Шахтные электрические лебедки и подъемные машины / А. Д. Димашко, И. Я. Гершиков, А. А. Кривневич. – М. : Недра, 1973. – 363 с.

REFERENCES

1. Zabolotny. K. Analysis of current trends development of mining hoist design engineering / K. Zabolotny, O. Zhupiev, A. Molodchenko // *New Developments in Mining Engineering 2015. Theoretical and Practical Solutions of Mineral Resources Mining*. 2015. – CRC Press/Balkema, 2015 – P. 175–179.
2. Davydov B. L. Raschet i konstruirovaniye shakhtnykh pod"yemnykh mashin. / B. L. Davydov. – М. : Ugletekhizdat, 1959. - 298 с.
3. Fedorova Z. M. Sbornik primerov i zadach po rudnichnym pod"yemnym ustanovkam. / Z. M. Fedorova. – М. : Gosudarstvennoye nauchno-tekhnicheskoye izdatel'stvo literatury po gornomu delu, 1961. – 353 с.
4. Karpyshev N. S. Tormoznyye ustroystva shakhtnykh pod"yemnykh mashin. / N. S. Karpyshev. – М. : Nedra, 1968. – 248 с.
5. Day A. J. Drum brake interface pressure distributions. / A. J. Day // *Proc. Instn. Mech. Engrs., Part D 205 (D2)*, 1991. – pp. 127-136.
6. Day A. J. A finite element approach to drum brake analysis. / A. J. Day, P. J. Harding, T. P. Newcomb // *Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol. 193*, 1979. – pp. 400-406.
7. Day A. J. Thermal effects and pressure distributions in brakes. / A. J. Day, M. Tirovic, T. P. Newcomb // *Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol 205*, 1991. – pp. 199-205.

8. Huang Y. M. On Pressure Distributions of Drum Brakes. / Y. M. Huang & J. S. Shyr // Journal of Mechanical Design vol.124, March 2002. – pp. 115-120.
9. Barecki Z. A. Mathematical Model of the Brake Shoe and the Brake Path System. / Z. A. Barecki & S. F. Scieszka // N&O JOERNAAL, April 1987. – pp. 13-17.
10. Birger I. A. Prochnost', ustoychivost', kolebaniya (T. I). / I. A. Birger, YA. G. Panovko, B. L. Abramyan i dr. // M. : Mashinostroyeniye, 1968. – 832 c.
11. Dimashko A. D. Shakhtnyye elektricheskiye lebedki i pod"yemnyye mashiny. / A. D. Dimashko, I. YA. Gershikov, A. A. Krevnevich. – M. : Nedra, 1973. - 363 c.

К. С. Заболотний¹, О. Л. Жупієв¹, А. В. Молодченко¹

РОЗРОБКА МОДЕЛІ КОНТАКТНОЇ ВЗАЄМОДІЇ КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА З БАРАБАНОМ ШАХТНОЇ ПІДЙІМАЛЬНОЇ МАШИНИ

¹Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет», м. Дніпро

Об'єкт досліджень – процес гальмування шахтної підйімальної машини.

Мета роботи – розробка моделі контактної взаємодії колодкового гальма з барабаном при гальмуванні шахтної підйімальної машини з урахуванням кінцевої згинальної жорсткості балки та впливу сил тертя на розподіл контактного тиску задля створення рекомендацій з розробки раціональної конструкції гальмівної балки.

Досліджено області застосовності гіпотез про абсолютно жорстку балку та відсутність впливу сил тертя на розподіл контактного тиску при розрахунку гальм шахтних підйімальних машин. Розроблено фізичну та математичну моделі контактної взаємодії гальмівної балки з барабаном при гальмуванні шахтної підйімальної машини. За допомогою методу виключення і методу Ейлера отримано закони розподілу контактного зусилля, зусилля в вертикальній стійці і гальмівного моменту для процесу гальмування. Розроблені рекомендації з використання різних моделей процесу гальмування дозволяють вибрати раціональну модель для розрахунку гальмівної балки методом кінцевих елементів.

Ключові слова: фізична і математична моделі балки та накладки; шахтна підйімальна машина; колодке гальмо; метод Ейлера; закон Кулона.

Заболотний Костянтин Сергійович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри гірничих машин та інжинірингу, Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет», e-mail: mmf@ua.fm

Жупієв Олександр Леонідович, старший викладач кафедри гірничих машин та інжинірингу, Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет», e-mail: alexzh@ua.fm

Молодченко Артур Володимирович, аспірант кафедри гірничих машин та інжинірингу, Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет», e-mail: artamaranth0.0@gmail.com

K. Zabolotnyi¹, O. Zhupiyev¹, A. Molodchenko¹

DEVELOPMENT OF THE MODEL OF CONTACT INTERACTION BETWEEN SHOE BRAKE AND DRUM OF MINE HOISTING MACHINE

¹National mining university, Dnipro

The object of research is the contact interaction of the shoe with the rim of the drum during braking of the mine hoisting machine.

The aim of the work is to develop models of contact interaction between the brake shoe and the drum during braking of the mine hoisting machine, taking into account the flexural rigidity of the beam and the

effect of frictional forces on the distribution of the contact pressure to create recommendations for the development of a rational design of the brake beam.

Areas of applicability of hypotheses about an absolutely rigid beam and the absence of influence of frictional forces on the distribution of contact pressure in calculating the brakes of mine hoisting machines are investigated. The physical and mathematical models of the contact interaction of the brake beam with the drum during braking of the mine hoisting machine are developed. Using the exclusion method and the Euler method, the laws of distribution of the contact force, the force in the vertical rack and the braking torque for the braking process are obtained. The developed recommendations on the use of different models of the braking process make it possible to choose a rational model for the calculation of the brake beam by the finite element method.

Key words: the physical and mathematical models of beam and lining; mine hoisting machine; shoe brake; the Euler method; Coulomb's law.

Zabolotnyi Kostiantyn, Doctor of Technical Science, Head of the mining machines department, State Higher Educational Institution “National mining university”, e-mail: mmf@ua.fm

Zhupiiiev Oleksandr, Senior lecturer of the mining machines department, State Higher Educational Institution “National mining university”, e-mail: alexzh@ua.fm

Molodchenko Artur, Graduate student of the mining machines department State Higher Educational Institution “National mining university”, e-mail: artamaranth0.0@gmail.com

К. С. Заболотный¹, А. Л. Жупиев¹, А. В. Молодченко¹

РАЗРАБОТКА МОДЕЛИ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА С БАРАБАНОМ ШАХТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ

¹Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», г. Днепр

Объект исследований – контактное взаимодействие колодки с ободом барабана при торможении шахтной подъемной машины.

Цель работы – разработать модели контактного взаимодействия колодочного тормоза с барабаном при торможении шахтной подъемной машины с учетом конечной изгибной жесткости балки и влияния сил трения на распределение контактного давления для создания рекомендаций по разработке рациональной конструкции тормозной балки.

Исследованы области применимости гипотез о абсолютно жесткой балке и отсутствии влияния сил трения на распределение контактного давления при расчете тормозов шахтных подъемных машин. Разработаны физическая и математическая модели контактного взаимодействия тормозной балки с барабаном при торможении шахтной подъемной машины. С помощью метода исключения и метода Эйлера получены законы распределения контактного усилия, усилия в вертикальной стойке и тормозного момента для процесса торможения. Разработанные рекомендации по использованию разных моделей процесса торможения позволяют выбрать рациональную модель для расчета тормозной балки методом конечных элементов.

Ключевые слова: физическая и математическая модели балки и накладки; шахтная подъемная машина; колодочный тормоз; метод Эйлера; закон Кулона.

Заболотный Константин Сергеевич, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой горных машин и инжиниринга, Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», e-mail: mmf@ua.fm

Жупиев Александр Леонидович, старший преподаватель кафедры горных машин и инжиниринга, Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», e-mail: alexzh@ua.fm

Молодченко Артур Владимирович, аспирант кафедры горных машин и инжиниринга, Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», e-mail: artamaranth0.0@gmail.com