

применение резиновых сит при сухой сепарации мелкозернистых и порошковых материалов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Звягильский Е.Л. [Сухое, мелкое и тонкое грохочение влажных рядовых углей перед обогащением](#) / Е.Л. Звягильский, П.Е. Филимонов, В.Л. Морус // Геотехнічна механіка: Міжвід. зб. наук. праць. — Дніпро: ИГТМ НАНУ, 2012. — Вип. 101. — С. 63-83.
2. Серго Е.Е. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых: Издательское объединение «Вища школа», 1975. - 240 с.

УДК 622.625.28

ТЯГОВА ЗДАТНІСТЬ ЛОКОМОТИВА З ІНДИВІДУАЛЬНИМ ТА ГРУПОВИМ ПРИВОДОМ

В.П. Франчук¹, К.А. Зіборов², О.М. Твердохліб³

¹доктор технічних наук, професор, професор кафедри інжинірингу та дизайну в машинобудуванні, Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», м. Дніпро, Україна, e-mail: franchuk@nmu.one

²кандидат технічних наук, завідувач кафедри конструювання технічної естетики і дизайну, Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», м. Дніпро, Україна, e-mail: ziborov.k.a@nmu.one

³старший викладач кафедри конструювання технічної естетики і дизайну, Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», м. Дніпро, Україна

Анотація. Для математичної моделі шахтного локомотиву з індивідуальним та груповим приводом визначена максимальна тягова здатність при сталому русі на ділянці колії з урахуванням геометричної недосконалості його вихідних ланок. Отримано залежності для визначення сумарного тягового зусилля шахтного локомотиву з різними компоновальними схемами. Сформульовано рекомендації за величиною зносу (прокату) бандажів коліс колісних пар та заокруглення рейкової колії для реалізації сили тяги при заданій швидкості руху локомотива.

Ключові слова: шахтний локомотив, привід, математична модель, тягова здатність.

ENGINEERING OF CRANKSHAFT SUSPENSION SUPPORT OF REVOLVER TYPE

V.P. Franchuk¹, K.A. Ziborov², O.M. Tverдохleb³

¹Ph.D., Professor, Professor of Department of Engineering and Design in Mechanical Engineering, National Technical University "Dnipro Polytechnic", Dnipro, Ukraine, e-mail: franchuk@nmu.one

²Ph.D., Head of Department of Engineering and Generative Design, National Technical University "Dnipro Polytechnic", Dnipro, Ukraine, e-mail: ziborov.k.a@nmu.one

³senior teacher of Department of Engineering and Generative Design, National Technical University "Dnipro Polytechnic", Dnipro, Ukraine

Abstract. For the mathematical model of a mine locomotive with individual and group drive, the maximum traction ability at steady motion on the track section was determined taking into account the geometric imperfection of its output units. Dependencies were obtained to determine the total traction effort of a mine locomotive with different layout schemes. Recommendations for the amount of wear (hire) of wheel sets of wheelsets of wheelsets of wheels and rounding of the track are formulated for realization of thrust at given speed of locomotive movement.

Keywords: mine locomotive, drive, mathematical model, traction ability.

Вступ. На рудничних і шахтних локомотивах широко застосовують індивідуальний привід, коли на кожну рухому колісну пару передається крутний момент від окремого тягового двигуна, а також груповий, коли один двигун передає крутний момент на всі колісні пари візка [1, 2].

Протириччя в питанні порівняльної оцінки ефективності тягових властивостей локомотивів з різною кількістю механічно пов'язаних колісних пар в приводі викликані, в тому числі, відсутністю єдиного показника, що характеризує як втрати енергії в приводі, так і використання зчпний маси локомотива з урахуванням імовірнісного характеру природи зчеплення [3, 4].

Дати об'єктивну оцінку того чи іншого типу приводу можна тільки після порівняння їх характеристик і техніко-економічних показників, визначених за результатами аналітичних досліджень і натурних випробувань в експлуатації або на фізичних моделях максимально наближених до експлуатаційних режимів.

Мета роботи – розробити узагальнену математичну модель і визначити тягову здатність шахтного локомотиву з індивідуальним і груповим приводом.

Матеріали дослідження. Найважливішим параметром шахтного локомотива є тягова здатність. Вона залежить, крім стану умов контакту коліс з

рейками, також від швидкості руху локомотива, радіуса заокруглення рейкового шляху, нерівномірності зносу коліс (різниця в діаметрах кіл катання коліс).

Якісна залежність, яка відображає особливості фрикційного контакту пари колесо-рейка для шахтних умов експлуатації, описує умови взаємодії пари шахтного локомотива, що контактує (при швидкості руху рейкового екіпажу $V = 14$ км/год (приблизно 4 м/с) [4]. Аналітично ця залежність між силою тяги і нормальною реакцією має вигляд:

$$Q_x = Q_z \mu_0 \alpha_0 \frac{-\kappa}{\delta \kappa^2 V_0 + \beta \kappa + \lambda}, \quad (1)$$

де μ_0 – коефіцієнт тертя поверхонь кочення (в цьому випадку сталь по сталі); α_0 – коефіцієнт, що враховує вплив зовнішнього середовища; $\kappa = \frac{v}{V_0}$

– коефіцієнт відносного ковзання, відношення швидкості відносного ковзання контактуючих тіл (колесо-рейка) до швидкості переміщення точки контакту; δ, β, λ – коефіцієнти, що враховують тривалість контакту, спосіб прикладання навантаження, пружні характеристики матеріалу, величину і характер розподілу виступів шорсткості контактуючих поверхонь; $Q_z = mg$ – сила тяжіння локомотиву.

Для умов експлуатації (шахтні умови) наведені коефіцієнти мають наступні значення: $\mu_0 = 0.6$, $\alpha_0 = 0.4$, $\delta = 0.142$, $\beta = 0.962$, $\lambda = 1.42 \cdot 10^{-3}$.

Тягова здатність локомотива визначається як максимальна тягова здатність чотирьох коліс (двох колісних пар). Тягове зусилля локомотива, враховуючи (1), визначиться як:

$$Q_L = \sum_{i=1}^4 Q_{Z_i} \mu_0 \alpha_0 \frac{V_{t_i} - \omega_i R_{k_i}}{\delta (V_{t_i} - \omega_i R)^2 + \beta (V_{t_i} - \omega_i R) + \lambda V_{t_i}}, \quad (2)$$

де Q_{Z_i} – нормальна складова реакції на кожному колесі; V_{t_i} – швидкість переміщення геометричній осі кожного колеса; ω_i – кутова швидкість i -го колеса; R_{k_i} – радіус i -го колеса.

У локомотивів з індивідуальним приводом кутова швидкість коліс, з'єднаних віссю, буде однакою, тобто:

$$\omega_1 = \omega_2 = \omega_{12}, \quad \omega_3 = \omega_4 = \omega_{34},$$

а у локомотивів з груповим приводом осі коліс 12 і 34 з'єднані карданним валом, тоді:

$$\omega_1 = \omega_2 = \omega_3 = \omega_4 = \omega_{14}.$$

Швидкість переміщення геометричної осі колеса при русі на заокругленні рейкового шляху визначиться з виразу:

$$V_{t_i} = V_0 \left(1 - \frac{b}{2R_0} \right),$$

де b – ширина колії локомотива; R_0 – радіус заокруглення рейкового шляху.

Кутова швидкість, при якій реалізується максимальна тягова здатність однієї пари коліс визначиться як:

$$\begin{aligned} \frac{\partial Q_{X_{12}}}{\partial \omega_{12}} = & Q_{Z_1} R_{k_1} [\delta(V_{t_1} - \omega_{12} R_{k_1})^2 + \beta(V_{t_1} - \omega_{12} R_{k_1}) + \lambda V_{t_1}] + \\ & + Q_{Z_1} (V_{t_1} - \omega_{12} R_{k_1}) [-2\delta R_{k_1} (V_{t_1} - \omega_{12} R_{k_1}) - \beta R_{k_1}] + \\ & + Q_{Z_2} R_{k_2} [\delta(V_{t_2} - \omega_{12} R_{k_2})^2 + \beta(V_{t_2} - \omega_{12} R_{k_2}) + \lambda V_{t_2}] + \\ & + Q_{Z_2} (V_{t_2} - \omega_{12} R_{k_2}) [-2\delta R_{k_2} (V_{t_2} - \omega_{12} R_{k_2}) - \beta R_{k_2}] = 0 \end{aligned}$$

а другий пари (для локомотивів з індивідуальним приводом):

$$\begin{aligned} \frac{\partial Q_{X_{34}}}{\partial \omega_{34}} = & Q_{Z_3} R_{k_3} [\delta(V_{t_3} - \omega_{34} R_{k_3})^2 + \beta(V_{t_3} - \omega_{34} R_{k_3}) + \lambda V_{t_3}] + \\ & + Q_{Z_3} (V_{t_3} - \omega_{34} R_{k_3}) [-2\delta R_{k_3} (V_{t_3} - \omega_{34} R_{k_3}) - \beta R_{k_3}] + \\ & + Q_{Z_4} R_{k_4} [\delta(V_{t_4} - \omega_{34} R_{k_4})^2 + \beta(V_{t_4} - \omega_{34} R_{k_4}) + \lambda V_{t_4}] + \\ & + Q_{Z_4} (V_{t_4} - \omega_{34} R_{k_4}) [-2\delta R_{k_4} (V_{t_4} - \omega_{34} R_{k_4}) - \beta R_{k_4}] = 0 \end{aligned}$$

З цих рівнянь визначаємо кутову швидкість першої і другої пари коліс:

$$\omega_{12} = \frac{-b_1 + \sqrt{b_1^2 - a_1 c_1}}{a_1}, \omega_{34} = \frac{-b_2 + \sqrt{b_2^2 - a_2 c_2}}{a_2},$$

(тут перед радикалом взятий знак «+», знак «-» береться, коли колесо працює в гальмівному режимі).

Тут:

$$\begin{aligned} a_1 &= \delta(Q_{Z_1} R_{k_1}^3 + Q_{Z_2} R_{k_2}^3), b_1 = -\delta(Q_{Z_1} V_{t_1} R_{k_1}^2 + Q_{Z_2} V_{t_2} R_{k_2}^2), \\ c_1 &= \delta(Q_{Z_1} R_{k_1} V_{t_1}^2 + Q_{Z_2} R_{k_2} V_{t_2}^2) - \lambda(Q_{Z_1} R_{k_1} V_{t_1} - Q_{Z_2} R_{k_2} V_{t_2}), \\ a_2 &= \delta(Q_{Z_3} R_{k_3}^3 + Q_{Z_4} R_{k_4}^3), b_2 = -\delta(Q_{Z_3} V_{t_3} R_{k_3}^2 + Q_{Z_4} V_{t_4} R_{k_4}^2), \\ c_2 &= \delta(Q_{Z_3} R_{k_3} V_{t_3}^2 + Q_{Z_4} R_{k_4} V_{t_4}^2) - \lambda(Q_{Z_3} R_{k_3} V_{t_3} - Q_{Z_4} R_{k_4} V_{t_4}). \end{aligned}$$

Тягова здатність локомотива з індивідуальним приводом буде:

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{шунд}} = & \mu_0 \alpha_0 \left[Q_{Z_1} \frac{V_{t_1} - \omega_{12} R_{k_1}}{\delta(V_{t_1} - \omega_{12} R_{k_1})^2 + \beta(V_{t_1} - \omega_{12} R_{k_1}) + \lambda V_{t_1}} + \right. \\
 & + Q_{Z_2} \frac{V_{t_2} - \omega_{12} R_{k_2}}{\delta(V_{t_2} - \omega_{12} R_{k_2})^2 + \beta(V_{t_2} - \omega_{12} R_{k_2}) + \lambda V_{t_2}} + \\
 & + Q_{Z_3} \frac{V_{t_3} - \omega_{34} R_{k_3}}{\delta(V_{t_3} - \omega_{34} R_{k_3})^2 + \beta(V_{t_3} - \omega_{34} R_{k_3}) + \lambda V_{t_3}} + \\
 & \left. + Q_{Z_4} \frac{V_{t_4} - \omega_{34} R_{k_4}}{\delta(V_{t_4} - \omega_{34} R_{k_4})^2 + \beta(V_{t_4} - \omega_{34} R_{k_4}) + \lambda V_{t_4}} \right] \quad (3)
 \end{aligned}$$

Для локомотива з груповим приводом обидві осі матимуть однакову кутову швидкість, тоді аналогічні залежності запишуться як:

$$\omega_{14} = \frac{-b_{14} + \sqrt{b_{14}^2 - a_{14}c_{14}}}{a_{14}},$$

де:

$$\begin{aligned}
 a_{14} &= \delta(Q_{Z_1} R_{k_1}^3 + Q_{Z_2} R_{k_2}^3 + Q_{Z_3} R_{k_3}^3 + Q_{Z_4} R_{k_4}^3), \\
 b_{14} &= -\delta(Q_{Z_1} V_{t_1} R_{k_1}^2 + Q_{Z_2} V_{t_2} R_{k_2}^2 + Q_{Z_3} V_{t_3} R_{k_3}^2 + Q_{Z_4} V_{t_4} R_{k_4}^2), \\
 c_{14} &= \delta(Q_{Z_1} R_{k_1} V_{t_1}^2 + Q_{Z_2} R_{k_2} V_{t_2}^2 + Q_{Z_3} R_{k_3} V_{t_3}^2 + Q_{Z_4} R_{k_4} V_{t_4}^2) - \\
 & - \lambda(Q_{Z_1} R_{k_1} V_{t_1} - Q_{Z_2} R_{k_2} V_{t_2} + Q_{Z_3} R_{k_3} V_{t_3} - Q_{Z_4} R_{k_4} V_{t_4}).
 \end{aligned}$$

Тягова здатність локомотива з груповим приводом матиме значення:

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{зпн}} = & \mu_0 \alpha_0 \left[Q_{Z_1} \frac{V_{t_1} - \omega_{14} R_{k_1}}{\delta(V_{t_1} - \omega_{14} R_{k_1})^2 + \beta(V_{t_1} - \omega_{14} R_{k_1}) + \lambda V_{t_1}} + \right. \\
 & + Q_{Z_2} \frac{V_{t_2} - \omega_{14} R_{k_2}}{\delta(V_{t_2} - \omega_{14} R_{k_2})^2 + \beta(V_{t_2} - \omega_{14} R_{k_2}) + \lambda V_{t_2}} + \\
 & + Q_{Z_3} \frac{V_{t_3} - \omega_{14} R_{k_3}}{\delta(V_{t_3} - \omega_{14} R_{k_3})^2 + \beta(V_{t_3} - \omega_{14} R_{k_3}) + \lambda V_{t_3}} + \\
 & \left. + Q_{Z_4} \frac{V_{t_4} - \omega_{14} R_{k_4}}{\delta(V_{t_4} - \omega_{14} R_{k_4})^2 + \beta(V_{t_4} - \omega_{14} R_{k_4}) + \lambda V_{t_4}} \right]. \quad (4)
 \end{aligned}$$

Для шахтних умов в процесі взаємодії колеса і рейкового шляху кривизна обох дотичних поверхонь істотно спотворюється внаслідок зносу, і величина деформацій цих поверхонь безперервно змінюється, змінюючи ефективність реалізації сили тяги [4, 5].

Порівняльний аналіз графіків, що характеризують величину тягової здатності локомотива від ступеня зносу поверхні кочення коліс (рис. 1) показав, що різниця в даних для локомотивів з індивідуальним і груповим приводом невелика, навіть якщо ця різниця відноситься не до коліс однієї осі, а до різних.

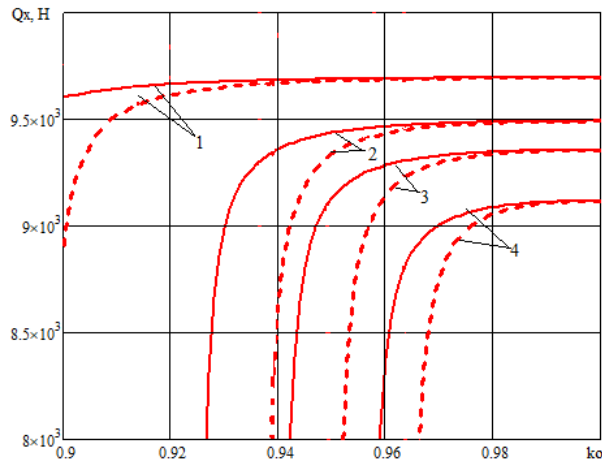


Рис. 1 - Тягова здатність локомотива при різниці в діаметрах коліс на різних осях: швидкість: 1 – 1 м/с; 2 – 3 м/с; 3 – 5 м/с; 4 – 10 м/с.

— — з індивідуальним приводом; ---- — з груповим приводом.

Внаслідок невеликих швидкостей руху на шахтних рейкових шляхах перевищення зовнішньої рейки на заокругленні зазвичай не робиться. Внаслідок цього рух на заокругленні пов'язано з появою доцентрових сил, що викликають нерівномірність навантажень на колеса, появи бічних сил і перекидаючого моменту, зміни тягової здатності коліс у зв'язку з різницею в швидкості руху їх осей і відносної швидкості переміщення поверхонь колеса і рейки.

Внаслідок цього на криволінійній ділянці шляху виникає доцентрове прискорення:

$$w_c = \frac{V^2}{R_0},$$

яка призводить до виникнення бічної сили:

$$Q_Y = mw_c, \quad (5)$$

і перекидаючого моменту локомотива:

$$M_{опр} = mw_c h_c, \quad (6)$$

де m – маса локомотива; h_c – відстань від головки рейки до центра ваги локомотива.

Зміняться також і навантаження на колеса, які в (3) і (4) слід приймати:

$$Q_{Z_1} = \frac{Q_Z}{4} - \frac{M_{onp}}{4b}, \quad Q_{Z_2} = \frac{Q_Z}{4} + \frac{M_{onp}}{4b}, \quad Q_{Z_3} = \frac{Q_Z}{4} - \frac{M_{onp}}{4b},$$

$$Q_{Z_4} = \frac{Q_Z}{4} + \frac{M_{onp}}{4b}.$$

А також швидкості руху осей коліс:

$$V_{t_1} = V_{t_3} = \frac{V(R_0 + 0,5b)}{R_0}, \quad V_{t_2} = V_{t_4} = \frac{V(R_0 - 0,5b)}{R_0}$$

На параметри руху локомотива на заокругленні, крім перерахованих факторів, істотно впливає ширина колії b і колісна база L . Існує для даних L і b також мінімальний радіус заокруглення, при якому локомотив перестане виконувати свої функції. Для локомотива 4KP-600 з $b = 600$ мм і $L = 1,15$ м при швидкості 4 м/с такий радіус заокруглення складе $R_0 = 8,4$ м; при цьому інтенсивно втрачати тягову здатність він починає при $R_0 < 20$ м (рис. 2).

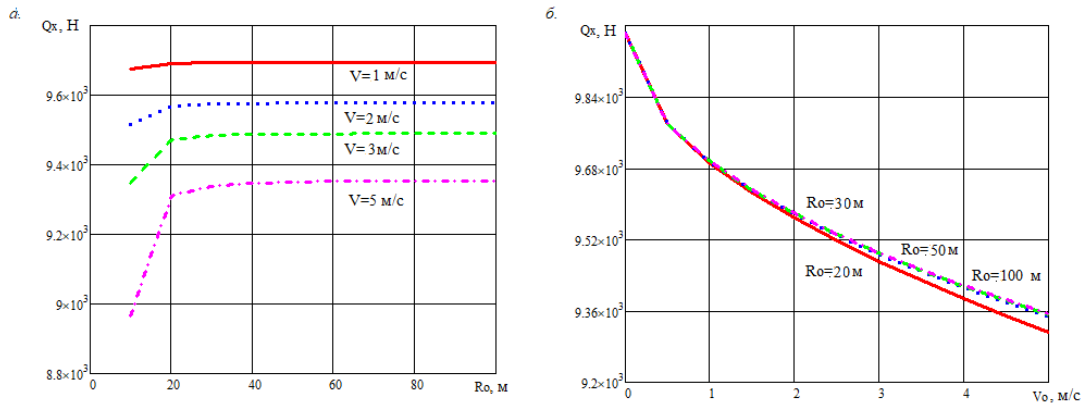


Рис. 2 – Залежність тягової здатності локомотива від радіуса заокруглення дороги при різних швидкостях руху (а) і від швидкості руху при різних радіусах заокруглення рейкового колії (б)

Як впливає з графіків (рис. 2, а), при радіусі R_0 заокруглення рейкової колії більше 20 м тягова здатність локомотива стабілізується і не змінюється при постійній швидкості. Така ж картина спостерігається і на графіках (рис. 2, б): зі збільшенням швидкості V_0 тягова здатність локомотива знижується, але від радіуса заокруглення колії, якщо він більше мінімально допустимого, залежить дуже слабо.

Висновки. У роботі на основі теоретичних досліджень параметрів руху транспортного засобу по рейковому шляху сформульована узагальнена математична модель шахтного локомотиву з індивідуальним та груповим приводом. Отримано залежності для визначення сумарного тягового зусилля шахтного локомотиву з різними компоновальними схемами. Сформульовано рекомендації за величиною зносу (прокату) бандажів коліс колісних

пар та заокруглення рейкової колії для реалізації сили тяги при заданій швидкості руху локомотива.

ЛІТЕРАТУРА

1. Шахтарь П.С. Рудничные локомотивы. М.: Недра, 1982. – 296 с.
2. Волотковский С.А. Рудничная электровозная тяга. -М.: Недра, 1981. - 389 с.
3. Голубенко, А.Л. Сцепление колеса с рельсом / А.Л. Голубенко – 2-е изд. доп. и пер. – Луганск: Изд-во ВУГУ, 1999. – 476 с.
4. Франчук, В.П. Взаємодія тіл з рухомою точкою контакту / В.П. Франчук, К.А. Зіборов. – Дніпро: НГУ, 2017. – 96 с. – Режим доступу: <http://www.nmu.org.ua>.
5. Зиборов, К.А. К вопросу износа бандажей колесных пар шахтных локомотивов при различных компоновочных схемах привода / К.А. Зиборов, О.В. Дерюгин, И.Н. Мацюк // Разработка рудных месторождений. – 2008. – вып. 92. – С. 137–140.

УДК 539.3/6

СИЛОВОЙ РАСЧЁТ ПЛОСКИХ ФЕРМ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ УПРОЩЁННОЙ ДВУМЕРНОЙ МОДЕЛИ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ

Ю.С. Холодняк¹, С.В. Капорович², Е.Д. Коротенко³

¹ к.т.н., доцент, зав. кафедрой технической механики, e-mail: holodhjak.yuri@gmail.com

² к.т.н., ст.преподаватель кафедры технической механики, e-mail: kaporovych@gmail.com

³ к.ф.н., доцент, зав. кафедрой языковой подготовки, e-mail: yevgendk@gmail.com

^{1, 2, 3} Донбасская государственная машиностроительная академия, г. Краматорск, Украина

Аннотация. Разработана упрощенная двухмерная математическая модель вынужденных колебаний плоских ферм, которая описывает колебания невесомого фермы с точечной массой при одновременном действии на них вертикальной и горизонтальной гармонических возмущающих сил. Также получены зависимости для вычисления резонансных частот колебательной системы.

Ключевые слова: плоские фермы, вынужденные колебания, математическая модель, резонансные частоты, силовые расчеты.

FORCE CALCULATION OF FLAT TRUSSES USING A SIMPLIFIED TWO-DIMENSIONAL MODEL OF FORCED OSCILLATIONS

Yuri Kholodniak¹, Svitlana Kaporovych², Yevgen Korotenko³

¹Ph.D., Associate Professor, Head of Technical Mechanics Department, e-mail: holodhjak.yuri@gmail.com

²Ph.D., Senior Lecturer of Technical Mechanics Department, e-mail: kaporovych@gmail.com