

ЗАДАЧА ПРОГНОЗУВАННЯ ТЯГОВИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ПРИВОДУ ШАХТНИХ ЛОКОМОТИВІВ ПРИ РІЗНИХ КОМПОНУВАЛЬНИХ СХЕМАХ

Вступ. Рентабельність і надійність експлуатації локомотива в значній мірі залежать від тягово-економічних показників властивостей тягового приводу колісних пар, які, в свою чергу, визначаються схемою його формування та елементним складом (числом колісних пар, типом і властивостями передавального механізму, характером підвищення і т.д.). Вибір схеми тягового приводу, яких на стадії проектування може виявитися досить велика і різноманітна кількість [1, 2], повинен узгоджуватися з потужністю і характеристиками силових агрегатів, типом передачі, осьовим навантаженням, експлуатаційною швидкістю і призначенням локомотива.

Будь-яка схема приводу володіє як позитивними, так і негативними якостями. У цьому випадку завдання порівняння тягових властивостей локомотивів з різними схемами приводів і результатів зазначеного порівняння при вирішенні проблеми підвищення ефективності використання потужності є актуальним і має важливе науково-практичне значення.

На рудникових і шахтних локомотивах широко застосовують індивідуальний привід, коли на кожному приводну колісну пару передається обертальний момент від окремого тягового двигуна, а також груповий, коли один двигун передає обертальний момент на всі колісні пари візка [1, 3].

Обмеження розмірів кожного локомотива геометрією виробки, а ваги – міцністю верхньої і нижньої будови шахтного рейкового шляху та необхідність у той самий час мати високу потужність часто створюють великі труднощі при вписуванні тягових двигунів потрібної потужності в загальний габарит локомотива. Кінематична схема і конструкція передавальних механізмів, що служать для передачі обертального моменту від тягових двигунів на приводні колісні пари, залежать, насамперед, від способу підвищення тягових двигунів [4, 5].

Таким чином, основні вимоги, що ставляться до тягового приводу шахтного локомотива, пов'язані з виконанням його основних функцій – перетворенням і передачею потоку потужності від тягового двигуна до колісних пар, а також зі специфічними умовами його роботи. Разом з тим, важливою вимогою є забезпечення високої безвідмовності його в роботі, зменшення трудомісткості при обслуговуванні та ремонті, а також безпеки експлуатації.

Тому прогнозування тягово-економічних показників приводу шахтного локомотива при порівнянні можливих варіантів є невід'ємною частиною стадії проектування. Воно значною мірою прискорить процес вибору його структурної схеми, дозволить зменшити час на виготовлення дорогих дослідних зразків, моделей та проведення їх випробувань, а також дасть можливість розробити рекомендації та пропозиції щодо здійснення модернізації та вдосконалення вже існуючих приводів.

Мета роботи – вирішити завдання вибору раціональних параметрів (зчпної маси і числа приводних колісних пар або візків локомотива) при заданому коефіцієнті зчеплення та відмінностях у радіусах колісних пар.

Матеріал і результати досліджень. Сучасні тенденції у світовому шахтному локомотивобудуванні припускають розробку і впровадження нових технічних рішень окремих вузлів і компоновки машини в цілому. Розробка локомотивів модульної компоновки, які складаються з візків, у рамках одного технічного рішення дозволяє створити локомотиви з різними зчпною масою, видом енергопостачання та необхідними експлуатаційними характеристиками.

У даній роботі автором пропонується для порівняльного аналізу модульна компоновка шахтного локомотива Е10 з двома тяговими і однієї проміжною секціями (рис. 1).

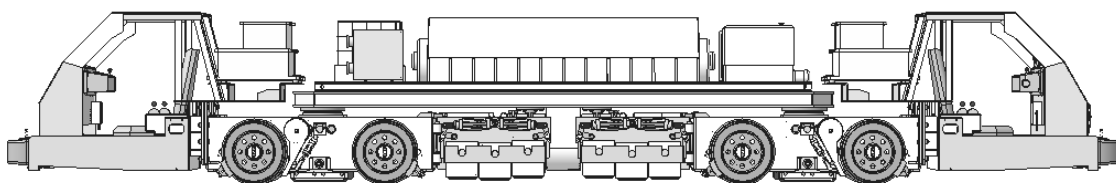


Рис. 1. Модульна (секційна) компоновка шахтного локомотива Е10

Суперечності в питанні порівняльної ефективності тягових показників локомотивів з різним числом механічно зв'язаних колісних пар у приводі викликані, у тому числі, відсутністю єдиного показника, що характеризує як втрати енергії в приводі, так і використання зчипної маси локомотива з урахуванням імовірного характеру природи зчеплення.

Як узагальнений показник тягових властивостей локомотива пропонується середньостатистичний коефіцієнт реалізації його сили тяги, який визначається за формулою:

$$\chi = F_{\Delta} / F, \quad (1)$$

де F_{Δ} – середньо реалізуєме при різних умовах зчеплення, значення сили тяги на ободі колеса при заданих характеристиках двигуна і швидкості руху локомотива; F – значення сили тяги на вихідній ланці передачі при тих самих характеристиках двигуна і швидкості руху.

З формули (1) випливає, що величина коефіцієнта χ знаходиться в межах 0–1, а величина F_{Δ} при заданому значенні залежить від коефіцієнта корисної дії приводу, коефіцієнта використання зчипної маси локомотива та від величини розкиду значень коефіцієнта зчеплення коліс локомотива з рейками для реальних умов експлуатації.

Ретельний аналіз факторів, що впливають на реалізацію сили тяги [6 – 9] дозволяє подати коефіцієнт зчеплення локомотива у такому вигляді:

$$\xi = \xi_0 \mu \eta, \quad (2)$$

де ξ_0 – основний коефіцієнт зчеплення, що відображає вплив фрикційних властивостей поверхонь тертя коліс і рейок; μ – коефіцієнт граничного тертя; η – результуючий коефіцієнт використання зчипної ваги локомотива ($\eta = \eta_0 \eta_{ск} \eta_{дин} \eta_{кр}$), характеризує вплив конструктивних особливостей приводу локомотива і рейкового шляху, а також вплив його режиму руху (тяги, гальмування, вільного кочення) і супутніх йому процесів, пов'язаних з ковзанням блокованого колеса або його буксуванням.

Отже, коефіцієнт використання зчипної ваги визначає, яка його частка дійсно бере участь у реалізації тягового зусилля на зчепленні, і характеризує тягові властивості як локомотива в цілому, так і приводу колісних пар зокрема. З іншого боку, коефіцієнт η можна записати так:

$$\eta = \xi / \xi_0 \quad \text{або} \quad \eta = \frac{G_{кр} - \Delta G_{кр}}{G_{кр}}, \quad (3)$$

де ξ – коефіцієнт зчеплення осі, яка вступила в режим буксування; ξ_0 – коефіцієнт зчеплення локомотива, який визначається відношенням загальної сили тяги на ободі коліс до сили тяжіння від загальної зчипної маси локомотива; $G_{кр}$ – зчипна вага, що доводиться на колісну пару; $\Delta G_{кр}$ – недовикористана величина зчипної ваги локомотива.

Нерівномірному розподілу сили тяжіння шахтного локомотива між осями сприяють різні недосконалості рейкового шляху, а також мала база, що визначається умовами експлуатації і вписування в криволінійні ділянки. На рис.2 наведена розрахункова схема тягового приводу шахтного локомотива Е10 модульної (секційної) компоновки, що реалізує тягове зусилля на зчипці F_T , колісні пари якого при взаємодії з рейкою навантажені нормальними F'_{N_i} , F''_{N_i} і дотичними F'_{T_i} , F''_{T_i} складовими реакцій.

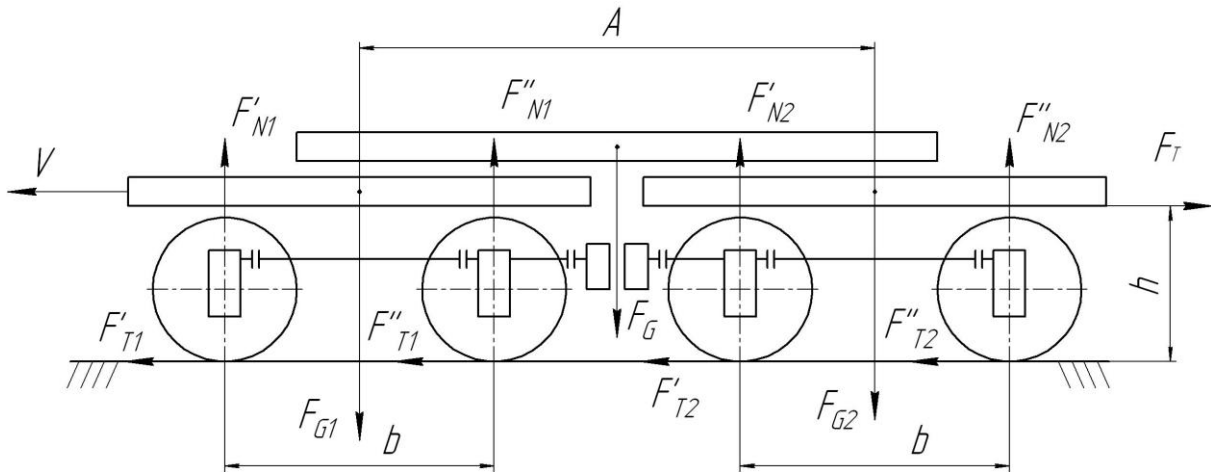


Рис. 2. Розрахункова схема групового приводу шахтного локомотива модульної компоновки

При індивідуальному приводі на кожній осі локомотива встановлені двигуни однакової потужності, які незалежно один від одного реалізують тягове зусилля, а тому запас по зчепленню на розвантаженій осі колісної пари від дії зусилля на зчіпці стає визначальним максимального тягового зусилля локомотива. Коли сила тяги локомотива, що забезпечується передачею, перевищує граничне значення тяги по зчепленню, необхідно зменшувати силу тяги до значення, яке забезпечується зчепленням. У цьому випадку величину сили тяги, що реалізується віссю шахтного локомотива, визначимо як:

$$F_{T_i}^j = \xi(\xi_{0_i}(\mu), \eta) \cdot F_{N_i}^j, \quad (4)$$

де $\xi_{0_i}(\mu)$ – коефіцієнт зчеплення j -ї вісі i -го візка.

Для локомотива модульної компоновки (рис.1) перерозвантаження колісних пар не позначається на використуванні зчіпної ваги, оскільки груповий привід кожного візка кінематично розведений в різні боки, а візки сполучені між собою проміжною секцією. Але, виникаюче при цьому перерозвантаження візків, приводить до втрати зчіпної ваги локомотива. При цьому сила тяги не може бути вище за подвоєну зчіпну вагу переднього розвантаженого візка

$$F = 2\xi(\xi_{0_i}(\mu), \eta) \cdot (2F_{N_i}^j - \Delta F), \quad (5)$$

де $\xi(\xi_{0_i}(\mu), \eta)$ – розрахунковий коефіцієнт зчеплення; $F_{N_i}^j$ – осьове навантаження; ΔF - величина розвантаження переднього і довантаження останнього візків.

Використовуючи відому залежність із статки, для розрахункової схеми (рис.2) запишемо:

$$\Delta F = F(h - R)/A, \quad (6)$$

де R – радіус круга катання колеса; h – відстань від рівня зчіпки до головки рейки; A – база локомотива.

Після перетворення виразів (5) і (6), отримаємо, що:

$$F = \frac{4\xi(\xi_{0_i}(\mu), \eta) \cdot F_{N_i}^j}{1 + 2\xi(\xi_{0_i}(\mu), \eta)((h - R)/A)}. \quad (7)$$

Тоді, враховуючи, що $2\xi(\xi_{0_i}(\mu), \eta) \cdot ((h - R)/A) \ll 1$ і користуючись виразом (3), можна визначити величину недовикористання зчіпної ваги локомотива для переднього візка, тобто

$$\Delta G_{il} = 2\xi(\xi_{0_i}(\mu), \eta) \cdot ((h - R)/A). \quad (8)$$

Для шахтного локомотива Е10 при $\xi(\xi_{0_i}(\mu), \eta) = 0,2$, $h = 0,55\text{ м}$, $R = 0,27\text{ м}$ і $A = 4,4\text{ м}$ величина $\Delta G_{II} = 0,025$. Так само можна визначити для одновізкового локомотива з індивідуальним і груповим приводами замість бази локомотива A базу візка $b = 1,15\text{ м}$.

У той самий час, величина коефіцієнта корисної дії приводу також залежить від числа механічно зв'язаних колісних пар в ньому. Перш за все, індивідуальний привід характеризується меншим числом зубчатих коліс силових передач, що використовуються; наявність надмірних зв'язків у груповому приводі призводить до додаткових втрат енергії в його елементах. Проте цей висновок є тільки якісним. Кількісна теоретична залежність коефіцієнта корисної дії приводу від числа механічно зв'язаних осей колісних пар в ньому і швидкості руху не одержана.

Додаткове зниження тягових показників і надійності приводу також може бути викликане кінематичними, параметричними і технологічними погрішностями окремих деталей і вузлів. У процесі експлуатації відбувається знос тертьових поверхонь деталей, що призводить до збільшення зазорів між поверхнями, які є причинами додаткових динамічних навантажень на ці ланки приводу, а, отже, сприяють ще більшому зносу.

Одним із найістотніших внутрішніх чинників, що впливають на тягові показники приводу, є різниця діаметрів колісних пар по колу катання. У реальних умовах, унаслідок вищезгаданих чинників, це призводить до зміни тягового зусилля.

При взаємодії двох коліс, розташованих на одній жорсткій осі, вважаємо, що сумарне нормальне зусилля $F_{N_i}^j$ розподілено на обидва колеса порівну, тобто на кожне колесо діє навантаження $F_{N_i}^j/2$. Колеса відрізняються між собою величиною радіуса, причому $\Delta R \ll R$, що не впливає на розміри плями контакту і навантаження на ній.

Розглянемо рух шахтного локомотива на прямолінійній ділянці шляху. В цьому випадку поступальна швидкість обох коліс V однакова. Обертаючись з однаковою кутовою швидкістю ω і маючи відмінні радіуси, коліс швидкості коліс колісної пари із жорстким зв'язком V_1 і V_2 також відрізнятимуться:

$$V_1 = V - V_{12} = R\omega \quad \text{і} \quad V_2 = V - (V_{12} + \Delta V_{12}) = \omega(R + \Delta R) \quad (9)$$

Прирівнюючи в даних виразах значення величини V , отримаємо приріст відносної швидкості:

$$\Delta V_{12} = -R\omega \quad (10)$$

Перетворюючи вирази (9), можна для меншого з коліс колісної пари записати, що:

$$\omega = (V - V_{12})/R \quad (11)$$

Тоді з урахуванням виразу (11) рівняння (10) набуває вигляду:

$$\Delta V_{12} = -\frac{\Delta R}{R} (V - V_{12}) \quad (12)$$

Для нормального режиму руху (без буксування або юза) можна припустити, що $V_{12} \ll V$. Тоді вираз (12) отримає вигляд:

$$\Delta V_{12} = -\frac{\Delta R}{R} V \quad (13)$$

При русі двох коліс, зв'язаних між собою жорстко, повне тягове зусилля буде дорівнювати сумі тягових зусиль для кожного з коліс, тобто $F_T^j = \Sigma F_{T_i}^j$, а робота тягового двигуна за час Δt .

$$A^j = N^j \Delta t = F_T^j \omega R \Delta t \quad (14)$$

Для локомотивів з двома двигунами однакової потужності з груповим і індивідуальним приводами ці вирази мають задовольняти наступним умовам.

При індивідуальному приводі – рівність потужності тягових двигунів: $N_1 = N_2 = N$; при груповому (у разі механічно зв'язаних колісних пар і без урахування пружної деформації з'єднувального вала) – $N_1 = N_2 = 2N$ і $\omega_1 = \omega_2 = \omega$.

Для визначення якісної характеристики роботи- приводу введемо функціонал у вигляді відношення роботи тягових двигунів до роботи, реалізованої локомотивом на зчипці:

$$\Phi = (\sum N^j) \Delta t / FV \Delta t. \quad (15)$$

Підставляючи вирази (7), (14) у (15) і, враховуючи вищевикладені умови, одержимо функціонал для різних компоновальних схем тягового приводу шахтного локомотива.

На рис.3 наведена залежність функціонала Φ від зміни параметра $(h-R)/A$ для модульної і $(h-R)/b$ одновізкової компоновальних схем приводу при різних значеннях $R/(R + \Delta R)$, а на рис.4 – залежність тягового зусилля приводної осі від відносної швидкості V_{12} при різних значеннях V .

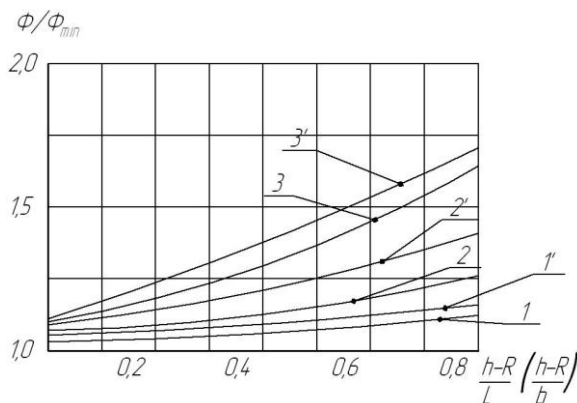


Рис. 3. Криві залежності відносного значення функціоналу від зміни параметра $(h-R)/A$ або

$(h-R)/b$ при різних $R/(R + \Delta R)$:

1, 1' – груповий привід модульної компоновки для $R/(R + \Delta R) = 1; 0,97$; 2, 2' – груповий привід одновізкової компоновки; 3, 3' – індивідуальний привід одновізкової компоновки

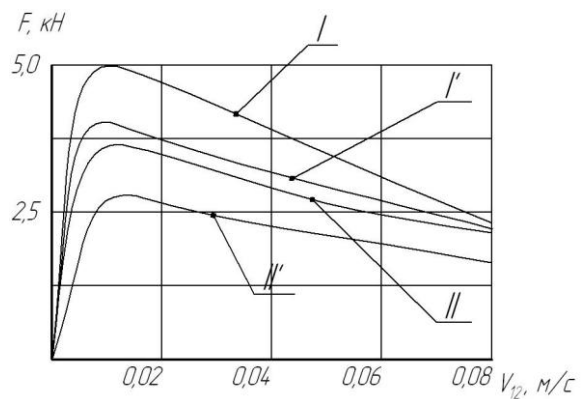


Рис. 4. Криві залежності тягового зусилля приводної осі від відносної швидкості V_{12}

при різних значеннях V для $\Delta R/R$:

$V = 5$ м/с (I, II) і 10 м/с (I', II')

та $\Delta R/R = 10^{-4}$ (I, I') і $\Delta R/R = 10^{-2}$ (II, II')

Таким чином, на стадії проектування залежно від умов експлуатації шахтного локомотива можна вибрати привід з найбільш ефективними параметрами, що дозволить збільшити продуктивність локомотивної відкатки і знизити витрати енергії на буксування коліс.

Висновок. Проведений аналіз досліджень з оцінки тягових показників локомотивів з різним числом приводних осей виявив, що:

- за одними показниками (імовірність буксування, використання зчипної ваги) позитивний результат дає збільшення в приводі числа механічно зв'язаних між собою осей;
- за іншим (коефіцієнт корисної дії приводу) – позитивний результат дає, навпаки, зменшення числа механічно пов'язаних осей.

Однак загальні рекомендації можна запропонувати такі:

1. При роботі з високими питомими тяговими зусиллями, близькими до межі зчеплення, і при великій нестабільності зчипних властивостей фрикційної пари колесо-рейка перевагу мають локомотиви з максимальним числом механічно зв'язаних між собою осей у приводі, тому що вони дають вииграш у силі тяги за рахунок кращого використання зчипної маси і меншої схильності до буксування.

2. При більш низьких тягових зусиллях відносно межі зчеплення перевагу мають локомотиви з можливо меншим числом механічно зв'язаних у тяговому приводі осей, тобто з індивідуальним приводом, тому що вони "виграють" у силі тяги за рахунок більш високого значення коефіцієнта корисної дії приводу колісних пар.

3. Різниця в радіусах колісних пар при індивідуальному приводі змінює функціонал менше, ніж при груповому.

Список літератури

1. Шахтарь, П. С. Рудничные локомотивы [Текст] / П. С. Шахтарь – М.: Недра, 1982. – 296 с.
 2. Бирюков, И. В. Тяговые передачи электроподвижного состава железных дорог [Текст] / Бирюков И. В., Беляев А. И., Рыбников Е. К. – М.: Транспорт, 1986. – 256 с.
 3. Волотковский, С. А. Рудничная электровозная тяга / С. А. Волотковский. – М.: Недра, 1981. – 389 с.
 4. Механическая часть тягового подвижного состава [Текст] / под ред. И. В. Бирюкова. – М.: Транспорт, 1992. – 440 с.
 5. Зиборов, К. А. К вопросу оптимизации параметров передаточных механизмов привода шахтного локомотива [Текст] / К. А. Зиборов, И. А. Таран // Уголь Украины. – 2007. – №6(606). – С. 17–19.
 6. Исаев, И. П. Проблемы сцепления колес локомотива с рельсами [Текст] / Исаев И. П., Лужнов Ю. М. – М.: Машиностроение, 1985. – 238 с.
 7. Ренгевич, А. А. Коэффициент сцепления шахтных электровозов [Текст] // Вопросы рудничного транспорта. – М.: 1961. – Вып.5. – С. 227 – 247.
 8. Вериго, М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] / М. Ф. Вериго, А. Я. Коган; под ред. М. Ф. Вериго. – М.: Транспорт, 1986. – 559 с.
- Гарг, В. К. Динамика подвижного состава [Текст] / В. К. Гарг, Р. В. Дуккипати – М.: Транспорт, 1988. – 391 с

Рекомендовано до друку проф. Блохіним С.Є.