

УДК 629.423.33

*Кандидати техн. наук А.В.Павшенко,
Н.П.Карпенко*

**ОСОБЛИВОСТІ ВИЗНАЧЕННЯ ІНЕРЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ
ДИНАМІЧНОЇ МОДЕЛІ НОВОГО СТРУМОЗНІМАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ**

Представила д-р техн. наук, професор Л.А. Тимофєєва

Вступ. На сьогодні відпрацювало нормативний строк служби 75 %
встановлений заводами-виробниками електричного рухомого складу. Згідно з

програмою оновлення локомотивного парку залізниць України на 2012-2016 роки планується впровадження швидкісного електротягового та моторвагонного рухомого складу (МВЕТРС), яке буде відбуватися за рахунок розроблення нових конструкцій на вітчизняних підприємствах. При цьому особливу увагу слід приділяти струмознімальним пристроям (СЗП), які забезпечують безперервне і надійне постачання електроенергією бортових мереж тяги, систем гальмування та живлення допоміжних агрегатів.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Чисельні дослідження та досвід експлуатації показав, що існуючі конструкції механічних систем (МС) СЗП мають великі маси та не забезпечують необхідної жорсткості в повздовжньому та поперечному напрямках. Тому в Українській державній академії залізничного транспорту було розроблено нову рамно-трапецеїдальну конструкцію МС [1, 2], орієнтовану для експлуатації на МВЕТРС підвищеної швидкості.

Якість струмознімання кількісно оцінюється за величиною контактного натискання, однією зі складових якої є сила інерції зведеної маси СЗП, що також визначає інтенсивність зносу шарнірів кінематичних ланцюгів СЗП.

При прийнятій синусоїдальній траєкторії руху полоза [3-5] задача розрахунку інерційних навантажень зводиться до визначення приведеної до верхнього вузла маси СЗП.

Метою статті є висвітлення особливостей розрахунку зведеної маси нового рамно-трапецеїдального СЗП, яка розглядається як один з головних параметрів при моделюванні динамічних процесів, що відбуваються при взаємодії полоза з контактним проводом.

Визначення інерційних параметрів динамічної моделі нового струмознімального пристрою. Зведення маси (моменту

інерції) модуля рухомих рам виконувалось на підставі рівності кінетичної енергії зведеної маси (зведеного моменту інерції) сумарній кінетичній енергії всіх ланок модуля рухомих рам нового СЗП.

$$T(m_p, I_p) = \sum_{i=1}^n T(m_i, I_{si}). \quad (1)$$

При визначенні зведеної маси СЗП нової рамно-трапецеїдальної конструкції найбільш складним є визначення маси модуля рухомих рам. На рис. 1 наведено розрахункову схему МС нового СЗП, яка використовується для визначення зведеної маси m_p .

При проведенні досліджень урахувалось, що важіль довжиною L_{AC} здійснює обертальний рух із швидкістю ω_1 відносно точки A . Відстань до перекладини позначена L_{AB} . Важіль ED довжиною L_{ED} обертається із кутовою швидкістю ω_3 навколо точки D . Тяга BD довжиною L_{BD} здійснює плоский рух.

Лінійні швидкості:

- точки B

$$v_{BA} = \omega_1 \cdot L_{OA}, \quad (2)$$

- точки D

$$v_{DE} = \omega_3 \cdot L_{DE}. \quad (3)$$

Вектори даних швидкостей спрямовані перпендикулярно до повздовжніх осей відповідних важелів у положеннях, що розглядаються. Миттєвий центр обертання тяги знаходиться в точці T , яка розташована на перетині перпендикулярів до векторів швидкостей у точках B і D .

Відповідно до схеми (рис. 1) для визначення довжини діагональної відстані L_{BE} використовується формула

$$L_{BE} = \sqrt{(L_{AE} - L_{AB} \cdot \cos \varphi)^2 + (L_{AB} \cdot \sin \varphi)^2}. \quad (4)$$

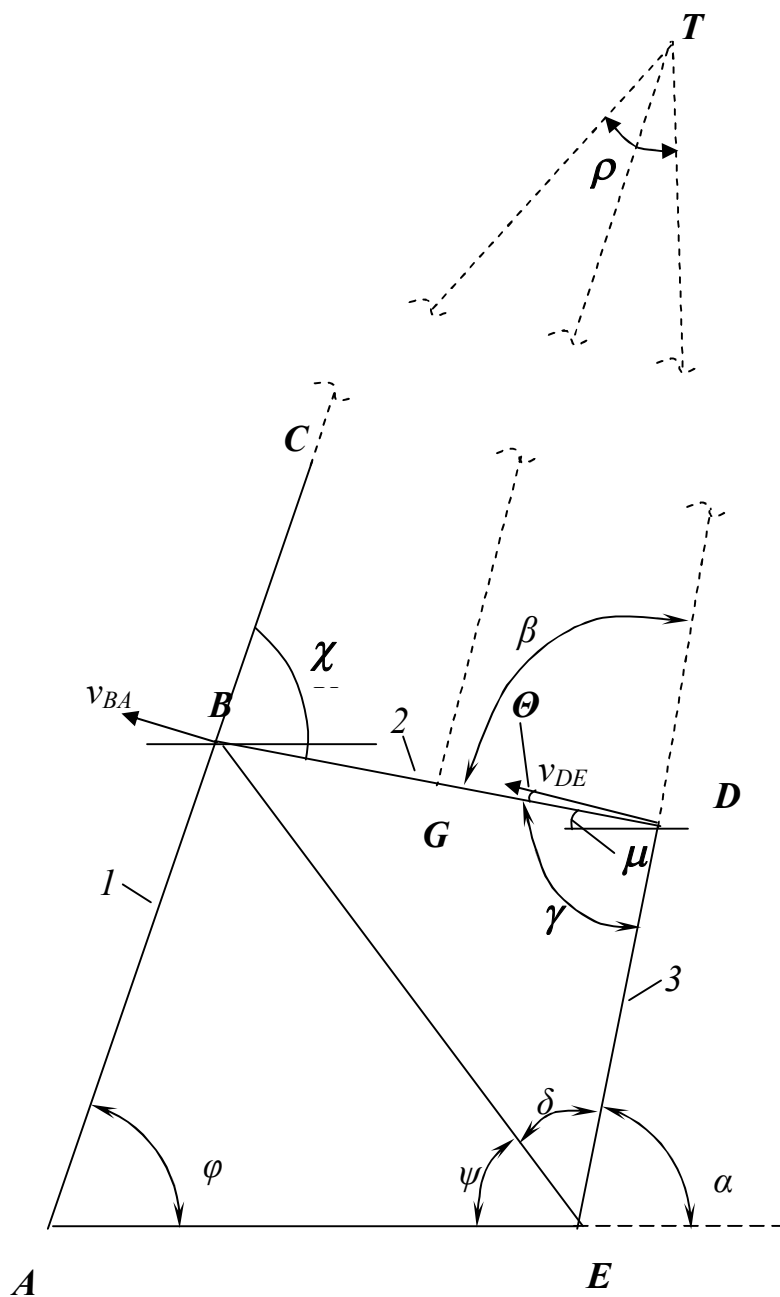


Рис. 1. Розрахункова схема МС нового СЗП

Кінетична енергія T_{AC} важеля AC розраховується за формулою

$$T_{AC} = \frac{I_{AC} \cdot \omega_I^2}{2}, \quad (5)$$

де I_{AC} – момент інерції важеля AC .

Момент інерції важеля I_{AC} складається з моментів інерції кожного конструктивного елемента несучої трапеції СЗП [1, 2]. Враховуючи те, що всі труби, з яких складаються елементи рухомих рам, циліндричні, коефіцієнт форми стержня дорівнює одиниці, а центри ваги

знаходяться на середині їх довжини. Тоді розрахунок величини I_{AC} виконується за формулою [6]

$$I_{AC} = \frac{I}{12} \cdot \sum_{j=1}^k m_j \cdot l_j^2, \quad (6)$$

де m_j – маса j -го елемента конструкції;

$$\lambda_2 = \frac{L_{BD}}{L_{AB}}, \lambda_3 = \frac{L_{DE}}{L_{AB}}, \lambda_4 = \frac{L_{AE}}{L_{AB}}, \lambda_b = \frac{L_{BE}}{L_{OA}}.$$

Тоді

$$\omega_3 = \frac{\omega_1}{\lambda_b} \left(1 - \lambda_4 \cdot \cos \varphi + \frac{\lambda_4 \cdot (\lambda_2^2 - \lambda_3^2 + \lambda_b^2) \cdot \sin \varphi}{\sqrt{4 \cdot \lambda_3^2 \cdot \lambda_b^2 - (\lambda_3^2 + \lambda_b^2 - \lambda_2^2)^2}} \right). \quad (7)$$

Кінетична енергія тяги BD визначається за формулою

$$T_{BD} = I_T \cdot \frac{\omega_2^2}{2}, \quad (8)$$

де I_T – момент інерції тяги відносно миттєвого центра швидкостей;

ω_2 – кутова швидкість тяги BD відносно миттєвого центра швидкостей.

З урахуванням того, що центр ваги тяги BD знаходиться в точці G , величина I_T визначається за формулою

$$I_T = I_G + m_{BD} \cdot L_{TG}^2, \quad (9)$$

де I_G – центральний момент інерції тяги BD .

l_j – довжина j -го елемента конструкції.

Кінетична енергія важеля DE розраховується за аналогічною формулою.

При описанні залежності величини ω_3 від поточних значень ω_1 використовуються формули передаточних відношень для важільного механізму. При цьому для спрощення розрахунків вводяться коефіцієнти

Момент інерції тяги BD відносно точки D

$$I_D = I_G + m_{BD} \cdot L_{BG}^2, \quad (10)$$

де L_{BG} – відстань від точки B до центра ваги тяги.

Підставляючи значення моменту інерції I_G з формули (10) у формулу (9) та

значення $I_D = m_{BD} \cdot \frac{L_{BD}^2}{12}$, отримуємо

$$I_T = I_D + m_{BD} \cdot L_{TG}^2 - m_{AB} \cdot L_{BG}^2. \quad (11)$$

При проведенні розрахунків за формулою (11) величина L_{TG} визначається за формулою

$$L_{TG} = \sqrt{\left(\frac{L_{BD} \cdot \sin(\gamma - \alpha + \varphi)}{\sin(\alpha - \varphi)} \right)^2 + L_{BG}^2 - 2 \cdot \frac{L_{BD} \cdot \sin(\gamma - \alpha + \varphi)}{\sin(\alpha - \varphi)} \cdot L_{BG} \cdot \cos(180 - \gamma)}, \quad (12)$$

де $\cos \gamma = \frac{L_{BD}^2 + L_{DE}^2 - L_{BE}^2}{2 \cdot L_{DE} \cdot L_{BD}}$.

$$m_p = \frac{2}{L_{AC}^2 \cdot \omega_1^2} (T_{AC} + T_{BD} + T_{DE}). \quad (14)$$

Кутова швидкість тяги BD відносно миттєвого центра швидкостей визначається за формулою

$$\omega_2 = \frac{L_{BG} \cdot \omega_3}{L_{TG}}. \quad (13)$$

Розрахунок за наведеними вище формулами дозволяє визначити зведену до верхнього шарніра масу модуля рухомих рам:

Проектувальні розрахунки СЗП нової конструкції виконувалися при таких параметрах: маса рамно-трапецеїдального важеля 1 – 24,5 кг; маса важеля 3 – 8 кг; маса тяги 2 – 6,5 кг; діапазон зміни кута оберту першого за ходом МВЕТРС головного вала $\varphi_1 = 10 - 70^\circ$.

Результати розрахунків поточних значень зведеної маси залежно від кутового положення важеля 1 φ_1 подано на рис. 2.

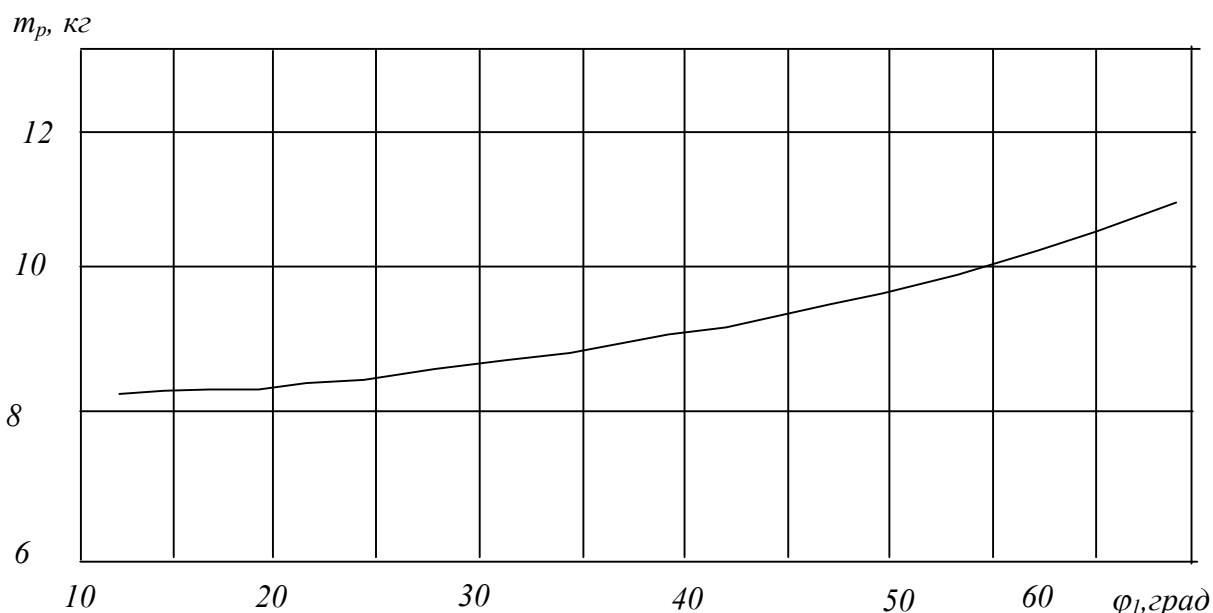


Рис. 2. Графік зміни зведеної маси рамно-трапецеїдального модуля рухомих рам m_p залежно від положення важеля 1

Остаточно розрахунок зведеної маси СЗП, враховуючи, що між полозом і рамами знаходяться пружини каретки, доцільно проводити за такою формулою:

$$M = m_p \left[1 + \frac{l}{2 \left(1 - \frac{\omega_c^2}{\omega^2} \right)} \right] + m_n, \quad (15)$$

де m_n – маса полоза з каретками;
 ω_c – частота вільних коливань,

$$\omega_c = \sqrt{\frac{c_n}{m_p}}, \quad (16)$$

де c_n – жорсткість пружин кареток;
 ω – частота вимушених коливань полоза,

$$\omega = 2 \cdot \pi \frac{v_T}{\lambda}, \quad (17)$$

де v_T – горизонтальна швидкість полоза (швидкість ЕТМВРС);

λ – відстань між двома опорами контактного проводу.

Для конструкції СЗП, що розглядається, і прийнятих значень конструктивних параметрів [7] усереднена величина зведеної маси при швидкості руху ЕТМВРС до 160 км/год дорівнює 24,42 кг.

Це майже на 40 % нижче порівняно, наприклад, з СЗП типу ТЛ-13У. Зазначене має позитивний вплив на процес взаємодії полоза з контактним проводом.

Висновки і рекомендації щодо подальшого використання. Наведені в статті матеріали дозволяють проводити розрахунок зведеної маси СЗП нової конструкції [1]. Результати розрахунків підтверджують доцільність використання нових СЗП для ЕТМВРС підвищеної швидкості, для яких зведена маса суттєво зменшена порівняно з існуючими конструкціями СЗП.

Список літератури

1. Струмознімний пристрій [Текст]: пат 85140 Україна: МПК В 60L5/00, В 60L5/18 / Мороз В.І., Братченко О.В., Павшенко А.В.; заявник та власник Українська державна академія залізничного транспорту. – № а 200706728; заявл. 15.06.07.; опубл. 25.12.2008, Бюл. № 24. – 4 с.
2. Мороз, В.І. Нова рамно-трапецеїдальна конструкція струмознімального пристрою для швидкісного електротягового рухомого складу [Текст] / В.І. Мороз, О.В. Братченко, А.В. Павшенко: зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2008. – Вип. 96. – С. 24-30.
3. Беляев, И.А. Токосъем и токоприемники электроподвижного состава [Текст] / И.А. Беляев, В.П. Михеев, В.А. Шиян. – М.: Машиностроение, 1976. – 184 с.
4. Колесов, С.Н. Материалы и взаимодействие контактной подвески и токоприемника (при обычном, скоростном и высокоскоростном движении) [Текст] / С.Н. Колесов, И.С. Колесов. – Днепропетровск.: ДНУЗТ, 2006. – 281 с.
5. Решетов, Л.Н. Конструирование рациональных механизмов [Текст] / Л.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1967. – 208 с.
6. Плакс, А.В. Выбор оптимальных размеров пантографа для высоких скоростей движения [Текст] / А.В.Плакс: сб. науч. трудов. – Л.: ЛИИЖТ, 1958. Вып. 159. – С. 147 – 164.
7. Дослідження характеристик функціонування механізмів токоз'ємних пристроїв при підвищених швидкостях руху електровозів [Текст]: звіт про НДР (заключ.) / УкрДАЗТ; кер. В.І. Мороз. – ОЦ 0208 и 002131; ДР 0108U000075. – К., 2007. – 83 с.

Ключові слова: електротяговий і моторвагонний рухомий склад, струмознімальний пристрій, механічна система, зведена маса.

Анотації

Обґрунтовано актуальність проведення розрахункових досліджень з визначення інерційних характеристик нового струмознімального пристрою рамно-трапецеїдальної конструкції для електротягового та моторвагонного рухомого складу підвищеної швидкості. Описано особливості визначення зведеної маси нового струмознімального пристрою. Представлено результати дослідження, що засвідчили про доцільність використання нової конструкції механічної системи струмознімального пристрою для рухомого складу нового покоління.

Обоснована актуальность проведения расчетных исследований по определению инерционных характеристик нового токосъемного устройства рамно-трапецеидальной конструкции для электротягового и моторвагонного подвижного состава повышенной скорости. Описано особенности определения приведенной массы нового токосъемного устройства. Представлены результаты исследования, которые показали на целесообразность использования новой конструкции механической системы токосъемного устройства для подвижного состава нового поколения.

Actuality of conducting of calculations researches is grounded on determination of inertias descriptions of new currentremoval device frame-trapezoids to designs for elektrotlyagovogo and multiple-unit rolling stock raised to velocities. The features of determination of the resulted mass of new currentremoval device is described. Results are represented researches which showed on expedience of the use of new construction of the mechanical system of currentremoval device for mobile composition of new generation.