



KAPITEL 1 / CHAPTER 1¹

FEATURES OF CALCULATION OF RESISTANCE TO TRAFFIC OF CONVEYOR TRAINS

DOI: 10.30890/2709-2313.2023-20-02-008

Вступ.

Актуальність питання.

Конвеєрні поїзди являють собою сукупність одновісних вагонеток, встановлених на рейковій колійній структурі, пов'язаних між собою шарнірними зчіпками. Для того щоб конвеєрний поїзд на колійній структурі був системою, що кінематично не змінюється, зазвичай передня вагонетка складу виконується двовісною. Рух таких рухомих складів здебільшого здійснюється за допомогою приводів, стаціонарно встановлених на колійній структурі. Така транспортна система зручна у використанні, тому що виключає наявність контактної мережі. При встановленні приводного двигуна у спеціальному або вибухобезпечному виконанні конвеєрні поїзди можуть бути застосовані на горизонтальних або похилих трасах як вугільних, так і рудних шахт, а також як спеціальний транспорт глибоких кар'єрів.

1.1. Загальні положення

Як відомо [1], [2], [3], [4] основний опір переміщення рухомого складу рейкового транспорту може бути представлений у формі

$$W_0 = W_6 + W_{\text{Т.КОЧ.}} + W_{\text{Т.КОВ.}} + W_{\text{д}} + W_{\text{ПС}} + W_{\text{СТ}} + W_{\text{В}}, \quad (1)$$

де W_6 – опір від тертя шийок осей у буксових підшипниках;

$W_{\text{Т.КОЧ.}}$ – опір від тертя кочення коліс по рейках;

$W_{\text{Т.КОВ.}}$ – опір від тертя ковзання коліс по рейках;

$W_{\text{д}}$ – опір дисипації (розсіювання) енергії рейкового шляху, що залежить від осьового навантаження, конструкції та фізико-механічних властивостей рейкового шляху;

$W_{\text{ПС}}$ – опір від дисипації (розсіювання) енергії рухомих складом, що виникає в результаті коливання надресорної будови від нерівностей шляху та ударів на

¹Authors: Malinovskiy Y.A., Tkachenko A.S., Bondarets A.A., Vlasenkov D.P., Oliinyk S.Y., Rybak D.P.



стиках;

W_{CT} – опір від розсіювання енергії будовою шляху внаслідок втрати енергії від ударів коліс рухомого складу на стиках;

W_{B} – опір повітряного середовища.

Величини опорів W_{CT} і W_{B} пропорційні квадрату швидкості руху рухомого складу, значення W_{PC} також є функцією швидкості руху, а опори $W_{\text{б}}$, W_{TK} , W_{TC} і $W_{\text{д}}$ залежать від конструктивних параметрів візків рухомого складу, конструкції ходових коліс, їх розташування щодо візка, а також від конструкції та стану рейкової колії.

Основний питомий опір руху, тобто опір руху віднесений до маси рухомого складу матиме вигляд:

$$w_0 = w_{\text{б}} + w_{\text{TK}} + w_{\text{TC}} + w_{\text{д}} + w_{\text{PC}} + w_{\text{CT}} + w_{\text{B}}. \quad (2)$$

Де індексація питомих опорів відповідає індексації формули (1).

При оцінці та розгляді складових опорів руху рухомого складу конвеєрних поїздів з урахуванням їх конструктивних особливостей та характеру руху значеннями $W_{\text{PC}}(w_{\text{PC}})$ і $W_{\text{B}}(w_{\text{B}})$ можна знехтувати.

Однак на практиці часто немає можливості теоретично розраховувати величину кожної складової основного питомого опору руху, найбільш точною та достовірною величиною опору руху можна вважати опори, визначені експериментальним шляхом. Однак і вони відрізняються один від одного, через одержання їх за різних умов експлуатації і мають часковий характер, оскільки відносяться до конкретної конструкції конвеєрного поїзда.

Як впливає з аналізу виразів $w_{\text{б}}$, $w_{\text{Т.КОЧ.}}$, $w_{\text{Т.КОВ.}}$, $w_{\text{д}}$, w_{CT} [1, 4, 5] питомий опір руху конвеєрного поїзда можна надати (за аналогією з існуючою загальною формулою визначення питомого опору руху складу залізничного транспорту) або квадратичною формою швидкості руху конвеєрного поїзда:

$$w_0 = a + bU + cU^2. \quad (3)$$

Або спрощеним виразом

$$w_0 = a + bU. \quad (4)$$

Величезний досвід експлуатації як вагонів рухомого складу залізничного транспорту МПС, так і вагонеток шахтного рейкового транспорту дозволив отримати емпіричні формули визначення питомого опору руху кожного типу вагона або вагонеток [2, 5, 6], що дозволяє здійснювати тягові розрахунки розтягнутих рухомих складів рейкового транспорту.



1.2. Методика визначення основних питомих опорів шахтних поїздів

2.1. Конвеєрні поїзди зі стаціонарними двигунами, що відносяться до рейкового транспорту, характеризуються наявністю стаціонарно встановлених приводів на колійній структурі, які в процесі руху рухомого складу відносно приводу ділять потяг на дві зони – розтягнуту та стислу, співвідношення довжин яких постійно змінюється у часі.

При цьому рухомий склад конвеєрного поїзда складений з великої кількості візків, з'єднаних між собою шарнірними зв'язками (зчіпками), представляє багатомасову механічну систему при русі якої характерні складні динамічні процеси, обумовлені безперервною зміною кількості візків, що знаходяться в розтягнутій і стиснутій частинах. Причому за час проходження рухомого потягу з приводу сили опору руху змінюються в широких межах, що викликано безперервною зміною функції $m_p = f(t)$, $l_p = f(t)$, $m_c = f(t)$, $l_c = f(t)$, де m_p, l_p – маса та довжина розтягнутої частини складу, а m_c, l_c – маса та довжина стиснутої частини потягу.

Однак, не зважаючи на наявність перехідних режимів, завжди можна чітко виділити розтягнуту і стислу зони рухомого складу, при цьому сумарний основний опір руху дорівнює:

$$W_0 = G_T \cdot w_p \cdot K + \int_k^n G_T \cdot w_c(x) dx, \quad (5)$$

де w_p – основний питомий опір руху розтягнутої частини складу, що перебуває в режимі тяги, Н/кН;

w_c – основний питомий опір руху стиснутої частини складу, що перебуває у режимі штовхання, Н/кН;

k – кількість візків розтягнутої частини складу;

n – кількість візків у складі;

G_T – маса візка, кг.

Основний питомий опір руху розтягнутої частини рухомих складів рейкового транспорту розглядається як рух в режимі тяги, що встановився, має постійну величину ($w_p = const$) і визначається відомими способами [1, 2, 4, 6].

Основний питомий опір руху стиснутої частини складу характеризує режим штовхання та його величина $w_c \neq w_p$.

2.2. Розглянемо режим штовхання як характерний режим роботи конвеєрних поїздів. Стаціонарно встановлений привід обумовлює наявність



режиму штовхання, коли кількість візків рухомого складу, що штовхаються, змінюється від одиниці до n_{max} . З початкового моменту режиму штовхання відбувається втрата поздовжньої стійкості візка з наступною вибіркою проміжків між ходовими колесами наступних візків і бічними поверхнями рейкових або інших напрямних.

Подальший рух візків у режимі штовхання супроводжується наявністю їх перекосів щодо один одного та прямолінійної осі шляху. Розворот візків рухомого складу призводить до підвищення основного питомого опору руху в режимі штовхання і його величина досягає максимуму, тоді як весь рухомий склад знаходиться в стислому стані. ($l_n = l_c$) при цьому $\sum w_0^{max} = \sum_{i=1}^n w_c$.

Тому виконання тягових розрахунків (визначення потужності приводу або приводних станцій) необхідно наводити для режиму штовхання, оскільки в цьому випадку спостерігається максимальний опір руху.

2.3. Розглянемо особливості визначення основного питомого опору руху візків конвеєрного поїзда для обох режимів руху (тяги та штовхання).

Так як формула (3) є загальною для всіх випадків руху рейкового транспорту і найбільш повно відображає суть основного питомого опору руху, то для i -ого візку рухомого складу конвеєрного поїзда та будь-якого режиму його руху можна визначити в наступному вигляді:

$$w_i = a_{ij} + bU + cU^2, \quad (6)$$

де a_{ij} – безрозмірний постійний коефіцієнт, що у загальному випадку залежить від розташування візка у складі та режиму його руху;

i – порядковий номер візка ($1 \leq i \leq n$);

j – номер, що відповідає режиму руху візка (1, 3 – тяга; 2, 4 – штовхання);

b, c – постійні коефіцієнти, відповідно пропорційні першому і другому ступеням швидкості руху рухомого складу, що залежать від конструкції рухомого складу та шляху, с/м, c^2/m^2 ;

U – швидкість руху рухомого складу, м/с.

У наведеному виразі (6) постійний коефіцієнт a_{ij} набуває різних значень залежно від конструкції рухомого складу.

У свою чергу рухомий склад може бути складений як із двовісних візків, так і одновісних. Застосування останніх спрощує ходову частину візка та покращує маневреність всього рухомого складу.

У практиці відомо [7, 8], що застосування конвеєрних поїздів з



відхиляючими роликками, встановленими на рухомому складі та центруючою рейкою, змонтованій на колійній структурі. Така система, що стабілізує, дозволяє використовувати безребордні ходові колеса або виключити взаємодію реборд ходових коліс з рейками при існуючій колійній структурі рейкового транспорту.

2.4. Розглядаючи рух рухомого складу в режимі тяги, значення a_{ij} може бути визначено

а) для рухомого складу без стабілізуючої системи згідно з [1, 4] за формулою:

$$a_{i_1} = \mu \frac{d}{D} + \frac{2K}{D} + f \sin \delta, \quad (7)$$

де μ – наведений до діаметру осі коефіцієнт опору в підшипниках ходових коліс;

d – діаметр осі ходового колеса, м;

D – діаметр ходового колеса, м;

K – коефіцієнт тертя кочення колеса по рейці, м;

f – коефіцієнт тертя обода колеса по рейці;

δ – кут перекосу осі візка при вилянні рухомого складу (зазвичай $\delta = \delta_{\max}$), град.

Отже, для режиму тяги значення a_{i_1} пропорційно тертю шийок коліс у підшипниках, тертю кочення коліс по напрямних та поперечному ковзанню при вилянні візка.

б) для рухомого складу зі стабілізуючою системою за формулою:

$$a_{i_3} = \mu \frac{d}{D} + \frac{2K}{D} + \frac{R}{G_T} \left(\mu' \frac{d'}{D'} + \frac{2K'}{D'} \right), \quad (8)$$

де μ , d , D , K – позначення за формулою (7);

μ' – коефіцієнт опору тертя шийки осі в підшипниках роликів, що відхиляють;

d' – діаметр осі відхиляючих роликів, м;

D' – діаметр відхиляючого ролика, м;

K' – коефіцієнт тертя кочення відхиляючого ролика по центруючій рейці, м;

R – бічне зусилля, що виникає при вилянні рухомого складу в режимі тяги, Н. Згідно [1, 2]

$$R = F_{\text{тр}} = \mu \frac{G_T}{2}$$



G_T – маса візка, кг.

2.5. Розглянемо рух рухомого складу у режимі штовхання. У цьому режимі руху значення коефіцієнта a_{ij} визначатиметься так:

а) для конвеєрних поїздів без стабілізуючої системи за формулою:

$$a_{i_2} = \mu \frac{d}{D} + \frac{2K}{D} + \frac{R\delta_i}{G_T} \cdot f_p \frac{2h}{D} + f \sin \delta_{max}, \quad (9)$$

б) для конвеєрних поїздів зі стабілізуючою системою

$$a_{i_3} = \mu \frac{d}{D} + \frac{2K}{D} + \frac{R\delta_i}{G_T} \left(\mu' \frac{d'}{D'} + \frac{2K'}{D'} \right), \quad (10)$$

де μ, d, D, K, f – позначення за формулою (7);

μ', d', D', K', G_T – позначення за формулою (8);

δ_{max} – максимальний кут розвороту візка рухомого складу в режимі штовхання, град;

f_p – коефіцієнт тертя реборди ходового колеса по рейці;

h – плече сили тертя в точці торкання реборди ходового колеса і рейкою щодо миттєвого центру обертання, м.

Згідно [4], величину h можна обчислити за формулою:

$$h = \sqrt{\frac{[r_n^2 C + R(2r_n + R)\cos^2\delta] \cos^2\theta \cdot (\sin^2\delta) \cdot c}{(\sin^2\theta - \sin^2\delta) \cos^2\delta} + \frac{r_n^2 C^2}{\cos^2\delta}} \quad (11)$$

Або визначити за запропонованою залежністю $h = f(\delta)$ для діаметрів ходових коліс 300, 350, 400 мм (рис. 1).

У формулі (11):

r_n – радіус закруглення кромки напрямної або рейки, м;

C – геометричний параметр

$$C = \cos^2\delta - \sqrt{\cos^2\delta - \cos^2\theta}; \quad (12)$$

R – радіус катання ходового колеса (див. рис. 1), м;

θ – кут нахилу реборди (див. рис. 1), град;

δ – максимально можливий кут перекосу осі візка при штовханні, град

$$\delta = \frac{2S}{l_0};$$

$2S$ – максимальний зазор між ребордою колеса та напрямною (рейкою), м;

l_0 – жорстка база візка, м.

Значення h для ходових коліс діаметром 0,3 м, 0,45 м, 0,4 м та різних кутів перекосу наведені в табл. 1.

Для виконання попередніх розрахунків для малих кутів перекосу

($\delta < 3^\circ$) можна приймати під час руху поїзда по прямих шляхах $h = r_H$, а при русі по криволінійних шляхах

$$h = \frac{\sqrt{D_p^2 - (D - r_H)^2}}{2}, \tag{13}$$

де D_p – зовнішній діаметр реборди колеса, м;

$D = 2R$ – діаметр ходового колеса, м.

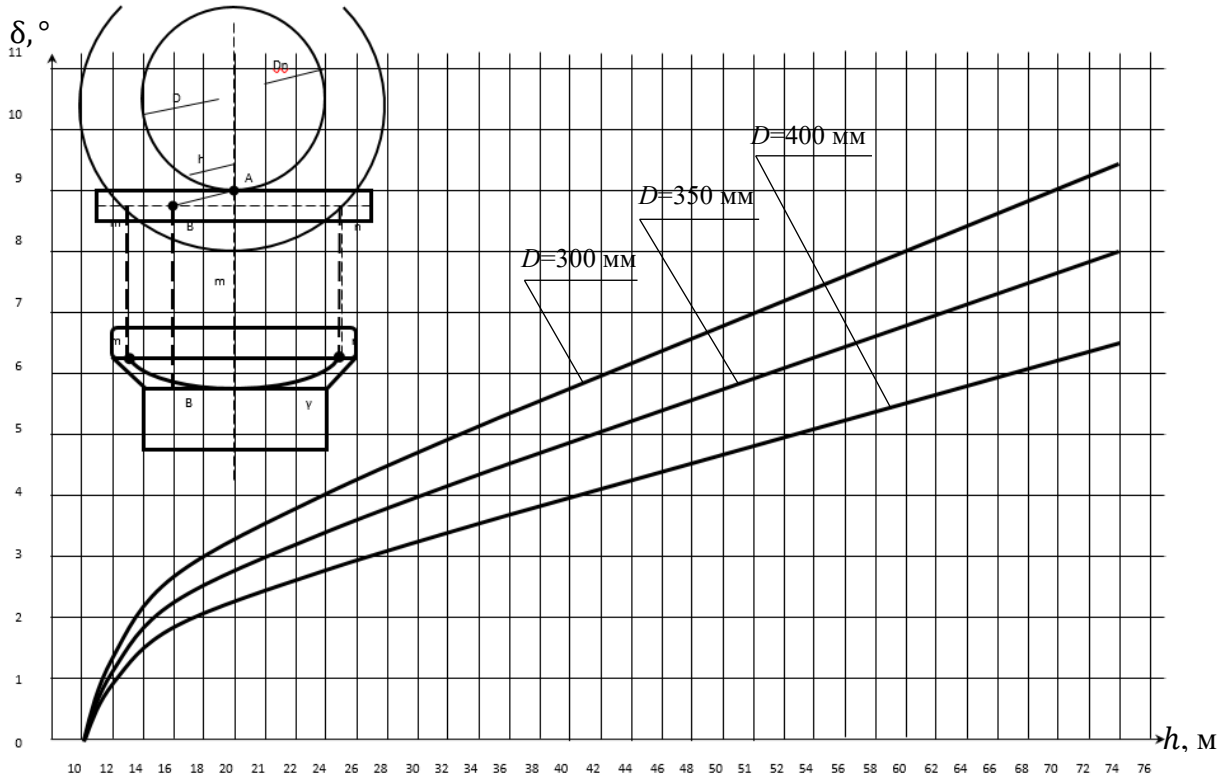


Рисунок 1 – Графік визначення плеча сил тертя h в залежності від кута перекосу δ та діаметру ходового колеса

Формула (10) характеризує кочення ходових та відхиляючих коліс при русі візка, тому у виразі не фігурують доданки, зумовлені тертям реборд коліс про рейку та поперечним рухом при перекосі (9), так як для рухомого складу, що складається з візків з відхиляючими роликами та переміщуваних по напрямних, що містять центруючу рейку, зазор в штовхаючому режимі руху вибирається між центруючою рейкою і відхиляючими роликами.

Зазначимо, що у виразах (9) та (10) $R_{\delta i}$ – невідоме реактивне зусилля, що виникає при перекосах у процесі руху, що призводить до виникнення реактивних зусиль у шарнірах зчіпок R_i^{w} та реакцій R_i .

У технічній літературі з механіки конвеєрних поїздів не відображено зв'язок між зусиллям штовхання F , бічними зусиллями R_i та реакціями у зчіпках R_i^{w} .



Встановлення такої залежності важливо при обчисленні опору руху кожного візка рухомого складу в штовханні, оскільки ці значення, як зазначалося раніше, не рівні між собою і залежать від місцезнаходження візка у складі щодо приводу.

Таблиця 1 – Плече сили третя h (м) для різних діаметрів ходових коліс

	0,30 м	0,35 м	0,40 м
0,50°	$1,037 \cdot 10^{-3}$	$1,054 \cdot 10^{-3}$	$1,072 \cdot 10^{-3}$
1,00°	$1,178 \cdot 10^{-3}$	$1,233 \cdot 10^{-3}$	$1,294 \cdot 10^{-3}$
1,50°	$1,381 \cdot 10^{-3}$	$1,487 \cdot 10^{-3}$	$1,599 \cdot 10^{-3}$
2,00°	$1,625 \cdot 10^{-3}$	$1,784 \cdot 10^{-3}$	$1,950 \cdot 10^{-3}$
2,50°	$1,896 \cdot 10^{-3}$	$2,110 \cdot 10^{-3}$	$2,329 \cdot 10^{-3}$
3,00°	$2,186 \cdot 10^{-3}$	$2,454 \cdot 10^{-3}$	$2,728 \cdot 10^{-3}$
3,50°	$2,491 \cdot 10^{-3}$	$2,813 \cdot 10^{-3}$	$3,141 \cdot 10^{-3}$
4,00°	$2,809 \cdot 10^{-3}$	$3,185 \cdot 10^{-3}$	$3,567 \cdot 10^{-3}$
4,50°	$3,138 \cdot 10^{-3}$	$3,569 \cdot 10^{-3}$	$4,005 \cdot 10^{-3}$
5,00°	$3,478 \cdot 10^{-3}$	$3,965 \cdot 10^{-3}$	$4,457 \cdot 10^{-3}$
5,50°	$3,829 \cdot 10^{-3}$	$4,373 \cdot 10^{-3}$	$4,921 \cdot 10^{-3}$
6,00°	$4,192 \cdot 10^{-3}$	$4,794 \cdot 10^{-3}$	$5,400 \cdot 10^{-3}$
6,50°	$4,567 \cdot 10^{-3}$	$5,229 \cdot 10^{-3}$	$5,895 \cdot 10^{-3}$
7,00°	$4,957 \cdot 10^{-3}$	$5,681 \cdot 10^{-3}$	$6,407 \cdot 10^{-3}$

Формула (10) характеризує кочення ходових та відхиляючих коліс при русі візка, тому у виразі не фігурують доданки, зумовлені тертям реборд коліс про рейку та поперечним рухом при перекосі (9), так як для рухомого складу, що складається з візків з відхиляючими роликками та переміщуваних по напрямних, що містять центруючу рейку зазор в режимі руху, що штовхає, вибирається між центруючою рейкою і відхиляючими роликками.

Зазначимо, що у виразах (9) та (10) $R_{\delta i}$ – невідоме реактивне зусилля, що виникає при перекосах у процесі руху, що призводить до виникнення реактивних зусиль у шарнірах зчіпок R_i^{w} та реакцій R_i .

У технічній літературі з механіки конвеєрних поїздів не відображено зв'язок між зусиллям штовхання F , бічними зусиллями R_i та реакціями у зчіпках R_i^{w} . Встановлення такої залежності важливо при обчисленні опору руху кожного візка рухомого складу в штовханні, оскільки ці значення, як зазначалося раніше,



не рівні між собою і залежать від місцезнаходження візка у складі щодо приводу.

З метою встановлення такого взаємозв'язку нами використано розрахункову схему конвеєрного поїзда у вигляді n – опорного стрижня з $(n - 1)$ проміжними шарнірами, що знаходиться в рівновазі під дію зусилля штовхання F та сил опору руху W_i (рис. 2).

2.6. Невідомі реактивні зусилля для n – опор та $(n - 1)$ проміжних шарнірів визначаємо шляхом послідовного розгляду рівноваги кожного елемента стрижня (візка) [8, 10].

Отримавши рекурентні співвідношення, що дозволяють обчислювати реакцію в шарнірі зчипки будь-якого (i -ого) одновісного візка, якщо відома реакція в шарнірі $(i - 1)$ візки після ряду перетворень [10] отримуємо невідоме реактивне зусилля, віднесене до маси візка $\frac{R_{\delta i}}{G_T}$

$$\frac{R_{\delta i}}{G_T} = A_i - B_i \omega - D_i, \tag{14}$$

де $A_i = F_{1i}(F_G, \delta, l_0, l_2)$ – функція тяги (штовхання) приводу, віднесена до ваги візків, що штовхаються, кута розвороту та геометричних параметрів візка:

$$A_i = 2F_G \delta \left[\frac{l_0}{l_2} + \frac{l_2}{l_2} + \left(\frac{l_0}{l_2}\right)^2 + \frac{l_0 l_2}{l_2^2} + \left(\frac{l_0}{l_2}\right)^3 + \frac{l_2 l_0^2}{l_2^3} + \left(\frac{l_0}{l_2}\right)^4 + \frac{l_2 l_0^3}{l_2^4} + \dots + \left(\frac{l_0}{l_2}\right)^{n-1} + \frac{l_2 l_0^{n-2}}{l_2^{n-1}} + \frac{1}{2} \left(\frac{l_0}{l_2}\right)^n + \frac{1}{2} \frac{l_2 l_0^{n-1}}{l_2^n} \right]; \tag{15}$$

$B_i = F_{2i}(\delta, l_0, l_2)$ – функція кута розвороту та геометричних параметрів візка:

$$B_i = \delta \left[(2n - 3) \frac{l_0}{l_2} + (2n - 1) \frac{l_0}{l_2} + (2n - 5) \left(\frac{l_0}{l_2}\right)^2 + (2n - 3) \frac{l_0 l_2}{l_2^2} + (2n - 7) \left(\frac{l_0}{l_2}\right)^3 + (2n - 5) \frac{l_0^2 l_2}{l_2^3} + (2n - 9) \left(\frac{l_0}{l_2}\right)^4 + (2n - 7) \frac{l_0^3 l_2}{l_2^4} + \dots + 1 \left(\frac{l_0}{l_2}\right)^{n-1} - 3 \frac{l_2 l_0^{n-2}}{l_2^{n-1}} + \frac{1}{2} \left(\frac{l_0}{l_2}\right)^n + \frac{1}{2} \frac{l_2 l_0^{n-1}}{l_2^n} \right]; \tag{16}$$

$D_i = F_{3i}(M^w, G_T, l_0, l_2)$ – функція моменту тертя в шарнірі, ваги та геометричних параметрів візка:

$$D_i = \frac{4M^w}{G_T l_2} \left[1 + \frac{l_0}{l_2} + \left(\frac{l_0}{l_2}\right)^2 + \left(\frac{l_0}{l_2}\right)^3 + \dots + 1 \left(\frac{l_0}{l_2}\right)^{n-3} + \frac{3}{4} \left(\frac{l_0}{l_2}\right)^{n-2} + \frac{1}{4} \left(\frac{l_0}{l_2}\right)^{n-1} \right]. \tag{17}$$

A_i, B_i, D_i для будь-якого візка рухомого складу конвеєрного поїзда можна визначити за формулами (15, 16, 17) з підстановкою коефіцієнтів при відповідних відхиленнях довжин. Для зручності виконання розрахунків ці

коефіцієнти зведено у табл. 2, 3, 4.

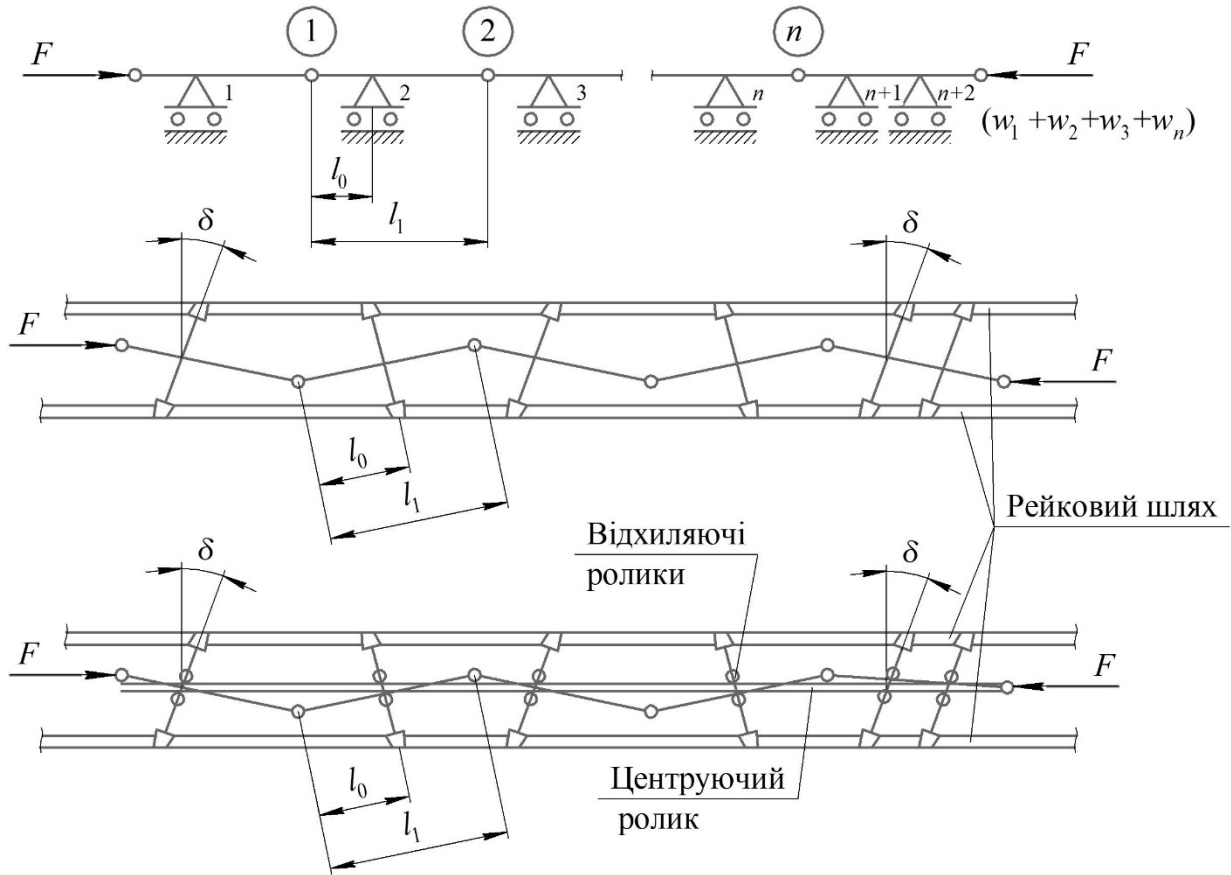


Рисунок 2 – Розрахункова схема конвеєрного потягу, складеного із одновісних візків без урахування стабілізуючої системи та з нею

Таблиця 2 – Числові значення коефіцієнтів при відношенні $\left(\frac{l_0}{l_2}\right)$ для визначення A_i

$$A_i = 2F_G \delta \left[\frac{l_0}{l_2} + \frac{l_2}{l_2} + \left(\frac{l_0}{l_2}\right)^2 + \frac{l_0 l_2}{l_2^2} + \left(\frac{l_0}{l_2}\right)^3 + \frac{l_2 l_0^2}{l_2^3} + \left(\frac{l_0}{l_2}\right)^4 + \frac{l_2 l_0^3}{l_2^4} + \dots + \left(\frac{l_0}{l_2}\right)^{n-1} + \frac{l_2 l_0^{n-2}}{l_2^{n-1}} + \frac{1}{2} \left(\frac{l_0}{l_2}\right)^n + \frac{1}{2} \frac{l_2 l_0^{n-1}}{l_2^n} \right]$$

	$\frac{l_0}{l_2}$	$\left(\frac{l_0}{l_2}\right)^2$	$\left(\frac{l_0}{l_2}\right)^3$	$\left(\frac{l_0}{l_2}\right)^4$	$\left(\frac{l_0}{l_2}\right)^{n-1}$	$\left(\frac{l_0}{l_2}\right)^n$	$\frac{l_2}{l_2}$	$\frac{l_0 l_2}{l_2^2}$	$\frac{l_2 l_0^2}{l_2^3}$	$\frac{l_2 l_0^3}{l_2^4}$	$\frac{l_2 l_0^{n-2}}{l_2^{n-1}}$	$\frac{l_2 l_0^{n-1}}{l_2^n}$
A_1	$\frac{1}{2}$	0	0	0	0	0	$\frac{1}{2}$	0	0	0	0	0
A_2	1	$\frac{1}{2}$	0	0	0	0	1	$\frac{1}{2}$	0	0	0	0
A_3	1	1	$\frac{1}{2}$	0	0	0	1	1	$\frac{1}{2}$	0	0	0
$4A_1$	1	1	1	$\frac{1}{2}$	0	0	1	1	1	$\frac{1}{2}$	0	0
...
A_n	1	1	1	1	1	$\frac{1}{2}$	1	1	1	1	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$



Таблиця 3 – Числові значення коефіцієнтів при відношенні $\left(\frac{l_0}{l_2}\right)$ для визначення B_i

$$B_i = \delta \left[(2n-3) \frac{l_0}{l_2} + (2n-1) \frac{l_2}{l_2} + (2n-5) \left(\frac{l_0}{l_2}\right)^2 + (2n-3) \frac{l_0 l_2}{l_2^2} + (2n-7) \left(\frac{l_0}{l_2}\right)^3 + (2n-5) \frac{l_0^2 l_2}{l_2^3} + (2n-9) \left(\frac{l_0}{l_2}\right)^4 + (2n-7) \frac{l_0^3 l_2}{l_2^4} + \dots + 1 \left(\frac{l_0}{l_2}\right)^{n-1} - 3 \frac{l_2 l_0^{n-2}}{l_2^{n-1}} + \frac{1}{2} \left(\frac{l_0}{l_2}\right)^n + \frac{1}{2} \frac{l_2 l_0^{n-1}}{l_2^n} \right]$$

	$\frac{l_0}{l_2}$	$\left(\frac{l_0}{l_2}\right)^2$	$\left(\frac{l_0}{l_2}\right)^3$	$\left(\frac{l_0}{l_2}\right)^4$	$\left(\frac{l_0}{l_2}\right)^{n-1}$	$\left(\frac{l_0}{l_2}\right)^n$	$\frac{l_2}{l_2}$	$\frac{l_0 l_2}{l_2^2}$	$\frac{l_2 l_0^2}{l_2^3}$	$\frac{l_2 l_0^3}{l_2^4}$	$\frac{l_2 l_0^{n-2}}{l_2^{n-1}}$	$\frac{l_2 l_0^{n-1}}{l_2^n}$
B_1	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0
B_2	1	0	0	0	0	0	3	1	0	0	0	0
B_3	3	1	0	0	0	0	5	3	1	0	0	0
B_4	5	3	1	0	0	0	7	5	3	1	0	0

B_n	$(2n-3)$	$(2n-5)$	$(2n-7)$	$2(n-9)$	1	1	$(2n-1)$	$(2n-3)$	$(2n-5)$	$(2n-7)$	3	

Таблиця 4 – Числові значення коефіцієнтів при відношенні $\left(\frac{l_0}{l_2}\right)$ для визначення D_i

$$D_i = \frac{4Mw}{G_T l_2} \left[1 + \frac{l_0}{l_2} + \left(\frac{l_0}{l_2}\right)^2 + \left(\frac{l_0}{l_2}\right)^3 + \dots + 1 \left(\frac{l_0}{l_2}\right)^{n-3} + \frac{3}{4} \left(\frac{l_0}{l_2}\right)^{n-2} + \frac{1}{4} \left(\frac{l_0}{l_2}\right)^{n-1} \right]$$

	$\left(\frac{l_0}{l_2}\right)^0$	$\left(\frac{l_0}{l_2}\right)$	$\left(\frac{l_0}{l_2}\right)^2$	$\left(\frac{l_0}{l_2}\right)^3$	$\left(\frac{l_0}{l_2}\right)^4$	$\left(\frac{l_0}{l_2}\right)^{n-2}$	$\left(\frac{l_0}{l_2}\right)^{n-1}$
D_1	$\frac{1}{4}$	0	0	0	0	0	0
D_2	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{4}$	0	0	0	0	0
D_3	1	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{4}$	0	0	0	0
D_4	1	1	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{4}$	0	0	0

D_{n-1}	1	1	1	1	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{4}$	0
D_n	1	1	1	1	1	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{4}$

Для виконання практичного розрахунку величини реактивного зусилля зупинимося на визначенні кута розвороту, геометричних параметрів візків, характеристики приводу та моменту тертя у шарнірі.



Умовимося вести нумерацію візків рухомого складу від приводу у бік штовхання, причому перший візок не знаходиться на приводі, а є найближчим, потім другий, третій і так далі до останнього « n » найбільш віддаленого від приводу, тобто головного візка (див. рис. 2).

2.7. Конструктивно рухомий склад конвеєрного поїзда виконаний з одновісних візків. Однак, для того, щоб він не був системою, що кінематично змінюється, головний візок необхідно виконувати двовісним. Розворот цього візка визначається кутом γ цього візка і не може бути більше, ніж

$$\operatorname{tg}\gamma \approx \gamma_{\max} = \frac{2S}{l_g}, \quad (18)$$

де S – зазор між ребордою і рейкою (центруючою рейкою і колесом, що відхиляє);

$2S$ – сумарний зазор;

l_g – жорстка база двовісного візка.

З іншого боку [9] кут розвороту візків δ обмежений взаємним розворотом двовісного та одновісного візків

$$\operatorname{tg}\delta \approx \delta = \frac{2S}{m}, \quad (19)$$

де m – довжина прямої ділянки реборди колеса, що примикає до рейки (див. рис. 1).

Однак максимальний кут розвороту всіх наступних візків [9] $\delta_i = \frac{4S}{l_0}$ оскільки $\frac{2S}{m} > \frac{4S}{l_0}$ рекомендується визначати максимальний кут розвороту δ_{\max} за формулою (19).

При цьому $l_0, l_1, l_2 = l_1 - l_0$ – геометричні параметри одновісного візка (див. рис. 2).

2.8. Момент опору в шарнірах між візками M_w залежить від застосовуваної конструкції зчіпних пристроїв рухомого складу.

В даному випадку зчіпки є зосередженими включеннями другого типу, що входять до згинальної жорсткості стрижня. До них відносяться ідеальні та пружні шарніри 1 і 2 роду [2], які розглядаються як деформовані зв'язки, що підтверджує прийняту дискретну розрахункову схему. Дана схема дозволяє мати деяку жорсткість у міжтелечному зв'язку $EI(x)$, яке не перешкоджає подоланню радіусу повороту.

У практиці конвеєрних поїздів найчастіше реалізація моменту опору в



зчіпних пристроях здійснюється такими способами:

а) примусово створений пружний момент при реалізації зазорів між колісною парою та напрямними (рис. 3, а)

при цьому M_w^y визначається за формулою:

$$M_w^y = c\delta_3 \quad (20)$$

де c – еквівалентна крутильна жорсткість пружного елемента зчіпки визначається відомими способами як жорсткість балки при її закручуванні на кут в один радіан, Нм/рад;

δ_3 – кут закручування пружного елемента при реалізації зазорів ($\delta_3 = \delta_{max}$), рад.

Таким чином, примусово створений пружний момент M_w^y має постійну величину та не залежить від величини реакції,

б) примусово створений момент сил тертя (рис. 3, б) перешкоджає розвороту візка, оскільки містить пристрій у зчіпці, який створює додатковий момент за рахунок сили тертя

тоді

$$M_w^T = f \cdot Q \cdot \frac{d}{2} \quad (21)$$

де f – коефіцієнт тертя між поверхнями притискання;

Q – сила притискання додаткового пристрою, Н;

d – діаметр обертальної пари, м.

Оскільки сила притискання Q – величина постійна і залежить від зовнішніх сил, те й момент опору зчіпного пристрою, що розглядається, як і в першому випадку буде постійний для всього складу ($M_w^T = const$).

Однак застосування зчіпних пристроїв конструкції а) та б) вимагає їх ретельного регулювання, щоб уникнути заклинювання складу на складних криволінійних ділянках траси при роботі конвеєрного поїзда в режимі штовхання.

Тому візки рухомого складу з'єднуються між собою за допомогою осей (шкворнів), що дозволяють здійснювати вільний поворот візків відносно один одного.

в) природний момент тертя (рис. 3, в)

в даному випадку M_w^{et} є функцією від сили штовхання величина якої на зчіпному пристрої кожного візка має своє значення. У загальному випадку



$$M_w^{et} = f' \cdot F_i \cdot \frac{d}{2}, \tag{22}$$

де f' – зведений коефіцієнт тертя [12]

$$f' = \frac{4}{\pi} \cdot f \tag{23}$$

f – коефіцієнт тертя обертальної пари;

D – діаметр осі (шкворня), м;

F_i – зусилля штовхання i -ого візка, Н.

($F_1 > F_2 > F_3 > \dots > F_n$). Необхідно відмітити, що $M_w^{et\ max} = f' \cdot F_{max} \cdot \frac{d}{2}$ у будь-якому випадку буде менше M_w^T та M_w^y .

У формулі (15) величина тяги (штовхання) F приводу, віднесеного до ваги візка ($F_G = \frac{F}{G}$) є питомим тяговим зусиллям і може використовуватися в практичних розрахунках як характеристика приводу.

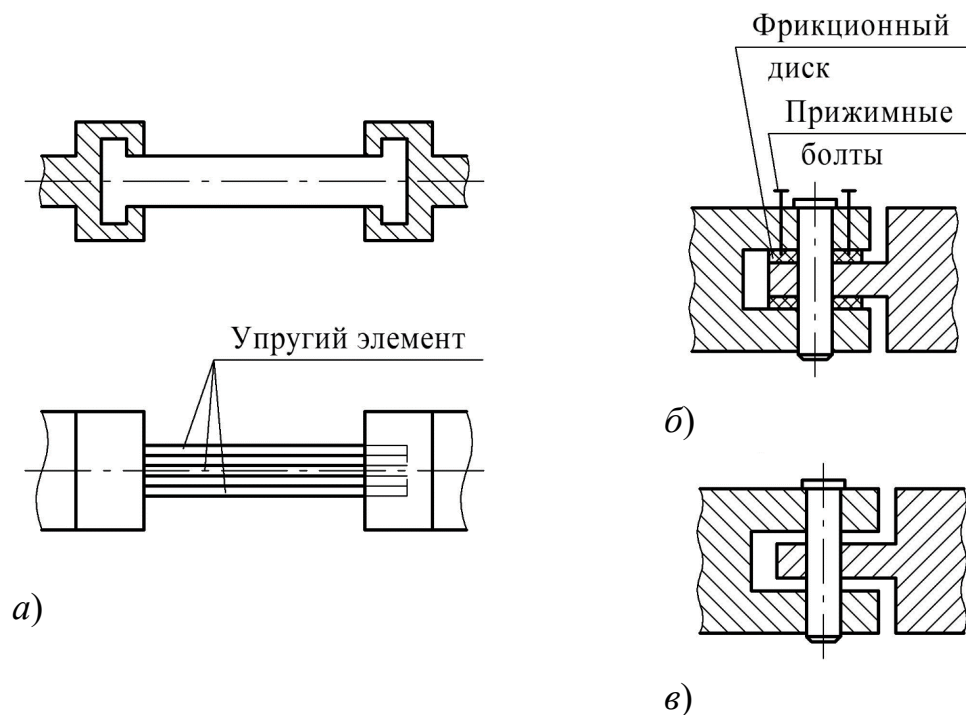


Рисунок 3 – Зчіпні пристрої для з'єднання візків рухомого складу конвеєрного поїзда

- a) зчіпка з пружним елементом;
- б) зчіпка з примусово створеним моментом тертя;
- в) зчіпка з природним моментом тертя.

Розглянувши всі складові формул (15, 16, 17) визначення безрозмірного



коефіцієнта a_{i_2} и a_{i_4} для режиму штовхання можна виконувати за такими формулами:

а) для конвеєрного поїзда без стабілізуючої системи:

$$a_{i_2} = \mu \frac{d}{D} + \frac{2K}{D} + (A_i - B_i \omega_0 - D_i) f_p \frac{2h}{D} + f \cdot \sin \delta \quad (24)$$

б) для конвеєрного поїзда зі стабілізуючою системою:

$$a_{i_4} = \mu \frac{d}{D} + \frac{2K}{D} + (A_i - B_i \omega_0 - D_i) \left(\mu' \frac{d'}{D'} + \frac{2K'}{D'} \right), \quad (25)$$

де ω_0 – питомий опір руху візка в режимі тяги, Н/Кн.

Його значення може бути отримано експериментальним шляхом, або прийнято за даними [2, 6] для аналогічних конструкцій ходових частин візків з урахуванням їх експлуатаційних режимів (вантажопідйомності та швидкості руху).

Остаточно формули визначення питомого опору руху у режимі штовхання матимуть вид:

а) для конвеєрного поїзда без стабілізуючої системи:

$$\omega_{i_2} = \mu \frac{d}{D} + \frac{2K}{D} + (A_i - B_i \omega_0 - D_i) f_p \frac{2h}{D} + f \cdot \sin \delta + bU + cU^2 \quad (26)$$

б) для конвеєрного поїзда зі стабілізуючою системою:

$$\omega_{i_4} = \mu \frac{d}{D} + \frac{2K}{D} + (A_i - B_i \omega_0 - D_i) \left(\mu' \frac{d'}{D'} + \frac{2K'}{D'} \right) + f \cdot \sin \delta + bU + cU^2 \quad (27)$$

Опір руху конвеєрного поїзда доцільно обчислювати на ЕОМ з бажаним ступенем точності.

Програму обчислень наведено на рис. 4. Дана програма дозволяє визначити величину бічних сил, реакції в зчіпках, питомі опори руху кожного візка та їх суму під час руху конвеєрного поїзда в режимі штовхання.

Таким чином, розроблена методика дозволяє визначити опір руху кожного візка конвеєрного поїзда як зі стабілізуючою системою, так і без неї, що рухаються в режимі штовхання з урахуванням впливу кутових зсувів візків щодо один одного та осі руху, а також з урахуванням моментів опору, що виникають у зчіпних пристроях.



1		входные данные							
2	Lo	длина рычага тележки						40 см	
3	L2	длина тележки						100 см	
4	Fg	характеристика привода						0,17	
5	δ	угол разворота						2 град	0,034889
6	n	количество тележек в составе						20	
7	Mw	момент трения в сцепке, Нм						20 Нм	
8	Gт	вес тележки						1000 кг	
9	w ₀	величина основного удельного сопротивления в режиме тяги						0,013	
10	μ	приведенный к диаметру оси коэффициент сопротивления в г						0,003	
11	μ'	коэффициент сопротивления трения шейки оси в подшипника						0,003	
12	d	диаметр оси ходового колеса, м						0,055 м	
13	d'	диаметр оси отклоняющего колеса, м						0,04 м	
14	D'	диаметр отклоняющего колеса стабилизирующей системы, м						0,2 м	
15	D	диаметр ходового колеса, м						0,3 м	
16	K	коэффициент трения качения колеса по рельсам						0,005	
17	K'	коэффициент трения качения отклоняющего ролика по центри						0,005	
18	U	скорость движения подвижного состава						5 м/с	
19	f	коэффициент трения обода колеса о рельс						0,17	
20	f _p	коэффициент трения реборды колеса о рельс						0,15	
21	c	крутильная жесткость упругого элемента сцепки, Нм/рад						0,015 Нм/рад	
22	r _h	величина радиуса закругления кромки рельса, м						0,0015 м	
23	b	коэффициент сопротивления скорости движения подвижного						0,12 с/м	

24									
25		выходные данные							
26	расчет Ai	функция тяги (толкания) привода	Bi	функция γ	Di	функция момента трения		удельное сопротивление движению подвижного состава	
27	i	функция толкания i-й тележки	функция угла разворота i-й теле	функция момента тре	воковая реакция тележ	без стабилизирующ	со стабилизирующ	удельное сопротивление движению подвижного состава	без стабилизирующей системы
28	1	1,4	3	1	1,4	0,4	0,9818	1,164936596	1,163538415
29	2	0,56	5	3	0,56	0,16	0,39272	1,164052976	1,163493703
30	3	0,224	7	5	0,224	0,064	0,157088	1,163899528	1,163475819
31	4	0,0896	9	7	0,0896	0,0256	0,0628352	1,163558149	1,163468685
32	5	0,03584	11	9	0,03584	0,01024	0,02513408	1,163501597	1,163465804
33	6	0,014336	13	11	0,014336	0,004096	0,01005363	1,163478976	1,163464659
34	7	0,0057344	15	13	0,0057344	0,001638	0,00402145	1,163469928	1,163464201
35	8	0,00229376	17	15	0,00229376	0,000655	0,00160858	1,163466309	1,163464018
36	9	0,000917504	19	17	0,000917504	0,000262	0,00064343	1,163464861	1,163463945
37	10	0,000367002	21	19	0,000367002	0,000105	0,00025737	1,163464282	1,163463915
38	11	0,000146801	23	21	0,000146801	4,19E-05	0,00010295	1,163464405	1,163463904
39	12	5,87203E-05	25	23	5,87203E-05	1,68E-05	4,118E-05	1,163463958	1,163463899
40	13	2,34881E-05	27	25	2,34881E-05	6,71E-06	1,6472E-05	1,163463921	1,163463897
41	14	9,39524E-06	29	27	9,39524E-06	2,68E-06	6,5887E-06	1,163463906	1,163463896
42	15	3,7581E-06	31	29	3,7581E-06	1,07E-06	2,6355E-06	1,1634639	1,163463896
43	16	1,50324E-06	33	31	1,50324E-06	4,29E-07	1,0542E-06	1,163463897	1,163463896
44	17	6,01295E-07	35	33	6,01295E-07	1,72E-07	4,2168E-07	1,163463897	1,163463896
45	18	2,40518E-07	37	35	2,40518E-07	6,87E-08	1,6867E-07	1,163463896	1,163463896
46	19	9,62073E-08	39	37	9,62073E-08	2,75E-08	6,7469E-08	1,163463896	1,163463896
47	20	3,84829E-08	41	39	3,84829E-08	1,1E-08	2,6988E-08	1,163463896	1,163463896
48		2,333333308			2,333333308		1,666667	23,27173242	23,26940212
49	A=	0,027678518	B=		0,081407407	D=	13,33333		

25		выходные данные							
26	расчет Ai	функция тяги (толкания) привода	Bi	функция γ	Di	функция момента трения	фу	воковая реакция тележ	удельное сопротивление движени
27	i	функция толкания i-й тележки	функция угла разворота i-й тележки	функция момента трения i-й теле	воковая реакция тележки,	без стабилизирующей системы			
28	1	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A28)+(\$F\$3*СТЕПЕНЬ(\$F\$2, A28-1))^3	1	=(\$A28-C28*2)/СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A28)+	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A28)	=B28-E28*\$F\$9-G28	=F\$10*(F\$12/F\$15)+2*\$F\$16/\$F\$		
29	2	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A29)+(\$F\$3*СТЕПЕНЬ(\$F\$2, A29-1))^5	=D28+2	=(\$A29-C29*2)/СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A29)+	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A29)	=B29-E29*\$F\$9-G29	=F\$10*(F\$12/F\$15)+2*\$F\$16/\$F\$		
30	3	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A30)+(\$F\$3*СТЕПЕНЬ(\$F\$2, A30-1))^7	=D29+2	=(\$A30-C30*2)/СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A30)+	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A30)	=B30-E30*\$F\$9-G30	=F\$10*(F\$12/F\$15)+2*\$F\$16/\$F\$		
31	4	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A31)+(\$F\$3*СТЕПЕНЬ(\$F\$2, A31-1))^9	=D30+2	=(\$A31-C31*2)/СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A31)+	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A31)	=B31-E31*\$F\$9-G31	=F\$10*(F\$12/F\$15)+2*\$F\$16/\$F\$		
32	5	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A32)+(\$F\$3*СТЕПЕНЬ(\$F\$2, A32-1))^11	=D31+2	=(\$A32-C32*2)/СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A32)+	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A32)	=B32-E32*\$F\$9-G32	=F\$10*(F\$12/F\$15)+2*\$F\$16/\$F\$		
33	6	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A33)+(\$F\$3*СТЕПЕНЬ(\$F\$2, A33-1))^13	=D32+2	=(\$A33-C33*2)/СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A33)+	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A33)	=B33-E33*\$F\$9-G33	=F\$10*(F\$12/F\$15)+2*\$F\$16/\$F\$		
34	7	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A34)+(\$F\$3*СТЕПЕНЬ(\$F\$2, A34-1))^15	=D33+2	=(\$A34-C34*2)/СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A34)+	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A34)	=B34-E34*\$F\$9-G34	=F\$10*(F\$12/F\$15)+2*\$F\$16/\$F\$		
35	8	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A35)+(\$F\$3*СТЕПЕНЬ(\$F\$2, A35-1))^17	=D34+2	=(\$A35-C35*2)/СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A35)+	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A35)	=B35-E35*\$F\$9-G35	=F\$10*(F\$12/F\$15)+2*\$F\$16/\$F\$		
36	9	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A36)+(\$F\$3*СТЕПЕНЬ(\$F\$2, A36-1))^19	=D35+2	=(\$A36-C36*2)/СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A36)+	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A36)	=B36-E36*\$F\$9-G36	=F\$10*(F\$12/F\$15)+2*\$F\$16/\$F\$		
37	10	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A37)+(\$F\$3*СТЕПЕНЬ(\$F\$2, A37-1))^21	=D36+2	=(\$A37-C37*2)/СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A37)+	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A37)	=B37-E37*\$F\$9-G37	=F\$10*(F\$12/F\$15)+2*\$F\$16/\$F\$		
38	11	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A38)+(\$F\$3*СТЕПЕНЬ(\$F\$2, A38-1))^23	=D37+2	=(\$A38-C38*2)/СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A38)+	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A38)	=B38-E38*\$F\$9-G38	=F\$10*(F\$12/F\$15)+2*\$F\$16/\$F\$		
39	12	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A39)+(\$F\$3*СТЕПЕНЬ(\$F\$2, A39-1))^25	=D38+2	=(\$A39-C39*2)/СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A39)+	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A39)	=B39-E39*\$F\$9-G39	=F\$10*(F\$12/F\$15)+2*\$F\$16/\$F\$		
40	13	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A40)+(\$F\$3*СТЕПЕНЬ(\$F\$2, A40-1))^27	=D39+2	=(\$A40-C40*2)/СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A40)+	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A40)	=B40-E40*\$F\$9-G40	=F\$10*(F\$12/F\$15)+2*\$F\$16/\$F\$		
41	14	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A41)+(\$F\$3*СТЕПЕНЬ(\$F\$2, A41-1))^29	=D40+2	=(\$A41-C41*2)/СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A41)+	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A41)	=B41-E41*\$F\$9-G41	=F\$10*(F\$12/F\$15)+2*\$F\$16/\$F\$		
42	15	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A42)+(\$F\$3*СТЕПЕНЬ(\$F\$2, A42-1))^31	=D41+2	=(\$A42-C42*2)/СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A42)+	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A42)	=B42-E42*\$F\$9-G42	=F\$10*(F\$12/F\$15)+2*\$F\$16/\$F\$		
43	16	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A43)+(\$F\$3*СТЕПЕНЬ(\$F\$2, A43-1))^33	=D42+2	=(\$A43-C43*2)/СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A43)+	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A43)	=B43-E43*\$F\$9-G43	=F\$10*(F\$12/F\$15)+2*\$F\$16/\$F\$		
44	17	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A44)+(\$F\$3*СТЕПЕНЬ(\$F\$2, A44-1))^35	=D43+2	=(\$A44-C44*2)/СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A44)+	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A44)	=B44-E44*\$F\$9-G44	=F\$10*(F\$12/F\$15)+2*\$F\$16/\$F\$		
45	18	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A45)+(\$F\$3*СТЕПЕНЬ(\$F\$2, A45-1))^37	=D44+2	=(\$A45-C45*2)/СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A45)+	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A45)	=B45-E45*\$F\$9-G45	=F\$10*(F\$12/F\$15)+2*\$F\$16/\$F\$		
46	19	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A46)+(\$F\$3*СТЕПЕНЬ(\$F\$2, A46-1))^39	=D45+2	=(\$A46-C46*2)/СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A46)+	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A46)	=B46-E46*\$F\$9-G46	=F\$10*(F\$12/F\$15)+2*\$F\$16/\$F\$		
47	20	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A47)+(\$F\$3*СТЕПЕНЬ(\$F\$2, A47-1))^41	=D46+2	=(\$A47-C47*2)/СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A47)+	=СТЕПЕНЬ(\$F\$2/\$F\$3, A47)	=B47-E47*\$F\$9-G47	=F\$10*(F\$12/F\$15)+2*\$F\$16/\$F\$		
48		=СУММ(B28:B47)		=СУММ(E28:E47)		=1*СУММ(G28:G47)	=СУММ(K28:K47)		

Рисунок 4 – Програма обчислень питомих опорів руху конвеєрних поїздів різної конструкції

Слід зазначити, що вплив перекосів особливо великий для рухомих складів конвеєрних поїздів не укомплектованих стабілізуючою системою, а застосування роликів, що відхиляють, і центральної рейки помітно знижують опір руху конвеєрного поїзда.



Встановлено взаємозв'язок між зусиллям штовхання рухомого складу F_T , бічними зусиллями R_i та реакціями у зчіпках R_i^{III} . Це дозволило визначити опір руху кожного візка та всього рухомого складу значної довжини ($n > 100$) під час роботи в режимі штовхання. Величина бічних зусиль залежить від розташування візка у складі щодо приводу та кута розвороту візка. Визначення їх необхідно при обмеженні довжини складу виходячи з умови випирання найбільш навантаженого візка в штовханні, а також для виконання розрахунків міцності.

Запропонована методика дозволяє розрахувати опір руху кожного візка та рухомого складу при штовханні його на криволінійній ділянці. При цьому максимальний кут розвороту візків, що знаходяться на кривій, виражається кутом вписування $\delta_{\text{кр}}^{\text{max}}$ візки рухомого складу у криву. Величина питомого опору руху візків, що знаходяться на кривій, збільшиться на величину питомого опору руху, що залежить від кривизни шляху ($w_{\text{кр}}$) та наявності відцентрової сили [1, 2].

Наведений аналіз формул щодо визначення питомих опорів руху (26, 27) дозволив встановити залежність величини цих опорів від геометричних та конструктивних параметрів візків рухомого складу, їх ваги, конструкції застосовуваних зчіпних пристроїв, режиму роботи (тяга або штовхання), швидкості його руху, а також від характеристики застосовуваного приводу.

Збільшення діаметрів ходових коліс, підвищення точності виготовлення візків та колійної структури, застосування стабілізуючої системи є одними з ефективних способів зниження загального опору руху, що дозволить знизити встановлену потужність приводних станцій та покращити експлуатаційні показники конвеєрних поїздів. Аналіз формул (15, 16, 17) показав, що розміщення осі ходових коліс візка якомога ближче до осі повороту візків у горизонтальній площині ($l_0 \rightarrow 0$) зменшить вплив перекосів візків у режимі штовхання на опір руху.

Дана методика дозволяє розрахувати загальний опір руху поїздів та може бути використана для виконання тягових розрахунків з видачею рекомендації щодо вибору оптимальної встановленої потужності приводної станції та конструкції вузлів колійної структури та рухомого складу не тільки конвеєрних поїздів, але й інших видів транспорту, що працюють у режимі штовхання. .



1.3. Визначення основних опорів руху та практичні рекомендації щодо вибору параметрів конвеєрних поїздів різної конструкції

Для розрахунку основних опорів руху конвеєрних поїздів використовуємо розроблену програму (рис. 4) і зробимо обчислення за допомогою ЕОМ.

Вихідні дані:

R_i – реактивне зусилля, що виникає при перекосі візків;

$\Sigma W_2, \Sigma W_4$ – сума опорів руху всього рухомого складу конвеєрного поїзда без стабілізуючої системи та з нею.

Значення вхідних величин приймаються відповідно до розглянутої конструкції конвеєрного поїзда і даними довідкової літератури [1, 2, 4, 6, 12].

Розглянемо рухомий склад конвеєрного поїзда, складеного з одновісних візків із наступними геометричними розмірами (див. табл. 5).

Таблиця 5 – Геометричні параметри ходової частини візка конвеєрного поїзда

Найменування величини	Позначення	Значення
Діаметр ходового колеса, м	D	0,30
Діаметр відхиляючого колеса стабілізуючої системи, м	D'	0,20
Діаметр осі ходового колеса, м	d	0,055
Діаметр осі колеса, що відхиляє, м	d'	0,04
Коефіцієнт тари	K_T	0,4

Слід зазначити, що в основному діаметр ходових коліс конвеєрних поїздів знаходиться в межах 300-450 мм, з кутом нахилу реборди $Q = 20^\circ$.

Використовуючи як колійну структуру рейкові напрямні визначаємо за відповідними стандартами величину радіуса закруглення кромки рейки (в середньому величина $r_h = 1,3 \cdot 10^{-3}$ м).

Величина основного питомого опору у режимі тяги $W_0 = 0,013$ визначається або експериментальним шляхом, за наявності одного візка, або приймається за даними аналогічних конструкцій рейкового транспорту. Для нашого випадку величина $W_R = 0,013$ отримана експериментально і не відрізняється від значень, прийнятих у літературі [2, 3].



Значення питомої сили тяги приймається з тягово-енергетичних параметрів двигуна. В даному випадку використовується двосторонній лінійний асинхронний двигун (ЛАД) з довгим статором з наступною характеристикою $F_G = 0,17$.

Вихідні дані для розрахунку прийняті такі:

Позначення	Найменування величини	Числове значення	Одиниці виміру
l_0	довжина важеля візка	40	см
l_2	довжина візка	100	см
F_G	характеристика приводу	0,17	
δ	кут розвороту	2	град
n	кількість візків у складі	20	
M_w	момент тертя у зчіпці, Нм	20	Нм
G_T	вага візка	1000	кг
w_0	величина основного питомого опору в режимі тяги	0,013	
μ	наведений до діаметру осі коефіцієнт опору в підшипниках ходових коліс	0,003	
μ'	коефіцієнт опору тертя шийки осі в підшипниках роликів, що відхиляють.	0,003	
d	діаметр вісі ходового колеса, м	0,055	м
d'	діаметр вісі відхиляючого колеса, м	0,04	м
D'	діаметр відхиляючого колеса стабілізуючої системи, м	0,2	м
D	діаметр ходового колеса, м	0,3	м
K	коефіцієнт тертя кочення колеса по рейках	0,005	
K'	коефіцієнт тертя кочення відхиляючого ролика по центруючій рейці	0,005	
U	швидкість руху рухомого складу	5	м/с
f	коефіцієнт тертя обода колеса про рейку	0,17	
f_p	коефіцієнт тертя реборди колеса про рейку	0,15	
c	крутильна жорсткість пружного елемента зчіпки, Нм/рад	0,015	Нм/рад
r_h	величина радіуса закруглення кромки рейки, м	0,0015	м
b	коефіцієнт опору швидкості руху рухомого складу	0,12	с/м

Значення змінних величин прийнято в інтервалах

$$\delta_{min} = 0,5^\circ;$$

$$\delta_{max} = 3^\circ;$$

$$n_{opt} = 50;$$

$$n_{max} = 200;$$

$$\min \frac{l_0}{l_2} = 0;$$

$$\max \frac{l_0}{l_2} = 0,9;$$

$$G_{min} = 1000 \text{ кг};$$

$$G_{max} = 3000 \text{ кг};$$

$$M_{wmin} = 10 \text{ Нм};$$

$$M_{wmax} = 10000 \text{ Нм};$$



Виконані розрахунки показали наступну закономірність: значення питомих поперечних сил R та опорів руху W_2 та W_4 візків змінюються зі зростанням порядку номера візка (нумерація візків у складі прийнята від приводу у бік штовхання, першим візком є найближчий до приводу, а останнім – головний у складі, найбільш віддалений від приводу).

Максимальне значення – поперечна сила R та опір руху W_2 и W_4 досягають при повній вибірці зазорів, зумовлених кутом розвороту візків у складі. При цьому на цей візок з одного боку діє сила штовхання приводу, а з іншого сила опору руху, що знаходяться попереду візків. Номер даного візка при $0,5 > \frac{l_0}{l_2} > 0$ можна визначити за такою формулою:

$$n_{max}^G = 10 \frac{l_0}{l_2} + 2, \quad (28)$$

Якщо $n_{max}^G > 2$, то слід приймати $n_{max}^G = 3$.

Значення R , w_2 , w_4 від n_1 до n_{max} змінюються за квадратичною залежністю, а з n_{max}^G до n_i (при $i = n$) – виражається прямою. При цьому поперечна сили головного візка R_n наближається до 0 ($R_n \rightarrow 0$), а значення w_2 та w_4 до величини w_0 ($w_2 \rightarrow w_0$, $w_4 \rightarrow w_0$).

Значення поперечної сили, що діє на кожен візок рухомого складу, що знаходиться в режимі штовхання R_i при $n_{max}^G = i \geq n$ виражається наступною залежністю:

$$R_i = K(n - 1) \alpha \cdot 10^{-4} m, \quad (29)$$

де K – коефіцієнт, що залежить від геометричних розмірів візка (l_0 , l_2)

$$K = 19,98 \left(\frac{l_0}{l_2} \right) + 8,68 \left(\frac{l_0}{l_2} \right) + 4,53. \quad (30)$$

Для $0 \leq \frac{l_0}{l_2} \leq 0,5$

n – кількість візків у складі, що беруть участь у штовханні;

i – порядковий номер візка;

m – маса візка, кг.

Визначивши номер максимально навантаженого візка і підставивши його значення формулу (29) отримуємо максимальне значення поперечного зусилля R_{max} . Величину R_{max} необхідно враховувати при виконанні розрахунків на міцність і визначенні максимального значення питомого опору руху w_2 та w_4 . Як зазначено раніше, режим штовхання характеризується збільшенням опору руху залежно від кількості візків, що штовхаються, причому кожен візок у складі



має свій опір руху, що залежить від його розташування щодо приводу. Зміна w_2 та w_4 відбуваються аналогічно до зміни R_i (див. формули 26, 27) і найбільше значення w_2 та w_4 приходить на візок, номер якого визначений за формулою (28).

Однак, в практичних розрахунках немає необхідності визначати питомий опір кожного візка, а потрібне сумарне значення цього опору, у випадку коли увесь рухомий склад знаходиться попереду приводу (найбільш важкий режим – штовхання для якого потрібно визначати зусилля штовхання).

Для конвеєрних поїздів без стабілізуючої системи ($0 \leq \frac{l_0}{l_2} \leq 0,5$) суму питомих опорів $\sum w_2$ можна визначити за номограмою рис. 5. Сума питомих опорів руху конвеєрного поїзда зі стабілізуючою системою $\sum w_4$ для будь-яких значень $\frac{l_0}{l_2}$ можна визначити за номограмою рис. 6.

У свою чергу, визначення необхідного тягового зусилля (суми основних питомих опорів руху візків конвеєрного поїзда), з достатньою точністю можна проводити за формулою:

а) для конвеєрних поїздів без стабілізуючої системи:

$$\sum w_2 = \frac{1}{2} w_0 n \left(1 + \frac{w_2}{w_0} \right); \quad (31)$$

б) для конвеєрних поїздів зі стабілізуючою системою:

$$\sum w_4 = \frac{1}{2} w_0 n \left(1 + \frac{w_4}{w_0} \right), \quad (32)$$

де n – кількість візків рухомого складу;

w_0 – основний питомий опір руху в режимі тяги;

w_2 та w_4 – максимальне значення основного питомого опору руху в режимі штовхання для конвеєрних поїздів без стабілізуючої системи та з нею. У практичних розрахунках зручно користуватися відносинами, що входять у формулу $\frac{w_2}{w_0}$ та $\frac{w_4}{w_0}$.

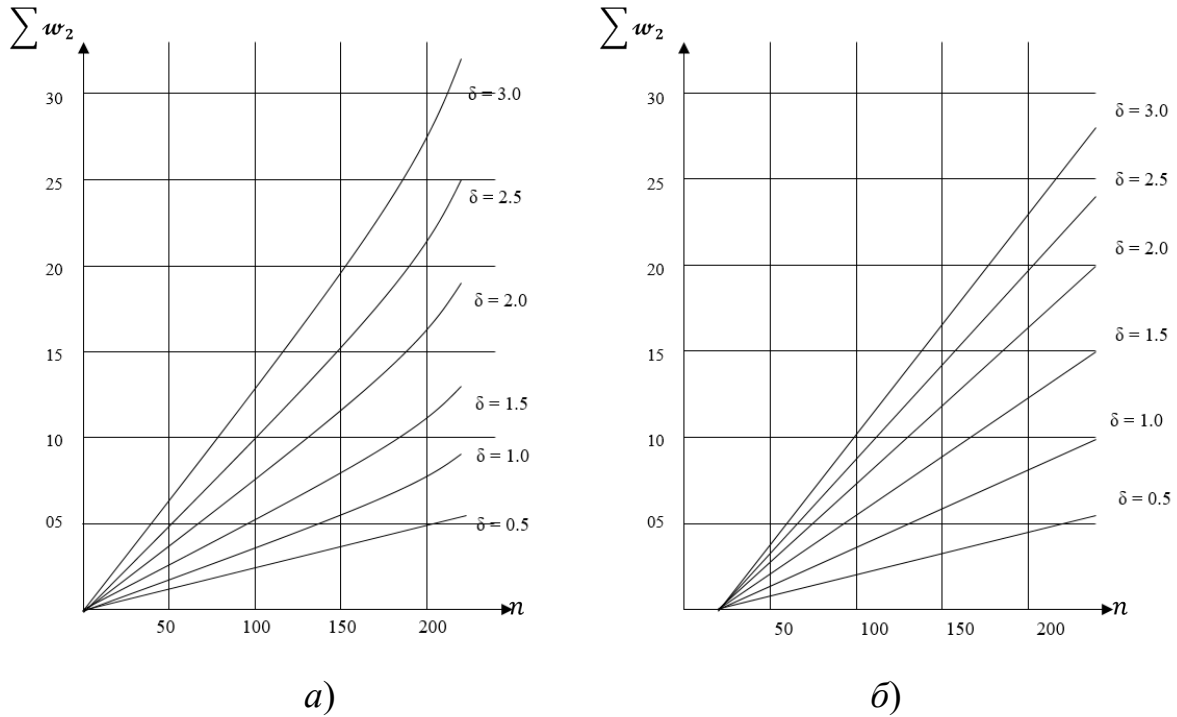


Рисунок 5 – Номограма визначення суми питомих опорів руху ($\sum w_2$) конвеєрного поїзда без стабілізуючої системи залежно від кількості візків (n) та кута розвороту (δ°)

a) квадратична залежність; б) пряма залежність

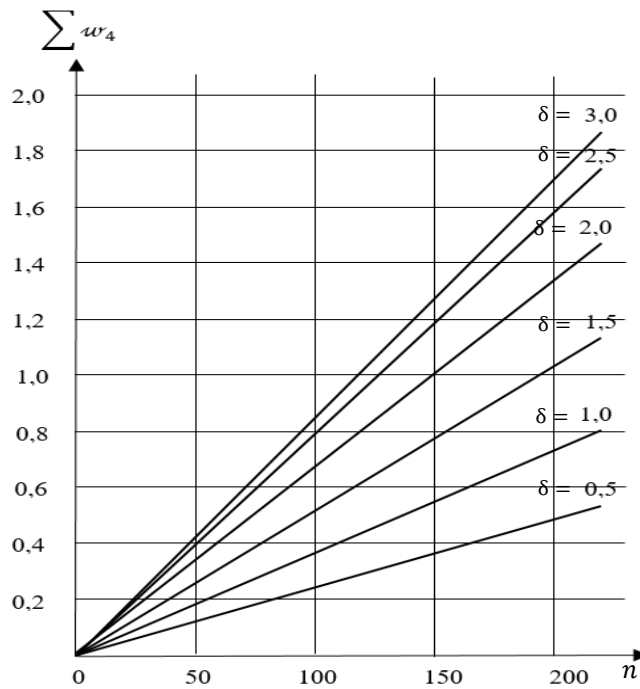


Рисунок 6 – Номограма визначення суми питомих опорів руху ($\sum w_4$) конвеєрного поїзда зі стабілізуючою системою залежно від кількості візків (n) та кута розвороту (δ°)



Інтенсивність зростання максимального питомого опору руху в режимі штовхання для конвеєрного поїзда без стабілізуючої системи $\left(\frac{w_2}{w_0}\right)$ залежно від довжини рухомого складу та максимального кута розвороту при $0 \leq \frac{l_0}{l_2} \leq 0,5$ може бути визначена за номограмою на рис. 7, а, $\frac{w_4}{w_0}$ для конвеєрного поїзда із стабілізуючою системою на рис. 8. Для будь-яких значень $\frac{l_0}{l_2}$ можна користуватися формулою

$$\frac{w_4}{w_0} = 1 + 0,16 \cdot 10^{-3} n, \quad (33)$$

де n – кількість візків у рухомому складі.

Знаючи величину можливого кута розвороту та довжину рухомого складу додатково пропонуються номограми для визначення відношення $\frac{w_2}{w_0}$ для різних значень $\frac{l_0}{l_2}$ (рис. 9).

Знаючи суму величин основних питомих опорів візків рухомого складу $\sum w_2$ ($\sum w_4$) = $w_1 + w_2 + w_3 + \dots + w_n$, що знаходиться в стислому стані можна визначити силу опору руху конвеєрного поїзда, а значить і необхідну силу тяги приводу в найважчому режимі його роботи - штовханні (необхідну силу штовхання приводу).

Загалом сила тяги (штовхання) приводу для конвеєрного поїзда будь-якої конструкції рухомого складу визначається за формулою:

а) для періоду встановленої швидкості ($a = 0$)

$$F_T = (G_T + G_{гр}) (\sum w_2 | \sum w_4 | + w_{кр} \pm i), \quad (34)$$

б) для періоду уповільнення (при вільному вибігу) ($a < 0$)

$$F_T = (G_T + G_{гр}) \left(\sum w_2 | \sum w_4 | + w_{кр} \pm i - \frac{\delta a}{g} \right), \quad (35)$$

в) для періоду прискорення ($a > 0$)

$$F_T = (G_T + G_{гр}) \left(\sum w_2 | \sum w_4 | + w_{кр} \pm i + \frac{\delta a_n}{g} \right), \quad (36)$$

де $\sum w_4$ $\sum w_2$ – основний питомий опір руху в режимі штовхання для конвеєрного поїзда зі стабілізуючою системою та без неї;

$w_{кр}$ – додатковий питомий опір під час руху конвеєрного поїзда по криволінійній ділянці;

i – середній ухил ділянки колії, %;

$G_T, G_{гр}$ – маса візка та вантажу, кг;

δ – коефіцієнт інерції мас, що обертаються (зазвичай приймають $\delta = 1,06 - 1,12$);

a – прискорення (уповільнення) поїзда при вимкненому приводі, м/с^2 ;

a_n – прискорення рухомого складу при розгоні, що залежить від реальної механічної характеристики приводу, м/с^2 .

Значення величин $w_{кр}$ та i визначаються відомими способами щодо конкретного план-профілю ділянки траси.

Потужність приводної станції (приводу) для цієї ділянки знаходиться за формулою:

$$N_k = \frac{F_T \cdot U}{1000 \cdot \eta}, \tag{37}$$

де N_k – загальна встановлювана потужність приводної станції (приводу) для k -ої ділянки, що знаходиться попереду приводу, кВт;

F_T – необхідна сила штовхання, Н;

U – швидкість руху, що встановився, м/с ;

η – ККД, приводної станції (приводу).

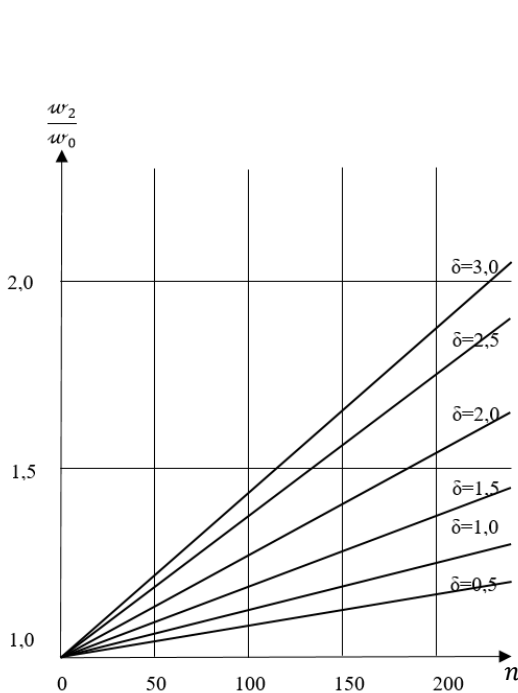


Рисунок 7 – Номограма визначення відношення $\frac{w_2}{w_0}$ в залежності від кількості візків (n) та кута розвороту (δ°)

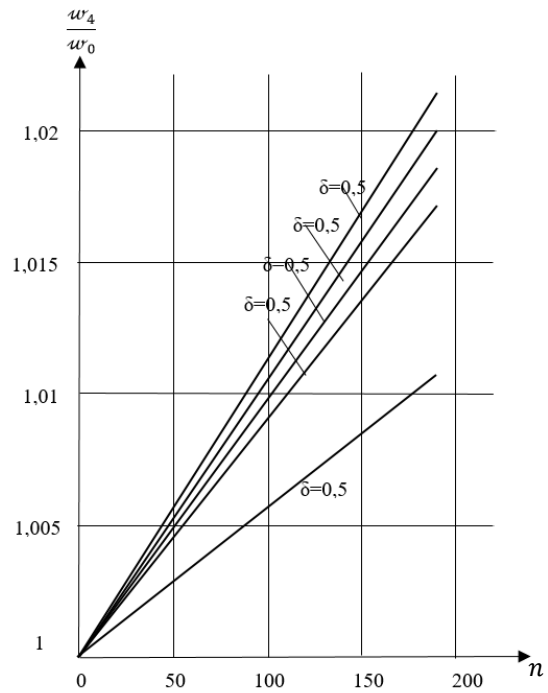


Рисунок 8 – Номограма визначення відношення $\frac{w_4}{w_0}$ в залежності від кількості візків (n) та кута розвороту (δ°)

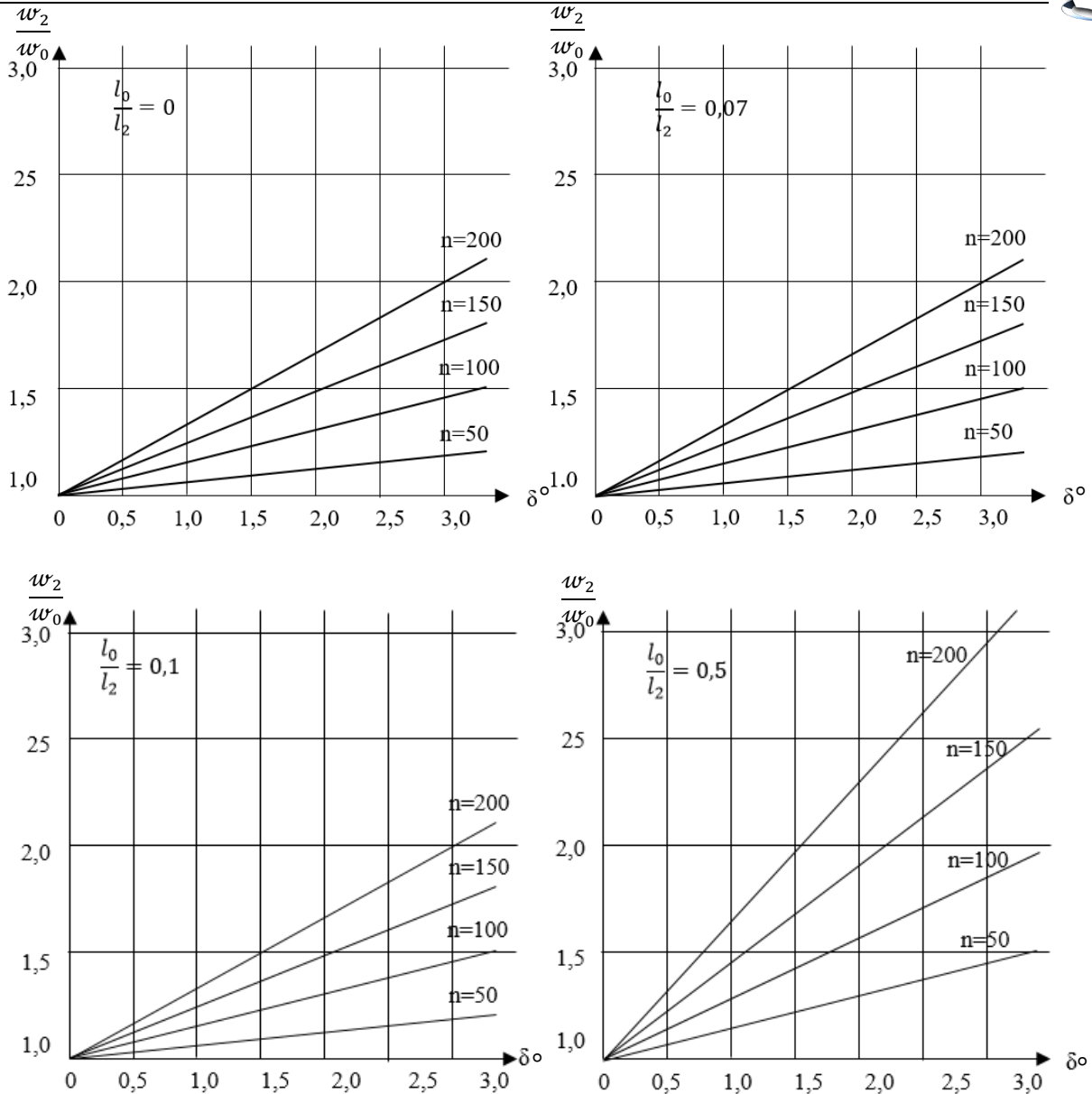


Рисунок 9 – Номограма визначення відношення $\frac{w_2}{w_0}$ в залежності від кількості візків (n) та кута розвороту (δ°) для різних значень $\frac{l_0}{l_2}$

Надалі значення одержаних потужностей по ділянках траси використовуються для виконання тягово-енергетичних розрахунків усієї транспортної системи. Побудова кривих руху проводиться за звичайною методикою, яка використовується для аналогічних цілей у залізничному транспорті, а кількість індукторів, необхідна для забезпечення заданого режиму залежить як від ваги рухомого складу, так і від величини опору руху та ухилу ділянки траси.



Висновки та рекомендації

Дана методика дозволяє на стадії проектування економічно оцінити ефективність застосування різних конструкцій конвеєрних поїздів як транспортну систему.

За цією методикою залежно від конструктивних виконань конвеєрного поїзда, габаритних розмірів візка та відхилень колійної структури визначаються такі механічні параметри, необхідні для виконання тягово-енергетичних розрахунків:

- бічні реактивні сили кожного візка, що виникають при їх перекосі під час руху в режимі штовхання,
- максимальне значення бічної реактивної сили та місце її застосування,
- опір руху в режимі штовхання кожного візка та всього рухомого складу,
- необхідне тягове зусилля при штовханні для різних періодів руху конвеєрного потяга.

Виконані теоретичні дослідження дозволили:

1. Встановити кількісну залежність між зусиллям штовхання, бічними силами, реакціями в зчіпках та їх впливом на весь процес руху.
2. Визначити величину бічної сили для кожного візка рухомого складу, а також виявити місце розташування найбільш навантаженого візка стисненого складу.
3. Визначити значення опору руху в режимі штовхання для кожного візка та закон його зміни.
4. Визначити суму опорів руху всіх візків рухомого складу для стислого стану різних конструкцій конвеєрного поїзда.
5. Встановити взаємозв'язок між значеннями опорів руху в режимі тяги та штовхання для різних конструкцій конвеєрних поїздів.

Величина максимальної бічної сили зростає із збільшенням відношення $\frac{l_0}{l_2}$ і залежить від числа візків у рухомому складі (n) та кута розвороту візків (δ°).

Значення бічної сили наведено у табл. 6.

Наголошено, що збільшення відношення $\frac{l_0}{l_2}$ призводить до видалення від приводу найбільш навантаженого візка. Так при значеннях $\frac{l_0}{l_2} = 0 \div 0,1$ найбільш навантаженим є 3-й візок, при $\frac{l_0}{l_2} = 0,2$ – 4-й візок, $\frac{l_0}{l_2} = 0,5$ – 7-й візок. Це



дозволяє визначити необхідну довжину контррейки для виключення вповзання даного візка на рейку за умови стиснення в режимі штовхання.

Таблиця 6 – Значення бічної сили

δ°	$0,5^\circ$		1°		2°	
$\frac{l_0}{l_2}$	$\frac{50}{200}$		$\frac{50}{200}$		$\frac{50}{200}$	
0,0	0,011	0,045	0,022	0,09	0,044	0,18
0,07	0,012	0,051	0,025	0,10	0,0496	0,21
0,1	0,013	0,055	0,026	0,11	0,053	0,22
0,5	0,03	0,13	0,061	0,26	0,12	0,53

Виконані розрахунки показали, що питомий опір руху кожного візка рухомого складу, що знаходиться в стисломому стані по-різному і зменшується з видаленням її від приводу. Сумарний питомий опір руху складу для режиму штовхання збільшується від числа візків, що штовхаються, і істотно залежить від кута розвороту візків. Збільшення кута розвороту візків (δ°) з 1° до $2,5^\circ$ призводить до зростання опору руху в 2,5 рази для складу з кількістю візків – 200 шт.

Зниження опору руху можливе за умови використання в конвеєрних поїздах стабілізуючої системи. За рівних умов експлуатації та конструктивних параметрів складу опір руху конвеєрного поїзда зі стабілізуючою системою для різних кутів розвороту та рухомого складу з 200 візків у 1,3 – 1,5 рази менше, ніж поїзди без стабілізуючої системи.

Відхилення розмірів колії та колісних пар рухомого складу в конвеєрних поїздах без стабілізуючої системи значно підвищують опір руху, а зміна зазору між елементами стабілізуючої системи конвеєрного поїзда – відхиляючими роликами та центрувальною рейкою (напрямною) у межах 7 – 25 мм призводить до незначного збільшення опору руху в режимі штовхання (приблизно на 15 – 20%). Це дозволяє розширити допуски виготовлення та монтаж стабілізуючої системи без істотного збільшення експлуатаційних витрат, так як кут перекосу візків конвеєрного поїзда зі стабілізуючою системою в межах $0,5^\circ$ – $2,5^\circ$ не надає особливого впливу на величину опору руху.

Проведені теоретичні та експериментальні дослідження дозволяють зробити наступні рекомендації щодо застосування та використання конвеєрних



поїздів:

1. Застосування одновісних візків у рухомому складі конвеєрних поїздів не поступається за критерієм стійкості руху двовісним із-за рівності жорсткої бази та мають переваги при вписуванні в криві малого радіусу.

2. Збільшення жорсткої бази візка підвищує стійкість і зменшує кут розвороту візка, але у свою чергу погіршує вписування складу в криві, а також вимагає збільшення металоємності через необхідність підвищення міцності візка.

3. Застосування одновісних візків є доцільним при використанні конвеєрних поїздів у кільцевій транспортній системі. При цьому напрям сили штовхання не змінюється.

4. Використання одновісних візків при човниковій схемі руху вимагає, щоб відносини $\frac{l_0}{l_2} = 1 (l_0 - l_2)$ або $\frac{l_0}{l_2} = 0 (l_0 \neq 0)$. При цьому дотримується рівність бічних сил та опорів руху.

5. При формуванні рухомого складу з одновісних візків необхідно головний та останній візки виконувати двовісними.

6. Для зменшення впливу кута перекосу візка на опір руху необхідно розміщувати вісь ходових коліс якомога ближче до осі зчипки (тобто $l \rightarrow 0$).

7. Отримання значення максимальної бічної сили необхідні виконання міцнісних розрахунків з урахуванням впливу кутових зміщень візків щодо рейкового шляху.

8. Для зниження величини бічних сил і опорів руху рекомендується застосування стабілізуючої системи, що складається з роликів, що відхиляють, і центруючої рейки. Відхиляючі ролики у кількості двох штук на візку встановлюються на осі ходових коліс даного візка.

9. Рекомендується застосування зчіпок з максимально можливим ступенем жорсткості або великим моментом тертя. Проте прийнята жорсткість зчіпки не повинна перешкоджати руху на криволінійних ділянках траси. (Не виключається застосування зчіпок з автоматично регульованою жорсткістю).

10. Зниження опору руху конвеєрного поїзда зі стабілізуючою системою дозволить зменшити встановлену потужність приводних станцій, знизити витрату енергії, що споживається, і тим самим поліпшити експлуатаційні показники транспортної системи з конвеєрними поїздами.