

© О.О. Бобришов¹, Л.Н. Ширін¹

¹ Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», Дніпро, Україна

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ЗАКЛИНЮВАННЯ РОЛИКОВОГО ЗУПИННИКА УКЛОННОГО СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА

© O. Bobryshov¹, L. Shyrin¹

¹ Dnipro University of Technology, Dnipro, Ukraine

INVESTIGATION OF THE PROCESS OF WEDGING OF ROLLER STOPPER FOR SLOPE BELT CONVEYOR

Мета. Встановлення параметрів взаємодії елементів енергозберігаючого засобу гальмування відкритого типу, що діє замість колодкових гальм, для запобігання зворотному ходу стрічки з вантажем під час гальмування конвеєра.

Методика. Використовується метод аналізу наукових джерел за режимами, засобами гальмування уклонних стрічкових конвеєрів; методи теоретичної механіки для розробки математичного моделювання процесу заклинювання зупинника; аналізу отриманих залежностей між геометричними параметрами зупинника; аналізу, синтезу, узагальнення, аргументації для формулювання висновків і рекомендацій при обґрунтуванні раціональних параметрів роликового зупинника відкритого типу і розробленні методики його розрахунку.

Результати. Створена математична модель процесу заклинювання роликового зупинника відкритого типу для запобігання зворотному ходу стрічки з вантажем під час гальмування конвеєра, що дозволило теоретично обґрунтувати вплив кута заклинювання, наведеного кута тертя ковзання, кута тертя кочення на умови заклинювання ролика без проковзування. Обґрунтовано необхідність і практична можливість збільшення кута заклинювання, використання криволінійної робочої поверхні зупинника для забезпечення сталості кута заклинювання, застосування гумового футерування для збільшення кута заклинювання і забезпечення надійного заклинювання при гальмуванні уклонного стрічкового конвеєра.

Наукова новизна. Встановлено аналітичні залежності, що визначають умови заклинювання ролика без проковзування, що забезпечують сталу роботу роликового зупинника для запобігання зворотному ходу стрічки з вантажем при гальмуванні уклонного конвеєра; аналітичну залежність, що визначає кут заклинювання в роликовому зупиннику відкритого типу при заклинюванні ролика без проковзування, що дозволить обґрунтувати його раціональні параметри і розробити методику розрахунку.

Практична значимість. Отримані результати дозволять розробити рекомендації для забезпечення сталого і ефективного застосування роликового зупинника відкритого типу уклонних стрічкових конвеєрів, для забезпечення підвищення безпеки, надійності, терміну служби і зменшення капітальних, експлуатаційних витрат конвеєрного транспорту.

Ключові слова: уклонний стрічковий конвеєр, гальмівний пристрій, роликовий зупинник, муфта, кут заклинювання, кут тертя, сили тертя, гумова футеровка, нормальні навантаження, зворотний хід.

Вступ. Гірничодобувна галузь, за рахунок видобутку численних корисних копалин та інших матеріалів, забезпечує стале виробництво палива, металів, хімічної сировини та будівельних матеріалів. Для транспортування, як корисних копалин

так і різних матеріалів, на шахтах, рудниках, кар'єрах, збагачувальних фабриках, теплових електростанціях, металургійних та хімічних підприємствах, широко застосовують стрічкові конвеєри [1]. З аналізу статистичних даних відомо, що у вітчизняних підземних гірничодобувних підприємствах найбільшу кількість конвеєрів встановлено в похилих виробках з кутами нахилів від 7° до 16° і становить 89% від загальної кількості. За даними МакНДІ, внаслідок аварій на стрічкових конвеєрах вугільних шахт через незадовільну роботу гальмівних пристроїв відбувається до 30% нещасних випадків, а простої з цієї причини складають близько 60 тисяч годин на рік [2].

Для запобігання зворотному ходу уклонних стрічкових конвеєрів в даний час застосовуються колодкові гальма [3–8] (рис.1, а). Розробці та дослідженню гальмівних пристроїв присвячені роботи Олександрова М.П., Германчука Ф.К., Гребенюка В.В., Тарасова Ю.Д., Федорченко І.М. та ін. [1–10]. Аналіз наукових джерел [11] з гальмівних пристроїв для шахтних уклонних стрічкових конвеєрів показав, що при експлуатації колодкових гальм, екстремальні навантаження в елементах приводу, що виникають при гальмуванні або в режимі запуску при несвоєчасному розгальмовуванні, викликають поломки приводних валів та зубчастих пар редукторів конвеєрів, в інших випадках призводить до їх інтенсивного зносу, а також до просипки матеріала що транспортується, в той же час відбувається підвищений нагрів елементів гальм. Тобто ці гальмівні пристрої не завжди забезпечують надійність гальмування та вимагають постійного технічного обслуговування внаслідок чого замінюються пристроями індивідуального виготовлення.

Іноді, для запобігання зворотному ходу уклонних стрічкових конвеєрів використовують роликові зупинники, які мають такі переваги, як невеликі габарити, практична відсутність зворотного ходу, передача великих крутних моментів. Вагомий внесок у теорію, розрахунок та конструювання роликових зупинників зробили Куликов Н.К., Лаврентьев С.А., Мальцев В.Ф., Пилипенко М.Н., Горін М.П. та інші вчені [1–10, 12]. Вищеназвані зупинники характеризуються закритою конструкцією і застосуванням ряду роликів, розташованих в пазах внутрішньої обойми, що як і ролики виконуються із загартованої сталі з високою твердістю (рис.1, б). Процес виробництва таких роликових зупинників закритої конструкції технологічно складний, потрібна висока точність виготовлення (1-й або 2-й клас точності). Внаслідок малої величини і вузькості діапазону кута заклинювання (6° – 8°), виникають великі контактні навантаження, постійний контакт сталевих роликів з обоймою і зірочкою, за рахунок підтискання роликів пружиною, призводить до швидкого зносу робочих поверхонь сполучених елементів, їх деформації, в результаті чого механізм зупинників швидко приходить в непридатність. Для заміни окремих зношених елементів роликових зупинників закритої конструкції потрібен повний демонтаж, а закритість конструкції не дозволяє проводити технічний огляд.

Відомі роликові зупинники, які знайшли реальне, але обмежене застосування на виробництві, мають кут заклинювання не більше 7° , що для механізмів з великими ударними навантаженнями майже збігається з областю заїдання ролика. Якщо кут більше 7° , то ролик не заклинюється.

Тому визначення кута заклинювання є одним із важливих завдань.

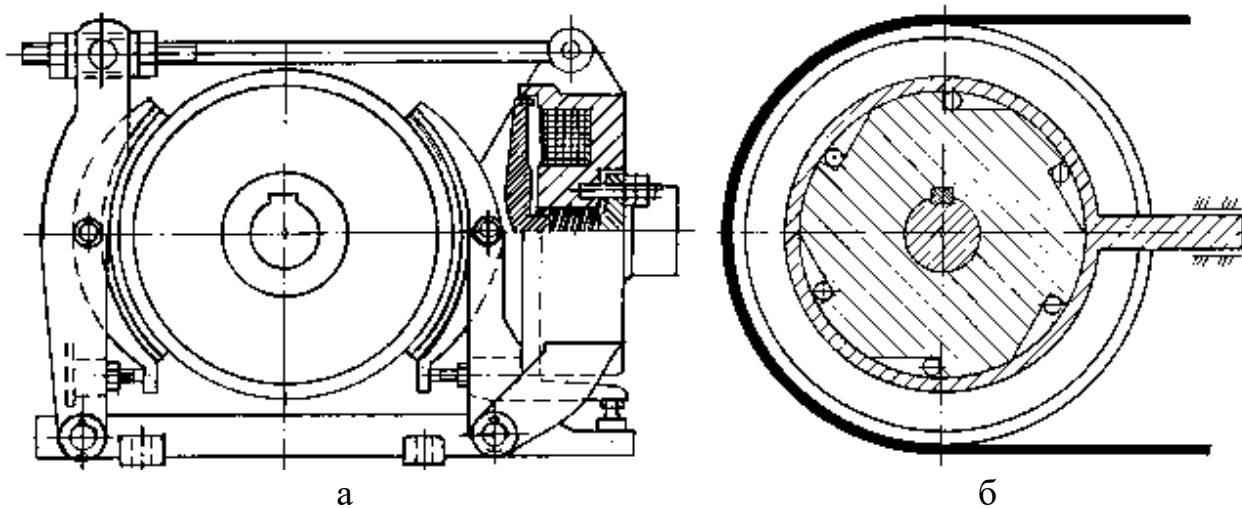


Рис. 1. Гальмівні пристрої: а) колодкове гальмо;
б) – роликовий зупинник закритого типу зі сталевими роликами

Як показав аналіз наукових джерел, раціональна область гальмування уклонних стрічкових конвеєрів знаходиться наприкінці часу вільного вибігу конвеєра, коли зменшується кінетична енергія навантаженої гілки конвеєра, приводного барабана і обертових елементів приводу. При цьому відсутні екстремальні навантаження в елементах приводу, пробуксування стрічки щодо барабана та ковзання матеріалу по стрічці уклонного стрічкового конвеєра. Вагомий внесок у дослідження режимів гальмування уклонних стрічкових конвеєрів внесли Біліченко М.Я., Поляков М.С., Височин Є.М., Лескевич В.І., Гребенюк В.В., Кашесв І.І., Завгородній Є.Х., інші науковці відомої наукової школи конвеєрного транспорту НТУ «Дніпровська політехніка» та інші вчені [1–24].

Аналіз стану питання та постановка задачі дослідження. Перспективним енергозберігаючим гальмівним пристроєм є зупинник відкритого типу з роликом, оснащеним набірним гумовим футеруванням, який застосовується замість колодкових гальм та працює у раціональній області гальмування уклонних стрічкових конвеєрів. [25]. Слід зазначити, що аналітичні залежності отримані для різних розрахункових схем роликових зупинників закритої конструкції зі сталевими роликами, що не дозволяє використовувати їх для розрахунку роликового зупинника відкритого типу з роликом, оснащеним набірною гумовою футеровкою. Отже, встановлення залежності між геометричними параметрами роликового зупинника відкритого типу з роликом, оснащеним набірним гумовим футеруванням, під час гальмування уклонного конвеєра та для запобігання зворотному ходу конвеєрної стрічки з вантажем у процесі заклинювання зупинника, що буде сприяти забезпеченню підвищення безпеки, надійності, терміну служби і зменшенню капітальних та експлуатаційних витрат конвеєрного транспорту – є **актуальною науково-технічною задачею**.

Основна частина. Роликовий зупинник відкритого типу з роликом, оснащеним набірним гумовим футеруванням, який застосовується замість колодкових гальм та працює у раціональній області гальмування уклонних стрічкових конвеєрів [26] представлений на рисунку 2.

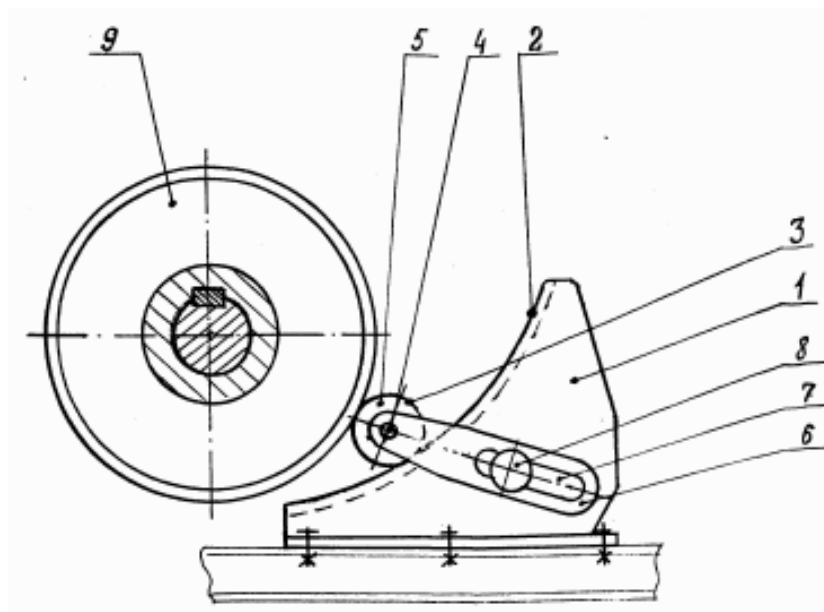


Рис. 2. Роликовий зупинник відкритого типу з роликом, оснащеним набірним гумовим футеруванням

Роликовий зупинник складається з корпусу 1 з криволінійною робочою поверхнею 2 та роликом 3 з металевою віссю 4 і пружною гумовою футеровкою 5. Важелі 6 з поздовжніми пазами 7 встановлені на напрямній осі 8.

Роликовий зупинник встановлюється біля муфти 9 (гальмівного шківів) швидкохідного валу редуктора. При обертанні муфти 9 у робочому напрямку ролик 3 захоплюється силою тертя в найбільш широкую частину клиноподібного зазору між муфтою та криволінійною робочою поверхнею корпусу [27]. При цьому важелі 6 повертаються та переміщуються поздовжніми пазами 7. При відключенні приводу, ролик під дією власної ваги переміщується у вузьку частину клиноподібного зазору. При цьому відбувається його заклинювання між муфтою та криволінійною робочою поверхнею корпусу, що перешкоджає зворотному ходу уклонного стрічкового конвеєра.

Періоду заклинювання передують завершення вільного вибігу уклонного стрічкового конвеєра, коли кутова швидкість ω_1 гальмівного шківів прагне до нуля та кутова ω_2 та лінійна V_2 швидкості ролика теж прагнуть нуля. Потім настає момент рівноваги транспортної системи, при якому ролик під дією власної ваги перекощується у більш вузьку частину клинового зазору між гальмівним шківом і криволінійною робочою поверхнею зупинника. Далі слідує наростання навантаження на гальмівному шківі (швидкохідній муфті приводу уклонного стрічкового конвеєра) за рахунок синусоїдальної складової ваги вантажу на стрічці. Цей період супроводжується додатком навантаження до гальмівного шківів та елементів зупинника, їх деформацією, гістерезисом та накопиченням енергії деформації.

Заклинювання ролика відбуватиметься, коли сили і моменти сил, що діють на ролик у початковий момент заклинювання, будуть прагнути втягнути його в простір, що звужується, між гальмівним шківом і криволінійною робочою поверхнею зупинника. Закочування ролика (у вузьку частину клинового зазору між

гальмовим шківом і корпусом зупинника) без пробуксовки здійснюється за рахунок достатніх фрикційних зусиль між шківом, роликом і корпусом при визначеному значенні кута заклинювання. При недостатніх фрикційних зусиллях і малому значенні кута заклинювання ролик проковзуватиме щодо поверхні гальмівного шківів і зупинки, і заклинювання не відбудеться.

Тому визначення умов заклинювання є одним із завдань, що забезпечують працездатність зупинника. У момент, що розглядається, на ролик будуть діяти наступні сили: N_1 та N_2 – нормальні складові, що діють з боку шківів та робочої поверхні зупинника; F_1 та F_2 – сили тертя на поверхнях зіткнення ролика; G – вага ролика [13] (рис. 3).

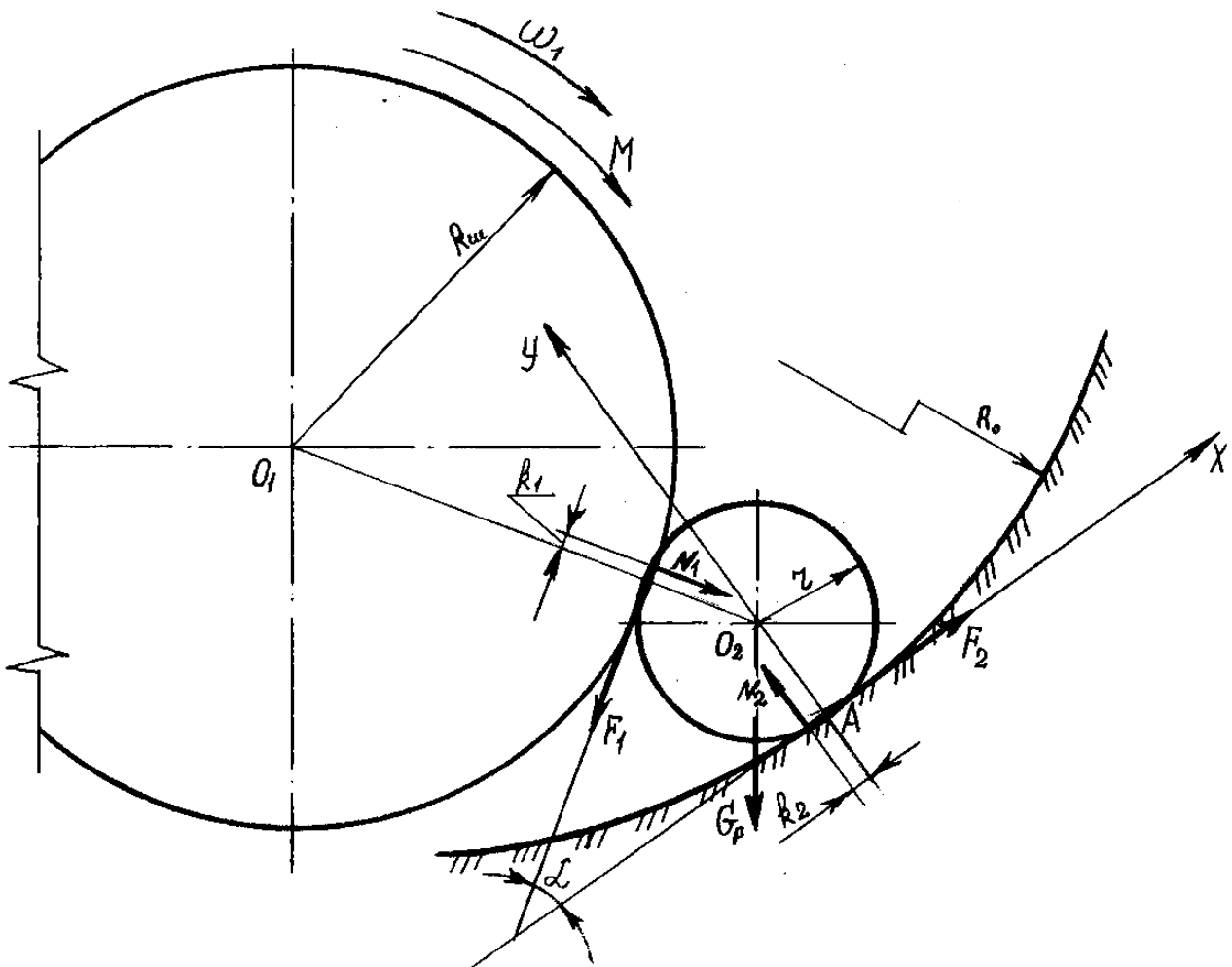


Рис. 3. Розрахункова схема зупинника в період заклинювання
(миттєвий центр швидкості у т. А):

M – момент на гальмівному шківі; ω_1 – кутова швидкість гальмівного шківів;
 $R_{ш}$ – радіус гальмівного шківів; R_o – радіус робочою поверхнею зупинника;
 G_p – вага ролика; N_1 та N_2 – нормальні зусилля, що діють на ролик відповідно з боку гальмівного шківів та робочої поверхні зупинника; F_1 та F_2 – сили тертя, відповідно між гальмівним шківом та роликом і між робочою поверхнею зупинника та роликом; k_1 та k_2 – відповідно коефіцієнт тертя кочення на поверхні ролика та гальмівного шківів і на поверхні ролика та робочої поверхні зупинника;
 α – кут заклинювання; r – радіус ролика

Процес заклинювання протікає наступним чином. Зі збільшенням рушійного моменту при заклинюванні зростає сила тертя F_1 між гальмівним шківом та роликом, що викликає додаткове перекочування, так як момент від сили тертя F_1 , що діє на ролик і відповідний новому навантаженню, не може бути врівноважений сумарним моментом від нормальних сил N_1 та N_2 та сили тертя F_2 .

При перекочуванні ролика сили N_1 та N_2 зростають, збільшуються майданчики зминання в зоні дотику гумометалевого ролика з гальмівним шківом та робочою поверхнею зупинника.

Отже, збільшуються зміщення k_1 та k_2 , а також зростає сила тертя F_2 , і встановлюється рівновага у новому положенні ролика.

Проведемо систему прямокутних координат із початком у т. A (миттєвий центр швидкості), вісь абсцис направлена по дотичній до т. A .

Розглянемо рівновагу ролика, нехтуючи його вагою:

$$\sum X = F_2 - F_1 \cos \alpha + N_2 \sin \alpha = 0, \quad (1)$$

$$\sum Y = N_2 - N_1 \cos \alpha - F_1 \sin \alpha = 0, \quad (2)$$

$$\sum M_{(A)} = 2rF_1 \cos \alpha - N_2 k_2 - 2rN_1 \sin \alpha = 0, \quad (3)$$

де α – кут заклинювання; k_2 – коефіцієнт тертя кочення на поверхні ролика та робочій поверхні зупинника; r – радіус ролика.

Визначаємо умову заклинювання ролика, без ковзання. Для чого із рівняння (3) знаходимо N_2 :

$$N_2 = \frac{2rN_1 \sin \alpha - 2rF_1 \cos \alpha}{k_2}, \quad (4)$$

отриманий вираз підставляємо в рівняння (2):

$$\frac{2rN_1 \sin \alpha - 2rF_1 \cos \alpha}{k_2} = N_1 \cos \alpha - F_1 \sin \alpha = 0. \quad (5)$$

Перетворимо рівняння (5) щодо F_1 :

$$2rN_1 \sin \alpha - 2rF_1 \cos \alpha - N_1 k_2 \cos \alpha - F_1 k_2 \sin \alpha = 0; \quad (6)$$

$$F_1(2r \cos \alpha + k_2 \sin \alpha) = N_1(2r \sin \alpha - k_2 \cos \alpha). \quad (7)$$

Підставляючи в рівняння (7) $F_1 = N_1 f_1$, знайдемо f_1 (питомий коефіцієнт тертя ковзання на поверхні ролика та гальмівного шківа)

$$f_1 = \frac{2r \sin \alpha - k_2 \cos \alpha}{2r \cos \alpha + k_2 \sin \alpha}. \quad (8)$$

Спростивши вираз (8) отримаємо

$$f_1 = \frac{\operatorname{tg} \alpha - \frac{k_2}{2r}}{1 + \frac{k_2}{2r} \operatorname{tg} \alpha}. \quad (9)$$

Перетворимо відносно $\operatorname{tg} \alpha$:

$$f_1 + \frac{f_1 k_2}{2r} \operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \alpha \frac{k_2}{2r}; \quad (10)$$

$$\operatorname{tg} \alpha - \frac{f_1 k_2}{2r} \operatorname{tg} \alpha = f_1 + \frac{k_2}{2r}; \quad (11)$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{f_1 + \frac{k_2}{2r}}{1 - \frac{f_1 k_2}{2r}}; \quad (12)$$

приймаючи $f_1 = \operatorname{tg} \rho_1$, а $\frac{k_2}{2r} = \operatorname{tg} K_2$ отримаємо:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\operatorname{tg} \rho_1 + \operatorname{tg} K_2}{1 - \operatorname{tg} \rho_1 \operatorname{tg} K_2}, \quad (13)$$

так як права частина рівняння дорівнює:

$$\frac{\operatorname{tg} \rho_1 + \operatorname{tg} K_2}{1 - \operatorname{tg} \rho_1 \operatorname{tg} K_2} = \operatorname{tg} (\rho_1 + K_2), \quad (14)$$

отримаємо:

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} (\rho_1 + K_2); \quad (15)$$

перетворюючи, отримаємо умови заклинювання ролика без проковзування

$$\alpha = \rho_1 + K_2, \quad (16)$$

де $\rho_1 = \operatorname{arctg} f_1$ – наведений кут тертя ковзання в зоні контакту «ролик – гальмівний шків», який залежить від фрикційних властивостей гумового покриття;

$K_2 = \operatorname{arctg} \frac{k_2}{2r}$ – кут тертя кочення, в зоні контакту «ролик – робоча поверхня зупинника», який залежить від розмірів ролика, фізико-механічних характеристик гумового покриття, твердості та жорсткості елементів, що сполучаються.

Отриманий вираз (16) визначає умови заклинювання ролика в т. А (зона контакту «ролик – гальмівний шків») без проковзування.

Для визначення умови заклинювання ролика у зоні контакту «ролик – робоча поверхня корпусу зупинника» складемо рівняння рівноваги ролика щодо т. Б (рис. 4).

$$\sum X = -F_1 + N_2 \sin \alpha + F_2 \cos \alpha = 0, \quad (17)$$

$$\sum Y = -N_1 + N_2 \cos \alpha - F_2 \sin \alpha = 0, \quad (18)$$

$$\sum M_{(B)} = -N_1 k_1 + 2r N_2 \sin \alpha + 2r F_2 \cos \alpha = 0, \quad (19)$$

де k_1 – коефіцієнт тертя кочення на поверхні ролика та гальмівного шківів.

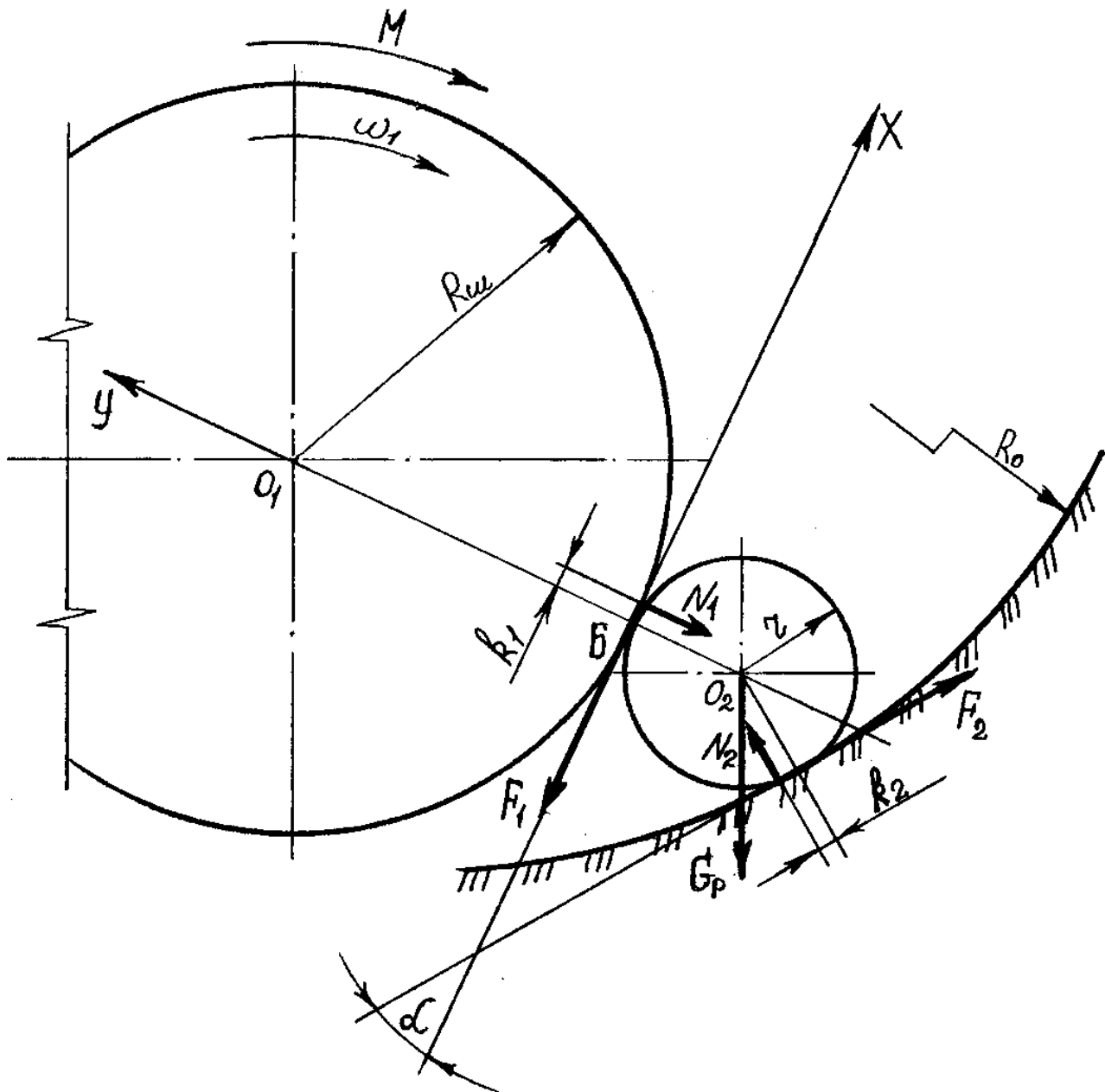


Рис. 4. Розрахункова схема зупинника в період заклинювання
(миттєвий центр швидкості у т. Б)

M – момент на гальмівному шківі; ω_1 – кутова швидкість гальмівного шківі;
 R_w – радіус гальмівного шківі; R_o – радіус робочою поверхнею зупинника;
 G_p – вага ролика; N_1 та N_2 – нормальні зусилля, що діють на ролик відповідно з
боку гальмівного шківі та робочої поверхні зупинника; F_1 та F_2 – сили тертя,
відповідно між гальмівним шківом та роликом і між робочою поверхнею
зупинника та роликом; k_1 та k_2 – відповідно коефіцієнт тертя кочення на поверхні
ролика та гальмівного шківі і на поверхні ролика та робочої поверхні зупинника;
 α – кут заклинювання; r – радіус ролика

Визначаємо умову заклинювання ролика в зоні контакту «ролик – робоча поверхня корпусу зупинника», яке усуває проковзування. З рівняння (19) знаходимо N_1 :

$$N_1 = \frac{2rN_2 \sin \alpha + 2rF_2 \cos \alpha}{k_1}, \quad (20)$$

підставляємо отриманий вираз у рівняння (18):

$$-2rN_2 \sin \alpha - 2rF_2 \cos \alpha + N_2 k_1 \cos \alpha - F_2 k_1 \sin \alpha = 0. \quad (21)$$

Перетворимо рівняння (21) щодо F_2 :

$$F_2 (2r \cos \alpha + k_1 \sin \alpha) = N_2 (2r \sin \alpha - k_1 \cos \alpha); \quad (22)$$

підставляючи $F_2 = N_2 f_2$ у рівняння (22) знайдемо f_2 (питомий коефіцієнт тертя ковзання на поверхні ролика та робочій поверхні зупинника):

$$f_2 = \frac{2r \sin \alpha - k_1 \cos \alpha}{2r \cos \alpha + k_1 \sin \alpha}, \quad (2)$$

спростимо вираз

$$f_2 = \frac{\operatorname{tg} \alpha - \frac{k_1}{2r}}{1 + \frac{k_1}{2r} \operatorname{tg} \alpha}. \quad (24)$$

Перетворимо відносно $\operatorname{tg} \alpha$:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{f_2 + \frac{k_1}{2r}}{1 - \frac{f_2 k_1}{2r}}, \quad (25)$$

приймаючи $f_2 = \operatorname{tg} \rho_2$, а $\frac{k_1}{2r} = \operatorname{tg} K_1$ отримаємо:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\operatorname{tg} \rho_2 + \operatorname{tg} K_1}{1 - \operatorname{tg} \rho_2 \operatorname{tg} K_1}; \quad (26)$$

праву частину рівняння можна перетворити наступним чином:

$$\frac{\operatorname{tg} \rho_2 + \operatorname{tg} K_1}{1 - \operatorname{tg} \rho_2 \operatorname{tg} K_1} = \operatorname{tg}(\rho_2 + K_1), \text{ тоді:} \quad (27)$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg}(\rho_2 + K_1); \quad (28)$$

перетворюючи, отримаємо умови заклинювання ролика, без проковзування:

$$\alpha = \rho_2 + K_1, \quad (29)$$

де $\rho_2 = \operatorname{arctg} f_2$ – наведений кут тертя ковзання в зоні контакту «ролик – робоча поверхня корпусу зупинника», який залежить від фрикційних властивостей гумового покриття;

$K_1 = \arctg \frac{k_1}{2r}$ – кут тертя кочення, в зоні контакту «ролик із набірною гумовою футеровкою – гальмівний шків», який залежить від розмірів ролика, фізико-механічних характеристик гумового покриття, твердості та жорсткості елементів, що сполучаються.

Отриманий вираз (29) дозволяє визначити умови заклинювання ролика в т. Б зоні контакту «ролик - робоча поверхня корпусу зупинника» без проковзування.

З виразу (16) та виразу (29) видно, що умови заклинювання ролика без проковзування, як у зоні контакту «ролик із набірною гумовою футеровкою – гальмівний шків», так і в зоні контакту «ролик із набірною гумовою футеровкою – робоча поверхня корпусу зупинника» однакові.

Тому умову заклинювання ролика в зупиннику без проковзування можна записати як

$$\alpha = \rho + K. \quad (30)$$

Вираз (30) дозволяє визначити кут заклинювання в зупиннику при заклинюванні ролика без проковзування.

Висновки. Вперше побудована математична модель, що описує процес заклинювання енергозберігаючого роликowego зупинника відкритого типу з роликом, оснащеним набірним гумовим футеруванням під час гальмування уклонного конвеєра та для сталого запобігання зворотному ходу конвеєрної стрічки з вантажем.

Обґрунтовано необхідність та практична можливість збільшення кута заклинювання у діапазоні $15^\circ \dots 60^\circ$, використання криволінійної робочої поверхні зупинника для забезпечення сталості кута заклинювання, застосування гумового футерування з певними фізичними та геометричними характеристиками для збільшення кута заклинювання та забезпечення надійного заклинювання під час гальмування уклонного стрічкового конвеєра.

Дістали подальшого розвитку методи розрахунку роликowych зупинників для уклонних стрічкових конвеєрів.

Теоретично обґрунтовано вплив кута заклинювання, наведеного кута тертя ковзання та кута тертя кочення на умову заклинювання ролика з набірним гумовим футеруванням без проковзування в зупиннику відкритого типу.

Умова заклинювання ролика без ковзання в зоні контакту ролика з гальмівним шківом і корпусом зупинника визначається кутом заклинювання.

Кут заклинювання ролика з набірним гумовим футеруванням у зупиннику відкритого типу при гальмуванні уклонного стрічкового конвеєра знаходиться в прямій залежності від суми наведеного кута тертя ковзання і кута тертя кочення.

Встановлено нові аналітичні залежності, що визначають умови заклинювання ролика без проковзування у зонах контакту «ролик – гальмівний шків» та «ролик – робоча поверхня зупинника», що забезпечують сталу працездатність роликowego зупинника відкритого типу з роликом, оснащеним набірним гумовим футеруванням під час гальмування уклонного конвеєра та для запобігання зворотному ходу конвеєрної стрічки з вантажем.

Встановлено нову аналітичну залежність, що визначає кут заклинювання в роликовому зупиннику відкритого типу при заклинюванні ролика без проковзування, що дозволить обґрунтувати його раціональні параметри та розробити методику розрахунку для подальшого впровадження на виробництві та отримання значного економічного ефекту.

Результати досліджень дозволяють розробити рекомендації для забезпечення сталого та ефективного застосування енергозберігаючого роликового зупинника відкритого типу з роликом, оснащеним набірним гумовим футеруванням на уклонних стрічкових конвеєрах, що буде сприяти забезпеченню підвищення безпеки, надійності, терміну служби і зменшенню капітальних та експлуатаційних витрат конвеєрного транспорту.

Перелік посилань

1. Самуся, В.І., Кириченко, Є.О., Оксень, Ю.І., Холоменюк, М.В. Ільїна, І.С., Чеберячко, І.М., Комісаров, Ю.О., Бобришов, О.О., & Трофимова, О.П. (2020). *Розробка теорії та методів для забезпечення інтенсифікації роботи гірничотранспортного обладнання в умовах тривалої експлуатації* (М-386 № ДР 0117U001135) Національний технічний університет «Дніпровська політехніка».
2. Самуся, В.І., Кириченко, Є.О., Фелоненко, С.В., Оксень, Ю.І., Холоменюк, М.В. Ільїна, І.С., Чеберячко, І.М., Комісаров, Ю.О., Бобришов, О.О., & Трофимова, О.П. (2022). *Розробка та обґрунтування технічних рішень щодо підвищення ефективності та безпеки експлуатації енергомеханічних комплексів гірничих підприємств* (М-394 № ДР 0119U103791) Національний технічний університет «Дніпровська політехніка».
3. Коптовець, О.М., Коровяка, Є.А., Яворська, В.В., Ширін, Л.Н., & Барташевський С.Є. (2023). *Проектування транспортних систем і комплексів гірничих підприємств: навч. посіб.* Дніпро: Журфонд.
4. Ширін, Л.Н. Пригунов, О.С., & Денищенко, О.В. (2015). *Транспортні комплекси кар'єрів: навч. посіб.* Дніпро: Національний гірничий університет.
5. Біліченко, М.Я., (Ред.), Півняк, Г.Г., Ренгевич, О.О., Тарасов, В.І., Варшавський, А.М., Денищенко, О.В., Зражевський, Ю.М, Пригунов, О.С., Трошило, В.С. & Шендерович, Ю.М. (2005). *Транспорт на гірничих підприємствах: підручник.* Дніпро: Національний гірничий університет.
6. Баришев, О.І., Будішевський, В.О., (Ред.), Скляр, М.А., Суліма, А.О., & Ткачук, О.М. (2005). *Розрахунки та проектування транспортних засобів безперервної дії : навч. посіб.* Донецьк: НОРД-ПРЕСС.
7. Ловейкін, В.С., & Коробко М.М. (2017). *Проектування та розрахунок механізмів підйомно-транспортних машин.* Київ: ЦП КОМПІНТ.
8. Pang, Y. (2010). *Intelligent Belt Conveyor Monitoring and Control.* Delft: Delft University of Technology. the Netherlands.
9. Hilberink, A. (2005). *Generating knowledge with a software model: A knowledge-based expert system for condition monitoring of a hydraulic brake system.* (M.Sc. Thesis, Report no. 2005.TT.6959). Department of Transport Engineering and Logistics, Delft University of Technology, Delft, The Netherlands.
10. Тарасов, Ю.Д. (2002). Удосконалення гальмівних та уловлювальних систем потужних уклонних стрічкових конвеєрів. *Гірничий журнал*, 9, 53–55.
11. Білецький, В.С. (2023). *Методологія наукових досліджень технічних об'єктів та їх оптимізація: навчальний посібник.* Київ: ФОП Халіков Руслан Халікович.
12. Тарасов, Ю.Д. (2008). Удосконалена конструкція стрічкового зупинника для уклонних стрічкових конвеєрів. *Гірниче обладнання та електромеханіка*, 7, 18–21.

13. Kiriiia, R.V. Monastyrskiy, V.F., Smirnov, A.M., & Nomerovskyi, D.A. (2020). Limit angle of the belt conveyor inclination at transporting lumpy loads. *Геотехнічна механіка*, 152, 87–98.
14. Біліченко, М.Я., & Денищенко, О.В. (2010). *Зниження енергоспоживання на шахтному транспорті : монографія*. Дніпро : Національний гірничий університет.
15. Разумний, Ю.Т., & Прокуда, В.М. (2018). *Енергоефективність магістрального конвеєрного транспорту вугільних шахт: монографія*. Дніпро: НГУ.
16. Монастирський, В.Ф., Кірія, Р.В., & Бужинський І.А. (2007). Зниження енерговитрат при транспортуванні насипних вантажів за допомогою керування швидкістю стрічки конвеєра. *Науковий вісник НГУ*, 10, 35–37.
17. Заїка, В.Т., Разумний, Ю.Т., & Прокуда, В.М. (2015). Вплив регульованого приводу на вантажопотоки та енергоефективність системи шахтного конвеєрного транспорту. *Науковий вісник НГУ*, 3, 82–88.
18. Liu, X., He, D., Lodewijks, G., & Pang, Y. (2019). Integrated decision making for predictive maintenance of belt conveyor systems. *Reliability Engineering & System Safety*, 188, 347–351. <https://doi.org/10.1016/j.ress.2019.03.047>
19. Ткачов, В.В., Бубліков, А.В., Козар, М.В., & Проценко С.М. (2012). *Автоматизація технологічних процесів підземних гірничих робіт: підручник*. Дніпро: Національний гірничий університет.
20. He, D., Pang, Y., Lodewijks, G., & Liu, X. (2018). Healthy speed control of belt conveyors on conveying bulk materials. *Powder Technology*, 327, 408–419. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2018.01.002>
21. Біліченко, М.Я., & Денищенко, О.В. (2008). *Основи теорії та розрахунки засобів транспортування вантажів шахт: навч. посібн.* Дніпро: Національний гірничий університет.
22. Pang, Y., Yan, G., & Qiao, T. (2020). Kalman Filter Preview Control for Energy Savings of Large Scale Cascaded Belt Conveying Systems. *European Control Conference*, 1017–1022. <https://doi.org/10.23919/ECC51009.2020.9143769>
23. Біліченко, М.Я., Штаталов, Р.М., & Брагинець, І.Д. (2003). Споживання енергії при транспортуванні стрічковими конвеєрами. *Науковий вісник НГУ*, 7, 38–39.
24. Li, G., Li, D., & Li, R. (2010). Simulation and Analysis during Conveyor Stop Process Based on AMESim. *Advanced Materials Research*, 97, 570–573. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.97-101.570>
25. Бобришов, О.О. (2023). Формування напрямку створення енергозберігаючого засобу гальмування уклонних стрічкових конвеєрів. *Збірник праць за матеріалами XIII-ої Міжнародної науково-технічної конференції «Наукова весна-2023»*, 36–38.
26. Бобришов, О.О. (2024). Обґрунтування параметрів, що експериментально досліджуються у період заклинювання роликового зупинника для уклонних стрічкових конвеєрів. *Збірник праць за матеріалами XXI Всеукраїнської науково-технічної конференції «Потурайвські читання»*, 95–96.
27. Бобришов, О.О. (2024). Визначення раціональних геометричних параметрів робочої поверхні роликового зупинника для уклонних стрічкових конвеєрів. *Українська школа гірничої інженерії: тези доповідей XVII Міжнародної науково-практичної конференції*, 89–90. <https://doi.org/10.33271/usme17.089>

ABSTRACT

Purpose. Establishing the interaction parameters of the elements of an open-type energy-saving braking device that acts instead of shoe brakes to prevent the belt with the load from reversing during conveyor braking.

The methods. The are the method of analysis of scientific sources by modes, means of braking of sloped belt conveyors; methods of theoretical mechanics for the development of mathematical modeling of the process of wedging of the stopper; analysis of the obtained dependencies between the

geometric parameters of the stopper; analysis, synthesis, generalization, argumentation for the formulation of conclusions and recommendations in substantiating the rational parameters of the open-type roller stopper and developing a methodology for its calculation is used.

Findings. The mathematical model of the process of wedging of an open-type roller stopper was created to prevent the belt with the load from reversing during conveyor braking, which allowed us to theoretically substantiate the influence of the wedging angle, the reduced sliding friction angle, and the rolling friction angle on the conditions of wedging of the roller without slipping. The necessity and practical possibility of increasing the wedging angle, using a curved working surface of the stopper to ensure the constancy of the wedging angle, using rubber coating to increase the wedging angle and ensure reliable wedging when braking an slope belt conveyor are substantiated.

The originality. Analytical dependencies have been established that determine the conditions for wedging a roller without slipping, which ensure stable operation of the roller stopper to prevent the belt with the load from reversing when braking an slope conveyor; an analytical dependency that determines the wedging angle in an open-type roller stopper when a roller wedging without slipping, which will allow us to substantiate its rational parameters and develop a calculation method.

Practical implementation. The results obtained will allow developing recommendations for ensuring sustainable and effective use of open-type roller stoppers on slope belt conveyors, to ensure increased safety, reliability, service life, and reduction of capital and operating costs of conveyor transport.

Keywords: *slope belt conveyor, braking device, roller stopper, clutch, wedging angle, friction angle, friction forces, rubber coating, normal forces, reverse.*