

<sup>1</sup>*Національний університет «Львівська політехніка», Львів*

<sup>2</sup>*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,  
Миколаїв*

<sup>3</sup>*Національний авіаційний університет, Київ*

## **ВИЗНАЧЕННЯ ВТРАТ ПОТУЖНОСТІ НА ТЕРТЯ КОЧЕННЯ В ОПОРНИХ ВУЗЛАХ ОБЕРТОВИХ АГРЕГАТІВ НЕПЕРЕРВНОЇ ДІЇ**

*У загальному випадку втрати на тертя кочення і ковзання в опорних вузлах можуть досягати 30% сумарної потужності приводу, яка може становити  $P = 1000 - 2000$  кВт і більше. Також мають місце інші механічні втрати на тертя кочення та ковзання, зокрема в зубчастому зачепленні приводу обертання агрегату. В статті представлено результати експериментальних досліджень процесу тертя кочення двох циліндричних роликів на дослідному стенді, що моделює роботу опорного вузла обертового агрегату. В основі розроблення експериментального стенду закладено три критерії подібності (геометричної, кінематичної і динамічної) до діючого обладнання. Стенд виконано із геометричним масштабом пари кочення М1:10. Навантаження в контактні  $F_1$  визначали за умови рівності контактних тисків, що виникають між бандажем і роликом на натурному обладнанні і досліджуваними роликами на експериментальному стенді. Отримано визначальні силові і кінематичні характеристики дослідної моделі. Визначено момент тертя кочення залежно від колової швидкості кочення та радіального навантаження на пару кочення. На основі експериментально отриманих результатів значення коефіцієнту тертя кочення сталевих роликів рекомендовано значення його меж. Визначено, що значення коефіцієнту тертя кочення може коливатися внаслідок зміни швидкості кочення в певних межах, а далі зростати з подальшим збільшенням швидкості. Встановлено закономірності зміни коефіцієнтів тертя кочення від швидкості кочення та радіального навантаження за різних значень контактних тисків, що відповідають реальним значенням в опорних вузлах промислових обертових печей. На підставі цього визначено втрати потужності на тертя кочення в опорних вузлах великогабаритних обертових агрегатів, неперервної дії, зокрема барабаних сушарок, грохотів, тощо виходячи із рекомендованих за результатами експериментальних досліджень значень коефіцієнту тертя кочення.*

**Ключові слова:** *тертя кочення, коефіцієнт тертя кочення, обертовий агрегат, контактний тиск, опорний вузол*

**Вступ.** Функціонування значної частки технологічних машин базується на використанні процесів тертя кочення та ковзання. З одного боку цей процес є невід'ємною складовою реалізації машин і обладнання, з іншого – причиною підвищеного енергоспоживання. Важливим є те, що згадані процеси суттєво залежать від багатьох техніко-експлуатаційних параметрів, від правильного вибору яких буде залежати ефективність роботи машин. Тому, вивчення факторів впливу на процеси тертя є засобом вибору раціональних параметрів і умов ефективної експлуатації машин.

**Теоретичні відомості.** Розглянемо три характерних випадки процесу кочення циліндричних роликів, що мають місце в різних технічних системах (рис. 1). Для наведених схем принциповим є визначення моменту сил тертя кочення  $M_r$ . Зокрема, для досліджуваної пари тертя кочення (рис. 1, а) момент тертя кочення  $M_r$  є сумою моментів сили опору коченню  $F_r$ , що виникають внаслідок обкочування ролику 2 навколо колеса 1:

$$M_r = F_r(R_1 + R_2). \quad (1)$$

Для випадку кочення ролика 2 (рис. 1, б) по горизонтальній поверхні ( $R_1 \rightarrow \infty$ ) отримаємо відому формулу для визначення моменту опору коченню:

$$M_r = F_r R_2. \quad (2)$$

Відповідно, для схеми з внутрішнім коченням ролика 2 по колесі 1 (рис. 1, в) отримаємо характерну залежність для визначення моменту опору коченню:

$$M_r = F_r(R_1 - R_2). \quad (3)$$

В місці контакту роликів, відповідно до [1, 2], виникає контактний тиск, значення якого визначається за формулою:

$$p = \frac{2F_1}{\pi b l}, \quad (4)$$

де  $b$  – половина ширини ділянки контакту;  $l$  – довжина ділянки контакту,

$$b = \sqrt{\frac{2F_1}{\pi l} \cdot \frac{\eta_1 + \eta_2}{\frac{1}{D_1} + \frac{1}{D_2}}}. \quad (5)$$

$\eta_i = \frac{1 - \nu_i^2}{E_i}$ , ( $i = 1, 2$ );  $\nu_i$  та  $E_i$  – коефіцієнти Пуассона і модулі Юнга матеріалів бандажу та опорного ролика;  $D_1 = 2R_1$  та  $D_2 = 2R_2$  – відповідно діаметр бандажу та опорного ролика.

Наступним етапом є необхідність урахування параметрів контактної задачі для визначення моменту тертя кочення. Для цього, розглядається умова рівноваги процесу кочення з врахуванням схеми контакту, що має узагальнений вигляд:

$$F_1 b = F_r R, \quad (6)$$

де,  $R = \frac{R_1 R_2}{R_1 \pm R_2}$  – приведений радіус кривизни контактних тіл, де знак «+» стосується першої схеми (рис. 1, а), а знак «-» стосується останньої схеми кочення (рис. 1, в). Для варіанту, що на (рис. 1, б)  $R \equiv R_2$ .

З формули (6) отримаємо співвідношення:

$$f_r = \frac{b}{R} = \frac{F_r}{F_1}, \quad (7)$$

що трактується як безрозмірний коефіцієнт тертя кочення, а також формулу для розрахунку сили опору коченню:

$$F_r = f_r F_1. \quad (8)$$

Для практики принципове значення має розрахунок моменту тертя кочення з врахуванням дійсних умов роботи. Тому, розрахункова формула для визначення моменту тертя кочення  $M_r$  набуде вигляду з урахуванням формул (4) і (8):

$$M_r(p) = f_r(p)F_1\varpi = f_r(p)lp\sqrt{\pi Rq(\eta_1 + \eta_2)}\varpi. \quad (9)$$

де  $f_r(p)$  – коефіцієнт тертя кочення, визначений експериментально з врахуванням умов кочення та діючого контактного тиску  $p$ ;  $q = F_1/l$  – погонне контактне навантаження;  $\varpi$  – параметр, що приймається залежно від схеми кочення

$$\varpi = \begin{cases} R_1 + R_2 \text{ (рис. 1, а).} \\ R_2 \text{ (рис. 1, б).} \\ R_1 - R_2 \text{ (рис. 1, в).} \end{cases}$$

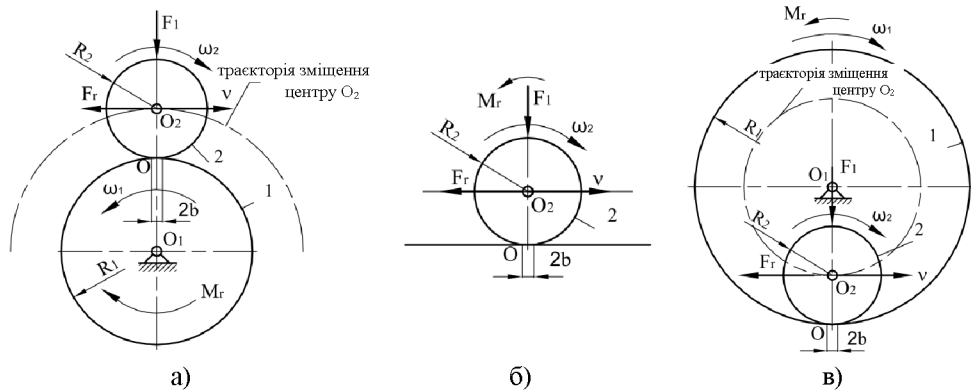


Рис. 1. Типові кінематичні схеми процесу кочення циліндричного ролика:  
а – по зовнішній циліндричній поверхні, б – по плоскій поверхні, в – по внутрішній циліндричній поверхні

Формула (9) може бути застосована для визначення моментів тертя кочення для різних розмірів та навантажень, виходячи з наявних значень контактної тиску  $p$ , довжини ділянки контакту  $l$ , приведенного радіуса  $R$  і погонного контактної навантаження  $q$ . На базі даної формули можуть бути визначені втрати на тертя кочення на одному опорному конкретному агрегаті. В такому випадку потрібно користуватися значеннями  $f_r(p)$ , що будуть отримані за формулою (9) для відомих умов кочення та стану поверхні, для прикладу мащення мастилом певної в'язкості. Для цього потрібно експериментально визначити залежність моменту тертя кочення  $M_r$  від швидкості кочення  $v$  та контактної тиску  $p$ .

**Проблема та постановка задачі.** У багатьох галузях промисловості використовується великогабаритне технологічне обладнання для випалювання, подрібнення, гранулювання, сушіння та змішування різноманітних сировинних матеріалів [3]. До такого обладнання відносять обертові печі, сушарки, млини, гранулятори, грохоти, які можуть мати від 2-х до 9-ти опорних вузлів, у яких під час роботи має місце процес перекочування бандажів по опорних роликах (рис. 2). Загальна маса таких агрегатів може сягати 5000 т, а навантаження на одну опору до  $F = 10\text{МН}$ . Швидкість обертання агрегатів, залежно від призначення становить  $n = 1 - 20\text{об/хв}$ , а лінійна швидкість перекочування в зоні контакту знаходиться в межах  $v = 0,12 - 1,8\text{ м/с}$ . У загальному випадку втрати на тертя кочення і ковзання в опорних вузлах можуть досягати 30% сумарної потужності приводу, яка може становити  $P = 1000 - 2000\text{ кВт}$  і більше. Також мають місце

інші механічні втрати на тертя кочення та ковзання, зокрема в зубчастому зачепленні приводу обертання агрегату, що подано в [4].

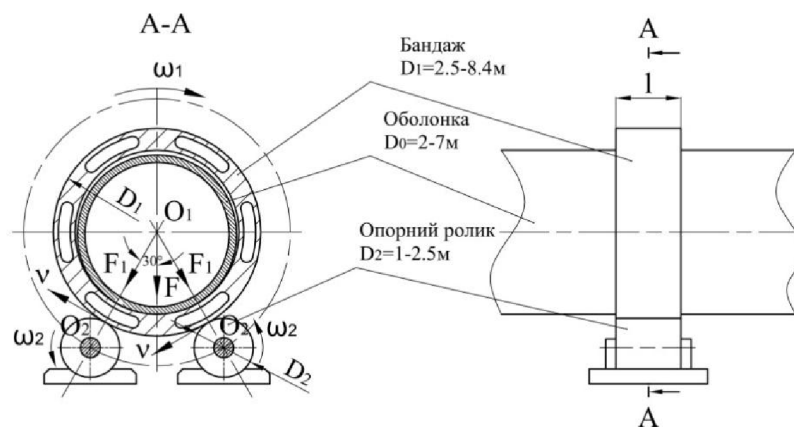


Рис. 2. Схема опорного вузла обертового агрегату

В процесі експлуатації даного обладнання можуть змінюватися режими роботи та умови завантаження, що в значній мірі залежать від як від положення окремих вузлів, так і робочих швидкостей. Внаслідок зміни масово-інерційних параметрів втрати на тертя не є постійними і залежать від фізичних, геометричних і динамічних характеристик системи. Тому, під час роботи виникають різноманітні динамічні ефекти [5], що негативно впливають на його конструктивні елементи та окремі вузли приводу, суттєво зменшуючи при цьому ресурс обладнання [6]. Зокрема, внаслідок викривлення геометричної осі корпусу та зміни положення осі його обертання суттєво змінюється напружений стан в оболонці і зростають навантаження на опорні вузли, що в свою чергу збільшують контактні напруження між опорними елементами [7]. Розподіл контактних напружень по довжині контакту внаслідок наявних зазорів є нерівномірним [8], що додатково відображено в дослідженні [9].

Для зменшення навантажень на опори розв'язують оптимізаційні задачі про мінімізацію деформаційних характеристик осі корпусу [10]. Внаслідок зміни геометричної осі корпусу виникає зростання навантажень, що згідно теорії Герца [11] спричиняє збільшення контактних напружень. Геометричні характеристики контактної зони можуть бути визначені відповідно до [1], враховуючи основні силові та фізико-механічні характеристики матеріалів пари бандаж – опорний ролик. При цьому увагу потрібно звернути на характерну зміну контактного тиску в процесі кочення та відповідні гістерезисні втрати в зоні контакту [12]. На додаток цьому, експлуатація згаданих агрегатів супроводжується високим температурним градієнтом [13], що має свій негативний вплив на міцність, надійність та енерговитрати в цілому, зокрема, відбувається перерозподіл контактного тиску і збільшення моменту опору в контактній парі [14]. Вплив температури прискорює появу тріщин в оболонці корпусу, опорні ролики зазнають швидкого зношування, а на їхній робочій поверхні з'являється корозія та виникають тріщини втоми [2, 15]. Тому, опорні вузли обертових агрегатів потребують дуже досконалого та комплексного аналізу, включно до врахування стану поверхні та реального його класу шорсткості [16].

Під час розрахунку енерговитрат на обертання агрегатів та виборі потужності приводів, в основному користуються значеннями коефіцієнтів тертя кочення і ковзання, що отримані в конкретних технічних умовах. Останні не повною мірою можуть відповідати реальним умовам експлуатації конкретного агрегату та його опорного вузла. Для прикладу встановлено, що коефіцієнт тертя кочення нелінійно залежить від нормального навантаження і швидкості кочення, причому, остання надає коефіцієнту тертя кочення виду екстремальної характеристики [17]. Також, наявні дослідження трактують рекомендовані значення коефіцієнту тертя кочення, що вибираються залежно від матеріалу пари кочення та приймаються постійні значення, що не залежать від геометричних, силових і кінематичних параметрів.

У даній статті представлено результати експериментальних досліджень процесу перекочування бандажів по опорних роликах на спеціально виготовленому стенді. У процесі дослідження передбачено визначити закономірності зміни коефіцієнту тертя кочення від основних кінематично-силових факторів, а саме швидкості кочення та радіального навантаження з урахуванням реальних показників роботи промислового обладнання. Вплив інших чинників, зокрема перекосів осей роликів, зношування поверхні контактних матеріалів, температури на даному етапі не розглядається.

**Експериментальні дослідження тертя кочення.** За предмет дослідження вибрано найбільш поширену обертovu піч  $\varnothing 5 \times 185$  м. Дослідження коефіцієнтів тертя кочення виконувалися на дослідному стенді (рис. 3), що моделює процес кочення бандажу по опорних роликах, за аналогією дослідження тертя кочення пневматичних шин [18]. В основі розроблення експериментального стенду закладено три критерії подібності (геометричної, кінематичної і динамічної) до діючого обладнання. Стенд виконано із геометричним масштабом пари кочення М 1:10. Навантаження в контакт  $F_1$  визначали за умови рівності контактних тисків, що виникають між бандажем і роликом на натурному обладнанні і досліджуваними роликами на експериментальному стенді. Відповідно, отримано визначальні силові і кінематичні характеристики дослідної моделі, що представлено в табл. 1.

Досліди проводилися поетапно зі швидкістю  $v = 0,134 - 1,34$  м/с і навантаженням  $F_1 = 7,2 - 42,5$  кН, що відповідало зміні значень контактного тиску відповідно до (4) в межах  $p = 193 - 469$  МПа.

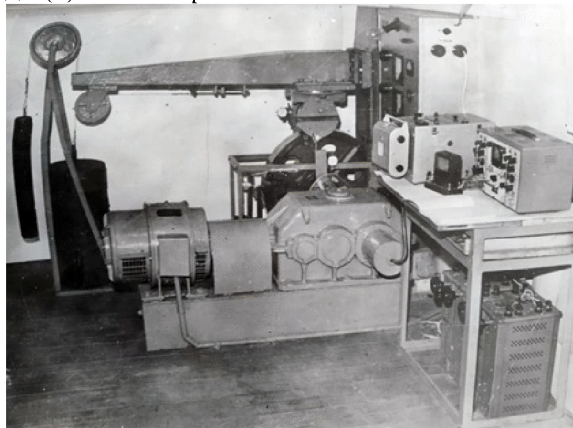


Рис. 3. Загальний вигляд стенду для експериментального дослідження тертя кочення

Таблиця 1

## Основні параметри стенового та натурального обладнання

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення для устаткування	
			натурного	стенового
Діаметр бандажу	$D_1$	[м]	6,4	0,64
Діаметр опорного ролика	$D_2$	[м]	1,8	0,18
Контактне навантаження	$F_1$	[кН]	720–4250	7,2–42,5
Контактний тиск	$p$	[МПа]	193–469	193–469
Частота обертання бандажу	$n$	[об/хв]	0–4	0–40
Швидкість кочення	$v$	[м/с]	0,134–1,34	0,134–1,34

В процесі дослідження записувалися осцилограми моменту тертя кочення  $M_r$ . Номінальний момент тертя кочення  $M_r$  (рис. 4) відносно швидкості кочення  $v$  спочатку зменшується до деякого мінімального значення, а далі зі збільшенням швидкості зростає.

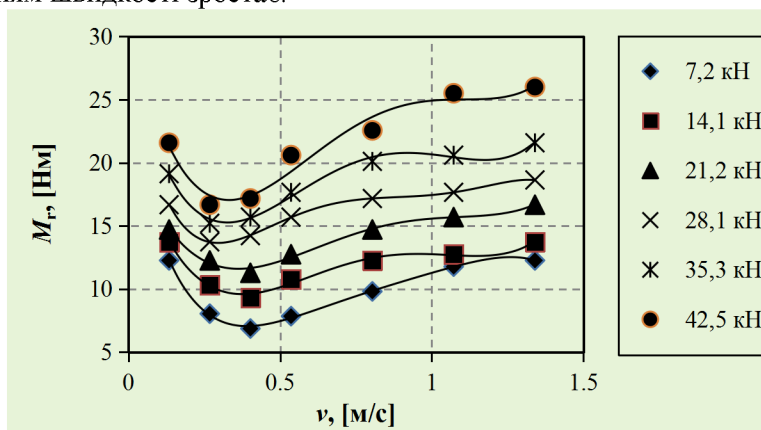


Рис. 4. Залежність моменту тертя кочення від колової швидкості та контактного тиску

Коефіцієнт тертя кочення  $f_r$  визначався з формули (9) з врахуванням діючого контактної навантаження  $F_1$ :

$$f_r = \frac{M_r}{F_1(R_1 + R_2)}. \quad (10)$$

Залежність коефіцієнту тертя кочення  $f_r$  від швидкості  $v$  за різних радіальних навантажень  $F_1$  має поліноміальний характер із вираженим мінімумом, що наведено на рис. 5. В діапазоні швидкостей  $v = 0,4 - 1,34$  м/с спостерігається збільшення коефіцієнту тертя кочення  $f_r$  зі збільшенням контактної сили  $F_1$ . При цьому, більший діапазон зміни коефіцієнту опору коченню спостерігається за менших контактних тисків.

Коефіцієнт тертя кочення  $f_r$  зі збільшенням навантаження  $F_1$ , а відповідно і контактних тисків  $p$ , зменшується фактично в межах  $f_r = 0,004 - 0,001$  (рис. 6) за степеневим законом. При цьому, на більших контактних тисках коливання і розбалансування коефіцієнту тертя кочення є значно меншим.

Внаслідок того, що із збільшенням навантаження коефіцієнт тертя кочення зі зміною швидкості в певних межах стабілізується до своїх початкових значень, можна прийняти на розрахунковому етапі, що він від швидкості не залежить. Визначальним при цьому є вплив контактної навантаження, що відображено в

розрахунковій формулі (9).

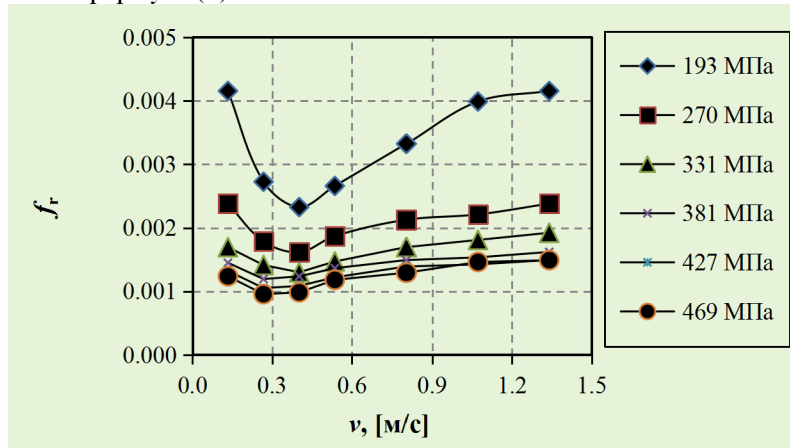


Рис. 5. Залежності коефіцієнту тертя кочення від колової швидкості за різних значень контактного тиску

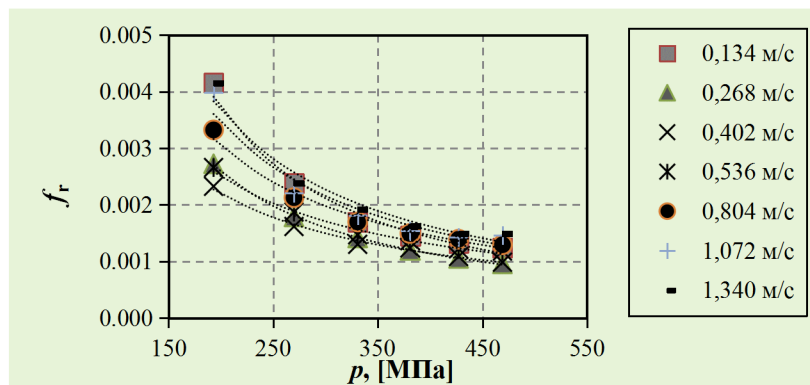


Рис. 6. Залежність коефіцієнту тертя коченню від величини контактного тиску за різних колових швидкостей

Використовуючи метод степеневі регресії, усереднюючи попередньо значення коефіцієнту тертя кочення в проміжних точках (рис. 7), отримані експериментальні значення коефіцієнту тертя кочення можна апроксимувати наступною його залежністю від контактного тиску, що діє в межах  $p = 193 - 469$  МПа:

$$f_r(p) = 1,245p^{-1,136}. \quad (11)$$

Отримана залежність дозволяє з використанням формули (9) визначити прогнозовані втрати потужності на тертя кочення в опорних вузлах реальних обертових агрегатів. Зокрема, для досліджуваної обертової печі  $\varnothing 5 \times 185$  м розрахункові параметри становлять:  $D_1 = 6,4$  м,  $D_2 = 1,8$  м,  $F_1 = 0,72 - 3,53$  МН,  $l = 1$  м. Далі, за формулою (4) з використанням (5) отримано значення контактного тиску між роликом і бандажем, яке знаходиться в межах  $p = 193 - 427$  МПа, а внаслідок використання залежності (11) визначено  $f_r = 0,00315 - 0,00128$ .

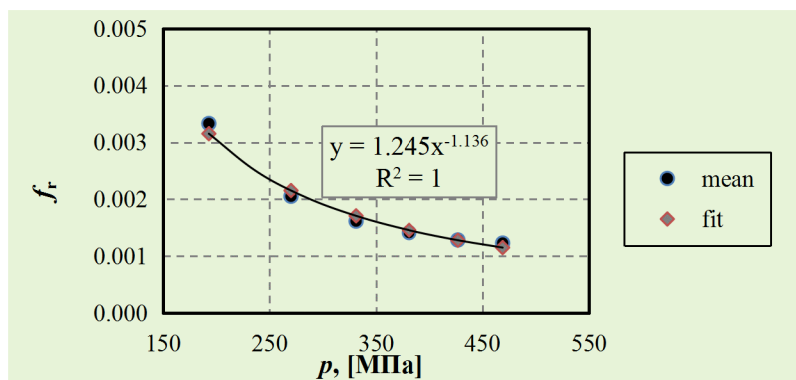


Рис. 7. Усереднена апроксимована залежність коефіцієнту тертя кочення від контактного тиску

Врахування значення  $f_r$  та попередньо врахованих параметрів у формулі (9) дає результат моменту тертя кочення відповідно  $M_r = 9.31 - 18.5 \text{ кНм}$ . При швидкості кочення  $v = 0.877 \text{ м/с}$  втрати потужності на тертя кочення в одному опорному вузлі обертової печі становитимуть  $P = 2M_r\omega_1 = 5.1 - 10.1 \text{ кВт}$ . Для кількості опорних вузлів 7 сумарні втрати на тертя кочення становитимуть  $P_{\text{тр}} = 35.7 - 71 \text{ кВт}$ , що від загальної потужності приводу  $P_{\Sigma} = 450 \text{ кВт}$  буде становити  $7.9 - 15.8\%$ . Запропонований підхід можна використовувати для визначення втрат на тертя кочення інших опорних вузлів та деталей, що піддаються описові до згаданих схем (рис. 1, а–рис.1, в).

**Висновок.** На основі експериментально отриманих результатів значення коефіцієнту тертя кочення сталевих роликів рекомендується приймати його в межах  $f_r = 0.0012 - 0.0032$ , що має значення при контактних тисках  $p = 193 - 469 \text{ МПа}$  та швидкості кочення а межах  $v = 0.4 - 1.34 \text{ м/с}$ , де нижній границі  $p$  відповідають більші значення коефіцієнту опору коченню і навпаки. При цьому, значення коефіцієнту тертя кочення може коливатися внаслідок зміни швидкості кочення в певних межах, а далі зростати з подальшим збільшенням швидкості. Втім цей вплив під час розрахунків можна не приймати до уваги, якщо досліджувані параметри є в представлених межах. Отримані результати доцільно використовувати під час розрахунку втрат потужності на тертя кочення в опорних вузлах обертових агрегатів неперервної дії, зокрема барабаних сушарок, грохотів, тощо виходячи із рекомендованих за результатами експериментальних досліджень значень коефіцієнту тертя кочення.

#### Список літератури

1. Jurkiewicz A. Compression of two rollers in sheet-fed offset printing machine / A. Jurkiewicz, Y. Pyryev // Acta Mechanica et Automatica. — 2011. — Vol. 5, No. 4. — P. 58–61.
2. Deshpande V. Contribution to kiln tyre contact stress analysis / V. Deshpande, A. Dhekhane // International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology. — 2014. — Vol. 3, No. 2. — P. 9500–9504.
3. Kuzio I. V. Raschet y kontrol ustanovky ahrehatov nepreryvnoho proyzvodstva / I. V. Kuzio, T. G. Shevchenko. — Lvov : Vyshcha shkola, 1987. — 176 p.
4. Bashta O. V. Doslidzhennia vtrat potuzhnosti vnaslidok tertia kovzannia i kochennia v zubchastomu zacheplenni. ohliad / O. V. Bashta, P. L. Nosko, O. V. Rad'ko, [et al.] // Problemy tertia ta znoshuvannia. — 2020. — Vol. 0, No. 4(89). — P. 47–57.
5. Dyk D. J. van Analysis of dynamic effects in a rotary kiln system used for iron



production / D. J. van Dyk, L. Pretorius // R&D Journal. — 1995. — Vol. II, No. 1. — P. 12–20.

6. Krot P. Model based monitoring of dynamic loads and remaining useful life prediction in rolling mills and heavy machinery / P. Krot, I. Prykhodko, V. Raznosilin, R. Zimroz. — Cham : Springer International Publishing, 2020.

7. Cherepanov G. P. Theory of rolling: solution of the coulomb problem / G. P. Cherepanov // Journal of Applied Mechanics and Technical Physics. — 2014. — No. 55. — P. 182–189.

8. Zhou X. Mechanical model and contact stress emulational analysis of rotary kiln's tyre / X. Zhou, Y.-L. Liu, X.-Q. Zhao, L.-P. Huang // Journal of Central South University of Technology. — 2002. — Vol. 33. — P. 526–529.

9. Yang X. Y. Contact pressure of loose-fitted tyre under intermittent contact / X. Y. Yang, Y. G. Xiao, X. M. Lei, G. X. Chen // Advanced Materials Research. — 2013. — No. 816–817. — P. 1015–1018.

10. Xiao Y. General solution to kiln support reactions and multi-objective fuzzy optimization of kiln axis alignment / Y. Xiao, X. Li, X. Chen // Structural and Multidisciplinary Optimization. — 2008. — No. 36. — P. 319–327.

11. Li X.-J. The contact finite element analysis of support structure of large-scale rotary kiln with multi-supporting / X.-J. Li, Y.-P. Shen, Y.-Q. Wang, D.-S. Liu // Engineering mechanics. — 2006. — Vol. 23, No. 9. — P. 109–113.

12. Greenwood J. A. Hysteresis losses in rolling and sliding friction on jstor / J. A. Greenwood, H. Minshall, D. Tabor // Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences. — 1961. — Vol. 259, No. 1299. — P. 480–507.

13. Žiga A. Stress state in rotary kiln support rollers / A. Žiga, J. Kačmarčík // Mašinstvo. — 2017. — Vol. 1, No. 14. — P. 3–10.

14. Tadić B. Static coefficient of rolling friction at high contact temperatures and various contact pressure / B. Tadić, V. Kocovic, M. Matejić, [et al.] // Tribology in Industry. — 2016. — Vol. 38. — P. 83–89.

15. Tharoon T. Analysis of rotary kiln support roller by using analytical method and fea software / T. Tharoon // International Journal for Research in Applied Science & Engineering Technology. — 2016. — Vol. 4, No. XII. — P. 603–611.

16. Wang H. Nominal friction coefficient in spread formulas based on lead rolling experiments / H. Wang, Y. Hu, F. Gao, [et al.] // Transactions of Nonferrous Metals Society of China. — 2015. — Vol. 25, No. 8. — P. 2693–2700.

17. Scaraggi M. Rolling friction: comparison of analytical theory with exact numerical results / M. Scaraggi, B. Persson // Tribology Letters. — 2014. — Vol. 55. — P. 15–21.

18. Wiegand B. P. Estimation of the rolling resistance of tires / B. P. Wiegand. — Warrendale, PA : SAE International, 2016.

Стаття надійшла до редакції 15.02.2021

**Кузьо Ігор Володимирович** – д-р техн. наук, професор, професор кафедри робототехніки та інтегрованих технологій машинобудування Національного університету «Львівська політехніка», м. Львів, Україна.

**Гурський Володимир Миколайович** – д-р техн. наук, доцент кафедри робототехніки та інтегрованих технологій машинобудування Національного університету «Львівська політехніка», м. Львів, Україна, [vol.gursky@gmail.com](mailto:vol.gursky@gmail.com).

**Сорокіна Тетяна Миколаївна** – канд. техн. наук, доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв, Україна, [super\\_tan-sorokina@ukr.net](mailto:super_tan-sorokina@ukr.net).

**Носко Павло Леонідович** – д-р техн. наук, професор, професор кафедри машинознавства, стандартизації та сертифікації Національного авіаційного університету, м. Київ, Україна, тел. 406-78-42.

**Башта Олександр Васильович** – к.т.н., доц., доцент кафедри машинознавства, стандартизації та сертифікації Національного авіаційного університету, м. Київ, Україна, [nau12@ukr.net](mailto:nau12@ukr.net).

*I. V. KUZIO, V. M. GURSKY, T. M. SOROKINA, P. L. NOSKO, O. BASHTA*

## **ROLLING FRICTION POWER LOSSES TEST IN HIGHLY LOADED SUPPORTS UNITS OF CONTINUOUS ACTION ASSEMBLIES**

In the General case, the losses due to rolling and sliding friction in the support units can reach up to 30% of the total drive power, which can be  $P = 1000-2000$  kW and more. There are also other mechanical losses due to rolling and sliding friction, in particular in the gearing of the unit rotation. The article presents the results of experimental studies of the rolling friction process of two cylindrical rollers on the experimental stand, which simulates the rotate assembly support unit operation. The development of the experimental stand is based on three criteria of similarity (geometric, kinematic and dynamic) to the existing equipment. The stand is made with a geometric scale of rolling pair  $M 1:10$ . The load in the contact was determined under the condition of equality of contact pressures arising between the bandage and the roller on the full-scale equipment and the investigated rollers on the experimental stand. The defining force and kinematic characteristics of the experimental model are obtained. The moment of rolling friction is determined depending on the circular rolling speed and radial load on the rolling pair. The value of the steel rollers rolling friction coefficient limits is recommended based on they experimentally obtained results. It is determined that the value of the rolling friction coefficient can fluctuate due to changes in rolling speed within certain limits, and then increase with further increase in speed. The rolling frictional coefficients regularities of changes from the rolling speed and the contact pressures radial load, which are corresponding with the real values in basic support units of industrial rotate kilns, are established. Based on this, the loss of power due to rolling friction in the support units of large rotating units, continuous operation, in particular drum dryers, screens, etc. is determined based on the recommended values of the rolling friction coefficient.

**Keywords:** rolling friction, rolling frictional coefficient, rotational assembly, contact pressure, support unit.