

## РОЗДІЛ I. МЕХАНІКА

УДК 621.855

**О.І. Пилипенко**, д-р техн. наук

**А.В. Полуян**, магістр

Чернігівський державний технологічний університет, м. Чернігів, Україна

### ВТРАТИ ПОТУЖНОСТІ НА ТЕРТЯ У ЛАНЦЮГОВОМУ ЕЛЕКТРОПРИВОДІ І ЙОГО КОЕФІЦІЄНТ КОРИСНОЇ ДІЇ

*Розглянуто втрати потужності на тертя між валиками і втулками шарнірів, їх вплив на коефіцієнт корисної дії у роликівому ланцюговому електроприводі, вплив полімерних матеріалів з високим опором до зношування під час ковзання при застосуванні їх у роликівому ланцюговому електроприводі.*

**Ключові слова:** потужність, тертя, коефіцієнт корисної дії.

*Рассмотрены потери мощности на трение между валиками и втулками шарниров, их влияние на коэффициент полезного действия в роликвом цепном электроприводе, влияние полимерных материалов с высоким сопротивлением к износу во время скольжения при применении их в роликвом цепном электроприводе.*

**Ключевые слова:** мощность трение, коэффициент полезного действия.

*We consider power losses on friction between the rollers and bushings hinges, the impact on efficiency in electric roller chain, the impact of polymeric materials with high resistance to wear during sliding in applying them in the roller chain electric.*

**Keywords:** power, friction, efficiency.

**Постановка проблеми.** Зважаючи на обмеженість енергетичних і матеріальних ресурсів, основним джерелом підвищення національного доходу є ресурсозбереження. Більшість машин потребує вдосконалення їх приводів з метою зниження матеріаломісткості та енергоспоживання на розгін і гальмування ведених деталей.

Економічність регулювання ланцюгового електроприводу оцінюється втратами енергії, які супроводжуються різними способами регулювання. Іноді економічність вдається грубо оцінити, порівнюючи корисну потужність  $P_2 = M \cdot \omega$  зі споживаною з мережі  $P_1$ , тобто визначаючи втрати  $\Delta P$  або обчислюючи ККД  $\eta$  у деякій характерній точці:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_2}{P_2 + \Delta P}. \quad (1)$$

Більш точні оцінки економічності регулювання під час порівняння різних їх способів можуть ґрунтуватися на циклічному ККД  $\eta_u$ , який визначається з урахуванням конкретних умов роботи приводу за час циклу  $t_u$ .

$$\eta_u = \frac{\int_0^{t_u} P_2(t) dt}{\int_0^{t_u} P_2(t) dt + \int_0^{t_u} \Delta P(t) dt}. \quad (2)$$

Раніше під час вирішення завдань приведення обертаючих моментів до одного руху втрати в передавальному механізмі враховувалися за допомогою коефіцієнта корисної дії (ККД), причому величина ККД приймалася незмінною для цього типу передачі.

У розрахункові формули вводиться значення так званого номінального ККД, тобто ККД при номінальному навантаженні, яке і приводиться в довідкових даних для передач різного типу.

**Формулювання цілей статті.** Основними цілями статті є: дослідження втрат потужності на тертя між валиками і втулками шарнірів, їх вплив на ККД у роликівому ланцюговому електроприводі; дослідження впливу полімерних матеріалів з високим опором до зношування під час ковзання при застосуванні їх у роликівому ланцюговому електроприводі.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Значення ККД при частковому завантаженні визначається втратами на тертя механічної частини, а також з кривих:

$$\eta = f(K_3),$$

де  $K_3 = M_c / M_{\text{снорм}}$  – коефіцієнт завантаження;

$M_c$  – момент, який створюється навантаженням.

Ці криві (рис. 1) дуже рідко наводяться навіть у спеціальних довідниках, що дуже ускладнює виконання точних розрахунків.

Існують методи розрахунку ККД при частковому завантаженні аналітичним шляхом, однак для цього потрібні додаткові вихідні дані про розподіл величин постійних і змінних втрат у функції номінального ККД.

Втрати в передачах мають дві складові:

1) постійні втрати  $\Delta M_{\text{пост}}$ , що залежать від конструкції опор ланцюгового електроприводу, в'язкості мастила, якості зубів зірочок і ланцюгів, величини їх зношеності, а також від режиму експлуатації, зокрема, величини швидкості. Залежність  $\Delta M_{\text{пост}} = f(\omega)$  незначна і мало досліджена;

2) змінні втрати  $\Delta M_{\text{пер}}$ , що залежать від величини навантаження.

ККД передачі може бути виражений таким чином:

$$\eta = \frac{M_c}{M_c + \Delta M} = \frac{M_c}{M_c + \Delta M_{\text{пост}} + \Delta M_{\text{пер}}}. \quad (3)$$

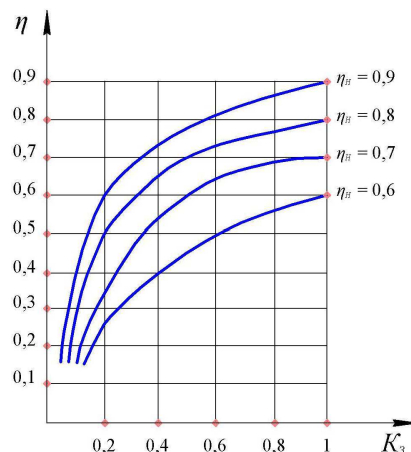


Рис. 1. ККД у функції коефіцієнта завантаження

Позначимо коефіцієнти постійних  $a$  й змінних  $b$  втрат у передачах, як:

$$a = \frac{\Delta M_{\text{пост}}}{M_{\text{снорм}}}; \quad b = \frac{\Delta M_{\text{пер}}}{M_c}, \quad \text{що дозволяє виразити ККД передачі за формулою (3) так:}$$

$$\eta = \frac{M_c}{M_c + a \cdot M_{\text{снорм}} + b \cdot M_c}. \quad (4)$$

Розділимо (4) на  $M_c$  і врахуємо, що  $K_3 = \frac{M_c}{M_{\text{снорм}}}$ . Тоді:

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{a}{K_3} + b}. \quad (5)$$

Розглянемо спочатку втрати на тертя між валиками і втулками шарніра роликового ланцюга. При цьому беруться наступні припущення.

1. Коефіцієнти тертя постійні.

2. Рухома ведуча вітка ланцюгового контуру горизонтальна і залишається під час руху паралельною сама собі.

На рис. 2. показаний розподіл сил для нормального способу зачеплення роликового ланцюга із зірочкою, отриманий експериментально [2].

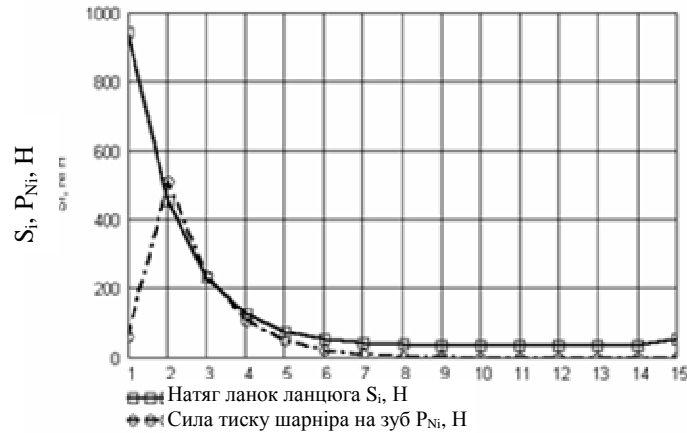


Рис. 2. Розподіл сил для нормального способу зачеплення роликового ланцюга з зірочкою

Силу косоного удару між шарніром ланцюга і зубом зірочки можна розділити на дві складові [4]: незалежну від сили натягу ведучої вітки ланцюгового контуру – силу удару зуба  $P_N$ , і викликану натягом ведучої вітки ланцюга – силу удару  $F_1$  ведучої ланки  $AB$  ланцюга і  $F_2$  – для ударної ланки  $BC$  (рис. 3). Дотичну силу  $P_\tau = \mu \cdot P_N$ , нехтуючи моментом  $P_\tau \cdot \frac{D}{2}$ , можна вважати направленою, як показано на рис. 2. У наведених виразах  $\mu$  – коефіцієнт тертя між роликом ланцюга і зубом зірочки;  $D$  – діаметр ролика. Отже, під час співудару шарніра ланцюга із зубом зірочки на масу  $m$ , що зосереджена в шарнірі  $B$ , діють сили  $P_N$ ,  $F_1$ , і  $F_2$ , а також миттєвий натяг ведучої вітки  $S_1$ . Ведучий шарнір  $A$  вже розташований на зірочці і під час удару не переміщується. При цьому ведуча ланка  $AB$  зазнає деформації стиску, а ударна ланка  $BC$  – деформації розтягу. Зусилля  $F_1$  і  $F_2$ , що відповідають цим деформаціям, під час процесу співудару, змінюють свій напрямок несуттєво, тобто кути  $\varepsilon$  і  $\theta$  залишаються незмінними (рис. 3).

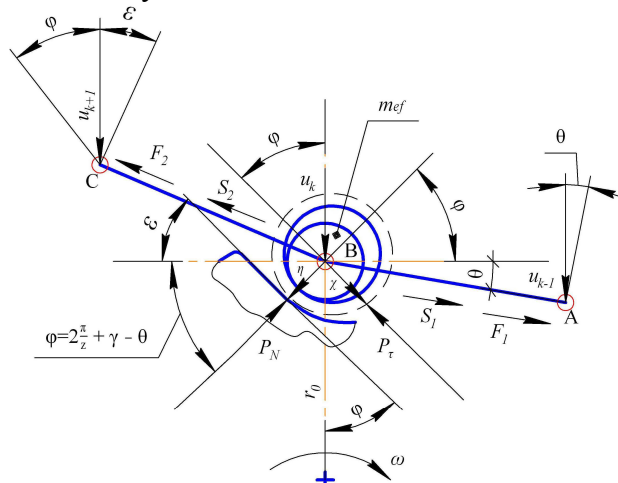


Рис. 3. Сили і швидкості під час співудару шарніра ланцюга з зубом зірочки

Запишемо збудження розтягнутої  $BC$  та ланки  $AB$ , яку стискають [2]:

$$F_2 - \frac{S_1}{P_u} = R_\omega \cdot \left[ \dot{\chi} \cdot \sin(\varphi + \varepsilon) - \dot{\eta} \cdot \cos(\varphi + \varepsilon) + \frac{\dot{u}_{k+1}}{P_u} \cdot \sin \varepsilon \right]; \quad (6)$$

$$F_1 - \frac{S_1}{p_u} = -R_\omega \cdot \left[ \dot{\chi} \cdot \sin(\varphi + \theta) - \dot{\eta} \cdot \cos(\varphi + \theta) + \frac{\dot{i}_{k+1}}{p_u} \cdot \sin \theta \right], \quad (7)$$

де  $S_1$  – миттєво діюче поздовжнє зусилля на ланці ланцюга, що входить у зачеплення із зубом зірочки;  $R_\omega$  – хвильовий опір:

$$R_\omega = \sqrt{2} \cdot m \cdot \omega,$$

де  $m$  – маса, що зосереджена у центрі шарніра;  $\omega$  – частота коливань:

$$\omega = 2 \cdot \sqrt{\frac{c}{m}},$$

де  $c$  – жорсткість ланки ланцюга;  $\dot{\chi}$  та  $\dot{\eta}$  – швидкості маси  $m$  під час удару у відповідних напрямках (рис. 3);  $p_u$  – частота поперечних коливань ведучої вітки ланцюга [4];  $\dot{i}_{k+1}$ ,  $\dot{i}_{k-1}$  – поперечні швидкості сусідніх з розглянутою масою  $m$  мас (шарнірів).

$$\text{Нормальна сила удару } P_N = c_K \cdot \frac{\dot{\eta}}{p_u}, \text{ а дотична } - P_\tau = \mu \cdot P_N = \mu \cdot c_K \cdot \frac{\dot{\eta}}{p_u},$$

де  $c_K$  – контактна жорсткість [4; 3]:

$$c_K = \frac{P_N}{\delta_K},$$

де  $\delta_K$  – контактна деформація. Згідно з [1]

$$P_N = n_K \cdot \delta_K^{3/2}, \quad (8)$$

$$\text{де } \delta_K = \sqrt[3]{\frac{9 \cdot \pi^2 \cdot P_N^2 \cdot (G_1 + G_2)}{8 \cdot D}}; n_K = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot D}{9 \cdot \pi^2 \cdot (G_1 + G_2)}}; G_{1,2} = \frac{1 - \nu_{1,2}^2}{E_{1,2}}, \quad (9)$$

де  $\nu_{1,2}$  – коефіцієнти поперечної деформації Пуассона матеріалів зуба зірочки і ролика ланцюга;  $G_{1,2}$  – модулі пружності другого роду (зсуву);  $E_{1,2}$  – модулі пружності першого роду (згину) відповідних матеріалів.

Важливо відзначити, що збурення  $(F_2 - S_1)$  розтягнутої ланки  $BC$  дає інформацію про збурення ударом наступних коливань ведучої вітки ланцюга, в той час як збурення  $(F_1 - S_1)$  стискуваної ланки  $AB$  швидко гаситься. Розрахунок загасання збурення  $(F_2 - S_1)$  не має практичного значення, оскільки ведуча вітка через короткий проміжок часу отримує чергове збурення. Для ланцюгової передачі, оснащеної ланцюгом кроку  $t = 19,05 \text{ мм}$ , з числом зубців зірочки  $z_{1,2} = 19$ , кутом загострення профілю зуба  $\gamma_w = 19^\circ$ , навантаженої моментом  $T = 78,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$  при кутовій швидкості  $\omega = 60 \text{ с}^{-1}$ , контактна жорсткість становила:  $c_{K1} = 3,92 \cdot 10^4 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$  до граничного значення нормальної си-

ли  $P_N = 1275,3 \text{ Н}$  (рис. 4), що відповідає швидкості  $\dot{i}_K < 8 \frac{\text{М}}{\text{с}}$ , а після цього граничного

значення  $P_N c_{K2} = 9,8 \cdot 10^4 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$ , що відповідає швидкості  $\dot{i}_K > 8 \frac{\text{М}}{\text{с}}$ .

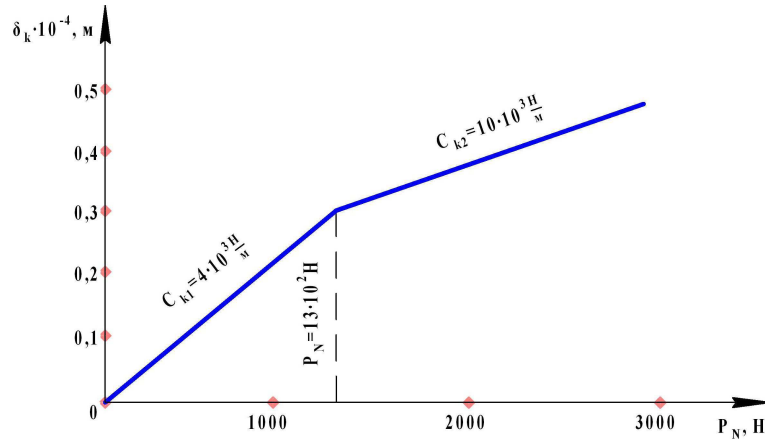


Рис. 4. Контактна жорсткість під час співудару шарніра ланцюга кроку  $t = 19,05$  мм з зубом зірочки  $z = 19$

На рис. 5 показані сила і характер співудару зуба зірочки  $P_N$  залежно від частоти обертання  $n$ .

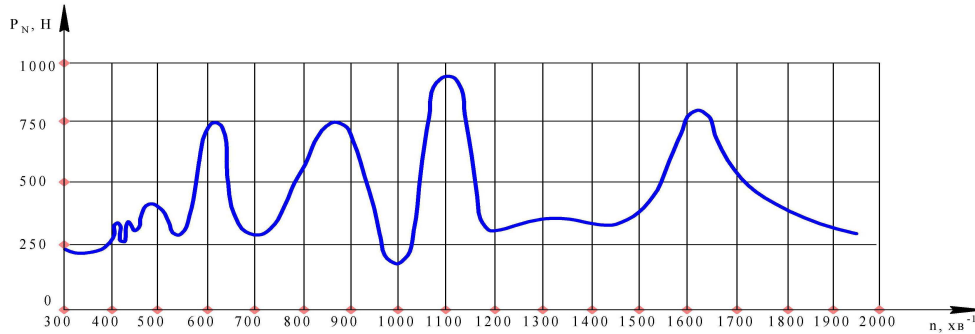


Рис. 5. Сила  $P_N$  і характер співудару зуба зірочки залежно від частоти її обертання

Звернемося до рис. 6, де показано співвідношення сил на зубах зірочки і в ланках ланцюга: зірочка повернулась після зачеплення шарніра 1 на кут  $\frac{\pi}{z_1} + \varphi$ , де  $\varphi$  – координата обертання, відраховується від вертикалі на ланку ланцюга по осі зірочки.  $P$  – тягове зусилля у ведучій вітці;  $P_1$  – зусилля в першій ланці між шарнірами 1' і 2';  $P_{z1}$  – нормальна сила на першому зубі;  $\gamma_{w1}$  – кут зачеплення (тиску) на ведучій зірочці.

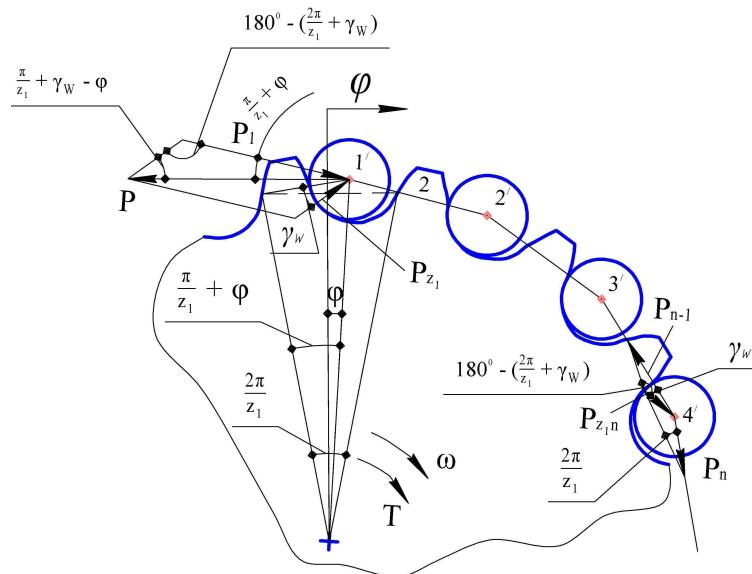


Рис. 6. Розподіл сил у зачепленні ведучої зірочки з ведучою віткою ланцюгового контуру

Коли під час набігання ланцюга на ведучу зірочку вона (і зовнішня ланка ланцюга) повернеться на кут  $2\pi/z_1$  ( $1/z_1$  обертів), сила  $P$  між валиком і втулкою виконає роботу тертя:

$$A_1 = \frac{2\pi d}{z_1} f \cdot P = \frac{\pi d f}{z_1} \cdot P,$$

де  $z_1$  – число зубців ведучої зірочки;  $d$  – діаметр валика;  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання між валиком і втулкою.

У цей момент між зубом зірочки і роликком, так само, як і між валиком та втулкою відсутній відносний рух, тому що ролик повністю “сидить” у западині зуба зірочки. За один оберт зірочки зовнішня ланка увійде в зачеплення з зубом зірочки  $\frac{z_1}{W}$  раз, де  $W$  – кількість ланок у ланцюговому контурі. Число поворотів ланки на зірочці, що обертається за одиницю часу (темп), становитиме:

$$T_1 = \frac{n_1 z_1}{W},$$

де  $n_1$  – частота обертання ведучої зірочки.

Таким чином, втрати потужності на тертя для одного валика за одиницю часу складуть:

$$\Pi_1 = \frac{\pi d \cdot f}{z_1} \cdot P \cdot \frac{n_1 z_1}{W} = \frac{\pi d \cdot f n_1}{W} \cdot P. \quad (10)$$

Розглянемо тепер рух ланки, яка збігає з веденої зірочки. Середнє значення сили між валиком і втулкою дорівнює:

$$P_{m2} = \frac{P}{\frac{2\pi}{z_2} \sin\left(\gamma_{w2} + \frac{2\pi}{z_2}\right)} \left[ \cos\left(\frac{2\pi}{z_2}\right) - \cos\left(\gamma_{w2} + \frac{2\pi}{z_2}\right) \right]. \quad (11)$$

Робота сил тертя під час повороту зовнішньої ланки на веденій зірочці становитиме:

$$A_2 = \frac{2\pi}{z_2} \cdot \frac{d f}{2} \cdot P_{m2} = \frac{\pi d \cdot f}{z_2} \cdot P_m.$$

Число поворотів внутрішньої ланки за хвилину (темп) становить:  $T_2 = \frac{n_2 z_2}{W}$ . Протягом цього повороту однієї внутрішньої ланки на веденій зірочці втрати потужності на тертя становитимуть:

$$\Pi_2 = \frac{\pi d \cdot f}{z_2} \cdot P_{m2} \left( \frac{n_2 z_2}{W} \right) = \frac{\pi d \cdot f n_2}{W} \cdot P_{m2} = \frac{\pi d \cdot f n_2}{W} \cdot P \left[ \frac{\cos(\gamma_{w2}) - \cos\left(\gamma_{w2} + \frac{2\pi}{z_2}\right)}{\frac{2\pi}{z_2} \sin\left(\gamma_{w2} + \frac{2\pi}{z_2}\right)} \right].$$

Загальні втрати потужності на тертя на обох зірочках запишемо так:

$$\begin{aligned} \Pi' &= \Pi_1 + \Pi_2 = \frac{\pi d \cdot f n_1}{W} P + \frac{\pi d \cdot f n_2}{W} \cdot P \left[ \frac{\cos(\gamma_{w2}) - \cos\left(\gamma_{w2} + \frac{2\pi}{z_2}\right)}{\frac{2\pi}{z_2} \sin\left(\gamma_{w2} + \frac{2\pi}{z_2}\right)} \right] = \\ &= \frac{\pi d \cdot f n_1}{W} \cdot P \cdot \left\{ 1 + \frac{1}{u} \left[ \frac{\cos(\gamma_{w2}) - \cos\left(\gamma_{w2} + \frac{2\pi}{z_2}\right)}{\frac{2\pi}{z_2} \sin\left(\gamma_{w2} + \frac{2\pi}{z_2}\right)} \right] \right\}, \quad (12) \end{aligned}$$

де  $u$  – передаточне число.

Для ланки, що входить у зачеплення, робота тертя дорівнює:

$$A_3 = \frac{\pi d \cdot f}{z_1} \cdot P_{m1} = \frac{\pi d \cdot f}{z_1} \cdot P \cdot \left[ \frac{\cos(\gamma_{w1}) - \cos\left(\gamma_{w1} + \frac{2\pi}{z_1}\right)}{\frac{2\pi}{z_1} \sin\left(\gamma_{w1} + \frac{2\pi}{z_1}\right)} \right]. \quad (13)$$

Втрати потужності на тертя:

$$\Pi_3 = \frac{\pi d \cdot f}{z_1} \cdot P_{m1} \cdot \frac{n_1 z_1}{W} = \frac{\pi d \cdot f n_1}{W} \cdot P \cdot \left[ \frac{\cos(\gamma_{w1}) - \cos\left(\gamma_{w1} + \frac{2\pi}{z_1}\right)}{\frac{2\pi}{z_1} \sin\left(\gamma_{w1} + \frac{2\pi}{z_1}\right)} \right]. \quad (14)$$

Очевидно, що для ланки, яка покидає ведену зірочку, робота тертя дорівнює  $A_4 = \frac{\pi d \cdot f}{z_2} \cdot P$  й відповідні втрати потужності на тертя становитимуть:

$$\Pi_4 = \frac{\pi d \cdot f}{z_2} \cdot P \cdot \frac{n_2 z_2}{W} = \frac{\pi d \cdot f n_2}{W} \cdot P. \quad (15)$$

Комбінуючи всі вищенаведені випадки для кожної ланки ланцюга, можна записати рівняння, що виражає втрати потужності на тертя в шарнірах між валиком і втулкою:

$$\begin{aligned} \Pi'' &= \frac{\pi d \cdot f n_2}{W} \cdot P + \frac{\pi d \cdot f n_1}{W} \cdot P \cdot \left[ \frac{\cos(\gamma_{w1}) - \cos\left(\gamma_{w1} + \frac{2\pi}{z_1}\right)}{\frac{2\pi}{z_1} \sin\left(\gamma_{w1} + \frac{2\pi}{z_1}\right)} \right] = \\ &= \frac{\pi d \cdot f n_2}{W} \cdot P \cdot \left\{ 1 + u \cdot \left[ \frac{\cos(\gamma_{w1}) - \cos\left(\gamma_{w1} + \frac{2\pi}{z_1}\right)}{\frac{2\pi}{z_1} \sin\left(\gamma_{w1} + \frac{2\pi}{z_1}\right)} \right] \right\}. \end{aligned} \quad (16)$$

Розглянемо тепер роботу тертя між роликом і втулкою. Протягом повороту внутрішньої ланки має місце відносний рух між роликом і втулкою, тому робота тертя в цьому випадку:

$$A_5 = \frac{\pi d_1 \cdot f_1}{z_2} P_{N2},$$

де  $d_1$  – зовнішній діаметр втулки;  $f_1$  – коефіцієнт тертя ковзання між втулкою і роликом;  $P_{N2}$  – середній тиск зуба веденої зірочки.

За один оберт веденої зірочки внутрішня ланка ланцюга входить у зачеплення  $\frac{z_2}{W}$  число разів. Таким чином, втрати потужності на тертя становитимуть:

$$\Pi_5 = \frac{\pi d_1 \cdot f_1}{z_2} \cdot P_{N2} \cdot \frac{n_2 z_2}{W} = \frac{\pi d_1 \cdot f_1 n_2}{W} \cdot P_{N2}. \quad (17)$$

Аналогічно для ведучої зірочки робота тертя  $A_6 = \frac{\pi d_1 \cdot f_1}{z_1} \cdot P_{N1}$ , а втрати потужності на тертя:

$$\Pi_6 = \frac{\pi d_1 \cdot f_1 n_1}{W} \cdot P_{N1}. \quad (18)$$

Робота тертя в усіх шарнірах за повний оберт ланцюгового контуру:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^6 A_i &= \frac{\pi d f}{z_1} P + \frac{\pi d f}{z_2} P_{m2} + \frac{\pi d f}{z_1} P_{m1} + \frac{\pi d f}{z_2} P + \frac{\pi d_1 f_1}{z_2} P_{N2} + \frac{\pi d_1 f_1}{z_1} P_{N1} = \\ &= \frac{\pi d f}{z_1} \left[ P \left( 1 + \frac{1}{u} \right) + \left( P_{m1} + \frac{P_{m2}}{u} \right) \right] + \frac{\pi d_1 f_1}{z_1} \left( P_{N1} + \frac{P_{N2}}{u} \right) = \\ &= \frac{\pi d f}{z_1} P \left[ \left( 1 + \frac{1}{u} \right) + \frac{z_1 \left[ \cos \frac{2\pi}{z_1} - \cos \left( \gamma_{w1} + \frac{2\pi}{z_1} \right) \right]}{2\pi \sin \left( \gamma_{w1} + \frac{2\pi}{z_1} \right)} + \frac{z_2 \left[ \cos \frac{2\pi}{z_2} - \cos \left( \gamma_{w2} + \frac{2\pi}{z_2} \right) \right]}{2\pi \sin \left( \gamma_{w2} + \frac{2\pi}{z_2} \right) \cdot u} \right] + \\ &+ \frac{\pi d_1 f_1}{z_1} \left( P_{N1} + \frac{P_{N2}}{u} \right). \end{aligned} \quad (19)$$

Втрати потужності за повний оберт ланцюгового контуру:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^6 \Pi_i &= \frac{\pi d f n_1}{W} P + \frac{\pi d f n_2}{W} P \left[ \frac{\cos \gamma_{w2} - \cos \left( \gamma_{w2} + \frac{2\pi}{z_2} \right)}{\frac{2\pi}{z_2} \sin \left( \gamma_{w2} + \frac{2\pi}{z_2} \right)} \right] + \\ &+ \frac{\pi d f n_1}{W} P \left[ \frac{\cos \gamma_{w1} - \cos \left( \gamma_{w1} + \frac{2\pi}{z_1} \right)}{\frac{2\pi}{z_1} \sin \left( \gamma_{w1} + \frac{2\pi}{z_1} \right)} \right] + \frac{\pi d f n_2}{W} P + \frac{\pi d_1 f_1 n_2}{W} P_{N2} + \frac{\pi d_1 f_1 n_1}{W} P_{N1} = \\ &= \frac{\pi d f n_1}{W} P \left\{ 1 + \frac{1}{u} \left[ \frac{\cos \gamma_{w2} - \cos \left( \gamma_{w2} + \frac{2\pi}{z_2} \right)}{\frac{2\pi}{z_2} \sin \left( \gamma_{w2} + \frac{2\pi}{z_2} \right)} + \frac{\cos \gamma_{w1} - \cos \left( \gamma_{w1} + \frac{2\pi}{z_1} \right)}{\frac{2\pi}{z_1} \sin \left( \gamma_{w1} + \frac{2\pi}{z_1} \right)} \right] + \frac{1}{u} \right\} + \\ &+ \frac{\pi d_1 f_1 n_1}{W} \left( P_{N1} + \frac{P_{N2}}{u} \right). \end{aligned}$$

Полімерні матеріали з високим опором зношування під час ковзання і низькою чутливістю до мікронерівності поверхонь, до яких відносяться поліаміди та композити на їх основі, схильні до залежності коефіцієнта тертя ковзання від пройденого шляху тертя.

Ефект спостерігається в результаті додавання графіту (С) або дисульфіді молібдену (MoS<sub>2</sub>). Композит (рис. 7) на основі поліаміду дає ефект тільки у складі склонаповнених марок, а для ненаповнених поліамідів – тільки поліетилен (рис. 8). Зношування поліаміда практично не залежить від температури поверхні ковзання аж до 120 °С. Додав-ка в поліамід поліетилену низького тиску (ПЕНТ) приводить до того, що спочатку відбувається підвищене зношування у порівнянні з поліамідом, а потім завдяки стиранню ПЕНТ відбувається лінійне зношування композита ПА/ПЕНТ, причому більш полого, ніж у поліаміді. Відхилення від лінійного зношування спостерігається в ПА/ПЕНТ після 10000 км.



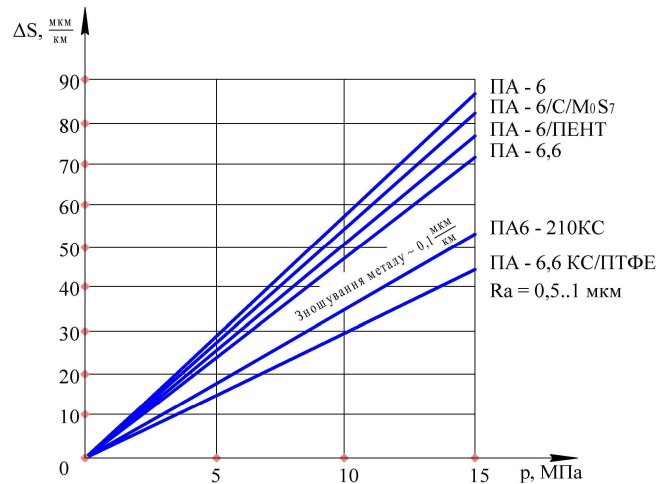


Рис. 7. Зношуваність полімерних матеріалів у функції середнього тиску

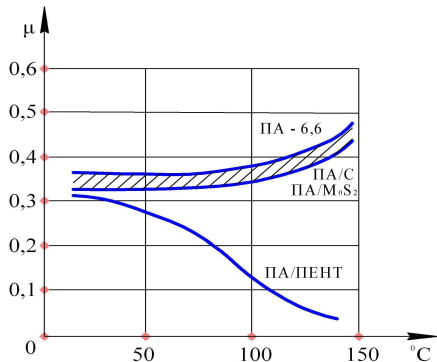


Рис. 8. Коефіцієнт тертя у функції температури поверхні ковзання



Рис. 9. Коефіцієнт тертя ПА – 6,6 (зверху) і ПА/ПЕНТ (знизу),  $p = 4 \text{ МПа}$ ,  $V = 0,2 \text{ м/с}$ ,  $Ra = 2 \text{ мкм}$

Підвищений коефіцієнт тертя поліаміду в порівнянні з композитом ПА/ПЕНТ пояснюється явищем переривчастого ковзання (stick-slip, тобто прилипання-ковзання), у результаті осаду в западинах часток поліаміду. У той час як порошкоподібні й лускаті продукти зношування поліетилену та політетрафторетилену (ПТФЕ) відводяться назовні та діють як змащення (рис. 9) [4]. Згадане явище пов'язане з коливаннями коефіцієнта тертя спокою і руху, тобто зі статичним і динамічним коефіцієнтами тертя. Залежно від швидкості ковзання і резонансу (шарнір ланцюга – зуб зірочки) місце контакту починає коливатися аж до появи звуку. Заходи щодо усунення цих явищ зводяться до зменшення навантаження, підвищення шорсткості поверхні і змащення.

Гарні результати дає полімерний композит на основі ПА – 6,6, що включає в себе 30 % скловолокна і 15 % політетрафторетилену (ПТФЕ) [4]. У таблиці 1 наведені значення статичного і динамічного коефіцієнтів тертя для полімерного композита на основі ПА – 6,6 залежно від температури при  $p \cdot V = 2 \text{ МПа} \cdot (\text{м/с})$  (питомий тиск, МПа на швидкість ковзання, м/с).

Таблиця 1

Коефіцієнти тертя залежно від значень  $p \cdot V$  і температури  $T$

$T, ^\circ\text{C}$	20	90	150	200
$\mu_s$	0,19	0,29	0,36	0,37
$\mu_d$	0,26	0,24	0,32	0,40

Зазначимо, що якщо поверхні ковзання роз'єднані рідким або консистентним маслом, або просто змочені, то коефіцієнт тертя знаходиться в межах 0,05...0,12.

**Висновки дослідження.** Між коефіцієнтом тертя і завантаженням спостерігається залежність, згідно з якою коефіцієнт тертя ковзання спочатку знижується до виразного мінімуму, а потім знову зростає. Це пояснюється тим, що під час тертя полімерних матеріалів контакт є частково пружним і частково пластичним з перевагою першого при малих навантаженнях та шорсткості поверхні й останнього при зростанні навантажень і шорсткості поверхні. При цьому характер кривої залежності коефіцієнта тертя від навантаження є результатом двох тенденцій: зниження коефіцієнта тертя зі збільшенням навантаження при постійній температурі та його підвищення зі збільшенням температури при постійному завантаженні. Зношування під час тертя ковзання завжди підвищується в міру зростання мікронерівностей робочих поверхонь. Зношування всіх модифікацій поліаміду прямо пропорційне середньому тиску на робочу поверхню. Для полімерних матеріалів вплив змащення на коефіцієнти тертя менш ефективний, ніж для металів. Недостатня ефективність змащення під час тертя полімеру об полімер пояснюється тим, що на противагу металам, на полімерах важко утворюється щільна адсорбційна плівка мастильної речовини. На поверхні поліамідів адсорбуються молекули жирних кислот, утворюючи граничні мастильні шари, при цьому утворення граничного шару під час тертя пояснюється наявністю зарядів статичної електрики. Заряди статичної електрики, що виникають під час тертя, є причиною адсорбції молекул змащення й утворення граничних мастильних шарів на таких неактивних полімерах, як поліетилен і політетрафторетилен.

#### Список використаних джерел

1. Инженерные методы исследования ударных процессов / Г. С. Батуев, Ю. В. Голубков, А. К. Ефремов, А. А. Федосов. – М.: Машиностроение, 1977. – 240 с.
2. Пилипенко О. І. Комплексний аналіз геометрії та розподілу навантажень у ланцюговому зачепленні / О. І. Пилипенко, І. Ф. Козар, В. А. Максименко // Вісник ЧДТУ. Серія “Технічні науки”. – 2000. – № 10. – С. 43-52.
3. Пилипенко О. І. Контактное взаимодействие элементов цепного привода из полимерных композитов / О. И. Пилипенко // *Mechanika*, Wydawn. AGH, Tom 9, zesz. 2, Krakow, 1990. – S. 91-97.
4. Пилипенко О. І. Научные основы и синтез цепных передач: дис. ... д-ра техн. наук / О. И. Пилипенко. – Х.: ХГПУ, 1996. – 467 с.
5. Пилипенко О. І. Поверхностные эффекты и износостойкость деталей из полиамидов и композитов на их основе в цепных приводах машин / О. И. Пилипенко // *Инженерия поверхностей и реновация изделий: материалы Междунар. научно-техн. конф.* – К., 2001. – С. 202-204.

УДК 677.053.27

**О.О. Акимов**, канд. техн. наук

Чернігівський державний технологічний університет, м. Чернігів, Україна

### ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕТОСТАТИКИ МЕХАНІЗМУ ПРИТИСКУВАННЯ БОБІНОТРИМАЧА ДО ФРИКЦІЙНОГО ЦИЛІНДРА В НАМОТУВАЛЬНОМУ МЕХАНІЗМІ ВАЖІЛЬНОГО ТИПУ

*Наведено результати дослідження впливу параметрів механізму на силу притискування. Розглянуто рекомендації щодо вибору кінетостатичних параметрів механізму притискування для забезпечення заданого закону сили притискування бобінотримача до фрикційного циліндра.*

**Постановка проблеми.** У виробництві хімічних волокон широко застосовуються намотувальні механізми важільного типу з притискуванням бобінотримача до фрикційного циліндра різноманітними способами: гравітаційним, пружинним, пневмопритискуванням [4; 3].