

ОПІР КОЧЕННЮ РОЛИКА ЛАНЦЮГА ПО ЗУБУ

Постановка проблеми і аналіз літературних джерел. Сила натягу тягової гілки ланцюга визначається за допомогою виразу [1]:

$$F = F_0 + F_1 + F_v, \quad (1)$$

де F_0 – колова сила, що визначається за виразом:

$$F_0 = \frac{2M}{d},$$

де M – момент на зірочці;

d – подільний діаметр зірочки.

F_1 – сила від натягу ланцюга, що визначається за виразом:

$$F_1 = K_f qa,$$

де K_f – коефіцієнт провисання, який залежить від розташування приводу і величини стріли обвисання ланцюга;

a – міжосьова відстань.

F_v – відцентрова сила, що визначається за виразом:

$$F_v = qv^2,$$

де q – маса 1 м ланцюга;

v – швидкість ланцюга.

Коефіцієнт корисної дії (ККД) ланцюгової передачі визначається згідно виразу [2]:

$$\eta = \frac{P}{P + P_{uu} + P_n + P_m}, \quad (2)$$

де P – потужність, що передається;

P_{uu} – втрати потужності на тертя у шарнірах, які визначаються за формулою:

$$P_{uu} = \frac{A_y v}{pz},$$

де A_y – робота сил тертя;

z – число ланок ланцюга.

P_n – втрати потужності на тертя у підшипниках, які визначаються за формулою:

$$P_n = 17 \cdot 10^{-10} F_n f \pi d,$$

де F_n – навантаження на підшипник;

f – зведений коефіцієнт тертя;

d – діаметр вала;

n – частота обертання валу;

P_m – втрати потужності на збовтування мастила (4...5% від втрат потужності у шарнірах).

Вважається, що для умов роботи механізму середньої важкості ККД складає $\eta = 0,92...0,98$. Характерно, що ані у виразі (1), ані у виразі (2) не враховується опір коченню ролика по зубу. Очевидно, це пов'язано з тим, що відсутні аналітичні залежності для визначення опору коченню, а знаходження його величини експериментально практично неможливо у зв'язку із багатовидом розмірів.

Мета статті. Мета статті полягає у знаходженні аналітичної залежності, яка визначатиме опір коченню ролика ланцюга по зубу.

Основний матеріал дослідження. Для малих діаметрів тіл кочення (за нашими розрахунками $D \leq 50$ мм) коефіцієнтом гістерезисних втрат можна знехтувати і формула для визначення коефіцієнта тертя кочення при початковому лінійному контакті має вигляд [3]:

$$k = \frac{2}{3\pi} b, \quad (3)$$

де b – на півширина плями контакту у напрямку кочення, яка визначається з теорії контактних деформацій Герца [4].

При коченні ролика у зоні спряження:

$$b_c = 1,522 \sqrt{\frac{F}{B y E} \frac{r_1 D}{2 \left(r_1 - \frac{D}{2} \right)}} \quad 0 \leq y \leq r_1 \beta, \quad (4)$$

де $r_1 = 1,303D + 0,05$ – радіус спряження;

D – діаметр ролика;

$B y$ – ширина зуба зірочки, яка залежить від розташування ролика.

При коченні ролика по радіусу голівки зуба:

$$b_z = 1,522 \sqrt{\frac{F}{B y E} \frac{r_1 D}{2 \left(r_1 + \frac{D}{2} \right)}} \quad r_1 \beta \leq y \leq \frac{D_e - d_d}{2 \cos \varphi}. \quad (5)$$

Відмітимо, що вирази (4) і (5) отримані за рівності модулів пружності матеріалів ролика і зуба та при коефіцієнті Пуассона 0,3.

Профіль кочення ролика має на зубі пряму ділянку, проте його довжина незначна і відноситься до довжини заокругленої голівки зуба.

Зміна ширини зуба за його висотою визначається з наступного виразу (Рис. 1):

$$B_y = 0,93B_{\text{зн}} - 3D + 2\sqrt{2,89D^2 - y^2} - 0,15, \quad (6)$$

де $0 \leq y \leq 0,8D$.

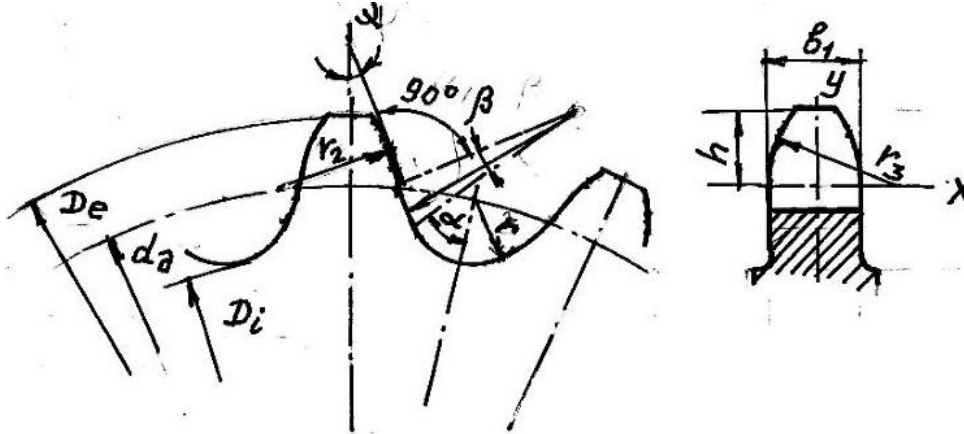


Рис. 1. Схема до визначення ширини зуба за його висотою

Для подальших розрахунків візьмемо ланцюг із кроком $t = 31,75$ мм, $B_{\text{зн}} = 19,05$ мм – відстань між внутрішніми пластинами ланцюга, $D = 9,55$ мм, запас міцності $n = 10,2$, руйнуюче навантаження $F_p = 86,2$ кН, сила притискання ролика $F = 86,2/10,2 = 8,45$ кН, число зубців зірочки $z = 16$.

Вважаючи F сталою величиною, отримаємо величину на півщини плями контакту на ділянці зони спряження $b_c x = 0,846\sqrt{\frac{1}{B_y}}$, на ділянці радіусу голівки

зуба $b_e x = 0,567\sqrt{\frac{1}{B_y}}$. Коефіцієнти тертя кочення відповідно складають

$$K_c = 0,18\sqrt{\frac{1}{B_y}} \text{ і } K_c = 0,12\sqrt{\frac{1}{B_y}}.$$

Довжина зони спряження $r_1\beta = 3,16$ мм, а радіусу заокруглення голівки зуба

$$D_e - d_g \cdot 2\cos\varphi = 4,5 \text{ мм.}$$

Зміни ширини зуба за його висотою показані на рис. 2.

Кут повороту зірочки, який відповідає шляху кочення l ролика знайдемо через відношення довжини кочення до кроку t як $\text{tg}\alpha = \frac{l}{t}$.

$$\text{Робота сили } F \text{ на куту повороту } \alpha \quad A = \left(\frac{d_g}{2}\right) \frac{Ft}{180/\pi}.$$

Залежність роботи сил тертя кочення за висотою зуба показана на рис. 2.

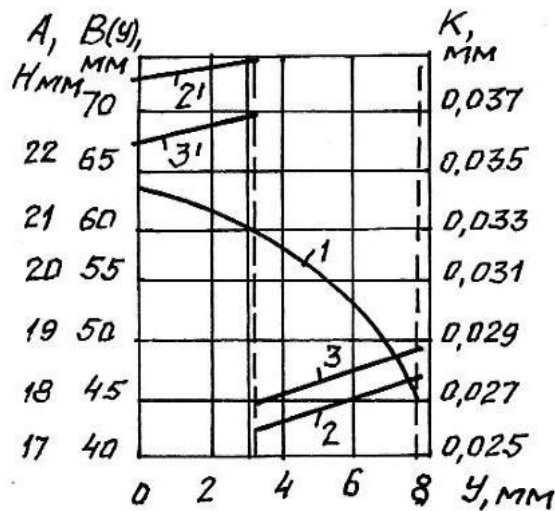


Рис. 2. Залежність від висоти зуба:

1 – ширини; 2, 2' – коефіцієнта тертя кочення по радіусу голівки зуба і зоні спряження;
3, 3' – роботи сил тертя кочення відповідно.

Величина ККД кочення ролика по зубу:

$$\eta_{\text{коч}} = \frac{1}{1 + \frac{A_c + A_z}{A}}, \quad (7)$$

що для даного прикладу складає $\eta_{\text{коч}} = 0,997$ або від 2% до 7% від загальної величини ККД ланцюгової передачі з урахуванням сил, наведених у виразі (2).

Доведемо прийняте припущення, що при діаметрі тіла кочення $D \leq 50$ мм можна знехтувати гістерезисними втратами на прикладі кранових коліс, коефіцієнт тертя кочення для яких є у довідковій літературі і добре апробований. При рекомендованій величині діаметру коліс $D = 560$ мм і $D = 710$ мм рекомендуємо ширина плоскої рейки $B = 65$ мм і $B = 75$ мм при статичному навантаженні на колесо 225 і 320 кН відповідно. Величина гістерезисних втрат, яка розрахована за виразом (3) при $\alpha \neq 1$

$\alpha = \frac{3\pi k}{2b}$ і з залежності $\alpha = e^{-1,2\left(\frac{D}{2}\right)}$ отримаємо практично однакові результати і, як

очевидно, при малій величині D величина α прямує до одиниці. Відмітимо, що остання залежність між D і α отримана у [5]. Величина α у [6] приймається рівною одиниці для усіх D із чим не можна не погодитися.

Висновки. Аналіз отриманих залежностей і графіків на рис. 2 дозволяє зробити наступні висновки: урахування опору коченню ролика ланцюга по зубу зменшує ККД ланцюгової передачі на 2...7%; при визначенні опору коченню ролика по зубу коефіцієнтом гістерезисних втрат можна знехтувати, приймаючи його рівним одиниці.

Література: 1. Иванов М. Н. Детали машин / М. Н. Иванов, В. Н. Иванов. – М.: Высшая школа. – 1975. – 551 с. 2. Мархель И. И. Детали машин / И. И. Мархель. – М.: Машиностроение. – 1986. – 448 с. 3. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия / К. Джонсон. – М.: Мир. – 1989. – 510 с. 4. Справочник по сопротивлению материалов / Г. С. Писаренко, А. П. Яковлев, В. В. Матвеев. – К.: Наукова думка. – 1988. – 736 с. 5. Бондаренко Л. М. Деформационні опори в машинах / Л. М. Бондаренко, М. П. Довбня, В. С. Ловейкін. – Дніпропетровськ: Дніпро-

VAL. – 2002. – 200 с. 6. Ковальский Б. С. Вопросы передвижения мостовых кранов / Б. С. Ковальский. – Луганск: Изд-во ВЛУ. – 2000. – 63 с.

Bibliography (transliterated): 1. Yvanov M. N. *Detaly mashyn* / M. N. Yvanov, V. N. Yvanov. – M.: *Vysshaia shkola*. – 1975. – 551 s. 2. Markhel Y. Y. *Detaly mashyn* / Y. Y. Markhel. – M.: *Mashynostroeniye*. – 1986. – 448 s. 3. Dzhonson K. *Mekhanyka kontaktnoho vzaymodeistviya* / K. Dzhonson. – M.: *Myr*. – 1989. – 510 s. 4. *Spravochnik po soprotivleniyu materialov* / H. S. Pysarenko, A. P. Yakovlev, V. V. Matveev. – K.: *Naukova dumka*. – 1988. – 736 s. 5. Bondarenko L. M. *Deformatsiini opory v mashynakh* / L. M. Bondarenko, M. P. Dovbnia, V. S. Loveikin. – Dnipropetrovsk: *Dnipro-VAL*. – 2002. – 200 s. 6. Kovalskyi B. S. *Voprosy peredvyzheniya mostovykh kranov* / B. S. Kovalskyi. – Luhansk: *Yzd-vo VNU*. – 2000. – 63 s.

Товт Б. М., Бондаренко Л. М.

ОПР КОЧЕННЮ РОЛИКА ЛАНЦЮГА ПО ЗУБУ

У статті отримано аналітичну залежність для урахування опору коченню ролика ланцюга по зубу. Виконана оцінка зменшення коефіцієнту корисної дії ланцюгової передачі при урахуванні опору коченню ролика ланцюга по зубу. Доведено можливість нехтування коефіцієнтом гістерезисних втрат при розрахунку ланцюгової передачі.

Tovt B. M., Bondarenko L. M.

THE ROLLING RESISTANCE OF THE CHAIN BY THE TOOTH

In the paper we obtain the analytical dependence for the accounting the rolling resistance of the chain gear by the gear tooth. We estimate the decrease of the coefficient of efficiency of the chain gear with consideration of the rolling resistance by the gear tooth. It is proven the opportunity to neglect the coefficient of hysteresis losses when we design the chain gear.

Товт Б. Н., Бондаренко Л. Н.

СОПРОТИВЛЕНИЕ КАЧЕНИЮ РОЛИКА ЦЕПИ ПО ЗУБУ

В статье получена аналитическая зависимость для учёта сопротивления качению ролика цепи по зубу. Выполнена оценка уменьшения коэффициента полезного действия цепной передачи при учёте сопротивления качению ролика цепи по зубу. Доказана возможность пренебрежения коэффициентом гистерезисных потерь при расчёте цепной передачи.