

КОЕФІЦІЄНТ КОРИСНОЇ ДІЇ ЗОВНІШНЬОГО ЕВОЛЬВЕНТНОГО ПРЯМОЗУБОГО ЦИЛІНДРИЧНОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ

Коряк Олександр Олексійович, канд. техн. наук, доцент кафедри деталей машин і ТММ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: alexanderalexkor@gmail.com, ORCID: 0000-0001-9119-0660

Дисипативні втрати енергії в зубчастих передачах механічних трансмісій складаються з втрат в зачепленнях, підшипниках, ущільненнях, а також інших втрат (втрат на розбризкування й розмішування мастила, втрати через аеродинамічний опір тощо) [1,2]. Відзначається, що частина перерахованих втрат залежить від частоти обертання деталей трансмісії, якості і температури мастила, глибини занурення зубчастих коліс в масляну ванну тощо. Друга частина втрат приблизно пропорційна величині діючого на ланки трансмісії крутного моменту. Аналіз літературних джерел показав, що серед дисипативних втрат, які виникають при роботі трансмісії під навантаженням, найбільш суттєвими є втрати енергії в зачепленнях зубчастих коліс.

На теперішній час в силових механічних передачах переважно використовуються евольвентні зубчасті колеса, що обумовлено їхньою технологічністю та високими експлуатаційними показниками. Для порівняльної оцінки коефіцієнта корисної дії евольвентного циліндричного зачеплення зазвичай використовують зручну формулу, доведення якої дається, наприклад, в підручнику з теорії механізмів і машин [3]:

$$\eta_z = 1 - \frac{\pi \varepsilon_\alpha f}{2} \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right), \quad (1)$$

де ε_α – коефіцієнт торцевого перекриття зачеплення;

f – зведений усереднений коефіцієнт тертя для зачеплення;

z_1 ; z_2 – число зубців шестерні й колеса відповідно (верхній знак приймають для зовнішнього, а нижній – для внутрішнього зачеплення).

Для визначення ККД зачеплення за формулою (1) потрібно знати величину коефіцієнта торцевого перекриття зачеплення ε_α , що дещо ускладнює використання даної формули. В літературі зустрічається і спрощені версії формули (1), в яких ε_α вважається постійним, а добуток $0,5 \cdot \pi \cdot \varepsilon_\alpha$ представлений у вигляді деякого множника. Наприклад, в праці [4] ККД зовнішнього циліндричного евольвентного зачеплення визначається за формулою:

$$\eta'_z = 1 - 2,3 \cdot \gamma \cdot f \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right), \quad (2)$$

де γ – коефіцієнт, який враховує коефіцієнти зміщення зачеплення (для зачеплення нульових коліс $\gamma=1$).

Виведення формули (1) ґрунтувалося на усередненні втрат потужності впродовж зачеплення однієї пари зубців. Так, при визначенні швидкості ковзання спряжених профілів використовувалося середнє значення відстані точки контакту зубців від полюса зачеплення. При цьому вважалося, що все навантаження передається однією парою зубців. Наявність двохпарної фази зачеплення враховувалося лише при визначенні довжини робочої ділянки лінії зачеплення без врахування впливу даного режиму роботи зачеплення на його ККД. Очевидно, що зазначені спрощення мають позначитися на точності визначення коефіцієнта корисної дії зачеплення.

Аналіз літературних джерел дозволив сформулювати мету дослідження, яка полягає в визначенні ККД зовнішнього евольвентного прямокутного циліндричного зачеплення з врахуванням особливостей двохпарної і однопарної фаз роботи. Крім того, потрібно оцінити прийнятність спрощених формул (1) і (2) для визначення коефіцієнта корисної дії зачеплення.

Під час роботи зубчастого зачеплення спряжені профілі обкочуються один по одному і ковзають. Як показав літературний аналіз, тертям кочення можна знехтувати, оскільки головною причиною енергетичних втрат в зачепленні є відносне ковзання профілів зубців під навантаженням.

При вході в зачеплення пари зубців попередня пара зубців ще знаходиться в зачепленні завдяки торцевому перекриттю. Впродовж двохпарної фази зачеплення нормальна сила F_n може довільним чином розподілятися між парами зубців. Як з'ясувалося, коефіцієнт корисної дії зачеплення впродовж двохпарної фази залежить від завантаженості окремих пар зубців. Це додатково ускладнює точне визначення ККД зачеплення.

Можна припустити, що впродовж двохпарної фази зачеплення нормальна сила F_n порівну розподіляється між парами зубців, оскільки при проектуванні зубчастих передач прагнуть до рівномірного розподілу навантаження між парами зубців. В результаті дослідження, ґрунтуючись на даному припущенні, отримана формула для визначення коефіцієнта корисної дії зачеплення впродовж знаходження в контакті однієї пари зубців:

$$\eta_z = 1 - \frac{1 + z_1 / z_2}{\varphi_B - \varphi_A} \left(\varphi_C - \varphi_D + \frac{2\pi f (\varphi_D - \varphi_A)}{z_1 + \pi f} - \left(\operatorname{tg} \alpha_w - \frac{1}{f} \right) \ln \frac{\varphi_P - 1/f}{\varphi_D - 1/f} - \left(\operatorname{tg} \alpha_w + \frac{1}{f} \right) \ln \frac{\varphi_C + 1/f}{\varphi_P + 1/f} \right), \quad (3)$$

де φ_A – кут повороту першого зубчастого колеса від положення, в якому початок евольвенти, що утворює робочий профіль деякого зуба, співпадає з початком теоретичної ділянки лінії зачеплення (умовимося вважати це положення початковим положенням першого зубчастого колеса), до положення, яке відповідає входу в зачеплення цього зуба;

φ_B – кут повороту першого зубчастого колеса від початкового положення до положення, яке відповідає виходу з зачеплення цього зуба;

φ_C – кут повороту першого зубчастого колеса від початкового положення до положення, яке відповідає входу в зачеплення наступної пари зубців;

φ_D – кут повороту першого зубчастого колеса від початкового положення до положення, яке відповідає виходу з зачеплення попередньої пари зубців;

φ_P – кут повороту першого зубчастого колеса від початкового положення до положення, яке відповідає контакту даного зуба в полюсі зачеплення;

α_W – кут зачеплення.

Виконаний порівняльний аналіз значень ККД пар зубчастих коліс зовнішнього зачеплення з різними передаточними числами показав, що максимальна відносна похибка результатів обчислень за спрощеною формулою (1), в порівнянні з точною, в межах прийнятих припущень, формулою (3), складає менше 0,1%. Деяко більшу розбіжність результатів демонструє формула (2), але її точності цілком досить для інженерних розрахунків, оскільки в розглянутому діапазоні передаточних чисел максимальна відносна похибка не перевищує 0,3%.

Висновки

1. В результаті дослідження отримано формулу для визначення коефіцієнта корисної дії зовнішнього евольвентного прямозубого циліндричного зачеплення впродовж знаходження в контакті однієї пари зубців. Тертя кочення не враховувалося.

2. Спрощені формули (1) і (2) дозволяють визначити ККД зачеплення з достатньою для інженерних розрахунків точністю. Для прийнятого припущення рівного розподілу нормальної сили між парами зубців найбільшу точність розрахунків забезпечує формула (1), але вона, на відміну від формули (2), потребує визначення коефіцієнта торцевого перекриття зачеплення.

Література

1. Michaelis K., Höhn B.-R., Hinterstoiber M. (2011) Influence Factors on Gearbox Power Loss. *Industrial Lubrication and Tribology*. 63(1). P. 46–55. doi:10.1108/00368791111101830.

2. Lohner, T., Paschold, C. A pathway towards energy efficiency classes for gearboxes related to superefficiency. *Forsch Ingenieurwes* 89, 2 (2025). <https://doi.org/10.1007/s10010-024-00768-w>.

3. Заблонський К. І., Білоконєв І. М., Щьокін В. М. (1989). *Теорія механізмів і машин*. Київ: Вища школа, 376 с.

4. Криштопа С. І. Математичне моделювання системи зменшення втрат енергії в агрегатах трансмісії підйомних установок для ремонту свердловин / С. І. Криштопа, Л. І. Криштопа, І. М. Микитій, М. М. Гнип, Ф. В. Козак // *Нафтогазова енергетика*. 2021. №2(36), с. 106-119. [https://doi.org/10.31471/1993-9868-2021-2\(36\)-106-119](https://doi.org/10.31471/1993-9868-2021-2(36)-106-119).