

**Башта Олександр Васильович**  
кандидат технічних наук,  
доцент кафедри машинознавства,  
стандартизації та сертифікації  
Національного авіаційного  
університету

**Носко Павло Леонідович**  
доктор технічних наук,  
професор кафедри машинознавства,  
стандартизації та сертифікації  
Національного авіаційного  
університету

## ГІДРОДИНАМІЧНІ ВТРАТИ ПОТУЖНОСТІ В ЗУБЧАСТІЙ ПЕРЕДАЧІ

**Постановка проблеми.** Значна дисипація енергії та, як наслідок, зростання температур в зубчастих передачах погіршує механічні характеристики функціонування деталей передач та знижує строк їх експлуатації. Узагальненим критерієм ефективності високошвидкісних зубчастих передач може розглядатися ККД передачі з урахуванням умов та режимів її експлуатації, матеріалів та технології виготовлення, навантаження що передається та колової швидкості.

Втрати потужності можна умовно розділити на ті, які залежать від навантаження, що передається (механічне тертя в зачепленні та підшипниках), і ті, які не залежать від навантаження (аерогідродинамічний опір, періодичне стискання та розширення між зубцями) [1, 2].

Більшість досліджень гідродинамічного опору при занурюванні коліс в масляну ванну присвячено розробці емпіричних рівнянь для визначення безрозмірного коефіцієнта моменту гідродинамічного опору.

**Мета дослідження.** Розробка узагальненої методики розрахунку гідродинамічних втрат потужності високошвидкісних зубчастих передач.

Не зважаючи на відносно чисельні експериментальні випробування, опублікованих робіт по розробці математичних моделей, які описують гідродинамічні процеси в зубчастих передачах небагато. Відсутня узагальнююча аналітична модель, яка об'єднає всі види втрат.

**Результати дослідження.** В залежності від умов експлуатації застосовують різні способи подачі масла до деталей і вузлів зубчастої передачі, основними з яких є змащування за допомогою занурення в масляну ванну, розбризкування із основної масляної ванни і циркуляційна подача масла.

Співвідношення сил аеродинамічного і гідромеханічного опору визначається рівнем масла в масляній ванні.

Для кожного і-го зубчастого колеса, частково або повністю зануреного в масляну ванну потужність, затрачену на подолання гідромеханічного опору, можна представити у вигляді суми складових:

$$M_a = M_k + M_v + M_f$$

$M_k$  – момент сили Коріоліса, яка виникає внаслідок радіального переміщення

масла, в западині зубчастого колеса, що обертається Нм;

$M_v$  – момент сил в'язкісного тертя на периферії головок зубчастого колеса в масляній ванні, Нм;

$M_f$  – момент сил в'язкісного тертя на торцях зубчастого колеса в масляній ванні, Нм.

$$M_k = \frac{\arccos(1-h_i) \cdot z_i}{\pi} \cdot F_k \cdot r_i$$

де  $F_k$  - сила Кориоліса.

На зубчасту пару, частково або повністю занурену в масляну ванну, діють сили гідродинамічного тертя, як на периферію зубчастого колеса, так і на бокові поверхні коліс.

Момент сил гідродинамічного опору периферії окремо взятого зубчастого колеса визначається наступним чином

$$M_{out} = F_{out} \cdot r_{ai} = 4 \cdot \mu_m \cdot b_i \cdot r_{ai}^2 \cdot \omega_i \cdot \phi_i$$

де  $F_{out}$  сила опору.

Сумарний момент сил гідромеханічного опору обертання зубчастого колеса, зануреного в масляну ванну [3], визначається таким чином

$$M = 0.5 \cdot p_m \cdot \omega_i^2 \cdot r_i^5 \cdot (C_k + C_T + C_{out})$$

де  $p_m$  - величина швидкості заповнення западини в осьовому напрямку;  $C_k$  - безрозмірний момент сили Кориоліса при зануренні нульового зубчастого колеса в масляну ванну;  $C_T$  - безрозмірний момент сил гідравлічного опору внаслідок тертя масла об торцеві поверхні зубчастого колеса;  $C_{out}$  - безрозмірний момент опору обертання зубчастого колеса внаслідок в'язкості тертя на периферії зубців.

Втрати потужності внаслідок гідродинамічного опору обертання зубчастого колеса, зануреного в масляну ванну

$$P = 0.5 \cdot p_m \cdot \omega_i^3 \cdot r_i^5 \cdot (C_k + C_T + C_{out})$$

**Висновки.** Отримані відносно прості аналітичні залежності впливу геометричних і конструктивних параметрів зубчастого колеса на втраті потужності гідродинамічного опору обертанню.

Проведені теоретичні дослідження дозволили встановити наявність двох режимів руху масла в западинах зубчастих коліс, які характеризуються співвідношенням відцентрових, гравітаційних, гідростатичних і сил в'язкості і Кориоліса.

### Список літератури

1. Changenet C., Vex P. (2007) A model for the prediction of churning losses in geared transmissions – preliminary results, ASME Journal of Mechanical Design, 129, 128-133.
2. Seetharaman S., Kahraman A., Moorhead M.D., Petry-Johnson T.T. (2009) Oil churning power losses of a gear pair: experiments and model, Journal of Tribology, Vol. 131, 1-9.
3. Башта О.В., Носко П.Л., Бойко Г.О., Герасимова О.В., Башта А.О. (2020) Визначення гідродинамічних втрат потужності в зубчастій передачі. Теорія. Проблеми тертя та зношування, 2 (87), с.101-111.