

3. Юзевич В.Н. Контактные условия в электропроводных системах с физическими поверхностями раздела // ДАН УССР. Сер.А.-1984. – № 8. – С.60-63.
4. Юзевич В. Н. Математическое моделирование приповерхностных явлений быстродвижущейся жидкости в гидродинамической трубе // Гидродинамика больших скоростей. Межвузовский сборник. – Красноярск, 1989. – С. 129–133.
5. Гогосов В. В., Налетова В. А., Шапошников Г. А. Диффузионная и многоскоростная модели двухфазных сред в электрическом поле // Прикладная математика и механика. – 1980. – Т. 44, № 2. – С. 290–300.
6. Юзевич В., Гук О., Сопрунюк П. Моделирование адгезийних зв'язків у твердих тілах з використанням методу розкладу за малим параметром // Комп'ютерна інженерія та інформаційні технології. Вісник Національного університету "Львівська політехніка". – Львів: Вид. нац. у-ту "Львівська політехніка", 2003. – № 481. – С. 58–66.
7. Дуб Я.І., Огірко І.В., Ясінський М.Ф. Математичне моделювання друкарських форм. – Львів: вид-во "Світ" (монографія). – 1994. – 208с.

УДК 621.833.1/001-2

О.Е.Васильєва, к.т.н., Д.С.Борисов (Львівський інститут пожежної безпеки МНС України)

ВПЛИВ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА КОЕФІЦІЄНТ ТЕРТЯ МІЖ ЗУБЦЯМИ КОЛІС ПРИВОДІВ ПЕРЕДАЧ ПОЖЕЖНОГО УСТАТКУВАННЯ ПРИ ПУСКАХ, ЗУПИНКАХ ТА ПЕРЕМИКАННЯХ

В роботі розглянуто питання впливу зовнішніх динамічних навантажень на коефіцієнт тертя між зубцями коліс передачі пожежного устаткування, наприклад, коробки відбору потужності КОМ-68Б, КОМ-107, КОМ-Ц1А при перехідних процесах. Отримані залежності дають можливість визначати значення коефіцієнта тертя при ударних навантаженнях та врахувати його при визначенні довговічності зубчастих передач.

Сучасний стан. В процесі експлуатації зубчастих передач приводів пожежного устаткування може відбуватися розрив кінематичних ланцюгів, тобто утворюється зазор між зубцями коліс передачі. Внаслідок цього в зубчастих передачах при перехідних процесах виникає удар, який призводить до динамічних навантажень зубців. Прикладом можуть бути коробки відбору потужності КОМ – 68Б, КОМ– 107, КОМ – Ц1А. Так, пожежна автоцистерна АЦ-20 (66) має коробку відбору потужності механічну одноступеневу, яка встановлена на боковому люку роздаточної коробки. Привод коробки відбору потужності здійснюється від шестерні первинного вала роздаточної коробки. В пожежній автоцистерні АЦ-30 (53А) коробка відбору потужності також механічна одноступенева і вмонтована в карданну передачу базового шасі, яка йде від коробки передач до заднього моста автоцистерни. Пожежні автоцистерни АЦ-30 (157К), АЦ-40 (131), АЦС-30 (157К), АЦ-30 (130) мають коробку відбору потужності типу КВП-68Б механічну, яка встановлена на коробці передач і з'єднана з її механізмом переключення та ін.

При ударі зубців мають місце різні види фрикційної взаємодії. Відносно переміщення тіл при ударі визначається тангенціальною швидкістю удару, часом удару та силою тертя. Тангенціальна швидкість при ударі зростає і приводить до ковзання [1] та відповідно до зростання коефіцієнта тертя.

Розглядаючи кінематику зубчастого зачеплення, можна відзначити, що удар зубців коліс є косим ударом, для якого коефіцієнт тертя при першому ударі визначають за залежністю [1]

$$f = \frac{1}{4} \left(\frac{l_1}{h_1 + \sqrt{h_1 h_0}} \right), \quad (1)$$

де l_1 – відстань від точки відскоку тіла після удару до точки нового контакту тіл; h_1 – максимальне значення відскоку тіла після удару; h_0 – шлях тіла до удару з іншим тілом.

Стосовно зубчастих передач складові чинники цієї залежності ще не визначалися, тобто залишається невідомою відстань l_1 від точки відскоку зубця веденого колеса після удару до точки його нового контакту з зубцем ведучого колеса та максимальне значення відскоку h_1 зубця веденого колеса після удару.

Мета роботи. Визначити значення складових залежності (1) та відповідно коефіцієнта тертя між зубцями коліс передачі від ударних навантажень при перехідних процесах.

Вплив зовнішніх динамічних навантажень на коефіцієнт тертя між зубцями коліс передачі при перехідних процесах. Шлях зубця ведучого колеса h_0 до удару з зубцем веденого колеса дорівнює боковому зазору Δ між зубцями коліс. В цьому випадку залежність (1) можна записати так:

$$f_A = \frac{1}{4} \left(\frac{l_1}{h_1 + \sqrt{h_1 \cdot \Delta}} \right), \quad (2)$$

де f_A – коефіцієнт тертя при дії зовнішніх динамічних навантажень.

Розв'язок цієї задачі починаємо з визначення максимального значення відскоку h_1 зубця веденого колеса після удару з ведучим. Виходячи зі значення максимального моменту зовнішнього динамічного навантаження T_{\max} при ударі [2] знаходимо максимальну силу F_{\max} , яка дотична до ділильного кола ведучого колеса: $F_{\max} = T_{\max} / R_1$, де R_1 – радіус ділильного кола ведучого колеса, а нормальна сила, яка діє в зачепленні, визначається за залежністю

$$N_{\max} = F_{\max} / \cos \alpha \cdot \cos \beta, \quad (3)$$

де α - кут зачеплення, β - кут нахилу зубців колеса.

Виходячи з закону збереження енергії пружних деформацій та основних положень закону Гука [3] можна записати

$$\frac{1}{2} N_{\max} \cdot \Delta S = 2a \cdot l \cdot \varepsilon \cdot E \cdot h_1, \quad (4)$$

де ΔS - сумарна величина пружних деформацій зубця ведучого та веденого коліс при ударі (рис.1); a – напівширина площини контакту (рис.1) визначається за залежністю Герца [1]; l – довжина контактної лінії зубців коліс (для прямозубих коліс $l=b$, де b - ширина вінця); ε - відносна деформація зубців коліс по товщині L при ударі;

$$\varepsilon = \Delta S / L; \quad (5)$$

$$L = 2S_d / \cos \alpha \cdot \cos \beta;$$

S_d – товщина зубця по ділильному колу; E – середнє значення модуля пружності.

Після підстановки значень (5) в (4) отримаємо

$$h_1 = \frac{N_{\max} \cdot S_d}{2a \cdot l \cdot E \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta},$$

або

$$h_1 = \frac{T_{\max} \cdot S_d}{2R_1 a \cdot l \cdot E \cdot \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \beta}. \quad (6)$$

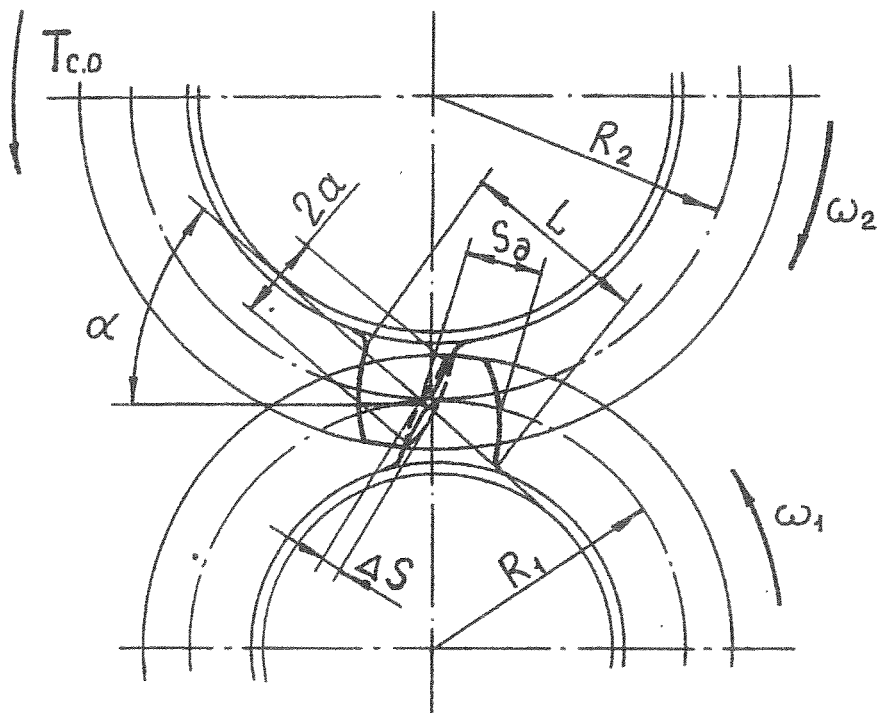


Рис. 1. Момент удару зубчастих коліс.

Кут обертання ведучого колеса в період розгону буде

$$\varphi = \Delta / R_1 = \varepsilon_1 t^2 / 2, \quad (7)$$

де ε_1 - кутове пришвидшення; t - час розгону.

В свою чергу

$$\varepsilon_1 = \omega_1 / t, \quad (8)$$

де ω_1 - кутова швидкість обертання ведучого зубчастого колеса;

$$t = \frac{2\omega_1 \cdot I_1}{T_d}; \quad (9)$$

I_1 - приведений до осі обертання ведучого зубчастого колеса момент інерції рухомих мас приводу; T_d - момент двигуна.

Тоді після підстановки (9) в (8) отримаємо

$$\varepsilon_1 = T_d / 2I_1. \quad (10)$$

Приведена швидкість обертання ведучого зубчастого колеса

$$\omega_n = \varepsilon_1 t. \quad (11)$$

Після підстановки (9) та (10) в (7), а потім в (11) отримаємо

$$\omega_n = (T_d / I_1) \sqrt{(\Delta I_1) / (T_d R_1)}.$$

В цьому випадку лінійна швидкість зубця ведучого колеса на ділільному колі на початку удару

$$V_1 = \omega_n \cdot R_1; V_2 = 0.$$

В кінці удару їх швидкості V будуть однаковими. За законом збереження кількості руху

$$V = (m_1 \cdot V_1) / (m_1 + m_2), \quad (12)$$

де m_1, m_2 – відповідно приведені маси двигуна та механізмів сил опору до осей ведучого та веденого коліс.

Тоді швидкість відскоку веденого зубчастого колеса

$$V_B = V + k(V - V_2), \quad (13)$$

де k – коефіцієнт поновлення.

При $V_2 = 0$ залежність (13) спрощується до вигляду

$$V_B = V(1 + k). \quad (14)$$

Швидкість ведучого колеса після удару

$$V_{1y} = V + k(V - V_1), \quad (15)$$

а коефіцієнт поновлення у цьому випадку буде

$$k = \frac{V_{1y} - V}{V - V_1}. \quad (16)$$

Кут відскоку φ_B можна визначити зі значення кутової швидкості ω_B веденого колеса

$$\varphi_B = \omega_B \cdot t_B, \quad (17)$$

де t_B – час відскоку;

$$t_B = h_1 / V_B = \frac{h_1}{V(1 + k)}. \quad (18)$$

В свою чергу

$$\omega_B = V_B / R_2. \quad (19)$$

Тоді

$$\varphi_B = \frac{V_B \cdot h_1}{R_2 \cdot V(1 + k)}. \quad (20)$$

Після підстановки (14) в (20) отримаємо

$$\varphi_B = \frac{V(1 + k) \cdot h_1}{R_2 \cdot V(1 + k)} = \frac{h_1}{R_2}. \quad (21)$$

Для визначення відстані l_1 від точки відскоку зубця веденого колеса після удару до точки його нового контакту з зубцем ведучого колеса скористаємося основними положеннями теорії зачеплення зубчастих передач та аналітичної геометрії [4,5]

$$l_1 = \frac{1}{2} \frac{R_1 \cdot \varphi_B}{\sin \alpha}. \quad (22)$$

Після підстановки (21) в (22), отримаємо

$$l_1 = \frac{1}{2} \frac{R_1 \cdot h_1}{R_2 \cdot \sin \alpha} = \frac{z_1 \cdot h_1}{2z_2 \cdot \sin \alpha}. \quad (23)$$

Значення залежності (23) використаємо у залежності (2). Це дає можливість визначити у кінцевому результаті значення коефіцієнта тертя з урахуванням дії зовнішніх динамічних навантажень

$$f_A = \frac{1}{4} \left(\frac{z_1 h_1}{2z_2 \sin \alpha (h_1 + \sqrt{h_1 \cdot \Delta})} \right). \quad (24)$$

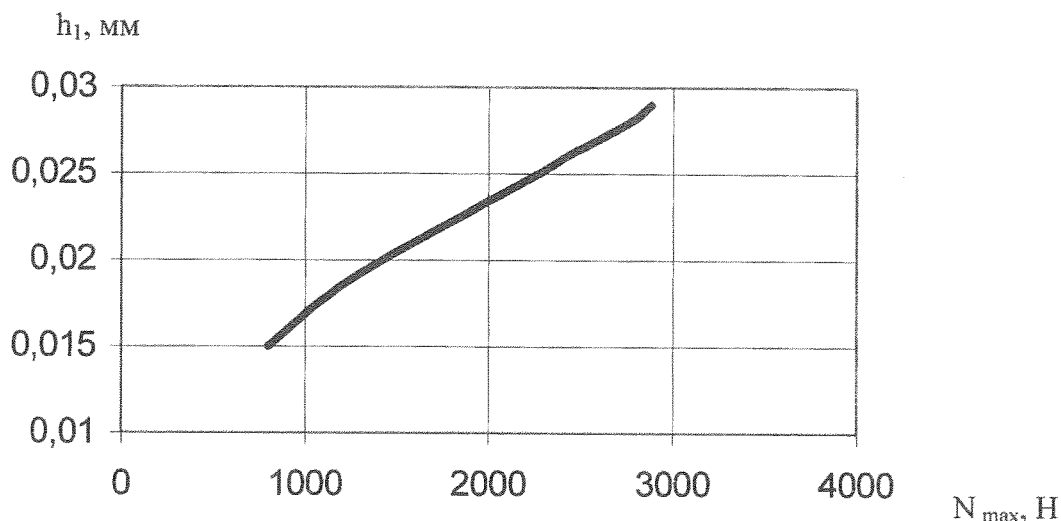


Рис .2. Вплив ударних навантажень ведучого колеса на величину відскоку веденого колеса.

Для аналізу отриманих результатів розглянемо зубчасту передачу редуктора загального призначення з середнім значенням модуля $m_n = 3\text{мм}$, $z_1 = z_2 = 40$ при ступеневому навантаженні моментом сил опору $T_n = 6 \dots 65 \text{ Н}\cdot\text{м}$ та дії зовнішніх динамічних навантажень зі значенням коефіцієнта $K_A = 7,5 \dots 2,5$, який розраховувався за відомою залежністю [2] при боковому зазорі між зубцями $\Delta = 0,03\text{мм}$ та $T_d = 36 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Зубчасті колеса косозубі ($\beta = 5^\circ$) з кутом зачеплення $\alpha = 20^\circ$, ведуче колесо виготовлено зі сталі 40Х, а ведене – зі сталі 45 (покращанні), середнє значення модуля пружності $E = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$, товщина зубця по ділильному колу $S_d = 9,42 \text{ мм}$. Згідно з прийнятими T_n і K_A розраховано максимальні значення нормальних сил, які діють в зачепленні при динамічних навантаженнях. Їх значення знаходилися в межах $N_{\max} = 798 \dots 2881 \text{ Н}$. Відповідно до залежності Герца визначалася напівширина площини контакту, значення якої коливалися в межах $a = 4,4 \cdot 10^{-2} \dots 8,4 \cdot 10^{-2} \text{ мм}$. Результати розрахунків зображені на рис.2 і 3.

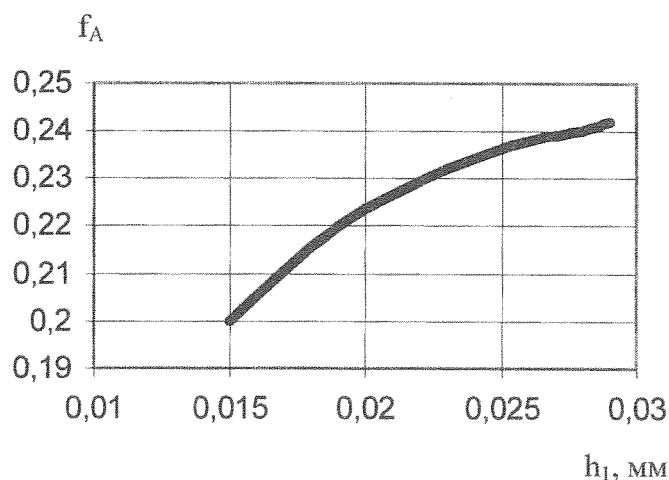


Рис.3. Вплив величини відскоку h_1 веденого колеса на значення коефіцієнта тертя f_A .

Аналіз отриманих даних показує, що при зростанні сил зовнішніх динамічних навантажень величина відскоку веденого зубчастого колеса збільшується (рис.2), що пов'язано зі зростанням енергії пружних деформацій. Одночасно зростає значення коефіцієнта тертя f_A за рахунок збільшення відскоку h_1 (рис.3). Збільшення f_A пов'язано зі зростанням площини контакту зубців коліс при ударі та збільшенням питомої сили на цю площину, що може також призвести до руйнування мастильної плівки.

Коефіцієнт тертя f_A збільшується у порівнянні з коефіцієнтом тертя при статичних навантаженнях ($f = 0,1$ для умов, які розглядаються в [1]) в 2...2,4 рази. Тобто при врахуванні дії зовнішніх динамічних навантажень у процесі експлуатації зубчастих передач доцільно ввести коефіцієнт K_{fA} , який показує зміну коефіцієнта тертя при ударних навантаженнях зубців коліс передачі

$$K_{fA} = \frac{f_A}{f}. \quad (25)$$

Цей чинник можна вважати основним при розгляді процесу зношування зубців у процесі експлуатації. Його значення залежить від умов експлуатації, матеріалу зубчастих коліс та бокового зазору між зубцями коліс, динамічних навантажень тощо.

Висновки

На підставі виконаної роботи можна зробити такі висновки:

1. На значення коефіцієнта тертя між зубцями коліс впливають зовнішні динамічні навантаження. Зі збільшенням цих навантажень коефіцієнт тертя збільшується.
2. При збільшенні величини відскоку зубця колеса при ударі збільшується значення коефіцієнта тертя, що підвищує інтенсивність зношування зубців передачі.
3. Зі збільшенням ударного навантаження на зубці коліс збільшується величина відскоку. Наприклад, при збільшенні ударного навантаження у 2,3 рази коефіцієнт тертя збільшується у 1,5 рази.
4. Бажано продовжити роботу в цьому напрямку з метою уточнення отриманих залежностей для визначення коефіцієнта тертя між зубцями коліс передачі від дії динамічних навантажень при перехідних процесах з використанням останніх досягнень в трибології.

ЛІТЕРАТУРА

1. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. – М., 1977. – 526 с.
2. Васильєва О.Е. Забезпечення міцності та зносостійкості циліндричних зубчастих передач редукторів загального призначення з урахуванням дії зовнішніх динамічних навантажень: Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.02.02 / НУ «Львівська політехніка». – Львів, 2002. – 20 с.
3. Беляев Н.М. Сопротивление материалов - М., 1976. – 608 с.
4. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике. – М., 1962. – 872 с.
5. Тайц Б.А. Точность и контроль зубчатых колес. - М., 1972. – 368 с.