

В.О.МАЛАЩЕНКО, д.т.н., проф., НУ “Львівська політехніка”
І.Є.КРАВЕЦЬ, здобувач кафедри деталей машин
В.В.МАЛАЩЕНКО, аспірант кафедри ЕРАТ

СПРАЦЮВАННЯ ЗУБЦІВ ВЕЛИКОГАБАРИТНОЇ ЗУБЧАТОЇ ПЕРЕДАЧІ МЛИНІВ БАРАБАННОГО ТИПУ

Були розглянуті питання з визначення величини зношення зуб'їв передач великих габаритів для вуглерозмельювальних млинів. Визначена величина глибини зношування зуб'їв для конкретних умов роботи цих передач.

Рассмотрены вопросы по определению величины износа зубьев передач больших габаритов для углерозмельювальных мельниц. Определена величина глубины изнашивания зубьев для конкретных условий работы этих передач.

In the article were considered questions of research value of abrasion of large transmissions for coal industry (mills). The size of depth of abrasion of gears of these transmissions in concrete condition was discovered.

Постановка задачі. Зубчасті передачі відносяться до розповсюджених механічних пристроїв, продовження терміну роботи яких дає завжди позитивний ефект та матеріальні вигоди. Спрацювання робочих поверхонь профілів зубців відкритих зубчастих передач часто є вирішальним критерієм їхньої довговічності. Це у першу чергу стосується великогабаритних зубчастих передач млинів для розмелювання вугілля, що працюють у дуже важких умовах та передають великі обертальні моменти. Тому питання, що пов'язані з продовженням терміну служби таких елементів механічних приводів, є актуальними та мають практичне значення для різних галузів машинобудування.

Зв'язок даної задачі з відомими дослідженнями. Теоретичними та експериментальними дослідженнями зубчастих передач у різні часи займались багато вітчизняних і закордонних дослідників та науковців. Серед яких відомі більш широко роботи [1 – 3, 6 – 8], де повніше досліджувались геометричні та кінематико - силові характеристики різноманітних зубчастих передач. Дана робота є продовженням задачі, перша частина якої експериментально розв'язано у роботах [4, 5]. Поставлена тут задача відповідає також проблемам машинобудування різних країн і її розв'язок буде певним доповненням до існуючих результатів досліджень великогабаритних відкритих зубчастих передач.

Теоретичне визначення глибини спрацювання профілів зубців. У роботах [4 і 5] визначено експериментально глибину спрацювання зубців великогабаритної зубчатої передачі безпосередньо у виробничих умовах для млина барабанного типу. Однак цей процес звичайно звужений до одної передачі, яка працює у певних виробничих умовах. Тому у даній статті робиться спроба розв'язати поставлену задачу на основі пропорційності питомої роботи сил тертя та глибини спрацювання робочих поверхонь зубів. Ця методика є більш універсальною, а її достовірність підтверджується конкретним прикладом проведення теоретично кількісного аналізу.

Необхідність розв'язування поставленої задачі впливає із виробничих потреб Добротвірської ТЕС, де експлуатуються механічні приводи з такими передачами у млинах барабанного типу.

Для розв'язання цієї задачі мусимо на початку встановити величину питомої роботи сили тертя на одиницю поверхні дотику. Відомо, що на початку входу в контакт та під час виходу зубців із зачеплення спостерігається ковзання їхніх робочих поверхонь одної відносно іншої. Такий процес прогресує зі збільшенням модулів зубців. При цьому швидкість ковзання є змінною величиною, значення якої зменшується по мірі наближення точки контакту до полюса зачеплення, через який можна провести вісь миттєвого обертання коліс передачі. Це дає можливість використати відому залежність $\omega = \omega_1 + \omega_2$, де ω - відносна швидкість обертання ведучого зубчастого колеса до веденого. У будь-якій точці контакту, яка віддалена від миттєвої осі обертання на величину l , швидкість ковзання дорівнює $V_s = (\omega_1 + \omega_2)l$.

Тоді на одиниці робочої поверхні dA питома робота сил тертя у загальному вигляді запишеться

$$dN = FfV_s dt, \quad (1)$$

або з урахуванням відомих співвідношень:

$$dt = \frac{2dl}{\omega_i d_{0i}}, \text{ де } d_{01} = d_1 \cos \alpha; d_{02} = d_2 \cos \alpha,$$

рівняння (1) набуває вигляду

$$dN = \frac{4Ffa_w}{d_1 d_2 \cos \alpha} l dl, \text{ де } a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}. \quad (2)$$

Інтегруючи (2), враховуючи прийняту вище гіпотезу $\delta = \frac{Nh}{A}$, де N - повна робота сил тертя у зоні

дотику; h - термін роботи передачі; A - повна робоча поверхня зубця колеса та переходячи від зусиль до потужності, після простих перетворень, приходимо до виразу

$$\delta = \frac{kPh}{bd_2 \sin 2\alpha} \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right), \quad (3)$$

де k – коефіцієнт спрацювання, що залежить від матеріалу, обробки коліс та мащення передачі; P – передаюча потужність; b – довжина контактної лінії; z_1 і z_2 – кількість зубців.

Рівняння (3) дає змогу оцінити глибину спрацювання зубчастого колеса на початковому колі за певний термі роботи. З отриманого рівняння видно, що для конкретних силових і геометричних параметрів ця величина залежить від значення коефіцієнта тертя в зоні доторкання профілів зубців.

Слід зауважити, що під час виведення формули (3) припускалося, що зубчасті передачі мають проектну твердість робочих поверхонь, монтаж передачі здійснюється згідно з технологічними вимогами, передача потужності є сталою, тобто умови роботи профілів зубців дещо ідеалізовані. У виробничих умовах ці фактори часто тільки наближаються до ідеальних показників. Тому виникає необхідність в це рівняння вводити поправочний коефіцієнт β , значення якого для кожної пари зубчастих коліс, що змонтовані на виробництві, має бути визначено окремо експериментальним шляхом.

Наближену оцінку значення β можна здійснити за наступною методикою. Спочатку за формулою (3) визначається глибина спрацювання профілів зубців для ідеалізованих умов для певного терміну роботи передачі. А після її наробки прийнятого раніше терміну визначаємо фактичну глибину спрацювання профілів зубців δ_ϕ . Тоді матимемо значення поправочного коефіцієнта

$$\beta = \frac{\delta_\phi}{\delta}, \text{ або } \delta_\phi = \beta \frac{kP_n h}{bd_1} \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) f, \text{ мм}$$

де h – призначений (контрольний) термін роботи дослідної зубчастої передачі.

Не важко зрозуміти, що в довільному випадку поправочний коефіцієнт може бути $1 \geq \beta > 1$.

Позитивним значення $\beta \leq 1$, інші випадки є наслідком інтенсивного спрацювання робочих поверхонь контактуючих зубців. Таке положення може бути наслідком різних причин, деякі можуть бути наступними:

1. Відхилення від потрібних механічних характеристик матеріалу зубців, їх технологічної обробки.
2. Неточність визначення фактичного навантаження зубців, особливо під час пуску.
3. Похибка монтажу зубчастої великогабаритної пари.
4. Абразивне спрацювання внаслідок попадання пилу в зону контакту зубців.
5. Похибка у визначення фактичного значення коефіцієнту тертя, тощо.

Метою даної роботи є перевірка фактичного значення глибини спрацювання профілів зубців і аналіз основних чинників цього процесу в умовах Добротвірської ТЕС для важко навантаженого привода барабанного млина Ш-12.

Визначення величини спрацювання зубців проведено для великогабаритної передачі з матеріалами: шестірня – сталь 45 поліпшена; колесо – сталь 40 нормалізована, основні параметри якої наведено у таблиці.

Таблиця

Вихідні параметри приводної зубчастої передачі

№ п/п	Назва параметра	Позначення	Одиниці вимірювання	Числове значення
1	Номінальна потужність на шестірні	P	КВт	465
2	Ширина зубчастого вінця колеса (робоча довжина зубців)	b	мм	430
3	Діаметр початкового кола шестірні	d_1	мм	580
4	Проектний термін роботи передачі	h	год	5000
5	Контрольний термін роботи передачі	h_1	год	1000
6	Кількість зубців	Шестірні	-	29
		Колеса	-	220
7	Коефіцієнт спрацювання	k	-	7,35*
8	Кут зачеплення	α	град	20
9	Коефіцієнт тертя ковзання	f	-	0,05...0,10

*для вуглецевих сталей.

Для заданого випадку визначено поправочний коефіцієнт $\beta=1,18$, що підтверджує висказані вище положення про те, що довговічність таких пристроїв дуже залежить від реальних умов експлуатації.

Фактична глибина спрацювання профілів зубців за призначений термін роботи $\delta_{\phi}=0,15$ мм.

Висновки. Запропонована методика визначення поправочного коефіцієнту може бути використана для будь-якої зубчастої передачі, основні параметри якої попередньо задаються. Це можна здійснювати на стадії проектування теоретичним оцінюванням довговічності зубчастих передач для різних галузей машинобудування.

Отримані результати можуть бути підґрунтям для подальших досліджень і вони показують, що є необхідність у продовженні подібних робіт.

Список літератури: 1. *Литвин Л.Ф.* Теория зубчатого зацепления. М.: Наука, 1968, - 584 с. 2. *Кириченко А.Ф., Павлов А.И.* Зависимость между параметрами зацепления в эвольвентной передаче. Вісник НТУ „ХПІ”, - Харків, № 22, 2006, - С. 24...28. 3. *Кириченко А.Ф., Павлов А.И.* Проектирование и расчет геометрии зубчатых передач с эвольвентным зацеплением. Вестник НТУ „ХПІ”. – Харьков: 2004, № 30,- С. 153...157. 4. *Малащенко В.О., Кравець І.Є., Сороківський О.І.* Проблеми довговічності великогабаритних відкритих зубчастих передач вуглерозмелювальних млинів. Вісник НТУ „ХПІ” – Харків, № 22, 2006,- С.81...85. 5. *Малащенко В.О., Куновський Г.П., Петренко П.Я., Сороківський О.І.* Визначення глибини спрацювання зубців великогабаритної прямозубої передачі млинів. Львів, Збірник наукових праць асоціації „Автобус”, Вип. 4, 2000, С. 67...70. 6. *Носко П.Л., Муховатий А.А., Шишова Н.В.* Критерии работоспособности прямозубых цилиндрических передач с геометрией зубьев общего вида. Луганск, СУНУ, Науковий журнал № 12 (70), 2003, - С. 19...26. 7. *Павлов А.И.* Современная теория зубчатых зацеплений. Харьков, ХНАДУ, 2005. – 100 с. 8. *Шишов В.П., Носко П.Л., Ткач П.М., Філь П.В.* Високонвантажени циліндричні передачі з двоопукло-угнутими зубцями. Луганськ. СНУ ім. В.Даля, 2005.-216 с.

Поступило в редакцію 26.04.2007