

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 1

Визначення геометричних параметрів і сил, які діють в циліндричній зубчастій передачі з використанням ЕОМ

1.1 МЕТА І ЗАДАЧІ

Метою даної роботи є: визначення геометричних параметрів і сил в зацепленні прямозубої та косозубої циліндричних передач з використанням ЕОМ і порівняння отриманих значень з розрахунками, виконаними аналітично; дослідити як змінюється значення міжосьової відстані при зміні одного із вхідних даних.

1.2 ОСНОВНІ ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

Допустимі контактні напруження для шестірні і колеса визначаються за формулою

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\lim} \cdot Z_N}{S_{H\min}} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_x, \text{ МПа}, \quad (1.1)$$

де $\sigma_{H\lim}$ - границя контактної витривалості поверхонь зубців, яка відповідає базовому числу циклів напружень; (визначається по формулам згідно табл. Б1, додаток Б);

Z_N - коефіцієнт довговічності:

- при $N_{NE} \leq N_{H\lim}$,

для однорідної структури матеріалу

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{H\lim}}{N_{HE}}} \leq 2,6; \quad (1.2)$$

для поверхневого зміцнення матеріалу

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{H\lim}}{N_{HE}}} \leq 1,8; \quad (1.3)$$

- при $N_{NE} > N_{H\lim}$

$$Z_N = \sqrt[20]{\frac{N_{H\lim}}{N_{HE}}} \geq 0,75 \quad (1.4)$$

де $N_{H\lim}$ - базове число циклів напружень, яке відповідає границі витривалості

$$N_{H\lim} = 30 \cdot HB^{2,4} \leq 120 \cdot 10^6, \quad (1.5)$$

N_{NE} – еквівалентне число циклів напружень

$$N_{HE} = \mu_H \cdot N_{\Sigma}, \quad (1.6)$$

де μ_H – коефіцієнт, що враховує характер навантаження (табл.Б3, додаток Б);

N_{Σ} – сумарне число циклів навантаження

$$N_{\Sigma} = 60 \cdot n \cdot i \cdot h, \quad (1.7)$$

де n - частота обертання шестірні або колеса, хв^{-1} ;

i – число зубчастих коліс, спряжених з даним колесом;

h – термін роботи передачі, год.

$S_{H\min}$ - мінімальний коефіцієнт запасу міцності. Для зубчастих коліс з однорідною структурою матеріалу $S_{H\min} = 1,1$; для зубчастих коліс з поверхневим зміцненням зубців $S_{H\min} = 1,2$;

Z_L - коефіцієнт, що враховує вплив в'язкості мастильного матеріалу;

Z_R - коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості спряжених поверхонь зубців;

Z_v - коефіцієнт, що враховує вплив колової швидкості;

Z_x - коефіцієнт, що враховує розмір зубчастого колеса.

При проектному розрахунку приймають

$$Z_L \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_x = 0,9.$$

В якості допустимого контактного напруження σ_{HP} для прямозубої передачі приймають допустиме контактне напруження того зубчастого колеса (шестірні або колеса), для якого воно менше.

Для косозубої передачі приймають умовне допустиме контактне напруження, яке визначається за формулою

$$\sigma_{HP} = 0,45 \cdot (\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}), \quad (1.8)$$

де σ_{HP1} - допустиме контактне напруження для матеріалу шестірні;

σ_{HP2} - допустиме контактне напруження для матеріалу колеса.

При цьому повинна виконуватись умова

$$\sigma_{HP} \leq 1,23 \sigma_{HP \min}. \quad (1.9)$$

де $\sigma_{HP \min}$ - менше із двох значень σ_{HP1} або σ_{HP2} .

Міжосьова відстань виходячи з умови контактної витривалості активних поверхонь зубців

$$a_w = K_A \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{\sigma_{HP}^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}}, \text{ мм}, \quad (1.10)$$

де K_A - допоміжний коефіцієнт. Для прямозубих передач $K_A = 495, \text{МПа}^{1/3}$, для косозубих передач $K_A = 430, \text{МПа}^{1/3}$;

u – передаточне число передачі;

T_2 – крутний момент на валу колеса, Н·м;

ψ_{ba} - коефіцієнт ширини зубчастого вінця, який в залежності від конструктивних особливостей передачі може приймати значення $\psi_{ba} = 0,2 \dots 0,4$, (табл.1.1):

Таблиця 1.1 – Значення коефіцієнта ψ_{ba}

Розміщення коліс	Симетричне	Несиметричне	Консольне
ψ_{ba}	0,315; 0,4	0,25; 0,315	0,2; 0,25
Більше з пари значень приймають при постійному навантаженні			

Граничні значення ψ_{ba} повинні бути такими, щоб виконувались умови: $\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u + 1) \leq 1,0$ - для прямозубих передач і $\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u + 1) \leq 1,5$ - для косозубих передач.

$K_{H\beta}$ - коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубчастого вінця, значення залежить від коефіцієнта ψ_{bd} , розміщення коліс відносно опор і твердості матеріалів коліс (табл. Б4, додаток Б);

Отримане значення округляється до найближчого більшого стандартного значення міжосьової відстані згідно ГОСТ 2185-66 (табл.Б5, додаток Б).

Модуль зачеплення вибирають в межах:

$$m' = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w, \text{ мм при HB} \leq 350 \quad (1.11)$$

$$m' = (0,0125 \dots 0,0315) \cdot a_w, \text{ мм при HB} > 350 \quad (1.12)$$

Отримане значення округляється до найближчого стандартного значення зі стандартного ряду (ГОСТ 9563-80) згідно табл.Б6, додаток Б.

Для косозубої передачі попередньо задаються кутом нахилу зубців β в межах $\beta = 8^\circ \dots 20^\circ$.

Визначаємо число зубців шестірні

$$z_1' = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{(u + 1) \cdot m_n}. \quad (1.13)$$

Округляємо отримане значення до найближчого цілого числа. При цьому слід забезпечити умову непідрізання ніжки зубців:

$$z_1 \geq z_{\min} = 17 \text{ - для прямозубої передачі;}$$

$$z_1 \geq z_{\min} = 17 \cdot \cos^3 \beta \text{ для косозубої передачі.}$$

Визначаємо число зубців колеса

$$z_2' = z_1 \cdot u. \quad (1.14)$$

Отримане число зубців також округлюємо до найближчого цілого числа.

Уточнюємо значення передаточного числа

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1} \quad (1.15)$$

Відхилення отриманого значення від заданого повинно бути не більше 2,5% при $u \leq 4,5$ і не більше 4% при $u > 4,5$.

Після уточнення обчислених параметрів зубчастого зачеплення для прямозубої передачі визначаємо фактичну міжосьову відстань

$$a_w = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}, \text{мм} \quad (1.16)$$

яку не коректуємо, навіть якщо вона не співпадає із стандартним значенням. Для косозубої передачі значення a_w залишається незмінним, а всі коректування z_1 , z_2 та m_n компенсуються відповідним значенням кута β .

Кінцеве значення кута нахилу зубців

$$\beta = \arccos \left(\frac{(z_1 + z_2) \cdot m_n}{2 \cdot a_w} \right). \quad (1.17)$$

Отримане значення кута β . повинно знаходитись в межах, які вище були вказані.

Основні розміри шестірні і колеса, мм:

- діаметри ділильні

$$d_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_1, \quad (1.18)$$

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_2; \quad (1.19)$$

- діаметри вершин зубців

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n, \quad (1.20)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n; \quad (1.21)$$

- діаметри впадин зубців

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n, \quad (1.22)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n. \quad (1.23)$$

- ширина зубчастого вінця колеса, мм

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w \quad (1.24)$$

- ширина зубчастого вінця шестірні, мм

$$b_1 = b_2 + 2 \cdot m \quad (1.25)$$

Сили, що діють в зачепленні коліс, Н:

- колова

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} \quad (1.26)$$

- радіальна

$$F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \quad (1.27)$$

де α - кут зачеплення, $\alpha = 20^\circ$;

- осьова

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta . \quad (1.28)$$

1.3 ВКАЗІВКИ ЩОДО ПІДГОТОВКИ ДО ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ

При підготовці до лабораторної роботи по визначенню геометричних параметрів зубчастої циліндричної передачі студент повинен вивчити розділ курсу “Деталі машин”, де викладений матеріал по зубчастим передачам ([1] стор.254...306) і опрацювати дані методичні вказівки. Необхідно згідно даних варіанту завдання, приведеного в табл.А1 додаток А, провести аналітичні розрахунки і визначити геометричні параметри і сили циліндричної передачі.

1.4 ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ

Включити комп'ютер. Після завантаження WINDOWS мишкою вибрати рядок “ПРОГРАМИ” з меню “ПУСК”. Після вибрати блок програм “APM Win Machine” та програму “APM Win Trans”.

З меню цієї програми відмітити “ТИП”, після цього “ПЕРЕДАЧІ”. З таблиці, яка висвічується на моніторі вибрати тип циліндричної передачі (прямозуба зовнішнього зацеплення або косо зуба зовнішнього зацеплення) і з меню таблиці натиснути “ВИБРАТИ”.

З меню програми знову відмічаємо “ТИП”, після цього “РОЗРАХУНОК”. На моніторі висвічується який з розрахунків ми можемо провести. Вибираємо “ПРОЕКТНИЙ” і мишкою відмічаємо його.

З меню програми відмічаємо “ДАНІ”. На моніторі висвічується таблиця вхідних даних, які вводимо згідно варіанту завдання (табл. А1 додаток А):

- момент на веденому валу, T_2 , Н·м;
- частоту обертання веденого вала, n_2 , хв⁻¹;
- передаточне відношення;
- необхідний ресурс передачі, год;
- число зацеплень шестірні і колеса;
- термообробка шестірні і колеса (покращення, гартування, азотування, цементация);
- режим роботи (постійний, важкий, середньомовірний, середньонормальний, легкий, особливо легкий);
- тип кріплення шестірні на валу (симметричний, несимметричний, консольний).

З меню таблиці вибираємо пункт “ЩЕ” і на моніторі з'являється таблиця додаткових даних. Вводимо:

- твердість поверхні зубців шестірні і колеса, HRC₃;
- значення модуля зацеплення, мм;
- коефіцієнт ширини зубчастого вінця;
- відмічаємо необхідність підбору стандартного міжосьового значення.

В таблицях відмічаємо напис “ПРОДОВЖИТИ”.

З меню програми вибираємо “РОЗРАХУНОК”. При умові правильного введення даних на моніторі висвічується напис “РЕЗУЛЬТАТИ”. З меню програми вибираємо “РЕЗУЛЬТАТИ”. На моніторі висвічується таблиця необхідних результатів розрахунку.

Відмічаємо ⊗:

- основні результати;
- параметри матеріалу;
- сили в зацепленні;

В меню таблиці відмічаємо напис “ПРОДОВЖИТИ” і почергово проглядаємо результати розрахунку.

Виводимо на друк результати розрахунків.

Проводимо декілька аналогічних розрахунків кожен раз змінюючи одне із вхідних даних за вказівкою викладача, наприклад, крутний момент на веденому валу. Визначаємо як змінюється при цьому міжосьова відстань. Будуємо графік залежності міжосьової відстані від крутного моменту на веденому валу.

1.5 ОФОРМЛЕННЯ ЗВІТУ

Звіт про виконання лабораторної роботи студент повинен оформити акуратно, грамотно, згідно з вимогами ЄСКД. Звіт має містити:

1.5.1. Титульну сторінку (додаток Г).

1.5.2. Розрахунки геометричних параметрів і сил зубчастої циліндричної передачі виконаних аналітично.

1.5.3. Розрахунки геометричних параметрів і сил циліндричної передачі виконаних з допомогою ЕОМ.

1.5.4. Порівняння розрахунків виконаних двома методами.

1.5.5. Навести графік залежності міжосьової відстані від одного із змінених даних за вказівкою викладача і висновок.

1.6 КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1.6.1 Назвіть переваги і недоліки косозубої зубчастої передачі перед прямозубою.

1.6.2 Назвіть переваги і недоліки шевронної зубчастої передачі перед косозубою.

1.6.3 Сформулюйте основну теорему зачеплення.

1.6.4 Охарактеризуйте параметри, від яких залежать допустимі контактні напруження.

1.6.5 Чому рекомендується брати для шестірні матеріал вищої твердості, ніж для колеса?

1.6.6 Дайте визначення всім основним геометричним параметрам евольвентного зубчастого зачеплення.

1.6.7 Які кола зубчастих коліс і в яких випадках називають початковим і ділільним? Приведіть залежність між модулем і ділільним діаметром.

1.6.8 Чому не рекомендується приймати кількість зубців шестірні менш як 17?

1.6.9 Який модуль косозубої передачі звичайно стандартизований і чому?

1.6.10 Яка залежність між торцевим і нормальним модулем?

1.6.11 Який кут нахилу зубців може бути в косозубій передачі?

1.6.12 Запишіть формули для визначення основних розмірів вінців циліндричних коліс.

1.6.13 У чому полягає суть проектного розрахунку косозубої циліндричної передачі?

1.6.14 Які сили виникають у зачепленні циліндричних прямозубих коліс? За якими формулами обчислюють ці сили? Покажіть напрями цих сил на відповідному рисунку.

1.6.15 Які сили виникають у зачепленні циліндричних косозубих коліс? За якими формулами обчислюють ці сили? Покажіть напрями цих сил на відповідному рисунку.