

РОЗРАХУНОК ЗУБЧАСТИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПЕРЕДАЧ

**Методичний посібник для курсового проектування
з деталей машин**

ЗМІСТ

ВСТУП	4
1 Вибір матеріалів зубчастих коліс	5
2 Строк служби передачі.....	6
3 Розрахунок допустимих напружень.....	7
4 Розрахунковий обертаючий момент.....	8
5 Міжосьова відстань із умови контактної міцності.....	9
6 Модуль зачеплення.....	10
7 Визначення числа зубів.....	10
8 Геометричні розміри зубчастих коліс.....	12
9 Колова швидкість передачі.....	12
10 Зусилля у зачепленні.....	12
11 Перевірка передачі по контактним напруженням.....	13
12 Перевірка зубів на згин.....	14
Література.....	15
Додаток А Матеріал для виготовлення зубчастих коліс.....	16
Додаток Б Коефіцієнти відносної ширини колеса.....	19
Додаток В Параметри зубчастих передач. Витяги з держстандартів	20
Додаток Г Коефіцієнти концентрації навантаження по довжині зуба	21
Додаток Д Коефіцієнти для перевірного розрахунку зубчастих передач	22
Додаток Е Коефіцієнт форми зуба циліндричного зубчастого зачеплення	23

ВСТУП

Зубчасті передачі становлять найбільш поширену важливу групу механічних передач. Їх застосовують у широкому діапазоні умов роботи та навантажень, колових швидкостей та обертаючих моментів. Згідно з [1] обертаючі моменти, які можуть передавати зубчасті передачі практично не мають меж (до 10^7 Н·м). Колова швидкість передач 7-ї нормальної ступені точності досягає 12 м/с для коліс з прямим зубом і 20 м/с – з непрямым, для 6-ї підвищеної ступені точності ці значення відповідно складають 20 і 30 м/с. Передаточні числа звичайно обмежуються габаритами і призначенням передачі (в коробках швидкостей до 4...5, а в приводах столів верстатів та механізмах повороту кранів до 20 і більше). В редукторних передачах для проміжних та тихохідних ступіней граничне значення передаточного числа 5,6...6,3, для швидкохідних 6,3...8,0. Циліндричні передачі з евольвентним профілем зубів входять до складу практично усіх видів машин і механізмів від приладів до продукції важкого машинобудування.

На роботоздатність зубчастих передач у першу чергу впливають контактні напруження σ_H в поверхневих шарах зубів та напруження згину σ_F в поперечному перерізі зуба. Обидва види напружень, перемінні у часі, можуть бути причиною руйнування зубів від втоми. Напруження згину приводять до зламу зуба, як правило, біля ніжки, а контактні напруження – викришування поверхні зуба від втоми (pitting). Основним розрахунком закритих зубчастих передач, які добре змащуються і надійно захищені від забруднень, є розрахунок передачі на контактну міцність з перевіркою зубів на згин.

Даний методичний посібник призначено для виконання курсового проекту з дисципліни "Деталі машин". Посібник складено на основі методики розрахунку ГОСТ 21354-87, в ньому враховано деякі спрощення і узагальнення, що викладені в підручниках та посібниках [1-4], які рекомендовано у відповідності з програмою навчання по спеціальності "Механізація сільського господарства".

Методичний посібник може бути використано студентами інших спеціальностей, а також при виконанні курсових проектів по інших дисциплінам та дипломного проекту.

РОЗРАХУНОК ЗУБЧАСТОЇ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ

Задача розрахунку: Вибрати матеріали для зубчастих коліс; визначити основні геометричні та кінематичні параметри передачі; прийняти ступінь точності коліс; вичислити зусилля в зачепленні; перевірити передачу по контактним напруженням і напруженням згину.

Вихідні дані:

Тип передачі – прямозуба (косозуба, шевронна)

Момент обертаючий на колесі, номінальний – T_{2H} , Н·м.

Частота обертання колеса – n_2 , об/хв

Передаточне число передачі – U

Строк служби – t_p , років

Число робочих змін – K_{3M}

Короточасні перевантаження – Π , %

Розташування коліс відносно опор – симетричне
(несиметричне, консольне)

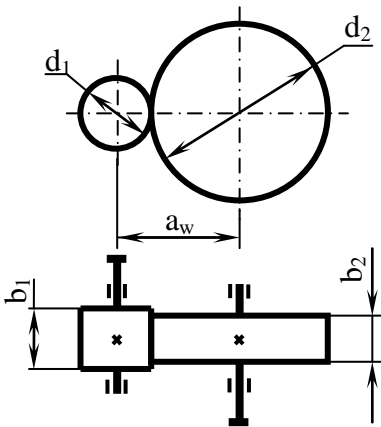


Рисунок 1 – Схема зубчастої передачі

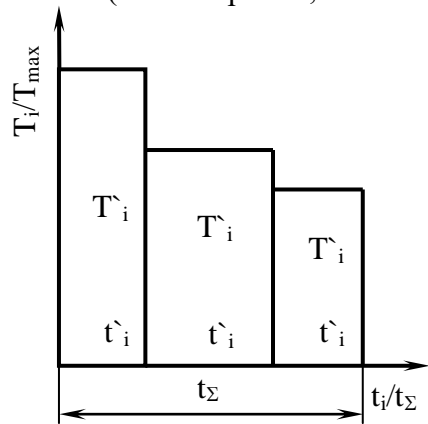


Рисунок 2 – Графік навантаження зубчастої передачі

1 Вибір матеріалу зубчастих коліс

Основний матеріал для виготовлення зубчастих коліс силових передач - сталі, які піддаються термічній та хіміко-термічній обробці. З'ясовано, що контактна міцність зубів залежить від твердості їх поверхні. Правильний підбір твердості дає змогу одержати мінімальні габарити та масу коліс.

В залежності від твердості сталі зубчасті колеса поділяють на дві основні групи: твердістю ≤ 350 НВ – зубчасті колеса з термообробкою нормалізація або поліпшення і твердістю >350 НВ – після загартування (об'ємного, поверхневого) та хіміко-термічної обробки (цементації, азотування, ціанування тощо). Ці групи відрізняються технологією виготовлення, здатністю опиратись навантаженню, здатністю до взаємної припрацьовуваності. Шестерня і колесо у зачепленні можуть бути як з одної групи, так і з різних груп.

У зв'язку з тим, що зуби шестерні навантажуються частіше чим зуби колеса, твердість матеріалу шестерні повинна бути вищою за твердість матеріалу колеса. Це досягається за рахунок раціонального підбору матеріалу і термообробки. Для прямозубих передач рекомендують вибирати твердість матеріалу шестерні на декілька десятків одиниць НВ вищою чим колеса, а для косозубих та шевронних передач з різницею $HV_1 - HV_2 > 100$ НВ ("високий перепад твердості").

Сталі, які рекомендують для виготовлення зубчастих коліс, види термообробки та основні механічні характеристики представлено у додатку А.

Запис характеристик матеріалів зубчастої пари слід провадити у такій послідовності:

-шестерня: сталь (марка), термообробка (вид), σ_B =(значення), σ_T =(значення), НВ (xxx...xxx), середнє \overline{HB} (значення)

-колесо: сталь (марка), термообробка (вид), σ_B =(значення), σ_T =(значення), НВ (xxx...xxx), середнє \overline{HB} (значення)

Середню твердість матеріалів \overline{HB} , \overline{HRC} , \overline{HV} треба обчислювати по формулам додатка А.

2 Строк служби передачі, L_h , годин

$$L_h = t_p \cdot D_p \cdot K_3 \cdot t_{zm} \quad (1)$$

де t_p – строк служби передачі в роках;

D_p – число робочих днів у році;

K_3 – число робочих змін;

t_{zm} – тривалість робочої зміни, годин.

Число циклів навантаження зубів колеса, N_i :

$$N = 60 \cdot n \cdot c \cdot L_h, \quad (2)$$

де n - частота обертання колеса, об/хв;

c - число зачеплень зуба за один оберт колеса.

3 Розрахунок допустимих напружень

3.1 Допустимі контактні напруження при розрахунку на втому

$$[\sigma]_i = \frac{\sigma_{i \text{ lim}} \cdot Z_R}{S_i} K_{iL}, \quad (3)$$

де $\sigma_{H \text{ lim}}$ - базова границя контактної витривалості при базовому

числі циклів навантаження $N_{HO}=10^7$ (додаток А);

Z_R - коефіцієнт, що враховує шорсткість поверхні зуба,

$Z_R = 1,0$ - при шевінгуванні зубів ($R_a = 1,25 \dots 0,63$ мкм);

$Z_R = 0,95$ - при тонкому струганні, фрезеруванні
та шліфуванні ($R_a = 2,5 \dots 1,25$ мкм);

$Z_R = 0,9$ - при чистовому фрезеруванні або струганні
($R_a = 10,0 \dots 2,5$ мкм);

S_H - коефіцієнт запасу міцності, залежить від термообробки:

$S_H = 1,2$ - для поверхнево зміцнених зубів;

$S_H = 1,1$ - для об'ємно зміцнених зубів;

$S_H = 1,0$ - для нормалізованих та поліпшених.

K_{HL} - коефіцієнт довговічності передачі при розрахунку на контактну міцність

Коефіцієнт довговічності ураховує вплив строку служби передачі на її роботоздатність:

$$K_{HL} = m \sqrt{\frac{N_{HO}}{N}} \geq 1, \quad (4)$$

де m - показник степені, $m = 6$

N_{HO} - базове число циклів навантаження, $N_{HO} = 10^7$;

N - дійсне число циклів навантаження зубів (колеса вчислене по формулі 2).

Згідно методики розрахунку існує обмеження на величину коефіцієнта: $1,0 \leq K_{HL} \leq 2,4$. При розрахунковому значенні $K_{HL} < 1$ слід прийняти значення $K_{HL} = 1$.

При знаходженні параметрів прямозубих передач розрахунок на контактну міцність проводять по меншому значенню допустимих напружень. При розрахунку косозубих або шевронних передач, особливо з великим перепадом твердості, обчислення ведуть по середнім значенням напружень:

$$[\sigma]_f = \frac{[\sigma]_{f1} + [\sigma]_{f2}}{2} \leq 1,25 [\sigma]_{f \min} \quad (5)$$

де $[\sigma]_{H \min}$ - менше з двох значень допустимих напружень для колеса і шестерні, якщо ж $[\sigma]_H > 1,25 \cdot [\sigma]_{H \min}$, то приймається $[\sigma]_H = 1,25 \cdot [\sigma]_{H \min}$.

3.2 Допустимі контактні напруження для перевірки міцності зубів при перевантаженнях $[\sigma]_{H \max}$ вибираються по додатку А.

3.3 Допустимі напруження згину

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F \lim} \cdot K_{FC} K_{FL}}{S_F} \quad , \quad (6)$$

де $\sigma_{F \lim}$ - базова границя витривалості по напруженням згину при числі циклів навантаження $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ (додаток А);
 K_{FC} - коефіцієнт, що урахує двостороннє навантаження зуба (коефіцієнт реверсивності): при односторонній роботі зубів $K_{FC} = 1$, при двосторонній $K_{FC} = 0,7 \dots 0,8$;
 S_F - коефіцієнт запасу міцності, для литих заготовок зубчастих коліс $S_F = 2,2$, для поковок і штамповок $S_F = 1,7$;
 K_{FL} - коефіцієнт довговічності при розрахунку на згин.

$$K_{FL} = m \sqrt{\frac{N_{FO}}{N}} \geq 1, \quad (7)$$

де m – показник степені: для загартованих сталей $m = 9$, для нормалізованих та поліпшених $m = 6$;

N_{FO} - базове число циклів навантаження, $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$

При $K_{FL} < 1$ слід прийняти $K_{FL} = 1$. Максимальне значення $K_{FL} < 2$.

3.4 Допустимі напруження згину для перевірки міцності зубів при перевантаженнях $[\sigma]_{F \max}$ вибираються по додатку А.

4 Розрахунковий обертаючий момент

Якщо у процесі експлуатації передачі, навантаження не має постійного характеру і може бути описане за допомогою графіка навантаження, то розрахунок ведеться по розрахунковому значенню обертаючого моменту:

$$T_2 = T_{2f} \cdot K_E, \quad (8)$$

де K_E – коефіцієнт еквівалентності навантаження

$$\hat{E}_A = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^n (T_i/T_{\max})^3 \cdot t_i/t_{\Sigma}}, \quad (9)$$

де T_i – поточне значення обертаючого моменту, який на даний час передається зачепленням, Н·м;

t_i – час дії поточного обертаючого моменту, годин;

T_{\max} – максимальне значення обертаючого моменту,

$T_{\max} = T_{2H}$ (дивися вихідні дані);

t_{Σ} – сумарний час роботи передачі, годин.

Часто графік навантаження будують у координатах з відносних одиниць моментів і часу, (як на рисунку 2) тобто:

$$\dot{O}'_3 = \dot{O}_3/T_{\max} \quad i \quad t'_i = t_i/t_{\Sigma},$$

в цьому випадку формула (9) має вид:

$$K_E = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^n (T'_i)^3 \cdot t'_i}. \quad (9a)$$

5 Міжосьова відстань передачі з умови контактної міцності:

$$a_w = K_a \cdot (U \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{U^2 \cdot [\sigma]_H^2 \cdot \psi_{ba}}}, \quad (10)$$

де K_a – коефіцієнт міжосьової відстані, для косозубих сталевих коліс $K_a = 43,5$ для прямозубих $K_a = 49,5$;

T_2 – розрахунковий момент на колесі, при відсутності графіка навантаження приймається $T_2 = T_{2H}$, Н·мм;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт концентрації навантаження по довжині зуба, приймається попередньо $K_{H\beta} = 1,1 \dots 1,3$;

ψ_{ba} – коефіцієнт ширини колеса, приймається по додатку Б.

Примітка: Знак "+" у формулі (10) застосовують при розрахунку зубчастої передачі з зовнішнім зачепленням, знак "-" з внутрішнім.

Розрахункове значення міжосьової відстані слід округлити до стандартного значення згідно ГОСТ 2185-66 (додаток В).

6 Модуль зачеплення

6.1 Для силових передач рекомендують приймати нормальний модуль із діапазону:

$$m_n = (0,01 \dots 0,02)a_w, \text{мм} \quad (11)$$

Прийнятий нормальний модуль повинен відповідати стандарту ГОСТ 9563-60 (додаток В). Для силових зубчастих передач рекомендують $m_n \geq 1,5$ мм.

6.2 При розрахунку косозубого або шевронного зачеплення слід визначити значення колового (торцевого) модуля

$$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}, \quad (12)$$

де β - кут нахилу зубів, для косозубих коліс приймають в межах $8 \dots 22^\circ$, а для шевронних до 30° .

7 Визначення числа зубів

7.1 Сумарне число зубів шестерні та колеса

$$Z_c = \frac{2a_w}{m_t} \quad (13)$$

При розрахунку прямозубих коліс слід пам'ятати, що для них $m_t = m_n$, причому значення модуля рекомендують вибирати так, щоб Z_c було б, по можливості цілим числом.

Для косозубих і шевронних передач розрахункове значення Z_c округлити до цілого числа (у ближчу сторону)

7.2 Уточнене значення колового (торцевого) модуля

$$m_t = \frac{2a_w}{Z_c} \quad (14)$$

де Z_c – прийняте сумарне число зубів (ціле число).

7.3 Уточнене значення кута нахилу зубів

$$\beta^\circ = \arccos \frac{m_n}{m_t} \quad (15)$$

Значення кута нахилу визначити у градусах, кутових хвилинах і секундах.

7.4 Число зубів шестерні

$$Z_1 = \frac{Z_c}{U \pm 1} \quad (16)$$

Примітка: Знак "-" у формулі (16) застосовують при розрахунку зубчастої передачі з внутрішнім зачепленням.

Число зубів шестерні округляють до цілого числа по правилам округлення. Слід витримувати співвідношення $Z_1 \geq Z_{\min}$, де Z_{\min} - мінімальне число зубів із умови не підрізання ніжки зуба. Для прямозубих коліс $Z_{\min} = 17$, для косозубих і шевронних $Z_{\min} = 17 \cos^3 \beta$.

Якщо ж $Z_1 \leq Z_{\min}$ слід або повернутись до п.6 розрахунку і вибрати менше значення модуля по ГОСТ 9563-60, або передбачити у розрахунку зміщення початкового контуру зубчастих коліс, тобто провести модифікацію (корегування) профілю зачеплення.

При висотному корегуванні, яке застосовують щоб не допустити підрізання зубів шестерні і підвищити їх зламну міцність, інструмент зміщують на величину $X_1 \cdot m$, де X_1 – коефіцієнт зміщення для шестерні. Його значення визначається по формулі:

$$X_1 = \frac{17 - Z_1}{17} \leq 0,6 \quad (17)$$

для колеса зовнішнього зачеплення коефіцієнт корегування $X_2 = -X_1$; При висотному корегуванні значення міжосьової відстані не змінюється.

7.5 Число зубів колеса

$$Z_2 = Z_c - Z_1 \quad (18)$$

7.6 Фактичне передаточне число

$$U_{\phi} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (19)$$

Погрішність передаточного числа

$$\Delta U = \frac{U - U_{\phi}}{U} 100\% \quad (20)$$

Погрішність не повинна перевищувати $\pm 4\%$, при значенні $\Delta U > 4\%$ слід повторити розрахунки пункту 7, прийнявши інше число зубів шестерні.

8 Геометричні розміри зубчастих коліс

8.1 Ділильні діаметри

$$d_1 = \frac{m_n \cdot Z_1}{\cos\beta} \qquad d_2 = \frac{m_n \cdot Z_2}{\cos\beta} \qquad (21)$$

8.2 Діаметри кіл виступів, d_a та западин, d_f

$$d_{a1} = d_1 + 2 (1+X_1)m_n \qquad d_{a2} = d_2 + 2 (1+X_2)m_n \qquad (22)$$

$$d_{f1} = d_1 - (2,5-2X_1)m_n \qquad d_{f2} = d_2 - (2,5-2X_2)m_n \qquad (23)$$

Якщо корегування профілю зубів не передбачено і $X_1 = X_2 = 0$ діаметри виступів та западин обчислюються по спрощеним формулам:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n \qquad d_{a2} = d_2 + 2m_n \qquad (22a)$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n \qquad d_{f2} = d_2 - 2,5m_n \qquad (23a)$$

8.3 Ширина:

$$\text{- колеса} \quad b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w \qquad (24)$$

$$\text{- шестерні} \quad b_1 = b_2 + (2...5) \text{ мм} \qquad (25)$$

8.4 Коефіцієнт ширини шестерні

$$\psi_{bd} = \frac{b_2}{d_1} \qquad (26)$$

9 Колова швидкість передачі, м/с

$$V = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000} \qquad (27)$$

По значенню колової швидкості і призначення передачі з додатку В приймається степінь точності по ГОСТ 1643-81. Для підвищення кінематичних показників передачі не рекомендують приймати степінь точності нижчу за 8-у.

10 Зусилля у зачепленні

10.1 Колові, F_t

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} \qquad (28)$$

де T_2 – момент обертаючий на колесі, Н мм

d_2 – ділильний діаметр колеса, мм

10.2 Радіальні, F_r

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \quad (29)$$

де α - кут зачеплення, $\alpha=20^\circ$ для стандартних зачеплень по ГОСТ 13755-81

10.3 Осьові (для косозубих передач), F_a

$$F_{a1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \beta \quad (30)$$

11 Перевірка передачі по контактним напруженням

11.1 Умова контактної міцності

$$\sigma_H = \frac{K_H}{a_w \cdot U_{\hat{O}}} \sqrt{\frac{(U_{\hat{O}} \pm 1)^3 \cdot T_{2P} K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} \cdot K_{H\alpha}}{b_2}} \leq [\sigma]_H \quad (31)$$

де σ_H – контактні напруження, що діють у зачепленні, МПа;

K_H – коефіцієнт, для прямозубих коліс $K_H=320$,

для косозубих $K_H=270$;

T_{2P} – розрахунковий обертаючий момент на колесі, Н·мм;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт концентрації навантаження по довжині зуба колеса, уточнене значення якого вибирається по додатку Г;

$K_{H\nu}$ – коефіцієнт динамічності навантаження (додаток Д);

$K_{H\alpha}$ – коефіцієнт розподілу навантаження поміж зубами,

для прямозубих коліс $K_{H\alpha}=1$,

для косозубих приймають по додатку Д;

b_2 – ширина колеса, мм.

11.2 Завантаження передачі по контактним напруженням

$$Q_{\hat{I}} = \frac{\sigma_{\hat{I}}}{[\sigma]_{\hat{I}}} 100\% \quad (32)$$

Передача вважається раціонально розрахованою при її завантаженні по контактних напруженнях в межах 90...105%, якщо ж завантаження досягає 110...115% можна збільшити ширину колеса (b_2), при більших значеннях завантаження слід прийняти більшу стандартну міжосьову відстань (a_w) у пункті 5 і повторити розрахунки.

11.3 Перевірка зачеплення при перевантаженнях

$$\sigma_{i \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{\ddot{i}}{100}} \leq [\sigma]_{i \max} \quad (33)$$

де Π – короткочасні перевантаження, % (дивися вихідні дані)

12 Перевірка зубів зачеплення на згин

12.1 Умова міцності зубів колеса на згин

$$\sigma_{F2} = \frac{F_{t2} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot K_{F\alpha} Y_{F2}}{b_2 \cdot m_n} \leq [\sigma]_{F2} \quad (34)$$

де σ_{F2} – напруження згину, що діють у перерізі зуба колеса;

$[\sigma]_{F2}$ – допустимі напруження на згин для матеріалу колеса;

F_{t2} – колова сила на колесі, Н;

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт концентрації навантаження по довжині зуба колеса при розрахунку на згин (додаток Г);

K_{FV} – коефіцієнт динамічності навантаження (додаток Д);

$K_{F\alpha}$ – коефіцієнт розподілу навантаження поміж зубами,

для прямозубих коліс $K_{F\alpha}=1$,

для косозубих приймають по додатку Д;

Y_{F2} – коефіцієнт форми зуба колеса (додаток Е), для косозубих і шевронних передач вибирається у залежності від еквівалентного числа зубів $Z_E=Z/\cos^3\beta$;

b_2 – ширина колеса, мм;

m_n – модуль нормальний зачеплення.

12.2 Умова міцності зубів шестерні на згин

$$\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F2} \cdot Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma]_{F1} \quad (35)$$

де Y_{F1} – коефіцієнт форми зуба шестерні (додаток Е).

Якщо умова міцності не виконується слід повернутися до п.6, прийняти більший стандартний модуль і повторити розрахунки.

Для полегшення подальших розрахунків та виконання графічної частини курсового проекту результати розрахунку зубчастої передачі варто представити у формі таблиці 1.

Таблиця 1 – Основні параметри зубчастої передачі

Параметри передачі	Значення параметра для:	
	шестерні	колеса
1 Діаметр діляльного кола, мм	$d_1=$	$d_2=$
2 Діаметр кола виступів, мм	$d_{a1}=$	$d_{a2}=$
3 Діаметр кола западин, мм	$d_{f1}=$	$d_{f2}=$
4 Ширина зубчастого вінця, мм	$b_1=$	$b_2=$
5 Число зубів	$Z_1=$	$Z_2=$
6 Модуль нормальний, мм	$m_n=$	
7 Модуль торцевий, мм	$m_t=$	
8 Кут нахилу зуба, град. хв. сек.	$\beta=$	
9 Міжосьова відстань, мм	$a_w=$	
10 Зусилля у зачепленні, Н:	$F_{t1}= F_{t2}=$	
- колові		
- радіальні	$F_{r1}= F_{r2}=$	
- осьові	$F_{a1}= F_{a2}=$	

Висновок: (Зробити аналіз і дати оцінку приведеному розрахунку зубчастої передачі)

Список літератури

1. Решетов Д.Н. Детали машин. –М.: Машиностроение, 1989. –496 с.
2. Иванов М.Н. Детали машин. -М.: Высшая школа, 1991. – 383 с.
3. Проектирование механических передач./С.А.Чернавский, Г.А.Сенсарев, Б.С.Козинцев и др. –М.: Машиностроение. 1984. –560 с.
4. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. –М.: Высшая школа, 1985. –415 с.

Додаток А
(довідковий)

Вибір матеріалу для виготовлення зубчастих коліс

Таблиця А1 - Механічні характеристики сталей

Марка сталі	Діаметр заготовки	Термообробка	Границя міцності σ_B , МПа	Границя текучості σ_T , МПа	Твердість, НВ (HRC) [HV]	
					серцевини	поверхні
1	2	3	4	5	6	7
Сталь 45	до 100	Нормалізація	590	300	187-217	
	100-300		570	290		
	300-500		550	280		
	60-90	Поліпшення	800	440	207-238	
90-120	780		390	194-222		
160-260	700		340	180-207		
-	Гартування об'ємне	900	650	(40-50)		
-	Гартування СВЧ	750	450	207-238	(45-55)	
Сталь 50	до 100	Нормалізація	610	330	180-220	
	100-300		590	300		
	300-500		570	280		
	до 200	Поліпшення	790	540	253-310	
-	Гартування об'ємне	910	650	(41-53)		
любий	Гарт. СВЧ	760	460	353-310	(50-57)	
Сталь 30ХГС	до 80	Нормалізація	980	740	215-229	
	100-180		900	690		
180-250	780		640			
до 140	Поліпшення	1080	840	235-280		
150-300		930	740			
Сталь 35Х	до 80	Нормалізація	940	740	190-241	
	80-100		740	490		
	100-200		690	440		
до 200	Поліпшення	740	490	220-260		
-	Ціанування	820	790	220-250	(48-66)	

Продовження таблиці А1

1	2	3	4	5	6	7
Сталь 40Х	до 60	Нормалізація	980	790	200-230	
	100-200		760	490		
	200-300		740	490		
	до 120	Поліпшення	930	690	257-285	
	120-150		880	590	243-271	
	180-250		780	490	215-248	
	-	Гарт. об'ємне	980	830	(45-50)	(50-55)
-	Гарт. СВЧ	740	490	257-285	(48-66)	
-	Ціанування	880	640	257-285	(48-66)	
-	Азотування	840	700	(30-35)	[550-750]	
Сталь 40ХН	до 60	Нормалізація	980	790	220-250	
	60-100		840	590		
	100-300		790	570		
	до 150	Поліпшення	930	690	265-295	
	150-180		880	590	250-280	
	180-250		840	540	235-265	
-	Гарт. об'ємне	980	830	(45-50)		
-	Гарт. СВЧ	790	540	250-280	(51-62)	
-	Ціанування	905	690	250-280	(50-64)	
Сталь 50Г	до 150	Нормалізація	840	400	190-229	
	150-400		800	370		
	до 100	Поліпшення	890	600	241-285	
	100-200		830	560		
20Г, 12ХН2, 18Х, 18ХГТ, 20Х	-	Цементация	410	240	(30-35)	(58-63)
	-		450	270		(58-63)
	-		780	590		(53-58)
	-		690	490		(58-63)
	-		980	830		(58-60)
	-		780	640		(54-62)
	-		790	590		(54-62)
38ХМА 40ХФА	-	Азотування	880	740	(30-35)	[700-950]
	-		840	700		[550-750]
25ХГМ 30ХГТ	-	Нітроцементация	860	690	(30-35)	(56-63)
	-		870	680		

Таблиця А2 – Механічні характеристики відливок з вуглецевої і легованої сталі

Марка сталі	Термообробка	Границя міцності σ_B , МПа	Границя текучості σ_T , МПа	Твердість, НВ
35Л	Нормалізація	490	270	145-155
40Л		520	290	147-156
45Л		540	310	155-170
50Л		570	330	175-186
55Л		590	340	156-217
35ГЛ	Поліпшення	590	340	174-217
35ХГСЛ		790	590	202-220
35ХНЛ		690	490	219-269
40Г2Л		630	320	190-225

Таблиця А3 - Визначення базової границі витривалості сталі

Спосіб термічної або хіміко-термічної обробки	Твердість зубів		σ_{Hlim}	σ_{Flim}	$[\sigma]_{Hmax}$	$[\sigma]_{Fmax}$
	серцецевини	поверхні				
Нормалізація, поліпшення	≤ 350		$2\overline{HB}+70$	$\overline{HB}+260$	$2.8\sigma_T$	$2,7\overline{HB}$
Гартування об'ємне	38-50HRC		$18\overline{HRC}+150$	500-550		1400
Гартування поверхневе	27-35 HRC	40-50 HRC	$17\overline{HRC}$	600-700	40HRC**	1260
Цементация	30-45 HRC	57-62 HRC	$23\overline{HRC}$	750-800		1200
Азотування	24-40 HRC	550-750 HV	$1.5\overline{HV}$	$12\overline{HRC}^*+43$		1000

Примітки: * твердість серцевини зуба

** твердість поверхні зуба

Середнє значення твердості при визначенні базових границь витривалості обчислюється по формулі:

$$\overline{H} = 0,227 H_{max} + 0,773 H_{min}$$

Додаток Б
(довідковий)

Коефіцієнти відносної ширини колеса

Методика розрахунків циліндричних зубчастих передач передбачає застосування двох коефіцієнтів відносної ширини колеса $\psi_{ba} = b_2/a_w$ і $\psi_{bd} = b_2/a_w$. Значення цих коефіцієнтів впливають на габарити та масу передачі, але, разом з цим, їх вибір залежить від жорсткості конструкції і твердості поверхні зубів.

Коефіцієнт ψ_{ba} входить до формули (10) і його значення стандартизовано ГОСТ 2185-66:

0,1; 0,125; 0,16; 0,20; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25

При виборі ψ_{ba} слід дотримуватись такої послідовності:

- 1) По таблиці Б1 вибрати діапазон значень ψ_{ba} , що рекомендовано;
- 2) По ГОСТ 2185-66 вибрати значення, яке входить у діапазон;
- 3) По формулі $\psi_{bd} = 0.5\psi_{ba} (U \pm 1)$ визначити ψ_{bd} і його значення звірити із значенням $\psi_{bd \max}$ таблиці Б1.

Якщо $\psi_{bd} > \psi_{bd \max}$ слід вибрати менше стандартне значення коефіцієнта ψ_{ba} і повторити перевірку

Таблиця Б1 – Значення коефіцієнтів відносної ширини колеса

Розташування зубчастих коліс відносно опор	Позначення коефіцієнтів	Твердість поверхні зубів	
		$H_2 \leq 350$ або H_1 і $H_2 \leq 350$	H_1 і $H_2 > 350$
Симетричне	ψ_{ba}	0.315...0.5	0.25...0.315
	$\psi_{bd \max}$	1.2...1.6	0.9...1.0
Несиметричне	ψ_{ba}	0.25...0.4	0.2...0.25
	$\psi_{bd \max}$	1.0...1.25	0.63...0.8
Консольне	ψ_{ba}	0.2...0.25	0.16...0.20
	$\psi_{bd \max}$	0.63...0.71	0.45...0.55

Примітка:

1. Для шевронних коліс при b , що дорівнює сумі напівшевронів, значення ψ_{ba} слід збільшити у 1.3...1.4 рази;
2. При постійних навантаженнях варто приймати більші значення ψ_{ba} ;
3. Для багатоступінчастих редукторів у кожній подальшій ступіні приймати значення ψ_{ba} і ψ_{bd} на 20...30% більші чим у попередній.

Додаток В
(довідковий)

Параметри зубчастих передач. Витяги з держстандартів

Таблиця В1 - Міжосьові відстані циліндричних зубчастих передач
по ГОСТ 2185-66

												мм
1-й ряд	40	50	63	80	100	125	–	160	–	200	–	250
2-й ряд	–	–	–	–	–	–	140	–	180	–	225	–
1-й ряд	–	315	–	400	–	500	–	630	–	800	–	1000
2-й ряд	280	–	355	–	450	–	560	–	710	–	900	–

Таблиця В2 - Ряди модулів зачеплення по ГОСТ 9563-60

												мм
1-й ряд	1,0	–	1,25	–	1,5	–	2,0	–	2,5	–	3,0	
2-й ряд	–	1,125	–	1,375	–	1,75	–	2,25	–	2,75	–	
1-й ряд	–	4,0	–	5,0	–	6,0	–	8,0	–	10,0	–	12,0
2-й ряд	3,5	–	4,5	–	5,5	–	7,0	–	9,0	–	11,0	14,0

Таблиця В3 – Степінь точності зубчастих передач

Степінь точності по ГОСТ 1643-81	Колова швидкість, м/с		Область застосування
	прямозубі	косозубі	
6 (підвищена точність)	20	30	Швидкісні передачі, ділильні механізми
7 (нормальна точність)	12	20	Передачі при підвищених швидкостях і помірних навантаженнях, або на- впаки
8 (понижена точність)	6	10	Передачі загального ма- шинобудування
9 (грубі передачі)	3	5	Тихохідні передачі машин низької точності

Додаток Г
(довідковий)

Коефіцієнти концентрації навантаження по довжині зуба

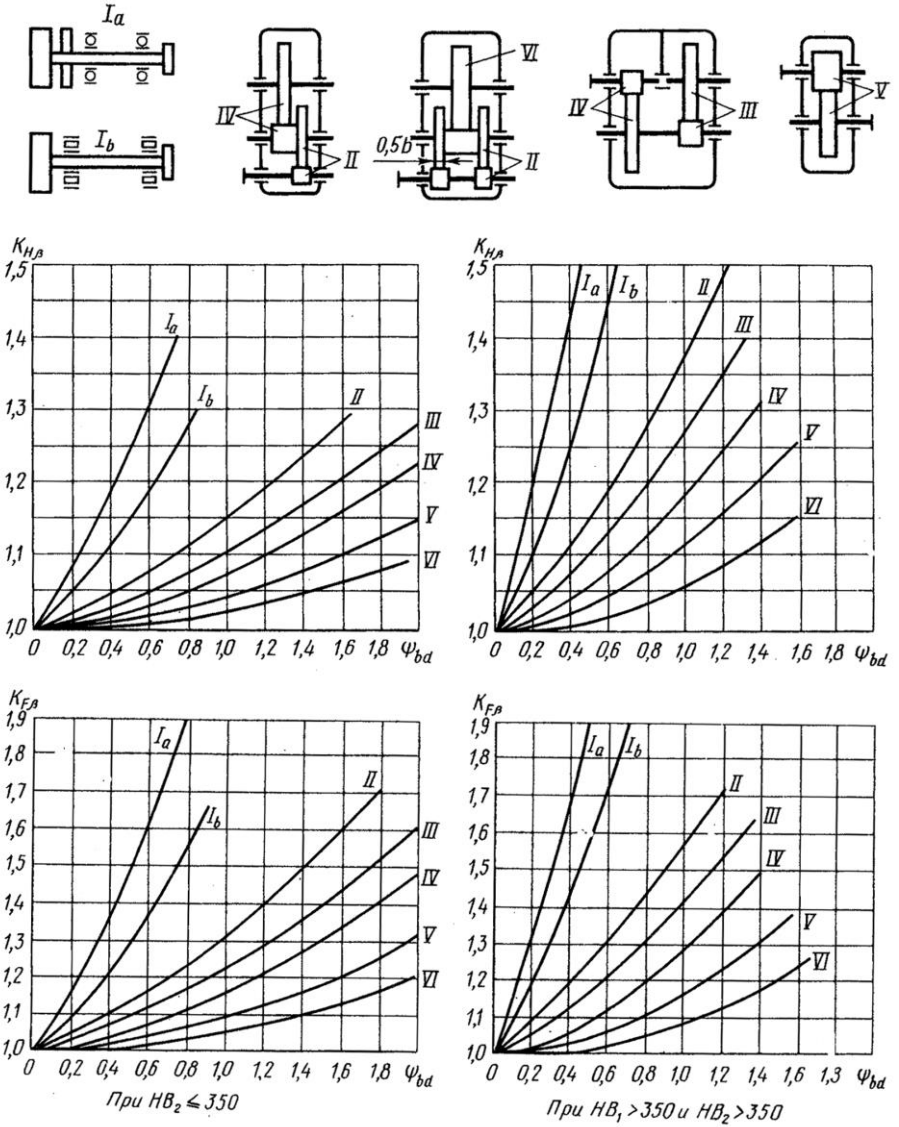


Рисунок Г1 – Графіки визначення коефіцієнтів концентрації навантаження по довжині зуба

Додаток Д
(довідковий)

Коефіцієнти для перевірконого розрахунку зубчастих передач
Таблиця Д1 - Коефіцієнт динамічного навантаження

Ступінь точності по ГОСТ1643-81	Твердість поверхонь зубів	$K_{H\alpha}$					$K_{F\alpha}$				
		Колова швидкість зачеплення V , м/с									
		1	2	3	5	10	1	2	3	5	10
6	H_1 і H_2 >350НВ	<u>1.02</u> 1.01	<u>1.04</u> 1.02	<u>1.06</u> 1.03	<u>1.10</u> 1.06	<u>1.20</u> 1.08	<u>1.02</u> 1.01	<u>1.04</u> 1.02	<u>1.06</u> 1.03	<u>1.10</u> 1.06	<u>1.20</u> 1.08
	H_1 і H_2 ≤350НВ	<u>1.03</u> 1.01	<u>1.06</u> 1.03	<u>1.09</u> 1.04	<u>1.16</u> 1.06	<u>1.32</u> 1.13	<u>1.06</u> 1.03	<u>1.12</u> 1.05	<u>1.19</u> 1.08	<u>1.32</u> 1.13	<u>1.64</u> 1.26
7	H_1 і H_2 >350НВ	<u>1.02</u> 1.01	<u>1.05</u> 1.02	<u>1.08</u> 1.03	<u>1.12</u> 1.05	<u>1.25</u> 1.10	<u>1.02</u> 1.01	<u>1.05</u> 1.02	<u>1.07</u> 1.03	<u>1.12</u> 1.05	<u>1.25</u> 1.10
	H_1 і H_2 ≤350НВ	<u>1.04</u> 1.02	<u>1.08</u> 1.03	<u>1.12</u> 1.05	<u>1.20</u> 1.08	<u>1.40</u> 1.16	<u>1.08</u> 1.03	<u>1.16</u> 1.06	<u>1.24</u> 1.09	<u>1.40</u> 1.16	<u>1.80</u> 1.32
8	H_1 і H_2 >350НВ	<u>1.03</u> 1.01	<u>1.06</u> 1.02	<u>1.09</u> 1.03	<u>1.15</u> 1.06	<u>1.30</u> 1.12	<u>1.03</u> 1.01	<u>1.06</u> 1.03	<u>1.09</u> 1.04	<u>1.15</u> 1.06	<u>1.30</u> 1.12
	H_1 і H_2 ≤350НВ	<u>1.05</u> 1.02	<u>1.10</u> 1.04	<u>1.15</u> 1.06	<u>1.24</u> 1.10	<u>1.48</u> 1.19	<u>1.10</u> 1.04	<u>1.20</u> 1.07	<u>1.30</u> 1.11	<u>1.48</u> 1.19	<u>1.96</u> 1.38
9	H_1 і H_2 >350НВ	<u>1.03</u> 1.01	<u>1.07</u> 1.05	<u>1.10</u> 1.06	<u>1.17</u> 1.07	<u>1.35</u> 1.14	<u>1.03</u> 1.01	<u>1.07</u> 1.03	<u>1.10</u> 1.04	<u>1.17</u> 1.07	<u>1.35</u> 1.14
	H_1 і H_2 ≤350НВ	<u>1.06</u> 1.02	<u>1.11</u> 1.05	<u>1.16</u> 1.07	<u>1.28</u> 1.11	<u>1.56</u> 1.22	<u>1.11</u> 1.04	<u>1.22</u> 1.08	<u>1.33</u> 1.13	<u>1.56</u> 1.22	- 1.45

Примітка: У чисельнику значення коефіцієнтів для прямозубих коліс
у знаменнику – для косозубих

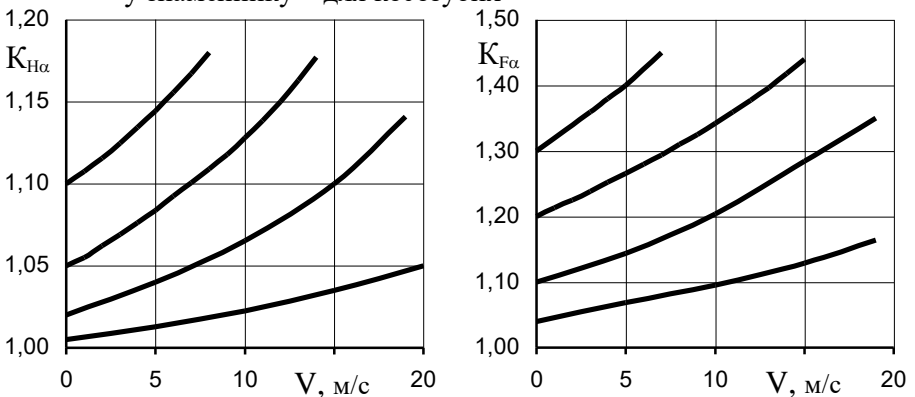
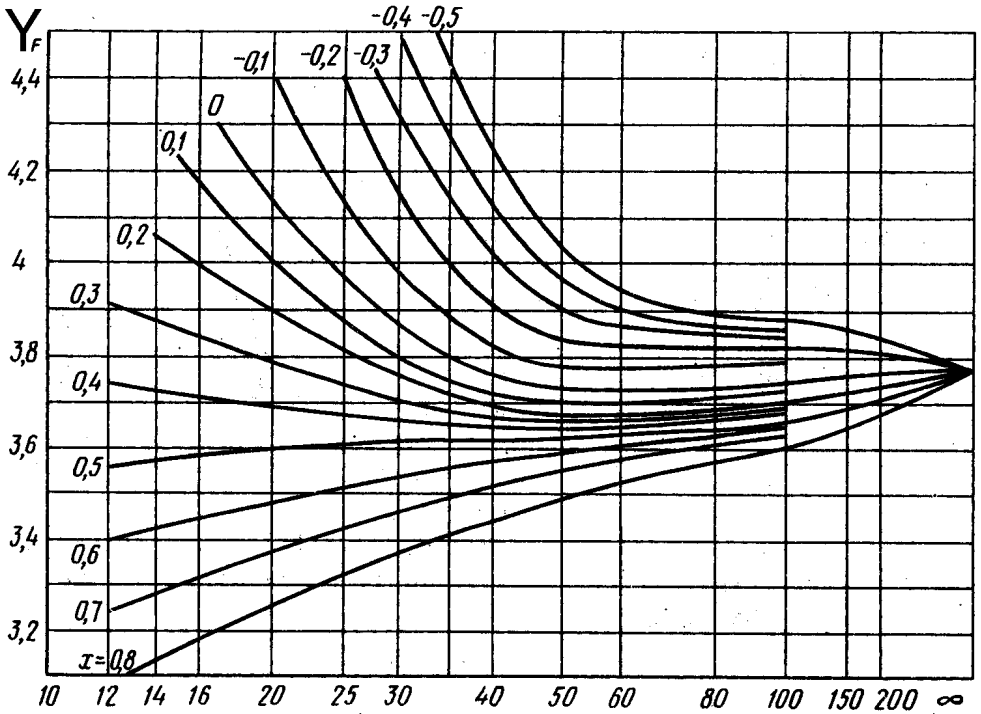


Рисунок Д1 – Коефіцієнт розподілу навантаження між зубами

Додаток Е
(довідковий)

Коефіцієнт форми зуба циліндричного зубчастого зачеплення



Примітка: для косозубих та шевронних передач коефіцієнт визначається в залежності від еквівалентного числа зубів $Z_E = Z / \cos^3 \beta$

Рисунок Е1 – Коефіцієнт форми зуба циліндричного зубчастого зачеплення