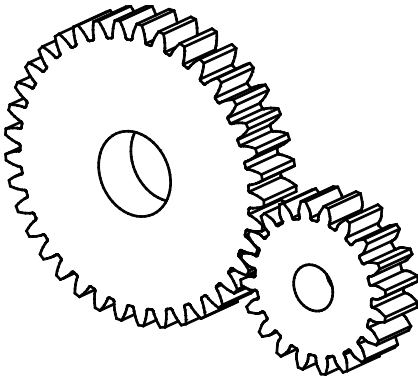
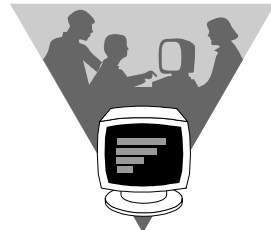


*Міністерство освіти України
Українська академія друкарства
Кафедра інженерної механіки*



МЕТОДИЧНИЙ ПОСІБНИК

*по розрахунку механічних передач
з дисципліни «Деталі машин та основи конструювання»
Видання друге*



Львів 2003

*Методичний посібник затверджений кафедрою деталей машин
Української академії друкарства 14 листопада 1996 р., протокол №3.*

Методичний посібник розробив
доцент **КОМАРОВ СЕРГІЙ МИХАЙЛОВИЧ**

Методичний посібник по розрахунку механічних передач для розрахункових робіт та курсового проектування з дисципліни " *Деталі машин* " для спеціальностей:

7.090223 - *Машини і технологія пакування*

7.090224 - *Поліграфічні машини та автоматизовані комплекси*

7.090202 - *Технологія машинобудування*

Комп'ютерна верстка зроблена в системі MS Word
Ілюстрації підготовлені в системі AutoCAD
Ілюстрації та верстка автора
Набір: Н.Магей
Редактори: Р.Курило, Л.Крамар

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗРАХУНОК ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ	4
1. КІНЕМАТИЧНИЙ І СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДА	4
1.1. ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА.....	4
1.2. РОЗБИВКА ПЕРЕДАТНОГО ЧИСЛА ПО СТУПЕНЯХ.	5
1.3. СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДА.	6
2. РОЗРАХУНОК ЦИЛІНДРИЧНИХ ПЕРЕДАЧ	8
2.1. ПРОЕКТНИЙ РОЗРАХУНОК.....	8
2.2. ПЕРЕВІРНИЙ РОЗРАХУНОК	11
2.3. ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ВІДКРИТИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПЕРЕДАЧ.	14
3. РОЗРАХУНОК КОНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ	16
3.1. ПРОЕКТНИЙ РОЗРАХУНОК.....	16
3.2. ПЕРЕВІРНИЙ РОЗРАХУНОК.	18
3.3. ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ВІДКРИТИХ КОНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ.....	20
4. РОЗРАХУНОК ЗАКРИТИХ ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ	22
4.1. ПРОЕКТНИЙ РОЗРАХУНОК.....	22
4.2. ПЕРЕВІРНИЙ РОЗРАХУНОК.	25
ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКІВ ПЕРЕДАЧ	27
5. ПРИКЛАД №1	27
5.1. ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА.....	27
5.2. КІНЕМАТИЧНИЙ І СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДА.....	28
5.3. РОЗРАХУНОК ЗАКРИТОЇ КОСОЗУБОЇ ПЕРЕДАЧІ.....	29
5.4. РОЗРАХУНОК ПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ.	35
<i>Варіант 1. Клинопасова передача.</i>	35
<i>Варіант 2. Зубчастопасова передача.</i>	37
6. ПРИКЛАД №2	40
6.1. ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА.....	41
6.2. КІНЕМАТИЧНИЙ І СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДА.....	41
6.3. РОЗРАХУНОК ЗАКРИТОЇ КОНІЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ.	42
6.4. РОЗРАХУНОК ЛАНЦЮГОВОЇ ПЕРЕДАЧІ.....	47
7. ПРИКЛАД №3	50
7.1. ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА.....	51
7.2. КІНЕМАТИЧНИЙ І СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДА.....	51

7.3. РОЗРАХУНОК ЧЕРВ'ЯЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ.	52
7.4 РОЗРАХУНОК ВІДКРИТОЇ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ПРЯМОЗУБОЇ ПЕРЕДАЧІ.....	59
ДОДАТОК 1	63
ДЕЯКІ ДОВІДКОВІ ДАНІ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ПЕРЕДАЧ	63
<i>Рекомендовані середні значення передатніх чисел і ККД</i>	
<i>механічних передач.</i>	63
<i>Вибір точності передач зачепленням в залежності від швидкості.....</i>	63
<i>Електродвигуни серії 4А.</i>	64
ДОДАТОК 2	64
ДЕЯКІ МАТЕРІАЛИ І ДОПУСТИМІ НАПРУЖЕННЯ ДЛЯ	
ЗУБЧАСТИХ ТА ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ.	64
<i>Матеріали і допустимі напруження для циліндричних та конічних</i>	
<i>зубчастих передач.</i>	66
<i>Матеріали та допустимі напруження для черв'ячних передач. ...</i>	69
ЛІТЕРАТУРА.	69

В С Т У П

Ця брошура являє собою друге видання методичного посібника по розрахунку механічних передач з дисципліни “Деталі машин та основи конструювання”, вид. УАД 1997 року.

За цей час посібник виявився дуже корисним для студентів ФПУ при виконанні домашніх завдань і курсового проекту з деталей машин та основ конструювання, курсових проектів з інших дисциплін, а також при підготовці до державного екзамену. У другому виданні виправлені всі помічені помилки та неточності.

Розрахунок зубчастих та черв'ячних передач привода можна виконати, користуючись тільки цим посібником. Для розрахунку інших типів передач, валів і підшипників необхідно мати довідкову літературу (див. список в кінці).

При оформленні розрахунково-пояснювальної записки можна користуватися прикладами, поданими нижче.

РОЗРАХУНОК ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ.

1. КІНЕМАТИЧНИЙ І СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДА.

1.1. Вибір електродвигуна.

Джерелом енергії для забезпечення потрібної потужності і частоти обертання привода є, як правило, асинхронний двигун. Частина потужності електродвигуна губиться в механічних передачах на тертя, розбризування масла, нагрів і т.д. Потужність електродвигуна:

$$N = \frac{N_{вих}}{\eta} \quad (1)$$

де - $N_{вих}$ потужність на вихідному валу (по завданню); η - загальний коефіцієнт корисної дії привода, що дорівнює добутку ККД складових елементів привода.

Рекомендовані середні значення ККД деталей механічних передач наведені в табл.1 (додаток 1).

За вирахуванням значенням потужності вибирають електродвигун. Для приводів загального призначення рекомендуються асинхронні двигуни з короткозамкненим ротором типу 4А за ГОСТ 19523-74. Ці двигуни виготовляються з наступною потужністю: **$N=1,1; 1,5; 2,2; 3,0; 4,0; 5,5; 7,5; 11,0; 15,0; 18,5; 22,0$ кВт**. Кожний двигун із цього ряду має 4 модифікації з частотою обертання $n=750; 1000; 1500; 3000$ об/хв. Наведені цифри показують синхронну швидкість обертання, тобто частоту обертання магнітного поля, або швидкість холостого ходу двигуна. Під навантаженням швидкість двигуна падає на 2...7 %. Частота обертання при номінальному навантаженні, маркірування двигуна, габаритні

розміри, маса і інші технічні дані наведені в каталогах (див. [2],[7],[9]). Характеристики деяких двигунів наведені в табл. 3 (додаток 1). Габаритні розміри і маса двигунів зменшуються із збільшенням числа обертів. Тому двигуни з $n=750$ об/хв слід брати в крайньому випадку. Потужність двигуна повинна бути рівною або більшою від обчисленої за формулою (1). Якщо найближча стандартна потужність двигуна значно більша від заданої, дозволяється приймати двигун з потужністю, меншою від заданої, однак перевантаження не повинно перевищувати 5% для уникнення перегріву обмоток двигуна. Вибір двигуна за частотою обертання належить проводити з урахуванням можливостей різних типів передач, які входять в привід по завданню (табл.1, дод.1).

Загальне передатне число привода знаходять за формулою:

$$u = \frac{n_1}{n_{вих}} = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_n \quad (2)$$

де $n_1, n_{вих}$ - відповідно числа обертів електродвигуна і вихідного валу;

$u_1, u_2 \dots u_n$ - передатні числа окремих передач.

Знаючи середні передатні числа з табл.1 і кількість обертів на виході згідно завдання, можна оцінити бажану частоту обертання двигуна. Інколи відповідними можуть бути два або навіть три двигуна. Як правило, перевагу слід віддати найбільш швидкохідному двигуну. Однак при цьому збільшується загальне передатне число привода, що в деяких випадках приводить до зменшення ККД і збільшення габаритів окремих передач, не дивлячись на менші розміри швидкохідного двигуна. Тому підбір двигуна обов'язково слід узгодити з консультантом.

1.2. Розбивка передатного числа по ступенях.

Після вибору двигуна уточнюємо передатне число і ділимо його між ступенями. Розбивка передатного числа - дуже важлива операція, так як від неї залежать розміри окремих передач, а, значить, і габаритні розміри привода в цілому. Слід пам'ятати основне правило: обертовий момент зростає в міру зменшення частоти обертання, тому найменше навантажена перша ступінь (передача), а найбільше - остання. Відомо, що підвищення передатного числа будь-якої механічної передачі приводить до збільшення її габаритних розмірів. Подібно на габаритні розміри передачі впливає і передавальний обертовий момент. Не можна забувати і про неоднакову навантажувальну здатність різних типів передач. При такому ж обертовому моменті і передатному числі найменші габаритні розміри має шевронна передача, дещо більші - косозуба (в 1,1 разів), за цим іде передача з внутрішнім зачепленням, прямозуба і конічна передачі. Діаметри коліс конічної передачі приблизно в 1,4...1,5 разів більші, чим у шевронної. Зірочки ланцюгової передачі в 2...3 рази більші відповідних прямозубих коліс, а шківні пасової передачі - в 3...5 разів. Із пасових передач найбільш компактною є поліклінова, за нею йдуть зубчастопасова, клинова і плоскопасова.

Рекомендуємо наступні правила розбивки загального передатного числа u . Менші значення передатних чисел з табл. 1 слід брати для останньої ступені, більші - для першої. У двох- і триступеневих редукторах для однакового занурювання коліс в масло їх діаметри повинні відрізнятись не більш, чим

на 30...40 мм і дещо збільшуватись від ступеня до ступеня. Для двохступеневого циліндричного редуктора приймають $u_1 = (1,2...1,3)\sqrt{u_p}$. Тут u_p - загальне передатне число редуктора, u_1 - передатне число першої ступені. Для конічно-циліндричного редуктора $u_1 = (0,9...1)\sqrt{u_p}$. Для співвісного редуктора $u_1 = (0,9...0,95)\sqrt{u_p}$. Для триступеневого циліндричного редуктора $u_2 = \sqrt[3]{u_p}$; $u_1 = (1,4...1,7)u_2$.

Якщо перший ступінь привода - пасова передача, її передатне число можна приймати близьким до максимального за табл. 1, але воно не повинно перевищувати передатне число зубчастої передачі в другій ступені, інакше ведений шків буде надто громіздким в порівнянні з корпусом редуктора. Якщо друга ступінь - пасова передача, а перша - зубчата, перша ступінь повинна мати значно більше передатне число, тобто $u_1 = (1,5...1,8)\sqrt{u}$, а $u_2 \leq 2$.

Якщо друга ступінь привода - ланцюгова передача, необхідно приймати $u_1 = (1,3...1,5)\sqrt{u}$.

Якщо ланцюговій передачі передують двохступеневий редуктор, приймаємо попередньо $u_3 = 2...3$, а далі розбиваємо передатне число редуктора. При правильній розбивці $u_1 > u_2 > u_3$. При неправильній розбивці ведена зірка ланцюгової передачі буде надто громіздкою.

Якщо в привід входить черв'ячна передача, раціонально її передатне число робити значно більшим від передатних чисел інших передач (в 6...20 разів). Приведені правила носять загальний характер. Для більш точної розбивки слід враховувати тип зубчастої і пасової передачі, а також особливості кожної конкретної схеми.

Після розбивки передатного числа по ступенях визначають частоту обертання (або кутову швидкість) кожного валу. Число обертів валу електродвигуна відоме. Числа обертів всіх наступних валів будуть менші в передатне число разів:

$$n_2 = \frac{n_1}{u_1}; n_3 = \frac{n_2}{u_2}; \dots n_n = \frac{n_{n-1}}{u_{n-1}} \quad (3)$$

Якщо всі обрахунки зроблені правильно, отримана з формули (3) частота обертання вихідного валу повинна співпасти із заданою, однак допускаються розходження в межах $\pm 5\%$.

1.3. Силовий розрахунок привода.

Мета силового розрахунку - визначення потужності і обертових моментів на валах. Як правило, електродвигун приймають із запасом, тобто його потужність дещо більша від заданої за формулою (1). Силовий розрахунок може

бути проведений двома різними шляхами. В приводах машин, що сприймають спокійне постійне навантаження (транспортери для штучних вантажів, підйомники, друкарські машини і т.п.) потужність на виході відповідає заданій. Електродвигун споживає з мережі необхідну електричну потужність, яка буде менша від номінальної, а двигун - недовантажений. В такому випадку вихідна потужність дорівнює вказаній в завданні, потужність на валу двигуна визначається за формулою (1). Потужності на проміжних валах підраховуються через ККД елементів привода:

$$N_2 = N_1 \cdot \eta_1; \quad N_3 = N_2 \cdot \eta_2 \dots \quad (4)$$

де, η_1 - ККД передач і підшипників, розташованих між першим і другим валом.

В машинах, навантаження яких може коливатися (каменедробарки, паперорізальні машини), а також якщо конструкція машини допускає перевантаження (конвеєри для сипучих вантажів, спроектовані із запасом продуктивності), навантаження, а, значить, і потужність на виході можуть перевищувати задану. Електродвигун починає споживати із мережі додаткову енергію, доки його потужність не досягне номінальної. В даному випадку потужність на валу електродвигуна відповідає номінальній по каталогу, а на вихідному валі дорівнює $N_n = N_1 \eta$, де N_1 — номінальна потужність електродвигуна.

Якщо в завданні не вказано застосування привода, розрахунок можна проводити одним із будь-яких двох способів: або по потужності двигуна, або по заданій потужності навантаження. Обертові моменти на валах розраховуються за формулами:

$$T_i = 10^3 \frac{N_i}{\omega_i} \quad \text{або} \quad T_i = 9550 \frac{N_i}{n_i} \quad (\text{Нм}) \quad (5)$$

де N_i — потужність на i -му валі, (кВт), n — частота обертання, об/хв; ω_i — кутова швидкість валу, сек^{-1} .

2. РОЗРАХУНОК ЦИЛІНДРИЧНИХ ПЕРЕДАЧ ЗА ГОСТ 21354-75*

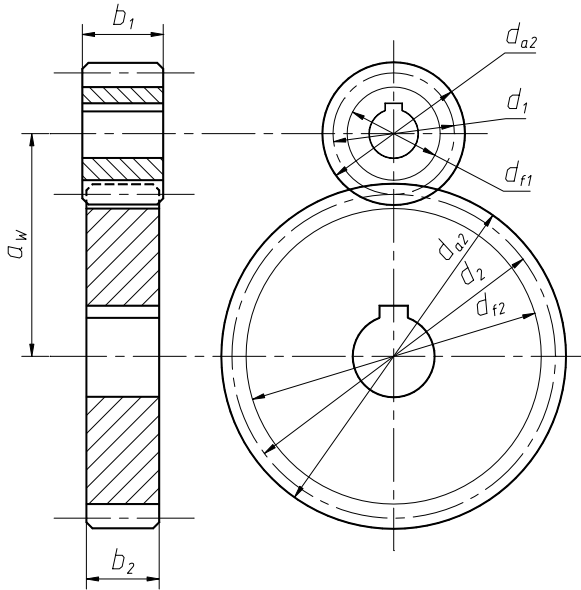


Рисунок 1. Схема циліндричної зубчастої передачі

Подана методика використовується для розрахунку **закритих** циліндричних передач. Про особливості розрахунку **відкритих** передач див. п. 2.3.

2.1. Проектний розрахунок.

Мінімальна міжцентрова відстань циліндричної передачі (прямозубої, косозубої і шевронної) визначається із умов контактної міцності бічних поверхонь зубців за формулою:

$$a_w = K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_w K_H}{u \cdot \Psi_{ba} [\sigma]_H^2}} \quad (6)$$

Мінус береться для передач внутрішнього зачеплення. Розглянемо входні величини:

K_a - постійний коефіцієнт. Залежить від типу передачі, матеріалу коліс і прийнятої системи вимірів.

* Дані нижче формули незначно спрощені у порівнянні з ГОСТ 21354-75 і подані у більш зрозумілому для розрахунків вигляді.

В системі СІ для сталевих зубчастих коліс $K_a = 495$ для прямозубих передач і $K_a = 430$ для косозубих чи шевронних передач.

u — передатне число. Його вибір описаний в розділі 1.

$T_{ш}$ — обертовий момент на шестерні в Нм, обчислюється за формулою

(5)

K_H — коефіцієнт нерівномірності навантаження. При проектному розрахунку слід прийняти $K_H = 1,1 \dots 1,3$. Менші значення слід брати при спокійному навантаженні для симетричних передач (одноступінчастих редукторів чи двоступінчастих з роздвоєною ступінню);

Ψ_{ba} — коефіцієнт ширини колеса, що дорівнює відношенню ширини зуба (колеса) до міжцентрової відстані.

Від правильного вибору Ψ_{ba} залежить компонування і габарити редуктора. В одноступінчастих редукторах слід приймати $\Psi_{ba} = 0,3 \dots 0,4$ для прямозубої передачі, $\Psi_{ba} = 0,35 \dots 0,5$ для косозубої передачі, $\Psi_{ba} = 0,4 \dots 0,6$ для шевронної передачі.

У двоступінчастих редукторах друга ступінь передає більший обертовий момент, тому для рівномірного навантаження і мащення тихохідної і швидкохідної передач відносна ширина коліс другої ступені редуктора повинна бути в 1,5...2 рази більшою.

Для перших ступенів двоступінчастих циліндричних редукторів рекомендується приймати $\Psi_{ba} = 0,2 \dots 0,25$, співвісних редукторів $\Psi_{ba} = 0,16 \dots 0,2$. Для других (тихохідних) ступенів циліндричних і кінечно-циліндричних редукторів слід вибирати $\Psi_{ba} = 0,35 \dots 0,5$.

Примітка: Для циліндричних редукторів з роздвоєною ступінню (першою чи другою) Ψ_{ba} подає сумарну ширину роздвоєного зубчастого колеса. Тому ширина b одного з коліс роздвоєної ступені повинна дорівнювати половині розрахункової величини: $b = 0,5 \cdot \Psi_{ba} a_w$.

$[\sigma]_H$ - допустиме контактне напруження бокових поверхонь зубців (див. додаток 2).

Найбільший вплив на габаритні розміри передачі (тобто a_w) чинить допустиме контактне напруження $[\sigma]_H$. При збільшенні $[\sigma]_H$ в два рази міжцентрова відстань зменшується в 1,6 рази, а об'єм (чи маса) зубчастої передачі - в 4 рази. Збільшення відносної ширини колеса Ψ_{ba} в 2 рази зменшує міжцентрову відстань лише в 1,26 раз, при цьому сумарна маса колеса та шестерні не змінюється. Із збільшенням передатного числа u габарити передачі і її маса зростають. Збільшення передатного числа від $u = 2$ до $u = 5$ при незмінних інших параметрах приводить до зростання міжосьової відстані в 1,47 раз, а маси коліс - в 4 з лишком разів. Сумарна маса передачі збільшується також прямо пропорційно передавальному обертовому моменту $T_{ш}$, а міжцен-

трова відстань як впливає з (7), пропорційна кубічному кореню з $T_{ш}$. Щоб отримати допустимі габарити привода і вигідне компоновання, важливо правильно вибрати розрахункові параметри. Особливе значення їх вибір має в курсовому проектуванні. Тому значення $[\sigma]_H$, Ψ_{ba} і u слід обов'язково узгоджувати з консультантом.

Рекомендуємо дотримуватись наступної послідовності проектного розрахунку:

2.1.1. Вибрати матеріали для виготовлення зубчастих коліс і визначити допустимі контактні напруження $[\sigma]_H$ і напруження згину $[\sigma]_F$ (див. додаток 2).

2.1.2. За формулою (6) обчислити мінімальну міжцентрову відстань передачі і округлити результат до найближчого числа, яке закінчується на 0 або 5. Слід уникати значень $a_w > 200$ мм або $a_w < 90$ мм, так як виникнуть труднощі при компонованні редуктора в масштабі 1:1. В обох випадках слід зробити перерахунок, змінивши допустиме напруження або, якщо це можливо, параметр Ψ_{ba} .

2.1.3. Задатись кутом нахилу зуба β . Для прямозубої передачі $\beta = 0^\circ$. Для косозубої передачі $\beta = 8 \dots 15^\circ$. Для шевронної $\beta = 20 \dots 40^\circ$.

2.1.4. Обчислити модуль передачі. Рекомендована залежність для вибору модуля: $m = (0,01 \dots 0,02)a_w$.

Отримане значення заокруглити до стандартного за ГОСТ 21354-75:

$m = 1; 1,25; 1,5; 2; 1,5; 3; 3,5; 4; 5; 6$ мм.

2.1.5. Визначити число зубців за формулами:

$$z_1 = \frac{2a_w \cos \beta}{m(1+u)}; \quad z_2 = z_1 u \quad (7)$$

Отримані значення заокруглити до цілих чисел. Пару z_1, z_2 слід підбрати так, щоби як можна точніше забезпечити задане передатне число.

2.1.6. Уточнити параметри передачі із стандартним модулем.

$$\text{Дійсне передатне число } u = \frac{z_2}{z_1}$$

Відхилення від заданого не повинно перевищувати $\pm 3\%$.

Для прямозубої передачі вирахувати дійсну міжосьову відстань:

$$a_w = \frac{m}{2}(z_2 \pm z_1) \quad (8)$$

("мінус" - для внутрішнього зачеплення). Для косозубої або шевронної передачі уточнити кут нахилу зубців:

$$\beta = \arccos \frac{m(z_1 + z_2)}{2a_w} \quad (9)$$

При значному відхиленні від прийнятих величин слід змінити m , z_1 і z_2 і повторити розрахунок з п. 2.1.4. Розрахувати основні розміри зубчастих коліс.

Розміри	Шестерня	Колесо
Діаметри: ділильний	$d_1 = \frac{mz_1}{\cos\beta}$	$d_1 = \frac{mz_2}{\cos\beta}$
виступів	$d_{a1} = d_1 + 2m$	$d_{a2} = d_2 + 2m$
западин	$d_{f1} = d_1 - 2,5m$	$d_{f2} = d_2 - 2,5m$
ширина зуба	$b_1 = b_2 + 2...4$	$b_2 = \psi_{ba} a_w$

Примітка:

1. У формулу для обчислення ділильного діаметра слід подати уточнені за формулою (9) значення кута β . Кут β слід обчислити з точністю до хвилин.
2. Ширину зуба належить заокруглити до цілого числа.
3. Діаметри обчислювати з точністю до сотих.

2.1.6. Обчислити колову (лінійну) швидкість зубців.

$$v = \frac{\omega_1 d_1}{2 \cdot 10^3} \quad (\text{м/сек}) \quad (10)$$

де, ω_1 - кутова швидкість шестерні.

2.1.7. Призначити ступінь точності S виготовлення зубчастих коліс. Чим вища швидкість, тим точнішими повинні бути зубці. Рекомендації подані в табл.2 (додаток 1).

2.1.8. Обчислити зусилля в зачепленні:

колове $F_t = \frac{2T_1}{d_1} \cdot 10^3 \quad (\text{Н})$

радіальне $F_r = F_t \frac{\text{tg} 20^\circ}{\cos \beta} \quad (\text{Н}) \quad (11)$

осьове $F_a = F_t \cdot \text{tg} \beta \quad (\text{Н})$

(тільки для
косозубої передачі)

2.2. Перевірний розрахунок .

При проектному розрахунку у формулі (6) деякі дані (K_a , K_H) прийняті за середнім значенням. Завдяки заокругленню обчислених значень a_w , m дійсні розміри передачі відрізняються від проектних. Для уточнення навантаження на зубці визначаємо робочі контактні напруження і напруження згину в

ніжці зуба. Розрахунки нижче подані за ГОСТ 21354-75 з деякими спрощеннями, що практично не впливають на точність визначення напружень для більшості циліндричних передач .

Методика перевірного розрахунку.

2.2.1. Визначити дійсні контактні напруження за формулою:

$$\sigma_H = Z_a \sqrt{\frac{F_t(u \pm 1) \cos \beta}{b_2 d_2}} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} \quad (12)$$

де, Z_a - постійний коефіцієнт. Для сталевих зубчастих коліс, нарізаних стандартним інструментом без зміщення вихідного контуру, він дорівнює:

$Z_a = 440$ - для прямозубих;

$Z_a = 420$ - для прямозубих внутрішнього зачеплення;

$Z_a = 370$ - для косозубих;

$Z_a = 350$ - для шевронних коліс.

F_t - колова сила (Н), обчислюється за формулою (11);

b_2, d_2 - ширина і ділільний діаметр колеса (мм);

β - кут нахилу зубців (9);

$u = \frac{z_2}{z_1}$ - передатне число;

$K_{H\alpha} = 1,01 \dots 1,16$ - коефіцієнт, який враховує нерівномірне розподілення навантаження між зубцями. Для прямозубої передачі $K_{H\alpha} = 1$. Для косозубої і шевронної передачі приблизно дорівнює:

$$K_{H\alpha} = 1 + 0,01 \cdot (2S - 11) \sqrt{v} \quad (13)$$

де, S - прийнятий ступінь точності; v - колова швидкість зубців;

$K_{H\beta} = 1,01 \dots 1,45$ - коефіцієнт нерівномірності розподілення навантаження по довжині зуба. Враховує перебік валів під навантаженням. Залежить від ширини колеса і навантаження. Його можна вибирати з таблиць (див. наприклад [1,2,7,9] та ін.), а можна наближено обчислити за емпіричними формулами:

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{0,5b_2}{d_1 \theta}, \quad HB \leq 350$$

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{b_2}{d_1 \theta}, \quad HB > 350 \quad (14)$$

де $\theta = 1$ при консольній шестерні (внутрішнє зачеплення); $\theta = 3,5$ при несиметричному розташуванні шестерні на валу (двоступінчасті редуктори); $\theta = 7,2$ при симетрично розташованій шестерні (одноступінчасті редуктори або двоступінчасті роздвоєні).

$K_{Hv} = 1,0 \dots 1,3$ - динамічний коефіцієнт. Враховує удари зубців при вході в зачеплення. Залежить від колової швидкості, ступеня точності і жорсткості зубців. Визначається за формулою:

$$K_{Hv} = 1 + \frac{(S+1)^2 (1 + 0,02m) v b_2 \sqrt{a_w / u}}{\varphi_H F_t K_{H\alpha} K_{H\beta}} \quad (15)$$

де, $\varphi_H = 230$ для прямозубої передачі; $\varphi_H = 690$ для косозубої і шевронної.

2.2.2. Порівняти робоче контактне напруження за формулою (12) з допустимим. Допускається перевантаження до 5 % і недовантаження до 20 %. При значному відхиленні необхідно замінити матеріал коліс (тобто $[\sigma]_H$) або ширину зуба b_2 .

2.2.3. Обчислити робоче напруження згину в ніжці зуба за формулою:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}}{b_2 m} Y_F Y_\beta \leq [\sigma]_F \quad (16)$$

де F_t - колова сила; b_2 - ширина колеса; m - модуль зачеплення; Y_F - коефіцієнт форми зуба. При меншому числі зубців вони стають загостреними, їх ширина в основі зменшується. Тому, чим більше зубців у колесі, тим вони витриваліші на згин. Обчислити Y_F для некоригованих зубців можна за емпіричною формулою:

$$Y_F = 3,6 \cdot \left(1 - \frac{0,93}{z_v} + \frac{71}{z_v^2} \right) \quad (17)$$

де $z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$ - еквівалентне число зубців; $Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^\circ}$ - коефіцієнт, що враховує зміцнення похилих зубців; $K_{F\alpha}$ - коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між зубцями. Для прямозубої передачі $K_{F\alpha} = 1$. Для косозубої і шевронної:

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon - 1)(S - 5)}{4\varepsilon}, \quad \text{де } \varepsilon \approx (1,6 + 0,001z_2) \cos \beta \quad (18)$$

$K_{F\beta} = 1,01 \dots 1,8$ - коефіцієнт нерівномірності розподілення навантаження по ширині зуба. Залежить від тих же факторів, що і $K_{H\beta}$. Визначається за формулою:

$$K_{F\beta} = 1 + \frac{b_2}{d_1 \theta}, \quad HB \leq 350$$

$$K_{F\beta} = 1 + \frac{1,9b_2}{d_1 \theta}, \quad HB > 350 \quad (19)$$

де θ має те ж значення, що і в формулі (14);

$K_{Fv} = 1,0 \dots 1,8$ - динамічний коефіцієнт. Аналогічний коефіцієнту K_{Hv} . Обчислюється за формулою:

$$K_{Fv} = 1 + \frac{(S+1)^2 (1+0,02m) v b_2 \sqrt{a_w/u}}{\varphi_F F_t K_{F\alpha} K_{F\beta}} \quad (20)$$

де, $\varphi_F = 87$ для прямозубої; $\varphi_F = 230$ для косозубої і шевронної передачі.

Для передачі внутрішнього зачеплення перевіряють напруження в зубі шестерні. Для звичайних циліндричних передач необхідно порівняти відносну згинальну міцність

$$\sigma_{Y1} = \frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}} \quad \text{та} \quad \sigma_{Y2} = \frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}} \quad (21)$$

де, $[\sigma]_{F1}, [\sigma]_{F2}$ - відповідно допустимі напруження згину для зубців шестерні і колеса;

Y_{F1}, Y_{F2} - коефіцієнти форми зуба шестерні і колеса. Вираховуються за формулою (17) для z_1 і z_2 . Якщо $\sigma_{Y1} < \sigma_{Y2}$, перевіряють напруження в шестерні, тобто в (16) підставляють Y_{F1} і порівнюють результат з $[\sigma]_{F1}$. Якщо $\sigma_{Y1} > \sigma_{Y2}$, перевіряють зубці колеса.

2.2.4. Порівняти робочі напруження з допустимими. В закритих передачах при HRC<30 і HB<350 звичайно буває великий запас міцності по напруженнях згину: $[\sigma]_F$ може перевищувати σ_F в два і більше разів. Це закономірне явище, і не слід шукати помилок в арифметиці.

Результати розрахунку зубчастої передачі вигідно подавати у вигляді таблиці (див. приклад 1).

2.3. Особливості розрахунку відкритих циліндричних передач.

Відкриті передачі працюють в умовах недостатнього мащення, тому для них характерним є інтенсивне спрацювання бічних поверхонь зубів. В таких передачах втомне руйнування внаслідок дії контактних напружень не відбувається, оскільки бічні поверхні зубів зношуються швидше, ніж ростуть втомні тріщини. Тому відкриті передачі на контактну міцність не розраховують.: і про-

ектний, і перевірний розрахунок здійснюють лише по напруженнях згину. Рекомендують наступну послідовність розрахунку:

2.3.1. Вибрати матеріали для виготовлення шестерні і колеса (див. додаток 2). Бажано брати відносно невисоку твердість, не більше HB 300.

2.3.2. Обчислити мінімальний модуль зачеплення з умови міцності зубів на згин за формулою:

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 K_F}{z_1^2 [\sigma]_F \Psi_{bd}} Y_F Y_\beta} \quad (22)$$

де K_m - постійний коефіцієнт, в системі СІ для сталевих зубчастих коліс дорівнює $K_m=1,3$;

T_1 - обертовий момент на шестерні;

$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}$, мають той самий зміст, що і в формулах (18...20).

При попередньому розрахунку приймають $K_F = 1,1...1,4$;

z_1 - кількість зубів шестерні, приймаємо в межах $z_1 = 18...30$ (кількість зубів колеса обчислюємо як $z_2 = z_1 \cdot u$. Пару z_1, z_2 слід підбирати так, щоб як можна точніше забезпечити задане передатне число);

$\Psi_{bd} = \frac{b_2}{d_1}$ - коефіцієнт ширини шестерні, дорівнює відношенню ширини

зуба колеса до діляльного діаметра шестерні. Приймається в межах $\Psi_{bd} = 0,3...1,2$;

$[\sigma]_F$ - допустиме напруження на згин зубів шестерні або колеса (див. заваження до формули 21)

Y_F - коефіцієнт форми зуба шестерні або колеса, вираховується за формулою (17). Попередньо треба порівняти відносну міцність на згин зубів шестерні та колеса за формулами (21) і підставити в (22) відповідні величини;

Y_β - так само, як у формулі (16).

2.3.3. Заокруглити значення модуля до стандартної величини, як в п.2.1.4, і розрахувати всі розміри передачі за пп. 2.1.5 - 2.1.6.

Примітка: для обчислення ширини зуба колеса в формулах (12) слід використати іншу залежність: $b_2 = \Psi_{bd} \cdot d_1$.

2.3.4. Обчислити зусилля в зачепленні за формулами (11).

2.3.5. Зробити перевірний розрахунок згідно п. 2.2.3 і подати результати розрахунків у вигляді таблиці (див. приклад 3).

3. РОЗРАХУНОК КОНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ.

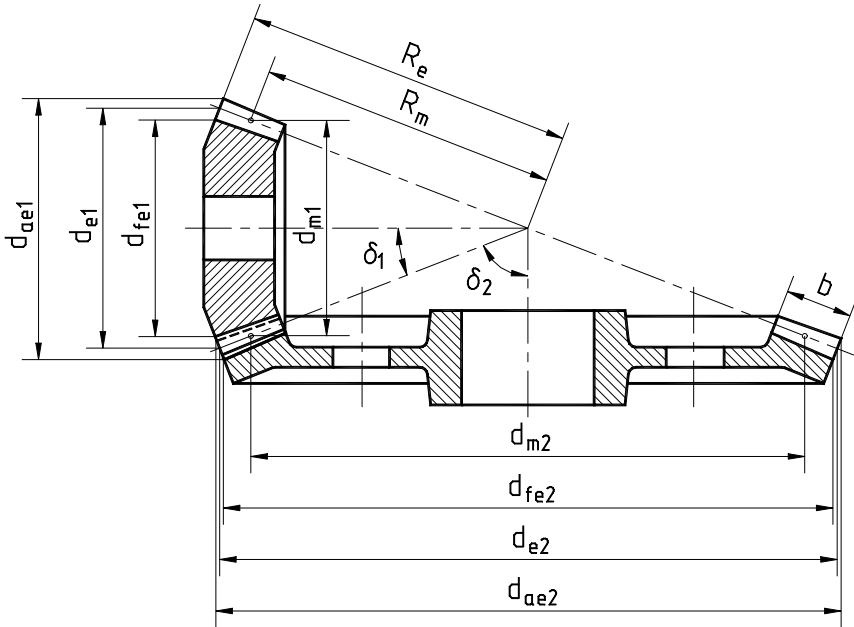


Рисунок 2. Схема ортогональної конічної передачі

Подана методика використовується для розрахунку **закритих** конічних передач. Про особливості розрахунку **відкритих** передач див. п. 3.4.

3.1. Проектний розрахунок.

Мінімальний зовнішній ділильний діаметр колеса прямозубої конічної передачі визначаємо з умови контактної міцності бічних поверхонь зубців за формулою:

$$d_{e2} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_{uu} u^2 K_H}{(1 - \psi_{Re}) \psi_{Re} [\sigma]_H^2}} \quad (23)$$

де K_d - числовий коефіцієнт. Для сталевих коліс в системі СІ $K_d = 1020$;

u - передатне число. Вибір описаний в розділі 1.

T_{uu} - обертовий момент на шестерні в Нм, обчислюється за формулою (5);

K_H - коефіцієнт нерівномірності навантаження. При проектному розрахунку $K_H = 1,2 \dots 1,5$. Менші значення слід приймати при спокійному навантаженні і невисоких обертах шестерні;

$\Psi_{Re} = \frac{b}{R_e}$ - (позначається також K_{be}) - коефіцієнт ширини колеса,

що дорівнює відношенню ширини зуба до зовнішньої конусної відстані. Рекомендується приймати $\Psi_{Re} = 0,215 \dots 0,3$. Більші значення вибирають при менших передатних числах;

$[\sigma]_H$ - допустиме контактне напруження (див. додаток 2).

Вплив параметрів $[\sigma]_H$, Ψ_{Re} , T_{uu} і u на габарити і масу передачі є аналогічним впливу відповідних параметрів в циліндричній передачі (див. розділ 2.1.).

Рекомендуємо наступну послідовність проектного розрахунку:

3.1.1. Вибрати матеріали для виготовлення колеса і шестерні і визначити допустимі контактні напруження і допустимі напруження згину (див. додаток 2).

3.1.2. За формулою (23) обчислити мінімальний діаметр кінцевого колеса. Слід уникати $d_{e2} > 350$ (мм) або $d_{e2} < 100$, так як виникнуть труднощі з комплектуванням редуктора в масштабі 1:1. В обох випадках слід зробити перерахунок, змінивши допустимі напруження.

3.1.3. Задатися числом зубців шестерні. Переважно $z_1 = 18 \dots 30$. Менші значення приймають для більших передатних чисел. Число зубців колеса обчислити за формулою $z_2 = z_1 \cdot u$ і заокруглити до найближчого цілого. Пару z_1 , z_2 слід підбирати так, щоб як можна точніше забезпечити задане передатне число .

3.1.4. Обчислити дійсне передатне число $u = \frac{z_2}{z_1}$. Відхилення від бажаного не повинне перевищувати $\pm 3\%$.

3.1.5. Обчислити торцевий модуль зачеплення $m_e = \frac{d_{e2}}{z_2}$ і заокруглити до найближчого стандартного (див. п. 2.1.4.).

3.1.6. Розрахувати основні геометричні параметри кінцевої передачі (рис.2).

Зовнішня конусна відстань $R_e = 0,5 \cdot m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$.

Ширина зуба $b = \Psi_{Re} R_e$ (заокруглити до цілого числа, але щоб $b \leq 15m$).

Середня конусна відстань $R_m = R_e - 0,5b$. (24)

Кути ділільних конусів (з точністю до хвилин) :

$$\delta_1 = \arctg \frac{z_1}{z_2}, \quad \delta_2 = 90^\circ - \delta_1$$

Розміри коліс	Шестерня	Колесо
Зовнішній ділительний діаметр	$d_{e1} = m_e z_1$	$d_{e2} = m_e z_2$
Середній ділительний діаметр	$d_{m1} = d_{e1} \frac{R_m}{R_e}$	$d_{m2} = d_{e2} \frac{R_m}{R_e}$
Зовнішня висота зуба	$h_{e1} = 2,2m$	$h_{e2} = 2,2m$
Зовнішній діаметр вершин	$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1$	$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2$
Зовнішній діаметр западин	$d_{fe1} = d_{e1} - 2,4m_e \cos \delta_1$	$d_{fe2} = d_{e2} - 2,4m_e \cos \delta_1$

3.1.7. Обчислити колову (лінійну) швидкість зубців

$$v = \frac{\omega_1 d_{m1}}{2 \cdot 10^3} \text{ (м/сек)}$$

3.1.8. Призначити ступінь точності S виготовлення конічних коліс за СТ СЕВ 641-77. Чим вища швидкість, тим точніше повинні бути виготовлені зубці. Рекомендації подані в табл.2 (додаток 1).

3.1.9. Обчислити зусилля в зачепленні.

Зусилля	Шестерня	Колесо
Колове	$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} \cdot 10^3$	$F_{t2} = F_{t1}$
Осьове	$F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \sin \delta$	$F_{a2} = F_{r1}$
Радіальне	$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cos \delta$	$F_{r2} = F_{a1}$

3.2. Перевірний розрахунок.

При проектному розрахунку у формулі (23) деякі дані прийняті усередненими. Завдяки заокругленню m_e, z_2, b дійсні розміри передачі дещо відрізняються від проектних. Для уточнення навантаження на зубці визначаємо робочі контактні напруження і напруження згину.

Методика перевірного розрахунку.

3.2.1. Обчислити робочі (дійсні) контактні напруження за формулою:

$$\sigma_H = Z_R \sqrt{\frac{F_t \sqrt{u^2 + 1}}{0,85bd_{m1}u}} K_{H\beta} K_{Hv} \leq [\sigma]_H \quad (25)$$

де

Z_R - постійний коефіцієнт. Для прямозубих сталевих зубчастих коліс, нарізаних стандартним інструментом без зміщення вихідного контуру $Z_R = 440$;

F_t - колова сила (див. п.3.1.9);

d_{m1} - середній діаметр шестерні;

b - ширина зуба;

u - передатне число;

$K_{H\beta} = 1,01 \dots 1,5$ - коефіцієнт нерівномірності розподілення навантаження по довжині зуба, що враховує перекіс валів під навантаженням і жорсткість підшипників. Для прямозубих конічних передач при $HV < 350$ і консольній шестерні приблизно дорівнює:

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{0,4b \cos \delta_1}{d_{m1} \theta_{II}} \quad (26)$$

де $\theta_{II} = 1$, якщо вали встановлені на кулькових підшипниках; $\theta_{II} = 2$, якщо підшипники роликів;

$K_{Hv} = 1,0 \dots 1,4$ - динамічний коефіцієнт. Враховує удари зубців при вході в зачеплення. Залежить від колової швидкості, ступеня точності і жорсткості зубців. Визначається за формулою:

$$K_{Hv} = 1 + \frac{(S + 2)^2 (1 + 0,02m_e) vb \sqrt{\frac{R_m}{u}}}{230F_t K_{H\beta}} \quad (27)$$

3.2.2. Робоче напруження σ_H порівняти з допустимим $[\sigma]_H$. Допускається перевантаження до 5 % і недовантаження до 20 %. При значному відхиленні слід змінити матеріал коліс (тобто допустиме напруження) і зробити перерахунок.

3.2.3. Обчислити робочі напруження згину в ніжці зуба за формулою:

$$\sigma_F = \frac{F_t z_1}{0,85bd_{m1}} Y_F K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma]_F \quad (28)$$

де F_t - колова сила; z_1 - число зубців шестерні; b - ширина зуба; d_{m1} - середній діляльний діаметр шестерні; Y_F - коефіцієнт форми зуба. Із зменшенням числа зубців їх форма стає більш загостреною, а ширина основи зменшується. Тому чим менше зубців у шестерні, тим вони менш міцні при згині.

Коефіцієнт форми зуба враховує залежність напруження згину від форми зубця і наближено може обчислюватися за формулою:

$$Y_F = 3,6 \cdot \left(1 - \frac{0,93}{z_V} + \frac{71}{z_V^3}\right) \quad (29)$$

де $z_V = z / \cos \delta$.

$K_{F\beta} = 1,02 \dots 1,8$ - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині зуба. Залежить від жорсткості підшипників і ширини колеса. При консольно розташованій шестерні і твердості зубців $HV < 350$ приблизно рівний

$$K_{F\beta} = 1 + \frac{0,8b \cos \delta_1}{d_{m1} \theta_{II}} \quad (30)$$

де, $\theta_{II} = 1$ при встановленні кулькових підшипників; $\theta_{II} = 2$ при роликових підшипниках;

$K_{Fv} = 1,02 \dots 1,8$ - динамічний коефіцієнт. Аналогічний коефіцієнту K_{Hv} .

$$K_{Fv} = 1 + \frac{(S + 2)^2 (1 + 0,02m_e) vb \sqrt{R_m/u}}{87F_t K_{F\beta}} \quad (31)$$

$[\sigma]_F$ - допустиме напруження згину.

В кінцевих передачах, як правило, менш міцними на згин є зубці шестерні, але для точного розрахунку необхідно порівняти відносну згинальну міцність:

$$\sigma_{Y1} = \frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}} \quad \text{та} \quad \sigma_{Y2} = \frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}} \quad (32)$$

де, $[\sigma]_{F1}, [\sigma]_{F2}$ - відповідно допустимі напруження згину для зубців шестерні і колеса;

Y_{F1}, Y_{F2} - коефіцієнти форми зуба шестерні і колеса. Вираховуються за формулою (28) для z_1 і z_2 . Якщо $\sigma_{Y1} < \sigma_{Y2}$, перевіряють напруження в шестерні, тобто в (27) підставляють Y_{F1} і порівнюють результат з $[\sigma]_{F1}$. Якщо $\sigma_{Y1} > \sigma_{Y2}$, перевіряють зубці колеса.

3.2.4. Порівнюють $[\sigma]_F$ і σ_F . В закритих передачах при $HV < 350$ робочі напруження згину можуть бути меншими від допустимих в два і більше разів. Це закономірне явище, і не слід шукати помилок в розрахунках. Результати розрахунку вигідно подавати у вигляді таблиці (див. приклад 2).

3.3. Особливості розрахунку відкритих кінцевих передач.

Відкриті передачі працюють в умовах недостатнього мащення, тому для них характерним є інтенсивне спрацювання бічних поверхонь зубів. В таких

передачах втомне руйнування внаслідок дії контактних напружень не відбувається, оскільки бічні поверхні зубів зношуються швидше, ніж ростуть втомні тріщини. Тому відкриті передачі на контактну міцність не розраховують: і проектний, і перевірний розрахунок здійснюють лише по напруженнях згину. Рекомендуємо наступну послідовність розрахунку:

3.3.1. Вибрати матеріали для виготовлення шестерні і колеса (див. додаток 2). Бажано брати відносно невисоку твердість, не більше HB 300.

3.3.2. Обчислити мінімальний середній модуль зачеплення з умови міцності зубів на згин за формулою:

$$m_m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 K_F}{z_1^2 [\sigma]_F \Psi_{bd}} Y_F} \quad (33)$$

де K_m - постійний коефіцієнт, в системі СІ для сталевих зубчастих коліс дорівнює $K_m = 14,5$;

T_1 - обертовий момент на шестерні;

$K_F = K_{F\beta} K_{Fv}$, мають той самий зміст, що і в формулах (30...31). При попередньому розрахунку приймають $K_F = 1,2...1,4$;

z_1 - кількість зубів шестерні, приймаємо в межах $z_1 = 18...30$ (кількість зубів колеса обчислюємо як $z_2 = z_1 \cdot u$. Пару z_1, z_2 слід підбирати так, щоб як можна точніше забезпечити задане передатне число);

$$\Psi_{bd} = \frac{b}{d_{m1}} = \frac{\Psi_{Re}}{(2 - \Psi_{Re}) \sin \delta_1} \quad - \text{коефіцієнт ширини шестерні, дорівнює}$$

відношенню ширини зуба колеса до середнього діляльного діаметра шестерні. Приймається в межах $\Psi_{bd} = 0,16...1,1$;

$[\sigma]_F$ - допустиме напруження на згин зубів шестерні або колеса (див. зауваження до формули 32)

Y_F - коефіцієнт форми зуба шестерні або колеса, вираховується за формулою (29). Попередньо треба порівняти відносну міцність на згин зубів шестерні та колеса за формулами (32) і підставити в (33) відповідні величини;

3.3.3. Обчислити зовнішній модуль з геометричних співвідношень:

$$m_e = m_m \frac{\sqrt{z_1^2 + z_2^2} + z_1 \Psi_{bd}}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}, \quad (34)$$

заокруглити значення модуля до стандартної величини, як в п. 2.1.4, і розрахувати всі розміри передачі по п. 3.1.6.

Примітка: для обчислення ширини зуба в формулах (24) слід використати іншу залежність: $b = \Psi_{bd} \cdot m_m z_1$.

3.3.4. Обчислити зусилля в зачепленні та інші параметри згідно пп. 3.1.7 - 3.1.9..

3.3.5. Зробити перевірний розрахунок згідно п. 3.2.3. і подати результати обчислень у вигляді таблиці. В прикладі 3 розглянуто розрахунок відкритої

циліндричної передачі, який може бути зразком, оскільки методика розрахунку відкритих циліндричних та конічних передач однакова (відрізняються лише деякі формули).

4. РОЗРАХУНОК ЗАКРИТИХ ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ.

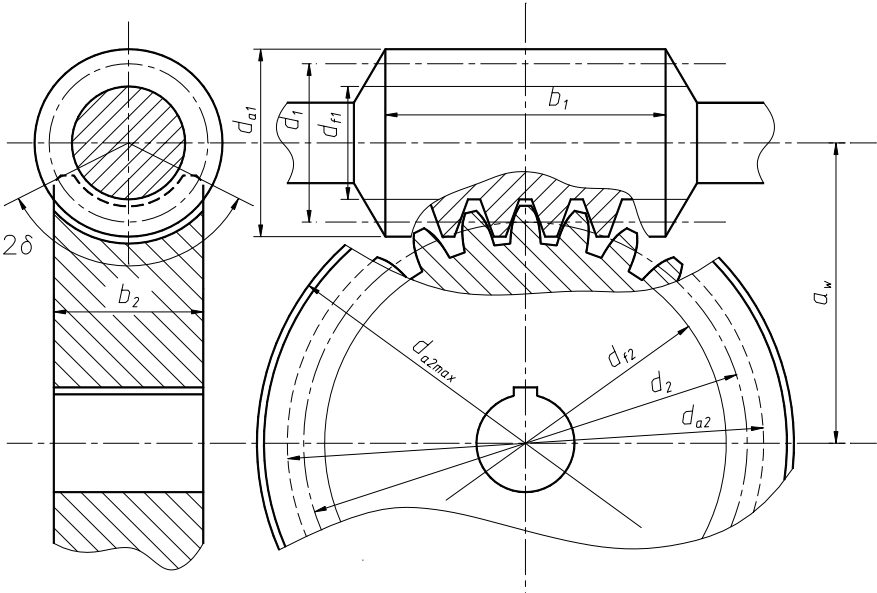


Рисунок 3. Схема черв'ячної передачі

4.1. Проектний розрахунок.

Мінімальна міжосьова відстань черв'ячної передачі з умови контактної міцності і зносостійкості зубів колеса визначається за формулою:

$$a_w = K_a \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H}{\left(\frac{z_2}{q} [\sigma]_H \right)^2}}, \quad (35)$$

де $K_a = 310$ - числовий коефіцієнт (в системі СІ);

z_2 - кількість зубів черв'ячного колеса, $z_2 = z_1 u$, де u - передатне число, z_1

- число заходів черв'яка. Слід приймати $z_1 = 1$ ($u > 35$),

$z_1 = 2$ ($18 \leq u \leq 35$) або $z_1 = 4$ ($u < 18$).

T_2 - обертовий момент на черв'ячному колесі (Нм);

q - коефіцієнт товщини черв'яка, вибирається з стандартного ряду (див. нижче). При проектному розрахунку рекомендуємо приймати $q=10$;

K_H - коефіцієнт нерівномірності навантаження, при проектному розрахунку приймаємо $K_H = 1,1..1,2$;

$[\sigma]_H$ - допустиме контактне напруження (див. додаток).

Вплив параметрів $[\sigma]_H$, T_2 та $\frac{z_2}{q}$ на габарити та масу черв'ячної передачі є

аналогічним впливу параметрів $[\sigma]_H$, T_1 та u для циліндричної передачі. Рекомендуємо наступну послідовність проектного розрахунку:

4.1.1. Вибрати матеріали для виготовлення колеса та черв'яка. Оскільки матеріал колеса залежить від швидкості ковзання, обчислимо її орієнтовне значення за формулою:

$$v_s = (0,003..0,005)\omega_1 \sqrt[3]{T_2} \quad (36)$$

В залежності від цієї швидкості приймають матеріал (див. додаток 2).

4.1.2. В залежності від передатного числа приймаємо кількість заходів черв'яка z_1 , кількість зубів колеса z_2 та коефіцієнт товщини черв'яка q (див. пояснення до формули 35) і обчислюємо мінімальну міжосьову відстань передачі за формулою (35).

4.1.3. Обчислити модуль зачеплення:

$$m = \frac{2a_w}{z_2 + q} \text{ і заокруглити отримане значення до найближчого стандартного з}$$

ряду: **2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16**

4.1.4. Уточнити коефіцієнт діаметра черв'яка:

$$q = \frac{2a_w}{m} - z_2, \text{ і заокруглити до стандартного, але з умови жорсткості черв'яка}$$

він не повинен бути менше від $q_{\min} = 0,212z_2$. Стандартні значення: **8; 10; 12,5; 14; 16; 20**. Зверніть увагу, що при $m \leq 5$ значення $q = 14$ є недопустимим, а при $m > 12,5$ не можна приймати $q = 14$ та $q = 16$.

4.1.5. Обчислюємо основні геометричні параметри передач (рис. 2):

Параметр	Черв'як	Колесо
Діаметри (мм): Ділильний:	$d_1 = mq$	$d_2 = mz_2$
Виступів:	$d_{a1} = d_1 + 2m$	$d_{a2} = d_2 + 2m$
Западин:	$d_{f1} = d_1 - 2,4m$	$d_{f2} = d_2 - 2,4m$

Найбільший діаметр колеса (мм):	$d_{a_{\max 2}} \leq d_{a_2} + \frac{6m}{z_1 + 2}$
Довжина нарізаної частини черв'яка (мм):	$b_1 = (11 + 0,06z_2)m, \text{ при } z_1 = 1,2$ $b_1 = (12,5 + 0,09z_2)m, \text{ при } z_1 = 4$
Ширина вінця колеса (мм):	$b_2 \leq 0,75d_a, \text{ при } z_1 = 1,2$ $b_2 \leq 0,67d_a, \text{ при } z_1 = 4$
Кут підйому витків:	$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}$
Половинний кут охоплення:	$\delta = \arccos \left(1 - \frac{d_{a_{\max 2}} - d_2}{d_1} \right), \text{ або}$ $\delta = \arcsin \left(\frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m} \right)$
Міжосьова відстань:	$a_w = \frac{m}{2}(z_2 + q)$

4.1.6. Обчислити дійсну швидкість ковзання:

$$v_s = \frac{\omega_1 d_1}{2 \cos \gamma} \quad (37)$$

4.1.7 Якщо швидкість ковзання відрізняється від попередньо прийнятої величини 1, перераховуємо допустимі контактні напруження (див. додаток 2):

4.1.8. Уточнити ККД передачі:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')}, \text{ де } \rho' - \text{зведений кут тертя, визначається за формулою}$$

$\rho' = \arctg f'$. Зведений коефіцієнт тертя суттєво зменшується при зростанні швидкості ковзання v_s . Якщо при нерухомій передачі він може досягати величини 0,12, при швидкості ковзання більше 15 м/сек він падає нижче 0,02. Його значення можна одержати з таблиць, або наближено обчислити за емпіричними формулами:

$$f' = \begin{cases} 0,1043v_s^2 - 0,1617v_s + 0,1136 & v_s \leq 1 \\ 0,065 - 0,01v_s, & 1 < v_s \leq 3 \\ 8,094 \cdot 10^{-5} v_s^2 - 2,567 \cdot 10^{-3} v_s + 0,04056, & v_s > 3 \end{cases}$$

4.1.9. Якщо ККД відрізняється від попередньо прийнятої величини, треба перерахувати потужність і обертовий момент на черв'ячному колесі і на всіх валах, що розташовані після черв'ячної передачі. .

4.1.10. Призначити ступінь точності S виготовлення передачі (див. табл.2, додаток 1).

4.1.11. Розрахувати зусилля в зачепленні:

Колова сила на колесі (осьова на черв'яку)

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2}$$

Радіальна сила:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}\alpha$$

Осьова сила на колесі (колова на черв'яку):

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1}$$

4.2. Перевірний розрахунок.

4.2.1 Робочі контактні напруження обчислюємо за формулою:

$$\sigma_H = Z_H \sqrt{\frac{F_{t2} \cos^2 \gamma}{d_1 d_2 \delta \epsilon_\alpha}} K_{H\beta} K_{Hv} \leq [\sigma]_H, \quad (38)$$

де

$Z_H = 430 \dots 440$, вибираємо в залежності від матеріалу (табл. 5, додаток 2);

F_{t2} - колова сила;

γ - кут підйому гвинтової лінії;

d_1, d_2 - ділильні діаметри черв'яка та колеса;

δ - кут охоплення (рад);

ϵ_α - коефіцієнт перекриття. Визначаємо за формулою :

$$\epsilon_\alpha = \frac{\sqrt{0,03z_2^2 + z_2 + 1} - 0,17z + 2,9}{2,95}; \quad (39)$$

$K_{H\beta} = 1,0 \dots 1,4$ - коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження, залежить від жорсткості черв'яка і розраховується за формулами:

$$K_{H\beta} = 1 + 0,4 \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3, \quad \text{де } \theta = \frac{18q - 74}{\sqrt[3]{z_1}}; \quad (40)$$

$K_{Hv} = 1,0 \dots 1,3$ - динамічний коефіцієнт, залежить від швидкості ковзання і ступеня точності виготовлення передачі. Обчислюється за формулою:

$$K_{Hv} = 1 + \frac{(S - 5,5)\sqrt{v_S}}{20}; \quad (41)$$

4.2.2. Порівняти робоче напруження, отримане за формулою (38), з допустимим. Дозволяється перевантаження до 5% і недовантаження до 20%. При значних відхиленнях необхідно поміняти матеріал або модуль передачі.

4.2.3 Обчислити робочі напруження згину в ніжці зуба за формулою

$$\sigma_F = \frac{F_{t2} K_{F\beta} K_{Fv}}{b_2 m \cos \gamma} \cdot Y_F Y_\beta Y_\epsilon \leq [\sigma]_F, \quad (42)$$

де

F_{t2} - колова сила;

$K_{F\beta} = K_{H\beta}$, $K_{Fv} = K_{Hv}$ - коефіцієнти. Їх фізичний зміст та значення співпадають із значеннями відповідних коефіцієнтів для контактних напружень (див. 4.2.1)

b_2 - ширина колеса;

m - модуль зачеплення;

γ - кут підйому гвинтової лінії;

Y_ϵ - коефіцієнт, який враховує, що в зачепленні перебуває декілька зубів колеса. Залежить від коефіцієнта перекриття і обчислюється за формулою:

$$Y_\epsilon = \frac{1}{0,75\epsilon_\alpha};$$

Y_β - враховує зміцнення зубів за рахунок нахилу. Дорівнює: $Y_\beta = 1 - \frac{\gamma}{140}$, (значення кута підставляти в градусах);

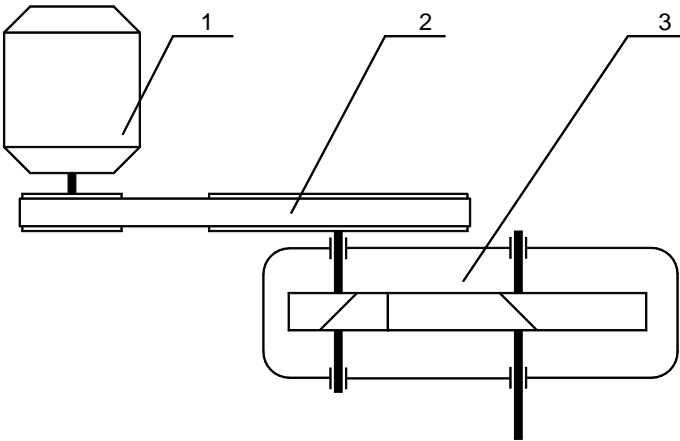
Y_F - коефіцієнт форми зуба. Його можна вибрати з таблиць або обчислити за емпіричними формулами:

$$Y_F = \begin{cases} 2,4 - 0,0214z_v & z_v \leq 37 \\ 2,21 - 0,0162z_v & 37 < z_v \leq 45 \\ 1,72 - 0,0053z_v & z_v > 45 \end{cases} \quad (43)$$

де еквівалентна кількість зубів дорівнює: $z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}$

Результати розрахунків подаємо у вигляді таблиці (див. приклад 3).

ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКІВ ПЕРЕДАЧ.



5. Приклад №1.

Розрахувати привід, що складається з електродвигуна 1, пасової передачі 2 і косозубого одноступеневого редуктора 3. Розрахунок виконати для двох типів пасових передач: зубчатопасової і клинопасової.

Потужність на вихідному валі: $N_3 = 3,6 \text{ кВт}$

Число обертів: $n_3 = 67 \text{ об/хв}$

Ресурс роботи передачі: $L_h = 5000 \text{ год.}$

Навантаження спокійне

5.1. Вибір електродвигуна.

Із таблиці 1 ККД косозубої передачі $\eta_1 = 0,97$; пасової $\eta_2 = 0,95$; пари підшипників $\eta_3 = 0,99$. Привід містить три вали і дві пари підшипників, тому загальний к.к.д.

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3^2 = 0,97 \cdot 0,95 \cdot 0,99^2 = 0,932$$

Потрібна потужність привода $N_1 = \frac{N_3}{\eta} = 3,986 \text{ кВт}$. Найближча стандартна потужність $N_1 = 4 \text{ кВт}$. Загальне передатне число привода дорівнює

добутку передатних чисел пасової і косозубої передач, тобто $u = u_1 \cdot u_2$.

З таблиці 1 одержимо: $u_1 = 3 \dots 6$, $u_2 = 2 \dots 4$.

Якщо взяти середнє значення, отримаємо: $u \approx u_1 \cdot u_2 = 4,5 \cdot 3 = 13,5$.

Необхідне число обертів електродвигуна:

$$n_1 = n_3 \cdot u = 67 \cdot 13,5 = 904,5 \text{ об/хв}$$

Найближче стандартне число обертів $n_1 = 1000$ об/хв. З таблиці 3 приймаємо електродвигун типу 4A112MB6У3. Його дані:

$$N_1 = 4 \text{ кВт}, n_1 = 950 \text{ об/хв.}$$

5.2. Кінематичний і силовий розрахунок привода.

$$\text{Передачне число привода: } u = \frac{n_1}{n_3} = \frac{950}{67} = 14,18$$

За рекомендаціями розділу 1.2. приймаємо для пасової передачі

$$u_1 = 3,3. \text{ Для косозубої передачі } u_2 = \frac{u}{u_1} = \frac{14,18}{3,3} = 4,3.$$

Визначимо потужність, число обертів і обертовий момент на кожному валі: N_1 і n_1 співпадають з даними електродвигуна.

$$N_2 = N_1 \eta_1 \eta_3 = 4 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 3,672 \text{ кВт}$$

$$N_3 = N_2 \eta_2 \eta_3 = 3,672 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 3,613 \text{ кВт}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_1} = \frac{950}{3,3} = 287,88 \text{ об/хв}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_2} = \frac{287,88}{4,3} = 66,95 \approx 67 \text{ об/хв}$$

Обертовий момент і кутову швидкість на кожному валі визначимо за відомими формулами:

$$\omega = \frac{\pi n}{30}; T = 10^3 \frac{N}{\omega}$$

Розрахунок проводимо у вигляді таблиці:

Табл. 5.1

№	Назва валу і елементів передачі	N (кВт)	n (об/хв)	ω (1/сек)	T (Нм)	u	Тип передачі
1	Електродвигун (шків ведучий)	4,0	950	99,48	40,21	3,3	Пасова
2	Ведучий вал редуктора (шків ведений, косозуба шестерня)	3,762	287,88	30,05	125,2		
3	Вихідний вал (косозубе колесо)	3,613	67	7,02	514,9	4,3	Косозуба

5.3. Розрахунок закритої косозубої передачі.

5.3.1. Проектний розрахунок.

5.3.1.1. Вибір матеріалів (див. додаток 2). Вибираємо для виготовлення колеса і шестерні сталь 40 ХН і оформляємо розрахунок у вигляді таблиці:

Табл. 5.2

ПАРАМЕТР	ШЕСТЕРНЯ	КОЛЕСО
Матеріал	40ХН	40ХН
Термообробка	покращення	покращення
Твердість за Бринелем	НВ350	НВ300
Допустимі напруження: Контактне напруження Базове контактне напруження: $[\sigma]_H = 1,82 HB + 64$	$[\sigma]_{H1} = 701$ МПа	$[\sigma]_{H2} = 610$ МПа
Базове число циклів навантаження: $N_{H0} = 30 HB^{2,4}$	$N_{H01} = 3,87 \cdot 10^7$	$N_{H02} = 2,64 \cdot 10^7$
Число циклів навантаження: $N_H = 60nL_h$	$N_{H1} = 8,64 \cdot 10^7$	$N_{H2} = 2,01 \cdot 10^7$
Коефіцієнт довговічності: $K_{HL} = \begin{cases} \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_H}}, N_{H0} > N_H \\ 1, N_{H0} \leq N_H \end{cases}$	$K_{HL1} = 1$	$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{2,64 \cdot 10^7}{2,01 \cdot 10^7}} = 1,047$
Допустиме контактне напруження: $[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} K_{HL}$	$[\sigma]_{H1} = 701$ МПа	$[\sigma]_{H1} = 638,7$ МПа
Напруження згину Базове напруження: $[\sigma]_F = 1,03 HB$	$[\sigma]_{F01} = 360,5$ МПа	$[\sigma]_{F02} = 309$ МПа
Базове число циклів навантаження при згині $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$	$N_{F01} = 4 \cdot 10^6$	$N_{F02} = 4 \cdot 10^6$
Число циклів навантаження: $N_F = N_H = 60nL_h$	$N_{F1} = 8,64 \cdot 10^7$	$N_{F2} = 2,01 \cdot 10^7$

Коефіцієнт довговічності $K_{FL} = \begin{cases} \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_F}}, N_{F0} > N_F \\ 1, N_{F0} \leq N_F \end{cases}$	$K_{FL1} = 1$	$K_{FL2} = 1$
Допустиме напруження згину: $[\sigma]_F = [\sigma]_{F0} K_{FL}$	$[\sigma]_{F1} = 360,5$ МПа	$[\sigma]_{F2} = 309$ МПа

5.3.1.2. Обчислюємо мінімальну міжцентрову відстань косозубої передачі за формулою (7). Вхідні величини:

$K_a = 430$ (для косозубих сталевих коліс):

$u = 4,3$

$T_{uu} = 125,17$ Нм - з кінематичного і силового розрахунку привода;

$\Psi_{ba} = 0,4$, прийmemo середнє значення;

$[\sigma]_H = 670$ МПа - прийmemo за рекомендаціями розділу 2.1.

Для косозубої передачі $[\sigma]_H = 0,5 \cdot ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2})$.

Міжцентрова відстань (7):

$$a_w = 430 \cdot (4,3 + 1) \sqrt[3]{\frac{125,17 \cdot 1,2}{4,3 \cdot 0,4 \cdot 670^2}} = 132,05 \text{ мм.}$$

Прийmemo $a_w = 130$ мм

5.3.1.3. Вибираємо кут нахилу зубців згідно з рекомендаціями розділу 2.1.3 $\beta = 12^\circ$

5.3.1.4. Вибираємо модуль передачі

$$m = (0,01 \dots 0,02) a_w = 1,3 \dots 2,6$$

Прийmemo за ГОСТ стандартне значення $m=2$ мм (див.п.2.1.4.).

5.3.1.5. Визначаємо число зубців колеса і шестерні

$$z_1 = \frac{2a_w \cos \beta}{m \cdot (1 + u)} = \frac{2 \cdot 130 \cdot \cos 12^\circ}{2 \cdot (1 + u)} = 23,98$$

Прийmemo $z_1 = 24$.

$$z_2 = z_1 \cdot u = 24 \cdot 4,3 = 103,2$$

Прийmemo найближче ціле число $z_2 = 103$.

5.3.1.6. Уточнюємо параметри передачі:

$$\text{Дійсне передатне число дорівнює } u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{103}{24} = 4,292$$

Відхилення від заданого:

$$\delta u = \frac{4,292 - 4,3}{4,3} \cdot 100\% = -0,186\% < 3\%$$

Кут нахилу зубців:

$$\cos \beta = \frac{m(z_1 + z_2)}{2a_w} = \frac{2 \cdot (24 + 103)}{2 \cdot 130} = 0,9769;$$

$$\beta = \arccos 0,9769 = 12^\circ 20'$$

5.3.1.7. Розраховуємо основні розміри зубчастих коліс:

Розміри	Шестерня	Колесо
Діаметри: Ділильний	$d_1 = \frac{2 \cdot 24}{0,9769} = 49,13$	$d_2 = \frac{2 \cdot 103}{0,9769} = 210,87$
Виступів	$d_{a1} = 49,13 + 2 \cdot 2 = 53,13$	$d_{a2} = 210,87 + 2 \cdot 2 = 214,67$
Западин	$d_{f1} = 49,13 - 2 \cdot 2,5 = 44,13$	$d_{f1} = 210,87 - 2 \cdot 2,5 = 205,87$
Ширина зуба	$b_1 = 52 + 3 = 55$	$b_2 = 0,4 \cdot 130 = 52$

5.3.1.8. Колова швидкість зубців:

$$v = \frac{\omega_1 d_1}{2 \cdot 10^3} = \frac{30,05 \cdot 49,13}{2000} = 0,74 \text{ м/сек}$$

5.3.1.9. За табл.2 визначаємо для виготовлення зубців дев'ятий ступінь точності ($S=9$).

5.3.1.10. Зусилля в зачепленні (11):

$$\text{Колове} \quad F_t = \frac{2 \cdot 125,17}{49,13} = 5095,5 \text{ Н}$$

$$\text{Радіальне} \quad F_r = 5095,9 \frac{\text{tg} 20^\circ}{0,9769} = 1898,5 \text{ Н}$$

$$\text{Осьове} \quad F_a = 5095 \cdot \text{tg} 12^\circ 55' = 1113,8 \text{ Н}$$

5.3.2. Перевірний розрахунок.

5.3.2.1. Робочі контактні напруження обчислюємо за формулою (12).
Визначаємо вхідні величини:

$$Z_a = 370 - \text{для косозубої передачі.}$$

$$F_t = 5095,5 \text{ Н}$$

$$\beta = 12^\circ 20'$$

$$d_2 = 210,87 \text{ мм}$$

$$b_2 = 52 \text{ мм}$$

$$u = 4,292$$

$S = 9$ - відомо з проектного розрахунку.

(13): Коефіцієнт нерівномірності розподілення навантаження між зубцями

$$K_{H\alpha} = 1 + 0,01 \cdot (2 \cdot 9 - 11) \sqrt{0,74} = 1,06$$

Коефіцієнт нерівномірності навантаження по довжині зуба (14):

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{0,5 \cdot 52}{49,13 \cdot 7,2} = 1,074$$

Приймаємо $\theta = 7,2$ для симетричної шестерні (див.п.2.3.1.).

Динамічний коефіцієнт (15).

$$K_{Hv} = 1 + \frac{(9+1)^2 (1 + 0,02 \cdot 2) \cdot 0,74 \cdot 55 \sqrt{130/4,292}}{690 \cdot 5095,5 \cdot 1,06 \cdot 1,074} = 1,006$$

Підставляємо всі параметри:

$$\sigma_H = 370 \sqrt{\frac{5095,5 \cdot 0,9769}{52 \cdot 210,87} (4,292 + 1) \cdot 1,06 \cdot 1,074 \cdot 1,006} = 613,73 < 670$$

5.3.2.2. Недовантаження становить 8,4%, що допустимо. Однак для економії матеріалу зубчастих коліс можна зменшити їх ширину b_2 . Так як робоче напруження обернено пропорційне квадратному кореню із ширини зуба, нове значення b'_2 можна знайти із співвідношення:

$$b'_2 = b_2 \frac{\sigma_H^2}{[\sigma]_H^2} = 52 \cdot \frac{613,73^2}{670^2} = 43,6 \text{ мм}$$

Приймаємо $b_2 = 44$ мм. Перераховуємо робочі напруження. Нові значення $K_{H\beta} = 1,063$ (за формулою 14); $K_{Hv} = 1,006$ (за формулою 15).

Відповідне значення робочого напруження після перерахунку становить

$$\sigma_H = 663,8 \text{ МПа. На цей раз недовантаження дорівнює всього 0,93\%.$$

Остаточно приймаємо ширину коліс: $b_2 = 44$ мм, $b_1 = 47$ мм.

При ескізній компоновці ці зміни слід внести в п.5.3.1.7.

5.3.2.3. Робочі напруження згину в ніжці зуба визначаємо за формулою (16). Всі вхідні величини, крім коефіцієнтів, відомі. Обчислюємо їх.

Коефіцієнт форми зуба (17)

Шестерня:

$$\text{Еквівалентне число зубців: } z_{v1} = \frac{24}{0,9769^3} = 25,74$$

$$Y_{F1} = 3,6 \cdot \left(1 - \frac{0,93}{25,74} + \frac{71}{25,74^2}\right) = 3,856$$

Колесо:

$$z_{v2} = \frac{103}{0,9769^3} = 110,48$$

$$Y_{F2} = 3,6 \cdot \left(1 - \frac{0,93}{110,48} + \frac{71}{110,48^3}\right) = 3,591$$

Порівнюємо відносну міцність.

Шестерня: $\sigma_{Y1} = \frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}} = \frac{360,5}{3,856} = 93$

Колесо: $\sigma_{Y2} = \frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}} = \frac{309}{3,591} = 86$

Так як зубці колеса при згині менш міцні, перевіряємо колесо.

Коефіцієнт зміцнення: $Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{140}$;

переводимо кут β в десяткову систему:

$$\beta = 12^{\circ}20' = 12 + \frac{20}{60} = 12,3333^{\circ}.$$

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{12,3333}{140} = 0,9119.$$

Коефіцієнти нерівномірності розподілу навантаження (18) і (19):

$$\varepsilon = \left(1,6 + \frac{24 \cdot 4,292}{1000}\right) \cos 12^{\circ}20' = 1,664;$$

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (1,664 - 1)(9 - 5)}{4 \cdot 1,664} = 1;$$

Слід відзначити, що при $S = 9$ завжди $K_{F\alpha} = 1$, що одержуємо безпосередньо з формули (18).

$$K_{F\beta} = 1 + \frac{44}{49,13 \cdot 7,2} = 1,124$$

Тут ми прийняли $\theta_H = 7,2$ (для симетричної шестерні) і нове значення $b_2 = 44$ мм. Динамічний коефіцієнт (20):

$$K_{Fv} = 1 + \frac{(9 + 1)^2 (1 + 0,02 \cdot 2) \cdot 0,74 \cdot 44 \sqrt{130/4,292}}{230 \cdot 5095,5 \cdot 1 \cdot 1,124} = 1,017$$

Підставляємо всі параметри у формулу (16):

$$\sigma_F = \frac{5095,5 \cdot 1 \cdot 1,124 \cdot 1,017}{44 \cdot 2} \cdot 3,591 \cdot 0,9119 = 216,75 < 309 \text{ МПа}$$

Умова міцності зберігається. Передача розрахована правильно. Зводимо результати розрахунків в таблицю.

Табл.5.3

Параметр	Позначення	Шестерня	Колесо	
Тип передачі	-	косозуба		
Передатне число	u	4,292		
Міжцентрова відстань	a_w	130 мм		
Модуль	m	2		
Число зубців	z	24	103	
Кут нахилу	β	12°20'		
Степінь точності	S	9	9	
Матеріал	-	40ХН	40ХН	
Допустимі і робочі напруження	$[\sigma]_H$	701	670	638,7
	σ_H		663,8	
	$[\sigma]_F$	360,5		309
	σ_F		216,75	
Зусилля в зачепленні (Н)	Колове		5095,5	
	Радіальне		1898,5	
	Осьове		1113,8	
Обертний момент (Нм)	T	125,17	514,9	

5.4. Розрахунок пасової передачі.

Варіант 1. Клинопасова передача.

Дані для розрахунку приймаємо з таблиці кінематичного і силового розрахунку (табл.5.1):

Передатне число $u=3,3$.

Обертвий момент на ведучому шківі $T_1 = 40,21 \text{ Н м}$

Кутова швидкість ведучого шківів $\omega_1 = 99,48 \text{ сек}^{-1}$.

5.4.1. Рекомендований діаметр малого шківу [9] :

$$d_1 = 40 \sqrt[3]{T_1} = 40 \sqrt[3]{40,21} = 137 \text{ мм} . \text{ Приймаємо за ГОСТ 17383-72}$$

стандартний діаметр $d_1 = 140 \text{ мм} .$

5.4.2. Рекомендований тип паса - А. Для паса А рекомендований момент на ведучому шківі $15 < T_1 < 60 \text{ Нм}$ (див. [8], [9]).

Для типу А площа перерізу паса $A_1 = 81 \text{ мм}^2$; ширина нейтрального шару $b_p = 11 \text{ мм} .$

5.4.3. Колова сила.

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} \cdot 10^3 = \frac{2 \cdot 40,21}{140} \cdot 10^3 = 574,4 \text{ Н}$$

Визначаємо орієнтовне число пасів z при середньому допустимому напруженні $[\sigma]_F = 2 \text{ МПа}$:

$$z = \frac{F_t}{[\sigma]_F A_1} = \frac{574,4}{2 \cdot 81} = 3,55$$

Число пасів допустиме. Продовжуємо розрахунок, не змінюючи тип паса.

5.4.4. Діаметр веденого шківів:

$$d_2 = (1 - \varepsilon) \cdot u \cdot d_1 = (1 - 0,03) \cdot 3,3 \cdot 140 = 448 \text{ мм}$$

Приймаємо найближче стандартне значення:

$$d_2 = 450 \text{ мм}$$

Уточнюємо передатне число (з поправкою на пружне ковзання $\varepsilon = 0,03$) :

$$u = \frac{d_2}{(1 - \varepsilon)d_1} = \frac{450}{0,97 \cdot 140} = 3,314$$

Відхилення від заданого становить 3,3 %, що допускається.

5.4.5. Обчислюємо геометричні параметри передачі. Рекомендована міжосьова відстань дорівнює:

$$a' = 1,5 \frac{d_2}{\sqrt[3]{u}} = 1,5 \frac{450}{\sqrt[3]{3,314}} = 452,53 \text{ мм}$$

Потрібна довжина паса:

$$L' = 2a' + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a'} = 1885,8 \text{ мм}$$

Приймаємо за ГОСТ 1284.1-80 стандартну довжину паса:

$$L = 1800 \text{ мм}$$

Міжосьова відстань при стандартному пасі:

$$\Delta = L - \frac{\pi \cdot (d_1 + d_2)}{2} = 1800 - \frac{\pi \cdot (140 + 450)}{2} = 873,23 ;$$

$$a = 0,25[\Delta + \sqrt{\Delta^2 - 2(d_2 - d_1)^2}] =$$

$$= 0,25[873,23 + \sqrt{873,23^2 - 2(450 - 140)^2}] = 407,11 \text{ мм}$$

Кут охоплення на малому шківі:

$$\alpha_1 = \pi - 2 \cdot \arcsin\left(\frac{d_2 - d_1}{2a}\right) = 2,3604 \text{ (рад)}$$

Перевірний розрахунок

5.4.6. Показники тягової здатності:

$m = e^{f\alpha_1}$, приймаємо зведений коефіцієнт тертя $f' = 0,512$ (за рекомендацією ISO).

$$m = e^{0,512 \cdot 2,3604} = 3,3485$$

Коефіцієнт тяги:

$$\psi = \frac{m - 1}{m + 1} = \frac{3,3485 - 1}{3,3485 + 1} = 0,5401$$

Швидкість паса:

$$v = \frac{\omega_1 d_1}{2 \cdot 10^3} = \frac{99,48 \cdot 140}{2 \cdot 10^3} = 6,964 \text{ м/сек}$$

Число пробігів:

$$U = 10^3 \frac{v}{L} = 10^3 \frac{6,964}{1800} = 3,87 < [U] = 10$$

При числі пробігів $U > [U]$ слід збільшити довжину паса.

5.4.7. Уточнюємо допустиме корисне напруження:

$$[\sigma]_F = \frac{m - 1}{m} \left[\frac{6,93}{U^{0,09}} - 7,5 \frac{b_p^{1,57}}{d_1} - 1,27 \cdot 10^{-3} \cdot v^2 \right] =$$

$$= \frac{3,3485 - 1}{3,3485} \left[\frac{6,93}{3,87^{0,09}} - 7,5 \frac{11^{1,57}}{140} - 1,27 \cdot 10^{-3} \cdot 6,964^2 \right] = 2,7253 \text{ МПа}$$

Потрібне число пасів:

$$z = \frac{F_t}{[\sigma]_F A_1} = \frac{574,4}{2,7253 \cdot 81} = 2,602 \quad \text{Приймаємо } z=3.$$

5.4.8. Зусилля, які діють на вали передачі

$$F_R = \frac{F_t}{\psi} \sin \frac{\alpha_1}{2} = \frac{574,4}{0,5401} \sin \left(\frac{2,3604}{2} \right) = 983,4 \text{ Н}$$

Результати розрахунку зводимо в таблицю:

Табл. 5.4

НАЗВА	ПОЗНАЧЕННЯ	РЕЗУЛЬТАТ
Тип передачі	-	Клинопасова
Передатне число	u	3,314
Діаметри шківів:	d_1	140 мм
	d_2	450 мм
Довжина пасу	L	1800 мм
Міжосьова відстань	a	407,1 мм
Кількість і тип пасів	z	$3 \times A$
Зусилля на вали	F_R	983 Н
Обертний момент	a	40,21 Нм

Варіант 2. Зубчастопасова передача.

5.5. Дані для розрахунку (з таблиці 5.1):

Передатне число: $u = 3,3$

Обертний момент на ведучому шкві: $T_1 = 40,21 \text{ Нм}$

Число обертів ведучого шківа: $n_1 = 950 \text{ об/хв}$

Ресурс: $L_h = 5000 \text{ год.}$

5.5.1. Обчислюємо модуль передачі [8]

$$m = 1,65 \sqrt[3]{T_1} = 1,65 \sqrt[3]{40,21} = 5,65 \text{ мм}$$

Приймаємо за ОН-6-07-5-63 стандартне значення $m=5$.

5.5.2. Визначаємо число зубців шківів. Для зубчастих пасів при $n_1 < 1000 \text{ об/хв}$ і $m=5$ рекомендують приймати $z_1 \geq 18$ (див. [8]). Приймаємо $z_1 = 20$; $z_2 = z_1 \cdot u = 20 \cdot 3,3 = 66$. Передатне число витримане точно.

5.5.3. Основні розміри передачі:

Рекомендована міжосьова відстань береться в межах:

$$0,5(z_1 + z_2)m < a < 2(z_1 + z_2)m, \text{ тобто } 215 < a < 860 \text{ мм}$$

Прийmemo проміжне значення $a' = (z_1 + z_2)m = 430 \text{ мм}$. Число зубців пасу при вибраному a' :

$$z_p = \frac{2a'}{\pi m} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_2 - z_1)^2 m}{4\pi a'} = \frac{2 \cdot 430}{5\pi} + \frac{20 + 66}{2} + \frac{(66 - 20)^2 \cdot 5}{4 \cdot 430\pi} = 99,71$$

Стандартне значення: $z_p = 100$;

Довжина пасу: $L = \pi m z_p = 5 \cdot 100 \cdot \pi = 1570,80 \text{ мм}$

Діаметри шківів: $d_1 = m \cdot z_1 = 100 \text{ мм}$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 330 \text{ мм}$$

Міжосьова відстань: $a = 0,25 \cdot (\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 8\Delta^2})$, де

$$\lambda = L - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} = 1570,8 - \frac{\pi(100 + 330)}{2} = 895,36$$

$$\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{330 - 100}{2} = 115$$

$$a = 0,25 \cdot (895,36 + \sqrt{895,36^2 - 8 \cdot 115^2}) = 432,39 \text{ мм}$$

5.5.4. Розрахунок зубців пасу на зсув. Умовне напруження зсуву в основі зубців пасу обчислюється за формулою:

$$\sigma_{zc} = \frac{F_t k_\delta}{k S_1 z_0 b_p}, \text{ або з урахуванням } k = 2,65; S_1 = 0,8m:$$

$$\sigma_{zc} = \frac{F_t k_\delta}{2,12m z_0 b_p},$$

де $k_\delta = 1,2$ — динамічний коефіцієнт. Приймаємо значення для спокійного навантаження.

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} \cdot 10^3 = \frac{2 \cdot 20,21}{100} \cdot 10^3 = 804,2 \text{ Н} — \text{ колова сіла.}$$

z_0 — число зубців пасу, що знаходиться в зачепленні з малим шківом:

$$z_0 = \frac{z_1}{2} \left(1 - \frac{d_2 - d_1}{a\pi} \right) = \frac{20}{2} \left(1 - \frac{330 - 100}{432,39\pi} \right) = 8,31 \approx 8$$

$$[\sigma_{zp}] = \frac{[\sigma_{zc}]}{k_p} — \text{ допустиме напруження зсуву, } [\sigma_{zc}] = 5 \text{ МПа.}$$

$k_p = \varphi \sqrt[6]{N_{II}}$ — коефіцієнт довговічності, де

$$N_{II} = 60 \frac{z_1}{z_p} L_h n_1 = 60 \frac{20}{100} \cdot 5000 \cdot 950 = 5,7 \cdot 10^7$$

$\varphi = \varphi_t \varphi_z \varphi_p$ — коректуючий коефіцієнт, де

$$\varphi_t = \sqrt[6]{\frac{n_1}{10^3}} \geq 1. \text{ При } n_1 \leq 10^3 \text{ приймаємо } \varphi_t = 1;$$

$\varphi_z = 1,07$ (при двозмінній роботі); $\varphi_p = 1$ (натяжний ролик не застосовуємо). Результати обчислень:

$$k_p = 1 \cdot 1,07 \cdot 1 \cdot \sqrt[6]{5,7 \cdot 10^7} = 20,99$$

$$[\sigma_{зсп}] = \frac{5}{22,9} = 0,2382 \text{ МПа}$$

Перевірний розрахунок можна проводити двома способами:

1. Прийняти ширину паса $b_p = (6 \dots 9)m$, обчислити робочі напруження зсуву $\sigma_{зс}$ і порівняти з допустимими;

2. Прийняти допустимі напруження і визначити необхідну ширину b_p .

Розрахунок проводимо другим способом. Розрахункова формула:

$$b_p \geq \frac{F_t k_\delta}{2,12 m z_0 [\sigma_{зсп}]} = \frac{804,2 \cdot 1,2}{2,12 \cdot 5 \cdot 8 \cdot 0,2382} = 47,77$$

Приймаємо стандартне значення $b_p = 50 \text{ мм}$.

5.5.5. Обчислення розмірів шківів (див. [8])

	Ведучий шків	Ведений шків
Діаметри (мм):		
Ділильний: $d = mz$	$d_1 = 100$	$d_2 = 330$
Виступів: $d_a = d + C - 2\delta$, де	$C_1 = 0,063$	$C_2 = 0,208$
$\delta = 1,3$ (для $m = 5$), $i = 0,0013$,	$d_{1a} = 97,46$	$d_{2a} = 327,61$
$C = 0,15 \frac{F_t i z}{b_p}$		
Западин: $d_f = d_a - 1,8m$	$d_{1f} = 88,46$	$d_{2f} = 318,61$
Висота зуба (мм): $h = 0,9m$	$h_1 = 4,5$	$h_2 = 4,5$
Довжина зуба (мм): $b = b_p + m$	$b_1 = 55$	$b_2 = 55$

5.5.6. Зусилля на вали. Обчислюємо за формулою:

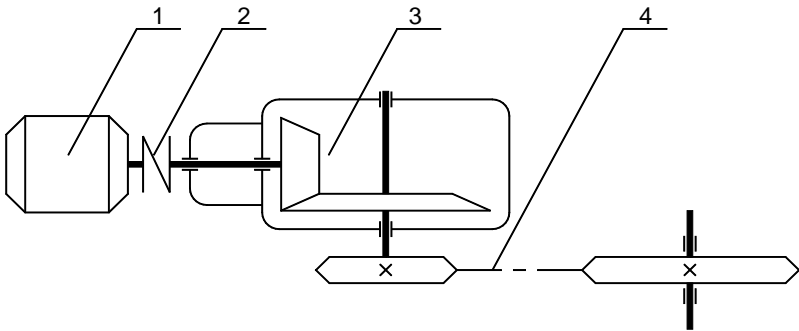
$$F_R \approx 1,2 \cdot F_t = 1,2 \cdot 804,2 = 965,04 \text{ Н}$$

Результати зводимо в таблицю:

НАЗВА	ПОЗНАЧЕННЯ	РЕЗУЛЬТАТ
Тип передачі	-	зубчастопасова
Передатне число	u	3,3
Модуль	m	5 мм
Число зубців і діаметр шківів	z_1 / d_1 z_2 / d_2	20 / 100 мм 66 / 330 мм
Довжина паса	z_p / L	100 / 1580,8 мм
Міжосьова відстань	a	432,39 мм
Ширина паса	b_p	50 мм
Зусилля на вали	F_R	965,04 Н
Обертний момент	T_1	40,21 Нм

6. Приклад №2.

Розрахувати привід, що складається з електродвигуна 1, муфти 2, горизонтального конічного редуктора 3 і ланцюгової передачі 4:



Потужність на вихідному валі: $N_3 = 6,4$ кВт

Число обертів: $n_3 = 165$ об/хв

Ресурс роботи передачі: $L_h = 10$ тис. годин, навантаження спокійне.

6.1. Вибір електродвигуна.

З таблиці 1 к.к.д. конічної передачі:	$\eta_1 = 0,965$
ланцюгової передачі:	$\eta_2 = 0,94$
пари підшипників:	$\eta_3 = 0,99$
муфти:	$\eta_4 = 1$

Привід містить три вали і три пари підшипників, тому загальний ККД привода дорівнює: $\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3^3 \cdot \eta_4 = 0,8802$

Потрібна потужність привода:

$$N_1' = \frac{N_3}{\eta} = \frac{6,4}{0,8802} = 7,271 \text{ кВт}$$

Найближча стандартна потужність: $N_1 = 7,5 \text{ кВт}$

Загальне передатне число привода дорівнює добутку передатних чисел конічної і ланцюгової передачі, тобто $u = u_1 \cdot u_2$.

За таблицю 1 вираховуємо:

$$u = (2 \dots 4) \cdot (2 \dots 5) = 4 \dots 20$$

Доцільніше всього орієнтуватися на середню величину $u \approx 12$. Потрібне число обертів електродвигуна:

$$n_1' = n_3 \cdot u = 165 \cdot 12 = 1980 \text{ об/хв}$$

Найближче стандартне число обертів: $n_1 = 1500 \text{ об/хв}$

За табл.3 приймаємо двигун типу 4A132S4Y3. Його дані:

$$N_1 = 7,5 \text{ кВт}, n_1 = 1455 \text{ об/хв}$$

6.2. Кінематичний і силовий розрахунок привода.

Передатне число привода:

$$u = \frac{n_1}{n_3} = \frac{1455}{165} = 8,82$$

За рекомендаціями розділу 1.2. прийемо передатне число конічної передачі $u_1 = 3,5$. Для ланцюгової передачі $u_2 = \frac{u}{u_1} = 2,53$.

Визначимо потужність, число обертів і обертовий момент на кожному валі: N_1 і n_1 співпадають з даними електродвигуна.

$$N_2 = N_1 \eta_4 \eta_1 \eta_3^2 = 7,5 \cdot 1 \cdot 0,965 \cdot 0,99^2 = 7,093 \text{ кВт}$$

$$N_3 = N_2 \eta_2 \eta_3 = 7,093 \cdot 0,94 \cdot 0,99 = 6,601 \text{ кВт}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_1} = \frac{1455}{3,5} = 415,71 \text{ об/хв}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_2} = \frac{415,71}{2,52} = 165 \text{ об/хв (відповідає завданню)}$$

Обертвий момент і кутову швидкість кожного валу визначимо за відомими формулами:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \text{ (сек}^{-1}\text{)}, \quad T = 10^3 \frac{N}{\omega} \text{ (Нм)}$$

Розрахунок краще всього подати у вигляді таблиці:

Табл. 6.1

№	Назва валу і елементів передач	N (кВт)	n (об/хв)	ω (сек ⁻¹)	T (Нм)	u	Тип передач
1	Електродвигун (муфта, кінчна шестерня)	7,5	1455	152,4	49,22	3,5	кінчна
2	Вихідний вал редуктора (кінчне колесо, зірочка ведуча)	7,093	415,7	43,53	162,9		
3	Ведена зірочка	6,601	165	17,28	392,0	2,52	Ланцюгова

6.3. Розрахунок закритої кінчної передачі.

6.3.1. Вибір матеріалу (див. додаток 2). Вибираємо для виготовлення шестерні і колеса сталь марки 40X і оформимо розрахунок у вигляді таблиці:

Табл. 6.2

ПАРАМЕТР	ШЕСТЕРНЯ	КОЛЕСО
Матеріал	40X	40X
Термообробка	нормалізація	нормалізація
Твердість за Бринелем	HB290	HB260
Допустимі напруження: Контактне напруження Базове контактне напруження: $[\sigma]_H = 1,82 HB + 64$	$[\sigma]_{H1} = 591 \text{ МПа}$	$[\sigma]_{H2} = 473 \text{ МПа}$
Базове число циклів навантаження: $N_{H0} = 30 HB^{2,4}$	$N_{H01} = 2,44 \cdot 10^7$	$N_{H02} = 1,88 \cdot 10^7$

Число циклів навантаження: $N_H = 60nL_h$	$N_{H1} = 8,73 \cdot 10^8$	$N_{H2} = 2,49 \cdot 10^8$
Коефіцієнт довговічності $K_{HL} = 6 \sqrt{\frac{N_{H0}}{N_H}}, N_{H0} > N_H$ $K_{HL} = 1, N_{H0} \leq N_H$	$K_{HL1} = 1$	$K_{HL} = 1$
Допустиме контактне напруження: $[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} K_{HL}$	$[\sigma]_{H1} = 591$ МПа	$[\sigma]_{H1} = 473$ МПа
Напруження згину Базове напруження: $[\sigma]_F = 1,03HB$	$[\sigma]_{F01} = 298$ МПа	$[\sigma]_{F02} = 267$ МПа
Базове число циклів навантаження при згині $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$	$N_{F01} = 4 \cdot 10^6$	$N_{F02} = 4 \cdot 10^6$
Число циклів навантаження: $N_F = N_H = 60nL_h$	$N_{F1} = 8,73 \cdot 10^8$	$N_{F1} = 2,49 \cdot 10^8$
Коефіцієнт довговічності $K_{FL} = 6 \sqrt{\frac{N_{F0}}{N_F}}, N_{F0} > N_F$ $K_{FL} = 1, N_{F0} \leq N_F$	$K_{FL1} = 1$	$K_{FL2} = 1$
Допустиме напруження згину: $[\sigma]_F = [\sigma]_{F0} K_{FL}$	$[\sigma]_{F1} = 298$ МПа	$[\sigma]_{F2} = 267$ МПа

6.3.2. Розрахунок мінімальних габаритів передачі із умов контактної міцності (див. розділ 3.1).

6.3.2.1. Зовнішній дільний діаметр конічного колеса визначимо за формулою (23). Вхідні величини:

$$K_d = 1020 \text{ (постійний коефіцієнт)}$$

$$u = 3,5$$

$$T_{iu} = 49,22$$

} з таблиці кінематичного розрахунку 6.1

$$[\sigma]_H = 473 \text{ МПа (приймаємо менше з двох значень у таблиці)}$$

$$\psi_{Re} = 0,3$$

$$d_{e2} = 1020 \sqrt[3]{\frac{49,22 \cdot 3,5^2 \cdot 1,25}{(1-0,3) \cdot 0,3 \cdot 473^2}} = 257,25 \text{ мм}$$

6.3.2.2. Приймаємо число зубців шестерні

$$z_1 = 24, z_2 = z_1 u = 24 \cdot 3,5 = 84 \text{ (передатне число витримане точно).}$$

$$\text{Зовнішній модуль } m_e = \frac{d_{e2}}{z_2} = 3,059. \text{ Приймаємо } m_e = 3.$$

6.3.2.3. Вираховуємо основні геометричні параметри конічної передачі (рис.2).

Конусна відстань:

$$\text{Зовнішня: } R_e = \frac{m_e}{2} \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = \frac{3}{2} \sqrt{24^2 + 84^2} = 131,04 \text{ мм}$$

$$\text{Середня: } R_m = R_e - 0,5b = 131,04 - 0,5 \cdot 40 = 111,04 \text{ мм}$$

$$\text{Кути ділительних конусів: } \delta_1 = \arctg \frac{24}{84} = 0,2783 = 15^\circ 56'$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 74^\circ 04'$$

Ширина зубчастого вінця:

$$b = \psi_{\text{Re}} \cdot R_e = 0,3 \cdot 131,04 = 39,312$$

$$\text{Приймаємо } b_1 = b_2 = 40 \text{ мм}$$

Основні розміри шестерні та колеса:

Шестерня	Колесо
Зовнішній ділительний діаметр (мм):	
$d_{e1} = 3 \cdot 24 = 72$	$d_{e2} = 3 \cdot 84 = 252$
Середній ділительний діаметр (мм):	
$d_{m1} = 72 \cdot \frac{111,04}{131,04} = 61,01$	$d_{m2} = 252 \cdot \frac{111,04}{131,04} = 213,54$
Зовнішній діаметр вершин (мм):	
$d_{ae1} = 72 + 2 \cdot 3 \cdot \cos 15^\circ 56' =$ $= 77,77$	$d_{ae2} = 252 + 2 \cdot 3 \cdot \cos 74^\circ 04' =$ $= 253,65$
Зовнішній діаметр западин (мм):	
$d_{fe1} = 72 - 2,4 \cdot 3 \cdot \cos 15^\circ 56' =$ $= 65,08$	$d_{fe2} = 252 - 2,4 \cdot 3 \cdot \cos 74^\circ 04' =$ $= 250,02$
Зовнішня висота зуба (мм):	
$h_{e1} = 2,2 \cdot 3 = 6,6$	$h_{e2} = 2,2 \cdot 3 = 6,6$

6.3.2.4. Обчислення допоміжних величин. Колова швидкість зубців:

$$v = \frac{152,37 \cdot 61,01}{2 \cdot 10^3} = 4,648 \text{ мм}$$

За табл. 2 призначаємо 8-му степінь точності (S=8) виготовлення кінчних коліс (див. додаток 1).

Зусилля в зачепленні:

$$\text{Колове: } F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1}} 10^3 = \frac{2 \cdot 49,22}{61,01} \cdot 10^3 = 1613,6 \text{ Н}$$

Осьове на шестерні: $F_{a1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \sin \delta_1 = 161,23 \text{ Н}$
(радіальне на колесі)

Осьове на колесі: $F_{a2} = F_{r1} = F_t \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cos \delta_1 = 564,7 \text{ Н}$
(радіальне на шестерні)

6.3.3.Перевірний розрахунок.

6.3.3.1. Робочі контактні напруження обчислюємо за формулою (25). Всі вхідні величини (F_t , u , b , d_{m1}) вже відомі. Коефіцієнти, які уточнюють навантаження, розраховуємо за формулами (26) і (27):

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{0,4 \cdot 40 \cdot \cos 15^\circ 56'}{61,01 \cdot 2} = 1,126$$

Приймемо $\theta_H = 2$, так як плануємо установку роликів підшипників.

$$K_{Hv} = 1 + \frac{(8+2)^2 (1+0,02 \cdot 3) \cdot 4,65 \cdot 40 \sqrt{\frac{111,04}{3,5}}}{230 \cdot 1613,6 \cdot 1,125} = 1,266$$

Після підстановки отримуємо:

$$\sigma_H = 440 \sqrt{\frac{1613,6 \sqrt{3,5^2 + 1}}{0,85 \cdot 40 \cdot 61,01 \cdot 35}} \cdot 1,126 \cdot 1,266 = 472,43 < 473 \text{ МПа}$$

Недовантаження становить 0,12 %, що можна вважати дуже добрим результатом.

6.3.3.2. Робочі напруження згину обчислюємо за формулою (28). Перевіряємо міцність зубців шестерні.

Вхідні величини: $F_t = 1613,6 \text{ Н}$, $z_1 = 24$, $b = 40 \text{ мм}$,

$$d_{m1} = 61,01 \text{ мм}$$

Шестерня:

$$\text{Еквівалентне число зубців: } z_{v1} = \frac{24}{\cos 15^\circ 56'} = 24,96$$

Коефіцієнт форми зуба:

$$Y_{F1} = 3,6 \cdot \left(1 - \frac{0,93}{24,96} + \frac{71}{24,96^2} \right) = 3,876$$

Колесо:

$$z_{V2} = \frac{84}{\cos 74^\circ 04'} = 246,4$$

При числі зубів 120 і більше форма зуба практично не відрізняється від зуба рейки, тому приймаємо

$$Y_{F2} = Y_{F \min} = 3,6$$

Порівнюємо відносну міцність.

$$\text{Шестерня: } \sigma_{Y1} = \frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}} = \frac{298}{3,876} = 76,88$$

$$\text{Колесо: } \sigma_{Y2} = \frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}} = \frac{267}{3,6} = 74,17$$

Так як зубці колеса при згині менш міцні, перевіряємо колесо.

Коефіцієнти навантаження (29) і (30):

$$K_{F\beta} = 1 + \frac{40 \cdot \cos 15^\circ 56'}{61,01 \cdot 2} = 1,253$$

Приймаємо $\theta_{II} = 2$ для роликів підшипників.

$$K_{Fv} = 1 + \frac{(8+2)^2 (1+0,02 \cdot 3) \cdot 4,65 \cdot 40 \sqrt{\frac{111,04}{3,5}}}{87 \cdot 1613,6 \cdot 1,125} = 1,632$$

Підставляємо параметри у формулу:

$$\sigma_F = \frac{1613,6 \cdot 24}{0,85 \cdot 40 \cdot 61,01} \cdot 3,6 \cdot 1,253 \cdot 1,632 = 137,43 < 267 \text{ МПа}$$

Недовантаження по напруженнях згину становить 48,5 %, що закономірно для закритих передач. Передача розрахована правильно.

Результати розрахунку зводимо в таблицю.

Табл. 6.2.

ПАРАМЕТРИ	ПОЗН.	ШЕСТЕРНЯ	КОЛЕСО
Тип передачі:	-	Конічна прямозуба	
Передатне число:	u	3,5	
Зовнішня конусна відстань:	R_e	131,04 мм	
Модуль:	m	3 мм	
Число зубців:	z	24	84
Кут діляльного конуса:	δ	15°56'	74°04'
Степінь точності:	S	8	8

Матеріал:	сталь	40Х	40Х	
Робочі і допустимі напруження:	$[\sigma]_H$	591	473	
	σ_H	472,73	472,43	
	$[\sigma]_F$	293	267	
	σ_F	-	137,43	
Зусилля в зачепленні: колове (Н)	F_t	1613,6	1613,6	
	радіальне (Н)	F_r	564,7	161,23
	осьове (Н)	F_a	161,23	564,7
	Обертний момент (Нм)	T	49,22	162,93

6.4. Розрахунок ланцюгової передачі.

6.4.1. Приймаємо ланцюг привідний роликів типу ПР. Мінімальний крок ланцюга визначаємо з умови зносостійкості шарнірів ланцюга:

$$p \geq K_L \sqrt[3]{\frac{T_1 k_e}{z_1 [\sigma] m}},$$

де $K_L = 28,3$ — постійний коефіцієнт;

$m = 1$ - число рядів ланцюга;

$T_1 = 162,93$ (Нм) — обертовий момент на ведучій зірочці (за таблицею);

z_1 - число зубів ведучої зірочки. Рекомендується вибирати $z_1 \approx 31 - 2u$. Прийmemo $z_1 = 24$.

$[\sigma] = 16 \dots 35$ МПа — допустимий питомий тиск в шарнірах ланцюга (в деяких довідниках позначається $[\rho]$). При попередньому розрахунку приймаємо $[\sigma] = 25$ МПа.

$k_e = k_1 k_2 k_3 k_4 k_5 k_6 = 0,64 \dots 6,6$ — коефіцієнт еквівалентного навантаження (вибір k_e дивись, наприклад в [5]). Для типових умов роботи $k_e = 2,6$.

$$p \geq 28,3 \sqrt[3]{\frac{162,93 \cdot 2,6}{24 \cdot 25 \cdot 1}} = 25,2 \text{ мм}$$

За ГОСТ 13568-75 приймаємо ланцюг ПР-25,4-5670 з кроком $p=25,4$ мм (1 дюйм) і руйнівним навантаженням 5670 кгс (див. [5], [1], [9] і інш.). Випи-суюмо з ГОСТ параметри ланцюга.

Площа опорної поверхні шарніра: $A = 179,7 \text{ мм}^2$,

Погонна маса ланцюга: $q = 2,6 \text{ кг/м}$.

6.4.2. Обчислюємо геометричні параметри передачі. Ділильні парамет-ри:

$$d_1 = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right)} = \frac{25,4}{\sin\left(\frac{180^\circ}{24}\right)} = 194,6 \text{ мм}$$

Число зубців веденої зірочки: $z_2 = z_1 \cdot u = 24 \cdot 2,52 = 60,48$

Приймаємо $z_2 = 60$.

Дійсне передатне число $u = \frac{60}{24} = 2,5$

Відхилення $\delta u = \frac{2,52 - 2,5}{2,52} \cdot 100 = 0,8\%$ що є допустимим.

$$d_2 = \frac{25,4}{\sin\left(\frac{180^\circ}{60}\right)} = 485,33 \text{ мм}$$

Попередньо приймаємо міжосьову відстань

$$a' = 40p = 40 \cdot 25,4 = 1016 \text{ мм}$$

Довжина ланцюга в кроках:

$$l_p = \frac{2a'}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{p}{a'} =$$

$$\frac{2 \cdot 1016}{25,4} + \frac{24 + 60}{2} + \left(\frac{60 - 24}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{25,4}{1016} = 122,82$$

Приймаємо найближче парне число $l_p = 122$. Фактична міжосьова від-стань:

$$a = \frac{p}{8} \left\{ 2l_p - (z_1 + z_2) + \sqrt{[2l_p - (z_1 + z_2)]^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{\pi}\right)^2} \right\} =$$

$$= \frac{25,4}{8} \left\{ 2 \cdot 122 - (24 + 60) + \sqrt{[2 \cdot 122 - (24 + 60)]^2 - 8 \cdot \left(\frac{60 - 24}{\pi}\right)^2} \right\} = 1005,5 \text{ мм}$$

5.4.3. Перевірний розрахунок ланцюга.

Робочий тиск в шарнірі дорівнює:

$$\sigma = \frac{F_t k_e}{A K_m} \leq [\sigma], \quad \text{де}$$

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} \cdot 10^3 = \frac{2 \cdot 162,93}{194,6} = 1674,5 \text{ Н} \text{ — колова сила,}$$

k_e — коефіцієнт експлуатації,

K_m — коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між рядами ланцюга, дорівнює 1, 0,95, 0,9, 0,85 відповідно для одно-, дво-, трьох- та чотирьохрядних ланцюгів.

A — площа опорної поверхні шарніра ланцюга.

Уточнюємо допустимий тиск. Його можна вибрати з таблиці (див. наприклад [1], [9], [5]) або визначити за емпіричною формулою:

$$[\sigma] = \frac{C}{L_h K_v K_{z_1} K_a K_u} - \frac{2qv^2}{Am}, \quad \text{але не більше 45 МПа,}$$

де

$C = 3,325 \cdot 10^6$ — коефіцієнт роботоздатності передачі при максимально допустимому зносі шарнірів $\Delta p / p = 2,5\%$,

$L_h = 10000$ год. — ресурс її роботи (див. завдання),

K_i — коректуючі коефіцієнти:

$$K_v = \sqrt[3]{\left(\frac{n_1}{10}\right)^2} = \sqrt[3]{\left(\frac{415,7}{10}\right)^2} = 12,0,$$

$$K_{z_1} = \frac{25}{z_1} = \frac{25}{24} = 1,0417,$$

$$K_a = \sqrt[4]{\frac{40p}{a}} = 1 \quad (\text{оскільки ми прийняли } a = 40p)$$

$$K_u = \sqrt[6]{\frac{z_1}{z_2}} = \sqrt[6]{\frac{24}{60}} = 0,8584,$$

$$v = \frac{z_1 n_1 p}{6 \cdot 10^4} = \frac{24 \cdot 415,7 \cdot 25,4}{6 \cdot 10^4} = 4,2235 \text{ м/сек} \text{ — лінійна швидкість}$$

ланцюга,

$A = 179,7 \text{ мм}^2$ — площа опорної поверхні шарніра,

$q = 2,6 \text{ кг/м}$ — погонна маса ланцюга.

Результати розрахунку:

$$[\sigma] = \frac{3,325 \cdot 10^6}{10000 \cdot 12,0 \cdot 1,0417 \cdot 1 \cdot 0,8584} - \frac{2 \cdot 2,6 \cdot 4,2235^2}{179,7 \cdot 1} = 30,47 \text{ МПа}$$

$$\sigma = \frac{1674,5 \cdot 2,6}{179,7 \cdot 1} = 24,23 \text{ МПа} < [\sigma].$$

Передача розрахована правильно.

5.4.4. Навантаження на вали обчислюється за формулою:

$$F_{\text{Л}} = k_6 F_t + 2F_0,$$

$k_6 = 1,0 \dots 1,3$ — коефіцієнт навантаження. Прийmemo середнє значення $k_6 = 1,15$.

$F_0 = 30qa$ — натяг від провисання, де q — погонна маса ланцюга,

$$F_0 = 30 \cdot 2,6 \cdot 1005,5 \cdot 10^{-3} = 78,39 \text{ Н.}$$

Зусилля на вали і підшипники:

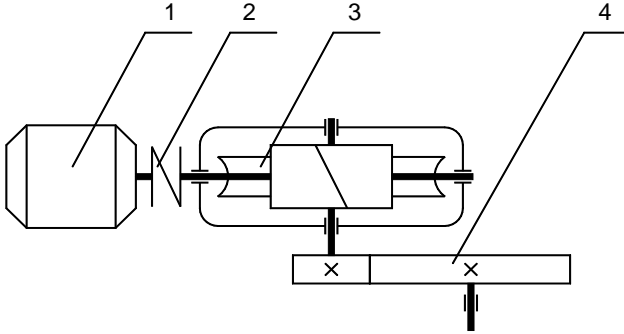
$$F_{\text{Л}} = 1,15 \cdot 1674,5 + 2 \cdot 78,39 = 2004,1 \text{ Н.}$$

Результати розрахунків подаємо у вигляді таблиці:

НАЗВА	ПОЗНАЧЕННЯ	РЕЗУЛЬТАТ
Тип передач	-	ланцюгова
Передатне число	u	2,5
Крок	p	25,4 мм
Число зубців і діаметр зірочок	z_1 / d_1	24 / 294,6 мм
	z_2 / d_2	60 / 485,32 мм
Число ланок ланцюга	l_p	122
Міжосьова відстань	a	432,39 мм
Зусилля на вали	$F_{\text{Л}}$	2004,2 Н
Обертний момент	T_1	162,93 Нм

7. Приклад №3

Розрахувати привід, що складається з електродвигуна 1, муфти 2, одноступеневого черв'ячного редуктора 3 та відкритої прямозубої передачі 4.



Потужність на виході: $N_3 = 2,0$ кВт

Кількість обертів на виході: $n_3 = 27$ об/хв

Ресурс роботи передачі: $L_h = 7500$ год.

7.1. Вибір електродвигуна.

З табл.1 к.к.д. черв'ячної передачі $\eta_1 = 0,75$ (вважаємо, що передатне число її буде більше 40); для відкритої зубчастої передачі $\eta_2 = 0,95$; для пари підшипників $\eta_3 = 0,99$.

Привід складається з трьох валів і трьох пар підшипників. Загальний к.к.д. дорівнює:

$$\eta = 0,75 \cdot 0,95 \cdot 0,99^3 = 0,6913$$

Необхідна потужність двигуна $N_1 = \frac{N_3}{\eta} = \frac{2}{0,6913} = 2,893$ кВт. Най-

ближча стандартна потужність $N_1 = 3$ кВт. Загальне передатне число привода дорівнює добутку передатних чисел черв'ячної та циліндричної передач. Оскільки черв'ячна передача має великий діапазон передатних чисел і в парі з циліндричною передачею може забезпечити загальне передатне число, більше від 300, приймаємо максимально швидкісний двигун з $n_1 = 3000$ об/хв. Підходить двигун 4A90L243, для якого $N_1 = 3$ кВт і $n_1 = 2840$ об/хв (табл.3)

7.2. Кінематичний і силовий розрахунок привода.

Передатне число:

$$u = \frac{2840}{27} = 105,19$$

За рекомендаціями розділу 1.2 приймаємо для відкритої передачі $u_2 = 2,5$. Для черв'ячної передачі $u = \frac{105,19}{2,5} = 42,067$.

Визначаємо кутову швидкість і обертовий момент на кожному валі і заносимо результати у таблицю:

Табл. 7.1

№	Назва валу і елементів передачі	N (кВт)	n (об/хв)	ω (1/сек)	T (Нм)	u	Тип передачі
1	Електродвигун (муфта, черв'як)	3	2840	297,4	10,0	42	Черв'ячна
2	Вихідний вал (черв'ячне колесо, шестерня)	2,228	67,62	7,081	314,57	2,5	Прямозуба відкрита
3	Прямозубе колесо	2,074	27	2,832	732,34		

7.3. Розрахунок черв'ячної передачі.

7.3.1 Проектний розрахунок.

7.3.1.1 Вибір матеріалів (див. додаток 2). В черв'ячній передачі вибір матеріалу для виготовлення колеса залежить від швидкості ковзання. Орієнтовно швидкість ковзання можна оцінити за формулою (36):

$$v_s = 0,004 \omega_1 \sqrt[3]{T_2} = 0,004 \cdot 297,4 \cdot \sqrt[3]{314,57} = 8,09 \text{ м/сек}$$

Розглянемо два варіанти передачі: з колесом, що виготовлено з олов'яної бронзи Бр010Ф1 (при швидкості ковзання до 25 м/сек) та з безолов'яної бронзи БрА9ЖЗЛ (при швидкості ковзання до 8 м/сек).

ПАРАМЕТР	Варіант 1	Варіант 2
Матеріал	Бр010Ф1	БрА9ЖЗЛ
Твердість і обробка черв'яка	>45 HRC цементация, полірування	>45 HRC цементация, полірування
Спосіб відливання	у кокіль	у кокіль
Границя міцності σ_b (МПа)	260	490
Границя текучості σ_T (МПа)	195	230
Число циклів навантаження: $N_H = 60n_2L_h$	$30,46 \cdot 10^6$	-

Коефіцієнт довговічності $K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_H}}$	0,8701	-
Коефіцієнт спрацювання: $c_v = \begin{cases} 1,42 - 0,1v_s, & v_s \leq 4 \\ 1,66v_s^{-0,352}, & 4 < v_s \leq 8 \\ 0,8 & v_s > 8 \end{cases}$	$c_v = 0,8$ ($v_s > 8 \text{ м/с}$)	-
Допустиме контактне напруження (МПа):	$[\sigma]_H = 0,9\sigma_b c_v K_{HL} = 162,88$	$[\sigma]_H = 300 - 25v_s = 97,75$
Базове допустиме напруження згину (МПа) $[\sigma]_{F0} = 0,25\sigma_T + 0,08\sigma_b$	69,55	96,7
Число циклів навантаження: $N_F = N_H = 60n_2L_h$	$30,46 \cdot 10^6$	$30,46 \cdot 10^6$
Коефіцієнт довговічності $K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_F}}$	0,6842	0,6842
Допустиме напруження згину (МПа): $[\sigma]_F = [\sigma]_{F0} K_{FL}$	47,59	66,16

7.3.1.2 Обчислюємо мінімальну міжосьову відстань передачі за формулою (35).

Вхідні величини:

$$K_a = 310 \text{ (для пари сталь-бронза);}$$

$$T_2 = 314,57 \text{ Нм - з кінематичного і силового розрахунку;}$$

$$[\sigma]_H = 163 \text{ МПа (варіант 1);}$$

$$[\sigma]_H = 98 \text{ МПа (варіант 2);}$$

$$q = 10 \text{ - приймаємо попередньо,}$$

$$K_H = 1,1 \text{ - приймаємо середнє значення згідно з рекомендаціями розділу 4.1;}$$

ділу 4.1;

$$z_1 = 1 \text{ - кількість заходів черв'яка;}$$

$$z_2 = z_1 \cdot u = 42.$$

Варіант 1	Варіант 2
$a_w = 310 \left(\frac{42}{10} + 1 \right) \sqrt[3]{\frac{314,57 \cdot 1,1}{\left(\frac{42}{10} \cdot 163 \right)^2}} =$ $= 145,69 \text{ мм}$	$a_w = 310 \left(\frac{42}{10} + 1 \right) \sqrt[3]{\frac{314,57 \cdot 1,1}{\left(\frac{42}{10} \cdot 98 \right)^2}} =$ $= 204,53 \text{ мм}$

7.3.1.3 Вибираємо модуль передачі:

$m = \frac{2a_w}{z_2 + q} = \frac{2 \cdot 145,69}{42 + 10} = 5,6$	$m = \frac{2a_w}{z_2 + q} = \frac{2 \cdot 204,53}{42 + 10} = 7,87$
---	--

Найближчі стандартні значення модулів (п.4.1.3) :

$m=5, m=6,3$	$m=8$
--------------	-------

Уточнюємо коефіцієнт діаметра черв'яка:

<p><u>Для $m=5$:</u></p> $q = \frac{2a_w}{m} - z_2 = \frac{2 \cdot 145,69}{5} - 42 =$ $= 16,276 \approx 16$ <p><u>Для $m=6,3$:</u></p> $q = \frac{2 \cdot 145,69}{6,3} - 42 = 4,2$ <p>Мінімальне стандартне значення $q = 8$</p>	<p><u>Для $m=8$:</u></p> $q = \frac{2 \cdot 204,53}{8} - 42 = 9,13$ <p>Приймаємо $q = 10$</p>
---	---

7.3.1.4 Уточнюємо міжосьову відстань:

<p><u>Для $m=5$:</u></p> $a_w = \frac{5}{2} (42 + 16) = 145 \text{ мм}$ <p><u>Для $m=6,3$:</u></p> $a_w = \frac{6,3}{2} (42 + 8) = 157,5 \text{ мм}$ <p>Оскільки при $m=6,3$ габарити передачі зростають, остаточно приймаємо $m=5$.</p>	<p>Для $m=8$:</p> $a_w = \frac{m}{2} (z_2 + q) =$ $= \frac{8}{2} (42 + 10) = 208 \text{ мм}$
--	---

7.3.1.5 Розраховуємо основні розміри передачі (п.4.1.5).

Варіант 1:

	Черв'як	Колесо
Діаметри: (мм) Ділильний: Виступів: Западин:	$d_1 = mq = 5 \cdot 16 = 80$ $d_{a1} = d_1 + 2m = 90$ $d_{f1} = d_1 - 2,4m = 68$	$d_2 = mz_2 = 5 \cdot 42 = 210$ $d_{a2} = d_2 + 2m = 220$ $d_{f2} = d_2 - 2,4m = 198$
Ширина вінця колеса (мм):	$b_2 \leq 0,75d_a = 67,5 \approx 68$	
Кут підйому витків:	$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q} = \arctg \frac{1}{16} = 3,5743^\circ = 3^\circ 34' 27''$	
Найбільший діаметр колеса (мм):	$d_{a \max 2} = d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 230$	
Половинний кут охоплення:	$\delta = \arccos \left(1 - \frac{d_{a \max 2} - d_2}{d_1} \right) = 41,41^\circ = 41^\circ 24'$	
Довжина нарі- заної частини черв'яка (мм):	$b_1 = (11 + 0,06z_2)m = 67,6 \approx 68$	

Варіант 2:

	Черв'як	Колесо
Діаметри: (мм) Ділильний: Виступів: Западин:	$d_1 = mq = 8 \cdot 10 = 80$ $d_{a1} = d_1 + 2m = 96$ $d_{f1} = d_1 - 2,4m = 60,8$	$d_2 = mz_2 = 8 \cdot 42 = 336$ $d_{a2} = d_2 + 2m = 352$ $d_{f2} = d_2 - 2,4m = 316,8$
Ширина вінця колеса (мм):	$b_2 \leq 0,75d_a = 72$	
Кут підйому витків:	$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q} = \arctg \frac{1}{10} = 5,7106^\circ = 5^\circ 42' 38''$	
Найбільший діаметр колеса (мм):	$d_{a \max 2} = d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 368$	
Половинний кут охоплення:	$\delta = \arccos \left(1 - \frac{d_{a \max 2} - d_2}{d_1} \right) = 53,1301^\circ = 53^\circ 08'$	

Довжина нарізаної частини черв'яка (мм):	$b_1 = (11 + 0,06z_2)m = 108$
--	-------------------------------

7.3.1.6 Швидкість ковзання в зачепленні (37):

Варіант 1	Варіант 2
$v_s = \frac{\omega_1 d_1}{2000 \cos \gamma} = \frac{297,4 \cdot 80}{2000 \cos 3,5763^\circ} = 11,92 \text{ м/сек}$	$v_s = \frac{297,4 \cdot 80}{2000 \cos 5,1301^\circ} = 11,96 \text{ м/сек}$

7.3.1.7 При $v_s > 10$ м/сек приймаємо ступінь точності виготовлення передачі 7 для обох варіантів (табл.2, додаток 1).

7.3.1.8 Уточнюємо допустимі контактні напруження, оскільки швидкість ковзання відрізняється від попередньо прийнятої величини, і перераховуємо допустимі контактні напруження (див. п. 7.3.1.1):

Варіант 1	Варіант 2
Коефіцієнт спрацювання: Оскільки $v_s > 8$ м/сек, приймаємо $c_v = 0,8$ як і при попередньому розрахунку. Тому перерахунок $[\sigma]_H$ роботи не треба.	$[\sigma]_H = 300 - 25v_s = 300 - 25 \cdot 11,96 = 1 \text{ МПа}$ Як бачимо, допустимі напруження вийшли дуже малими. Саме тому безолов'яні бронзи рекомендовано застосовувати при $v_s < 8$ м/сек, і варіант 2 більше не розглядаємо.

7.3.1.9 Уточнюємо ККД передачі (п. 4.1.8):

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} = \frac{\operatorname{tg} 3,5763}{\operatorname{tg}(3,5763 + 1,2280)} = 0,7436, \text{ де}$$

γ — кут підйому витків (див. 7.3.1.6),

зведений коефіцієнт тертя дорівнює:

$$f' = 8,094 \cdot 10^{-5} \cdot v^2 - 2,567 \cdot 10^{-3} \cdot v + 0,04056 = 0,02144,$$

$$\text{кут тертя: } \rho' = \operatorname{arctg} f' = \operatorname{arctg} 0,02144 = 1,2280^\circ = 1^\circ 13' 41''$$

Оскільки попередньо було прийнято $\eta = 0,75$, перераховуємо потужність та обертовий момент на черв'ячному колесі та вихідному валі (див. п. 7.2):

$$N_2 = N_1 \cdot \eta_1 \eta_H = 3 \cdot 0,99 \cdot 0,7436 = 2,2085 \text{ кВт}$$

$$N_3 = N_2 \cdot \eta_2 \eta_H = 2,2085 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 2,0770 \text{ кВт}$$

$$T_2 = 10^3 \frac{N_2}{\omega_2} = 10^3 \frac{2,2085}{7,081} = 311,89 \text{ Нм}$$

$$T_2 = 10^3 \frac{N_3}{\omega_3} = 10^3 \frac{2,077}{2,8274} = 734,60 \text{ Нм}$$

7.3.1.10 Зусилля в зачепленні:

Колова сила на колесі (осьова на черв'яку)

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 311,89}{210} \cdot 10^3 = 2970,4 \text{ Н}$$

Радіальна сила:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 2970,4 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1081,14 \text{ Н}$$

Осьова сила на колесі (колова на черв'яку):

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 10}{80} \cdot 10^3 = 250 \text{ Н}$$

7.3.2 Перевірний розрахунок.

7.3.2.1 Робочі контактні напруження обчислюємо за формулою (38). Визначаємо вхідні величини:

$$Z_H = 430 \text{ (для колеса з олов'яної бронзи, табл.5, додаток 2);}$$

$$F_{t2} = 2970,4 \text{ Н}$$

$$\gamma = 3,5763^\circ$$

$$d_1 = 80 \text{ мм}$$

$$d_2 = 210 \text{ мм}$$

$$\delta = 41,41^\circ = 0,7227 \text{ (рад)}$$

Коефіцієнт перекриття визначаємо за формулою (39):

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{0,03 \cdot 42^2 + 42 + 1} - 0,17 \cdot 42 + 2,9}{2,95} = 1,8827$$

Коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження:

$$K_{H\beta} = 1 + 0,4 \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 = 1 + 0,4 \left(\frac{42}{214} \right)^3 = 1,003,$$

$$\text{де } \theta = \frac{18q - 74}{\sqrt[3]{z_1}} = \frac{18 \cdot 16 - 74}{\sqrt[3]{1}} = 214,$$

$$K_{Hv} = 1 + \frac{(S - 5,5)\sqrt{v_s}}{20} = 1 + \frac{(7 - 5,5)\sqrt{11,92}}{20} = 1,2589$$

Підставляємо всі параметри:

$$\sigma_H = 430 \sqrt{\frac{2970,4 \cdot \cos^2 3,5763^\circ}{80 \cdot 210 \cdot 0,7227 \cdot 1,8827}} \cdot 1,003 \cdot 1,2589 = 154,71 < 163 \text{ МПа}$$

Недовантаження складає 5.1 % , що слід вважати дуже добрим результатом.

7.3.2.2 Робочі напруження в ніжці зуба обчислюються за формулою (16):

$$\sigma_F = \frac{F_{t2} K_{F\beta} K_{Fv}}{b_2 m \cos \gamma} \cdot Y_F Y_\beta Y_\varepsilon \leq [\sigma]_F$$

Визначаємо вхідні величини:

$$F_{t2} = 2970,4 \text{ Н}$$

$$K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,003$$

$$K_{Fv} = K_{Hv} = 1,2589$$

$$b_2 = 68 \text{ мм}$$

$$m = 5 \text{ мм}$$

$$\gamma = 3,5763^\circ$$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{0,75\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{0,75 \cdot 1,8827} = 0,7082$$

$$Y_\beta = 1 - \frac{\gamma}{140} = 1 - \frac{3,5763}{140} = 0,9745$$

Коефіцієнт форми зуба (43):

$$Y_F = 2,21 - 0,0162z_{v2} = 2,21 - 0,0162 \cdot 42,25 = 1,5255$$

$$\text{де } z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{42}{\cos^3 3,5763} = 42,25$$

Підставляємо всі параметри:

$$\sigma_F = \frac{2970,4 \cdot 1,003 \cdot 1,2589}{68 \cdot 5 \cdot \cos 3,5763} \cdot 1,5255 \cdot 0,9745 \cdot 0,7082 = 9,704 < 47,59 \text{ МПа}$$

Міцність зубів черв'ячного колеса на згин гарантована. Передача розрахована правильно. Зводимо всі розрахунки в таблицю:

Табл. 7.2

НАЗВА	ПОЗНАЧЕННЯ	РЕЗУЛЬТАТ
Тип передачі	-	Черв'ячна
Передатне число	i	42
Міжосьова відстань	a_w	145 мм
Модуль	m	5 мм
Коефіцієнт діаметра черв'яка	q	16
Кількість заходів черв'яка	z_1	1
Кількість зубів колеса	z_2	42
Кут підйому витків	γ	3,5763°

Степінь точності	S	7
Швидкість ковзання	v_S	11,92 м/сек
Матеріал колеса	-	Бр 010Ф1
Матеріал і обробка черв'яка	-	сталь 45, HRC 45, цементація, полірування
Допустимі і робочі напруження:	$[\sigma]_H$	163 МПа
	σ_H	154,71 МПа
	$[\sigma]_F$	42,59 МПа
	σ_F	9,11 МПа
<u>Зусилля на колесі:</u>		
колове	$F_{t2} = F_{a1}$	2970,4 Н
радіальне	$F_{r2} = F_{r1}$	1081,1 Н
осьове	$F_{a2} = F_{t1}$	250,0 Н
Обертний момент	T_2	311,89 Нм

7.4 Розрахунок відкритої циліндричної прямозубої передачі.

7.4.1 Проектний розрахунок.

7.4.1.1 Вибір матеріалів (див. додаток 2).

ПАРАМЕТР	ШЕСТЕРНЯ	КОЛЕСО
Матеріал	45Л	45Л
Термообробка	Нормалізація	Нормалізація
Твердість за Бринелем	HB220	HB190
Напруження згину Базове напруження: $[\sigma]_F = 1,03HB$	$[\sigma]_{F01} = 227$ МПа	$[\sigma]_{F02} = 196$ МПа
Базове число циклів навантаження при згині $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$	$N_{F01} = 4 \cdot 10^6$	$N_{F02} = 4 \cdot 10^6$
Число циклів навантаження: $N_F = 60nL_h$	$N_{F1} = 3,04 \cdot 10^7$	$N_{F1} = 1,22 \cdot 10^7$

Коефіцієнт довговічності $K_{FL} = \begin{cases} \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_F}}, N_{F0} > N_F \\ 1, N_{F0} \leq N_F \end{cases}$	$K_{FL1} = 1$	$K_{FL2} = 1$
Допустиме напруження згину: $[\sigma]_F = [\sigma]_{F0} K_{FL}$	$[\sigma]_{F1} = 227$ МПа	$[\sigma]_{F2} = 196$ МПа

7.4.1.2 Обчислимо мінімальний модуль передачі з умови міцності зубів на згин за формулою (22):

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 K_F}{z_1^2 [\sigma]_F \Psi_{bd}} Y_F Y_\beta}$$

Вхідні величини:

$$K_m = 13$$

$$T_1 = 314,57 \text{ Нм (з табл. 7.1)}$$

$$K_F = 1,2 - \text{прийmemo середнє значення;}$$

$$Y_\beta = 1 - \text{для прямозубої передачі.}$$

$$\Psi_{bd} = 0,5 \text{ (для відкритої передачі)}$$

Підбираємо $z_1 > 20$ і z_2 , щоби забезпечити задане передатне число

$$u = 2,5: z_1 = 24, z_2 = 60$$

Коефіцієнти форми зуба і відносна міцність:

$$\text{Шестерня: } Y_{F1} = 3,6 \cdot \left(1 - \frac{0,93}{z_1} + \frac{71}{z_1^2}\right) = 3,6 \cdot \left(1 - \frac{0,93}{24} + \frac{71}{24^2}\right) = 3,904$$

$$\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}} = \frac{227}{3,904} = 58,15 \text{ МПа}$$

$$\text{Колесо: } Y_{F2} = 3,6 \cdot \left(1 - \frac{0,93}{z_2} + \frac{71}{z_2^2}\right) = 3,6 \cdot \left(1 - \frac{0,93}{60} + \frac{71}{60^2}\right) = 3,615$$

$$\frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}} = \frac{196}{3,615} = 54,22 \text{ МПа}$$

Оскільки $54,22 < 58,15$ (тобто, відносна міцність зуба колеса на згин менша), розраховуємо зуб колеса, тоді вхідні параметри будуть:

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{F2} = 196 \text{ МПа}$$

$$Y_F = Y_{F2} = 3,615$$

Підставляємо дані:

$$m = 13 \sqrt[3]{\frac{314,57 \cdot 1,2}{24^2 \cdot 196 \cdot 0,5}} \cdot 3,615 = 3,759$$

Приймаємо стандартне значення $m = 4$.

7.4.1.3 Розраховуємо основні розміри передачі. Міжосьова відстань:

$$a_w = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) = \frac{4}{2}(24 + 60) = 168 \text{ мм}$$

Розміри	Шестерня	Колесо
Діаметри : Ділильний	$d_1 = mz_1 = 4 \cdot 24 = 96$	$d_2 = 4 \cdot 60 = 240$
Виступів	$d_{a1} = d_1 + 2m = 104$	$d_{a2} = 240 + 2 \cdot 4 = 248$
Западин	$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 86$	$d_{f2} = 240 - 2,5 \cdot 4 = 230$
Ширина зуба	$b_1 = 52 + (2 \cdot 5) = 52$	$b_2 = \psi_{bd} d_1 = 48$

7.4.1.4 Колова швидкість: $v_1 = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{7,081 \cdot 96}{2 \cdot 10^3} = 0,34 \text{ м/сек}$

7.4.1.5 За табл.2 (додаток 1) призначаємо для виготовлення зубців степінь точності 9 ($S=9$).

7.4.1.6 Зусилля в зачепленні (11):

Колове: $F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 314,57}{96} 10^3 = 6554 \text{ Н}$

Радіальне: $F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = 6554 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 3286 \text{ Н}$

Осьове: $F_a = 0$

7.4.2 Перевірний розрахунок.

Робочі напруження згину в ніжці зуба обчислюємо за формулою (16). Всі вхідні величини, крім коефіцієнтів навантаження, відомі. Обчислюємо їх:

$$K_{F\beta} = 1 + \frac{b}{d_1 \theta} = 1 + \frac{48}{96 \cdot 1} = 1,5,$$

де $\theta = 1$ при консольному розташуванні шестерні.

$$K_{Fv} = 1 + \frac{(S+1)^2 (1 + 0,02m) v b \sqrt{a_w/u}}{\varphi_F F_t K_{F\beta}} = 1 + \frac{(9+1)(1 + 0,02 \cdot 4) \cdot 0,34 \cdot 48 \sqrt{168/2,5}}{230 \cdot 6554 \cdot 1,6} = 1,006$$

де $\varphi_F = 230$ для прямозубої передачі.

Підставляємо вхідні величини:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_{F\beta} K_{Fv}}{b_2 m} Y_F = \frac{6554 \cdot 1,5 \cdot 1,006}{48 \cdot 4} \cdot 3,615 = 186,2 < 196 \text{ МПа}$$

Недовантаження складає 5% , що можна вважати непоганим результатом. Однак, для зменшення маси передачі, можна зменшити ширину колеса і шестерні. Оскільки напруження згину обернено пропорційні ширині колеса, нову ширину визначимо з пропорції:

$$b = b' \frac{\sigma_F}{[\sigma]_F} = 48 \cdot \frac{186,2}{196} = 45,6 \text{ мм}$$

Приймаємо $b_2 = 46 \text{ мм}$, $b_1 = 50 \text{ мм}$.

Перерахуємо $K_{F\beta}$ і K_{Fv} при новій ширині b_2 . Нові значення коефіцієнтів становлять відповідно :

$$K_{F\beta} = 1,4792, \quad K_{Fv} = 1,006 \text{ (різниця в десятитисячних)}$$

Тепер напруження згину дорівнюють:

$$\sigma_F = \frac{6554 \cdot 1,4792 \cdot 1,006}{46 \cdot 4} \cdot 3,615 = 191,6 \text{ МПа,}$$

і недовантаження складає всього 2 %. Передача розрахована правильно. Зводимо результати розрахунків в таблицю.

Табл. 7.3

Параметр	Позначення	Шестерня	Колесо
Тип передачі	-	відкрита прямозуба	
Передатне число	u	2,5	
Міжцентрова відстань	a_w	168 мм	
Модуль	m	4	
Число зубців	z	24	60
Кут нахилу	β	0	
Степінь точності	S	9	9
Матеріал	-	45Л	45Л
Допустимі і робочі напруження (МПа)	$[\sigma]_F$	227	196
	σ_F	-	191,6
Зусилля в зачепленні: (Н)	Колове	F_t 6554	
	Радіальне	F_r 3286	
	Осьове	F_a 0	
Обертний момент (Нм)	T	314,57	756,73

ДЕЯКІ ДОВІДКОВІ ДАНІ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ПЕРЕДАЧ .**Таблиця 1**

Рекомендовані середні значення передатних чисел і ККД механічних передач.

ТИП ПЕРЕДАЧІ	u	η
Зубчаста циліндрична (закрита)*: прямозуба	2...5	0,97...0,99
косозуба	3...6	0,97...0,98
шевронна	4...8	0,97...0,98
внутрішнього зачеплення	5...8	0,96...0,97
Зубчаста конічна (закрита)*	2...4	0,96...0,97
Черв'ячна (закрита)*: однозахідная	30...80	0,7...0,75
двозахідна	16...40	0,8...0,85
чотирьохзахідна	8...20	0,8...0,92
Ланцюгова передача	2...5	0,8...0,95
Пасова передача : з плоским пасом	2...3	0,96...0,97
з клиновим пасом	2...4	0,93...0,97
з поліклиновим пасом	2...5	0,95...0,97
з зубчастим пасом	2...6	0,92...0,96

Примітки:

*1. ККД відкритої передачі слід зменшити на 0,02...0,04.

2. ККД пари підшипників складає 0,99...0,995, ККД муфти - 0,98...1,0 в залежності від конструкції.

Таблиця 2

Вибір точності передач зачепленням в залежності від швидкості.

Тип передачі	Колова швидкість v або швидкість ковзання v_s (м/сек)			
	2	2...5	5...10	10...15
Прямозуба	9	8	7	6
Внутрішнього зачеплення	9	9...8	7...6	6
Косозуба і шевронна	9	9...8	8	7
Конічна	9...8	8...7	7...6	6...5
Черв'ячна	9	8	7	7...6

Електродвигуни серії 4А.

Виконання закрите обдуже (ГОСТ 19523-74).

Номинальна потужність (N) кВт	Синхронна частота обертання $n_1=3000$ об/хв		Синхронна частота обертання $n_1=1500$ об/хв		Синхронна частота обертання $n_1=1000$ об/хв	
	тип двигуна	частота обертання при номін. навант. (об/хв)	тип двигуна	частота обертання при номін. навант. (об/хв)	тип двигуна	частота обертання при номін. навант. (об/хв)
1,1	4A71B2Y3	2810	4A80A4Y3	1420	4A80B6Y3	920
1,5	4A80A2Y3	2850	4A80B4Y3	1415	4A90L6Y3	935
2,2	4A80B2Y3	2850	4A90L4Y3	1425	4A100L6Y3	950
3,0	4A90L2Y3	2840	4A100S4Y3	1435	4A112MA6Y3	955
4,0	4A100S2Y3	2880	4A100L4Y3	1430	4A112MB6Y3	950
5,5	4A100L2Y3	2880	4A112M4Y3	1455	4A132S6Y3	965
7,5	4A112M2Y3	2900	4A132S4Y3	1455	4A132M6Y3	970
11,0	4A132M2Y3	2900	4A132M4Y3	1460	4A160S6Y3	975
15,0	4A160S2Y3	2940	4A160S4Y3	1465	4A150M6Y3	975
18,5	4A160M2Y3	2950	4A160M4Y3	1470	4A180M6Y3	980
22,0	4A180S2Y3	2950	4A180S4Y3	1470	4A200M6Y3	980

Додаток 2**ДЕЯКІ МАТЕРІАЛИ І ДОПУСТИМИ НАПРУЖЕННЯ ДЛЯ ЗУБЧАСТИХ ТА ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ.****Матеріали і допустимі напруження зубчастих передач.**

Колеса зубчастих передач виготовляються з вуглецевих або легованих сталей із вмістом вуглецю до 0,5 %. Для підвищення твердості, навантажувальної здатності і зносостійкості передачі матеріал коліс піддають термообробці: нормалізації (гартування з охолодженням на повітрі), покращенню (гартування в маслі з високим відпусканням), об'ємному загартуванню з низьким відпусканням, поверхневому гартуванню СВЧ. При високих навантаженнях застосовують спеціальну хіміко-термічну обробку: цементацію (насичення поверхневого шару вуглецем і загартування), азотування (насичення поверхневого шару азотом і загартування) і нітроцементацію (насичення поверхневого шару вуглецем в середовищі газоподібного азоту і загартування). Від режиму термообробки залежить твердість зубців. Нормалізація і покращення дозволяють отримати твердість поверхні зуба 140...350НВ (НВ - твердість за Бринелем). При такій твердості можливо робити чистове нарізання після термічної обробки, що суттєво спрощує технологічний процес. Поверхнєве загартування і спеціальна хіміко-термічна обробка утворюють на поверхні зуба тонкий шар твердості 40...62HRC (HRC - твердість за Роквелом по шкалі С, 1HRC \approx 10НВ), що суттєво збільшує контактну міцність, при цьому серцевина зуба лишається

в'язкою і не піддається крихкому руйнуванню від напружень згину, як це буває при гартуванні цілого зуба. На жаль, поверхнєве зміцнення супроводжується коробленням зубів, що потребує дорогих додаткових фінішних операцій. Тому ця технологія використовується переважно в багатосерійному та масовому виробництві. При курсовому проектуванні рекомендують вибирати сталі з твердістю $150 < HB < 350$, характерні для дрібносерійного виробництва. Однак при значних обертових моментах, щоби зменшити габарити передач, можна вибрати і більшу твердість. Від твердості матеріалу залежать допустимі контактні напруження бокових поверхонь зубців $[\sigma]_H$ і допустимі напруження згину в ніжці зуба $[\sigma]_F$ ¹. Допустимі напруження визначають за формулами:

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} \cdot K_{HL} \text{ (МПа)}$$

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{F0} \cdot K_{FL} \text{ (МПа)},$$

де

$[\sigma]_{H0}$, $[\sigma]_{F0}$ - базові допустимі напруження, визначаються за формулами з табл.4,

K_{HL} , K_{FL} - коефіцієнти довговічності, що враховують загальний термін служби передачі,

$$1 \text{ МПа (мегапаскаль)} = 10^6 \text{ Па} = 10^6 \text{ Н/м}^2 = 1 \text{ Н/мм}^2.$$

Коефіцієнти довговічності вираховуємо за формулами:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_H}} = 1,0 \dots 2,6;$$

$$K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{N_{F0}}{N_F}} = 1,0 \dots 2,1;$$

де - N_{H0} , N_{F0} базові числа циклів навантаження зразків сталі при випробуванні на довготривалу контактну і згинальну витривалість:

$$N_{H0} = 30HB^{2,4}. \text{ Якщо твердість перебільшує } 56\text{HRC, слід приймати}$$

$$N_{H0} = 1,2 \cdot 10^7;$$

$$N_{F0} = 4 \cdot 10^6;$$

$N_H = N_F = 60nL_n$ - число циклів навантаження кожного зуба колеса за весь термін служби передачі, де n - частота обертання даного колеса (об/хв), L_n - довговічність передачі за завданням (год.);

Показник степеня кореня m приймаємо рівним 6, якщо твердість не перебільшує 350HB, інакше він дорівнює 9.

¹Згідно ГОСТ 21345-75 всім параметрам, які відносяться до розрахунку на контактну міцність, приписується індекс H на честь засновника теорії контактних напружень Г.Герца (нім.Hertz), а індекс F відноситься до розрахунку напружень згину в ніжці зуба (англ. Foot).

Коефіцієнт довговічності показує, на скільки можна збільшувати допустимі напруження при малих термінах служби, тобто коли число циклів навантаження менше від базового. Якщо $N_{H0} \leq N_H$, належить приймати $K_{HL} = 1$. Аналогічно приймаємо $K_{FL} = 1$, якщо $N_{F0} \leq N_F$. Деякі матеріали і значення допустимих напружень наведені в табл. 4.

Таблиця 4.

Матеріали і допустимі напруження для циліндричних та конічних зубчастих передач.

Матеріал	Термообробка	Твердість		[σ] _{H0} (МПа)	[σ] _{F0} (МПа)
		поверхня	серцевина		
HB<350					
35Л, 40Л, 45Л, 35, 40,45,50	нормалізація	HB 140...250		1,82HB+ 64	1,03HB
35,40,45,50, 35ХМ,35ХГС, 40Х,40ХН,50Г	покращення	HB 180...350			
HB>350					
40Х, 40ХН, 35ХМ,35ХРА, 35ХГС	об'ємне гартування	HRC 38...50		16,5HRC +135	300... 320
40,45,50,У6, 35ХМ, 35ХГС,40Х, 40ХН	Поверхневе гартування	HRC 40...55	HB 250...320	14,2HRC +167	340... 370
20,20Х,25ХГТ, 12ХН3А	Цементация	HRC 55...63	HRC 30...45	19,2HRC	400... 420
35ХЮА, 38ХМЮА,40Х, 40ХФА	Азотування	HRC 55...65	HRC 25...40	850... 900	6,86HRC+ 171
25ХГМ, 25ХГНМ, 25ХГТ,30ХГТ 35Х	Нітроцементация	HRC 57...64	HRC 30...45	19,2HRC	600... 640

Примітки.

1. Цифри в позначенні сталі показують вміст вуглецю (в сотих %), букви позначають легуючий елемент (вміст до 1 %) або призначення сталі: Г - марганець, Х - хром, С - кремній, Н - нікель, Р - бор, М - молибден, Ю - алюміній, Ф - вольфрам, Л - ливарна сталь, А - високоякісна сталь.

2. Для обчислення контактних напружень слід брати твердість поверхні зуба, а для обчислення напружень згину - твердість серцевини.

Зубці шестерні навантажуються частіше, ніж зубці колеса в передатне число разів. В стільки ж разів відрізняються числа циклів навантаження N_H і

N_F (не плутати з потужністю!). Тому шестерня повинна бути виготовлена із більш твердого матеріалу, ніж колесо. Шестерня і колесо можуть бути виготовлені із сталі різних марок або з однієї сталі, але по-різному термічно обробленої. Твердість шестерні HB_1 повинна бути більшою, ніж твердість колеса HB_2 відповідно:

Для прямозубої і конічної передачі: $HB_1 - HB_2 = 30...50$.

Для косозубої і шевронної передачі: $HB_1 - HB_2 = 50...80$.

Допустиме напруження слід обчислювати окремо для колеса $[\sigma]_{H2}$ і шестерні $[\sigma]_{H1}$. Для прямозубих і конічних передач за допустиме контактне напруження приймається менше з них. Для косозубих і шевронних: $[\sigma]_H = 0,5 \cdot ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2})$.

Як правило вартість сталі пропорційна її міцності, тому якісні сталі належить вибирати лише для важко навантажених передач. Для слабо навантажених передач беруть найменш міцні сталі. Вибір матеріалів і допустимих напружень зручно оформити у вигляді таблиці (див. приклади).

Матеріали і допустимі напруження черв'ячних передач.

Черв'ячні передачі працюють в умовах інтенсивного тертя при значних швидкостях ковзання, тому основні вимоги до матеріалів черв'яка і колеса - антифрикційність, зносостійкість та стійкість проти заїдання. Черв'яки виготовляють з якісних вуглецевих та легованих сталей (45, 50, 40X, 40XH, 40Г2 та ін.). Для підвищення несучої здатності передачі робочу поверхню черв'яка загартовують або цементують до твердості HRC 45...55, шліфують та полірують. Але основну увагу слід приділити вибору матеріалу для виготовлення колеса. Основним критерієм тут є швидкість ковзання v_s . В мало навантажених та тихохідних передачах ($v_s < 2$ м/сек) колесо можна виготовляти з чавуну. При середніх швидкостях ковзання ($2 < v_s < 8$ м/сек) колесо виготовляють з твердих безолов'яних бронз або латуні. При більших швидкостях ковзання використовують дорогі олов'яні бронзи, які є найкращими матеріалами для виготовлення черв'ячних коліс. Матеріал колеса суттєво впливає на габарити передачі, тому для зменшення розмірів можна використовувати олов'яну бронзу, починаючи з $v_s = 3...5$ м/сек. Допустимі контактні напруження $[\sigma]_H$ для олов'яних бронз треба вибирати з умови втомної витривалості та зносостійкості. Вони залежать від границі міцності матеріалу σ_B , коефіцієнта спрацювання c_v і коефіцієнта довговічності K_{HL} , які приймаємо за табл. 5 і обчислюємо за формулами:

$$c_v = \begin{cases} 1,42 - 0,1v_s, & v_s \leq 4 \\ 1,66v_s^{-0,352}, & 4 < v_s \leq 8 \\ 0,8 & v_s > 8 \end{cases} \text{ де } v_s - \text{ швидкість ковзання (м/сек)}$$

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_H}}, \quad N_H = N_F = 60nL_h - \text{ число циклів навантаження кож-}$$

ного зуба колеса за весь термін служби передачі, де n - частота обертання черв'ячного колеса (об/хв), L_h - довговічність передачі за завданням (год.). Можливі значення коефіцієнта довговічності лежать в інтервалі $0,67 \leq K_{HL} \leq 1,15$. Якщо обчислене значення буде менше мінімального або більше максимального, треба підставити граничну величину.

Для безолов'яних бронз і чавунів допустимі контактні напруження $[\sigma]_H$ слід вибирати з умови відсутності заїдання, тому вони залежать лише від швидкості ковзання v_s і приймаються безпосередньо з табл.5.

Допустимі напруження згину для зубів черв'ячного колеса для всіх матеріалів залежать від їх механічних характеристик (границі текучості σ_T і границі міцності σ_B). Але для бронз необхідно ще враховувати коефіцієнт довговічності:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_F}}, \quad \text{його граничні значення: } 0,54 \leq K_{FL} \leq 1.$$

Деякі матеріали і допустимі напруження наведені в табл.5.

Таблиця 5

Матеріали та допустимі напруження для черв'ячних передач.

Матеріал	Механічні характеристики		Допустимі напруження			max v_s (м/с)	Кое- фіцієнт Z_H
	σ_B (МПа)	σ_T (МПа)	$[\sigma]_H$ (МПа) при твердості черв'яка:		$[\sigma]_F$ (МПа)		
			HRC>45	HRC<45			
Олов'яні бронзи							
Бр.О10Н1Ф1	280.. 290	160.. 170	$0,9\sigma_B C_v \cdot$	$0,8\sigma_B C_v \cdot$	$(0,08\sigma_B +$ $+ 0,25\sigma_T) \cdot$	35	430
Бр.О10Ф1	245.. 275	147.. 195	$\cdot K_{HL}$	$\cdot K_{HL}$		25	
Бр.О5Ц5С5	195.. 205	90.. 100				$\cdot K_{FL}$	
Безлов'яні бронзи							
Бр.А9Ж3Л	490.. 500	200.. 230	$300 - 25v_s$	$275 - 25v_s$	як для оло- в'яних бронз	8	435
Бр.А10Ж4Н4Л	590.. 650	275.. 430				5	
Чавуни							
СЧ 15	280.. 320	-	-	$175 - 35v_s$	$0,12\sigma_B$	2	440
СЧ 18	350.. 360	-	-			2	

Примітки.

1. В наведеній таблиці прийнято, що бронзу відливають у кокіль, а чавун - в пісок або землю.

2. Цифри в позначенні бронзи показують вміст легуючого елемента (в %), а букви позначають цей елемент: О - олово, Ф - фосфор, Н - нікель, Ж - залізо, А - алюміній, Ц - цинк, С - свинець.

Література.

1. **В.Т. Павлице.** Основи конструювання та розрахунок деталей машин - Київ: Вища школа, 1993.
2. **Л.И. Цехнович, И.П. Петриченко.** Атлас конструкций редукторов, изд. 2. - Киев: Вища школа, 1990.
3. **П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов.** Детали машин: Курсовое проектирование, 2-е изд. - М.: Высшая школа, 1990.
4. **Д.Н. Решетов.** Детали машин, 4-е изд. - М.:Машиностроение, 1989.
5. **Г.Б. Иосилевич.** Детали машин. М.: Машиностроение, 1988.

6. **Д.Н. Решетов, С.А.Шувалов, В.Д. Дудко** и др. Расчет деталей машин на ЭВМ - М.: Высшая школа, 1985.

7, **Анурьев В.И.** Справочник конструктора-машиностроителя, в 3 т. - М.: Машиностроение, 1979 - 1982.

8. **Расчет и проектирование деталей машин**, под ред. Г.Б.Столбина, К.П.Жукова - М.: Высшая школа, 1978.

9. **Детали машин: Атлас**, под. ред. Д.Н. Решетова: М.: Высшая школа, 1988.