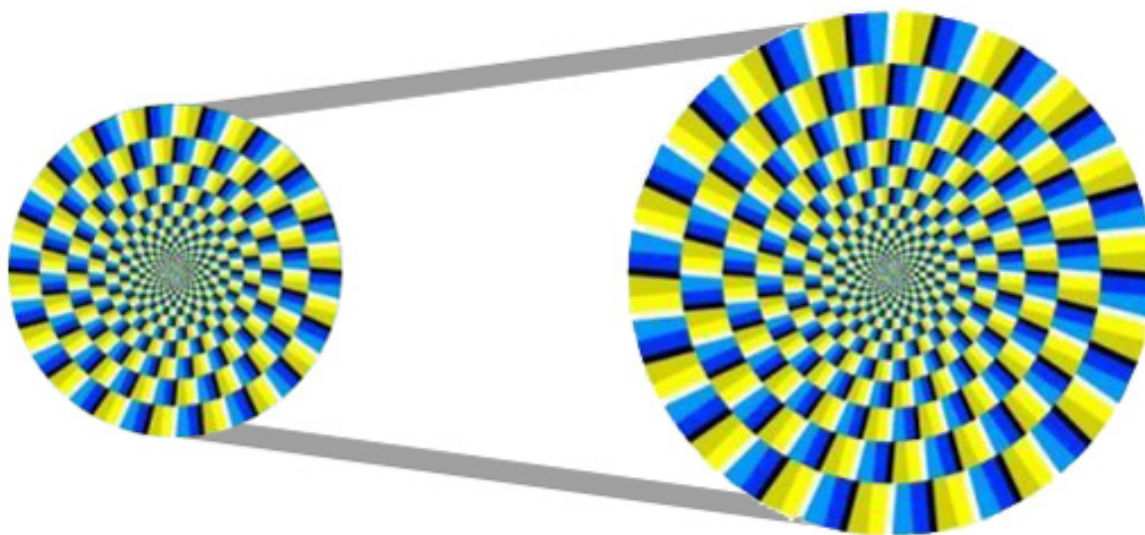


Момот Д. І.  
Янчевський І. В.

**МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ.  
РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ  
І ПРОЕКТУВАННЯ ПРИВОДІВ МАШИН**

Навчально-методичний посібник





Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ  
АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ

Д. І. Момот  
І. В. Янчевський

**МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ.  
РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ  
І ПРОЕКТУВАННЯ ПРИВОДІВ МАШИН**

Навчально-методичний посібник

Харків 2011

УДК 621.833  
ББК 34.445  
М 74

Рецензенти:

*Л. М. Тищенко*, д-р техн. наук, проф. (ХНТУСГ);  
*О. М. Ларін*, д-р техн. наук, проф. (НУЦЗУ);  
*В. А. Перегон*, канд. техн. наук, проф. (ХНАДУ).

**Момот Д. І., Янчевський І. В.**

М 74 Механічні передачі. Розрахунок на міцність і проектування приводів машин: Навч.-метод. посібник. – Харків: Вид-во ХНАДУ, 2011. – 248 с.

Викладені сучасні методики розрахунку і проектування найбільш поширених механічних передач з врахуванням типових режимів навантаження. Наведені алгоритми та приклади комплексних розрахунків окремих механічних передач.

Призначається для студентів усіх форм навчання машинобудівельних спеціальностей вищих навчальних закладів.

Іл. 46. Табл. 66. Бібліогр. 12 найм.

УДК 621.833  
ББК 34.445

© Д. І. Момот, І. В. Янчевський, 2011  
© ХНАДУ, 2011

## ПЕРЕДМОВА

Запропонований до уваги читачів навчально-методичний посібник є передусім корисним помічником при виконанні розрахунків механічних передач і проектуванні приводів машин за заданою кінематичною схемою (на рівні технічного проекту). Висвітлені питання оптимізації передач зачепленням за критеріями зниження маси та габаритів в залежності від обраної кінематичної схеми. Особливу увагу приділено методиці визначення потрібної потужності двигуна привода та вибору його типу в залежності від призначення веденої машини.

В основу розрахунків на міцність передач закладено врахування змінного характеру навантаження, типові режими якого наведені.

Послідовність комплексних розрахунків передач зачепленням, що об'єднує в одне ціле розрахунок на міцність та розрахунок геометричних параметрів, викладені у вигляді алгоритмів, які дозволяють оптимізувати окремі параметри передачі, особливо при застосуванні персональних обчислювальних машин. До змісту посібника включена низка прикладів розрахунків пасових, ланцюгових, зубчастих та черв'ячних передач.

Навчально-методичний посібник буде корисним студентам будь-якої форми навчання при вивченні курсу дисципліни «Деталі машин» та виконання розрахункової частини курсового проекту.

Автори висловлюють щире подяку рецензентам за їх зауваження, організаційну допомогу та участь в редагуванні посібника. Відгуки і зауваження, які можна надсилати за адресою [khnaHu@ukr.net](mailto:khnaHu@ukr.net), будуть з вдячністю прийняті та враховані авторами у подальшій роботі.

# ВИЗНАЧЕННЯ, ПОЗНАЧАННЯ Й ОДИНИЦІ ВИМІРУ

## 1. Основні позначання і скорочення (одиниця виміру):

- $a$  – міжосьова відстань (мм);
- $b$  – ширина вінця зубчастого колеса (мм);
- $c$  – постійна;
- $d$  – діаметр (мм);
- $e$  – допоміжна величина;
- $f$  – відхил (мм), деформація зуба;
- $h$  – висота зуба (мм);
- $i$  – передатне відношення; порядковий номер;
- $j$  – порядковий номер;
- $l$  – прогін між підшипниками (мм);
- $m$  – модуль (мм); маса (кг);
- $n$  – частота обертання (об/хв);
- $p$  – тиск (МПа); торцевий крок (мм);
- $q$  – коефіцієнт;
- $r$  – радіус (мм);
- $s$  – товщина зуба (мм), відстань між середньою площиною шестерні й серединою прогону між підшипниками;
- $t$  – крок (мм); висота бурту (мм);
- $u$  – передатне число;
- $v$  – швидкість (м/с);
- $w$  – питоме навантаження (на одиницю довжини вінця) (Н/мм);
- $x$  – коефіцієнт зміщення вихідного контуру;
- $y$  – коефіцієнт сприймального зміщення;
- $z$  – кількість зубців;
- $A$  – площа (м<sup>2</sup>);
- $B$  – загальна ширина вінця шевронного зубчастого колеса, враховуючи ширину канавки (мм); ширина редуктора (мм);
- $C$  – постійна; вантажопідйомність (Н);
- $D$  – діаметр (мм);
- $E$  – модуль пружності (МПа);
- $F$  – сила (Н);
- $G$  – модуль поперечної пружності (МПа);

*H* – твердість:

- HB – твердість за Брінелем;
- HRC – твердість за Роквелом (шкала C);
- HV – твердість за Віккерсом;

*K* – постійна;

*L* – довжина (мм), ресурс (оберт.);

*M* – момент сили, момент вигину (Н·м);

*N* – номер; показник степеня; кількість циклів навантаження;

*P* – потужність (кВт); імовірність;

*R* – радіус (мм);

*S* – коефіцієнт безпеки (запасу міцності);

*T* – крутний момент (Н·м);

*V* – об'єм (м<sup>3</sup>);

*W* – коефіцієнт навантаження;

*Y* – коефіцієнт, що стосується напруження вигину;

*Z* – коефіцієнт, що стосується контактних напружень;

$\alpha$  – кут профілю зуба (град);

$\beta$  – кут нахилу лінії зуба (град);

$\gamma$  – допоміжний кут (град); відносна маса (кг/(Нм));

$\delta$  – прогин (мкм);

$\varepsilon$  – коефіцієнт перекриття;

$\eta$  – коефіцієнт корисної дії;

$\theta$  – температура (°C);

$\mu$  – коефіцієнт тертя;

$\nu$  – коефіцієнт Пуассона, кінематична в'язкість мастила (мм<sup>2</sup>/с);

$\rho$  – радіус кривизни (мм); густина (кг/м<sup>3</sup>);

$\sigma$  – нормальне напруження (МПа);

$\tau$  – напруження дотичне/зсуву (МПа);

$\chi$  – коефіцієнт припрацювання;

$\psi$  – відносна величина;

$\omega$  – кутова швидкість (рад/с $\equiv$ с<sup>-1</sup>);

ККД – коефіцієнт корисної дії (%);

ПВ – тривалість включення (%);

## 2. Індокси до позначань

a – головка зуба, вершина зуба; амплітудне значення;  
b – основне коло, ширина вінця зубчастого колеса;  
e – зовнішній;  
f – ніжка;  
h – годинний;  
i – внутрішній;  
k – серцевинний;  
lim – граничне значення;  
m – середній;  
max – максимальне значення;  
min – мінімальне значення;  
n – номінальне значення;  
sh – стосується вала;  
t – тангенційний; коловий;  
v – втрати; стосується динамічності навантаження;  
w – робочий;  
A – зовнішні ударні навантаження, вхідний;  
B – вихідний;  
E – еквівалентний;  
F – напруження вигину;  
H – контактні напруження (напруження Герца);  
P – допустиме значення;  
T – термічний, температурний;  
X – розмір (абсолютний);  
 $\alpha$  – торцевий; стосується розподілу навантаження;  
 $\beta$  – осьовий; стосується концентрації навантаження;  
в – межа міцності;  
дв – стосується двигуна;  
заг – загальний;  
р – розрахунковий; режим роботи;  
ред – стосується редуктора;  
т – межа текучості;  
П – проміжний;  
Т – тихохідний;  
Ш – швидкохідний;



- 0 – базове значення, інструмент;
- 1 – вхідна ланка передачі;
- 2 – вихідна ланка передачі.

### 3. Терміни та визначення понять

**Виріб** – предмет або набір предметів, що їх виробляють на підприємстві.

**Деталь** – виріб, що його виготовляють з матеріалу одної марки, не виконуючи складальних операцій\*.

**Складання одиниця** – виріб, складові частини якого з'єднують між собою на підприємстві-виробнику.

**Вузол** – складання одиниця, яка може виконувати визначену функцію у виробі одного призначення тільки сумісно з другими складовими частинами виробу.

**Агрегат** – складання одиниця, яка має повну взаємозамінність, можливість складання окремо від інших складових частин виробу.

**Машина** – механічний пристрій, що виконує рух для перетворення енергії, матеріалів та інформації з метою заміни чи полегшення фізичної та розумової праці людини, підвищення її продуктивності.

**Механізм** – сукупність ланок, з'єднаних кінематичними парами, яка призначена для перетворення одного виду руху у інший.

**Ланка механізму** – одна або декілька жорстко з'єднаних між собою деталей, які входять до складу механізму.

**Привод (урухомник)** – механізм чи сукупність механізмів, призначених урухомлювати машини чи механізми. П. складається з джерела енергії, передатного механізму та апарату керування.

**Навантажувальна здатність привода** – повна механічна номінальна навантажувальна здатність усіх статичних і обертових елементів в межах привода.

**Навантажувальна здатність редуктора** – повна механічна потужність усіх статичних і обертових елементів в межах редуктора.

**Навантажувальна здатність привода** – повна механічна потужність усіх статичних і обертових елементів у межах привода.

---

\* Система конструкторської документації ДСТУ 3321-2003

**Мінімальна номінальна потужність редуктора** – найменше значення потужності, яке визначається зубцями передачі, валами, різьбовим з'єднанням, корпусом та іншими складовими редуктора. М. н. п. р. встановлює навантажувальну здатність редуктора.

**Термічна потужність** – максимальна потужність, яка може бути передана через редуктор без перевищення встановленої температури масляної ванни.

**Номінальний крутний момент** – допустимий крутний момент на вихідному валу веденої машини, при дії якого сумісно з номінальним радіальним навантаженням на вал забезпечується 90 %-ий ресурс передач, валів і підшипників при постійному чи змінному навантаженнях одного напрямку або з періодичним реверсом, не нижче регламентованого відповідним стандартом.

# РОЗДІЛ 1. ПРОЕКТУВАННЯ ПРИВОДІВ МАШИН

## 1.1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Дисципліна «Деталі машин» розділом «Курсове проектування» закріплює знання студентів, які отриманні при вивченні фундаментальних, прикладних і загально-технічних дисциплін як теоретична механіка, теорія машин і механізмів, опір матеріалів, технологія металів, нарисна геометрія та креслення, метрологія, та вносить нові знання з основ створення нових машин.

Послідовність створення машини є процесом об'єднання ідеї (інженерного прогнозування), конструкторських розробок (проектування, як створення першої форми існування будь якого виробу), технологічного втілення цих розробок в робочі кресельники машини в цілому чи окремих її деталей.

**Загальні вимоги до машини (або до її частини)** – це необхідна продуктивність, надійність, технологічність, ремонтпридатність, мінімальні габарити та маса, економічність при експлуатації, які слід враховувати в процесі проектування і конструювання.

**Проектування** – розробка загальної конструкції виробу, як відображення інженерної ідеї.

**Конструювання** – подальша детальна розробка елементів кінематичної схеми для втілення в реальну конструкцію виробу.

**Конструкція виробу** – сукупність властивостей виробу, яка характеризує складові частини, призначення, взаємне розташування, форму, розміри і матеріали складових частин і види з'єднання їх між собою.

**Проект** – комплект документацій, який сформований в результаті проектування і конструювання.

**Проектна конструкторська документація** – сукупність конструкторських документів, виконаних на різних стадіях проектування згідно з технічним завданням.

**Технічне завдання** – документ, що встановлює основне призначення, показники якості виробу, техніко-економічні та спеціальні вимоги, склад конструкторської документації.

**Процес проектування** – це послідове виконання наступних етапів:

- технічна пропозиція;
- ескізний проект;
- технічний проект;
- робоча (конструкторська) документація.

**Технічна пропозиція** – проектна конструкторська документація, яка містить технічне і техніко-економічне обґрунтування доцільності розробки виробу на підставі технічного завдання та опрацювання можливих варіантів конструкцій виробу\*.

**Ескізний проект** – проектна конструкторська документація, яка містить принципові конструкторські рішення, які достатні для отримання загальної уяви про конструкцію та принцип дії майбутнього виробу, а також дані, що визначають його відповідність призначенню, основні параметри і габаритні розміри.

**Технічний проект** – проектна конструкторська документація, яка містить остаточні технічні рішення, які дають повну уяву про конструкцію виробу, що розробляється, та вихідні дані на розробку робочої конструкторської документації.

**Робоча (конструкторська) документація** – конструкторська документація, яка розроблена на основі технічного завдання чи проектної конструкторської документації, згідно з якою виготовляють, контролюють, приймають, постачають, експлуатують та ремонтують виріб.

Курсове проектування з дисципліни деталі машин закінчується на етапі технічного проекту. Робочі кресельники виконують тільки для окремих деталей згідно з завданням на проектування (зазвичай, це зубчасте колесо, вал, корпусна деталь або ін.). До складу конструкторської документації до курсового проекту окрім графічних документів (кресельників) входять наступні текстові документи: розрахунково-пояснювальна записка, специфікація складанної одиниці (редуктора) та специфікація виробу (приводу).

**Розрахунково-пояснювальна записка** – комплексний текстовий документ, який об'єднує опис конструкції та принцип дії розро-

---

\* В навчальному проекті за технічну пропозицію виступає задана кінематична схема.

блюваного виробу, обґрунтування прийнятих рішень та розрахунок з результатами обчислень параметрів виробу.

**Специфікація** – текстовий конструкторський документ, у якому зазначають склад розспецифікованого виробу (складанної одиниці, комплексу або комплекту) та розробленої на нього конструкторської документації.

## **1.2. СХЕМИ МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ ЯК ТЕХНІЧНІ ЗАВДАННЯ НА ПРОЕКТУВАННЯ**

Завдання на проектування представляє собою комплексну інженерну задачу, яка містить кінематичні розрахунки і розрахунки на міцність, вибір матеріалів, розроблення конструкторської документації у вигляді габаритних, складальних і робочих кресельників, а також складання специфікацій.

Найбільш повно цим вимогам відповідають завдання на проектування приводів технологічних та транспортних машин. До складу зазначених приводів зазвичай входять редуктори загального призначення, пасові чи ланцюгові передачі, при конструюванні яких можливе закріплення більшої частини тем курсу «Деталі машин».

Технічне завдання на проектування містить принципову кінематичну схему привода, призначення машини, основні вихідні дані (потужність веденої машини, колова чи лінійна швидкість робочого органу машини, термін використання), допоміжні вимоги, які пов'язані з місцем та характером роботи, режимом навантаження у вигляді ступінчатого графіка в відносних величинах або за посиленням типового режиму для заданої машини.

Кінематичні схеми окремих типів редукторів, які застосовуються в курсовому проектуванні, відображені на рис. 1.1.

На рис. 1.2 представлені деякі приклади завдань на проектування, при розробці яких закладені реальні схеми приводів машин загального призначення.

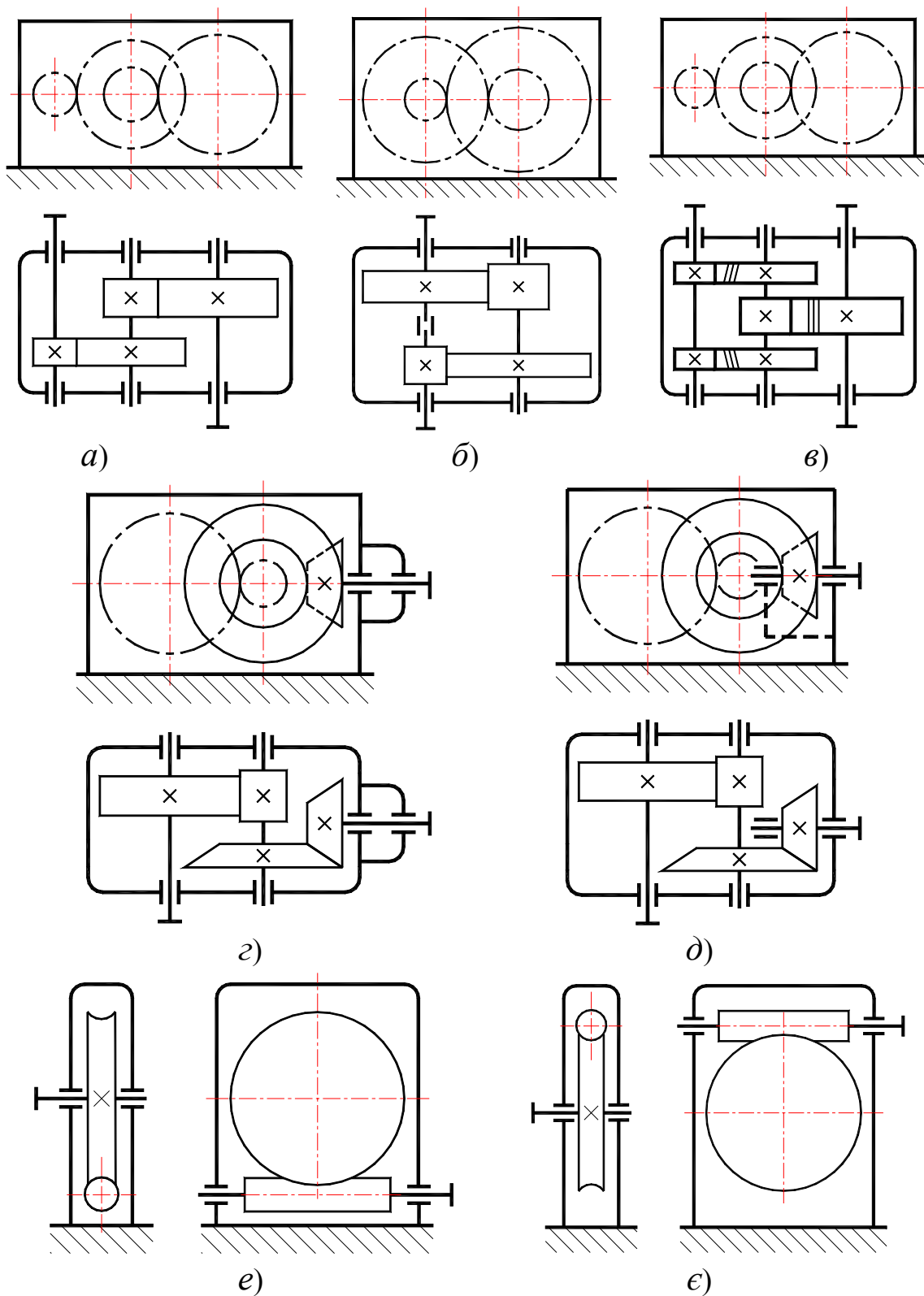


Рис. 1.1. Кінематичні схеми редукторів:

- a)* циліндричний двоступінчастий за розгорнутою схемою; *б)* співвісна схема; *в)* схема – роздвоєний шеврон; *г)* конічно-циліндричний з консольною шестернею; *д)* шестерня між опорами; *е)* черв'ячний редуктор з нижнім розташуванням черв'яка; *є)* з верхнім розташуванням черв'яка

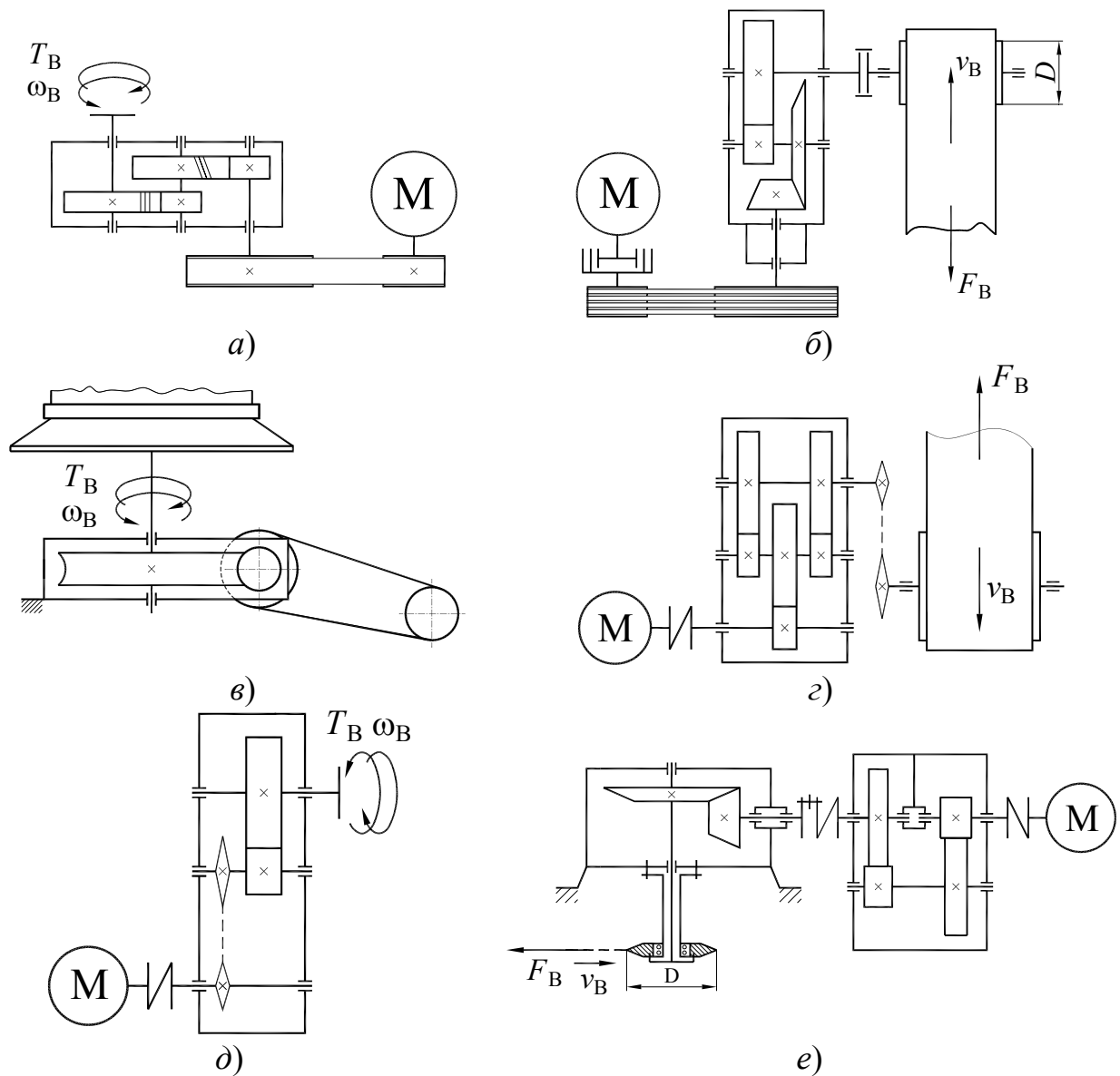


Рис. 1.2. Приклади завдань на проектування

### 1.3. ОРГАНІЗАЦІЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУВАННЯ

Курсовий проект з дисципліни «Деталі машин» – це перша самостійна інженерна робота студента і тому вона має особливе значення в підготовці майбутнього фахівця. Основна мета курсового проектування – надати студенту початкову конструкторську підготовку і навички самостійної творчої роботи на прикладі конкретного проектування привода машин загального призначення. Виконуючи цей проект, студент вчиться самостійно раціонально приймати технічні рішення.

Курсовий проект зазвичай складається із розрахунково-

пояснювальної записки, обсягом 25...30 сторінок формату А4, специфікацій та графічної частини у 3...4 аркуша формату А1, на яких розміщують:

- аркуш 1 – компоувальна схема редуктора (ескізний проект);
- аркуш 2 – кресельник загального вигляду редуктора з необхідними перерізами, технічною характеристикою і технічними вимогами;
- аркуш 3 – робочі кресельники окремих деталей редуктора, перелік яких встановлює керівник проекту (зубчасте або черв'ячне колесо, вал, ливарна деталь – корпус або накривка редуктора);
- аркуш 4 – загальний вигляд привода машини, що розробляється. Кількість проєкцій має бути достатньою, щоб дати повну уяву про конструкцію, а технічна характеристика нести вихідні дані для розробки робочої конструкторської документації.

Розрахунково-пояснювальна записка (РПЗ) має починатись із заданої кінематичної схеми привода і вихідних величин, які, по суті, виконують роль технічного завдання на проєктування. У РПЗ слід обґрунтовувати напрямки прийнятих конструктивних рішень. Розрахунки слід доповнювати схемами і таблицями.

РПЗ, специфікації і аркуші 2 і 4 складають конструкторську документацію на рівні технічного проєкту. Робочі кресельники деталей (аркуш 3) дозволяють закріпити набуті знання з дисципліни «Технологія металів і основи конструювання».

Враховуючи, що курсовий проєкт виконується згідно робочого плану протягом одного семестру (18 тижнів), терміни виконання окремих його етапів та їх питома вага у відсотках наведені в вигляді шести модулів (табл. 1.1). Деякі етапи, такі як компоновка редуктора і проєктування корпусу, слід виконувати одночасно.



Таблиця 1.1

## Етапи виконання курсового проекту

Етап	Зміст етапу	Питома вага (%)	Строки (тижні)
1.	Розрахунки передач	30	1...6
1.1.	Визначення навантажувальної здатності привода. Вибір електродвигуна	3	1...2
1.2.	Кінематичний розрахунок привода	3	2...3
1.3.	Визначення номінальних крутних моментів та частот обертання валів веденої машини	4	3...4
1.4.	Комплексний розрахунок передач	20	4...6
2.	Компонувальна схема редуктора (аркуш 1)	20	6...9
2.1.	Компоновка редуктора	12	6...7
2.2.	Визначення діаметрів валів, вибір підшипників, тощо. Затвердження компонувальної схеми	3	7
2.3.	Складання розрахункових схем валів редуктора та їх розрахунок	5	8...9
3.	Розробка кресельника загального виду редуктора (аркуш 2)	15	9...11
3.1.	Конструювання підшипникових вузлів. Посадки підшипників і зубчастих/черв'ячних коліс	5	9
3.2.	Ущільнення вихідних кінців валів редуктора. Кріплення деталей на валах. Розрахунок з'єднань	5	10
3.3.	Розрахунок підшипників.	5	11
4.	Виконання кресельників окремих деталей (аркуш 3)	15	12...14
4.1.	Розробка кресельника валу і його розрахунок на витривалість	4	12
4.2.	Розробка кресельника корпусу/накривки редуктора	8	13
4.3.	Розробка кресельника зубчастого/черв'ячного колеса	7	14
5.	Виконання кресельника загального виду привода (аркуш 4)	15	15...17
5.1.	Вибір муфт для з'єднання валів, закріплення муфт на валах	3	15
5.2.	Проектування проміжної передачі (пасової/ланцюгової)	5	16
5.3.	Кріплення редуктора на рамі. Розробка механізму натягу проміжної передачі	7	16...17
6.	Захист проекту	10	17...18
6.1.	Оформлення розрахунково-пояснювальної записки та специфікації	8	17
6.2.	Захист курсового проекту	2	18

## РОЗДІЛ 2. СИЛОВІ ТА КІНЕМАТИЧНІ ПАРАМЕТРИ ПРИВОДА

### 2.1. ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ ПРИВОДА ТА ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА

Розрахунок головних параметрів привода починається з вибору двигуна як джерела механічної енергії. Завдяки високій надійності, простоті конструкції, меншій вартості, найбільше розповсюдження знайшли трифазні асинхронні електричні двигуни загальнопромислового призначення серій 4А (ДСТ 19523-81Е) та АІР, 5А\* (ДСТ 28330-89), яким слід надати перевагу при курсовому проектуванні. Основні параметри цих двигунів, габаритні та установчі розміри, пояснення їх умовного позначання наведені в додатках А...Г.

Синхронна частота обертання (частота обертання магнітного потоку) зазначених електродвигунів визначається за формулою

$$n_c = \frac{120f}{2p},$$

де  $f = 50$  (Гц) – номінальна частота електричного струму у мережі;  $2p$  – кількість полюсів статора.

Відповідно до можливих значень  $p$  ( $p=1,2,\dots$ ) існують двигуни з синхронними частотами  $n_c = 3000; 1500; 1000; 750; \dots$  (об/хв). В дійсності ротор двигуна завжди відстає від магнітного потоку і тому обертається з асинхронною частотою

$$n_{дв} = n_c (1 - s),$$

де  $s = 0,01 \dots 0,07$  – коефіцієнт ковзання.

Слід звернути увагу, що при курсовому проектуванні слід надати перевагу двигунам з частотою 1500 (об/хв) чи 1000 (об/хв), оскільки двигуни з  $n_c=3000$  (об/хв) вимагають підвищеної точності елементів привода, а двигуни з  $n_c=750$  (об/хв) досить металомісткі.

---

\* Електродвигуни серії 5А повністю взаємозамінні з відповідними двигунами серії 4А.

Для кожного значення синхронної частоти є декілька двигунів, які відрізняються номінальною паспортною потужністю. Тому для уточненого вибору в технічному завданні мають бути задані:

- навантажувальна здатність привода у вигляді номінального крутного моменту  $T_B$  на вихідному валу привода чи номінального тягового зусилля  $F_B$  при розрахунку привода транспортуючої машини;
- кутова  $\omega_B$  чи лінійна  $v_B$  швидкість вихідної ланки;
- кінематична схема привода.

За цими умовами розраховується потрібна потужність на валу двигуна (з врахуванням коефіцієнта корисної дії привода). Тип двигуна, його потужність і частота обертання вала вибирають за каталогом в залежності від умов використання привода та перевіряють на нагрів при усталеному та перехідних режимах роботи, а також при короткочасних перенавантаженнях. У наступних випадках вибір двигуна дещо спрощується:

- на привод діє тривале усталене чи незначно змінне навантаження – має місце номінальний режим роботи  $S_1$ ;
- при повторно-короткочасному номінальному режимі навантаження з тривалістю включення ПВ 15, 25, 40, 60 (%) від періоду одного циклу, але не більше 10 (хв) (режим  $S_5$ ).

Перший тип навантаження зустрічається в механічних приводах більшості технологічних та транспортних машин. За гарантією заводу-виробника перевірка на нагрів двигуна для таких приводів не виконується.

Другий тип навантаження характерний для приводів лебідок, кранів, підйомників і т. п. У цьому випадку слід надати перевагу двигунам серій МК F(H) та МТК F(H) (Додатки Д...Ж), які характеризуються підвищеним пусковим моментом.

Якщо ж машина, для якої розробляється привод, часто включається/виключається, має значний динамічний момент під час пуску, то двигун слід перевірити за величиною пускового моменту.

В курсовому проекті з дисципліни «Деталі машин» розробляються приводи машин, що входять до першої групи.

Номінальна потужність  $P_n$  двигуна повинна бути більшою від розрахункової потужності на вхідному валу привода  $P_A$  –

$$P_n \geq P_A \cdot K_{sf}.$$

Тут коефіцієнт  $K_{sf}$  ( $K_{sf} > 1$ ) враховує технологічні особливості робочої машини, тип двигуна, умови його експлуатації і режим роботи. В курсовому проекті допускається прийняти  $K_{sf} = 1$ .

Потужність на вхідному валу привода  $P_A$  (кВт) при обертальному русі робочого органу веденої машини визначається як

$$P_A = \frac{T_B \cdot n_B}{9550 \cdot \eta_{заг}}, \quad (2.1)$$

де  $T_B$  – розрахунковий крутний момент на вихідному валу веденої машини (Н·м);  $n_B$  – частота його обертання (об/хв), яка пов'язана з кутовою швидкістю  $\omega_B$  ( $c^{-1}$ ) через співвідношення

$$n_B = \frac{30 \cdot \omega_B}{\pi}.$$

У випадку поступального руху робочого органу веденої машини (ланцюг, стрічка, канат і т. п.) з лінійною швидкістю  $v_B$  (м/с) потужність  $P_A$  (кВт) може бути розрахована як

$$P_A = \frac{F_B \cdot v_B}{1000 \cdot \eta_{заг}}, \quad (2.2)$$

де  $F_B$  – ефективна сила опору, що діє на робочий орган (Н) веденої машини.

При цьому частота обертання вихідного валу (об/хв) рівна

$$n_B = \frac{60000 \cdot v_B}{\pi \cdot D},$$

де  $D$  – діаметр ланки (мм), на якій задана колова швидкість  $v_B$ .

У формулах (2.1) і (2.2)  $\eta_{заг}$  – загальний коефіцієнт корисної дії (ККД) привода, який враховує витрати енергії під час передачі від двигуна до робочого органу і дорівнює добутку ККД окремих передатних механізмів, які входять до його складу:

$$\eta_{заг} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_j. \quad (2.3)$$

Ці механізми призначені не тільки для передачі механічної енергії, але і для зміни напрямку руху та погодження кутових швидкостей між вхідним та вихідним валами привода.

Середні значення ККД деяких механічних передач при усталеному режимі роботи наведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1

### Середні значення ККД механічних передач

Тип передачі	ККД	
	закрита	відкрита
Зубчаста:		
• циліндрична	0,96...0,98	0,92...0,94
• конічна	0,95...0,97	0,91...0,93
Черв'ячна:		
• $u = 31,5 \dots 80$	0,65...0,74	0,6...0,7
• $u = 16 \dots 31,5$	0,75...0,85	0,6...0,7
• $u = 8 \dots 16$	0,85...0,92	0,6...0,7
Ланцюгова	0,94...0,96	0,90...0,93
Фрикційна	0,90...0,95	0,93...0,95
Пасова	–	0,94...0,96

Витрати на тертя в одній парі підшипників враховують такими значеннями ККД:

- для підшипників кочення  $\eta_{\text{пш}} = 0,99 \dots 0,995$ ;
- для підшипників ковзання  $\eta_{\text{пш}} = 0,975 \dots 0,985$ .

Компенсуючі муфти характеризуються коефіцієнтом  $\eta_{\text{м}} = 0,985 \dots 0,995$ . Витрати на перемішування мастила в картері редуктора і втрати енергії в ущільнювачах валів можна врахувати через  $\eta_{\text{ущ}} = 0,97 \dots 0,98$ .

В схемах на курсове проектування до передатного механізму зазвичай входить редуктор, який представляє собою комплект зубчастих чи/та черв'ячних передач, що працюють в закритому корпусі, і призначений для зменшення частоти обертання та, відповідно, збільшення крутного моменту\*. Кінематичні схеми редукторів наведені в технічних завданнях на проектування (рис. 1.1 і рис. 1.2).

Окрім редуктора до передатного механізму може входити ще

\* В протилежному випадку механізм називають мультиплікатором і призначається для збільшення частоти обертання та зменшення крутного моменту.

пасова, ланцюгова чи відкрита зубчаста передача. У цьому випадку формулу (2.3) можна представити у вигляді

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_{\text{пм}} \cdot \eta_{\text{ред}},$$

де  $\eta_{\text{пм}}$  – ККД механічної передачі;  $\eta_{\text{ред}}$  – ККД редуктора.

Коефіцієнт  $\eta_{\text{ред}}$  дорівнює добутку ККД його передач та певних елементів. Для двоступінчастого редуктора отримаємо

$$\eta_{\text{ред}} = \eta_{\text{Ш}} \cdot \eta_{\text{Т}} \cdot \eta_{\text{пп}}^3 \cdot \eta_{\text{ущ}},$$

де  $\eta_{\text{Ш}}$ ,  $\eta_{\text{Т}}$  – ККД ступенів редуктора\*.

Для три- і більше ступінчастих редукторів, коли окрім швидкохідного і тихохідного ступенів є і проміжні, вводиться індекс «П» і

$$\eta_{\text{ред}} = \eta_{\text{Ш}} \cdot \eta_{\text{П}} \cdot \eta_{\text{Т}} \cdot \eta_{\text{пп}}^4 \cdot \eta_{\text{ущ}},$$

де  $\eta_{\text{П}}$  – ККД проміжного ступеня.

Приклади вибору двигуна за конкретних вихідних даних наведені у параграфі 8.1.1.

## 2.2. ВИЗНАЧЕННЯ ПЕРЕДАТНОГО ЧИСЛА ПРИВОДА І ОКРЕМИХ ЙОГО ПЕРЕДАЧ

Загальне передатне число привода  $u_{\text{заг}}$  дорівнює відношенню частоти обертання його вхідного валу  $n_{\text{А}}$  до частоти обертання вихідного валу  $n_{\text{В}}$ . Оскільки джерелом механічного руху привода зазвичай є двигун ( $n_{\text{А}} = n_{\text{дв}}$ ), то

$$u_{\text{заг}} = n_{\text{дв}} / n_{\text{В}}, \quad (2.4)$$

де  $n_{\text{дв}}$  – частота обертання валу двигуна.

З іншого боку, загальне передатне число  $u_{\text{заг}}$  дорівнює добутку передатних чисел окремих передач, що входять до складу привода

$$u_{\text{заг}} = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_j.$$

---

\* Тут і далі індекс «Ш» вказує на належність параметра до швидкохідного ступеня, «Т» – до тихохідного.

Якщо в приводі за даною кінематичною схемою між двигуном та валом робочого органу машини знаходяться редуктор та окрема механічна передача, то загальне передатне число привода  $u_{\text{заг}}$  є добутком передатного числа редуктора  $u_{\text{ред}}$  та передатного числа цієї передачі  $u_{\text{пм}}$ :

$$u_{\text{заг}} = u_{\text{пм}} \cdot u_{\text{ред}} \quad (2.5)$$

При розкладанні значення  $u_{\text{заг}}$  між співмножниками слід попередньо задатися значенням  $u_{\text{ред}}$ , прийнявши його зі стандартного ряду

8,0; 9,0; 10,0; 11,2; 12,5; 14,0; 16,0; 18,0; 20,0; 22,4; 25,0; 28,0;  
31,5; 35,5; 40,0; 45,0; 50,0; 56,0; 63,0; 71,0; 80,0; 90,0; 100

у відповідності до рекомендацій таблиці 2.2.

Таблиця 2.2

### Рекомендовані значення передатних чисел редукторів

Тип редуктора	Кількість ступенів		
	один	два	три
Циліндричний	2...6,3	10...35,5	31,5...140
Планетарний	4...10	16...100	80...500
Конічний	1...5	–	–
Конічно-циліндричний	–	6,3...31,5	25...140
Черв'ячний	8...80	63...2500	–
Черв'ячно-циліндричний	–	40...250	250...1250
Циліндрично-черв'ячний	–	16...160	–

Далі визначають передатне число механічної передачі:

$$u_{\text{пм}} = \frac{u_{\text{заг}}}{u_{\text{ред}}}$$

Обчислене значення  $u_{\text{пм}}$  має збігатись з оптимальним значенням передатного числа (табл. 2.3) та бути округленим до найближчої величини зі стандартного ряду:

1,0; 1,12; 1,25; 1,40; 1,60; 1,80; 2,00; 2,24; 2,50; 2,80;  
3,15; 3,55; 4,00; 4,50; 5,00; 5,60; 6,30; 7,10.

Зауважимо, що зазначені вимоги з вибору значення  $u$  стосуються переважно передач серійного та масового виробництва. При одиничному виробництві вони не є обов'язковими до виконання.

Таблиця 2.3

### Середні значення передатного числа механічних передач

Тип передачі	Передатне число
Циліндрична	2...6,3
Конічна	1...5
Ланцюгова	2...6,3
Фрикційна	2...4
Пасова	2...4

Після прийняття значень передатних чисел редуктора  $u_{ред}$  та проміжної механічної передачі  $u_{пм}$  слід визначити фактичне значення передатного числа привода згідно до формули (2.5). Результат  $u_{заг}$  не повинен відрізнятися від необхідного (2.4) більш ніж на  $\pm 4\%$ . В подальших розрахунках використовують уточнені (прийняті) значення чисел  $u_{заг}$ ,  $u_{ред}$  і  $u_{пм}$  (див. п. 8.1.2).

## 2.3. РЕДУКТОРИ. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Як вже було відзначено, редуктор – це механізм, який призначений для зменшення частоти обертання та збільшення крутного моменту. Зазвичай редуктор з'єднується з двигуном та веденою машиною муфтами чи іншими передатними механізмами (пасовими чи ланцюговими). Тип редуктора визначається складом передач, їх видом та кількістю, порядком їх розміщення в напрямку від швидкохідного (вхідного) валу до тихохідного (вихідного), та положенням осей передач в просторі.

За цими ознаками редуктори загального машинобудівельного використання\* можуть бути:

---

\* Редуктор загального машинобудівельного використання – це редуктор, який виконаний у вигляді самостійного агрегату і призначений для привода різноманітних машин і механізмів. Він має відповідати переліку технічних вимог, загальному для більшості випадків без врахування будь-яких специфічних вимог.



- циліндричні одно-, дво-, три- і чотири- ступінчасті з міжосьовою відстанню тихохідного ступеня  $a_w \leq 710$  (мм);
- планетарні одно-, дво- і три- ступінчасті з радіусом розміщення осей сателітів тихохідного ступеня  $r \leq 315$  (мм) або ділильним діаметром центрального колеса з внутрішнім зачепленням вихідного ступеня  $d_2 \leq 1000$  (мм);
- конічні одноступінчасті з номінальним зовнішнім ділильним діаметром колеса  $d_{e2} \leq 1000$  (мм);
- конічно-циліндричні дво-, три- і чотири- ступінчасті з міжосьовою відстанню тихохідного ступеня  $a_w \leq 710$  (мм);
- черв'ячні одно- і дво- ступінчасті з міжосьовою відстанню  $a_w \leq 500$  (мм);
- блочно-модульні, які складаються з модулів циліндричних, конічних, планетарних та черв'ячних передач.

Для зазначення типу передач, яка входить до складу редуктора, застосовуються такі літери: «Ц» – циліндрична, «П» – планетарна, «К» – конічна, «Ч» – черв'ячна. Якщо в редукторі декілька однакових передач, то після літери ставиться відповідна цифра. Умовне позначання редуктора повинно включати тип редуктора, значення головного його параметра, номінальне передатне число та варіант складання. Головний параметр для циліндричних редукторів – міжосьова відстань тихохідного ступеня, для черв'ячних редукторів – міжосьова відстань, у планетарних редукторах – радіус водила, у конічних – номінальний зовнішній ділильний діаметр більшого колеса.

Умовне позначання триступінчастого конічно-циліндричного редуктора з міжосьовою відстанню тихохідного ступеня  $a_w = 250$  (мм), передатним числом  $u_{ред} = 80$ , 12-ою схемою складання та 1-ої категорії точності має вид:

*Редуктор КЦ2-250-80 12-1.*

Основною енергетичною характеристикою редуктора є номінальний крутний момент. В розрахунках на міцність не слід використовувати потужність  $P_A$  через те, що вона не відображає навантаженість деталей та не може бути задана незалежно від передатного числа і частоти обертання.

Незалежно від схеми привода слід розглядати, що вихідний

вал редуктора завжди консольно навантажений. Номінальне консольне навантаження  $Q_{A(B)}$ , яке прикладене в середині посадкової поверхні вихідного кінця валу (швидкохідного або тихохідного), – це таке допустиме радіальне навантаження, при постійному прикладенні якого сумісно з номінальним крутним моментом у редуктора при встановлених умовах експлуатації, повинен бути забезпечений 90 %-ий ресурс передач, валів і підшипників, який не нижчий за регламентований відповідним стандартом. Це навантаження повинно бути не меншим (Н):

- на тихохідному валу:
  - $125\sqrt{T}$  – для одноступінчастих редукторів;
  - $250\sqrt{T}$  – для інших редукторів;
- на швидкохідному валу:
  - $50\sqrt{T} \dots 125\sqrt{T}$  – для усіх типів редукторів,

де  $T$  – крутний момент на відповідному валу.

Редуктор, який проектується, повинен мати можливість бути використаним при наступних умовах:

- навантаження постійне або змінне одного напрямку чи з періодичним реверсом;
- робота тривала або з тимчасовими зупинками;
- обертання валів в будь-якому напрямку не потребує додаткових вимог;
- частота обертання вхідного валу для циліндричних і конічно-циліндричних редукторів з  $a_w \geq 315$  (мм), для конічних редукторів з  $d_{e2} \leq 400$  (мм), для черв'ячних та черв'ячно-циліндричних не повинна перевищувати 1800 (об/хв), для решти редукторів – до 3600 (об/хв);
- колова швидкість циліндричних евольвентних коліс зовнішнього зачеплення та конічних коліс не більше 20 (м/с); циліндричних евольвентних коліс внутрішнього зачеплення менша 5 (м/с), швидкість ковзання черв'ячних передач не більше 10 (м/с).

При цих умовах конструкція редуктора повинна також забезпечити 90 %-ий ресурс при короткотерміновому перевантаженні, яке виникає під час пуску та перевищує номінальне навантаження в  $\beta$  разів.

Критерієм технічного рівня редуктора є відносна маса  $\gamma = m/T_n$  (кг/(Н·м)) – відношення маси редуктора  $m$  до номінального крутного моменту  $T_n$  на вихідному валу (табл. 2.4).

Таблиця 2.4

### Технічний рівень редукторів

$\gamma$	Технічний рівень
$>0,2$	Низький рівень, редуктор морально застарілий
$0,1 \dots 0,2$	Середній рівень, виготовлення економічно необґрунтовано
$0,06 \dots 0,1$	Високий рівень – сучасний світовий рівень
$< 0,06$	Найвищий рівень – редуктор відповідає передовим зразкам

Головний шлях підвищення технічного рівня редуктора – це збільшення твердості робочих поверхонь зубців коліс. Однак з підвищенням  $\gamma$  одночасно збільшується собівартість одного кілограму маси редуктора  $\chi = c/m$  ( $c$  – собівартість виробництва), яка при всіх рівних умовах залежить від обсягів виробництва. Однак більш об'єктивний – економічний критерій – це відносна собівартість виробу –  $\alpha = \chi \cdot \gamma = c/T_n$ .

В конструкторській документації на розроблений редуктор мають бути наведені наступні технічні характеристики:

- головний параметр та його значення (мм);
- номінальний крутний момент на тихохідному валу  $T_B$  (Н·м);
- номінальне радіальне навантаження на хвостовиках швидкохідного та тихохідному валах  $Q_{A(B)}$  (Н);
- передатне число редуктора  $u_{ред}$ ;
- номінальна частота обертання швидкохідного валу  $n_{III}$  (об/хв);
- розрахунковий ресурс  $L_h$  (годин)\*;
- коефіцієнт корисної дії  $\eta$ ;
- маса (кг);
- об'єм мастила та його тип.

Загальні технічні умови для зубчастих редукторів встановлені Міждержавним стандартом ДСТ 16162-93 та стандартом України ДСТУ 2280-93 «Редуктори зубчасті. Загальні технічні умови».

\* Мінімальне значення  $L_h$  становить 5000 (годин).

Робочі параметри редукторів, що проектуються, регламентуються окремими Міждержавними стандартними:

- ДСТ 25301-95 «Редукторы цилиндрические. Параметры»;
- ДСТ 27142-97 «Редукторы конические и коническо-цилиндрические. Параметры»;
- ДСТ 27701-88 «Редукторы червячные цилиндрические. Основные параметры»;
- ДСТ 24266-94 «Концы валов редукторов и мотор редукторов. Основные размеры. Допускаемые крутящие моменты».

Усі ці стандарти діють на території України і обов'язкові для виконання при проектуванні одно- та двоступінчастих редукторів циліндричних, конічно-циліндричних редукторів загально-машинобудівельного призначення.

## 2.4. РОЗПОДІЛ ПЕРЕДАТНОГО ЧИСЛА РЕДУКТОРА МІЖ СТУПЕНЯМИ

### 2.4.1. Загальні положення

У випадку, коли до складу передатного механізму входить багатоступінчастий редуктор, його передатне число  $u_{\text{ред}}$  має бути розподілено по ступеням. Для дво- і три- ступінчастих редукторів відповідні формули мають вигляд

$$\begin{aligned}u_{\text{ред}} &= u_{\text{Ш}} \cdot u_{\text{Т}}; \\u_{\text{ред}} &= u_{\text{Ш}} \cdot u_{\text{П}} \cdot u_{\text{Т}},\end{aligned}\tag{2.6}$$

де  $u_{\text{Ш}}$ ,  $u_{\text{Т}}$ ,  $u_{\text{П}}$  – передатні числа швидкохідного, тихохідного та проміжного ступенів редуктора.

Правильний розподіл  $u_{\text{ред}}$  вирішує задачу оптимізації параметрів редуктора за низкою критеріїв, найбільш важливий з яких є мінімізація його маси, яка прямо пропорційно залежить від його об'єму ( $V = B \cdot H \cdot L$ , де  $B$ ,  $H$  і  $L$  – ширина, висота і довжина редуктора). Так як ширина редуктора  $B$  визначається через ширину зубчастих коліс  $b_w$ , яка в кінцевому результаті залежить від міжосьової відстані  $a_w$ , а звідси і від  $L$ , то вплив коефіцієнта відносної ши-

рини зубчастого колеса  $\psi_{ba} = b_w / a_w$  на масу редуктора незначний і оптимальне значення об'єму редуктора  $V$  забезпечено, якщо мінімізована площа бокової поверхні  $A = H \cdot L$ .

Коефіцієнт відносної ширини зубчастих коліс  $\psi_{ba}$  слід приймати зі стандартного ряду (ДСТ 2185-66):

0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25.

В багатоступінчастих циліндричних редукторах, окрім співвісних, коефіцієнт  $\psi_{ba}$  для всіх ступенів слід приймати однаковим. В табл. 2.5 наведені рекомендовані значення коефіцієнта відносної ширини  $\psi_{ba}$  залежно від твердості робочих поверхонь зубчастих коліс.

Таблиця 2.5

**Рекомендовані значення коефіцієнта  $\psi_{ba}$**

Розташування та вид передачі	Твердість $H$	$\psi_{ba}$
Несиметричне	$H \leq 350$ НВ	0,315; 0,4
	$H > 350$ НВ	0,25; 0,315
Симетричне	Будь-яка	0,4; 0,5
Рознесений шеврон		0,2; 0,25
Шеврон з канавкою		0,63; 1,0

*Примітка.* Менші значення слід приймати при передатному числі тихохідного ступеня  $u_T \geq 4$ , більші – при  $u_T \leq 4$ .

При цьому розрахункова твердість зубчастих пар  $H$  в межах одного редуктора вважається однаковою, оскільки прийняття різних матеріалів та різної технології виготовлення зубчастих коліс не є доцільним.

Мінімізація площі бокової поверхні редуктора  $A$  забезпечується при однаковій контактній міцності зубчастих коліс усіх ступенів даного редуктора та рівності початкових діаметрів зубчастих коліс тихохідного та швидкохідного ступенів –  $(d_{w2})_T \approx (d_{w2})_Ш$ .

В основу наведених нижче співвідношень при розкладанні  $u_{ред}$  для найбільш поширених кінематичних схем редукторів закладені значення у відповідності до існуючих рекомендацій.

Отримані в результаті розподілу передатні числа кожного сту-

пеня повинні задовольняти двом основним умовам:

- передатне число швидкохідного ступеня повинно бути не меншим від передатного числа тихохідного ступеня:

$$u_{\text{Ш}} \geq u_{\text{Т}};$$

- передатні числа кожного ступеня не повинні перевищувати найбільше значення для окремо взятого ступеня (табл. 2.6):

$$u_i \leq u_{\text{max}}.$$

Якщо у результаті обчислень отримано  $u_i > u_{\text{max}}$ , то слід прийняти  $u_i = u_{\text{max}}$ .

Таблиця 2.6

### Найбільше передатне число ступеня

Ступінь редуктора	Твердість поверхонь зубців	$u_{\text{max}}$	
Тихохідний та проміжний в усіх типах редукторів	$\leq 350$ HB	6,3	
	40...56 HRC	6,3	
	56...63 HRC	6,3	
Швидкохідний в усіх типах, крім співвісних редукторів	$\leq 350$ HB	8	
	40...56 HRC	7,1	
	56...63 HRC	6,3	
Швидкохідний в співвісних редукторах	$\leq 350$ HB	10	
	40...56 HRC	9	
	56...63 HRC	8	
Конічний закритий	$\leq 350$ HB	6,3	
	$> 350$ HB	5,0	
Відкритий:	$\leq 350$ HB	• циліндричний	5
		• конічний	8

#### 2.4.2. Циліндричний двоступінчастий редуктор за розгорнутою схемою (рис. 2.1)

Передатне число швидкохідного ступеня приймається як

$$u_{\text{Ш}} = K' \cdot \sqrt[3]{u_{\text{ред}}^2},$$

де  $K' = 0,75$  при  $Z_N < 1$ ;  $K' = 0,9$  при  $Z_N \geq 1$ ;  $Z_N$  – коефіцієнт дов-

говірності при розрахунку на контактну міцність (стор. 123). У більшості випадків  $Z_N < 1$ .

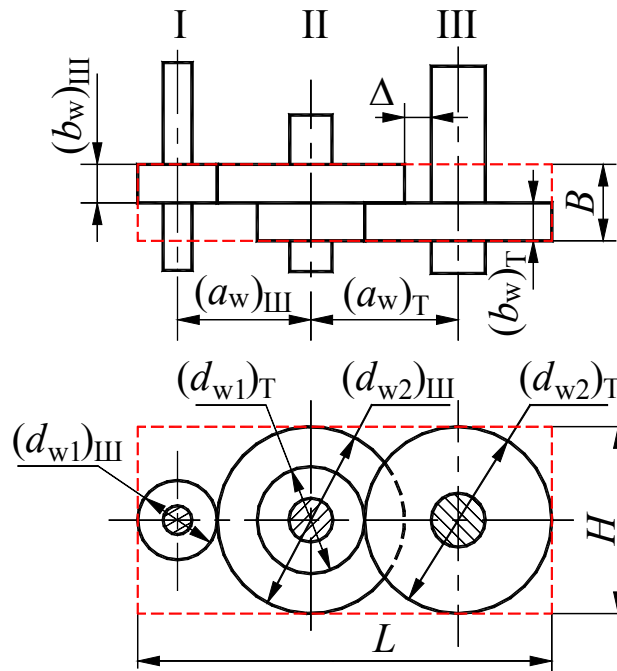


Рис. 2.1. Двоступінчастий редуктор за розгорнутою схемою

Відповідно, передатне число тихохідного ступеня

$$u_T = u_{ред} / u_{ш} \cdot \quad (2.7)$$

Отриманні значення  $u_{ш}$  та  $u_T$  необхідно округлити до найближчого стандартного з ряду на сторінці 21.

Подальші розрахунки ступенів редуктора на міцність можна суттєво скоротити, якщо вже на стадії розкладання  $u_{ред}$  визначити відношення міжосьових відстаней тихохідного та швидкохідного ступенів редуктора  $(a_w)_T / (a_w)_{ш}$ . Представлені нижче співвідношення отримані за умови контактної рівномірності передач, однакових матеріалів зубчастих коліс та твердості робочих поверхонь зубів і мають вигляд:

- при змінному навантаженні –

$$\frac{(a_w)_T}{(a_w)_{ш}} = \frac{K}{\sqrt[3]{u_{ш}}} \frac{(u_T + 1)}{(u_{ш} + 1)} \sqrt[3]{\frac{u_{ш}^2}{u_T}};$$

- при постійному навантаженні

$$\frac{(a_w)_T}{(a_w)_{III}} = K \frac{(u_T + 1)}{(u_{III} + 1)} \sqrt[3]{\frac{u_{III}^2}{u_T}},$$

де  $K \approx 1,15$  – коефіцієнт, який враховує різницю навантаження між ступенями редуктора.

Знайдене відношення міжосьових відстаней слід округлити до найближчого стандартного –

$$1,12; 1,25; 1,4; 1,6.$$

Якщо  $(a_w)_T / (a_w)_{III} < 1,12$ , то швидкохідне колесо може засікати вихідний вал редуктора. Сучасні редуктори, які виробляються серійно, мають це відношення близьким до 1,4. Найменше значення з ряду зустрічається досить рідко.

Далі необхідно уточнити передатне число швидкохідного ступеня за формулою:

$$u_{III} = \frac{u_{ред} - B}{B - 1}, \quad (2.8)$$

де

- $B = 1,2 \cdot \left( \frac{(a_w)_T}{(a_w)_{III}} \right) \frac{\sqrt[3]{u_{ред}}}{K}$  при змінному навантаженні;
- $B = \left( \frac{(a_w)_T}{(a_w)_{III}} \right) \frac{\sqrt[3]{u_{ред}}}{K}$  при постійному навантаженні.

Передатне число  $u_{III}$  (2.8) округлити до стандартного (стор. 21) і визначають  $u_T$  (2.7). Результат також погоджують зі стандартом.

### 2.4.3. Циліндричний двоступінчастий редуктор за схемою роздвосний шеврон (рис. 2.2)

Порядок розподілу передатного числа  $u_{ред}$  такий же, як і для редуктора за розгорнутою схемою (рис. 2.1), але при значенні коефіцієнта  $K = 1,1$ .



#### 2.4.4. Циліндричний двоступінчастий редуктор за співвісною схемою із зовнішнім зачепленням

Очевидно, що у співвісних редукторах (рис. 2.3) співвідношення міжосьових відстаней ступенів дорівнює 1. Однак в цілому, для редукторів за згорнутою схемою  $(a_w)_T / (a_w)_{III} = 1,00 \dots 1,25$ .

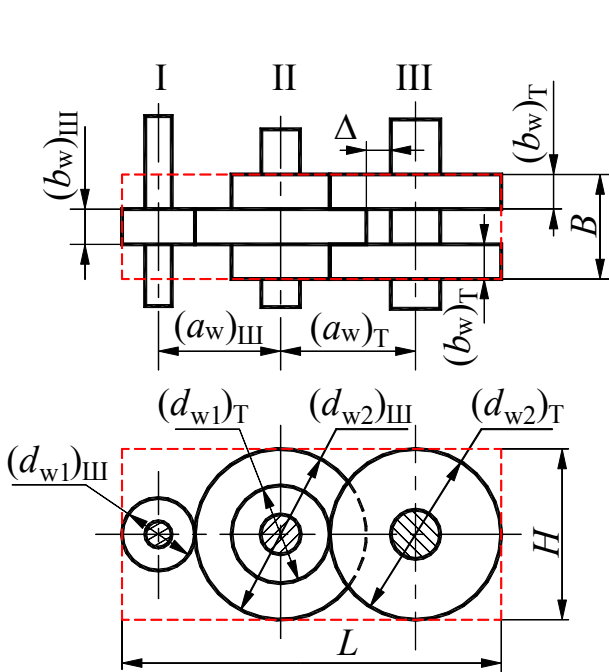


Рис. 2.2. Двоступінчастий редуктор за схемою роздвоєний шеврон

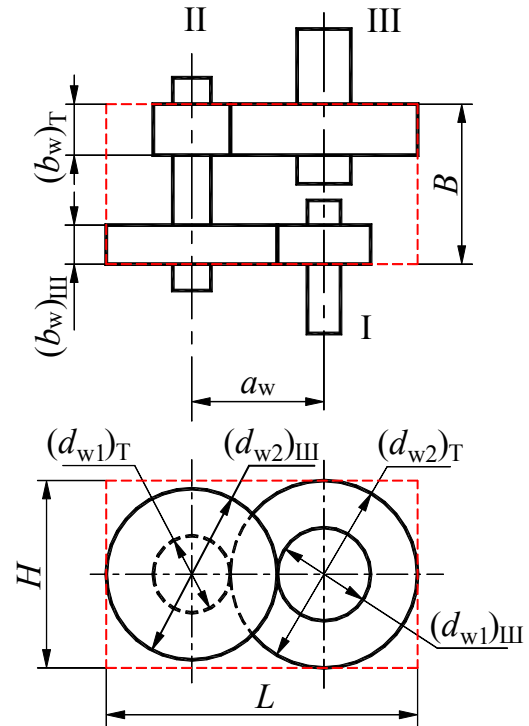


Рис. 2.3. Двоступінчастий редуктор за співвісною схемою

Мінімальна маса співвісного редуктора може бути одержана при мінімально можливому передатному числі тихохідного ступеня  $u_T$ , якщо забезпечена однакова контактна міцності ступенів редуктора і виконана умова  $u_T \leq u_{III}$ .

Алгоритм розподілу  $u_{ред}$  між ступенями аналогічний алгоритму для циліндричного редуктора за розгорнутою схемою (див. п. 2.4.2). Передатне число  $u_{III}$  обчислюють за формулою (2.8), в якій слід прийняти  $B = 1,33 \cdot \sqrt[3]{u_{ред}}$  при змінному навантаженні і  $B = 1,1 \cdot \sqrt[3]{u_{ред}}$  при постійному. Величину  $u_T$  визначити згідно (2.7).

Для виконання умови рівномірності зубчастих передач редуктора за контактними напруженнями слід співвідношення між коефі-

цієнтами відносної ширини  $\psi_{ba}$  ( $\psi_{ba} = b_w/a_w$ ) коліс тихохідного та швидкохідного ступенів визначити як:

- при змінному навантаженні

$$\frac{(\psi_{ba})_T}{(\psi_{ba})_{III}} = \frac{0,73}{\sqrt[3]{u_{III}}} \left( \frac{u_T + 1}{u_{III} + 1} \right)^3 \frac{u_{III}^2}{u_T};$$

- при постійному навантаженні

$$\frac{(\psi_{ba})_T}{(\psi_{ba})_{III}} = 0,73 \cdot \left( \frac{u_T + 1}{u_{III} + 1} \right)^3 \frac{u_{III}^2}{u_T}.$$

### 2.4.5. Циліндричний триступінчастий редуктор

У більшості випадків циліндричні триступінчасті редуктори виконуються за розгорнутою схемою (рис. 2.4).

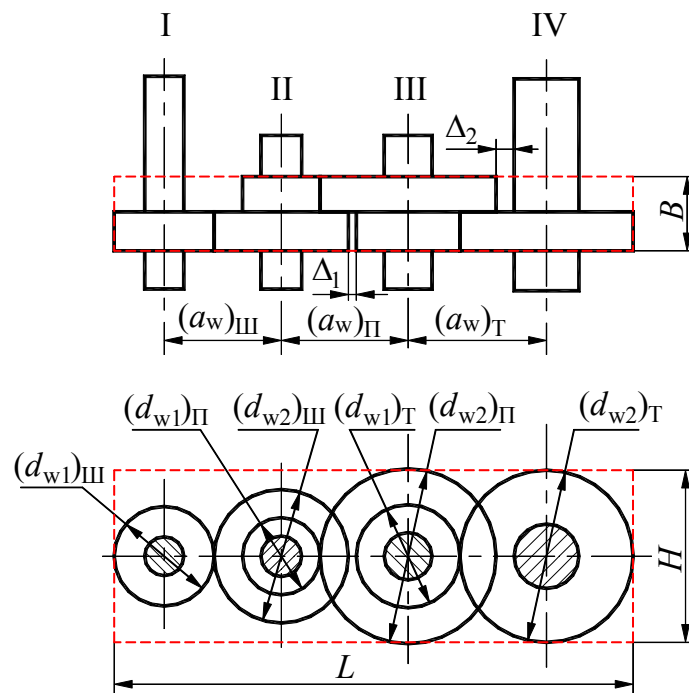


Рис. 2.4. Циліндричний триступінчастий редуктор

Мінімальні габаритні розміри, а відповідно і маса цих редукторів, досягаються при рівності початкових діаметрів коліс тихохідного та проміжного ступенів за умови однакової контактної міцності зубчастих коліс усіх ступенів, якщо має місце зазор  $\Delta_1$  між шестернею тихо-

хідного та колесом швидкохідного ступенів (рис. 2.4).

Математична реалізація зазначених умов приводить до наступного розподілу загального передатного числа  $u_{ред}$  між ступенями (2.6):

- при змінному навантаженні

$$u_{ш} = 0,58 \cdot \sqrt[3]{u_{ред}^4}; \quad u_{п} = 1,08 \cdot \sqrt[3]{u_{ред}^2}; \quad u_{т} = \frac{u_{ред}}{u_{ш} \cdot u_{п}} \approx 1,6 \cdot \sqrt[3]{u_{ред}}; \quad (2.9)$$

- при постійному навантаженні

$$u_{ш} = 0,86 \cdot \sqrt[3]{u_{ред}^4}; \quad u_{п} = 1,0 \cdot \sqrt[3]{u_{ред}^2}; \quad u_{т} = \frac{u_{ред}}{u_{ш} \cdot u_{п}} \approx 1,17 \cdot \sqrt[3]{u_{ред}}. \quad (2.10)$$

Якщо має місце нерівність  $u_{ш} > u_{max}$ , то слід прийняти  $u_{ш} = u_{max}$ , а лишку слід розподілити як для двоступінчастого редуктора. Знайдені значення передатних чисел округлити до стандартних. При цьому допустиме відхилення результату  $u_{ред} = u_{ш} \cdot u_{п} \cdot u_{т}$  від необхідного становить 4 %.

Подальший обсяг розрахунків можна суттєво скоротити, якщо обчислити відношення міжосьових відстаней для забезпечення рівномірності передач:

- при змінному навантаженні

$$\frac{(a_w)_т}{(a_w)_п} = \frac{0,9 \cdot (u_т + 1)}{\sqrt[3]{u_п} \cdot (u_п + 1)} \cdot \sqrt[3]{\frac{u_п^2}{u_т}};$$

$$\frac{(a_w)_п}{(a_w)_ш} = \frac{0,95 \cdot (u_п + 1)}{\sqrt[3]{u_ш} \cdot (u_ш + 1)} \cdot \sqrt[3]{\frac{u_ш^2}{u_п}};$$

- при постійному навантаженні

$$\frac{(a_w)_т}{(a_w)_п} = 0,9 \cdot \frac{(u_т + 1)}{(u_п + 1)} \cdot \sqrt[3]{\frac{u_п^2}{u_т}};$$

$$\frac{(a_w)_п}{(a_w)_ш} = 0,95 \cdot \frac{(u_п + 1)}{(u_ш + 1)} \cdot \sqrt[3]{\frac{u_ш^2}{u_п}}.$$

Знайдені співвідношення  $(a_w)_i / (a_w)_j$  слід округлити до стандартних – 1,12; 1,25; 1,4; 1,6. Потім уточнити значення передатного числа проміжного ступеня

$$u_{\Pi} = \frac{u_T' \cdot u_{\Pi}' - B}{B - 1},$$

де  $u_T'$  та  $u_{\Pi}'$  – попередні значення цих величин з (2.9), (2.10).

Коефіцієнт  $B$ :

- при змінному навантаженні

$$B = 1,33 \cdot \frac{(a_w)_T}{(a_w)_{\Pi}} \cdot \sqrt[3]{u_T' \cdot u_{\Pi}'}$$

- при постійному навантаженні.

$$B = 1,1 \cdot \frac{(a_w)_T}{(a_w)_{\Pi}} \cdot \sqrt[3]{u_T' \cdot u_{\Pi}'}$$

Передатне число тихохідного ступеня

$$u_T = u_T' \cdot u_{\Pi}' / u_{\Pi}$$

До обчислення міжосьової відстані тихохідного ступеня  $(a_w)_T$  необхідно упевнитись, що має місце зазор  $\Delta_1$  (див. рис. 2.4). Для цього повинні бути виконані умови:

$$\Delta_1 \geq 0,01 \cdot (a_w)_{\text{ш}};$$

$$1 - \frac{(a_w)_T}{(a_w)_{\Pi}} \cdot \left( \frac{1}{u_T + 1} + 0,02 \right) - \frac{(a_w)_{\text{ш}}}{(a_w)_{\Pi}} \cdot \left( \frac{u_{\text{ш}}}{u_{\text{ш}} + 1} + 0,02 \right) \geq 0,02.$$

Якщо умови не виконані, то слід зменшити значення передатного числа  $u_{\Pi}$  і повторити розрахунки.

## 2.4.6. Конічно-циліндричний двоступінчастий редуктор

Передатне число тихохідного ступеня конічно-циліндричного редуктора (рис. 2.5) становить:

- при змінному навантаженні

$$u_T = 3,1 \cdot \sqrt[3]{u_{ред} \cdot (\psi_{ba})_T} - 1;$$

- при постійному навантаженні

$$u_T = 2,6 \cdot \sqrt[3]{u_{ред} \cdot (\psi_{ba})_T} - 1.$$

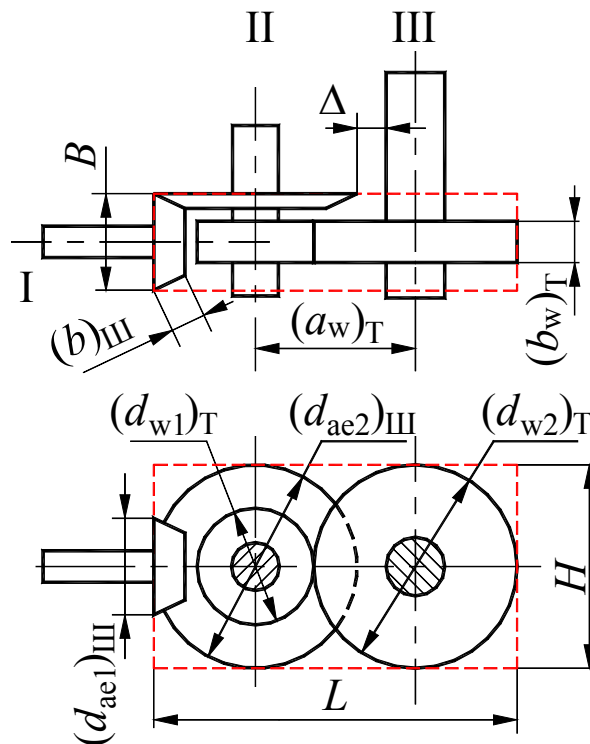


Рис. 2.5. Конічно-циліндричний редуктор

Значення коефіцієнта відносної ширини зубчастого колеса тихохідного ступеня  $(\psi_{ba})_T$  прийняти з табл. 2.5.

Передатне число швидкохідного ступеня (конічної передачі) розрахувати як

$$u_{Ш} = u_{ред} / u_T.$$

### 2.4.7. Конічно-циліндричний триступінчастий редуктор

Послідовність розподілу  $u_{\text{ред}}$  між ступенями триступінчастого конічно-циліндричного редуктора (рис. 2.6) наступна:

- задатись твердістю поверхонь зубців колеса, режимом навантаження;
- прийняти коефіцієнти відносної ширини коліс проміжного та тихохідного ступенів рівними  $(\psi_{\text{ба}})_{\text{п}} = (\psi_{\text{ба}})_{\text{т}}$  з табл. 2.5.

Передатне число швидкохідного ступеня знайти з формули:

- при змінному навантаженні

$$u_{\text{ш}} = \frac{0,15}{(\psi_{\text{ба}})_{\text{ш}}} \sqrt[7]{u_{\text{ред}}^4};$$

- при постійному навантаженні

$$u_{\text{ш}} = \frac{0,19}{(\psi_{\text{ба}})_{\text{ш}}} \sqrt[7]{u_{\text{ред}}^4}.$$

де прийняти усереднене значення  $(\psi_{\text{ба}})_{\text{ш}} = 0,285$ .

Далі розрахувати попереднє значення добутку передатних чисел проміжного та тихохідного ступенів:

$$(u_{\text{п}} \cdot u_{\text{т}}) = u_{\text{ред}} / u_{\text{ш}}.$$

Передатне число проміжного ступеня дорівнює:

- при змінному навантаженні

$$u_{\text{п}} = 0,75 \cdot \sqrt[3]{(u_{\text{п}} \cdot u_{\text{т}})^2};$$

- при постійному навантаженні

$$u_{\text{п}} = 0,9 \cdot \sqrt[3]{(u_{\text{п}} \cdot u_{\text{т}})^2}.$$

В результаті передатне число тихохідного ступеня дорівнює

$$u_{\text{т}} = \frac{(u_{\text{п}} \cdot u_{\text{т}})}{u_{\text{п}}}.$$

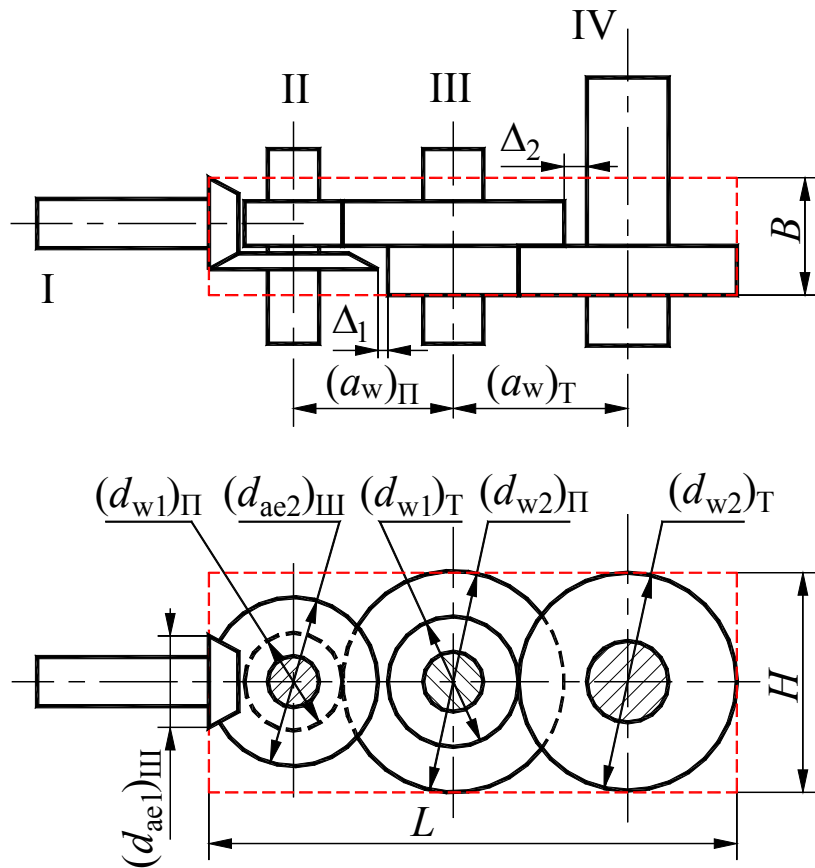


Рис. 2.6. Конічно-циліндричний триступінчастий редуктор

Обчислені величини  $u_{III}$ ,  $u_{II}$  та  $u_T$  мають бути округлені до найближчого стандартного значення.

Відхилення передатного числа редуктора  $u_{ред}$  (2.6) від заданого, як і раніше, не повинно перевищувати  $\pm 4\%$ .

#### 2.4.8. Черв'ячно-циліндричний редуктор (рис. 2.7)

Рекомендується наступний розподіл передатного числа редуктора між ступенями:

- якщо  $u_{ред} \leq 50$ , то прийняти  $u_{III} = 10$  та  $u_T = u_{ред}/10$ ;
- якщо  $u_{ред} > 5$ , то слід прийняти  $u_T = 6,3$ , а  $u_{III} = u_{ред}/6,3$ .

#### 2.4.9. Циліндро-черв'ячний редуктор (рис. 2.8)

Передатні числа ступенів обчислити за формулами

$$u_{III} = \sqrt[5]{u_{ред}}; \quad u_T = u_{ред}/u_{III}.$$

При цьому мають бути дотримані умови

$$2 \leq u_{\text{ш}} \leq 3,15; \quad 8 \leq u_{\text{т}} \leq 63.$$

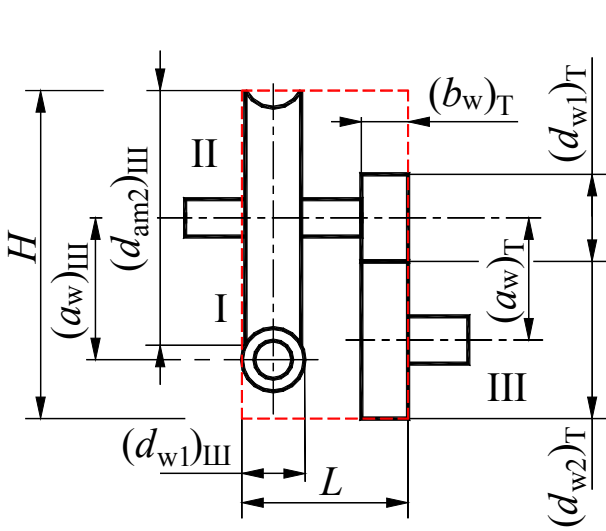


Рис. 2.7. Черв'ячно-циліндричний редуктор

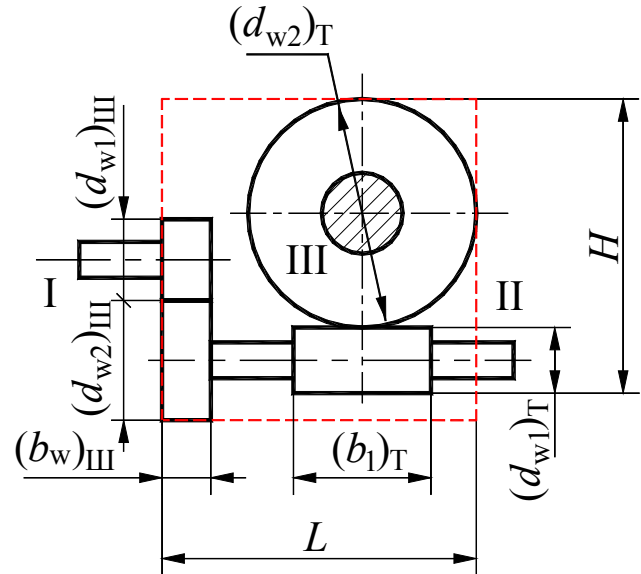


Рис. 2.8. Циліндро-черв'ячний редуктор

#### 2.4.10. Черв'ячний двоступінчастий редуктор (рис. 2.9)

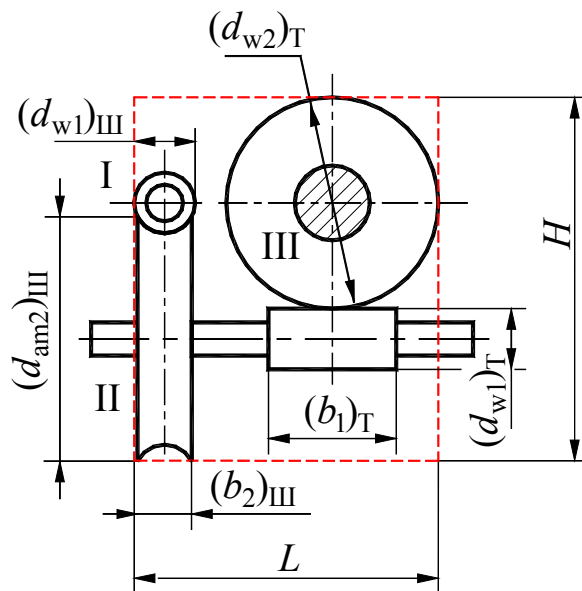


Рис. 2.9. Черв'ячний двоступінчастий редуктор

В черв'ячних двоступінчастих редукторах передатне число ступенів повинно бути однаковим –  $u_{\text{ш}} = u_{\text{т}} = \sqrt{u_{\text{ред}}}$ .



## 2.5. ВИЗНАЧЕННЯ КРУТНИХ МОМЕНТІВ ТА ЧАСТОТ ОБЕРТАННЯ ВАЛІВ ПРИВОДА

Навантажувальна здатність привода визначається як повна механічна потужність, яку можуть витримати усі нерухомі і обертові його елементи. Таким чином, номінальна потужність обраного двигуна  $P_n$  (потужність на вході привода) є вихідною величиною для розрахунку на міцність зазначених елементів.

Для обчислення крутних моментів та частот обертання кожного валу привода слід попередньо пронумерувати їх на кінематичній схемі римськими цифрами, починаючи з «I», присвоївши його вхідному валу редуктора.

Крутний момент на валу двигуна (Н·м)

$$T_{\text{дв}} = 9550 \cdot \frac{P_n}{n_{\text{дв}}},$$

де  $P_n$  – номінальна потужність обраного двигуна (кВт);  $n_{\text{дв}}$  – асинхронна частота обертання його ротора (об/хв).

Для крутних моментів  $T_j$  та частот обертання  $n_i$  на послідовних валах редуктора справедливі наступні співвідношення:

$$\begin{aligned} T_I &= T_{\text{дв}} \cdot u_1 \cdot \eta_1; & n_I &= n_{\text{дв}} / u_1; \\ T_{II} &= T_I \cdot u_2 \cdot \eta_2; & n_{II} &= n_I / u_2; \\ T_j &= T_{j-1} \cdot u_i \cdot \eta_i; & n_j &= n_{j-1} / u_i, \end{aligned} \quad (2.11)$$

де  $j$  – номер валу ( $j = I, II, \dots$ );  $u_i$ ,  $\eta_i$  – передатні числа та ККД кожної механічної передачі, що входить до складу привода.

Звісно, що крутні моменти на валах в процесі експлуатації машини змінюються відповідно до графіку навантаження. Однак якщо врахувати, що потужність двигуна була визначена за ефективним моментом, то моменти на кожному валу (2.11) слід вважати початковим розрахунковим навантаженням.

## РОЗДІЛ 3. ПАСОВІ ПЕРЕДАЧІ

### 3.1. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Пасові передачі (ПП), які складаються з ведучого та веденого шківів і гнучкого паса (рис. 3.1.1), відносять до передач з проміжним гнучким зв'язком. Оскільки тягова здатність ПП забезпечується силами тертя між пасом і шківами, то пас розміщують на шківках з деяким попереднім натягом. Це є поясненням того, що до складу передачі зазвичай входить також натяжний пристрій, додатковою функцією якого є компенсація витягування паса в процесі експлуатації.

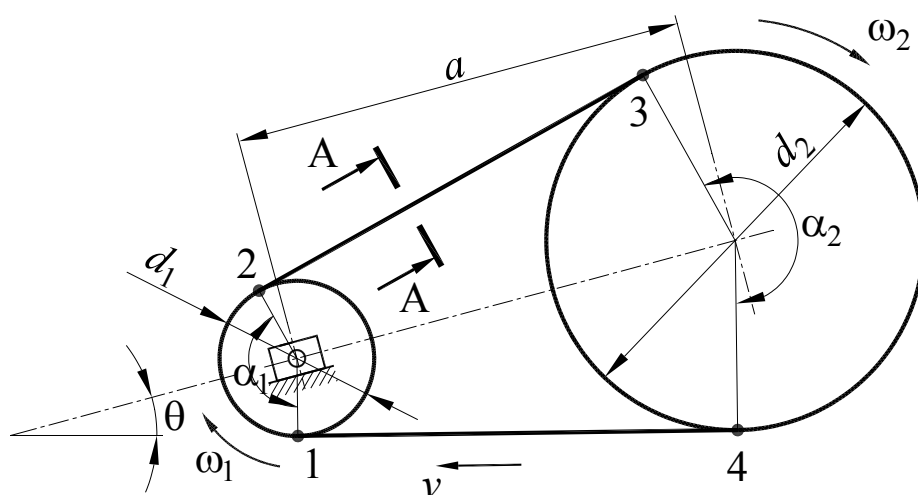


Рис. 3.1.1. Розрахункова схема пасової передачі

Незважаючи на низку недоліків (несталість передатного числа, невеликий ККД, низька довговічність та значні навантаження на вали) ПП отримали досить широке розповсюдження завдяки своїм перевагам, серед яких в першу чергу слід відзначити можливість передавати обертальний рух на відносно великі відстані, плавність і безшумність роботи, захист послідуєчих за ПП механізмів від перевантажень за рахунок проковзування паса, простота конструкції та порівняно низька вартість, тощо.

Зазвичай ПП використовується для передачі механічної енергії від двигуна до передатного механізму чи виконавчого органу зі зниженням частоти обертання (рекомендований діапазон передатних чисел пасових передач зазначено у табл. 2.3).

Інженерні методи розрахунку пасових передач (ПП) базуються на загальній теорії ПП, експериментальних даних і рекомендаціях, підтверджених практикою їх експлуатації. До вихідних даних на розрахунок ПП відносять:

- потужність  $P_1$  (кВт) або момент сил корисного опору  $T_1$  (Нм) на ведучому валу;
- частота обертання ведучого вала  $n_1$  (об/хв);
- передатне число  $u$ ;
- орієнтовне значення куту нахилу лінії центрів до горизонту  $\theta$  (рис. 3.1.1);
- тип паса;
- умови експлуатації передачі та режим навантаження.

Стосовно умов експлуатації, то при курсовому проектуванні розрахунки виконують у припущенні нормальної температури навколишнього середовища та вологості, відсутності парів кислот, лугів і нафтопродуктів, тощо. Стосовно режиму навантаження необхідно у першу чергу вписати призначення машини, для приводу якої застосовується ПП, тип джерела обертового руху та кількість змін роботи передачі.

За формою перерізу паса А–А (рис. 3.1.1) розрізняють плоскопасові, клинопасові, поліклинопасові передачі та передачі з зубчастим пасом, які на схемах зображують із застосуванням наступних умовних позначань (рис. 3.1.2).

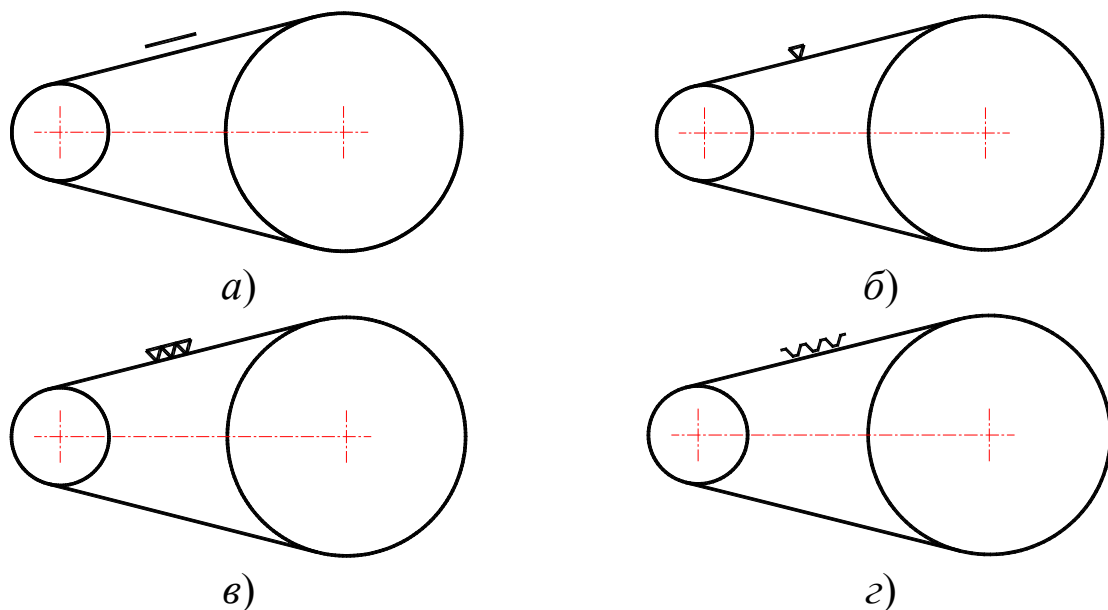


Рис. 3.1.2. Схеми пасових передач:  
 а) плоскопасова; б) клинопасова; в) поліклинова; з) зубчаста

Основним розрахунком пасових передач є розрахунок за тяговою спроможністю, який у кожному конкретному випадку зводиться до визначення геометричних розмірів шківів та паса, міжосьової відстані, навантаження на опори, тощо. У якості перевірного розрахунку оцінюється термін роботи паса до його руйнування (слід відзначити, що середня довговічність пасків для середньошвидкісних передач становить близько 2000 годин). Більш детальна інформація про зазначені вище типи пасових передач та алгоритми їх розрахунків за тяговою спроможністю та довговічністю наведені у наступних підрозділах. Додаткові відомості про пасові передачі можна знайти у довідковій та навчальній літературі.

### 3.2. ПЛОСКОПАСОВА ПЕРЕДАЧА

Розрізняють наступні види плоских пасів: шкіряні, прогумовані, бавовняні та синтетичні. Шкіряні, незважаючи на найкращу тягову спроможність, у порівнянні з іншими видами мають досить високу вартість. Основним недоліком бавовняних пасів є відносно невелика тягова спроможність та мала довговічність. Синтетичні паси є найбільш перспективними внаслідок високої статичної міцності та довговічності. Однак в теперішні часи найбільш розповсюдженими є прогумовані плоскі паси (рис. 3.2.1): гумотканинні (ДСТ 23831-79) та кордшнурові (ТУ 38105514-77). Серед гумотканинних перевагу надають пасам типу «А». Основа паса є бавовняний бельтинг (ОПБ-5, ОПБ-12) чи утокова шнурова тканина (зазвичай бельтинг Б-800 чи БКНЛ-65), з'єднаних між собою гумою. Паси можуть бути з гумовими прошарками та без них, з гумовими обкладками та без. Тканинна основа може мати від 3 до 9 шарів. Однак більш досконаліми є кордшнурові, несучий шар яких представляє собою лавсановий кордшнур у шарі гуми. Конструкції прогумованих та синтетичних пасів зображені на рис. 3.2.1.

В цілому, розрахунок плоскопасових передач проводиться згідно до наступної послідовності.

3.2.1. Обчислити попереднє значення діаметра ведучого шківа пасової передачі (мм)

$$d'_1 = k_d \cdot \sqrt[3]{P_1/n_1},$$

де  $k_d = 1100 \dots 1300$  для прогумованих пасів та  $k_d = 600 \dots 650$  для пасів із синтетичних матеріалів.

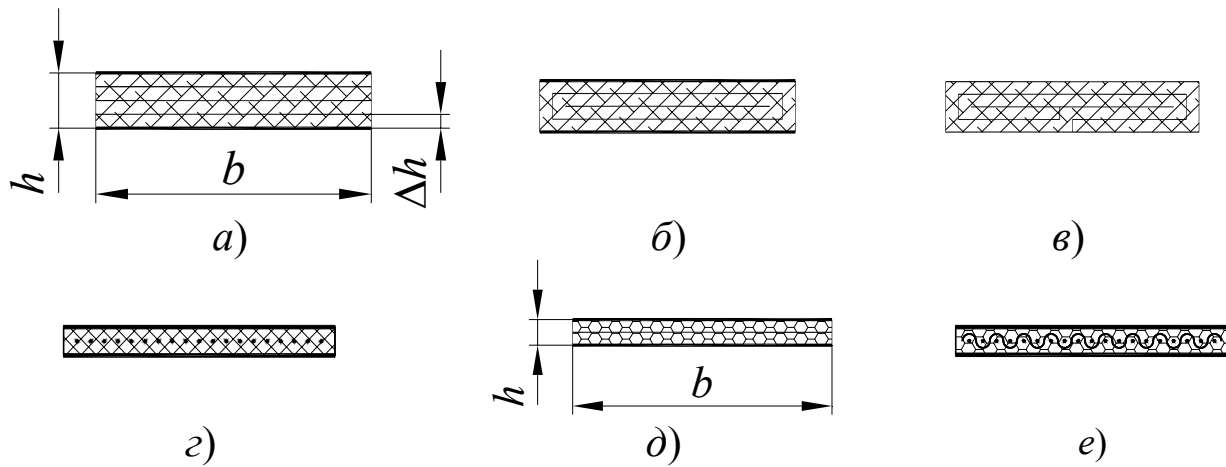


Рис. 3.2.1. Конструкції плоских пасів:

- а) гумотканинний типу «А» (нарізний); б) гумотканинний типу «Б» (пошарово-загорнутий); в) гумотканинний типу «В» (спірально-загорнутий); г) кордшнуровий; д) капроновий синтетичний пас с поліамідним покриттям; е) кордстрічковий поліамідний синтетичний пас

Результат  $d'_1$  округлити до найближчого більшого значення за ДСТ 17383-73 (мм) і позначити через  $d_1$ :

10; 15; 20; 25; 32; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100;  
 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400;  
 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000;  
 1100; 1250; 1400; 1600; 1800, ...

3.2.2. Знайти орієнтовне значення діаметра веденого шківа без врахування пружного ковзання (мм)

$$d'_2 = d_1 \cdot u,$$

який слід  $d'_2$  округлити до найближчого меншого стандартного значення (п. 3.2.1) і позначити як  $d_2$ .

3.2.3. Уточнити значення передатного числа передачі:

$$u = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)},$$

де  $\xi=0,01$  – усереднене значення коефіцієнта пружного ковзання.

Допустиме відхилення  $u$  від початкового значення у вихідних даних становить  $\pm 5\%$ :

$$\Delta_u = \frac{\max(u) - \min(u)}{\min(u)} \cdot 100\%, \quad \Delta_u \leq 5\%.$$

У подальших обчислення слід використовувати фактичне значення  $u$ .

### 3.2.4. Визначити швидкість паса (м/с)

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3}.$$

3.2.5. Перевірити умову на обмеження швидкості в залежності від обраного типу паса. Якщо обрано гумотканинний пас типу «В» (рис. 3.2.1), то має виконуватися умова  $v < 15$  (м/с), для типу «Б» –  $v < 20$  (м/с); для пасів типу «А»  $v_{\max} = 30$  (м/с). Допустима швидкість плоских прогумованих кордшнурових пасів дорівнює 35 (м/с), а при  $v > 40$  (м/с) слід застосовувати синтетичні паси.

3.2.6. Розрахувати оптимальне значення мінімальної міжосьової відстані  $a_{\min}$ . За відсутності додаткових вимог у вихідних даних для прогумованих пасів

$$a_{\min} = (0,75 \dots 1,5) \cdot d_m,$$

де  $d_m = (d_1 + d_2) / 2$  – середній діаметр шківів.

Для синтетичних пасів  $a_{\min}$  слід прийняти згідно з наступними рекомендаціями:

$u$	1,0	2,0	$\geq 3,0$
$a_{\min}$	$(2,0 \dots 1,7) \cdot d_m$	$1,6 \cdot d_m$	$1,5 \cdot d_m$

Отримане значення  $a_{\min}$  бажано округлити до найближчого цілого числа з ряду чисел Ra40 (п. 3.2.1) і позначити через  $a$ .

### 3.2.7. Визначити кут обхвату паском ведучого шківа (град)

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{2\Delta}{a},$$

де  $\Delta = (d_2 - d_1) / 2$  – різниця радіусів (мм).

Мінімальне допустиме значення для плоских пасів становить  $\alpha_{1\min} = 150^\circ$ . Якщо умова  $\alpha_1 \geq \alpha_{1\min}$  не виконується, слід збільшити

значення міжосьової відстані  $a$ :

$$a \geq \frac{60^\circ \cdot 2\Delta}{180^\circ - \alpha_{1\min}}.$$

3.2.8. Обчислити робочу довжину паса (мм)

$$L = 2 \cdot a + \pi \cdot d_m + \Delta^2 / a.$$

*Примітка.* Для пасів, які поставляють у рулонах, на з'єднання кінців паса передбачають припуск  $\Delta L \approx 2 \cdot b$ , де  $b$  – ширина паса.

3.2.9. Визначити частоту пробігів паса (1/с)

$$U = 10^3 \cdot v / L.$$

Має бути виконана умова  $U \leq [U]$ , де  $[U] = 3 \dots 5$  (1/с). Інакше необхідно збільшити робочу довжину паса згідно з формулою

$$L \geq 10^3 \cdot v / [U].$$

3.2.10. Уточнити міжосьову відстань передачі (мм)

$$a = 0,25 \cdot \left[ (L - \pi \cdot d_m) + \sqrt{(L - \pi \cdot d_m)^2 - 8 \cdot \Delta^2} \right].$$

Далі використовувати уточнене значення  $a$ .

3.2.11. Прийняти значення напруження  $\sigma_0$  в матеріалі паса від попереднього натягу:

- для гумотканинних пасків  $\sigma_0$  знаходиться у межах 1,6...2,4 (МПа), а перевагу слід надати величині  $\sigma_0 = 1,8$  (МПа);
- для синтетичних пасків маємо  $\sigma_0 = 4,0 \dots 10,0$  (МПа). В розрахунках для пасків з поліамідним покриттям прийняти  $\sigma_0 = 7,5$  (МПа), для пасків з латексним покриттям –  $\sigma_0 = 5,0$  (МПа).

3.2.12. Далі необхідно задатися відношенням діаметра меншого шківів до товщини паска  $d_1/h$ , оскільки від нього суттєво залежить напруження вигину  $\sigma_{зг}$  в матеріалі паса.

Рекомендується прийняти наступний діапазон відношень  $d_1/h$  у залежності від типу паса:

- прогумовані –  $(d_1/h) \geq 30$  (традиційно приймають  $d_1/h = 40$ );
- синтетичні –  $(d_1/h) \geq 100$ .

3.2.13. Визначити допустиме корисне напруження  $[\sigma_0]$  на розрив матеріалу паска. В загальному випадку значення  $[\sigma_0]$  при типових умовах експлуатації передачі, куту  $\theta=0$  (рис. 3.1.1), швидкості  $v=10$  (м/с) та передатному числу  $u=1$  слід розрахувати за формулою (МПа):

$$[\sigma_0] = c - \frac{w}{(d_1/h)},$$

де  $c$  і  $w$  – постійні коефіцієнти (МПа), які залежать від матеріалу паска та напруження розтягання паса  $\sigma_0$  (табл. 3.2.1).

Таблиця 3.2.1

### Коефіцієнти $c$ і $w$

Паски	Коефіцієнти (МПа)				
	$\sigma_0$	1,6	1,8	2,0	2,4
Гумо-тканинні	$c$	2,3	2,5	2,7	3,5
	$w$	9,0	10,0	11,0	13,5
	$\sigma_0$	4,0	5,0	7,5	10,0
Синтетичні	$c$	57,5	7,0	9,6	11,6
	$w$	17,5	22,0	33,0	44,0
	$\sigma_0$	4,0	5,0	7,5	10,0

Для кордшнурових пасів значення  $[\sigma_0]$  розрахувати інтерполяцією у залежності від діаметру ведучого шківа  $d_1$  при  $h=2,8$  (мм) та  $\sigma_0=2,0$  (МПа) за таблицею 3.2.2.

Таблиця 3.2.2

### Напруження $[\sigma_0]$

$d_1$ (мм)	100	180	220
$[\sigma_0]$ (МПа)	0,9	1,6	2,32

3.2.14. Розрахувати допустиме напруження на розрив матеріалу паса

$$[\sigma] = [\sigma_0] \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_\theta / C_p,$$

де  $C_\alpha = 1 - 0,003 \cdot (180 - \alpha_1)$  – коефіцієнт, що враховує вплив кута обхвату меншого шківа;  $C_v$  – коефіцієнт, що враховує вплив швидкості паса:

- $C_v = 1,04 - 0,0004 \cdot v^2$  – для прогумованих пасів;
- $C_v = 1,01 - 0,0001 \cdot v^2$  – для пасів із синтетичних матеріалів;



$C_p$  – коефіцієнт, що враховує вплив режиму навантаження (табл. 3.2.3);  $C_\theta$  – коефіцієнт, що враховує розташування передачі:

- для відкритої передачі (рис. 3.1.1) з кутом нахилу до горизонту  $\theta \leq 60^\circ$  –  $C_\theta = 1$ ; при нахилі  $\theta = 60^\circ \dots 80^\circ$  –  $C_\theta = 0,9$ ; при  $\theta > 80^\circ$  –  $C_\theta = 0,8$ ;
- для передачі із автоматичним регулюванням натягу паска при будь-якому розташуванні –  $C_\theta = 1,0$ .

Таблиця 3.2.3

### Коефіцієнт $C_p$

Робоче навантаження	Призначення машини	$C_p$
Постійне ( $\beta \cong 1,2$ )	Вентилятори, повітрорудки, відцентрові насоси й компресори. Верстати токарські, свердлильні, шліфувальні. Стрічкові транспортери	1,0
З невеликими коливаннями ( $\beta \cong 1,5$ )	Верстати фрезерні, револьверні і плоскошліфувальні. Насоси і компресори поршневі. Пластинчасті транспортери	1,1
Зі значними коливаннями ( $\beta \cong 2,0$ )	Стругальні й довбальні верстати, реверсивні приводи. Гвинтові й ексцентрикові преси. Гвинтові й скребкові транспортери, елеватори	1,25
Нерівномірне з різкими коливаннями ( $\beta \cong 3,0$ )	Лісопилльні рами, молоти, дробарки, кульові млини. Підйомники, ескалатори	1,4

*Примітки:* 1.  $\beta = T_{\max}/T_n$  характеризує короткочасне перенавантаження передачі;  $T_{\max}$  ( $T_n$ ) – максимальний/пусковий (номінальний) момент. 2. Значення  $C_p$  наведені для пасових передач при приводі від електродвигунів постійного струму та від асинхронних двигунів з короткозамкненим ротором. Для передач з приводом від асинхронних двигунів змінного струму з контактними кільцями, а також від синхронних і поршневих двигунів значення  $C_p$  слід збільшити на 0,1. 3. Наведені у таблиці значення  $C_p$  відносяться до передач, які експлуатуються в одну зміну. При двозмінній роботі  $C_p$  збільшують на 0,1, а при тризмінній – на 0,2.

Відзначимо, що орієнтовно  $[\sigma] \approx 2,0 \dots 2,5$  МПа.

3.2.15. Розрахувати необхідну ширину паска (мм)

$$b' = \frac{F_t}{[\sigma] \cdot h'}$$

де  $F_t = 10^3 \cdot P_1 / v$  – тягове зусилля, яке має бути реалізовано в переда-

чі (Н);  $h' = \frac{d_1}{(d_1/h)}$  – орієнтовне значення товщини паса (мм).

Результат округлити в більшу сторону до найближчого стандартного значення з ряду Ra40 (див. п. 3.2.1) і позначити як  $b$ .

3.2.16. Уточнити товщину паса.

Для багат шарового паса спочатку слід обчислити кількість шарів:

$$z' = \frac{d_1}{(d_1/h) \cdot \Delta h},$$

де  $\Delta h$  – товщина шару (див. рис. 3.2.1) у залежності від матеріалу паса:

- бельтинг Б-800 (Б-820):
  - з прошарками –  $\Delta h = 1,5$  (мм);
  - без прошарків –  $\Delta h = 1,25$  (мм);
- бельтинг БКНЛ-65 (БКНЛ-65-2):
  - з прошарками –  $\Delta h = 1,2$  (мм);
  - без прошарків –  $\Delta h = 1,0$  (мм).

Результат округлити до цілого числа в більшу сторону ( $z > z'$ ) та визначити фактичну товщину паса

$$h = z \cdot \Delta h.$$

Кількість шарів порівняти з рекомендаціями табл. 3.2.4.

*Таблиця 3.2.4*

**Ширина  $b$  та кількість прокладок  $z$  гумотканинних пасів**

$b$ (мм)	20...71	80...112	$\geq 125$
$z$ (шт.)	2...5	3...6	4...6

Для плоского кордшнурового паса за ТУ 38105514-77 маємо:  $h = 2,2$  (мм) при  $b \leq 50$  (мм) і  $h = 2,8$  (мм) при  $b \geq 60$  (мм). Товщина прошарку плоского паса із синтетичного матеріалу  $\Delta h = 0,5$  (мм) для  $b \leq 25$  (мм) і  $\Delta h = 0,7$  (мм) для  $b \geq 30$  (мм) згідно з ГСТ 1769-84.

3.2.17. Знайти фактичне максимальне напруження в пасі

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{1}{2} \sigma_t + \sigma_{3\Gamma} + \sigma_v,$$

де  $\sigma_t = F_t / (b \cdot h)$  – розрахункове напруження\* ;  $\sigma_{зг}$  – напруження вигину (МПа):

$$\sigma_{зг} = E \frac{h}{K_u d_1},$$

де  $E$  – модуль пружності (для прогумованих пасків  $E \approx 80 \dots 100$  (МПа), для синтетичних  $E \approx 200 \dots 400$  (МПа));  $K_u = 1,14 - 0,14 \cdot e^{2,43(1-u)}$  – коефіцієнт, що враховує різні напруження вигину на шківках передачі;  $\sigma_v = \rho \cdot v^2 \cdot 10^{-6}$  – напруження в матеріалі паска від інерційних сил (МПа),  $\rho = 1000 \dots 1200$  (кг/м<sup>3</sup>) – щільність матеріалу прогумованого паска.

Має виконуватися умова

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma]_p,$$

де  $[\sigma]_p = 8$  (МПа) – допустиме напруження на розрив.

3.2.18. Обчислити довговічність паса  $L_h$  (годин)

$$L_h = \frac{1}{3600 \cdot z_{ш} \cdot U} \left( \frac{C}{\sigma_{\max}} \right)^m,$$

де  $C = 65 \dots 75$  МПа для прогумованих пасків та  $C = 40$  МПа для синтетичних;  $z_{ш}$  – кількість шківів у пасовому контурі;  $U$  – кількість пробігів паска (див. п. 3.2.9);  $m = 6 \dots 7$  для прогумованих пасків.

Для середньо-швидкісних передач  $L_h \approx 1000 \dots 2000$  годин<sup>†</sup>.

3.2.19. Визначити величину попереднього натягу паса  $F_0$  (Н)

$$F_0 = \sigma_0 \cdot b \cdot h.$$

3.2.20. Обчислити навантаження на вали передачі (Н)

$$Q = 2 \cdot F_0 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} \frac{\alpha_2}{2}.$$

\* На цьому етапі можна знайти коефіцієнт тяги пасової передачі –  $\psi_0 = \sigma_t / 2\sigma_0$ . Зазначимо, що для прогумованих пасків  $\psi_0$  становить близько 0,4...0,5, для пасків із синтетичних матеріалів зазвичай  $\psi_0 \approx 0,3 \dots 0,4$ .

† Добуток  $N_E = 3600 \cdot z_{ш} \cdot U \cdot L_h$  називається еквівалентним числом циклів навантаження.

### 3.2.21. Розрахувати геометрію кожного шківів передачі.

Матеріал шківів в цілому залежить від швидкості паса. Зазвичай це чавуни СЧ15 та СЧ20 ( $v_{\max}=30$  м/с). При  $v>30$  м/с шківів виготовляють литими зі сталі 25Л та із більш легких сплавів на основі алюмінію.

При габаритному розмірі  $d<80$  (мм) доцільно шківів виконувати монолітним (рис. 3.2.2,а). Для  $d=80\dots 200$  (мм) перевагу слід надати дисковій конструкції (рис. 3.2.2,б), шківів з  $d>200$  (мм) рекомендують робити зі спицями (рис. 3.2.2,в).

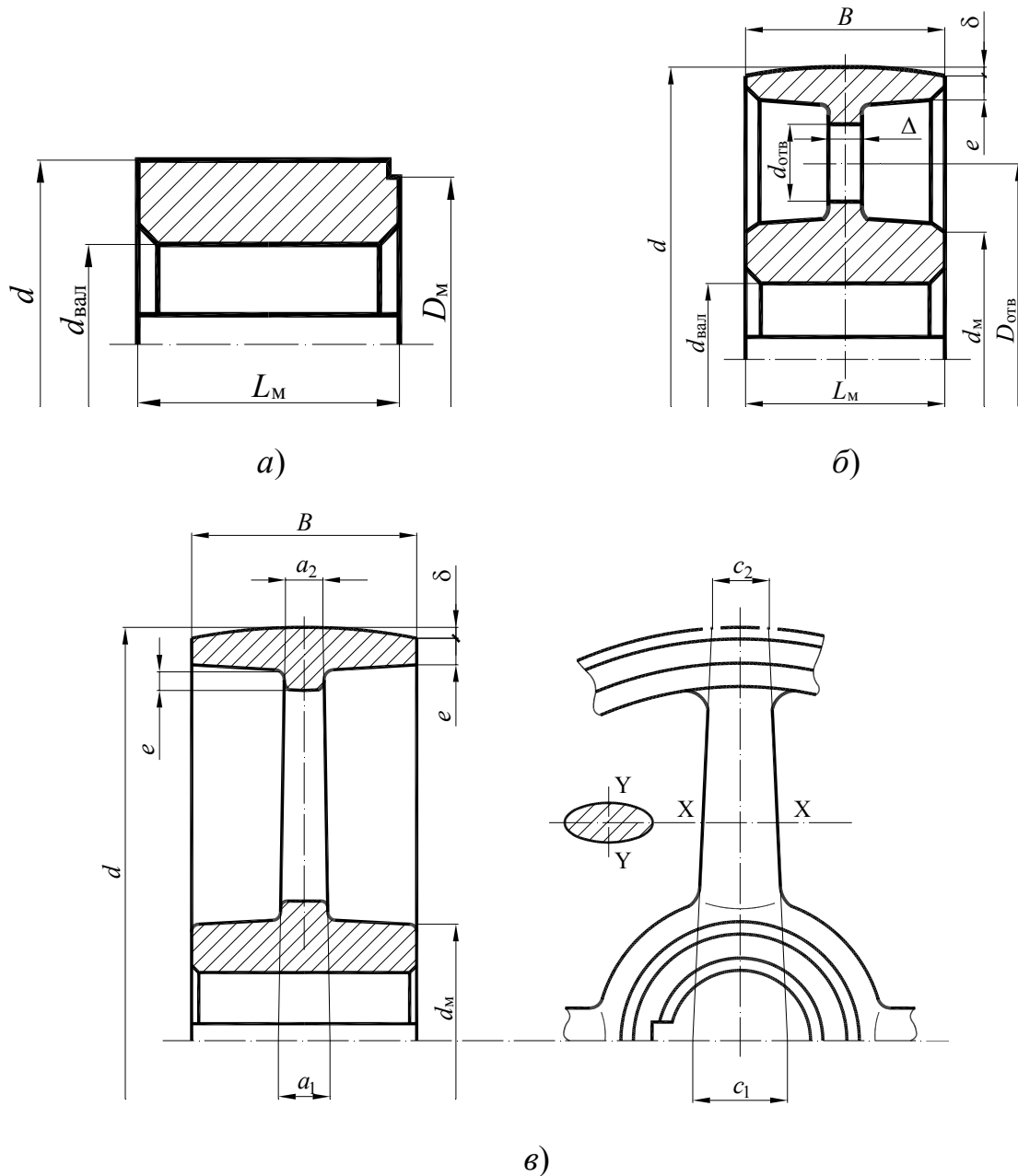


Рис. 3.2.2. Конструкції шківів:  
а) монолітна; б) дискова; в) зі спицями

Ширина обода шківів  $B$  приймається як найближче більше від ширини паса  $b$  значення з ряду, який представлено у п. 3.2.1. Більший шків передачі виконують випуклим для самовстановлювання паса (рис. 3.2.2, б, в). Розмір опуклості  $\delta$  залежить від діаметру і ширини шківа (табл. 3.2.5).

Таблиця 3.2.5

**Стріла опуклості шківів плоскопасової передачі**

Діаметр шківа $d$ (мм)	Стріла опуклості $\delta$ (мм)
$\leq 112$	0,3
125...140	0,4
160...180	0,5
200...224	0,6
250...280	0,8
315...355	1,0
400...450	1,0 (при $B \leq 125$ мм)
	1,2 (при $B > 125$ мм)
500...560	1,0 (при $B \leq 125$ мм)
	1,5 (при $B > 125$ мм)
630...800	1,0 (при $B \leq 125$ мм)
	1,5 (при $B = 140 \dots 160$ мм)
	2,0 (при $B > 160$ мм)

Інші розміри шківів (рис. 3.2.2) розрахувати для кожного шківа окремо (позначивши їх відповідними індексами) згідно з наступними рекомендаціями та прийняти цілі значення (мм):

- діаметр та довжина маточини

$$d_M = (1,6 \dots 2,0) \cdot d_{sh}; \quad L_M = (1,4 \dots 1,8) \cdot d_{sh};$$

- товщина диска

$$\Delta = (0,6 \dots 0,65) \cdot (d_M - d_{sh});$$

*Примітка.* Має виконуватися умова  $\Delta \geq 6$  (мм).

- товщина обода та висота ребра

$$e = 0,005 \cdot d + 3;$$

- діаметр отворів у диску

$$d_{отв} = (0,3 \dots 0,4) \cdot (d - 2g - d_M),$$

де  $g = \delta + e$ ;  $\delta$  – стріла опуклості.

- розміщення отворів

$$D_{\text{отв}} = 0,5 \cdot (d - 2g + d_{\text{м}});$$

- кількість спиць (рис. 3.2.2,в)

$$z_{\text{сп}} = (0,14 \dots 0,17) \sqrt{d}.$$

*Примітка.*  $z_{\text{сп}}$  – ціле число. Зазвичай  $z_{\text{сп}} \geq 6$ .

- розміри еліптичного перерізу спиць (рис. 3.2.2,в)

$$c_1 \approx 290 \cdot 3 \sqrt{\frac{1}{z_{\text{сп}}} \cdot \frac{P_1}{n_1}}; \quad c_2 = 0,8 \cdot c_1; \quad a_1 = 0,4 \cdot c_1; \quad a_2 = 0,8 \cdot a_1.$$

Відзначимо, що шківи перед встановленням на вали мають бути статично збалансовані.

3.2.22. Умовне позначання плоского паса:

*Пас А-45-2-БКНЛ-65 ДСТУ 23832-79*

– пас типу «А» шириною 45 мм з двома прокладками із тканини БКНЛ-65.

### 3.3. КЛИНОПАСОВА ПЕРЕДАЧА

Завдяки трапецевидному перерізу з боковими робочими поверхнями клинопасові передачі у порівнянні з плоскопасовою передачею характеризуються підвищеним тертям між пасом і шківами, тому мають більшу тягову спроможність і менші габарити. Окрім цього до переваг слід віднести можливість передавати обертальний рух на декілька шківів одночасно. Серед недоліків відзначимо менші значення максимально допустимої швидкості ( $v_{\text{max}} = 30$  м/с) і менший ККД. Для проектування передачі мають бути задані передавана потужність на ведучому шківі  $P_1$  (кВт), частота обертання ведучого шківа  $n_1$  (об/хв), передатне число  $u$ , режим експлуатації (призначення і режим роботи машини, тип двигуна, тощо). Розрахунок клинопасової передачі проводиться за наступним алгоритмом.

3.3.1. В залежності від  $P_1$  та  $n_1$  прийняти переріз паса згідно з номограмою на рис. 3.3.1. Відзначимо, що на поточний час промисловістю серійно виготовляються клинові паси семи перерізів – Z, А, В, С, D, Е та ЕО.

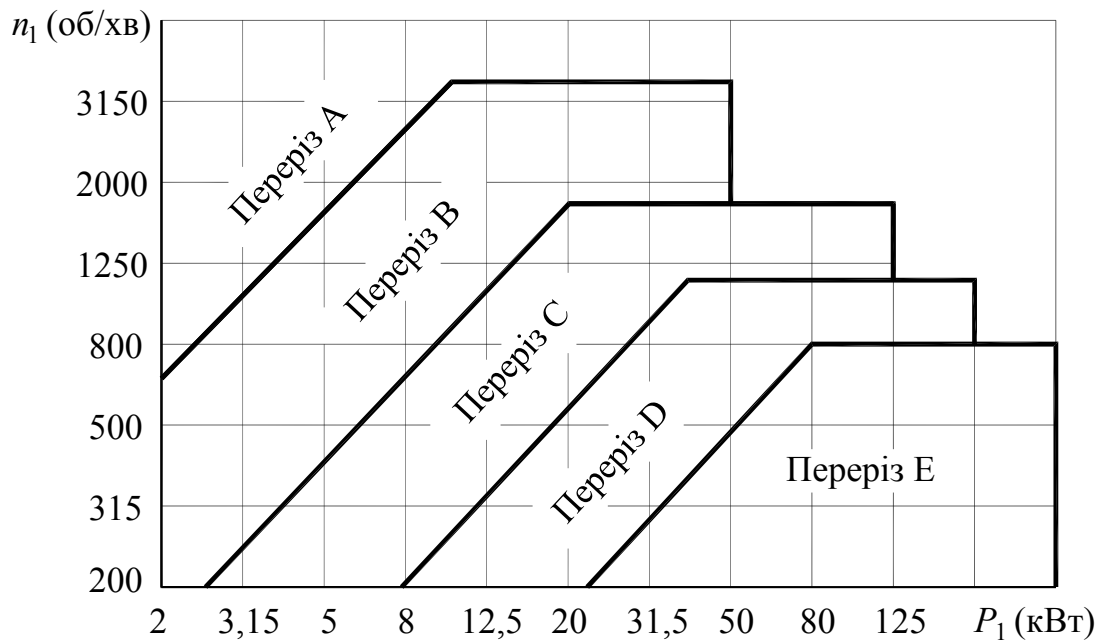


Рис. 3.3.1. Номограма для вибору перерізу клинового паса

Для передач потужністю менш за 2 (кВт) варто приймати переріз Z, у випадку  $P_1 \geq 200$  (кВт) прийняти тип ЕО.

*Примітка:* Для приводів, що проектуються за курсовим проектом, паси перерізів Е та ЕО не використовувати.

3.3.2. Виписати як мінімальний діаметр меншого шківa  $d_{1min}$ , так і та інші геометричні характеристики ( $w_p$ ,  $w_0$ ,  $T$ ,  $T_0$ ,  $A$ ,  $q$ ) прийнятого паса (табл. 3.3.1, рис. 3.3.2, ДСТ 1284-89).

Таблиця 3.3.1

### Геометрія клинових пасів

Переріз	$d_{1min}$ (мм)	$w_p$ (мм)	$w_0$ (мм)	$T$ (мм)	$T_0$ (мм)	$A$ (мм <sup>2</sup> )	$q$ (кг/м)	$z$	$L$ (мм)
Z	63	8,5	10	6,0	2,1	47	0,06	2...4	400...2500
A	90	11,0	13	8,0	2,8	81	0,10	2...4	560...4000
B	125	14,0	17	10,5	4,0	138	0,18	2...5	900...6300
C	200	19,0	22	13,5	4,8	230	0,30	2...5	1800...10000
D	315	27,0	32	19,0	6,9	476	0,60	2...6	3150...14000
E	500	32,0	38	23,5	8,3	692	0,90	2...6	5000...18000
ЕО	800	42,0	50	30,0	11	1170	1,52	2...6	6300...18000

*Примітка:*  $A$  – площа перерізу;  $z$  – рекомендована кількість пасів у пакеті;  $q$  – маса 1 м паса;  $L$  – довжина нейтрального шару паса. Інші характеристики відображені на рис. 3.3.2.

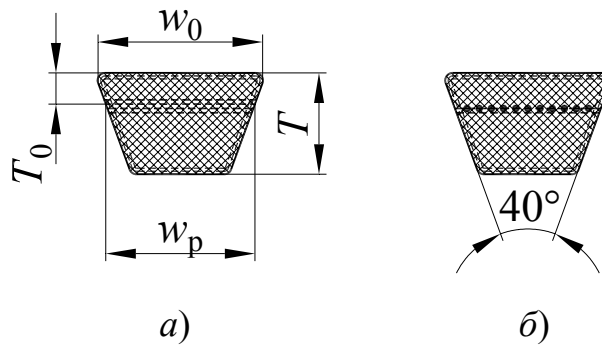


Рис. 3.3.2. Переріз клинового паса:  
а) кордтканинний; б) кордшнуровий

Якщо відсутні особливо вимоги на габарити пасової передачі, то слід прийняти за розрахунковий діаметр ведучого шківів  $d_1$  стандартне значення (див. п. 3.2.1), більше від  $d_{1min}$ .

### 3.3.3. Розрахувати окружну швидкість (м/с)

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3}.$$

Отримане значення порівняти з допустимим: для пасів перерізів Z, A, B та C  $v_{max}$  становить 25 (м/с), для більших пасів –  $v_{max}=30$  (м/с).

### 3.3.4. Обчислити діаметр веденого шківів (мм)

$$d'_2 = d_1 \cdot u.$$

Отримане значення  $d'_2$  округлити до найближчого стандартного значення (ряд у п. 3.2.1).

### 3.3.5. Уточнити значення передатного числа

$$u = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)},$$

де  $\xi \approx 0.02$  – коефіцієнт пружного ковзання паса відносно шківів.

3.3.6. Прийняти попереднє значення міжосьової відстані клинопасової передачі в залежності від передатного числа  $u$  (табл. 3.3.2).

### 3.3.7. Визначити розрахункову довжину клинового паса $L$ (мм)

$$L' = 2 \cdot a + \pi \cdot d_m + \Delta^2/a,$$

де  $d_m = (d_1 + d_2)/2$ ;  $\Delta = (d_2 - d_1)/2$ .



**Міжосьова відстань  $a$** 

$u$	1	2	3	4	5	6.3
$a$	$1.5 \cdot d_2$	$1.2 \cdot d_2$	$d_2$	$0.95 \cdot d_2$	$0.9 \cdot d_2$	$0.85 \cdot d_2$

*Примітка.* Величина  $a$  має бути достатньою для розташування елементів привода, тому на етапі компоновки привода може бути змінена.

Прийняти стандартну довжину паса  $L$  ( $L \geq L'$ ):

400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120,  
1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, ...

В технічно обґрунтованих випадках допускаються проміжні значення:

425, 475, 530, 600, 670, 750, 850, 950, 1060, 1180,  
1320, 1500, 1700, 1900, 2120, 2360, 2650, 3000, 3350, 3750, ...

Отриманий результат не повинен виходити за межі значень довжин пасів, що випускаються серійно (табл. 3.3.1).

3.3.8. Уточнити значення міжосьової відстані  $a$  (мм) за прийнятою довжиною паса  $L$

$$a = 0,25 \cdot \left[ (L - \pi \cdot d_m) + \sqrt{(L - \pi \cdot d_m)^2 - 8 \cdot \Delta^2} \right].$$

Визначити мінімальне та максимальне значення міжосьової відстані передачі для компенсації відхилень розмірів пасів та шківів, зручності монтажу та зняття паса:

$$a_{\min} = a - 0,01 \cdot L; \quad a_{\max} = a + 0,025 \cdot L.$$

3.3.9. Обчислити частоту пробігів паса (1/с)

$$U = 10^3 (v/L),$$

де  $v$  – окружна швидкість паса (м/с).

Якщо умова  $U \leq [U]$  ( $[U] = 10 \dots 20$  (1/с)) не виконується, слід збільшити довжину паса, прийнявши стандартне значення  $L > 10^3 \cdot v/[U]$  (п. 3.3.8) та повторити розрахунки.

3.3.10. Розрахувати кут обхвату пасом меншого шківа  $\alpha_1$  (град)

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot (2\Delta/a).$$

Якщо умова  $\alpha_1 \geq \alpha_{1\min} = 110^\circ$  не виконується, слід збільшити довжину паса, прийнявши наступне стандартне значення  $L$  (п. 3.3.8) та повторити розрахунки.

3.3.11. За таблицею 3.3.3 прийняти номінальну потужність  $P_0$  (кВт), яку може передати один клиновий пас при базових умовах експлуатації (навантаження спокійне; передача розташована горизонтально) та виписати значення базової довжини клинового паса  $L_0$ , при якій отримані значення  $P_0$ .

Таблиця 3.3.3

**Номінальна потужність  $P_0$  (кВт)**

Переріз паса	$L_0$ (мм)	$d_1$	$u$	Частота обертання меншого шківa $n_1$ (об/хв)							
				400	800	950	1200	1450	2200	2400	2800
Z	1320	80	1,5	0,27	0,49	0,56	0,68	0,80	1,11	1,18	1,32
			$\geq 3$	0,28	0,50	0,58	0,71	0,82	1,14	1,22	1,36
		$\geq 112$	1,5	0,43	0,78	0,91	1,10	1,29	1,78	1,90	2,11
			$\geq 3$	0,44	0,81	0,94	1,14	1,33	1,84	1,96	2,17
A	1700	100	1,5	0,52	0,91	1,05	1,25	1,45	1,96	2,07	2,27
			$\geq 3$	0,53	0,94	1,08	1,30	1,50	2,02	2,14	2,34
		140	1,5	0,86	1,56	1,79	2,17	2,51	3,38	3,56	3,85
			$\geq 3$	0,89	1,60	1,85	2,24	2,59	3,48	3,67	3,97
		$\geq 180$	1,5	1,20	2,17	2,51	3,03	3,50	4,58	4,77	5,02
			$\geq 3$	1,24	2,24	2,59	3,12	3,61	4,72	4,92	5,18
B	2240	140	1,5	1,16	2,01	2,30	2,72	3,10	3,95	4,09	4,25
			$\geq 3$	1,2	2,08	2,37	2,82	3,21	4,08	4,22	4,38
		180	1,5	1,76	3,11	3,56	4,25	4,85	6,10	6,27	6,36
			$\geq 3$	1,81	3,21	3,67	4,38	5,01	6,29	6,47	6,56
		224	1,5	2,40	4,27	4,89	5,81	6,60	8,00	8,08	—
			$\geq 3$	2,47	4,40	5,04	6,00	6,81	8,25	8,31	—
		$\geq 280$	1,5	3,19	5,67	6,47	7,66	8,57	9,42	—	—
			$\geq 3$	3,29	5,85	6,67	7,91	8,84	9,72	—	—
C	3750	250	1,5	4,00	6,88	7,82	9,07	9,99	10,62 <sup>*1</sup>	—	—
			$\geq 3$	4,12	7,10	8,07	9,36	10,69	10,96 <sup>*1</sup>	—	—
		315	1,5	5,68	9,86	11,10	12,73	13,76	14,00 <sup>*2</sup>	—	—
			$\geq 3$	5,86	10,17	11,45	13,14	14,20	14,44 <sup>*2</sup>	—	—
		$\geq 450$	1,5	9,05	15,24	16,82	18,33	18,49 <sup>*3</sup>	—	—	—
			$\geq 3$	9,34	15,72	17,35	18,91	19,07 <sup>*3</sup>	—	—	—

\*1 – при  $n_1=2000$  (об/хв); \*2 – при  $n_1=1800$  (об/хв); \*3 – при  $n_1=1300$  (об/хв)

Закінчення табл. 3.3.3

Переріз паса	$L_0$ (мм)	$d_1$	$u$	Частота обертання меншого шківа $n_1$ (об/хв)					
				200	400	600	750	950	1200
D	6000	400	1,5	7,21	12,64	17,04	19,63	22,16	23,42
			$\geq 3$	7,48	13,04	17,57	20,25	22,86	24,16
		630	1,5	13,85	24,36	32,23	36,45	37,78	–
			$\geq 3$	14,29	25,13	33,25	37,08	38,97	
		$\geq 800$	1,5	18,51	32,13	41,03	43,48	–	–
			$\geq 3$	19,10	33,15	42,33	44,85		
E	7100	630	1,5	17,28	29,77	38,49	42,03	–	–
			$\geq 3$	17,83	30,71	39,70	43,36		
		800	1,5	23,97	40,94	51,11	53,01	–	–
			$\geq 3$	24,73	42,23	52,73	54,68		
		$\geq 1000$	1,5	31,51	52,51	61,27	–	–	–
			$\geq 3$	32,51	54,17	63,21			

3.3.12. Розрахувати потужність  $P_p$  (кВт), яку може передати один пас в реальних умовах експлуатації

$$P_p = P_0 (C_\alpha C_v C_L / C_p),$$

де  $C_\alpha = 1,24 \cdot (1 - e^{-\alpha_1/110})$  – коефіцієнт, що враховує вплив кута обхвату меншого шківа;  $C_v = 1,05 - 0,0005 \cdot v^2$  – коефіцієнт, що враховує вплив швидкості паса;  $C_L = \sqrt[6]{L/L_0}$  – коефіцієнт, що враховує фактичну робочу довжину кільцевого паса;  $C_p$  – коефіцієнт, який враховує динамічність навантаження і режим роботи передачі (табл. 3.3.4).

3.3.13. Визначити попереднє значення кількості пасів  $z'$  у комплекті

$$z' = P_1 / P_p$$

та уточнити за формулою:

$$z \geq z' / C_z,$$

де  $C_z \approx 1,025 - 0,025 \cdot z'$  – коефіцієнт, який враховує вплив числа пасів, які працюють одночасно.

Рекомендований діапазон значень  $z$  наведено у табл. 3.3.1. В курсовому проектуванні при  $z > 8$  необхідно прийняти наступне значення  $d_1$  зі стандартного ряду (див. табл. 3.3.2) або наступний переріз паса і повторити розрахунки.

Коефіцієнт  $C_p$ 

Умови роботи	Тип машин	Тип двигуна	Кількість змін роботи		
			1	2	3
Режим легкий. Навантаження спокійне ( $\beta \approx 1,2$ )	Верстати з безупинним процесом різання. Відцентрові насоси і компресори. Стрічкові конвеєри, сепаратори.	I	1,0	1,1	1,4
		II	1,2	1,4	1,6
Режим середній. Помірні коливання. ( $\beta \approx 1,5$ )	Верстати фрезерні, поршневі компресори і насоси. Ланцюгові транспортери, елеватори. Дискові пилки. Харчові машини.	I	1,1	1,2	1,5
		II	1,3	1,5	1,7
Режим важкий. Значні коливання навантаження. ( $\beta \approx 2,0$ )	Верстати стругальні, довбальні, деревообробні. Конвеєри гвинтові, скребкові. Преси гвинтові ексцентрикові з важким маховиком. Машини для брикетування кормів	I	1,2	1,3	1,6
		II	1,4	1,6	1,9
Режим дуже важкий. Ударне навантаження. ( $\beta \approx 3,0$ )	Підйомники, екскаватори. Преси гвинтові ексцентрикові з легким маховиком. Ножиці, молоти, млини, дробарки, лісопилні рами	I	1,3	1,5	1,7
		II	1,5	1,7	2,0

*Примітки:*  $\beta$  характеризує короткочасне перенавантаження передачі (див. табл. 3.2.3). Тип двигуна I – електродвигуни змінного струму загальнопромислового застосування і шунтові двигуни постійного струму. Тип двигуна II – електродвигуни змінного струму з підвищеним пусковим моментом і серієсні електродвигуни постійного струму.

3.3.14. Визначити максимальне нормальне напруження в пасовому контурі (МПа)

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + 0,5 \cdot \sigma_t + \sigma_{3r} + \sigma_v,$$

де

- $\sigma_t = \frac{F_t}{A} \cdot C_p$  – розрахункове напруження,  $F_t = 10^3 \cdot \frac{P_1}{z \cdot v \cdot C_z}$  – тягове зусилля (Н),  $A$  – площа перерізу (табл. 3.3.1);
- $\sigma_0 = \sigma_t / 2\psi_0$  (МПа) – напруження від попереднього натягу,  $\psi_0 = 0,6 \dots 0,7$  – коефіцієнт тяги клинопасової передачі (зазвичай  $\sigma_0 = 1,2 \dots 1,6$  (МПа));

- $\sigma_v = \rho v^2$  – напруження в матеріалі паска від інерційних сил (для передач з автоматичним натягом паска прийняти  $\sigma_v=0$ ),  $\rho=q/A$  (кг/см<sup>3</sup>) – щільність матеріалу прогумованого паска ( $q$  та  $A$  виписати з табл. 3.3.1);
  - $\sigma_{зг} = 2E \frac{y_0}{d_e}$  – напруження вигину,  $E$  – модуль пружності (для прогумованих пасків  $E \approx 200 \dots 300$  МПа),  $y_0$  – геометричний параметр паска (рис. 3.3.2, табл. 3.3.1),  $d_e = K_u \cdot d_1$  – еквівалентний діаметр шківів (мм),  $K_u = 1,14 - 0,14 \cdot e^{2,43(1-u)}$  – коефіцієнт, що враховує різні напруження вигину на шківів передачі.
- 3.3.15. Визначити довговічність паска  $L_h$  (годин)

$$L_h = \frac{1}{3600 \cdot z_{ш} \cdot U} \left( \frac{C}{\sigma_{\max}} \right)^m,$$

де  $z_{ш}$  – кількість шківів у пасовому контурі;  $U$  – кількість пробігів паска (див. п. 3.3.9);  $C=90 \dots 100$  (МПа) – емпірична постійна;  $m=7 \dots 11$  – показник степені кривої витривалості.

*Примітки.* 1. Середня довговічність пасків для середньо-швидкісних передач становить близько 2000 годин. 2. Розрахунки на довговічність передач клиновими та поліклиновими пасами іноді не виконують, аргументуючи це значною залежністю довговічності передачі від точності виготовлення канавок на шківів і підбору пасів по довжині.

3.3.16. Визначити величину початкового натягу одного паска з урахуванням інерційної складової (Н)

$$F_0 = A \cdot (\sigma_0 + \sigma_v).$$

3.3.17. Розрахувати навантаження на вали передачі (Н) від натягу робочого комплексу пасів

$$Q = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}.$$

3.3.18. Розрахувати геометрію шківів передачі. Шківів для передач клиновими пасами, як і для плоскопасових передач, зазвичай виконують литими із чавуну СЧ 15...30 (при  $v > 30$  м/с використо-

вують алюмінієві сплави). Конструкція шківа (монолітна, дискова чи зі спицями) також визначається габаритним розміром  $d$  (див. п. 3.2.21). Від шківів для плоскопасових передач шківи для клинових пасів відрізняються профільною формою обода. Її конструкцію та розміри (рис. 3.3.3) прийняти з таблиці 3.3.5 для кожного шківа окремо, а зовнішній діаметр та ширину обода обчислити за формулами:

$$d_e = d + 2h_e; \quad B = (z-1)t + 2f.$$

При розрахунках інших геометричних параметрів можна користуватися рекомендаціями п. 3.2.21, в яких прийняти  $g = \delta + h_1$ .

Таблиця 3.3.5

**Геометрія шківів клинопасової передачі за ДСТ 1284.2-89**

Переріз	Конструкція шківа при $d$ (мм)			Розміри профілю жолобків та обода (мм)						
	монолітна	дискова	зі спицями	$b_n$	$h_{emin}$	$h_{min}$	$t$	$f$	$r$	$h_1$
Z	$\leq 90$	80...160	$\geq 180$	8,5	2,5	7,0	12,0	8,0	0,5	6
A	$\leq 100$	112...200	$\geq 224$	11	3,3	8,7	15,0	10,0	1,0	6
B	–	125...250	$\geq 280$	14	4,2	10,8	19,0	12,5	1,0	8
C	–	200...355	$\geq 400$	19	5,7	14,3	25,5	17,0	1,5	10
D	–	355...450	$\geq 500$	27	8,1	19,9	37,0	24,0	2,0	12
E	–	–	$\geq 500$	32	9,6	23,4	44,5	29,0	2,0	14
EO	–	–	$\geq 500$	42	12,5	30,5	58,0	38,0	2,5	16

Закінчення табл. 3.3.5

Переріз	$d$ (мм)	$b_{ж}$ (мм)	$\alpha$ (°)	Переріз	$d$ (мм)	$b_{ж}$ (мм)	$\alpha$ (°)
Z	50...71	10,0	34	C	200...315	22,9	36
	80...100	10,1	36		355...630	23,1	38
	112...160	10,2	38		$\geq 710$	23,3	40
	$\geq 180$	10,3	40	D	315...450	32,5	36
A	75...112	13,1	34		500...900	32,8	38
	125...160	13,3	36	$\geq 1000$	33,2	40	
	180...400	13,4	38	E	500...560	38,2	36
	$\geq 450$	13,5	40		630...1120	38,6	38
B	125...160	17,0	34	$\geq 1250$	38,9	40	
	180...224	17,2	36	EO	800...1400	50,6	38
	250...500	17,4	38		$\geq 1600$	51,1	40
	$\geq 560$	17,6	40				

### 3.3.19. Приклади умовних позначок клинових пасів:

- пас перерізу С, який призначено для роботи в помірному кліматі, з  $L=2500$  (мм) із кордною тканиною в несучому шарі:

*Пас С-2500 Т ДСТ 1284-89*

- те ж, з кордшнуром:

*Пас С-2500 Ш ДСТ 1284-89.*

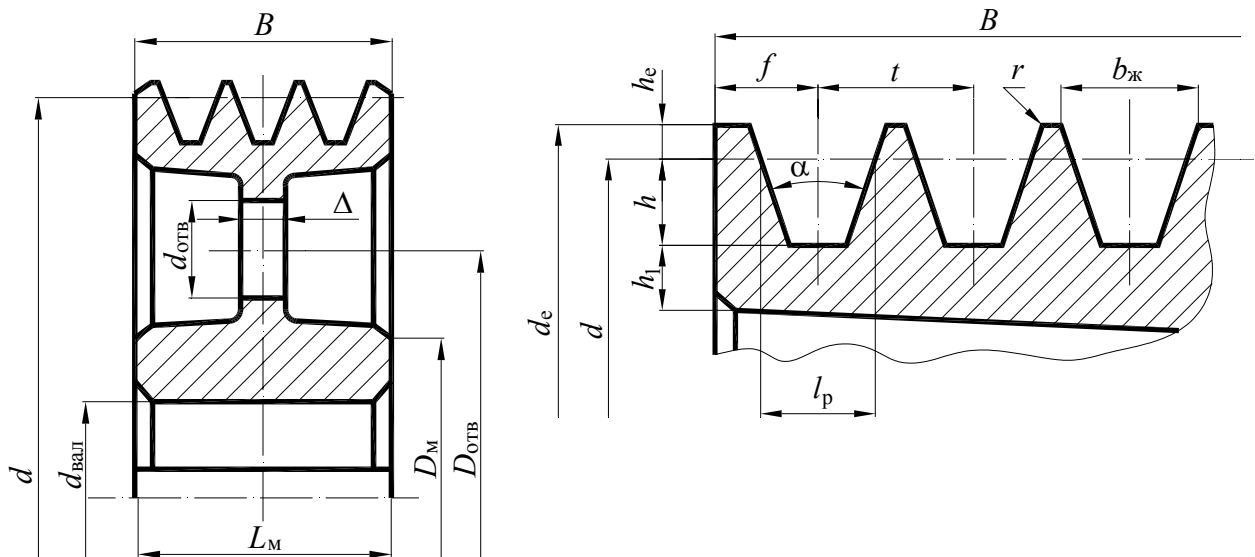


Рис. 3.3.3. Розміри профілю жолобків та обода шківів

## 3.4. ПЕРЕДАЧА ПОЛІКЛИНОВИМ ПАСОМ

Поліклинові паси (РТМ 38-40528-74) представляють собою прогумований плоский пас з високоміцним шнуровим кордом у середньому несучому шарі та клиновими гумовими виступами (на внутрішній стороні паса). Кут клина недеформованого виступу –  $40^\circ$  (рис. 3.4.1). Весь профіль обернуто провулканізованою тканиною, яка зверху укладається в декілька шарів, що надає пасу поперечну жорсткість. Від широкого паса відрізають потрібну ширину, яка відповідає розрахунковій кількості виступів. Поліклинові паси, як і клинові, випускають нескінченно-замкнутими.

Послідовність розрахунку клинопасової передачі, яка викладена в попередньому параграфі, застосовується і для розрахунку передач з поліклиновим пасом з врахуванням деяких особливостей. Тобто для проектування передачі з поліклиновим пасом, алгоритм якого наведено нижче, мають бути задані передавана потужність на ве-

дучому шківі  $P_1$  (кВт), частота обертання ведучого шківів  $n_1$  (об/хв), передатне число  $u$ , режим експлуатації.

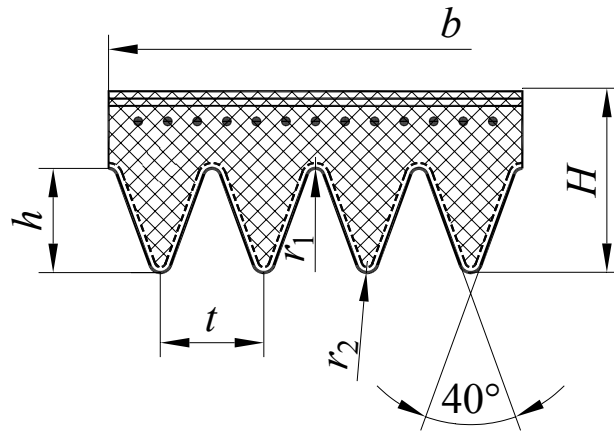


Рис. 3.4.1. Переріз поліклинового паса

3.4.1. Прийняти переріз паса (серед існуючих РК, PL та РМ) за потужністю  $P_1$  та частотою  $n_1$  згідно з номограмою 3.4.2 і рекомендацій табл. 3.4.1, де  $T_1 = 9550(P_1/n_1)$  – крутний момент на валу ведучого шківів (Нм).

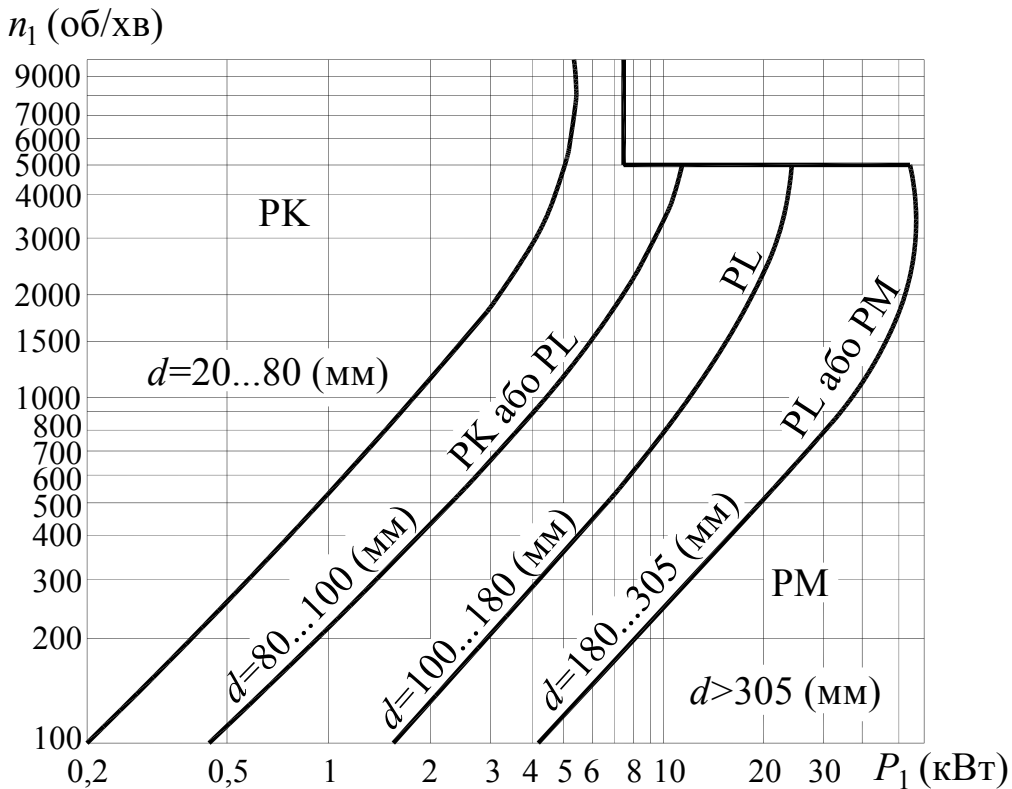


Рис. 3.4.2. Номограма для вибору перерізу паса



Таблиця 3.4.1

**Характеристики поліклінових пасів з шнуровим кордом**

Переріз паса	$T_1$ (Нм)	$d_{1\min}$ (мм)	$L_0$ (мм)	$q$ (кг/м)	$t$ (мм)	$H$ (мм)	$h$ (мм)	$r_1$ (мм)	$r_2$ (мм)
PK	<40	40	710	0,09	2,40	4,0	2,35	0,1	0,4
PL	18...400	80	1600	0,45	4,80	9,5	4,85	0,2	0,7
PM	>130	180	2240	1,60	9,50	16,7	10,35	0,4	1,0

*Примітки.* 1.  $q$  – маса 1 метра довжини поліклінового паса з 10 ребрами. 2. Геометричні характеристики, які наведені у таблиці, відображені на рис. 3.4.1.

3.4.2. Для обраного перерізу прийняти розрахунковий діаметр ведучого шківів  $d_1$  зі стандартного ряду (див. п. 3.2.1) на один-два значення більше мінімального  $d_{1\min}$  (табл. 3.4.1).

3.4.3. Подальший розрахунок поліклінової передачі виконати згідно до пунктів 3.3.3...3.3.10 попереднього параграфу (розрахунок клинопасової передачі):

- розрахувати окружну швидкість  $v$ ;
- обчислити діаметр веденого шківів  $d_2$ ;
- уточнити значення передатного числа  $u$ ;
- розрахувати попереднє значення міжосьової відстані  $a$ ;

*Примітка.* При визначенні міжосьової відстані поліклінової передачі в залежності від передатного числа  $u$  слід враховувати рекомендації табл. 3.4.2.

Таблиця 3.4.2

**Міжосьова відстань  $a$** 

$u$	1	2	3	4	5	6.3
$a$	$1.5 \cdot d_2$	$d_2$	$0.85 \cdot d_2$	$0.75 \cdot d_2$	$0.7 \cdot d_2$	$0.65 \cdot d_2$

- обчислити розрахункову довжину паса  $L$ ;
- уточнити значення міжосьової відстані  $a$ , знайти мінімальне та максимальне її значення;

*Примітка.* Мінімальне та максимальне значення міжосьової відстані визначити за формулами:

$$a_{\min} = a - 0,013 \cdot L; \quad a_{\max} = a + 0,02 \cdot L.$$

- обчислити частоту пробігів паса  $U$ ;
- розрахувати кут обхвату пасом меншого шківів  $\alpha_1$ .

3.4.4. Далі розрахувати необхідну кількість ребер полікліново-го паса –

$$z' = 10 \cdot P_1 / [P_{10}],$$

де

$$[P_{10}] = (P_{10} \cdot C_\alpha \cdot C_L + \Delta P_u) / C_p,$$

$P_{10}$  – потужність (табл. 3.4.3) для передачі полікліновим пасом базової довжини  $L_0$  ( $L_0$  зазначена в табл. 3.4.1) з десятьма ребрами ( $z=10$ ) при передатному числі  $u=1$ ,  $\alpha_1=180^\circ$  та роботі в одну зміну з постійним навантаженням;  $C_\alpha = 1,37 \cdot (1 - e^{-\alpha_1/135})$  – коефіцієнт, що враховує вплив кута обхвату  $\alpha_1$ ;  $C_L = \sqrt[6]{L/L_0}$  – коефіцієнт, що враховує фактичну довжину кільцевого паса;  $C_p$  – коефіцієнт динамічного навантаження і режиму роботи передачі (табл. 3.3.4);  $\Delta P_u = \Delta T_u n_1 / 1000$  – поправка, що враховує зменшення впливу на довговічність паса вигину на більшому шківі (кВт),  $\Delta T_u$  прийняти з таблиці 3.4.4.

Отримане значення  $z'$  округлити в більшу сторону. Рекомендується, щоб число ребер пасів перерізу РК було у діапазоні від 2 до 36; перерізу PL –  $z=4 \dots 20$  і перерізу PM –  $z=2 \dots 20$ . Якщо ця рекомендація не виконується, необхідно збільшити  $d_1$  та повторити розрахунки з п. 3.4.2.

3.4.5. Розрахувати геометрію шківів передачі (див. також п. 3.3.18).

Зовнішні діаметри шківів та ширину обода (рис. 3.4.3) обчислюють за формулами:

$$d_e = d - 2 \cdot h_e; \quad B = b - t + 2 \cdot f,$$

де  $b = t \cdot z$  – ширина паса (мм); значення  $h_e$ ,  $t$  та  $f$  наведені у таблицях 3.4.1 та 3.4.5.

Таблиця 3.4.3

Номінальна потужність  $P_{10}$  (кВт)

Переріз паса	$d_1$ (мм)	$P_{10}$ (кВт) при швидкості паса $v$ (м/с)						
		2	5	10	15	20	25	30
PK	40	0,65	1,40	2,4	3,2	3,7	–	–
	45	0,70	1,55	2,7	3,6	4,3	4,9	–
	50	0,76	1,65	2,9	4,0	4,8	5,3	–
	56	0,80	1,80	3,1	4,3	5,2	5,9	6,2
	63	0,85	1,90	3,4	4,6	5,7	6,4	6,8
	71	0,88	2,00	3,6	4,9	6,0	6,9	7,4
	80	0,90	2,05	3,7	5,2	6,4	7,3	7,9
PL	80	1,9	3,9	6,4	7,9	8,3	–	–
	90	2,2	4,5	7,6	9,7	10,8	–	–
	100	2,3	5,0	8,6	11,2	12,7	13,0	–
	112	2,54	5,5	9,6	12,7	14,7	15,3	–
	125	2,7	5,9	10,4	13,9	16,3	17,4	17,0
	140	2,9	6,3	11,0	15,0	17,8	19,2	19,0
	160	3,05	6,7	12,0	16,2	19,4	21,2	21,5
PM	180	7,1	14,5	24,0	30,2	32,8	31,8	24,2
	200	7,7	16,3	27,7	35,8	40,3	40,4	35,4
	224	8,5	18,0	31,3	41,8	47,5	49,5	46,3
	250	9,1	19,7	34,4	45,9	53,8	57	56
	280	9,7	21,0	37,4	50,3	59,8	65	64
	315	10,2	22,5	40,0	54,3	65	71	72
	355	10,4	23,7	42,4	58,0	70	78	80

Таблиця 3.4.4

Поправка  $\Delta T_u$  (Нм)

Переріз	Передатне число $u$				
	1,1...1,3	1,3...1,4	1,4...1,6	1,6...2,4	>2,4
PK	0,44	0,5	0,55	0,6	0,7
PL	3,6	4,0	4,5	5,0	5,4
PM	27,6	31,0	34,5	38,0	41,4

Таблиця 3.4.5

Розміри профілю жолобків та обода  
для шківів поліклінопасових передач (мм)

Переріз	$t$	$h$	$h_e$	$h_1$	$h_0$	$f$	$R_1$	$R_2$
PK	2,40	2,35	1,0	5,0	3,30	3,5	0,3	0,2
PL	4,80	4,85	2,4	6,0	6,60	5,5	0,5	0,4
PM	9,50	10,35	3,5	7,5	13,05	10,0	0,8	0,6

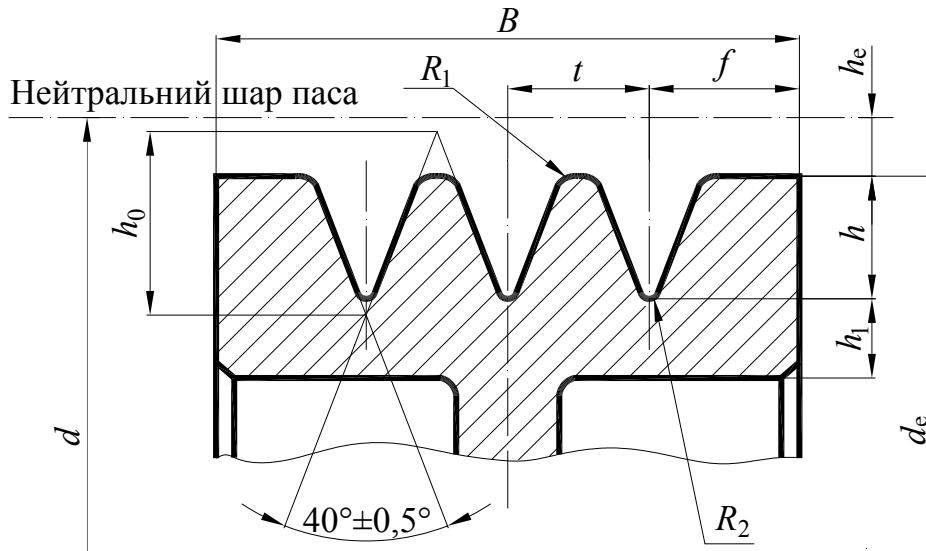


Рис. 3.4.3. Розміри профілю жолобів та обода шківів

### 3.4.6. Умовне позначання поліклинових пасів.

Пас поліклинової передачі перерізу *PK* довжиною 560 (мм) з числом клинів 12 має позначання:

*Пас PK-12-560 ТУ 38-205763-84.*

## 3.5. ПЕРЕДАЧА ЗУБЧАСТИМ ПАСОМ

Передача зубчастим пасом працює за рахунок зачеплення, забезпечує синхронне обертання валів (проковзування відсутнє) та у порівнянні з іншими пасовими передачами більш компактна, а в порівнянні з ланцюговою передачею працює плавніше з менший шумом, не вимагає догляду та змащення.

Зубчасті паси (ГСТ 38.05114-76) виконують нескінченними плоскими з виступами на внутрішній поверхні. Ці виступи в процесі передачі руху входять у зачеплення з зубцями на шківі (рис. 3.5.1). Несучий шар виконують зі сталевого чи скловолоконного тросу (рис. 3.5.1), який розміщено у гумовому масиві на основі бутадієн-нітрильних каучуків, нагріта чи поліуретану.

Передача зубчастим пасом є найбільш перспективною передачею серед пасових, що обумовлено низкою переваг, серед яких слід в першу чергу відзначити відсутність проковзування, відносно малі габарити, значно менші навантаження на вали, високу навантажувальну здатність та довговічність. Передачі з зубчастим пасом можуть

передавати потужності до 250 (кВт), ККД також досить високий – 0,95...0,98. Передатні числа – до 12.

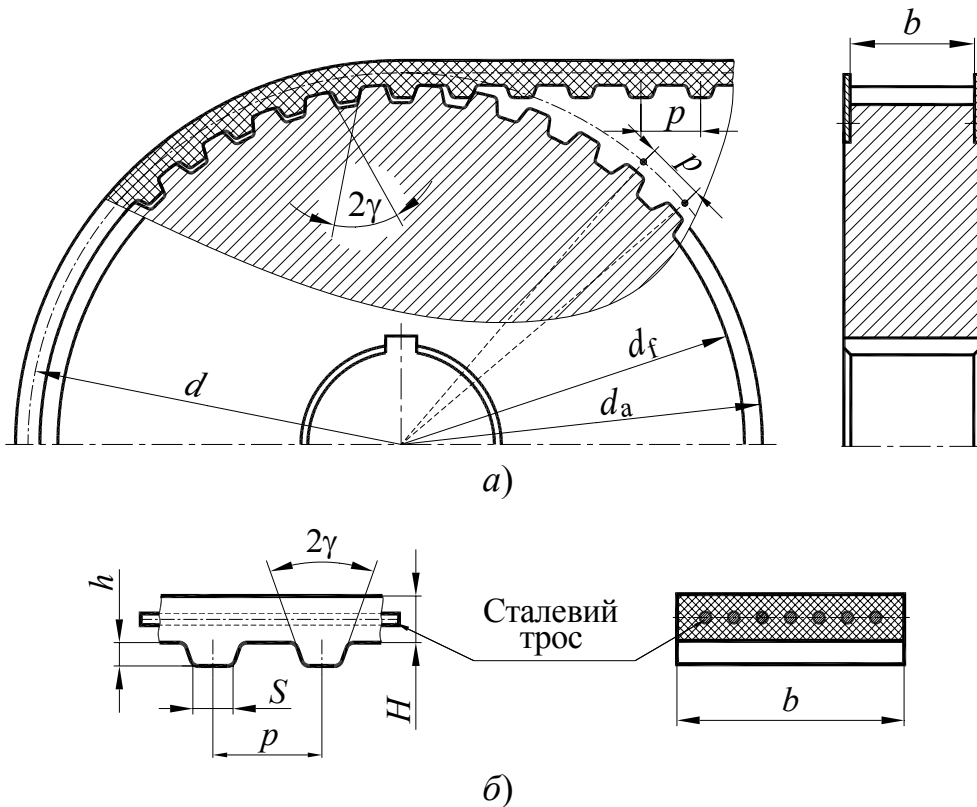


Рис. 3.5.1. Переріз зубчастого паса

Передача зубчастим пасом, як і інші пасові, розраховується на тягову спроможність і на довговічність (стійкість проти зношування). Оскільки на практиці найбільш поширеним є пас з трапеційдною формою зуба (рис. 3.5.1), то далі наведено алгоритм розрахунку саме для такого типа зубчастого паса, регламентованого галузевим стандартом ГСТ 38.05227-81 «Передачі зубчастим пасом. Метод розрахунку».

Вихідні дані для розрахунку – передавана потужність на ведучому шківі  $P_1$  (кВт), частота обертання ведучого шківя  $n_1$  (об/хв), передатне число  $u$ , режим експлуатації.

3.5.1. Розрахувати попереднє значення модуля (мм)

$$m' = 35 \cdot \sqrt[3]{C_p \frac{P_1}{n_1}},$$

де  $C_p=1,3...2,4$  – коефіцієнт динамічності та режиму роботи (табл. 3.3.4).

Результат округлити до стандартного з врахуванням рекомендацій таблиці 3.5.1.

Таблиця 3.5.1

### Стандартні значення модуля $m$

$P_1$ (кВт)	0,05...0,18	0,27...1,5	2,2...5,5	7...17	$\geq 17$
$m$ (мм)	2; 3	3; 4	4; 5	5; 7	7; 10

Паси з модулем  $m \leq 3$  (мм) зазвичай використовують у кінематичних приводах.

3.5.2. Виписати основні параметри прийнятого зубчастого паса (табл. 3.5.2) за розрахованим та прийнятим значенням модуля.

Таблиця 3.5.2

### Основні параметри зубчастого паса

Параметри	Модуль $m$ (мм)					
	2,0	3,0	4,0	5,0	7,0	10,0
Загальна товщина паса $H$ (мм)	3,0	4,0	5,0	6,5	11,0	15,0
Висота зуба $h$ (мм)	1,5	2,0	2,5	3,5	6,0	9,0
Найменша товщина зуба $s$ (мм)	1,8	3,2	4,4	5,0	8,0	12,0
Кут профілю зуба $2\gamma$ (град)	50	40	40	40	40	40
Діаметр троса $d_{тр}$ (мм)	0,36	0,36	0,36 або 0,65	0,65	0,65	0,65
Ширина паса $b$ (мм)	8; 10; 12,5	12,5; 16; 20	20; 25; 32; 40	25; 32; 40; 50	50; 63; 80	50; 63; 80
Відстань від осі троса до западини паса $\delta$ (мм)	0,6	0,6	0,8	0,8	0,8	0,8
Допустима питома окружна сила $[F_0]$ (Н/мм)	5	10	15 /25*	40	45	60
Маса 1 м паса шириною 1 мм $q$ (кг/(м·мм))	0,032	0,04	0,05 /0,065*	0,075	0,09	0,11

\* У чисельнику – для діаметра троса  $d_{тр}=0,36$  (мм), у знаменнику – для  $d_{тр}=0,65$  (мм).

3.5.3. Знайти мінімально допустиму кількість зубців меншого шківa  $z_{1min}$  у залежності від прийнятого модуля і частоти обертання вала меншого шківa (табл. 3.5.3) і прийняти  $z_1$  ( $z_1$  – ціле число,  $z_1 > z_{1min}$ ).

3.5.4. Визначити кількість зубців більшого шківa

$$z_2 = z_1 \cdot u.$$

Звісно, що число  $z_2$  має бути цілим. Далі обчислити фактичне передатне число –

$$u = z_2 / z_1.$$

3.5.5. Розрахувати діаметри ділильної окружності шківів (рис. 3.5.1), які обмірюється по розташуванню осей металоканатів (мм):

$$d_1 = m \cdot z_1; \quad d_2 = m \cdot z_2.$$

3.5.6. Розрахувати міжосьову відстань (мм) за рекомендаціями п. 3.3.6 та перевірити виконання умови  $a > a_{\min}$ :

$$a_{\min} = 0,25 \cdot d_m + H,$$

де  $d_m = (d_1 + d_2) / 2$  – середній діаметр шківів;  $H$  – загальна товщина па-са (рис. 3.5.1, табл. 3.5.2).

Таблиця 3.5.3

Число  $z_{1\min}$  залежно від  $m$  та  $n_1$

$m$ (мм)	$n_1$ (об/хв)	$z_{1\min}$	$m$ (мм)	$n_1$ (об/хв)	$z_{1\min}$
2	500...3000	12	5	500	16
	3500...4500	14		1000...1500	18
	5000...6800	16		2000...3000	20
	7000...7500	18		3500...4000	22
3	500...1000	12	7	500	20
	1500...2000	14		1000	22
	2500...3500	16		1500	24
	4000...5000	18		2000	26
4	500	14/16*	10	500	20
	1000	16/18*		1000	22
	1500...2000	18/20*		1500	24
	2500...3500	20/22*		2000	26, 28

\* У чисельнику – для діаметра троса  $d_{\text{тр}}=0,36$  (мм), у знаменнику – для  $d_{\text{тр}}=0,65$  (мм).

3.5.7. Обчислити орієнтовне значення довжини кільця па-са (мм)

$$L' = 2 \cdot a + \pi \cdot d_m + \Delta^2 / a,$$

де  $\Delta = (d_2 - d_1) / 2$  (див. п. 3.3.7).

3.5.8. Визначити кількість зубців паса на довжині  $L'$

$$z'_p = L'/p,$$

де  $p = \pi \cdot t$  – крок паса (мм).

Отримане значення  $z'_p$  округлити у більшу сторону до найближчого цілого числа зі стандартного ряду та позначити як  $z_p$ :

32; 36; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80;  
85; 90; 95; 100; 105; 112; 115; 125; 130; 140; 150;  
160; 170; 180; 190; 200; 210; 220; 232; 250...

3.5.9. Уточнити довжину кільця зубчастого паса (мм)

$$L = z_p \cdot p.$$

3.5.10. Остаточне значення міжосьової відстані (мм) (обчислити з точністю 0,1 (мм))

$$a = 0.25 \cdot \left[ (L - \pi \cdot d_m) + \sqrt{(L - \pi \cdot d_m)^2 - 8 \cdot \Delta^2} \right].$$

3.5.11. Обчислити кут обхвату пасом меншого шківa (град)

$$\alpha_1 = 180^\circ - 60^\circ \frac{2\Delta}{a}.$$

3.5.12. Визначити кількість зубців, які знаходяться одночасно в зачепленні

$$z_{10} = \frac{z_1 \alpha_1}{360^\circ}.$$

3.5.13. Розрахувати питому окружну силу, що припадає на одиницю ширини паса (Н/мм)

$$[F] = [F_0] \cdot C_u \cdot C_z \cdot C_{рол},$$

де  $[F_0]$  – допустима питома окружна сила (див. табл. 3.5.2);  $C_u = (3,1+u)/4$  – коефіцієнт, що враховує вплив передатного числа при  $u \leq 0,9$  ( $C_u \equiv 1$  при  $u > 0,9$ );  $C_z = 1 - 0,2 \cdot (6 - z_{10})$  – коефіцієнт, що враховує вплив кількості зубців у зачепленні;  $C_{рол}$  – коефіцієнт, що вводиться при наявності натяжних чи направляючих роликів:  $C_{рол}$  дорі-



внює 0,9 і 0,8 при одному та двох роликах всередині контуру, відповідно, і  $C_{рол}=0,7$  при ролику зовні контуру.

3.5.14. Розрахувати швидкість паса (м/с)

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$$

3.5.15. Визначити необхідне тягове зусилля (Н)

$$F_t = 10^3 C_p P_1 / v,$$

де  $C_p$  – коефіцієнт динамічності навантаження (табл. 3.3.4).

3.5.16. Розрахувати необхідну ширину паса з умови тягової здатності передачі (мм)

$$b = \frac{F_t}{[F] - qv^2},$$

де  $q$  – маса одного метра паса шириною 1 мм (табл. 3.5.2).

Отриманий результат округлити до найближчого більшого стандартного значення з таблиці 3.5.2.

3.5.17. Визначити тиск паса на зубцях (МПа)

$$p_z = \frac{F_t \cdot \psi}{z_{10} \cdot b \cdot h},$$

де  $\psi$  – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між зубцями паса і шківа на дузі обхвату ( $\psi=1,7 \dots 2,0$  при потужності  $P_1$  до 14 кВт і швидкості паса  $v$  до 20 м/с);  $h$  – висота зуба (табл. 3.5.2).

Перевірити виконання умови

$$p_z \leq [p_z],$$

де  $[p_z]$  – допустимий тиск на зубці паса, який залежить від частоти обертання швидкохідного вала  $n_1$ :

$n_1$ (об/хв)	200	400	1000	2000	5000	10000
$[p_z]$ (МПа)	2,0	1,5	1,0	0,75	0,5	0,35

Якщо умова не виконується, слід збільшити ширину паса чи кількість зубців меншого шківа  $z_1$  та повторити розрахунки (з п. 3.5.4).

3.5.18. Визначити зусилля початкового натягу зубчастого паса для усунення зазорів в зачепленні та забезпечення правильного набігання паса на шків (Н)

$$F_0 = (1,1\dots1,3) \cdot q \cdot v^2 \cdot b.$$

3.5.19. Обчислити радіальну силу, що діє на вали передачі (Н)

$$Q = (1,1\dots1,2) \cdot F_t.$$

3.5.20. Розрахувати (з точністю 0,01 (мм)) геометричні параметри шківів (мм):

- ширина обода (рис. 3.5.1)

$$B \approx b + m;$$

- діаметр вершин

$$d_a \approx d - 2 \cdot \Delta;$$

де  $\Delta = 0,6$  (мм) при діаметрі троса  $d_{тр} = 0,36$  (мм);  $\Delta = 1,3$  (мм) при  $d_{тр} = 0,65$  (мм).

- діаметр западин

$$d_f = d_a - 1,8 \cdot m.$$

Для попередження збігання паса один зі шківів (зазвичай менший) виконують з ребордами (рис. 3.5.1) висотою 1,5...4 мм. При міжосьовій відстані  $a > 8d_1$  та  $u < 3$  з ребордами роблять обидва шків.

3.5.21. Позначання зубчастих пасів.

*Пас зубчастий 4-85-10 ТУ 38-05114-76,*

де 4 – модуль паса, 85 – кількість зубців; 10 – ширина паса (мм).

### **3.6. ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПОЧАТКОВОГО НАТЯГУ**

Для плоских пасів, клинових та поліклинових пасів передача обертаючого моменту від ведучого шків до веденого відбувається за рахунок сили тертя між пасом та шківом, яка створюється силою попереднього натягу  $F_0$ . Серед найбільш розповсюджених способів забезпечення зазначеного натягу слід відзначити способи періодичної дії – укорочення довжини плоского паса при з'єднанні

його кінців (рис. 3.6.1,*а*), а для клинових та поліклинових пасів за рахунок переміщення електродвигуна по полозках (рис. 3.6.1,*б*) або за рахунок його установки на хитній плиті (рис. 3.6.1,*в*). Періодичність зазначених способів пояснюється необхідністю систематичного спостереження за передачею (у зв'язку з витяжкою паса), інакше можливі буксування та прискорене зношування паса.

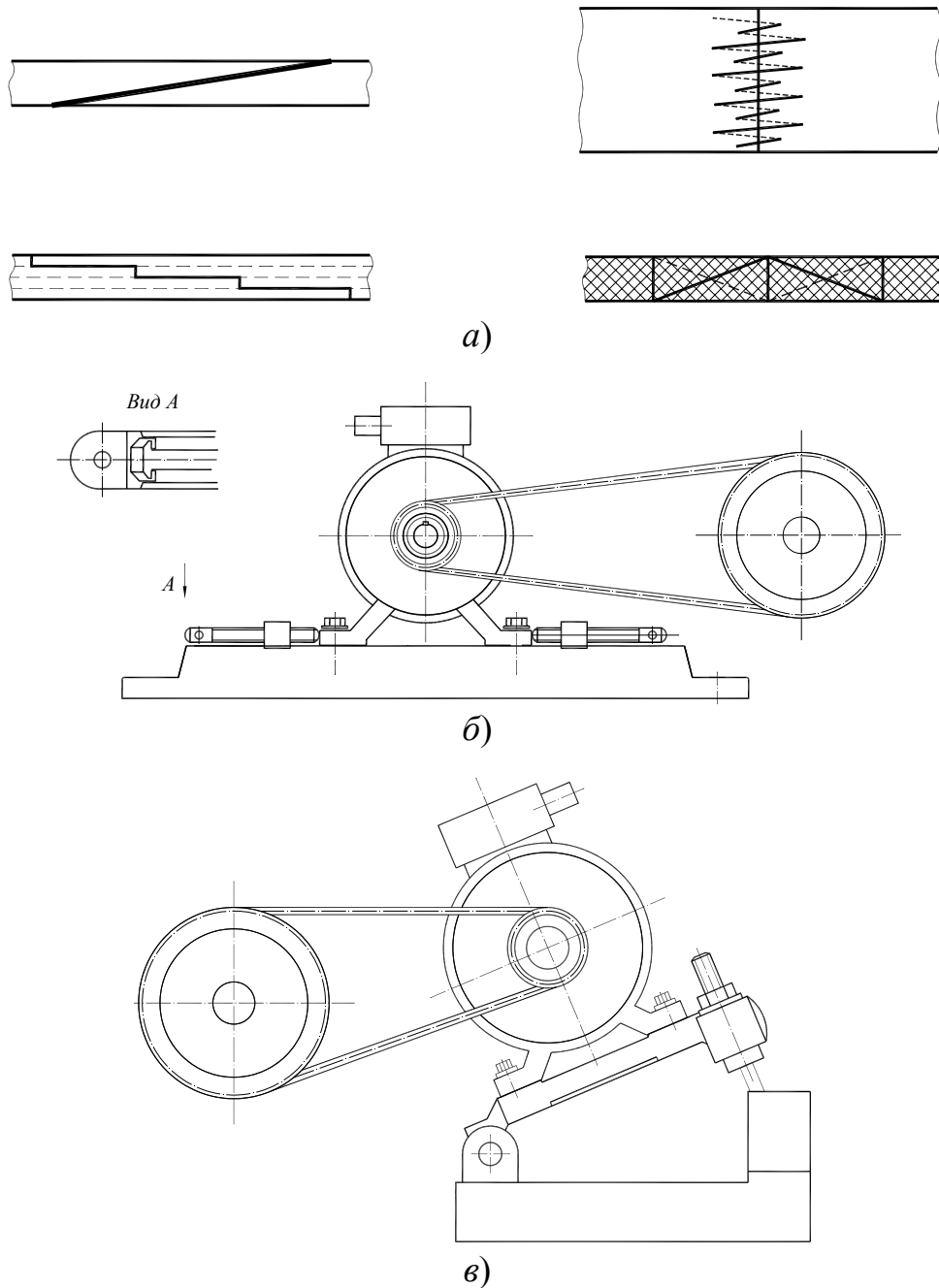


Рис. 3.6.1. Способи забезпечення попереднього натягу передачі:  
*а*) з'єднання кінців склеюванням, зшиванням;  
*б*) розміщення двигуна на полозках; *в*) розміщення двигуна на хитній плиті

На наступних рисунках (рис. 3.6.2 та 3.6.3) зображені конструкції полозок та хитної плити, які можуть бути застосовані на етапі проектування. Значення геометричних параметрів наведені у відповідних таблицях.

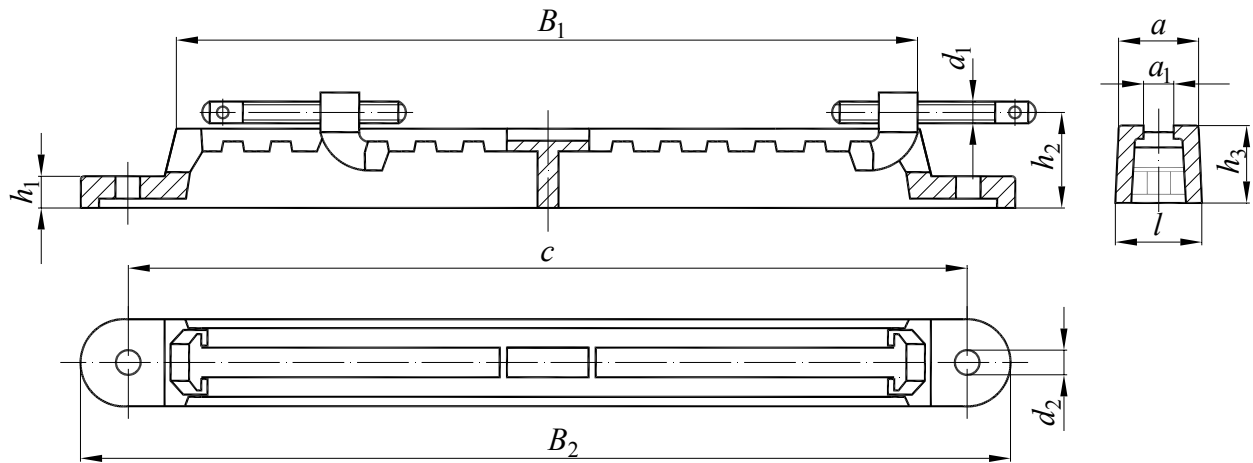


Рис. 3.6.2. Конструкція полозок для електродвигуна

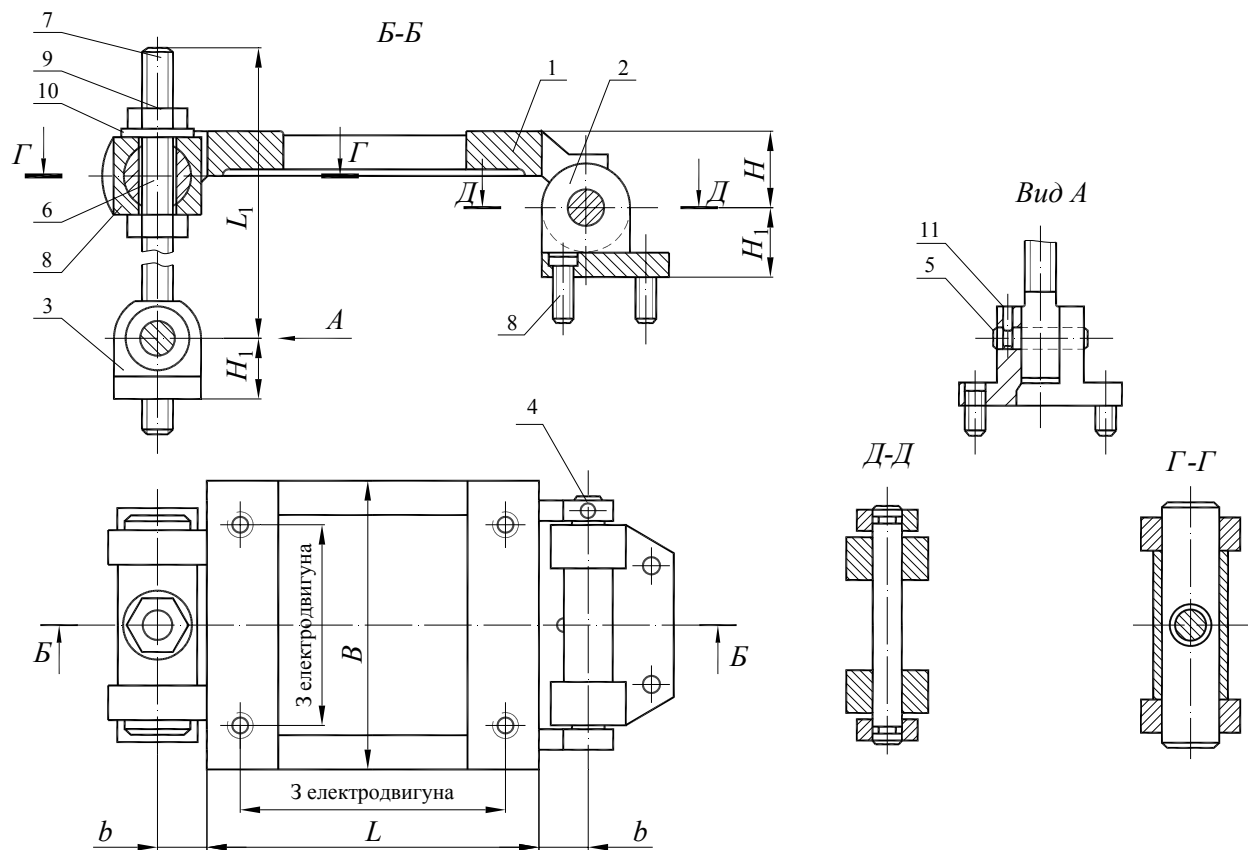


Рис. 3.6.3. Конструкція хитної плити:  
 1 – плита; 2, 3 – кронштейн; 4, 5, 6 – вісь;  
 8 – опора; 9 – гайка; 10 – шайба; 7, 11, 12 – гвинт

Таблиця 3.6.1

## Геометричні розміри полозок

Тип	Розміри (мм)											Маса комплек-ту (кг)	Гвинти для кріплення двигуна
	<i>a</i>	<i>a</i> <sub>1</sub>	<i>B</i> <sub>1</sub>	<i>B</i> <sub>2</sub>	<i>c</i>	<i>d</i> <sub>1</sub>	<i>d</i> <sub>2</sub>	<i>h</i> <sub>1</sub>	<i>h</i> <sub>2</sub>	<i>h</i> <sub>3</sub>	<i>l</i>		
С-3	16	38	370	440	410	M12	12	15	44	36	42	3,8	M10×35
С-4	18	45	430	540	470	M12	14	18	55	45	50	5,3	M12×40
С-5	25	65	570	670	620	M16	18	22	67	55	72	12,5	M16×55
С-6	25	65	630	770	720	M16	18	26	74	60	75	17,5	M16×60
С-7	30	90	770	930	870	M20	24	30	88	70	105	31,0	M20×75

Таблиця 3.6.2

## Геометричні розміри хитної плити

Позна-чання	Розміри (мм)						Маса (кг)	Гайка 9	Гвинт 11	Гвинт 12
	<i>B</i>	<i>L</i>	<i>L</i> <sub>1</sub>	<i>b</i>	<i>H</i>	<i>H</i> <sub>1</sub>				
0,01	160	180	220	26	40	40	7,41	M16	M6×12	M10×12
0,02	180	210	220	26	40	40	8,62	M16	M6×12	M10×12
0,03	200	250	220	26	40	40	9,47	M16	M6×12	M10×12
0,04	225	280	260	32	50	50	16,1	M20	M8×15	M12×35

## РОЗДІЛ 4. ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧІ

### 4.1. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Ланцюгова передача (ЛП) призначена для передачі обертового руху між паралельними валами за допомогою жорстко закріплених на них зубчастих коліс (зірочок) і гнучкого зв'язку з твердими ланками (ланцюгом).

ЛП використовують як для редукування обертового руху (зменшення частоти обертання вихідного вала), так і для його мультиплікування (збільшення). Вони знаходять широке застосування в машинах загальнопромислового призначення, підйомних, транспортних і транспортуючих машинах, сільськогосподарських та інших машинах, що дозволяє істотно спростити конструкцію вузлів машин, підвищити їх надійність і продуктивність.

На поточний час існують ланцюги самих різних конструктивних типів. Найбільше поширення одержали роликові, втулкові та зубчасті приводні ланцюги при передачі потужності до 120 (кВт) і колової швидкості до 15 (м/с). Відзначені три різновиди ланцюгів стандартизовані (ДСТ 13568-75, ДСТ 13552-81). Відзначимо, що крім приводних ланцюгів бувають тягові та вантажні, які в посібнику не розглядаються.

Переваги ЛП: 1. Можливість передачі руху на відносно велику відстань (до 5 м). 2. Можливість передачі руху одним ланцюгом декільком зірочкам. 3. У порівнянні з пасовими передачами ЛП більш компактні, можуть передавати більшу потужність, потребують значно меншу силу попереднього натягу.

Недоліки ЛП: 1. Наявність шуму при роботі внаслідок удару ланки ланцюга об зубець зірочки при вході в зачеплення, особливо при малій кількості зубців і великому кроці (цей недолік обмежує застосування ланцюгових передач на великих швидкостях). 2. Порівняно швидке зношування шарнірів ланцюга (для зниження застосовуються системи змазування). 3. Подовження ланцюга через зношування шарнірів і схід її із зірочок (це обумовлює необхідність застосування різних натяжних пристроїв і огорожень).

Головним критерієм працездатності ланцюгових передач є до-

вговічність ланцюга, яка обумовлена зношуванням шарнірів. Тому існуючі методи розрахунку ЛП, які базуються на загальній теорії передач та експериментальних даних, виконується за контактним тисом у шарнірах ланцюга, що забезпечує їх достатню зносостійкість. Вихідними даними на розрахунок є:

- потужність на ведучому валу передачі  $P_1$  (кВт);
- очікувана середня швидкість ланцюга  $v$  (м/с)\*;
- частота обертання ведучого вала  $n_1$  (об/хв);
- передатне число  $u$ ;
- кінематична схема передачі у складі привода;
- схема розташування ланцюга;
- спосіб змащування передачі;
- спосіб регулювання натягу ланцюга;
- режим навантаження привода.

Для збільшення зносостійкості передачі пластини ланцюгів виготовляють із вуглецевих або вуглецевих легованих сталей (сталі 45, 50, 40Х, 40ХН, 30ХН3А та ін.) і гартують до HRC 40...50. При цьому осі, втулки, ролики і призми – з мало- або середньовуглецевих сталей з різним ступенем легування (сталі 15Х, 20Х, 20ХН3А, 20ХН4А, 30ХН3А та ін.), які піддають поверхневій хіміко-термічній обробці (цементація, ціанування, азотування) і гартують до твердості HRC 52...65.

## 4.2. ПЕРЕДАЧА З РОЛИКОВИМ ЛАНЦЮГОМ

Схема передачі зображена на рисунку 4.2.1. Роликовий ланцюг (рис. 4.2.2,*a*) складається з ланок двох типів: ланки із зовнішніми пластинами 1, які з'єднані між собою двома осями 2, і ланки із внутрішніми пластинами 3, які з'єднані між собою втулками 4 (рис. 4.2.2,*a*). Втулки 4 при складанні ланцюга одягаються на осі 2 з можливістю вільного обертання, утворюючи таким чином шарнір ланцюга. На кожну з втулок 4 одягається вільно обертовий ролик 5. При відносному повороті ланок вісь провертається у втулці, утво-

---

\* Середня лінійна швидкість ланцюгів з міркувань зменшення динамічних навантажень обмежують до 8...12 (м/с). Більші значення приймають для ланцюгів з меншим кроком (менш за 25,4 (мм)). Для зубчастих ланцюгів швидкість може бути збільшена у 1,5...2 рази.

рюючи шарнір ковзання. Зачеплення ланцюга із зірочкою відбувається через ролик, який повертаючись на втулці, перекочується по зубцю зірочки. Така конструкція дозволяє вирівняти тиск зубця на втулку і зменшити зношування як втулки, так і зуба.

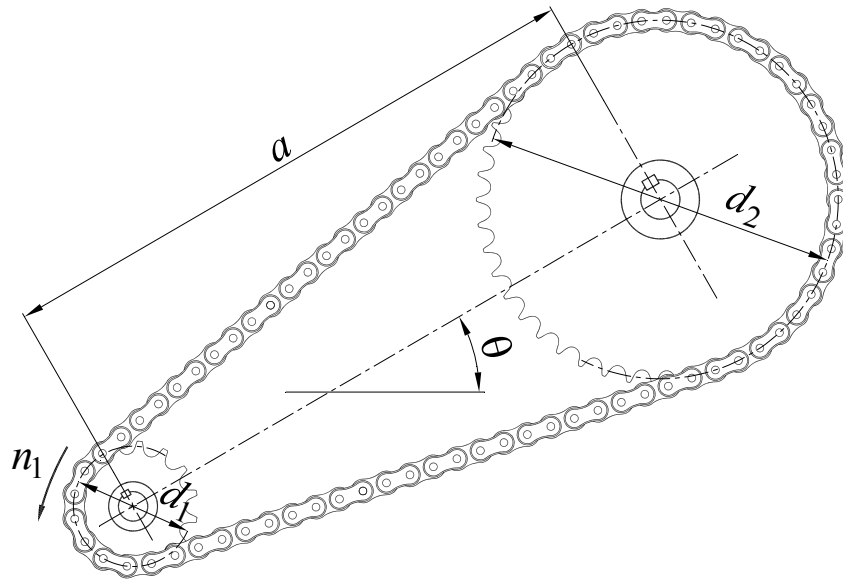


Рис. 4.2.1. Схема передачі з роликівим ланцюгом

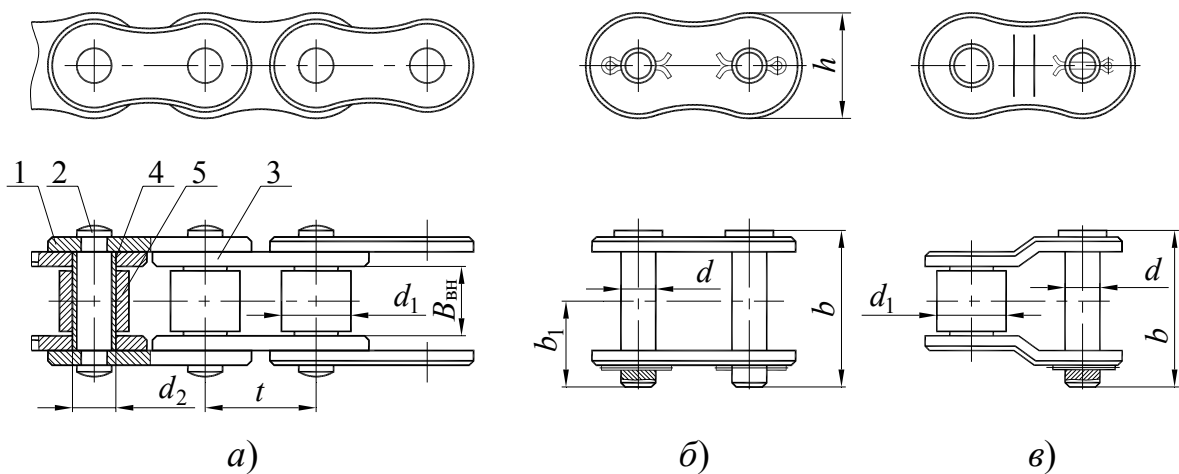


Рис. 4.2.2. Ланцюги приводні роликіві

Ланцюг проектується найчастіше з парним числом ланок, тоді замикаючою ланкою, що з'єднує кінці ланцюга в замкнуте кільце, є ланка із зовнішніми пластинами, осі якого можуть вийматися й закріплюються при складанні розрізною шайбою або шплінтом (рис. 4.2.2, б). Іноді допускається використання в ланцюзі й непарному числі ланок. У цьому випадку для замикання ланцюга застосовується спеціалізована ланка з неоднаковими кінцевими частинами



(рис. 4.2.2,в). Однак, застосування такої ланки небажано у зв'язку з його зниженою міцністю в порівнянні з іншими ланками ланцюга.

Втулковий ланцюг відрізняється від роликової тільки відсутністю роликів, що трохи знижує масу ланцюга й дозволяє зменшити крок між шарнірами ланок, однак сприяє збільшенню швидкості зношування шарнірів ланцюга й трохи знижує ККД передачі.

Розрахунок ланцюгової передачі може бути виконано згідно з наступним алгоритмом, при чому перелік вихідних даних наведено у попередньому підрозділі.

4.2.1. Розрахувати крутний момент на валу ведучої зірочки  $T_1$  (Нм)

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} \text{ або } T_1 = 1000 \frac{P_1}{\omega_1},$$

де  $\omega_1 = \pi n_1 / 30$  – кутова швидкість ведучого вала.

4.2.2. Визначити кількість зубців ведучої зірочки

$$z'_1 = 29 - 2u.$$

Має бути виконана умова  $z'_1 \geq z_{1\min}$ , де  $z_{1\min} = 11 \dots 13$ .

Прийняти найближче ціле непарне, бажано просте, число  $z_1$ .

4.2.3. Визначити кількість зубців веденої зірочки

$$z'_2 = z_1 \cdot u.$$

Прийняти найближче ціле непарне число  $z_2$ , при чому  $z_2 \leq z_{2\max}$ , де  $z_{2\max} = 120$ .

4.2.4. Уточнити передатне число:

$$u = z_2 / z_1.$$

Допустиме відхилення отриманого значення від заданого становить  $\pm 4\%$ .

4.2.5. Розрахувати коефіцієнт  $K_E$ , що враховує умови монтажу та експлуатації ланцюгової передачі згідно з вихідними даними:

$$K_E = K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 K_6,$$

в якому множники враховують наступні умови:

- $K_1$  – характер змін навантаження ( $K_1=1$  для навантаження, які наближені до постійних, без різких коливань;  $K_1=3$  якщо в процесі експлуатації навантаження різко змінюються);

- $K_2$  – вплив міжосьової відстані (попередньо прийняти  $K_2=1$  за умови, що міжосьова відстань буде в межах  $a=(30\dots60)\cdot t$ );
- $K_3$  – нахил передачі до горизонту ( $K_3=1$  якщо  $\theta < 60^\circ$ ;  $K_3 = 1,3$  якщо передача вертикальна; для передач з автоматичним регулюванням натягу ланцюга  $K_3=1$  при будь-якому куту нахилу);
- $K_4$  – спосіб регулювання натягу ланцюга ( $K_4=1$  при автоматичному регулюванні натягу та  $K_4=1,25$  при періодичному регулюванні);
- $K_5$  – спосіб змащування ланцюгової передачі (безперервне змащування –  $K_5=0,8\dots1,0$ ; крапельне змащування –  $K_5=1,2$ ; періодичне змащування –  $K_5 = 1,5$ );
- $K_6$  – періодичність роботи передачі (одна зміна –  $K_6=1$ ; три зміни –  $K_6=1,5$ ).

4.2.6. Визначити попереднє значення кроку ланцюга  $t'$  – відстань між геометричними осями шарнірів (мм):

$$t' = 2,8 \cdot 3 \sqrt{\frac{10^3 T_1 K_E}{c z_1 [p_{\text{л}}]}}$$

де  $[p_{\text{л}}]$  – середнє значення допустимого тиску (МПа) в шарнірах роликів ланцюга нормальної точності при довговічності  $10^4$  годин за DIN 8195 (табл. 4.2.1).

Таблиця 4.2.1

**Допустимий тиск  $[p_{\text{л}}]$**

Швидкість ланцюга $v$ (м/с)	0,1	0,4	1,0	2,0	4,0	6,0	8,0	10
Тиск $[p_{\text{л}}]$ (МПа)	32	28	25	21	17	14	12	10

*Примітка.* Якщо швидкість не задана, то прийняти швидкість ланцюга  $v \approx 1,5\dots2$  (м/с).

У наведеній вище формулі  $c$  – кількість рядів прийнятого ланцюга. В курсовому проекті слід надати перевагу однорядним ( $c=1$ , рис. 4.2.3,а) ланцюгам ПР та ПРЛ (ланцюг легкої серії), або дворядному ланцюгу 2ПР ( $c=2$ , рис. 4.2.3,б).

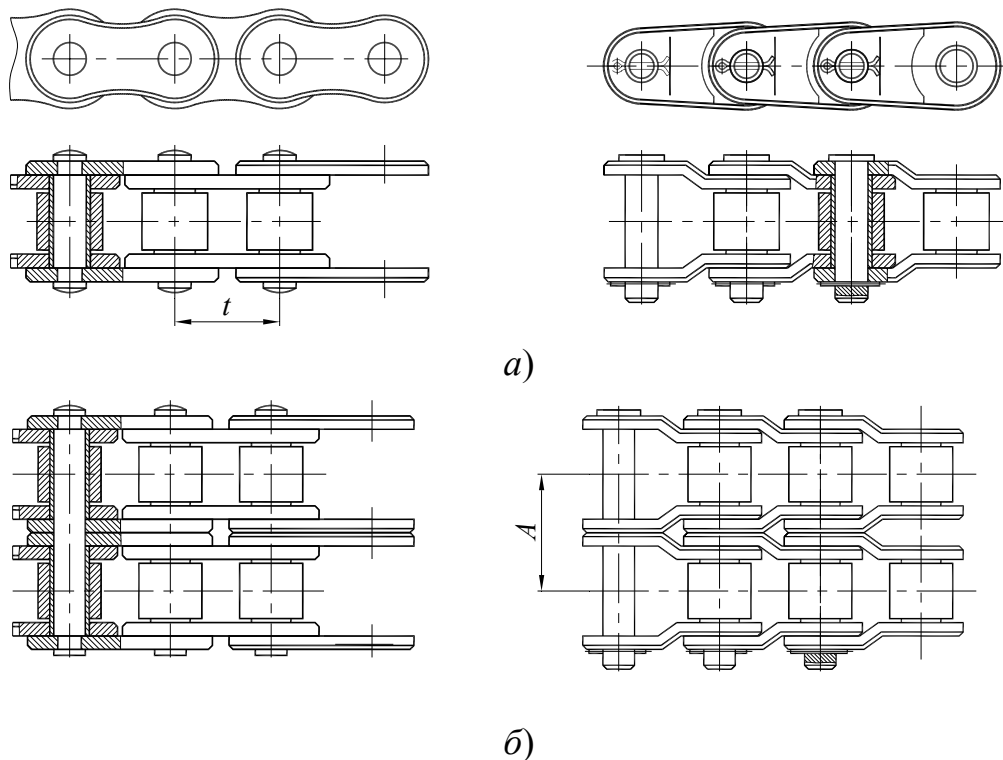


Рис. 4.2.3. Однорядні (а) та дворядні (б) роликові ланцюги

Параметри зазначених ланцюгів наведені у таблиці 4.2.2, з якої слід прийняти найближче стандартне (ДСТ 13568-75) значення кроку ланки ланцюга  $t$  (рис. 4.2.2,а).

4.2.7. Розрахувати середню лінійну швидкість ланцюга (м/с)

$$v = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 10^3}.$$

4.2.8. Уточнити значення  $[p_{\text{л}}]$  з табл. 4.2.1 в залежності від отриманої швидкості  $v$ .

4.2.9. Знайти значення робочого тиску в шарнірі ланцюга (МПа)

$$p_{\text{л}} = \left( \frac{28}{t} \right)^3 \frac{T_1 K_E}{c \cdot z_1}.$$

Якщо умова міцності  $p_{\text{л}} \leq [p_{\text{л}}]$  не виконується, прийняти наступне більше значення кроку ланцюга  $t$  з табл. 4.2.2. Розрахунок повторити, починаючи з п. 4.2.7.

4.2.10. Прийняти оптимальне значення коефіцієнту міжосьової відстані –  $a_t = 30 \dots 50$ .

Таблиця 4.2.2

## Ланцюги приводні роликів (рис. 4.2.2)

Тип ланцюга	Крок $t$ (мм)	$B_{вн}$ (мм)	Діаметри (мм)		Розміри (мм)				$F_p$ (Н)	$m$ (кг/м)
			валика $d$	ролика $d_1$	$h$	$b$	$b_1$	$A$		
ПР	8,00	$\geq 3,0$	2,31	5,00	$< 7,5$	$< 12$	$< 7$	–	4600	0,20
ПР	9,525	$\geq 5,72$	3,28	6,35	$< 8,5$	$< 17$	$< 10$	–	9100	0,45
ПР 2ПР	12,7	$\geq 7,75$	4,45	8,51	$< 11,8$	$< 21$ $< 35$	$< 11$	– 13,92	18200 31800	0,75 1,4
ПРЛ ПР 2ПР	15,875	$\geq 9,65$	5,08	10,16	$< 14,8$	$< 24$ $< 24$ $< 41$	$< 13$	– – 16,59	22700 22700 45400	0,90 1,0 1,9
ПРЛ ПР 2ПР	19,05	$\geq 12,7$	5,96	11,91	$< 18,2$	$< 33$ $< 33$ $< 54$	$< 17$ $< 18$ $< 18$	– – 25,5	29500 31800 72000	1,6 1,9 3,5
ПРЛ ПР 2ПР	25,4	$\geq 15,88$	7,95	15,88	$< 24,2$	$< 39$ $< 39$ $< 68$	$< 22$	– – 29,29	50000 60000 113400	2,6 2,6 5,0
ПРЛ ПР 2ПР	31,75	$\geq 19,05$	9,55	19,05	$< 30,2$	$< 46$ $< 46$ $< 82$	$< 24$	– – 35,76	70000 88500 177000	3,8 3,8 7,3
ПРЛ ПР 2ПР	38,1	$\geq 25,4$	11,12	22,23	$< 36,2$	$< 58$ $< 58$ $< 104$	$< 30$	– – 45,44	100000 127000 254000	5,5 5,5 11,0
ПРЛ ПР 2ПР	44,45	$\geq 25,4$	12,72	25,4	$< 42,4$	$< 62$ $< 62$ $< 110$	$< 34$	– – 48,87	130000 172400 344000	7,5 7,5 14,4
ПРЛ ПР 2ПР	50,8	$\geq 31,75$	14,29	28,58	$< 48,3$	$< 72$ $< 72$ $< 130$	$< 38$	– – 58,55	160000 226800 453000	9,7 9,7 19,1

Примітки: 1.  $h$  – найбільша ширина пластини ланцюга;  $B_{вн}$  – відстань між внутрішніми пластинами ланцюга;  $A$  – відстань між осями рядів ланцюга (рис. 4.2.3). 2. Стандарт ДСТ 13568-75 не поширюється на ланцюги для бурових установ. 3. Допускається зниження руйнівного навантаження для перехідних ланок на 20%.

4.2.11. Розрахувати кількість ланок ланцюга  $l'_t = L/t$

$$l'_t = 2a_t + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{((z_2 - z_1)/2\pi)^2}{a_t}$$

Знайдену кількість ланок ланцюга  $l_t'$  округлити до найближчого цілого парного числа та позначити як  $l_t$ .

4.2.12. Уточнити значення міжосьової відстані  $a$  (мм)

$$a = \frac{1}{4}t \left[ \left( l_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left( l_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right].$$

*Примітка.* Отримане значення  $a$  не округлювати.

4.2.13. Призначити монтажну міжосьову відстань (мм)

$$a_M = 0,995 \cdot a.$$

4.2.14. Розрахувати кількість ударів ланцюга по зубцю зірочки за секунду:

$$w = \frac{4z_1n_1}{60l_t}.$$

Має бути виконана умова  $w \leq [w]$ , де  $[w] = 508/t$ . Якщо ця умова не виконується, необхідно або зменшити значення  $n_1$ , або збільшити кількість ланок  $l_t$  (ціле парне число) і, відповідно, повторити розрахунки починаючи з п. 4.2.12.

4.2.15. Знайти окружне зусилля, що передається ланцюгом (Н)

$$F_t = \frac{10^3 P_1}{v}.$$

4.2.16. Розрахувати коефіцієнт запасу міцності

$$S = \frac{F_p}{F_t \cdot K_1 + F_0 + F_v},$$

де  $F_p$  – руйнівне навантаження для прийнятого ланцюга (табл. 4.2.2.);  $F_0$  – сила попереднього натягу (Н):

$$F_0 = 9,8K_f m \frac{a}{1000}.$$

Тут  $K_f$  – коефіцієнт, що враховує провисання ланцюга ( $K_f = 6$  – передача горизонтальна,  $\theta = 0$ ;  $K_f = 3$  – передача похила;  $K_f = 1$  – пе-

редача вертикальна,  $\theta = 90^\circ$ );  $m$  – маса одного метра ланцюга (погонна маса, табл. 4.2.2).

Натяг ланцюга  $F_v$  від відцентрових сил (Н):

$$F_v = m \cdot v^2.$$

Перевірити виконання умови

$$S \geq [S],$$

де  $[S]$  – нормативний коефіцієнт запасу міцності (табл. 4.2.3).

Таблиця 4.2.3

**Коефіцієнт запасу міцності  $[S]$   
для ланцюгів типу ПР та ПРЛ при  $z_1 \geq 15$**

Крок $t$ (мм)	Частота обертання $n_1$ (об/хв)								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10,0
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
19,05	7,2	7,8	8,0	8,4	8,9	9,4	9,7	10,8	11,7
25,4	7,3	7,6	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12,0	13,3
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11,0	11,8	13,4	–
38,1	7,5	8,0	8,9	9,8	10,8	11,8	12,7	–	–
44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	–	–	–
50,8	7,6	8,3	9,5	10,8	12,0	–	–	–	–

Якщо умова не виконується, необхідно прийняти ланцюг з більшим руйнівним навантаженням і повторити розрахунок з п. 4.2.7.

4.2.17. Розрахувати навантаження на вали від ланцюгової передачі (Н)

$$F_{оп} = K_B F_t + 2F_0,$$

де  $K_B$  – коефіцієнт, що враховує навантаження на вал від нахилу передачі ( $K_B = 1,15$  при  $\theta < 40^\circ$  та  $K_B = 1,05$  при  $\theta > 90^\circ$ ).

4.2.18. Позначити ланцюг відповідно до прикладів:

*ПР-15,875-22,7-1* або *2ПР-12,7-31,8* ,

де перша цифра позначає число рядів (для однорядного ланцюга цифра не ставиться). Букви ПР вказують на тип ланцюга:

- ПР – роликівий нормальної серії;

- ПРЛ – роликовий легкої серії;
- ПРД – роликовий зі збільшеною довжиною ланок;
- ПРИ – роликовий з вигнутими ланками.

Число, що стоїть після букв, – крок ланцюга  $t$  (мм). Послідуюча цифра – граничне руйнівне навантаження  $F_p$  у кН. Остання цифра – вид виконання: 1 – полегшений ланцюг, 2 – нормальне виконання. Відзначимо, що при наявності тільки одного виконання для даного типорозміру ланцюга остання цифра не ставиться.

4.2.19. Побудувати профіль зірочки для приводних роликових та втулкових ланцюгів. Найменування необхідних параметрів та розрахункові формули для них наведені в табл. 4.2.4...4.2.6. При цьому діаметр окружності виступів  $D_e$ , розміри зубців і вінців зірочок у поперечному перерізі обчислювати з точністю до 0,1 (мм), розмір  $D_c$  округлити до цілого, розмір  $b_1$  для однорядної зірочки округлити до цілого меншого значення, усі інші лінійні розміри – з точністю до 0,01 (мм), кутові – до  $1'$  ( $0,001^\circ$ ). Профіль зубців зірочки (ДСТ 591-69) без зміщення центрів дуг западин наведений на рис. 4.2.4.

Таблиця 4.2.4

**Параметри профілів зубців та вінців зірочок  
втулкових та роликових ланцюгів**

Найменування параметра	Позначання	Формула
1. Діаметр елемента, що зачіплюється з зірочкою для: <ul style="list-style-type: none"> <li>• роликових ланцюгів</li> <li>• втулкових ланцюгів</li> </ul>	$D_{ц1}$ $D_{ц2}$	$D_{ц1} = d_1$ – діаметр ролика; $D_{ц2} = d_2$ – діаметр втулки.
2. Геометрична характеристика зачеплення	$\lambda$	$\lambda = t/D_{ц}$
3. Діаметр ділильної окружності (мм)	$d_d$	$d_d = t/\sin(180^\circ/z)$
4. Коефіцієнт висоти зуба для зірочок з $\lambda \leq 2$ .	$K$	З табл. 4.2.5
5. Діаметр окружності виступів (мм)	$D_e$	$D_e = t \cdot [K + \text{ctg}(180^\circ/z)]$
6. Радіус западини (мм)	$r$	$r = 0,5025D_{ц} + 0,05$
7. Діаметр окружності западини (мм)	$D_i$	$D_i = d_d - 2r$

Закінчення табл. 4.2.4

8. Радіус сполучення (мм)	$r_1$	$r_1 = 0,8 D_{\text{ц}} + r$
9. Половина кута западини (град)	$\alpha$	$\alpha = 55^\circ - (60^\circ/z)$
10. Кут сполучення (град)	$\beta$	$\beta = 18^\circ - (56^\circ/z)$
11. Половина кута зуба (град)	$\varphi$	$\varphi = 17^\circ - (64^\circ/z)$
12. Радіус головки зуба (мм)	$r_2$	$r_2 = D_{\text{ц}}(1,24 \cos\varphi + 0,8 \cos\beta - 1,3025) - 0,05$
13. Пряма ділянка профілю (мм)	$CF$	$CF = D_{\text{ц}}(1,24 \sin\varphi - 0,8 \sin\beta)$
14. Відстань від центру дуги западини до центру дуги головки зуба (мм)	$OO_2$	$OO_2 = 1,24 D_{\text{ц}}$
15. Координати точки $O_1$ (мм)	$x_1; y_1$	$x_1 = 0,08 D_{\text{ц}} \cdot \sin\alpha;$ $y_1 = 0,08 \cdot D_{\text{ц}} \cdot \cos\alpha$
16. Координати точки $O_2$ (мм)	$x_2; y_2$	$x_2 = 1,24 \cdot D_{\text{ц}} \cdot \cos(180^\circ/z);$ $y_2 = 1,24 \cdot D_{\text{ц}} \cdot \sin(180^\circ/z)$
17. Найменший радіус закруглення зубця	$r_3$	$r_3 = 1,70 D_{\text{ц}}$
18. Відстань від вершини зубця до лінії центрів дуг заокруглень	$h_3$	$h_3 = 0,80 D_{\text{ц}}$
19. Найбільший діаметр обода (мм)	$D_c$	$D_c = t \cdot \text{ctg}(180^\circ/t) - 1,3h$
20. Радіус заокруглень (мм) • $t \leq 35$ (мм) • $t > 35$ (мм)	$r_4$	$r_4 = 1,6$ $r_4 = 2,5$
21. Ширина зубця зірочки (мм): • однорядної • дворядної	$b_1$ $b_2$	$b_1 = 0,93 \cdot B_{\text{вн}} - 0,15$ $b_2 = 0,90 \cdot B_{\text{вн}} - 0,15$
22. Загальна ширина вінця дворядної зірочки (мм)	$B_2$	$B_2 = A + b_2$

Таблиця 4.2.5

**Коефіцієнт висоти зуба**

$\lambda$	1,4...1,5	1,5...1,6	1,6...1,7	1,7...1,8	1,8...2,0
$K$	0,480	0,532	0,555	0,575	0,6



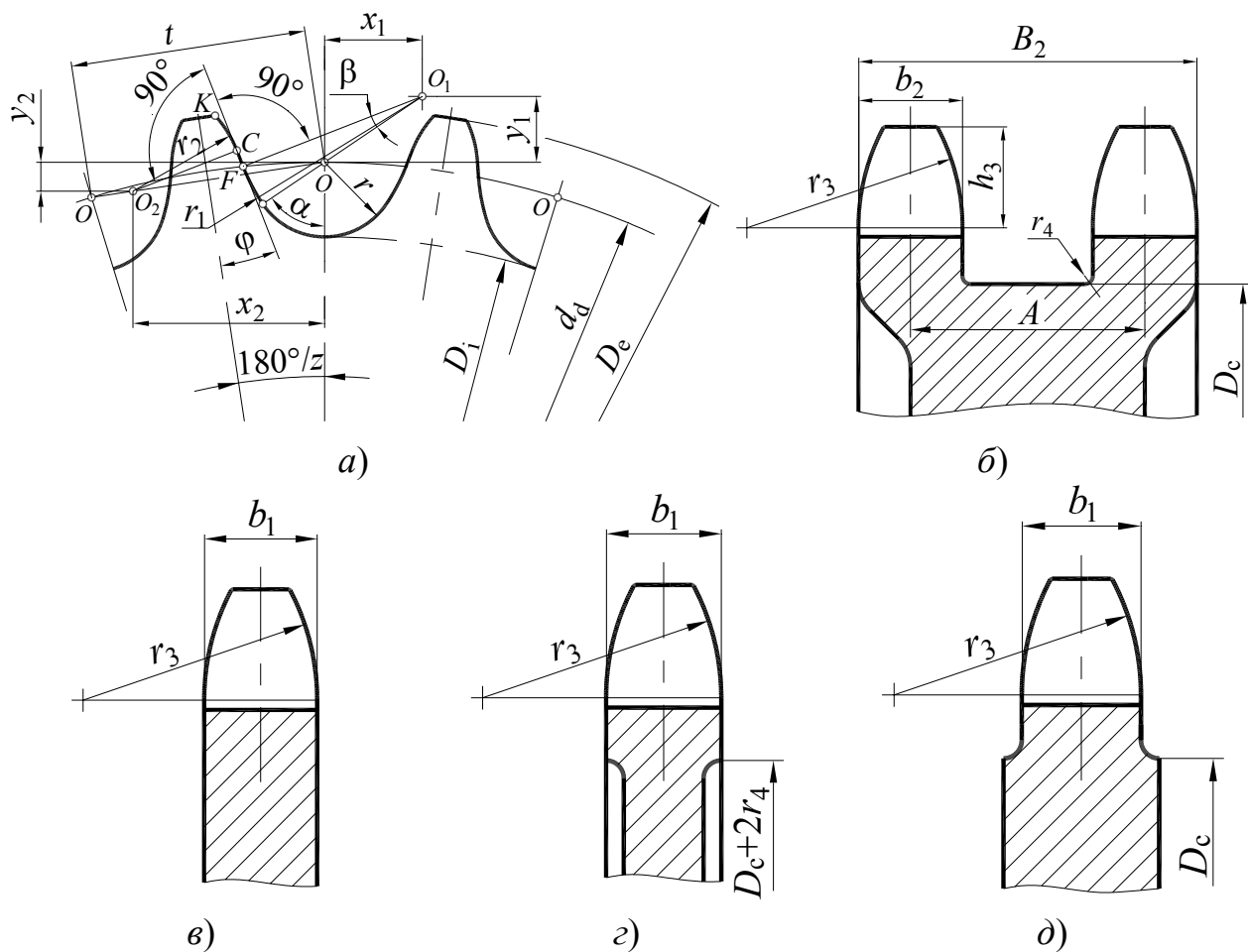


Рис. 4.2.4. Профіль та розміри зубців і вінців зірочок

4.2.20. Матеріал зірочок в залежності від характеру навантаження прийняти за табл. 4.2.6.

Таблиця 4.2.6

### Матеріал зірочок

Марка сталі	Термічна обробка	Твердість (HRC)	Характер навантаження
15X; 20X	цементация + гартування	55...60	навантаження з ударами
40; 50; 45Г 50Г; 45Г2	гартування	50...55	максимальне навантаження
40X; 40ХН; 45ХН	гартування	50...55	максимальне навантаження, підвищена швидкість

### 4.3. ПЕРЕДАЧА З ЗУБЧАСТИМ ЛАНЦЮГОМ

Розрахункова схема передачі зображена на рис. 4.3.1. Приводну ланцюгову передачу слід розміщувати так, щоб лінія, яка з'єднує центри зірочок, складала з горизонтом кут не більш  $45^\circ$ . При цьому ведучою має бути верхня гілка ланцюга.

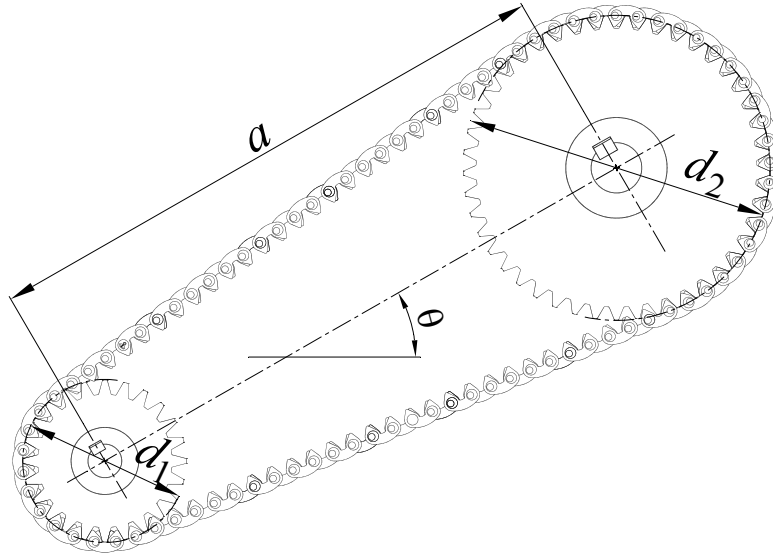


Рис. 4.3.1. Розрахункова схема передачі

Зубчасті приводні ланцюги (ДСТ 13552-81) складаються з ланок, що представляють набір пластин, шарнірно з'єднаних між собою (рис. 4.3.2). Кожна пластина має два зубця та западину між ними для розміщення зубця зірочки.

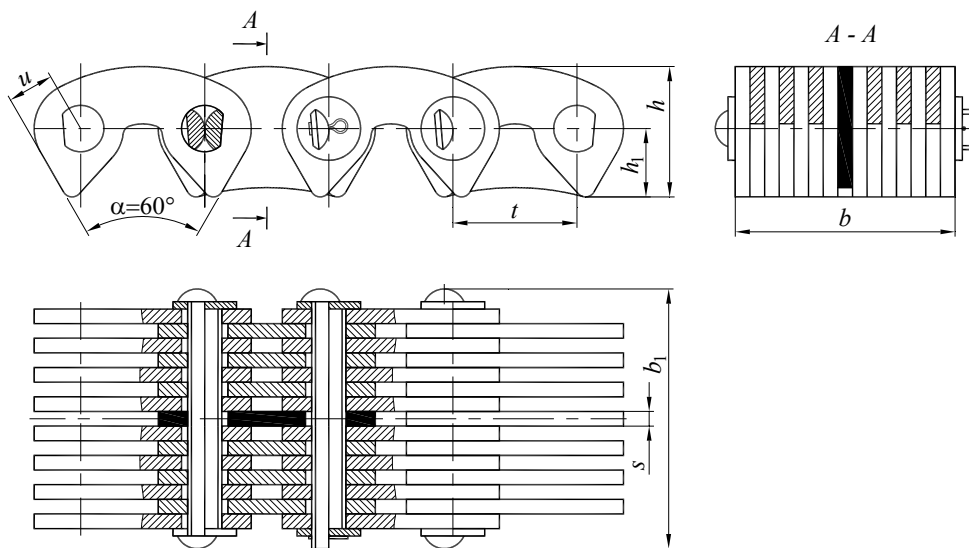


Рис. 4.3.2. Ланцюги зубчасті з одностороннім зачепленням.

Кількість пластин визначає ширина ланцюга  $b$ . Робочими гранями є площини пластин, які розташовані під кутом  $\alpha = 60^\circ$ . Цими гранями кожна ланка ланцюга вклинюється між двома зубцями зірочки, що мають трапецієподібний профіль (рис. 4.3.3). Завдяки цьому зубчасті ланцюги працюють більш плавно, з меншим шумом, краще сприймають ударні навантаження й допускають більш високі швидкості. Однак у порівнянні з іншими зубчасті ланцюги важчі й дорожчі. Для усунення бічного спадання ланцюга із зірочок застосовують напрямні пластини (рис. 4.3.2), розташовані в середині або з боків ланцюга.

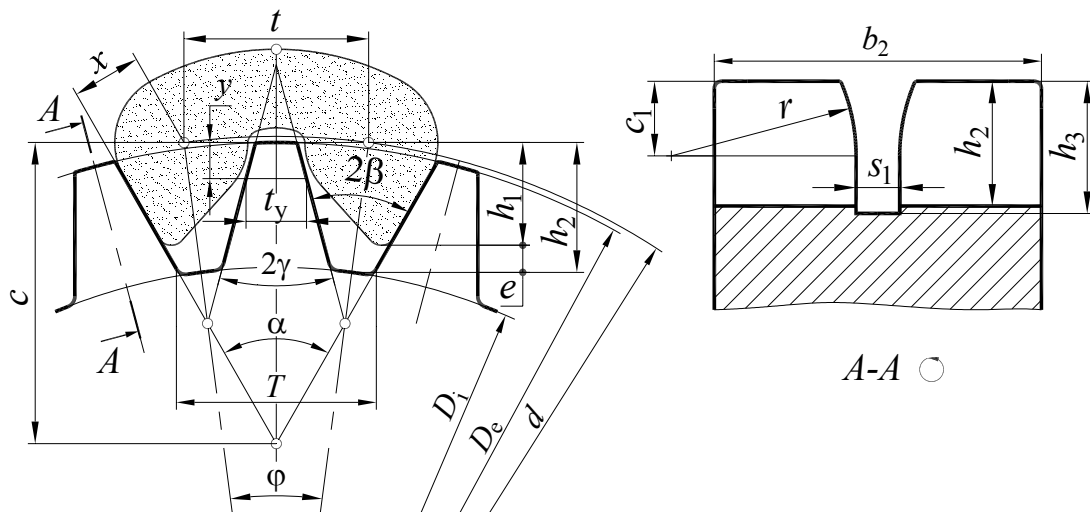


Рис. 4.3.3. Зірочка для зубчастого ланцюга

Параметри зубчастих ланцюгів за ДСТ 13552-81 (рис. 4.3.2) наведені в табл. 4.3.1.

Розрахунок зубчастої ланцюгової передачі може бути виконано згідно з наступним алгоритмом. Вихідні дані на розрахунок наведені у підрозділі 4.1.

4.3.1. Визначити кількість зубців ведучої зірочки

$$z'_1 = 35 - 2 \cdot u .$$

Прийняти найближче ціле непарне (бажано просте) число  $z_1 \geq z_{1\min}$ ,  $z_{1\min} = 11 \dots 13$ .

4.3.2. Обчислити кількість зубців веденої зірочки

$$z'_2 = z_1 u .$$

Прийняти найближче ціле непарне число –  $z_2 \leq z_{2\max} = 120 \dots 140$ .

Таблиця 4.3.1

## Ланцюги зубчасті з одностороннім зачепленням

Крок $t$ (мм)	Розміри (мм)							Руйнівне навантаження $F_p$ (Н)	$m$ (кг/м)
	$b$	$b_1$	$b_2$	$h$	$h_1$	$s$	$x$		
	не більше								
12,7	22,5	28,5	31,5	13,4	7,0	1,5	4,76	26000	1,31
	28,5	34,5	37,5					31000	1,60
	34,5	40,5	43,5					36000	2,00
	40,5	46,5	49,5					42000	2,31
	46,5	52,5	55,5					49000	2,70
15,875	30,0	38,0	41,0	16,7	8,7	2,0	5,95	41000	2,21
	38,0	46,0	49,0					50000	2,71
	46,0	54,0	57,0					58000	3,30
	54,0	62,0	65,0					69000	3,90
	62,0	70,0	73,0					80000	4,41
19,05	45,0	54,0	56,0	20,1	10,5	3,0	7,14	74000	3,90
	57,0	66,0	68,0					89000	4,90
	69,0	78,0	80,0					105000	5,91
	81,0	90,0	92,0					124000	7,00
	93,0	102,0	104,0					143000	8,00
25,4	57,0	66,0	68,0	26,7	13,35	3,0	9,52	101000	8,4
	75,0	84,0	86,0					132000	10,80
	93,0	102,0	104,0					164000	13,20
	111,0	120,0	122,0					196000	15,40
31,75	75,0	85,0	88,0	33,4	16,7	3,0	11,91	166000	14,35
	93,0	103,0	106,0					206000	16,55
	111,0	121,0	124,0					246000	18,80
	129,0	139,0	142,0					286000	21,00

Примітка.  $b$  – ширина ланцюга;  $h_1$  – відстань від осі пластини до вершини зубця ланки;  $s$  – товщина пластини;  $x$  – відстань від центра шарніра до робочої грані ланки.

4.3.3. Уточнити передатне число –  $u = z_2/z_1$ .

4.3.4. Визначити попереднє значення кроку  $t'$  (мм) зубчастого ланцюга (для частот обертання  $n_1 \leq 2650$  (об/хв))

$$t' = 17 \cdot 10^3 \frac{\sqrt[4]{z_1}}{n_1}$$

Прийняти найближче стандартне значення кроку  $t$  (табл. 4.3.1).

4.3.5. Розрахувати коефіцієнт  $K_E$ , що враховує умови монтажу та експлуатації зубчастої ланцюгової передачі (дивись п. 4.2.5).

4.3.6. Знайти мінімальну ширину зубчастого ланцюга  $b'$  (мм)

$$b' = 10 \frac{P_1 K_E}{[P_{10}]},$$

де  $[P_{10}]$  – потужність (кВт), яку може передати зубчастий ланцюг шириною 10 (мм), прийняти за табл. 4.3.2.

Таблиця 4.3.2

**Відносна потужність  $[P_{10}]$**

Крок $t$ (мм)	Швидкість ланцюга $v$ (м/с)						
	1	2	3	4	6	8	10
12,7	0,4	0,8	1,0	1,3	1,6	2,0	2,35
15,875	0,6	1,0	1,3	1,6	2,1	2,5	3,0
19,05	0,8	1,2	1,6	1,9	2,5	3,0	3,5
25,4	1,0	1,6	2,1	2,6	3,4	4,0	4,6
31,75	1,2	2,0	2,6	3,2	4,2	5,1	5,9

4.3.7. З табл. 4.3.1 прийняти ланцюг шириною  $b \geq b'$ .

4.3.8. Прийняти оптимальне значення коефіцієнту міжосьової відстані

$$a_t = 30 \dots 50.$$

4.3.9. Розрахувати кількість ланок зубчастого ланцюга  $l_t$

$$l'_t = 2a_t + \frac{(z_1 + z_2)}{2} + \frac{((z_2 - z_1) / 2\pi)^2}{a_t}.$$

Результат округлити до найближчого цілого парного числа та позначити як  $l_t$ .

4.3.10. Розрахувати кількість ударів ланцюга по зубцю зірочки

$$w = \frac{4 \cdot z_1 \cdot n_1}{60 \cdot l_t}.$$

Має бути виконана умова  $w \leq [w]$ , де  $[w] = 800/t - 0,2 \cdot t$ .

Якщо умова не виконується, необхідно збільшити кількість ланок ланцюга  $l_t$ :

$$l_t \geq \frac{4z_1n_1}{60[w]} \quad (l_t - \text{ціле парне число}).$$

4.3.11. Уточнити міжосьову відстань передачі (мм)

$$a = \frac{1}{4}t \left[ \left( l_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left( l_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right].$$

*Примітка.* Значення  $a$  не округлювати.

4.3.12. Призначити монтажну міжосьову відстань (мм)

$$a_M = 0,995 a.$$

4.3.13. Визначити середню швидкість ланцюга (м/с)

$$v = \frac{z_1 t n_1}{60 \cdot 10^3}.$$

4.3.14. Розрахувати окружне зусилля, що передається ланцюгом (Н)

$$F_t = 10^3 \frac{P_1}{v}.$$

4.3.15. Розрахувати силу попереднього натягу (Н)

$$F_0 = 9,81 \cdot K_f m \frac{a}{1000},$$

де  $m$  – маса одного метра ланцюга (табл. 4.3.1);  $K_f$  – коефіцієнт, що враховує провисання ланцюга ( $K_f = 6$  – передача горизонтальна;  $K_f = 3$  – передача похила;  $K_f = 1$  – передача вертикальна).

4.3.16. Обчислити силу натягу ланцюга від відцентрових сил (Н)

$$F_v = m v^2.$$

4.3.17. Визначити коефіцієнт запасу міцності

$$S = \frac{F_p}{F_t \cdot K_1 + F_0 + F_v},$$

де  $F_p$  – руйнівне навантаження для прийнятого ланцюга (табл. 4.3.1).  
Повинна виконуватись умова міцності

$$S \geq [S],$$

де  $[S]$  – нормативний коефіцієнт запасу міцності (табл. 4.3.3).

Таблиця 4.3.3

**Коефіцієнт запасу міцності  $[S]$  зубчастих ланцюгів (при  $z_1 \geq 17$ )**

Крок $t$ (мм)	Частота обертання $n_1$ (об/хв)								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	20	21	22	23	24	25	26	28	30
15,875	20	21	22	24	25	26	27	30	32
19,05	21	22	23	24	26	28	29	32	35
25,4	21	22	24	26	28	30	32	36	40
31,75	21	22	25	28	30	32	35	40	–

Якщо умова не виконана ( $S < [S]$ ), слід прийняти ланцюг з більшим руйнівним навантаженням, для якого слід виписати параметри ланцюга.

4.3.18. Розрахувати навантаження на вали від ланцюгової передачі (Н)

$$R = K_B F_t + 2F_0.$$

Значення коефіцієнта  $K_B$  зазначені у п. 4.2.17.

4.3.19. Розрахувати та побудувати профіль зірочки. Найменування параметрів та формули наведені в табл. 4.3.4.

Профіль зубців зірочки для приводних зубчастих ланцюгів (ДСТ 13576-81) зображено на рис. 4.3.3.

4.3.20. Матеріал зірочок в залежності від характеру навантаження передачі прийняти за табл. 4.2.7.

4.3.21. Позначити ланцюг згідно до наступного прикладу:

*Ланцюг ПЗ-І-19,05-74-45 ДСТ 13552-81* ,

де ПЗ – скорочення від «привідний зубчастий ланцюг», цифра І вказує на тип ланцюга (з одностороннім зачепленням), наступне число

– крок в мм ( $t = 19,05$ ), «74» – руйнівне навантаження  $F_p$  в кН; останнє число позначає робочу ширину ( $b = 45$  мм).

Таблиця 4.3.4

**Параметри профілів зірочок для зубчастих ланцюгів ( $\alpha = 60^\circ$ )**

Найменування параметра	Позначання	Формула
1. Діаметр ділительної окружності (мм)	$d$	$d = t/\sin(180^\circ/z)$
2. Діаметр зовнішньої окружності (мм)	$D_e$	$D_e = t/\operatorname{tg}(180^\circ/z)$
3. Радіальний зазор (мм)	$e$	$e = 0,1 t$
4. Висота зуба (мм)	$h_2$	$h_2 = h_1 + e$
5. Діаметр окружності западин (мм)	$D_i$	$D_i = d - 2h_2/\cos(180^\circ/z)$
6. Кут повороту ланки на зірочці (град)	$\varphi$	$\varphi = 360^\circ/z$
7. Кут западин зуба (град)	$2\beta$	$2\beta = \alpha - \varphi$
8. Половина кута загострення зуба (град)	$\gamma$	$\gamma = 30^\circ - \varphi$
9. Ширина зуба зірочки (мм)	$b_3$	$b_3 = b + 2s$
10. Радіус скруглення торця зуба та направляючої проточки (мм)	$r$	$r \approx t$
11. Відстань від вершини зуба до лінії центрів (мм)	$c_1$	$c_1 = 0,4 t$
12. Глибина проточки (мм)	$h_3$	$h_3 = 0,75 t$
13. Ширина проточки (мм)	$s_1$	$s_1 = 2s$
14. Радіуси округлень (мм)	$r_1$	$r_1 = 1,6$
Параметри для контролю		
15. Вимірювальна висота зуба (мм)	$y$	$y = u \sin\gamma + 0,1t \cos\gamma$
16. Товщина зуба на висоті $y$ (мм)	$t_y$	$t_y = t - 2(u \cos\gamma - 0,1t \sin\gamma)$
17. Відстань між кромками робочих граней зубців при $\alpha = 60^\circ$ (мм)	$T$	$T = t + (2u - h_2)/0,866$

*Примітка.* Висоту зуба  $h_2$  та зазор  $e$  розраховувати з точністю до 0,1 (мм), інші лінійні розміри – з точністю до 0,01 (мм), кутові розміри – з точністю до 1' (0,017°).



## РОЗДІЛ 5. ЦИЛІНДРИЧНІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ ЗОВНІШНЬОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ

### 5.1. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Представлена у даному розділі методика розрахунку розповсюджується на закриті та відкриті силові евольвентні зубчасті передачі зовнішнього зачеплення, які складаються зі сталевих зубчастих коліс з модулем від 2 (мм).

Окрім цього, для закритих передач (передач редукторів) повинні бути виконані наступні умови:

- вали встановлені у підшипники кочення;
- корпус має достатню жорсткість, внутрішня його камера надійно захищає від попадання бруду, пилу та вологи;
- зубчасте зачеплення змащується рідким мастилом;
- температура мастила в корпусі не перевищує 95 (°C);
- колова швидкість зубчастих коліс у межах 0,25...25 (м/с);
- ступінь точності 7...9 для циліндричних передач за ДСТ 1643-81;
- параметр шорсткості робочих поверхонь зубців становить  $Ra \leq 2,5$  (мкм);
- вихідний контур за ДСТУ ISO 53-2001.

Для відкритих передач (які працюють без герметичного корпусу) умови формулюються наступним чином:

- зубці коліс змащуються густим мастилом;
- ступені точності 9 та 10 за ДСТ 1643-81;
- передачі прямозубі;
- колова швидкість від 0,25 до 20 (м/с);
- ширина коліс не перевищує 10 модулів.

### 5.2. КРИТЕРІЇ РОЗРАХУНКУ

Головною метою розрахунку зубчастих передач є знаходження мінімальних розмірів коліс, при яких забезпечується опір зубців відомим видам пошкоджень протягом заданого терміну роботи.

Виходячи з того, що навантажувальна здатність передачі зале-

жить від її геометричних даних, поставлена задача найбільш раціонально розв'язується при одночасному взаємному зв'язку розрахунків на міцність та на геометрію. Це приводить до циклічності алгоритму: визначення початкових геометричних параметрів передачі з розрахунку на міцність, виходячи з початкового навантаження, а потім коригування значень навантажувальної здатності зубців в залежності від знайдених геометричних розмірів.

Метод циклічного розрахунку закритої циліндричної евольвентної зубчастої передачі базується на стандартах ДСТУ ISO 6336-1-2005 «Розрахунок навантажувальної здатності циліндричних прямозубих і косозубих передач», ДСТ 21354-87 «Передачі зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность», ДСТ 16532-70 «Передачі зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии», ДСТУ ISO 701-2001 «Міжнародна система позначень зубчастих передач. Умовні позначення геометричних даних» та ДСТУ ISO 54-2001 «Передачі зубчасті циліндричні для загального і важкого машинобудування. Модулі».

Для реверсивних зубчастих передач, якщо умови їх роботи (навантаження, термін дії, частота обертання та ін.) змінюються в залежності від напрямку обертання, розрахунки навантажувальної здатності зубців необхідно виконувати для кожної робочої сторони зубця, як для самостійної передачі.

Для відкритої зубчастої передачі розрахунок на міцність зводиться до визначення модуля за витривалістю зубців на вигин (за найбільшим діючим навантаженням).

В курсовому проекті з дисципліни «Деталі машин» проектується зубчастий редуктор як самостійний агрегат. Тому основні параметри циліндричних зубчастих передач (міжосьова відстань  $a_w$ , передатне число  $u$ , коефіцієнт відносної ширини зубчастих коліс  $\psi_{ba}$ ) повинні бути дотримані за ДСТ 2185-66 «Передачі зубчатые цилиндрические. Основные параметры».

Прийняті в посібнику терміни, визначення та позначки відповідають стандартам ДСТ 2354-87, ДСТ 16530-70 і ДСТ 16531-82. Серед них слід відзначити наступні:

**Навантажувальна здатність зубчастої передачі** – навантаження, яке зможе передавати передача протягом заданого терміну служби при заданих режимах навантаження та умовах експлуатації;

**Контактна міцність активних поверхонь зубців** – спроможність активних поверхонь зубців забезпечувати необхідну безпеку проти прогресуючого втомленого викришування, а також запобігання залишкового деформування чи хрумкого руйнування поверхневого шару;

**Міцність зубців на вигин** – спроможність зубців забезпечити необхідну безпеку проти втомленого чи хрумкого злому, а також його залишкового деформування.

### **5.3. ВИДИ ТА ПРИЧИНИ ПОШКОДЖЕННЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС. ВИДИ РОЗРАХУНКІВ НА МІЦНІСТЬ**

Раптове руйнування зубця будь-якого колеса в передачі під час роботи може привести до тяжкої аварії. Причинами таких руйнувань можуть бути:

- пікові навантаження, що перевищують максимально допустиму статичну міцність матеріалу зубця (для пластичних матеріалів таке навантаження викликає пластичну деформацію або руйнування зуба; для хрумких матеріалів – руйнування);
- багаторазові повторні навантаження, що перевищують межу витривалості матеріалу зубців і приводять до виникнення та розповсюдження тріщин втомленості.

В процесі передачі крутного моменту в зачепленні крім нормальної сили виникають сили тертя, які пов'язані з швидкістю ковзання робочих поверхонь зубця. Під впливом цих сил зуб в зачепленні знаходиться в складному напруженому стані. Картина напружень в різних зонах зуба наведена на рис. 5.1.

Найбільш небезпечні для міцності зуба контактні напруження  $\sigma_H$  в зоні безпосереднього контакту пари зубів і напруження вигину  $\sigma_F$ , максимальні значення якого виникають у кореня зуба в точках перетину основного циліндру діаметром  $d_{b1}$  з робочою поверхнею зуба. І контактні напруження  $\sigma_H$  і напруження вигину  $\sigma_F$  змінюються за деякими пульсуючими циклами. Контактні напруження мають місце протягом часу знаходження в зачепленні саме цієї точки лінії поверхні зуба (точка контакту переміщується по робочій поверхні зуба). Напруження вигину діє під час зачеплення пари зубців, що розглядається, за один оберт колеса (якщо має місце одно-

разове навантаження зубця за оберт). Змінний характер контактних напружень та напружень вигину приводить до втомленого руйнування.

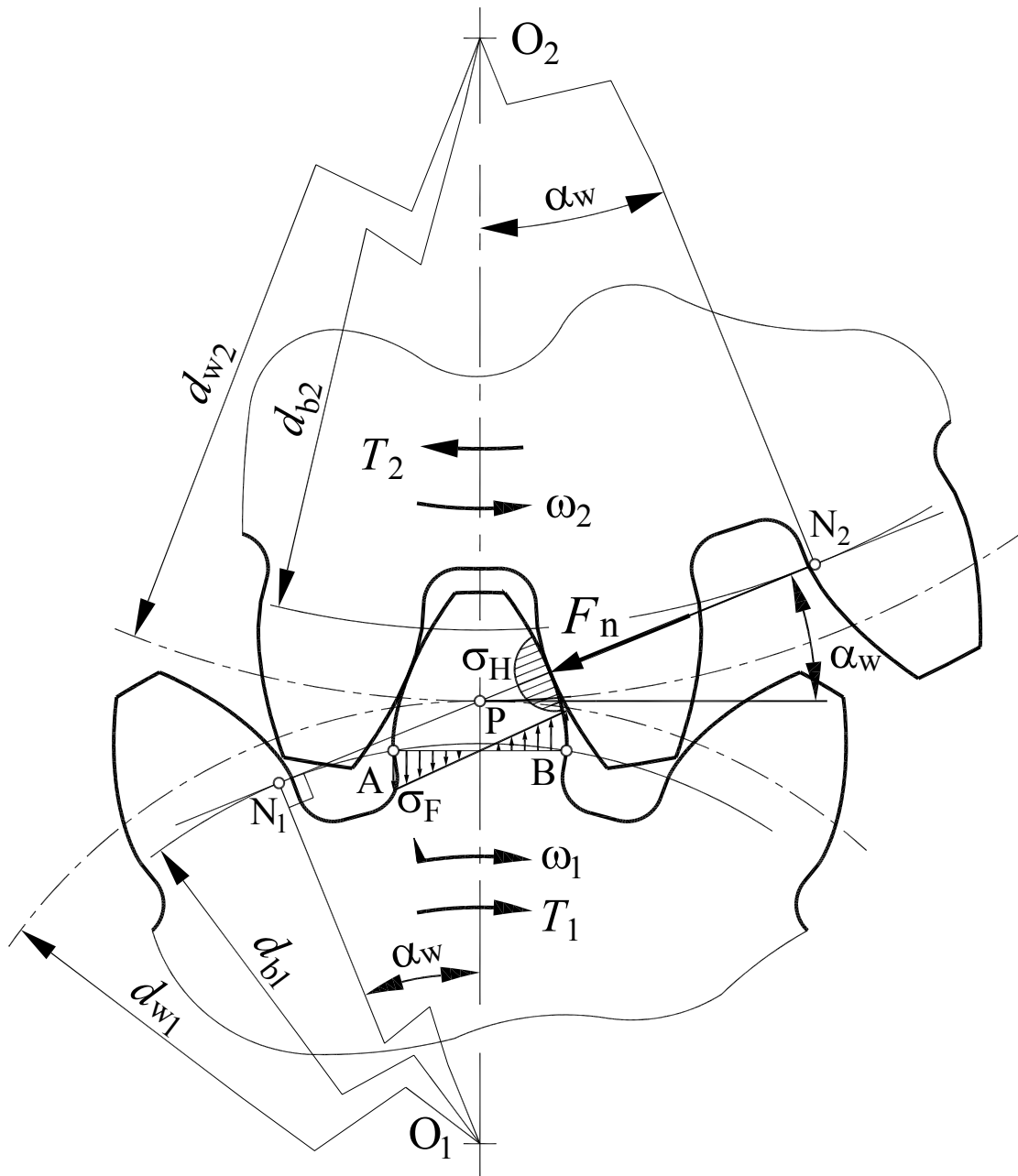


Рис. 5.1. Картина напруженого стану зуба

В окремих випадках пошкодження зубців викликає місцева концентрація напружень, яка обумовлена неточністю виготовлення та монтажу передачі, а також недостатньою жорсткістю усіх деталей передачі (валів, зубчастих коліс, підшипників, корпусів).

В той же час, сили тертя в зачепленні приводять до спрацювання робочих поверхонь зуба та до заїдання.

Втрату працездатності зубчастої передачі називають відмовою. Основні види відмов в зубчастих передачах наступні:

- 1) **Руйнування зубців** – найбільш небезпечний вид відмови внаслідок статичного руйнування під впливом перевантаження чи внаслідок утомленості від циклічних навантажень. Розрізняють мало- та багатоциклову утомленість.
- 2) **Хрумке чи пластичне руйнування** робочих поверхонь під впливом великих перевантажень. В передачах з високою твердістю робочих поверхонь зубців ( $H \geq 40$  HRC) спостерігається хрумке руйнування, в передачах з низькою твердістю ( $H \leq 350$  HB) – пластичне деформування поверхонь.
- 3) **Втомлене руйнування** робочих поверхонь зубців – найбільш розповсюджений вид пошкоджень зубчастих передач, що працюють у закритому корпусі у ванні мастила.
- 4) **Спрацювання**, що проявляється у вигляді перетирання робочих поверхонь абразивними частками. Спрацювання зазвичай має місце в відкритих передачах.
- 5) **Заїдання** – місцеве молекулярне зчеплення контактуючих поверхонь від високого тиску за відсутності плівки мастила. Інколи заїданням закінчується прогресуючим втомленим руйнуванням робочих поверхонь. Цей вид пошкоджень характерний для важко навантажених швидкохідних зубчастих передач.

У відповідності з перерахованими видами пошкоджень виконують такі уніфіковані розрахунки зубчастих передач:

- 1) *на контактну міцність* (параметри, що застосовуються при розрахунку на контактну міцність позначають нижнім індексом Н);
- 2) *на міцність зубців за напруженнями вигину* (параметри, що застосовуються при розрахунку позначають індексом F).

Кожен з цих розрахунків в свою чергу ділиться на:

- 1) розрахунок на контактну міцність активних поверхонь зубців (запобігання втомленого викришування активних поверхонь);
- 2) розрахунок на контактну міцність при дії максимального навантаження (запобігання залишковим деформаціям чи крихкого руйнування поверхневого шару);
- 3) розрахунок на витривалість при вигині (запобігання втомленій поломці зуба);
- 4) розрахунок на міцність при вигині максимальним навантаженням.

Розрахунок зубців на контактну міцність є основним для закритих передач, які працюють у масляній ванні. Основним розрахунком для зубців відкритих передач є розрахунок зубців на міцність при вигині, який являється допоміжним при розрахунку закритих передач при високій твердості зубів. Навантажувальна здатність зубців забезпечується при виконанні критеріїв за табл. 5.1.

Таблиця 5.1

### Критерії навантажувальної здатності

Критерії	Умова навантажувальної здатності	
	за контактними напруженнями	за напруженнями вигину
Міцність	$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$ $\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{max}$	$\sigma_F \leq \sigma_{FP}$ $\sigma_{Fmax} \leq \sigma_{FPmax}$
Безпека	$S_H \geq S_{Hmin}$ $S_{HSt} \geq S_{HStmin}$	$S_F \geq S_{Fmin}$ $S_{FSt} \geq S_{FStmin}$
Ресурс	$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax} (N_L \geq N_K)$	$\sigma_{Fmax} \leq \sigma_{FPmax} (N_L \geq N_K)$
Ймовірність безвідмовної роботи	$P_H \geq P_{Hmin} (N_L \geq N_K)$ $P_{HSt} \geq P_{HStmin} (\sigma_{HSt} \geq \sigma_{Hmax})$	$P_F \geq P_{Fmin} (N_L \geq N_K)$ $P_{FSt} \geq P_{FStmin} (\sigma_{FSt} \geq \sigma_{Fmax})$

*Примітка.*  $S$  – розрахунковий коефіцієнт безпеки для виключення небезпечної контактної втоми;  $S_{St}$  – розрахунковий коефіцієнт безпеки для виключення залишкової деформації чи хрумкого руйнуванні поверхневого шару при максимальному навантаженні;  $\sigma_{max}$  – максимальне напруження за весь термін використання;  $N_L$  – число циклів напружень відповідно до розрахункового терміну служби;  $N_K$  – число циклів напружень відповідно до заданого терміну служби;  $P$  – ймовірність безвідмовної роботи протягом заданого терміну служби;  $P_{min}$  – мінімальне регламентоване значення  $P$ ;  $P_{St}$  – ймовірність безвідмовної роботи при розрахунку за максимальним контактним навантаженням;  $P_{Stmin}$  – мінімальне регламентоване значення  $P_{St}$ .

## 5.4. МАТЕРІАЛИ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС ТА СПОСОБИ ЗМІЦНЕННЯ ЗУБЦІВ

Міцність передачі залежить від матеріалу зубчастих коліс та способу їх хіміко-термічної обробки. При виборі матеріалу та способу зміцнення коліс необхідно враховувати призначення передачі,

її режим роботи, вимоги до габариту та ваги, технологічні вимоги, які пов'язані з обсягом виробництва та можливостями конкретного підприємства, економічні вимоги, пов'язані з коштом матеріалу та витратами на технологію зміцнення, спосіб отримання заготовки та подальшої механічної обробки, тощо.

Звісно, що економічні вимоги пов'язані з технологічними, і особливо з обсягом виробництва – чим більша серія, тим більш обґрунтовані витрати на сучасні технології.

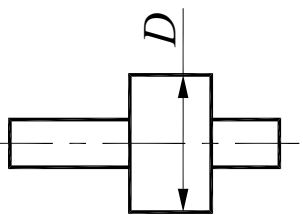
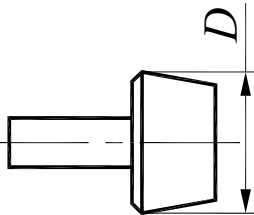
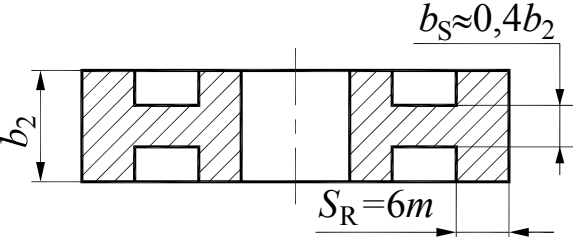
Слід пам'ятати, що в термічно необробленому стані механічні характеристики майже усіх марок сталей близькі, тому використання легованих сталей без термічної обробки недопустимо.

Прогартування сталей різних марок різне: вуглецевих – найменша, високолегованих – найбільша. Для деталей з великим поперечним перерізом не слід використовувати сталі з малим прогартуванням, тому що в цьому випадку неможливо отримати високу твердість робочих поверхонь.

При виборі марки сталі слід враховувати діаметри вал-шестерні та найбільший поперечний переріз вінця колеса з урахуванням припусків на механічну обробку (табл. 5.2).

Таблиця 5.2

**Розміри, що впливають на механічні характеристики деталі**

Вал-шестерня, черв'як		Колесо
$D = d_a + 6$	$D = d_{ae} + 6$	$S = C$ чи $S = \delta$
		

Примітка. При суцільному диску колеса –  $S = b_2$ .

Механічні характеристики найбільш поширених для використання сталей з врахуванням розмірів зубчастих коліс наведені в табл. 5.3.

Таблиця 5.3

## Механічні характеристики сталей

Марка	Переріз (мм)		Твердість $H$		Напруження (МПа)		Термо- обробка
	$D$	$S$	серцевини (НВ)	поверхні (HRC)	$\sigma_B$	$\sigma_T$	
45	–	–	163...192	–	550	270	Н
	125	80	179...207	–	680	320	Н
	80	50	269...302	–	890	630	П
40X	200	125	235...262	–	790	640	П
	125	80	269...302	–	900	750	П
	125	80	269...302	45...55	1000	800	3, В
40XH	315	200	235...262	–	800	630	П
	200	125	269...302	–	920	750	П
	200	125	269...302	48...53	1000	800	3, В
35XГСА	315	200	235...262	–	760	500	П
	200	125	269...302	–	960	880	П
	125	80	269...302	–	1100	960	П
	80	50	269...302	46...53	1700	1350	3, В
20X	125	80	179...207	56...63	650	400	Ц, 3, В
12XH3	200	125	300...400	56...63	920	700	Ц, 3, В
	125	80	300...400	56...63	1000	800	Ц, 3, В
20X2H4A	200	125			1250	1070	
20XH3A	200	125	300...400	56...63	900	700	Ц, 3, В
25XГМ	200	125			1000	800	
18XГТ	200	125	300...400	56...63	1000	800	Ц, 3, В
	125	80			1250	950	
38X2MЮА	–	–	–	63...65	–	–	А

*Примітка.* Умовні позначання термічної обробки: А – азотування; З – загартовування; Н – нормалізація; В – відпуск; П – поліпшення; Ц – цементация.

Для інших сталей, що не знайшли місце в табл. 5.3, межу міцності знаходять:

- для високолегованих сталей –  $\sigma_B = 3,5 \cdot H_{НВ}$ ;
- для всіх інших сталей –  $\sigma_B = 3,2 \cdot H_{НВ}$ .

Якщо відсутні характеристики утомленості сталей, їх можна розрахувати за формулами:

$$\sigma_{-1} \approx 0,43 \cdot \sigma_B;$$

$$\tau_{-1} \approx 0,6 \cdot \sigma_{-1}.$$



Усі зубчасті колеса в залежності від технології виготовлення слід розподілити на дві групи:

- зубчасті колеса, що підлягають термічній обробці до нарізання зубців;
- зубчасті колеса, що підлягають термічній чи хіміко-термічній обробці після нарізання зубців.

Твердість робочих поверхонь зубчастих коліс першої групи не перевищує HB 350. Колеса цієї групи в літературі мають назву “м’яких”. Для їх виготовлення використовують сталі з часткою вуглецю 0,3...0,5 % (марки 45, 50, 50Г, 40Х, 38ХС та ін.). Такі колеса мають невелику навантажувальну спроможність та значні габарити, але їх кінематична точність достатньо висока.

Твердість робочих поверхонь коліс другої групи значно більша (> HRC 40). Такі колеса мають назву “твердих” і використовують переважно в середньо- та високонавантажених зубчастих передачах. Для їх виготовлення використовують сталі з часткою вуглецю 0,35...0,5 % з об’ємним гартуванням. В такому разі твердість робочих поверхонь не перевищує HRC 55. Для виготовлення зубчастих коліс з твердістю робочих поверхонь HRC 56...63 та вище використовують сталі, що підлягають хіміко-термічній обробці (цементациї, нітроцементациї, азотуванню): 20Х, 12ХН3, 20ХН3, 20Х2Н4А, 18ХНМА, 18ХГМ, 18ХГТ, 25ХГТ, 15ХГНТА, 25Х2ГНТА, 20ХГР, 20ХГНР та ін.

Міцність зубчастих коліс, що пройшли цементацию та загартування, суттєво залежить від якостей поверхневого шару (насиченості вуглецем, мікроструктури, твердості), глибини шару та міцності серцевини.

Досить широке розповсюдження знайшло гартування з нагріву струмом високої частоти, яка дає можливість отримати середню навантажувальну спроможність при досить простій технології. В цьому випадку маємо твердість робочих поверхонь HRC 40...50. Принциповий недолік цієї технології – втрата близько двох ступенів точності від жолоблення деталі.

Оптимальна глибина загартованого шару 0,6...0,8 (мм) (інколи до 1,2...1,4 (мм)). Зубці з модулем  $m < 6$  (мм) мають суцільне гартування, при модулі  $m \geq 6$  (мм) – зубці загартовують по контуру.

Викружка зуба гартується погано, та і весь твердий шар на поверхні зуба має не однакову товщину. Рівномірність товщини пове-

рхневого зміцненого шару при гартуванні з індукційного нагріву залежить, головним чином, від типу індуктора. Експлуатація зубчастих коліс, що були зміцнені індукційним гартуванням, показує, що вони мають менший термін працездатності, ніж цементовані чи виконані з об'ємним гартуванням.

Об'ємне гартування підвищує навантажувальну здатність до середньої. Технологія проста, жолоблення помірне, втрачається лише одна ступінь кінематичної точності. Цементация забезпечує високу навантажувальну здатність та стабільність показників. Недоліком цього способу є велике жолоблення, втрата двох ступенів кінематичної точності.

Цементация та послідує об'ємне гартування підвищує рівень витривалості зубців у порівнянні з об'ємним гартуванням при однакових механічних характеристиках серцевини в 1,5...1,6 разів.

Контактна міцність цементованих зубчастих коліс в порівнянні з нормалізованими та поліпшеними приблизно в 5 разів вище. Похибка точності на дві ступені від жолоблення при виготовленні цементованих коліс вимагає шліфовку робочого профілю зубців з досягненням класу шорсткості поверхонь  $R_a=0,8...0,63$  (мкм). Глибина обов'язкової обробки шліфуванням повинна бути не менш 0,12...0,25 (мм), щоб зняти поверхневий шар металу, який пересичений вуглецем та твердими карбідами.

## **5.5. РЕЖИМИ РОБОТИ ПЕРЕДАЧІ. ВИЗНАЧЕННЯ РОЗРАХУНКОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ**

Повне навантаження, яке далі має назву розрахункового, складається з корисного та динамічного навантажень. Корисне або номінальне навантаження діє на зубці в зв'язку з передачею крутного моменту від одного колеса до другого. Динамічне навантаження може бути зовнішнім та навантаженням в зачепленні.

Зовнішнє динамічне навантаження – це приріст навантаження зубчастої передачі від зовнішніх джерел. Враховується введенням коефіцієнтом зовнішнього динамічного навантаження  $K_A$ , який залежить від робочих характеристик приводного і веденого обладнання. Динамічне навантаження в зачепленні виникає із-за порушень кроку зачеплення. Причиною цьому можуть бути помилки виготов-

лення коліс та деформація зубців, валів, підшипників та корпуса редуктора під робочим навантаженням.

Навантаженням зубчастої передачі є крутний момент  $T$  на валу колеса. Характер зміни цього навантаження в часі називають режимом навантаження.

Базовим називають постійний режим, при якому зовнішнє навантаження зостається незмінним при числі циклів більшим бази контактних напружень  $N_{Hlim}$ . Крутний момент на валу колеса для такого режиму має назву номінального.

Постійний режим зустрічається дуже рідко. Фактичне навантаження, за яким працює будь-яка зубчаста передача, змінне у часі і носить імовірний характер. Шляхом статистичної обробки експериментальних записів кривих навантаження можна побудувати графік навантаження.

Графік може бути ступінчастим (гістограма), або у вигляді плавної кривої. Для зручності математичної обробки усі ступені гістограми розміщують в порядку їх зменшення у відносних координатах  $m_i = \frac{T_i}{T_{max}}$  та  $t_i = \frac{N_i}{N_K}$  з рівними масштабами по осям (рис. 5.2), де  $T_i$  – поточне значення крутного моменту;  $T_{max}$  – найбільший момент нормального технологічного процесу;  $N_i$  – число циклів роботи зубця в зачепленні при поточному моменті  $T_i$ ;  $N_K$  – сумарна кількість циклів навантажень за заданий час роботи (напрацювання).

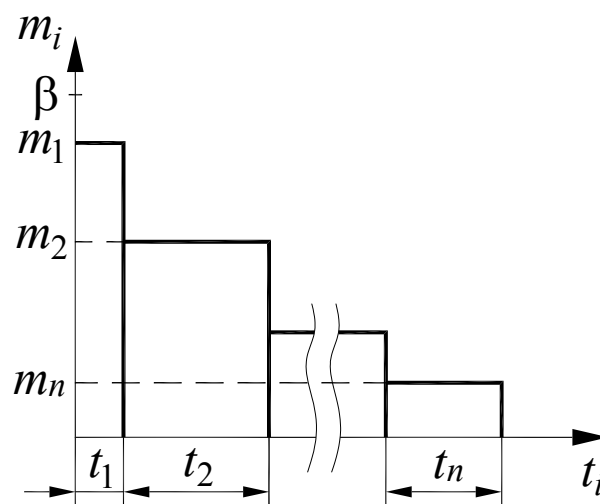


Рис. 5.2. Гістограма навантаження привода машини

Якщо частота обертів вала постійна, то  $t_i \approx L_{hi}/L_h$ , де  $L_{hi}$  – термін дії моменту  $T_i$  в годинах за заданий термін роботи машини  $L_h$  (годин).

Під час роботи мають місце короткочасні пікові моменти  $T_{\text{пік}}$ , більші ніж  $T_{\text{max}}$ . Їх джерело – максимальний момент двигуна, який може бути досягнуто, наприклад, при важкому запуску. Ці пікові моменти до графіка навантаження не враховують, а задають коефіцієнтом перевантаження  $\beta = T_{\text{пік}}/T_{\text{max}}$ , який записується в каталозі електричних двигунів співвідношенням  $T_{\text{max}}/T_{\text{ном}}$ . Доцільно коефіцієнт перевантаження для приводів промислового устаткування обмежити величиною  $\beta = 0,8 \cdot (T_{\text{max}}/T_{\text{ном}})$  за рахунок конструктивних запобіжників. Таким чином, найбільший крутний момент нормального технологічного процесу в середньому буде дорівнювати  $T_{\text{max}} = 1,6 \cdot T_n$  ( $T_n$  – номінальний крутний момент).

При змінному навантаженні розрахунок зубчастої передачі на міцність може виконуватись по одному із нижче наведених методів.

### 1. Метод еквівалентних циклів

Метод еквівалентних циклів орієнтований на приведення змінного навантаження до ступенів циклограми, які визначають найбільше пошкодження в передачі.

1.1. При розрахунку на контактну витривалість за вихідне розрахункове навантаження  $T_{H1}$  приймають найбільший крутний момент на шестерні, для якої число циклів змін напружень не менше  $0,03 \cdot N_{Hlim1}$ . Розрахунковий момент для колеса дорівнює

$$T_{H2} = T_{H1} \cdot u.$$

Еквівалентне число циклів напружень  $N_{HE1}$  зуба шестерні розраховується як

$$N_{HE1} = K_{HE} \cdot N_{Hlim1},$$

де  $K_{HE}$  – коефіцієнт еквівалентності;  $N_{Hlim1}$  – базове число циклів змін напружень ( $N_{Hlim1} \leq 120 \cdot 10^6$ ), яке відповідає межі витривалості матеріалу шестерні

$$N_{Hlim1} = 30 \cdot H_{HB1}^{2,4} ;$$

$H_{HB1}$  – твердість робочої поверхні зубця шестерні в одиницях Брі-неля.

Коефіцієнт еквівалентності  $K_{HE}$  враховує характер циклограми навантажень. Для спрощення розрахунків слід враховувати тільки ту частину циклограми, в якій число циклів дії навантаження не перевищує  $2N_{Hlim1}$ . Для ступінчастої циклограми (див. рис. 5.2)

$$K_{HE} = \sum_i \left( \frac{T_{1i}}{T_{1H}} \right)^3 \cdot \frac{N_i}{N_{Hlim1}} . \quad (5.1)$$

1.2. При розрахунку на витривалість напруженнями вигину за вихідне розрахункове навантаження  $T_{F1}$  приймають найбільше діюче навантаження з числом циклів змін напружень більшим від базового числа циклів напружень при вигині  $N_{Flim} = 5 \cdot 10^4$ , а при плавному характері циклограми напружень – навантаження, якому відповідає  $N_{Flim}$  циклів змін напружень. Цьому навантаженню відповідає еквівалентне число циклів змін напружень вигину

$$N_{FE} = K_{FE} \cdot N_{Flim} ,$$

де  $K_{FE}$  – коефіцієнт еквівалентності, що враховує характер циклограми навантаження:

$$K_{FE} = \sum_i \left( \frac{T_{1i}}{T_{F1}} \right)^{q_F} \frac{N_i}{N_{Flim}} , \quad (5.2)$$

$q_F = 6$  – зубчасте колесо нормалізоване, поліпшене або азотоване;  
 $q_F = 9$  – при об'ємному чи поверхневому гартуванні зубчастого колеса.

## 2. Метод еквівалентних моментів

Еквівалентний момент враховує значення і термін дії усіх рівнів навантажень зубчастої передачі. Він дуже зручний при розрахунках, тому отримав найбільше розповсюдження. Цьому методу слід

надати перевагу і при виконанні курсового проєкту з дисципліни «Деталі машин».

2.1. При розрахунку на контактну витривалість за вихідне розрахункове навантаження  $T_{H1}$  (або  $T_{H2}$ ) приймають еквівалентний момент  $T_{HE1}$ , який при попередніх розрахунках дорівнює

$$T_{HE1} = T_{\max 1} \cdot K_{HE},$$

де  $K_{HE}$  – коефіцієнт еквівалентності:

$$K_{HE} = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^k \left( \frac{T_{1i}}{T_{\max 1}} \right)^3 \frac{N_{1i}}{N_{K1}}},$$

$T_{\max 1}$  – найбільше навантаження для шестерні за циклограмою;  $k$  – кількість ступенів циклограми;  $N_{K1} = 60 \cdot n_1 \cdot c_1 \cdot L_h$  – сумарна кількість циклів навантажень зубця шестерні за весь час роботи;  $c_1$  – кількість зачеплень зубця шестерні за один оберт.

При уточнених розрахунках для випадку  $N_{K1} > N_{Hlim}$  слід враховувати другий нахил кривої витривалості –

$$K_{HE} = \sqrt[10]{\left( \sum_i \left( \frac{T_{1i}}{T_{\max 1}} \right)^3 \frac{N_{1i}}{N_{K1}} \right) \Big|_0^{N_{Hlim}} + \left( \sum_j \left( \frac{T_{1j}}{T_{\max 1}} \right)^{10} \frac{N_{1j}}{N_{K1}} \right) \Big|_{N_{Hlim}}^{N_{K1}}}.$$

2.2. При розрахунку на витривалість напруженням вигину за вихідне розрахункове навантаження  $T_{F1}$  приймають еквівалентний момент  $T_{FE1}$

$$T_{FE1} = T_{\max 1} \cdot K_{FE},$$

де  $K_{FE} = \sqrt[10]{\sum_i \left( \frac{T_{1i}}{T_{\max 1}} \right)^{q_F} \cdot \frac{N_{1i}}{N_{K1}}}$ ;  $q_F$  – приймати за рекомендаціями методу еквівалентних циклів (5.2).

### 3. Метод еквівалентних напружень

Згідно до цього методу, для кожного  $i$ -го ступеню циклограми визначають відповідні розрахункові напруження  $\sigma$ .

3.1. При розрахунку на контактну витривалість визначають еквівалентне напруження  $\sigma_{HE}$ , яке задовольняє умовам  $N_{Kj} > 0,03 \cdot N_{Hlimj}$  та  $\sigma_{Hi} \geq \sigma_{HG}$  ( $\sigma_{HG} \approx 0,75\sigma_{Hlim}$  – пошкоджуюче напруження).

Еквівалентне напруження обчислюють за формулою

$$\sigma_{HE} = K_{HE} \cdot \sigma_{H1},$$

де  $\sigma_{H1}$  – розрахункове напруження, що відповідає першому ступеню циклограми;

$$K_{HE} = \sqrt[6]{\left( \sum_i \frac{N_{1i}}{N_{HK1}} \cdot \left( \frac{\sigma_{Hi}}{\sigma_{H1}} \right)^6 \right)_{\sigma_{Hi} > \sigma_{Hlim}} + \left( \sum_j \frac{N_{1j}}{N_{HK1}} \cdot \frac{\sigma_{Hj}^{20}}{\sigma_{H1}^6 \cdot \sigma_{Hlim}^{14}} \right)_{\substack{\sigma_{Hj} < \sigma_{Hlim} \\ \sigma_{Hj} \geq \sigma_{HG}}}}.$$

де  $N_{HK1}$  – сумарна кількість циклів усіх ступенів циклограми, які прийняті до розрахунку на контактну витривалість;  $\sigma_{Hi}$  – розраховане напруження для  $i$ -го ступеню циклограми;  $N_{1i}$  – кількість циклів змін напружень на  $i$ -му ступеню циклограми.

Якщо усі розраховані напруження  $\sigma_{Hi}$  вище границі витривалості  $\sigma_{Hlim}$ , то

$$K_{HE} = \sqrt[6]{\sum_i \frac{N_{1i}}{N_{HK1}} \cdot \left( \frac{\sigma_{Hi}}{\sigma_{H1}} \right)^6}.$$

Інакше

$$K_{HE} = \sqrt[20]{\sum_i \frac{N_{1i}}{N_{HK1}} \cdot \left( \frac{\sigma_{Hi}}{\sigma_{H1}} \right)^{20}}.$$

3.2. При визначенні еквівалентного напруження на вигин  $\sigma_{FE}$  враховують тільки напруження  $\sigma_{Fi} \geq 0,6 \cdot \sigma_{Flim}$ . Еквівалентне напруження визначають за формулою

$$\sigma_{FE} = K_{FE} \cdot \sigma_{F1},$$

де  $\sigma_{F1}$  – напруження, що відповідає першому ступеню циклограми;

$$K_{FE} = q_F \sqrt{\sum_i \frac{N_{1i}}{N_{FK}} \cdot \left( \frac{\sigma_{Fi}}{\sigma_{F1}} \right)^{q_F}},$$

де  $N_{FK}$  – сумарна кількість циклів усіх ступенів циклограми для шестерні, яка прийнята до розрахунку на витривалість на вигин;  $\sigma_{Fi}$  – розрахункове напруження для  $i$ -го ступеня циклограми;  $N_{1i}$  – кількість циклів напружень зубця шестерні, що відповідає  $i$ -му ступеню циклограми;  $q_F$  – показник кривої витривалості:  $q_F=6$  – зубчасті колеса нормалізовані, поліпшені або азотовані;  $q_F=9$  – при об’ємному чи поверхневому гартуванні зубчастих коліс.

Для уніфікації розрахунків реальні циклограми навантаження зведені до типових, які визначають клас навантаження. Розрізняють сім класів навантажень. Кожному класу навантажень відповідають нормативні коефіцієнти еквівалентності  $K_E$ , сумарний час напрацювання передачі  $L_h$  та коефіцієнт режиму  $x_p = \sum_i m_i t_i$  (рис. 5.3). Ці

параметри зведені до табл. 5.4.

Таблиця 5.4

### Класи навантажень

Клас навантаження	$K_{HE}$	$L_h$ (годин)	Коефіцієнт режиму $x_p$	$K_{FE}$	
				$HB \leq 350$ $q_F = 6$	$HB > 350$ $q_F = 9$
<i>H</i> 1,0	1,0	32000	1,00	1,00	1,00
<i>H</i> 0,8	0,8	16000	0,75	0,81	0,84
<i>H</i> 0,63	0,63	8000	0,5	0,725	0,775
<i>H</i> 0,56	0,56	4000	0,4	0,68	0,745
<i>H</i> 0,5	0,5	2000	0,315	0,645	0,715
<i>H</i> 0,4	0,4	1000	0,2	0,575	0,665
<i>H</i> 0,315	0,315	500	0,125	0,51	0,615

Середній машинний час  $L_h$  використовують для обчислення



сумарного числа циклів навантажень (напрацювань)  $N_{\Sigma}$ , коефіцієнт режиму  $x_p$  – при визначенні значення  $K_{\beta}$  (коефіцієнту нерівномірності розподілу навантаження по ширині зубчастого вінця).

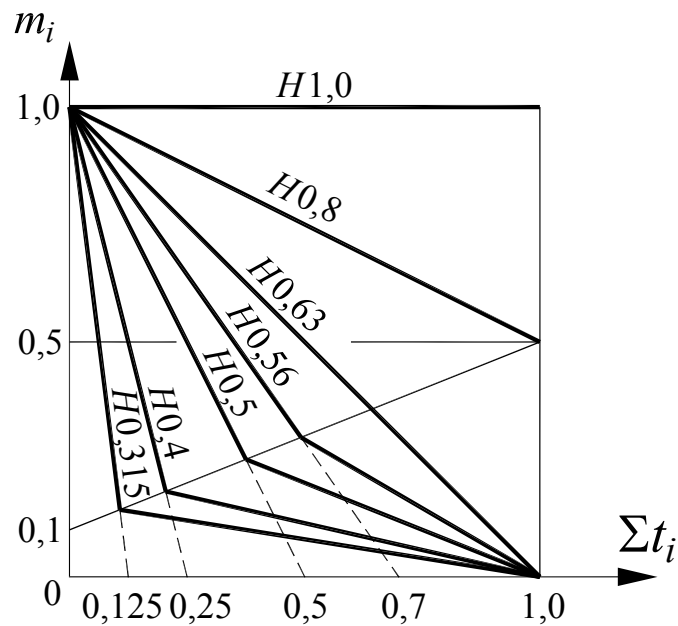


Рис. 5.3. Типові графіки навантаження

Згідно з ДСТ 21354-87 «Передачі зубчасті циліндричні евольвентні зовнішнього зачеплення. Розрахунок на міцність» реальні навантажень зведені до п'яти типових режимів змінних навантажень і одного постійного навантаження (рис. 5.4), параметри яких зведені до табл. 5.5.

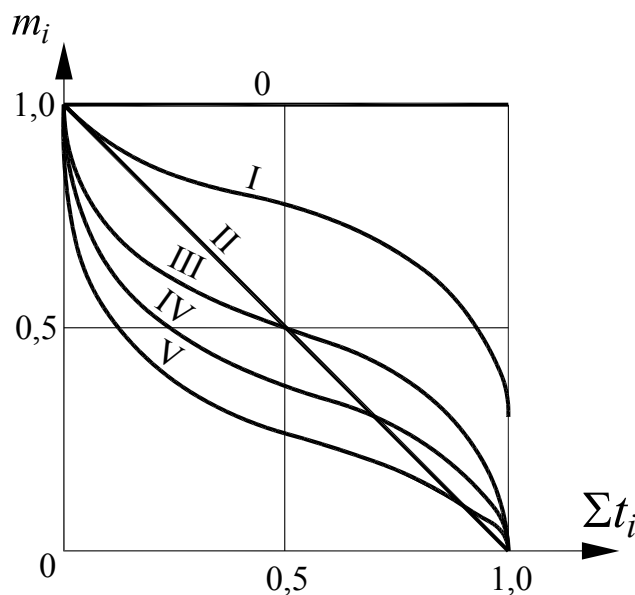


Рис. 5.4. Типові режими навантаження

## Параметри типових режимів навантаження

Номер режиму навантаження	Режим навантаження	$K_{HE}$	$K_{FE}$	
			$q_F = 6$	$q_F = 9$
0	Постійний режим	1,00	1,00	1,00
1	Важкий	0,80	0,82	0,84
2	Середній рівноймовірний	0,63	0,72	0,77
3	Середній нормальний	0,56	0,63	0,69
4	Легкий	0,50	0,58	0,63
5	Особливо легкий	0,40	0,48	0,54

*Примітка.* Використовується метод еквівалентних моментів –  
 $T_{HE1} = K_{HE} \cdot T_{max1}$ ;  $T_{FE1} = K_{FE} \cdot T_{max1}$ .

Розрахункове навантаження на зубчасті колеса складається з:

- номінального при постійному режимі роботи машині або еквівалентного при змінному режимі;
- додаткового зовнішнього динамічного навантаження в залежності від режиму навантаження двигуна та робочої машини;
- внутрішнього динамічного навантаження в зачепленні, що пов'язане з похибками виготовлення та пружною деформацією зубців, валів, підшипників;
- додаткового навантаження зуба на окремій ділянці його довжини, що виникає внаслідок пружних перекосів валів (концентрація навантажень).

Таким чином, розрахункове навантаження (розрахунковий крутний момент на валу шестерні) в загальному вигляді може бути визначено як добуток

$$T_1 = T_{E1} \cdot K,$$

де  $K$  – коефіцієнт навантаження:

$$K = K_A \cdot K_v \cdot K_\beta \cdot K_\alpha,$$

$K_A$  – коефіцієнт, що враховує зовнішнє динамічне навантаження;

$K_v$  – внутрішнє динамічне навантаження;  $K_\beta$  – нерівномірність

розподілу навантаження по довжині контактних ліній;  $K_\alpha$  – розподіл навантаження між зубцями, які одночасно знаходяться в зачепленні.

При розрахунку на контактну міцність з використанням метода еквівалентних моментів

$$T_{H1} = T_{\max 1} \cdot K_{HE} \cdot K_A \cdot K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}.$$

При розрахунку міцності за напруженнями вигину маємо

$$T_{F1} = T_{\max 1} \cdot K_{FE} \cdot K_A \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}.$$

Зовнішнє динамічне навантаження зазвичай враховано у циклограмі, тому застосовують  $K_A = 1$ . Інакше коефіцієнт  $K_A$  приймають згідно з рекомендаціями додатку 4 ДСТ 21354-87.

## **5.6. ВПЛИВ ПОМИЛОК ВИГОТОВЛЕННЯ ТА ПРУЖНИХ ДЕФОРМАЦІЙ НА РОБОТУ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ**

В ідеально точно виготовленій зубчастій передачі з евольвентним зачепленням при відсутності деформуючого зусилля в будь-яку мить передатне число  $u$  буде постійним. В реальних передачах ця умова не виконується внаслідок неминучих помилок виготовлення профілю зуба, неоднакового кроку, напрямків зубів, відхилення осей валів від паралельності та ін. (відношення кутових швидкостей  $\omega_1/\omega_2$  в кожену мить відрізняється від середнього значення  $u = z_2/z_1$ ).

Похибки виготовлення приводять до того, що миттєве передатне число відхиляється в обидві сторони від середнього значення. Це викликає додаткове динамічне навантаження в зачепленні, вібрації, підвищує інтенсивність шуму. Норми точності на циліндричній зубчастій передачі з евольвентним зачепленням регламентуються ДСТ 1643-81. Цим стандартом встановлено 12 ступенів точності виготовлення зубчастих коліс. Ступені точності призначають в залежності від коллової швидкості (табл. 5.6).

## Вибір ступеня точності передачі

Ступінь точності	Колова швидкість $v$ (м/с)			
	Прямі зуби		Непрямі зуби	
	Циліндричні передачі	Конічні передачі	Циліндричні передачі	Конічні передачі
6	15	12	30	20
7	10	8	15	10
8	6	4	10	7
9	2	1,5	4	3

Розподіл навантаження поміж зубами в реальній передачі відрізняється від теоретичного. Це враховується коефіцієнтами  $K_{H\alpha}$  і  $K_{F\alpha}$ , які безпосередньо залежать від ступеня точності та колової швидкості. Для прямозубих передач вони дорівнюють одиниці ( $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$ ). Значення коефіцієнтів  $K_{H\alpha}$  і  $K_{F\alpha}$  для косозубих та шевронних передач приймати з графіків на рис. 5.5.

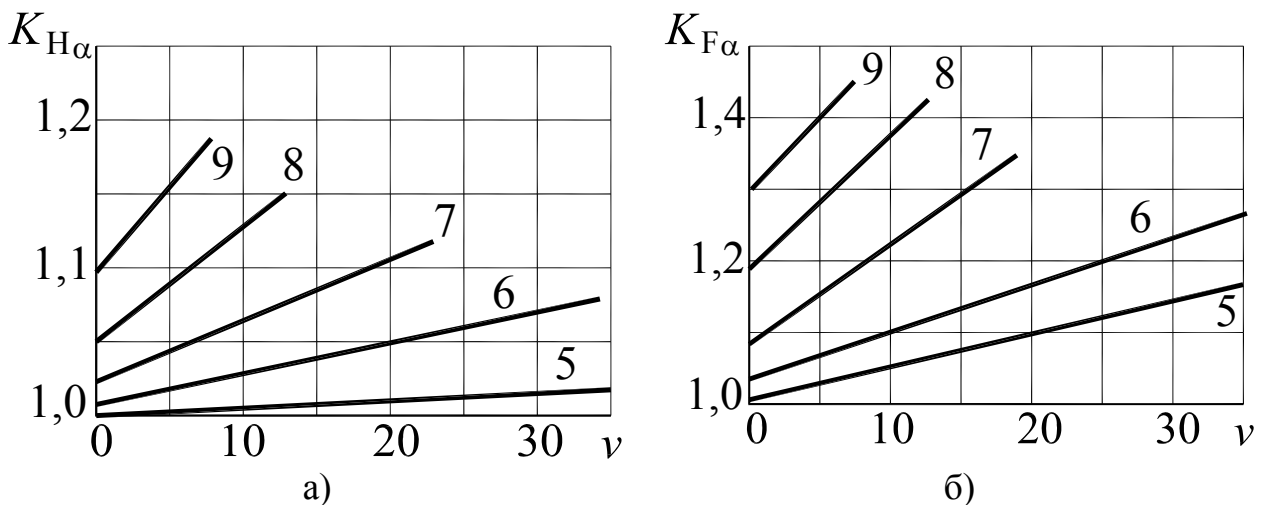


Рис. 5.5. Коефіцієнти  $K_{H\alpha}$  та  $K_{F\alpha}$  для косозубих та шевронних передач

Похибки виготовлення ланок зубчастих передач і пружні деформації валів, корпусів, опор та самих коліс приводять до того, що геометричні осі зубчастих коліс перестають бути паралельними. Перекіс осей на деякий кут  $\gamma_{\Sigma}$ , що вимірюється на площині зачеплення, викликає нерівномірний розподіл навантаження по ширині зубчастого вінця. Ця нерівномірність враховується коефіцієнтами  $K_{H\beta}$  та  $K_{F\beta}$ . Орієнтовні значення цих коефіцієнтів можуть бути ви-

значені за графіками на рис. 5.6 в залежності від кінематичної схеми привода та відносної ширини зубчастого вінця  $\psi_{bd} = b_w/d_w$ . При цьому  $\psi_{bd} = (0,8...0,95) \cdot \psi_{bdmax}$ , де  $\psi_{bdmax}$  слід приймати з табл. 5.7.

Таблиця 5.7

**Орієнтовні значення  $\psi_{bdmax}$**

Розміщення опор відносно зубчастого вінця (рис. 5.6,a)	$\psi_{bdmax}$ при твердості робочих поверхонь зубців	
	$H_{1,2} \leq 350HB$	$H_1 > 350HB$ або $H_2 > 350HB$
1.1. Симетричне та поблизу зубчастого вінця (схеми 5 та 6)	1,2...1,35	0,9...1,0
1.2. Несиметричне при високій жорсткості конструкцій (схема 4)		
2. Несиметричне (схеми 2 та 3)	1,0...1,1	0,66...0,75
3. По одну сторону від зубчастого вінця (схема 1)	0,6...0,7	0,45...0,55

*Примітки:* При постійному навантаженні значення  $\psi_{bd}$  можуть бути збільшені на 15...20 %.

В коробках передач з зовнішнім зачепленням –  $\psi_{bd} \leq 0,15 \cdot (u + 1)$ .

Мінливість передатного числа приводить до додаткових динамічних навантажень в зачепленні. Тому при розрахунках на контактну міцність та міцність при вигині ці навантаження враховуються коефіцієнтами  $K_{HV}$  та  $K_{FV}$ , які мають досить широкий діапазон значень. В ДСТ 21354-87 прийнято розрахунок динамічних навантажень в зубчастих передачах за теорією удару. Для наближених розрахунків прямозубих передач допускається використовувати значення коефіцієнтів  $K_{HV}$  і  $K_{FV}$  із табл. 5.8.

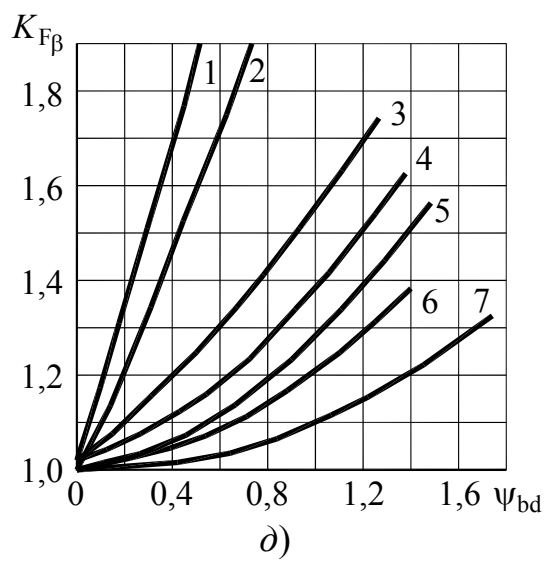
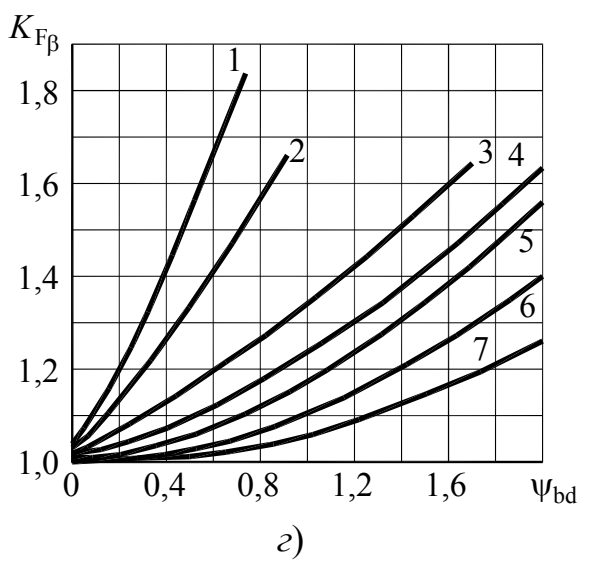
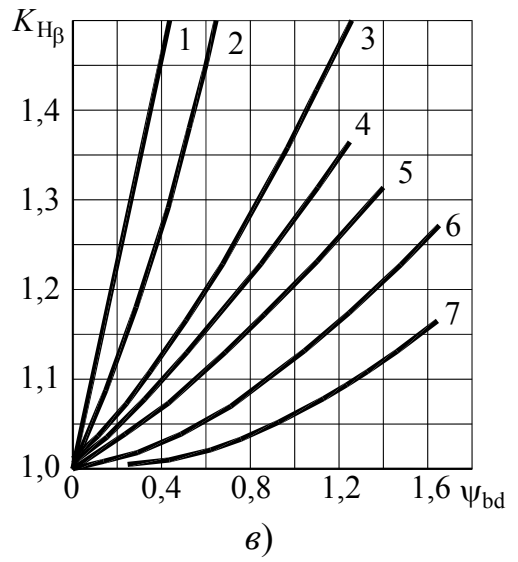
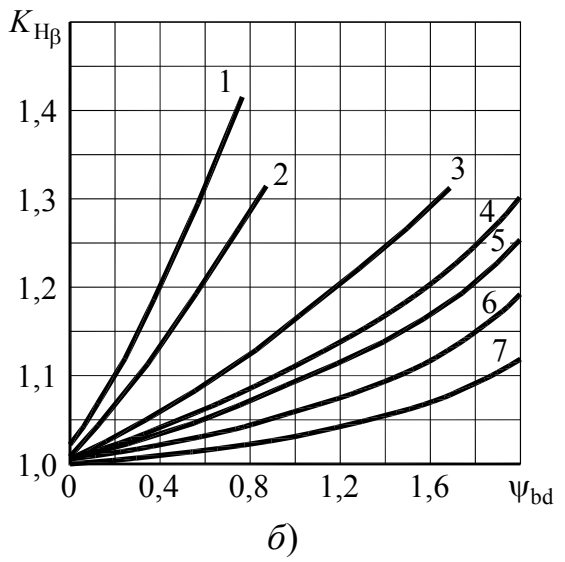
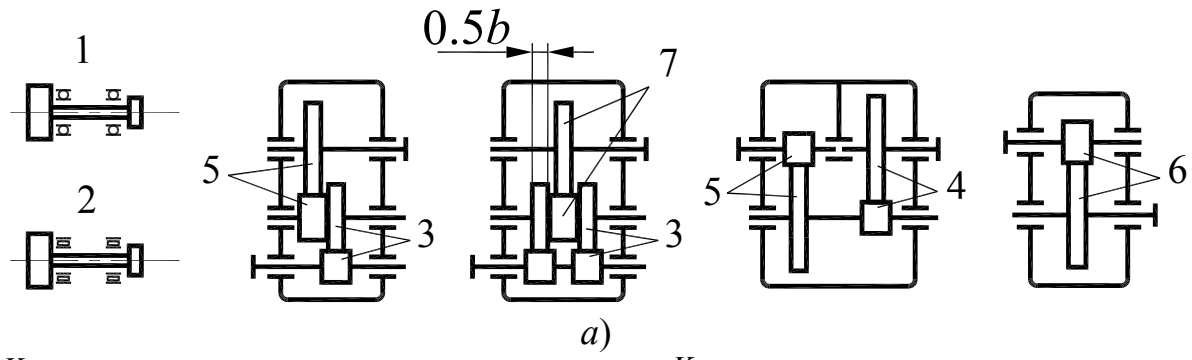


Рис. 5.6. Значення коефіцієнтів  $K_{H\beta}$  та  $K_{F\beta}$  для циліндричних зубчастих передач: а) схема передач; б) значення  $K_{H\beta}$  при  $H_{1,2} \leq 350HB$ ; в) значення  $K_{H\beta}$  при  $H_1 > 350HB$  або  $H_2 > 350HB$ ; г) значення  $K_{F\beta}$  при  $H_{1,2} < 350HB$ ; д) значення  $K_{F\beta}$  при  $H_1 > 350HB$  або  $H_2 > 350HB$

Таблиця 5.8

## Коефіцієнт динамічності навантаження

Ступінь точності	Твердість поверхонь (НВ)	$K_{Hv}$					$K_{Fv}$				
		$v$ (м/с)									
		1	5	10	15	20	1	5	10	15	20
6	$H_{1,2} > 350$	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,10}{1,06}$	$\frac{1,20}{1,08}$	$\frac{1,30}{1,12}$	$\frac{1,40}{1,16}$	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,10}{1,06}$	$\frac{1,20}{1,08}$	$\frac{1,30}{1,12}$	$\frac{1,40}{1,16}$
	$H_1$ або $H_2 > 350$	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,16}{1,01}$	$\frac{1,32}{1,13}$	$\frac{1,48}{1,19}$	$\frac{1,64}{1,26}$	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,32}{1,13}$	$\frac{1,64}{1,26}$	$\frac{1,96}{1,38}$	$\frac{-}{1,51}$
7	$H_{1,2} > 350$	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,12}{1,05}$	$\frac{1,25}{1,10}$	$\frac{1,37}{1,15}$	$\frac{1,5}{1,20}$	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,12}{1,05}$	$\frac{1,25}{1,10}$	$\frac{1,37}{1,15}$	$\frac{1,5}{1,20}$
	$H_1$ або $H_2 > 350$	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,20}{1,08}$	$\frac{1,40}{1,16}$	$\frac{1,6}{1,24}$	$\frac{1,80}{1,32}$	$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,40}{1,16}$	$\frac{1,80}{1,32}$	$\frac{-}{1,48}$	$\frac{-}{1,64}$
8	$H_{1,2} > 350$	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,30}{1,12}$	$\frac{1,45}{1,18}$	$\frac{1,60}{1,24}$	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,30}{1,12}$	$\frac{1,45}{1,18}$	$\frac{1,60}{1,24}$
	$H_1$ або $H_2 > 350$	$\frac{1,05}{1,02}$	$\frac{1,24}{1,10}$	$\frac{1,48}{1,19}$	$\frac{1,72}{1,29}$	$\frac{1,96}{1,38}$	$\frac{1,10}{1,04}$	$\frac{1,48}{1,19}$	$\frac{1,96}{1,38}$	$\frac{-}{1,58}$	$\frac{-}{1,77}$
9	$H_{1,2} > 350$	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,35}{1,14}$	$\frac{1,52}{1,21}$	$\frac{1,70}{1,28}$	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,35}{1,14}$	$\frac{1,52}{1,21}$	$\frac{1,70}{1,28}$
	$H_1$ або $H_2 > 350$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,28}{1,11}$	$\frac{1,56}{1,22}$	$\frac{1,84}{1,34}$	$\frac{-}{1,45}$	$\frac{1,11}{1,04}$	$\frac{1,56}{1,22}$	$\frac{-}{1,45}$	$\frac{-}{1,67}$	$\frac{-}{-}$

## 5.7. ДОПУСТИМІ НАПРУЖЕННЯ

Контактна міцність, а звідси і допустимі напруження, передусім залежить від твердості та шорсткості робочих поверхонь зубців, режиму роботи передач, в'язкості мастила та абсолютних розмірів деталей.

Допустимі напруження при розрахунку на вигин залежать від характеру роботи зуба під навантаженням (працює зуб тільки однією чи обома сторонами), межі текучості  $\sigma_T$ , межі витривалості  $\sigma_{-1}$  металу, способу термічної обробки та ін. Таким чином, допустимі напруження, а також маса та габаритні розміри передачі фактично залежать від марки сталі та прийнятого способу термічної обробки.

Для зубчастих коліс в серійному та масовому виробництвах необхідно вибирати матеріал та термічну обробку такими, щоб забезпечити найвищу твердість робочих поверхонь зубців  $H$  при ви-

сокій міцності зубців на вигин. Цим вимогам найбільш повно відповідають леговані сталі, які підлягають цементації та нітроцементації.

Використання зубчастих коліс з  $H \leq 350$  НВ виправдано тільки в окремих випадках (наприклад, великогабаритні передачі вантажопідйомних чи поворотних пристроїв), а також при одиночному виготовленні.

Допустимі контактні напруження  $\sigma_{HPj}$  (МПа) для циліндричних зубчастих передач знаходять окремо для шестерні (індекс  $j = 1$ ) та колеса ( $j = 2$ ) за формулою

$$\sigma_{HPj} = 0,9 \cdot \frac{\sigma_{Hlimbj} \cdot Z_{Nj}}{S_H^*}, \quad (5.3)$$

де  $\sigma_{Hlimbj}$  – межа контактної витривалості (МПа);  $S_H^*$  – коефіцієнт запасу міцності;  $Z_{Nj}$  – коефіцієнт терміну роботи.

В якості допустимого розрахункового контактного напруження передачі приймають:

- для прямозубих передач мінімальну з двох розрахованих значень  $\sigma_{HP1}$  та  $\sigma_{HP2}$  –

$$\sigma_{HP} = \min \{ \sigma_{HP1}; \sigma_{HP2} \}; \quad (5.4)$$

- для косозубих та шевронних передач

$$\sigma_{HP} = 0,45 (\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}); \quad (5.5)$$

при виконанні умови

$$\sigma_{HP} \leq 1,25 \cdot \min \{ \sigma_{HP1}; \sigma_{HP2} \}.$$

Межу контактної витривалості  $\sigma_{Hminbj}$  окремо для шестерні ( $j = 1$ ) та колеса ( $j = 2$ ) знаходять за формулами табл. 5.9, у якій наведений також коефіцієнт запасу міцності  $S_H^*$  в залежності від структури металу.



Межа контактної витривалості  $\sigma_{Hlimb}$ 

Спосіб термічної та хіміко-термічної обробки	Середня твердість поверхонь зубців	Сталь	$\sigma_{Hlimb}$ (МПа)	$S_H^*$
Відпал, нормалізація або поліпшення	< 350 HB	Вуглецева та легована	$\sigma_{Hlimb} = 2H_{HB} + 70$	1,1
Об'ємне та поверхневе гартування	38...50 HRC		$\sigma_{Hlimb} = 17H_{HRC} + 200$	
Цементация та нітроцементация	> 56 HRC	Легована	$\sigma_{Hlimb} = 23H_{HRC}$	1,2
Азотування	550...750 HV		$\sigma_{Hlimb} = 1050$	

Коефіцієнт терміну роботи  $Z_{Nj}$ , якщо  $N_{Kj} \leq N_{Hlimj}$ , розраховують як:

$$Z_{Nj} = 6 \sqrt{\frac{N_{Hlimj}}{N_{Kj}}},$$

але не більше 2,6 для однорідної структури матеріалу та 1,8 для поверхневого зміцнення.

Якщо  $N_{Kj} > N_{Hlimj}$ , то

$$Z_{Nj} = 20 \sqrt{\frac{N_{Hlimj}}{N_{Kj}}},$$

але не менше 0,75.

Тут  $N_{Hlimj}$  – базове число циклів напружень ( $N_{Hlimj} \leq 120 \cdot 10^6$ ), яке відповідає межі витривалості,

$$N_{Hlimj} = 30 \cdot H_{HBj}^{2,4}; \quad (5.7)$$

$N_{Kj}$  – число циклів напружень в залежності від заданого терміну служби,

$$N_{Kj} = 60 \cdot n_j \cdot c_j \cdot L_h, \quad (5.8)$$

де  $n_j$  – частота обертання (об/хв);  $c_j$  – кількість зачеплень за один оберт;  $L_h$  – заданий термін служби (годин).

Допустиме контактне напруження при максимальному навантаженні, яке не викликає залишкових деформацій чи хрупкого руйнування поверхневого шару  $\sigma_{HPmax}$ , залежить від способу хіміко-термічної обробки зубчастого колеса та характеру зміни твердості по глибині зуба:

1) для зубчастих коліс, що пройшли нормалізацію, поліпшення або об'ємне загартовування, приймають

$$\sigma_{HPmax} = 2,8 \cdot \sigma_T; \quad (5.9)$$

2) для зубців, що пройшли цементацію або контурне гартування, маємо

$$\sigma_{HPmax} = 44 \cdot H_{HRC}. \quad (5.10)$$

Допустиме напруження при розрахунку на усталений вигин розраховують окремо для шестерні та колеса за формулою

$$\sigma_{FPj} = 0,8 \frac{\sigma_{Flimb}^0}{S_F} \cdot Y_{Nj}, \quad (5.11)$$

де  $\sigma_{Flimb}^0$  – межа витривалості зубців при розрахунку на вигин, яка відповідає базовому числу циклів напружень (МПа);  $S_F$  – коефіцієнт запасу міцності при розрахунку на вигин;  $Y_{Nj}$  – коефіцієнт терміну служби.

Значення  $\sigma_{Flimb}^0$  та  $S_F$  слід приймати з табл. 5.10.

Коефіцієнт терміну служби  $Y_{Nj}$  ( $Y_{Nj} \geq 1$ ) розраховують за формулою

$$Y_{Nj} = q_F \sqrt{\frac{N_{Flim}}{N_{Kj}}}. \quad (5.12)$$

Для зубчастих коліс з однорідною структурою матеріалу, після індукційного гартування, та зубчастих коліс з шліфованою перехідною поверхнею, незалежно від твердості та термічної обробки їх зубців показник степеня  $q_F = 6$ . Для зубчастих коліс, що азотовані, цементовані та нітроцементовані з нешліфованою перехідною поверхнею показник степеня  $q_F = 9$ .

Межа витривалості  $\sigma_{\text{Flimb}}^0$  при розрахунках на вигин

Сталь	Термообробка	Твердість		$\sigma_{\text{Flimb}}^0$ (МПа)	$S_F$	$\sigma_{\text{FSt}}^0$ (МПа)
		поверхні	серцевини			
1. Легована, яка містить нікель більш 1% та хрому 1%	Цементация та гартування	57...63 HRC	30...45 HRC	950	1,55	2800
2. Легована усіх інших марок		57...63 HRC	30...45 HRC	800	1,65	2000
3. Хромомарганцева з молібденом	Нітроцементация та гартування	57...63 HRC	30...45 HRC	1000	1,55	2500
4. Легована, яка не містить молібден				750		2200
5. Вуглецева та легована, яка містить вуглець більш 0,15%	Нормалізація, поліпшення	180...350 НВ		$1,75 \cdot H_{\text{НВ}}$	1,7	$6,5 \cdot H_{\text{НВ}}$
6. Легована, що містить вуглець 0,4...0,55 %	Об'ємне гартування	45...55 HRC		580	1,7	2500
7. Інша легована				500	1,7	2250
8. Вуглецева та легована	Гартування з індукційного нагріву	48...55 HRC		390	1,7	2250

Найбільші значення  $Y_N - Y_{N_{\text{max}}} = 4$  при  $q_F = 6$ ;  $Y_{N_{\text{max}}} = 2,5$  при  $q_F = 9$ .

Базове число циклів перемін напружень  $N_{\text{Flim}}$  для усіх марок сталей прийняти  $N_{\text{Flim}} = 4 \cdot 10^6$ . Число циклів напружень в залежності із заданим терміном служби  $N_K$  розраховувати за формулою (5.8). Якщо  $N_K > N_{\text{Flim}}$ , прийняти  $Y_N = 1$ .

На стадії проектного розрахунку допустимі напруження на вигин можуть бути обчислені за спрощеною формулою

$$\sigma_{\text{FP}j} = 0,4 \cdot \sigma_{\text{Flimb}j}^0 \cdot Y_{Nj}. \quad (5.13)$$

Для реверсивних зубчастих передач  $\sigma_{\text{FP}j}$  слід зменшити на 25 %.

Найбільше значення допустимого напруження на вигин від максимальним навантаженням слід визначити окремо для шестерні та колеса згідно формули

$$\sigma_{FPmax j} = 0,9 \cdot \frac{\sigma_{FStj}^0}{S_{FSt}}, \quad (5.14)$$

де  $\sigma_{FStj}^0$  – базове значення найбільшого напруження зубців на вигин максимальним навантаженням (МПа) (табл. 5.9);  $S_{FSt}$  – коефіцієнт запасу міцності:  $S_{FSt} = 1,75$  для поковок та штамповок;  $S_{FSt} = 1,95$  для прокату та  $S_{FSt} = 2,2$  для ливарних заготовок.

## 5.8. РОЗРАХУНОК ДОПУСТИМИХ НАПРУЖЕНЬ

До початку розрахунку допустимих напружень необхідно призначити марку сталі та спосіб термічної обробки окремо для шестерні та зубчастого колеса, спираючись на рекомендації розділу 5.4.

Вихідні дані, які необхідні для розрахунку допустимих напружень (задані, прийняті та раніш розраховані величини) звести до табл. 5.11.

Послідовність розрахунків допустимих напружень слід виконувати за алгоритмом, схема якого зображена на рис. 5.7.

Цей алгоритм, який базується на методі еквівалентних моментів, може бути легко реалізовано у вигляді відповідної програми на ПК чи послідовним розрахунком на калькуляторі. Відзначимо основні етапи алгоритму.

1. Розрахувати базове число циклів напружень, що відповідає межі витривалості за формулою (5.7) в залежності від прийнятого способу термічної обробки

$$N_{Hlim j} = H_{HB j}^{2,4},$$

де  $j=1$  – для шестерні;  $j=2$  – для колеса.

Якщо  $N_{Hlim j} > 120 \cdot 10^6$ , прийняти  $N_{Hlim1} = 120 \cdot 10^6$ .

2. Визначити число циклів напружень для шестерні та колеса за весь заданий термін служби

$$N_{Kj} = 60 \cdot n_j \cdot c_j \cdot L_h.$$

**Вихідні дані для визначення допустимих напружень  
при розрахунку евольвентних циліндричних зубчастих передач**

Вихідні дані	Позначання	Значення	Посилання
1. Термін довговічності передачі (годин)	$L_h$		Завдання на проектування
2. Частота обертання вала шестерні (об/хв)	$n_1$		Кінематичний розрахунок привода
3. Передатне число	$u$		
4. Число зачеплень за один оберт шестерні та колеса	$c_1$		
	$c_2$		
5. Марка сталі шестерні та колеса	шестерня		табл. 5.4
	колесо		
6. Спосіб термообробки шестерні та колеса	шестерня		
	колесо		
7. Твердість робочих поверхонь зубців шестерні та колеса	$H_1$		Прийняти в залежності від способу термообробки
	$H_2$		
8. Кут нахилу лінії зуба (град)	$\beta$		Задатися: $\beta=0^\circ$ – передача прямозуба; $\beta=8^\circ \dots 20^\circ$ – косозуба; $\beta=30^\circ \dots 45^\circ$ – шевронна
9. Показник степеня радикала для розрахунку коефіцієнта терміну служби	$q_F$		(5.12)

3. Визначити коефіцієнт довговічності  $Z_{Nj}$  якщо  $N_{Kj} \leq N_{Hlimj}$ :

$$Z_{Nj} = \sqrt[6]{\frac{N_{Hlimj}}{N_{Kj}}}$$

Результат не повинен перевищувати 2,6 для однорідної структури матеріалу ( $H_{1,2} \leq 350 \text{ HB}$ ) та 1,8 для поверхневого зміцнення ( $H_{1,2} > 350 \text{ HB}$ ).

У випадку  $N_{Kj} > N_{Hlimj}$

$$Z_{Nj} = 20 \sqrt[6]{\frac{N_{Hlimj}}{N_{Kj}}}, \quad (Z_{Nj} \geq 0,75).$$

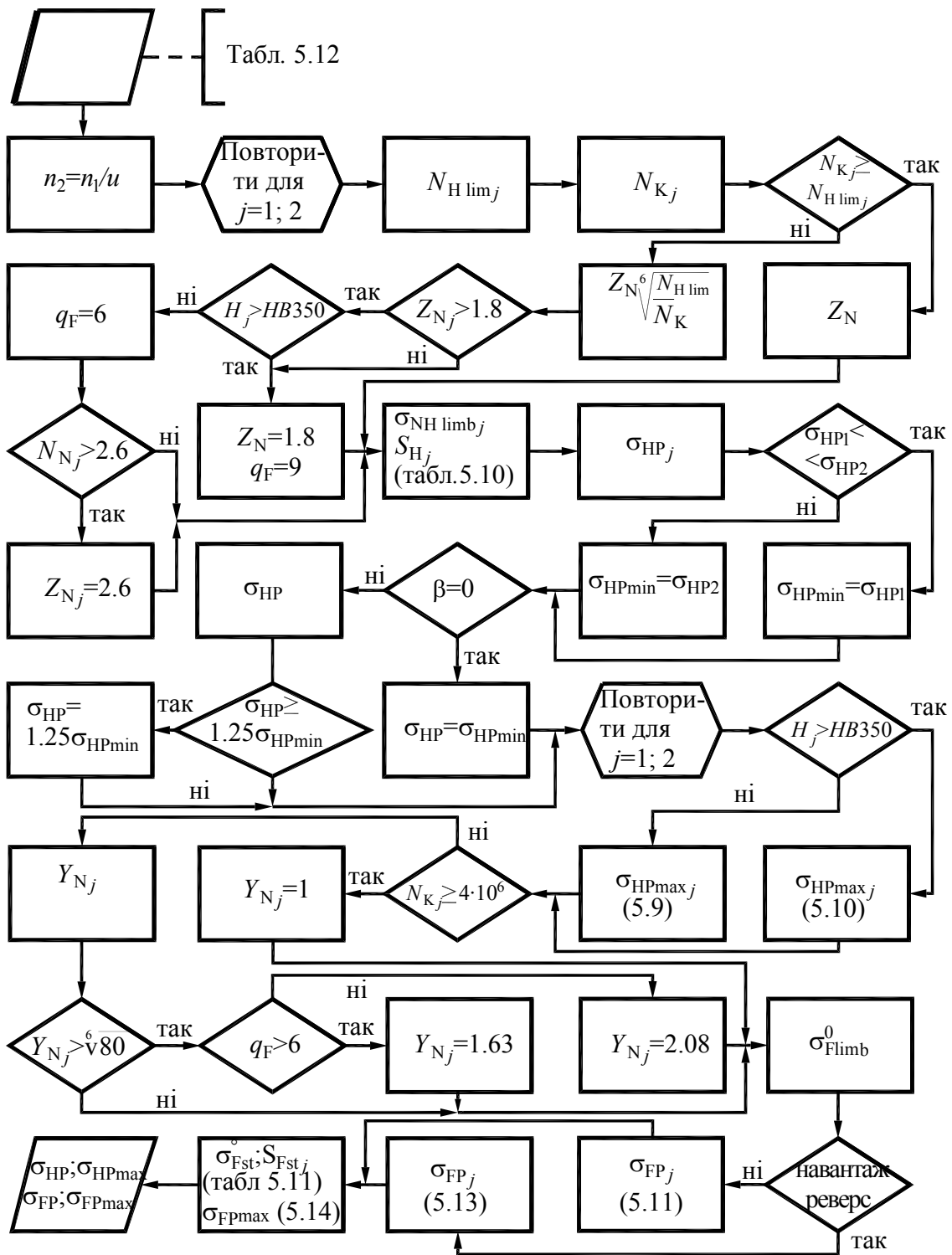


Рис. 5.7. Алгоритм визначення допустимих напружень для зубчастих передач

4. Обчислити межу контактної витривалості  $\sigma_{Hlimj}$  окремо для матеріалу шестерні та матеріалу колеса в залежності від прийнятого способу термічної обробки (табл. 5.10).

5. Коефіцієнт запасу міцності  $S_H^*$  прийняти з табл. 5.10.
6. Розрахувати окремо для шестерні та колеса допустимі контактні напруження (МПа) за формулою (5.3).
7. В якості допустимого контактного напруження (МПа) для подальшого розрахунку передачі прийняти:
- для прямозубої передачі ( $\beta = 0$ ) мінімальне значення з  $\sigma_{HPj}$  (див. (5.4));
  - для косозубих і шевронних передач ( $\beta \neq 0$ ) за формулою (5.5).
8. Визначити найбільше допустиме контактне напруження, яке не викликає залишкових деформацій чи хрумкого руйнування поверхневого шару при максимальному навантаженні  $\sigma_{HPmax}$  в залежності від прийнятого способу термічної обробки:
- для зубчастих коліс, що пройдуть нормалізацію, поліпшення або об'ємне гартування, прийняти  $\sigma_{HPmax} = 2,8 \cdot \sigma_T$  (МПа);
  - для зубчастих коліс, що пройдуть цементацію або контурне гартування, прийняти  $\sigma_{HPmax} = 44 \cdot H_{HRC}$  (МПа).
9. З табл. 5.11 виписати межу витривалості при розрахунку на вигин  $\sigma_{Flimb}^0$  та коефіцієнт запасу міцності  $S_F$ .
10. Визначити коефіцієнт терміну служби (коефіцієнт довговічності)  $Y_{Nj}$  (5.12). Має бути виконана умова  $Y_{Nj} \geq 1$ . Якщо  $N_{Kj} > 4 \cdot 10^6$ , то приймають  $Y_{Nj} = 1$ .
11. Розрахувати допустимі напруження на усталений вигин (МПа)

$$\sigma_{FPj} = 0,8 \frac{\sigma_{Flimbj}^0}{S_{Fj}} Y_{Nj}.$$

12. Прийняти з табл. 5.11 базове значення найбільшого напруження зубів на вигин при максимальному навантаженні  $\sigma_{FStj}^0$  (МПа).
13. Задатись коефіцієнтом запасу міцності на вигин  $S_{SFt}$  при максимальному навантаженні в залежності від прийнятого способу виготовлення заготовок (5.14).

14. Розрахувати найбільше значення допустимого напруження на вигин максимальним навантаженням окремо для матеріалу шестерні та колеса (МПа)

$$\sigma_{FPmax,j} = 0,9 \frac{\sigma_{FStj}^0}{S_{FSt}}$$

## 5.9. ПОСЛІДОВНІСТЬ РОЗРАХУНКУ ЦИЛІНДРИЧНИХ ЕВОЛЬВЕНТНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

Обчислення складних зубчастих механізмів, які працюють в закритому корпусі в масляній ванні, необхідно починати з вихідного (тихохідного) ступеня. Розрахунковим навантаженням для якого є крутний момент на валу шестерні ступеня, тобто момент на проміжному валу згідно з нумерацією за заданою кінематичною схемою. Вихідні дані для розрахунку передачі, включаючи задані, прийняті та раніше обчислені, зведені в табл. 5.12.

Коефіцієнти еквівалентності  $K_{HE}$  і  $K_{FE}$  та коефіцієнт режиму  $x_p$  в залежності від заданого класу навантаження прийняти із табл. 5.5. Якщо клас навантаження не заданий, для подальших розрахунків слід прийняти середньо рівноймовірний клас навантаження  $H0,63$  (рис. 5.3; табл. 5.5). При визначенні коефіцієнта концентрації навантаження  $K_\beta$  слід враховувати прироблення зубців за часом при твердості робочих поверхонь  $HB_2 \leq 350$ .

У цьому випадку  $K_\beta$  дорівнює:

$$K_{H\beta} = K_{H\beta}^0 (1 - x_p) + x_p; \quad K_{H\beta} \geq 1,05, \quad (5.15)$$

$$K_{F\beta} = K_{F\beta}^0 (1 - x_p) + x_p; \quad K_{F\beta} \geq 1,04. \quad (5.16)$$

де  $K_{H\beta}^0$  і  $K_{F\beta}^0$  – коефіцієнти концентрації до приробки і прийняті за графіками рис. 5.6.

Передачі, у яких твердість робочих поверхонь  $H_{HRC2} \geq 40$ , не приробляються. Для них значення коефіцієнтів  $K_{H\beta}^0$  і  $K_{F\beta}^0$ , прийнятих за кривими рис. 5.6, залишаються незмінними.



**Вихідні дані для розрахунку циліндричної  
евольвентної зубчастої передачі**

Визначення	Позначання	Значення	Посилання
1. Кут вихідного контуру (град)	$\alpha$	20	завжди
2. Кут нахилу лінії зуба (град)	$\beta$		див. табл. 5.11
3. Передатне число передачі	$u$		Прийняти за кінематичним розрахунком
4. Ступінь точності в залежності від коллової швидкості (м/с) та типу передачі (за ДСТ 1643-81)	–		табл. 5.7
5. Номінальне навантаження на валу шестерні	$T_{n1}$		(2.11)
6. Максимальне навантаження шестерні за циклограмою (Нм)	$T_{max1}$		Прийняти із заданої циклограми*
7. Коефіцієнт еквівалентності: • за контактом • на вигин	$K_{HE}$ $K_{FE}$		табл. 5.5
8. Вихідне розрахункове навантаження на валу шестерні (Нм): • за контактом • на вигин	$T_{H1}$ $T_{F1}$		$T_{H1} = K_{HE} \cdot T_{max1}$ $T_{F1} = K_{FE} \cdot T_{max1}$
9. Коефіцієнт перевантаження	$\beta$		$\beta = T_{max1} / T_{n1}$
10. Пікове навантаження на валу шестерні (Н·м): • за контактом • на вигин	$T_{Hпik1}$ $T_{Fпik1}$		$T_{Hпik1} = T_{H1} \cdot \beta$ $T_{Fпik1} = T_{F1} \cdot \beta$
11. Допустиме контактне напруження (МПа)	$\sigma_{HP}$		(5.3)...(5.5)
12. Найбільше допустиме контактне напруження шестерні і колеса (МПа)	$\sigma_{HPmaxj}$		(5.9), (5.10)
13. Допустиме напруження на вигин для шестерні і колеса (МПа)	$\sigma_{FPj}$		(5.11)
14. Найбільше допустиме напруження на вигин для шестерні і колеса (МПа)	$\sigma_{FPmaxj}$		(5.14)

\* *Примітка.* Якщо циклограма навантаження не задана, максимальне навантаження на валу шестерні прийняти як  $T_{max1} = 1,6 \cdot T_{n1}$ , де  $T_{n1}$  – розрахунковий момент на цьому валу.

15. Відносна ширина зубчастого вінця	$\Psi_{bd}$		табл. 5.7
16. Коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині контактних ліній: • за контактом • на вигин	$K_{H\beta}$ $K_{F\beta}$		рис. 5.6 з врахуванням формул (5.15) і (5.16)
17. Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, яке виникає в зачепленні: • за контактом • на вигин	$K_{Hv}$ $K_{Fv}$		табл. 5.8
18. Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження поміж зубцями: • за контактом • на вигин	$K_{H\alpha}$ $K_{F\alpha}$		рис. 5.5
19. Коефіцієнт матеріалу ( $\text{МПа}^{1/2}$ )	$Z_E$		$Z_E = 190$ для сталевих коліс при $E_{1,2} = 2,1 \cdot 10^5$ (МПа) та $\mu_{1,2} = 0,3$
20. Допоміжний коефіцієнт $K_\alpha$ при розрахунку міжосьової відстані	$K_\alpha$		$K_\alpha = 495$ при $\beta = 0$ $K_\alpha = 430$ при $\beta \neq 0$

Комплексний розрахунок циліндричних евольвентних зубчастих передач виконується за алгоритмом, що викладений нижче. Слід звернути увагу, що в багатоступінчастому редукторі в першу чергу розраховують параметри тихохідного ступеня. Цей алгоритм оснований на методі еквівалентних моментів і може бути реалізований на персональній обчислювальній машині.

Як і раніше, прийняті наступні значення індексів:

- $j = 1$  – для усіх параметрів шестерні;
- $j = 2$  – для усіх параметрів колеса.

1. Визначити коефіцієнт відносної ширини зубчастого вінця\*

$$\Psi_{ba} = \frac{2 \cdot \Psi_{bd}}{u + 1}.$$

\* *Примітка.* Індекс "т" тут не вводиться, але слід пам'ятати, що це розрахунок саме тихохідного ступеню.

Знайдене значення  $\psi_{ba}$  округлити до найближчої величини із стандартного ряду:

0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,125.

Існуючі рекомендації надають перевагу значенням  $\psi_{ba}=0,35\dots0,45$  для передач з твердістю робочих поверхонь зубців  $H<320$  HB, а також для передач із ступенем точності не грубіше 7 за ДСТ 1643 при будь-якій твердості. Для передач з твердістю робочих поверхонь зубців понад 40 HRC і ступенем точності 8...10 за ДСТ 1643 рекомендується  $\psi_{ba}=0,25\dots0,315$ .

2. Розрахувати міжосьову відстань (мм)

$$a'_w = K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_{H1} \cdot K_{H\beta}}{u \cdot \psi_{ba} \cdot \sigma_{HP}^2}}.$$

Прийняти найближче стандартне значення. Стандарт ДСТ 2185-66 має два ряди значень  $a_w$  (перевагу треба віддати першому ряду):

• перший ряд (мм):

40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500;  
630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500;

• другий ряд (мм):

140; 180; 225; 280; 355; 450; 560; 700; 900; 1120; 1400; 1800; 2240.

3. Визначити модуль передачі (мм)

$$m = (0,02\dots0,025) \cdot a_w.$$

*Примітка.* Менші значення модуля рекомендуються при  $u>5,0$ .

Для подальших розрахунків прийняти найближче стандартне значення. Як і для  $a_w$ , стандарт ДСТ 9563 має два ряди модулів:

• перший ряд (мм):

1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20;

• другий ряд (мм):

1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18.

Для приводних зубчастих передач наземних транспортних засобів, що мають відносно низьку швидкість, вибирати більший модуль зачеплення. Модулі менші 2 (мм) не приймати.

4. Розрахувати кількість зубців шестерні  $z_1$  та колеса  $z_2$  через сумарну кількість зубців в передачі

$$z_{\Sigma} = (1,96 \dots 2,01) \cdot \frac{a_w}{m} \cdot \cos \beta.$$

У прямозубій передачі вочевидь  $\beta = 0$ , а у косозубій значення куту нахилу лінії зубців  $\beta$  має задовольняти умові забезпечення осьового перекриття (град)

$$\beta > \arcsin \left( 3,35 \frac{m}{\Psi_{ba} a_w} \right).$$

Якщо підставити рекомендовані значення параметрів, то сумарна кількість зубців буде знаходитися в діапазоні  $z_{\Sigma} = 76 \dots 99$ , а кут  $\beta > 8^\circ$  (зазвичай  $\beta < 20^\circ$ ).

Далі будуть справедливі формули:

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u + 1}; \quad z_2 = z_1 \cdot u.$$

Отримані значення  $z_j$  округлити до найближчих цілих чисел. Бажано, щоб  $z_1$  та  $z_2$  не мали спільних множників та  $z_1$  було непарним числом.

5. Уточнити передатне число

$$u = z_2 / z_1.$$

Допустиме відхилення від заданого значення  $\pm 4\%$ .

6. Знайти значення ділительної міжосьової відстані (мм)

$$a = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta}.$$

Має бути виконана умова  $a \leq a_w$ . Якщо  $a = a_w$ , то коефіцієнти зміщень  $x_j$  і коефіцієнт зрівняльного зміщення  $\Delta_y$  дорівнюють нулі і можна одразу перейти до пункту 14.

7. Розрахувати коефіцієнт сприйманого зміщення

$$y = \frac{a_w - a}{m}$$

Має виконуватись умова  $0 \leq y < 1$ . Якщо  $y \leq -1$ , необхідно зменшити ділильну міжосьову відстань  $a$  корегуючи значення  $z_1$  чи  $z_2$ . Якщо  $0 > y > -1$  прийняти  $z_2 = z_2 - 1$ . Якщо  $y \geq 1$  прийняти  $z_2 = z_2 + 1$ . Далі повернутися до п. 5.

8. Визначити кут профілю  $\alpha_t$

$$\alpha_t = \operatorname{arctg} \left( \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \right)$$

9. Визначити кут зачеплення

$$\alpha_{tw} = \arccos \left( \frac{a}{a_w} \cos \alpha_t \right)$$

10. Розрахувати значення евольвентних функцій для кутів  $\alpha_{tw}$  та  $\alpha_t$ :

$$\operatorname{inv} \alpha_{tw} = \operatorname{tg} \alpha_{tw} - \alpha_{tw},$$

$$\operatorname{inv} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha_t - \alpha_t.$$

Тут значення кутів  $\alpha_t$  та  $\alpha_{tw}$  прийняти в радіанах.

11. Розрахувати коефіцієнт суми зміщень  $x_\Sigma$

$$x_\Sigma = \frac{z_1 + z_2}{2 \operatorname{tg} \alpha} \cdot (\operatorname{inv} \alpha_{tw} - \operatorname{inv} \alpha_t).$$

Якщо умова  $x_\Sigma < 1$  не виконується, збільшити кількість зубців колеса на одиницю  $z_2 = z_2 + 1$  та повернутися до п. 5.

12. Розбити значення коефіцієнта суми зміщень  $x_\Sigma$  між шестернею та колесом:

- якщо  $0 < |x_\Sigma| < 0,5$ , то  $x_1 = x_\Sigma$ ;  $x_2 = 0$ ;
- якщо  $0,5 \leq |x_\Sigma| \leq 1$ , то  $x_1 = 0,5$ ;  $x_2 = x_\Sigma - 0,5$ .

13. Розрахувати коефіцієнт зрівняльного зміщення

$$\Delta_y = x_\Sigma - y.$$

Повинно бути  $\Delta_y > 0$ .

14. Визначити ділильні діаметри шестерні та колеса (мм)

$$d_j = m \cdot z_j / \cos \beta.$$

15. Визначити діаметри вершин шестерні та колеса (мм)

$$d_{aj} = d_j + 2(1 + x_j - \Delta_y)m.$$

16. Визначити діаметри основних кіл шестерні та колеса (мм)

$$d_{bj} = d_j \cos \alpha_t.$$

17. Розрахувати кут профілю зуба в точці на колі вершин (град)

$$\alpha_{aj} = \arccos(d_{bj}/d_{aj}).$$

18. Розрахувати коефіцієнт торцевого перекриття

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1 \operatorname{tg} \alpha_{a1} + z_2 \operatorname{tg} \alpha_{a2} - (z_1 + z_2) \operatorname{tg} \alpha_{tw}}{2\pi}.$$

19. Розрахувати ширину зубчастого вінця колеса (мм)

$$b_{w2} = \psi_{ba} a_w.$$

20. Якщо  $\beta = 0$ , перейти до пункту 24.

21. Визначити осьовий крок (мм)

$$p_x = \pi m / \sin \beta.$$

22. Розрахувати коефіцієнт осьового перекриття

$$\varepsilon_\beta = b_{w2} / p_x.$$

23. Повинно бути  $\varepsilon_\beta \geq 0$ . Якщо ця умова не виконується, збільшити  $b_{w2} = b_{w2} + 2$  та повторити п. 22.

24. Розрахувати ширину зубчастого вінця шестерні (мм)

$$b_{w1} = b_{w2} + 5.$$

25. Визначити коефіцієнт  $Z_\varepsilon$ , що враховує сумарну довжину контактних ліній

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} \quad \text{при } \beta = 0;$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \quad \text{при } \beta \neq 0.$$

26. Визначити початкові діаметри (мм)

$$d_{w1} = 2a_w / (u + 1);$$

$$d_{w2} = d_{w1} \cdot u.$$

27. Розрахувати колову швидкість (м/с)

$$v = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60 \cdot 10^3}.$$

28. Розрахувати еквівалентну кількість зубців

$$z_{vj} = \frac{z_j}{\cos^3 \beta}.$$

Вочевидь, якщо  $\beta = 0$ , то  $z_{vj} = z_j$ .

29. Розрахувати коефіцієнт  $Y_{FSj}$ , що враховує форму зуба та концентрацію напружень

$$Y_{FSj} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{vj}} - 29,7 \frac{x_j}{z_{vj}} + 0,092 x_j^2.$$

30. Для коефіцієнту, що враховує перекриття зубців, прийняти  $Y_\varepsilon = 1$ .

31. Розрахувати коефіцієнт  $Y_\beta$ , що враховує нахил лінії зуба

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120}, \quad Y_\beta \geq 0,7.$$

32. Розрахувати напруження вигину окремо для зуба шестерні та колеса (МПа):

$$\sigma_{F1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_{F1} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}}{d_1 \cdot b_{w2} \cdot m} Y_{FS1} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\varepsilon};$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{FS2}}{Y_{FS1}}.$$

33. Перевірити умову міцності

$$\sigma_{Fj} \leq \sigma_{FPj}.$$

Якщо умова міцності виконується, то перейти до пункту 35.

34. Якщо умова міцності не виконується, прийняти нове більше значення модуля зі стандартному ряду і розрахувати нове значення числа зубців шестерні

$$z_1 = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{m \cdot (u + 1)}.$$

Далі перейти до п. 4.

35. Розрахувати коефіцієнт безпеки за напруженнями вигину

$$S'_{Fj} = \sigma_{FPj} / \sigma_{Fj}$$

36. Визначити основний кут нахилу лінії зуба

$$\beta_b = \arcsin(\sin \beta \cdot \cos \alpha).$$

37. Розрахувати коефіцієнт  $Z_H$ , що враховує форму поверхонь зубців в полюсі зачеплення

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}}. \quad (5.17)$$

38. Обчислити контактні напруження в полюсі зачеплення (МПа)

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{\varepsilon} \sqrt{\frac{w_{Ht} \cdot (u + 1)}{d_{w1} \cdot u}}$$



де  $w_{Ht}$  – питома колова сила при розрахунку на контактну міцність (Н/мм)

$$w_{Ht} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_{H1} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}}{b_{w2} \cdot d_{w1}}.$$

39. Перевірити умову міцності

$$\sigma_H \leq \sigma_{HPj}.$$

Якщо умова міцності для шестерні або колеса не виконується, необхідно прийняти нове найближче більше значення  $a_w$  зі стандартного ряду (п. 2) та повторити розрахунки з п. 3.

40. Визначити коефіцієнт безпеки за контактними напруженнями

$$S'_{Hj} = \sigma_{HPj} / \sigma_H.$$

41. Розрахувати найбільше контактне напруження за умови дій пікового крутного моменту (МПа)

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{\beta}.$$

42. Визначити коефіцієнт безпеки по контактних напруженнях при піковому навантаженні

$$S''_{HMj} = S_{HP \max j} / S_{H \max j}.$$

Якщо не виконується умова  $S''_{HMj} > 1$ , необхідно здійснити конструктивні заходи по захисту зубчастої передачі від піку навантаження.

43. Розрахувати найбільше напруження вигину окремо для зуба шестерні та колеса (МПа)

$$\sigma_{Fmaxj} = \sigma_{Fj} \cdot \beta.$$

44. Визначити коефіцієнт безпеки по напруженнях вигину при піковому навантаженні

$$S''_{FMj} = S_{FP \max j} / S_{F \max j}.$$

Якщо не виконується умова  $S_{FMj}'' > 1$ , необхідно здійснити конструктивні заходи по захисту зубчастої передачі від піку навантаження.

45. Розрахувати кут профілю  $\alpha_{xj}$  в точці на концентричному колі діаметра  $d_{xj}$  (град)

$$d_{xj} = d_j + 2 \cdot x_j \cdot m;$$

$$\alpha_{xj} = \arccos \left( \frac{z_j \cos \alpha_t}{z_j + 2 \cdot x_j \cos \beta} \right).$$

46. Розрахувати кількість зубів в довжині загальної нормалі

$$z_{nj} = \frac{z_j}{\pi} \left( \frac{\operatorname{tg} \alpha_{xj}}{\cos^2 \beta_b} - \frac{2x_j \operatorname{tg} \alpha}{z_j} - \operatorname{inv} \alpha_t \right) + 0,5.$$

47. Прийняти значення  $z_{nj}$  як найближче ціле число до обчисленого значення  $z_{nj}$ .

48. Розрахувати довжину загальної нормалі окремо для шестерні та колеса (мм)

$$W_j = \left[ \pi(z_{nj} - 0,5) + 2 \cdot x_j \cdot \operatorname{tg} \alpha + z_j \cdot \operatorname{inv} \alpha_t \right] \cdot m \cdot \cos \alpha.$$

49. Розрахувати радіуси кривизни профілю зуба в нижній точці (мм):

$$\left. \begin{aligned} \rho_{p1} &= a \cdot w \cdot \sin \alpha_{tw} - 0,5d_{b2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a2} \\ \rho_{p2} &= a \cdot w \cdot \sin \alpha_{tw} - 0,5d_{b1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a1} \end{aligned} \right\}$$

50. Розрахувати радіуси кривизни різнойменних профілів зубів в точках, що визначають довжину загальної нормалі (мм)

$$\rho_{wj} = 0,5 \cdot W_j \cdot \cos \beta_b.$$

Якщо умова  $\rho_{pj} < \rho_{wj}$  не виконується, прийняти нове більше значення  $z_{nj} = z_{nj} + 1$  та перейти до п. 48.

51. Обчислити радіус кривизни профілю зуба в точці на колі вершин (мм)

$$\rho_{aj} = 0,5 \cdot d_{aj} \cdot \sin \alpha_{aj}.$$

Якщо умова  $\rho_{wj} < \rho_{aj}$  не виконується, прийняти нове менше значення  $z_{nj} = z_{nj} - 1$  та перейти до п. 48.

52. Друкувати основні розрахункові величини:

- піковий крутний момент на валу шестерні  $T_{\text{Нпік1}}$ ;
- вихідні розрахункові моменти  $T_{\text{H1}}, T_{\text{F1}}$ ;
- міжосьову відстань  $a_w$ ;
- колову швидкість  $v$ ;
- модуль  $m$ ;
- кількість зубців  $z_1$  та  $z_2$ ;
- передатне число  $u$ ;
- діаметри начальних кіл  $d_{w1}$  та  $d_{w2}$ ;
- ширини зубчастих вінців шестерні  $b_{w1}$  та колеса  $b_{w2}$ ;
- довжини загальних нормалей  $W_1$  та  $W_2$ ;
- коефіцієнти безпеки за контактними напруженнями  $S_{\text{Hj}}'$ ,  $S_{\text{HMj}}$  та за напруженнями вигину  $S_{\text{Fj}}'$ ,  $S_{\text{FMj}}$ .

При розрахунку двоступінчастого редуктора за розгорнутою схемою (рис. 2.1) та схемою роздвоєний шеврон (рис. 2.2) на послідовному етапі визначається міжосьова відстань швидкохідного ступеня

$$(a_w)_{\text{Ш}} = \frac{(a_w)_{\text{Т}}}{((a_w)_{\text{Т}} / (a_w)_{\text{Ш}})},$$

у якому співвідношенням міжосьових відстаней  $((a_w)_{\text{Т}} / (a_w)_{\text{Ш}})$  задавалися на етапі розподілу передатного числа редуктора  $u_{\text{ред}}$ .

При розрахунку двоступінчастого редуктора за співвісною схемою (рис. 2.3) маємо

$$(a_w)_{\text{Ш}} = (a_w)_{\text{Т}}.$$

Отримане значення міжосьової відстані  $(a_w)_{III}$  має належати до стандартного ряду (див. п. 2 у наведеному вище алгоритмі).

Подальший розрахунок, розрахунок швидкохідного ступеня редуктора, принципово не відрізняється від розрахунку тихохідного (починаючи з п. 3) за тією різницею, що параметри позначають індексом «Ш». Для редуктора за співвісною схемою врахувати рекомендації з п. 2.4.4, а модуль ступеня  $m_{III}$  слід прийняти як найближче менше значення від  $m_T$  зі стандартного ряду (див. п. 3 алгоритму).

# РОЗДІЛ 6. КОНІЧНІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

## 6.1. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Наведена у даному розділі методика розрахунку розповсюджується на зубчасті конічні передачі з прямими пропорційно знижуючимися зубами зовнішнього зачеплення із зовнішнім коловим модулем більшим 1 (мм), із міжосьовим кутом  $\Sigma = 90^\circ$ , вихідний контур коліс яких відповідають вимогам ДСТ 19755-81 та ДСТ 13754-81. Розміри поперечних перерізів зубців змінюються пропорційно відстані від цього перерізу до вершини ділительного конуса (рис. 6.1).

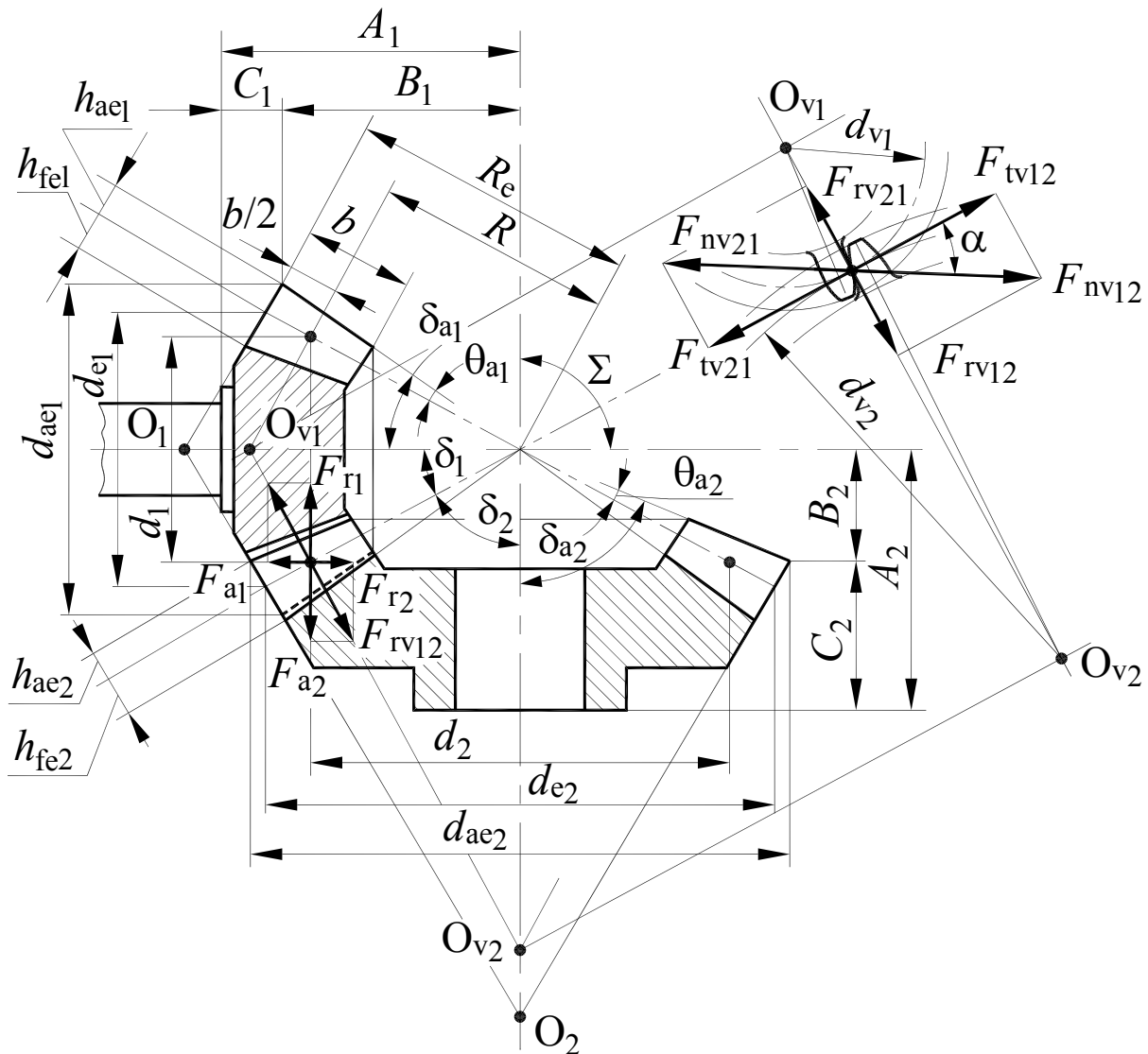


Рис. 6.1. Схема конічної зубчастої передачі

Навантаження по довжині зуба конічної передачі розподіляється нерівномірно. Вони змінюються по довжині зуба в залежності від розміру пружних деформацій та жорсткості зуба. Оскільки припускається, що і навантаження, і деформації, прямопропорційні відстані від перерізу до вершини конуса (тобто змінюються за законом трикутника), то напруження однакове по всій довжині зуба. Це дозволяє вести розрахунок на міцність у будь-якому перерізі зуба. Для зручності за розрахунковий переріз прийнято середній переріз.

Для розрахунку на міцність конічні зубчасті колеса необхідно замінити еквівалентними циліндричними колесами (рис. 6.2), діаметри яких дорівнюють:

$$d_{v1} = d_1 / \cos \delta_1; \quad d_{v2} = d_2 / \cos \delta_2.$$

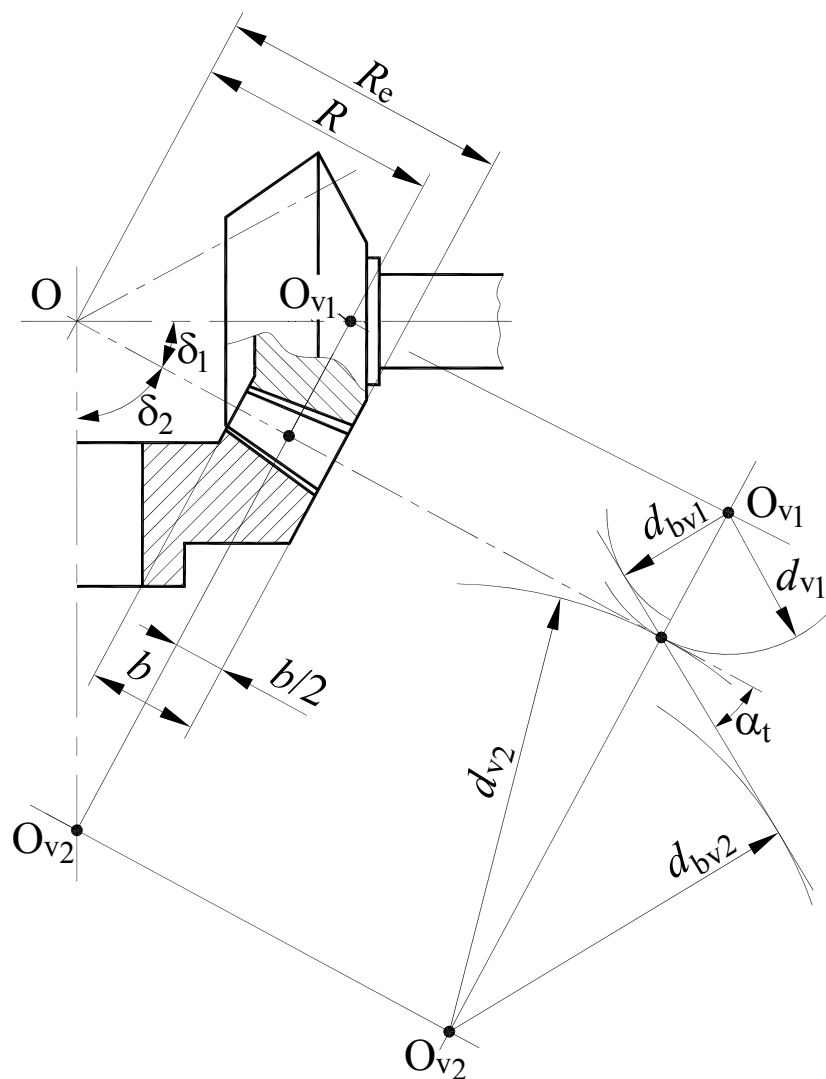


Рис. 6.2. Заміна конічних зубчастих коліс еквівалентними циліндричними

У цих еквівалентних циліндричних зубчастих колесах модуль та форма зуба однакові з модулем і формою зуба конічних коліс в середньому перерізі.

Якщо діаметри вписати через  $z$  та  $m$ , то:

$$d_{v1} = z_{v1}m \text{ та } d_1 = z_1m;$$

$$d_{v2} = z_{v2}m \text{ та } d_2 = z_2m.$$

Звідки знаходимо кількість зубців еквівалентних коліс:

$$z_{v1} = z_1 / \cos \delta_1;$$

$$z_{v2} = z_2 / \cos \delta_2.$$

Передатне число еквівалентної циліндричної зубчастої передачі дорівнює

$$u_v = \frac{d_{v2}}{d_{v1}} = \frac{z_{v2}}{z_{v1}} = \frac{z_2 \cdot \cos \delta_1}{z_1 \cdot \cos \delta_2} = u^2.$$

Рекомендації з вибору матеріалу та виду термічної чи хіміко-термічної обробки конічних зубчастих коліс такі ж, як і для циліндричних зубчастих коліс. Бажано, щоб марка сталі і вид термічної обробки для шестерні та колеса були однакові.

Допустимі напруження для розрахунку конічної зубчастої передачі визначають за тим же алгоритмом, як і для циліндричної (рис. 5.7).

## 6.2. ПОСЛІДОВНІСТЬ РОЗРАХУНКУ КОНІЧНИХ ЕВОЛЬВЕНТНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

Параметри прямолінійного профілю вихідного контуру:  $\alpha = 20^\circ$ ,  $h_a^* = 1$ ;  $c^* = 0,2$  та  $\rho_f^* = 0,2$ .

Розрахунки за формулами слід виконувати з такою точністю:

- лінійні розміри – не нижче 0,01 (мм);
- кутові розміри – не нижче 1';
- тригонометричні величини – не нижче 0,0001,
- передатні числа, кількість зубців еквівалентних зубчастих коліс, коефіцієнти зміщень та коефіцієнти змін товщини зуба –

не нижче 0,01;

- силові параметри – не нижче 0,1.

Вихідні дані для розрахунку конічних передач з постійним радіальним зазором за шириною зубчастого вінця, що вміщують задані, прийняті та розраховані величини, зведені в табл. 6.1.

Таблиця 6.1

**Вихідні дані для розрахунку  
конічної евольвентної зубчастої передачі**

Вихідні дані	Позначання	Значення	Пояснення
1. Кут вихідного контуру	$\alpha$	20°	Вихідний контур за ДСТ 13754-81
2. Коефіцієнт висоти головки зуба	$h_0^*$	1	
3. Коефіцієнт радіального зазору	$c^*$	0,2	
4. Ступінь точності передачі прийняти			Задатися самостійно в залежності від колової швидкості за ДСТ 1758-81
5. Передатне число	$u$		З кінематичного розрахунку
6. Максимальне навантаження шестерні за циклограмою (Нм)	$T_{\max 1}$		Прийняти з циклограми*
7. Коефіцієнт еквівалентності • за контактом • на вигин	$K_{HE}$ $K_{FE}$		табл. 5.4
8. Вихідне розрахункове навантаження на валу шестерні (Нм) • за контактом • на вигин	$T_{H1}$ $T_{F1}$		$T_{H1} = T_{\max 1} \cdot K_{HE}$ $T_{F1} = T_{\max 1} \cdot K_{FE}$
9. Коефіцієнт перевантаження	$T_{\max 1}/T_{n1}$		З каталогу двигунів
10. Пікове навантаження на валу шестерні (Нм) • за контактом • на вигин	$T_{H\text{пiк}1}$ $T_{F\text{пiк}1}$		$T_{H\text{пiк}1} = T_{H1} \cdot \beta$ $T_{F\text{пiк}1} = T_{F1} \cdot \beta$

\* *Примітка.* Якщо циклограма навантаження не задана, максимальне навантаження на валу шестерні прийняти як  $T_{\max 1} = 1,6 \cdot T_{n1}$ , де  $T_{n1}$  – розрахунковий момент на цьому валу.



Закінчення табл. 6.1

11. Допустиме контактне напруження (МПа)	$\sigma_{HP}$		Розрахувати за тим же алгоритмом, що і для циліндричних зубчастих передач (рис. 5.7)
12. Найбільше допустиме контактне напруження (МПа) • шестерні • колеса	$\sigma_{HPmax1}$ $\sigma_{HPmax2}$		
13. Допустиме напруження на вигин (МПа) • шестерні • колеса	$\sigma_{FP1}$ $\sigma_{FP2}$		
14. Найбільше допустиме напруження на вигин (МПа) • шестерні • колеса	$\sigma_{FPmax1}$ $\sigma_{FPmax2}$		
15. Коефіцієнт, що враховує нерівномірний розподіл навантаження по довжині контактних ліній • за контактом • на вигин	$K_{H\beta}$ $K_{F\beta}$		Рис. 6.3 і 5.6 з врахуванням (5.15) і (5.16)
16. Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження яке виникає в зачепленні • за контактом • на вигин	$K_{Hv}$ $K_{Fv}$		Прийняти за табл. 5.9
17. Коефіцієнт, що враховує форму сполучених поверхонь зубців в полюсі зачеплення	$Z_H$		$Z_H = 2,49$ при $\beta=0$ та $\alpha_{tw} = \alpha_t = \alpha = 20^\circ$ (5.17)
18. Коефіцієнт матеріалу (МПа <sup>1/2</sup> )	$Z_E$		$Z_E = 190$ для сталевих коліс при $E_{1,2} = 2,1 \cdot 10^5$ (МПа) та $\mu_{1,2} = 0,3$
19. Допоміжний коефіцієнт при розрахунку зовнішньої конусної відстані	$K_R$		$K_R = 490$ для сталевих конічних коліс при $\beta = 0$
20. Коефіцієнт відносної ширини зубчастого вінця	$k_{bd}$		За (6.1) та (6.2) у залежності від кінематичної схеми

Для розрахунків на міцність конічної зубчастої передачі також використано метод еквівалентних моментів. Коефіцієнти еквівален-

тності  $K_{HE}$ ,  $K_{FE}$  та коефіцієнт режиму  $x_p$  за заданим класом навантаження прийняти з табл. 5.5. Якщо клас навантаження не задано, для подальших розрахунків слід прийняти середньої ймовірний клас навантаження  $H 0,63$  по аналогії з циліндричними зубчастими передачами.

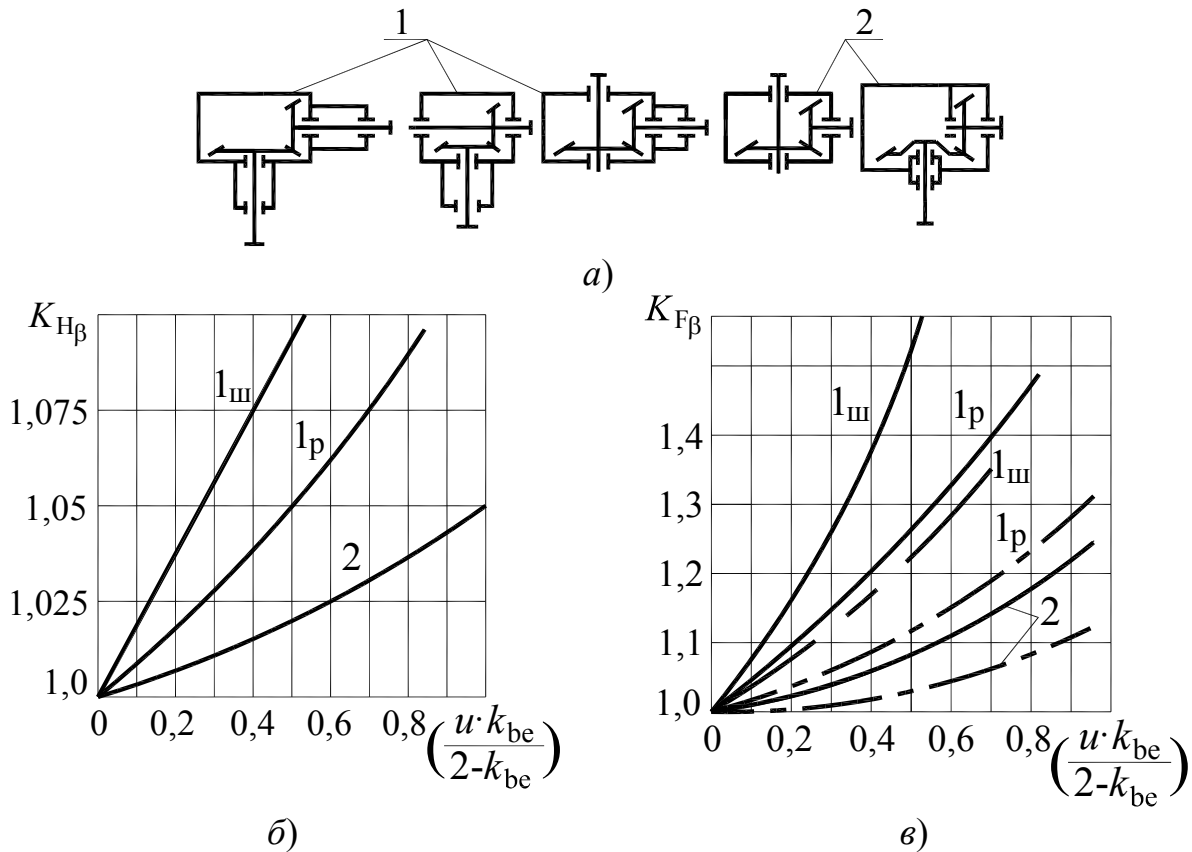


Рис. 6.3. Коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по довжині контактних ліній  $K_{H\beta}$ : а) схеми конічних передач; б) твердість робочих поверхонь зубців коліс  $H_j \leq 350$  HB;

в) твердість робочих поверхонь зубців будь-якого з коліс  $H_j > 350$  HB

Для заповнення табл. 6.1 необхідно передусім задатись маркою сталі для шестерні та колеса, вибрати вид термічної обробки. Далі розрахувати допустимі контактні напруження  $\sigma_{HP}$ , допустимі напруження вигину для шестерні  $\sigma_{FP1}$  та колеса  $\sigma_{FP2}$ , найбільші допустимі контактні напруження  $\sigma_{HPmax}$ , найбільші допустимі напруження вигину  $\sigma_{FPmax}$ . Задатись ступенем точності на виготовлення конічних зубчастих коліс за ДСТ 1758-81 у залежності від призначення передачі. Прийняти значення коефіцієнта відносної

ширини зубчастого вінця  $k_{bd}$  як співвідношення ширини зубчастого вінця до середнього ділильного діаметра конічної шестерні –  $k_{bd} = b/d_1$ :

- якщо шестерня встановлена на консолі

$$k_{bd} = 0,4 \dots 0,6; \quad (6.1)$$

- якщо опори знаходяться по обидва боки від шестерні

$$k_{bd} = 0,7 \dots 0,9. \quad (6.2)$$

Комплексний розрахунок конічної евольвентної зубчастої передачі виконується за наступним алгоритмом. Як і раніше, індекс  $j = 1$  стосується параметрів шестерні,  $j = 2$  – колеса.

1. Визначити кут ділильного конуса шестерні (град)

$$\delta_1 = \arctg(1/u).$$

2. Розрахувати найменше число зубців конічної шестерні, при якому відсутнє підрізання зубів

$$z_{1\min} = 18,4 \cos \delta_1.$$

3. Розрахувати коефіцієнт ширини зубчастого вінця

$$k_{be} = \frac{2k_{bd}}{k_{bd} + \sqrt{u^2 + 1}}.$$

Повинна виконуватись умова  $k_{be} \leq 0,3$ .

4. Розрахувати розмір зовнішньої конусної відстані  $R_e$  (мм)

$$R_e = K_R \cdot \sqrt{u^2 + 1} \cdot 3 \sqrt{\frac{T_{1H} K_{H\beta}}{0,85 \cdot (1 - 0,5k_{be})^2 k_{be} \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot u}}.$$

Навантажувальна здатність конічних зубчастих передач складає 85 % від допустимої навантажувальної здатності циліндричних зубчастих передач того ж розміру. Це враховується коефіцієнтом 0,85 в формулу для  $R_e$ .

5. Знайти попереднє значення зовнішнього ділильного діамет-

ра конічного колеса (мм)

$$d'_{e2} = 2R_e \cos \delta_1.$$

Отримане значення округлити до найближчого за ДСТ 21142-97 та позначити як  $d_{e2}$  (мм)

50; (56); 63; (71); 80; (90); 100; (112); 125; (140); 160; (180);  
200; (225); 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800;  
900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600

*Примітка.* Перевагу надати значенням без дужок.

Зазначимо, що для конічно-циліндричного редуктора (рис. 1.1,з) стандартом рекомендовано, щоб відношення зовнішнього ділильного діаметра  $d_{e2}$  конічної передачі до міжосьової відстані послідувочої циліндричної передачі  $a_w$  знаходилося в діапазоні 1,4...1,6.

6. Обчислити зовнішній коловий модуль  $m_e$  (мм) за ДСТУ ISO 54-2001

$$m_e = (0,01 \dots 0,03) \cdot d_{e2}.$$

*Примітка.* Менші значення відповідають більшим значенням передатного числа передачі і навпаки.

Прийняти найближче стандартне значення  $m_e$  (мм):

- перший ряд:

1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12;

- другий ряд:

1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 3,5; 4,5; 7; 9; 11.

7. Розрахувати кількість зубців конічного колеса

$$z_2 = k_z \frac{d_{e2}}{m_e},$$

де  $k_z = 0,7$  – для передач з прямими зубами.

Прийняти  $z_2$  як ціле число та визначити кількість зубців конічної шестерні –  $z_1 = z_2 / u$ .

Результат округлити до цілого (бажано непарного) числа, яке в той же час має задовольняти умові  $z_1 \geq z_{1\min}$ .

8. Кількість зубців колеса  $z_2$  ортогональної конічної передачі ( $\Sigma = 90^\circ$ ) з прямим зубом та вихідним контуром за ДСТ 13754-81 слід перевірити на виконання умови  $z_2 \geq z_{2\min}$ , де  $z_{2\min}$  – мінімально допустима кількість зубців колеса, яка залежить від  $z_1$  (табл. 6.2).

Таблиця 6.2

**Мінімально допустима кількість зубців колеса  $z_{2\min}$**

$z_1$	12	13	14	15	16	17
$z_{2\min}$	30	26	20	19	18	17

9. Уточнити значення зовнішнього ділильного діаметра шестерні та конічного колеса (мм)

$$d_{ej} = m_e \cdot z_j.$$

Фактичне значення  $d_{e2}$  може відрізнитись від номінального (стандартного) не більш, ніж на 2 %.

10. Уточнити значення передатного числа

$$u = z_2 / z_1.$$

Фактичне значення передатного числа  $u$  не повинно відрізнитись від номінального (стандартного) більш ніж на 3 %.

11. Розрахувати значення кутів ділильних конусів (град)

$$\delta_1 = \arctg(z_1 / z_2);$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1.$$

12. Розрахувати коефіцієнти зміщення

$$x_1 = -x_2 = 2 \left( 1 - \frac{1}{u^2} \right) \sqrt{\frac{1}{z_1}}.$$

13. Для конічних передач з  $u \geq 2,5$  знайти коефіцієнт тангенційного зміщення

$$x_{\tau 1} = -x_{\tau 2} = 0,03 + 0,008(u - 2,5).$$

14. Розрахувати кількість зубців еквівалентної циліндричної передачі

$$z_{vj} = z_j / \cos \delta_j.$$

15. Визначити коефіцієнт  $Y_{FSj}$ , що враховує форму зуба та концентрацію напружень за формулою

$$Y_{FSj} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{vj}} + 29,7 \frac{x_j}{z_{vj}} + 0,092 \cdot x_j^2.$$

16. Уточнити значення зовнішньої конусної відстані (мм)

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

17. Визначити ширину зубчастого вінця (мм)

$$b = k_{be} R_e.$$

Значення ширини  $b$  (мм) повинно співпадати із значеннями за ДСТ 12289-86 «Передачі зубчасті конічні. Основні параметри» у залежності від  $d_{e2}$  (мм) та передатного числа  $u$ .

Таблиця 6.3

**Ширина зубчастих вінців конічних коліс  $b$  (мм)**

$d_{e2}$ (мм)	Передатне число $u$										
	2,0	2,24	2,5	2,8	3,15	3,55	4,0	4,5	5,0	5,6	6,3
160	25	25	25	24	24	24	24	24	24	24	24
180	28	28	28	28	26	26	26	26	26	26	26
200	32	32	30	30	30	30	30	30	30	28	28
225	36	36	34	34	34	34	32	32	32	32	32
250	40	40	38	38	38	36	36	36	36	36	36
280	45	45	42	42	42	42	40	40	40	40	40
315	50	50	48	48	48	48	45	45	45	45	45
355	55	55	55	55	55	52	52	52	52	52	52
400	63	63	60	60	60	60	60	60	60	60	60
450	70	70	70	70	65	65	65	65	65	65	65
500	80	80	75	75	75	75	75	75	75	70	70

18. Розрахувати напруження вигину для шестерні та колеса (МПа):

$$\sigma_{F1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_{F1} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot Y_{FS1}}{0,85 \cdot b \cdot z_1 \cdot m_e^2 \cdot (1 - k_{be})};$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot Y_{FS2} / Y_{FS1}.$$

19. Перевірити умову міцності за напруженнями вигину

$$\sigma_{Fj} \leq \sigma_{FPj}.$$

Якщо умова міцності не виконується, прийняти наступне більше значення колового модуля  $m_e$  (п. 8) та перейти до п. 9.

20. Розрахувати контактні напруження (МПа)

$$\sigma_H = Z_E Z_H \sqrt{\frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_{H1} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 \cdot d_1^2 \cdot b} \cdot \frac{1}{u}}.$$

21. Перевірити умову міцності за контактними напруженнями

$$\sigma_H \leq \sigma_{HPj}.$$

Якщо умова міцності не виконується, необхідно збільшити значення зовнішньої конусної відстані  $R_e$  на 10 % та перейти до п. 5.

22. Знайти максимальні контактні напруження та напруження на вигин

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{\beta};$$

$$\sigma_{Fmaxj} = \sigma_{Fj} \cdot \beta.$$

23. Перевірити умову міцності за максимальними напруженнями

$$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax};$$

$$\sigma_{Fmaxj} \leq \sigma_{FPmaxj}.$$

Якщо умови міцності не виконуються по будь-якому показнику, необхідно здійснити конструкційні заходи по захисту конічної зубчастої передачі від піку навантаження.

24. Виконати розрахунок геометричних параметрів конічних зубчастих коліс:

- зовнішня висота головки зуба  $h_{aej}$

$$h_{ae1} = (h_a^* + x_1) \cdot m_e;$$

$$h_{ae2} = 2h_a^* m_e - h_{ae1};$$

- зовнішня висота ніжки зуба  $h_{fej}$

$$h_{fe1} = h_{ae2} + c^* \cdot m_e;$$

$$h_{fe2} = h_{ae1} + c^* \cdot m_e;$$

- кут ніжки зуба  $\theta_{fj}$

$$\theta_{fj} = \arctg(h_{fej} / R_e);$$

- кут головки зуба  $\theta_{aj}$

$$\theta_{a1} = \theta_{f2}; \quad \theta_{a2} = \theta_{f1};$$

- кут конуса вершин  $\delta_{aj}$

$$\delta_{aj} = \delta_j + \theta_{aj};$$

- зовнішній діаметр вершин зубів  $d_{aej}$

$$d_{aej} = d_{ej} + 2h_{aej} \cdot \cos \delta_j;$$

- відстань від вершини до площини зовнішнього кола вершин зубців  $B_j$  (див. рис. 6.1)

$$B_1 = 0,5d_{e2} - h_{ae1} \sin \delta_1;$$

$$B_2 = 0,5d_{e1} - h_{ae2} \sin \delta_2.$$

Конструктивно прийняти значення базових розмірів  $A_j$  при виконанні робочих креслень.



*Примітка.* Умовні позначання геометричних параметрів виконані за міжнародною системою позначань зубчастих передач ДСТУ ISO 701-2001.

25. Розрахувати розміри для контролю точності виготовлення:

- зовнішня постійна хорда зуба  $\bar{S}_{cej}$

$$\bar{S}_{cej} = S_{ej} \cos^2 \alpha,$$

де  $S_{ej}$  – зовнішня колова товщина зуба:

$$S_{e1} = (0,5\pi + 2x_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha + x_{\tau 1}) m_e;$$

$$S_{e2} = \pi m_e - S_{e1};$$

- висота до зовнішньої постійної хорди зуба

$$\bar{h}_{cej} = h_{aej} - 0,25 \cdot S_{ej} \sin(2\alpha).$$

26. Друкувати основні розрахункові величини:

- піковий крутний момент на валу шестерні  $T_{H\max 1}$ ;
- вихідні розрахункові моменти на валу шестерні за контактом  $T_{H1}$  та на вигин  $T_{F1}$  (Нм);
- зовнішню конусну відстань  $R_e$  (мм);
- кількості зубців  $z_1$  та  $z_2$ ;
- зовнішній коловий модуль  $m_e$ ;
- зовнішні ділильні діаметри  $d_{e1}$  та  $d_{e2}$ ;
- кути ділильних конусів  $\delta_1$  та  $\delta_2$ ;
- кути конусів западин  $\delta_{f1}$  та  $\delta_{f2}$ ;
- кути конусів вершин  $\delta_{a1}$  та  $\delta_{a2}$ ;
- коефіцієнти зміщень  $x_1$  та  $x_2$ ,  $x_{\tau 1}$  та  $x_{\tau 2}$ ;
- ширину зубчастого вінця  $b$ ;
- зовнішні діаметри вершин зубців  $d_{ae2}$  та  $d_{ae1}$ ;
- величини  $B_1$  та  $B_2$ ;
- зовнішню постійну хорду для шестерні  $\bar{S}_{ce1}$  та колеса  $\bar{S}_{ce2}$ ;
- висоти до зовнішніх постійних хорд  $\bar{h}_{ce1}$  та  $\bar{h}_{ce2}$ .

## РОЗДІЛ 7. ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ

### 7.1. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Представлений у даному розділі розрахунок стосується силових циліндричних черв'ячних передач з кутом перехрещення осей черв'яка і колеса  $\Sigma = 90^\circ$ , які отримали найбільше розповсюдження серед черв'ячних передач. Головною метою розрахунку є визначення розмірів черв'яка та черв'ячного колеса, при яких забезпечується опір зубців черв'ячного колеса (як більш слабкої ланки) основним видам пошкоджень протягом заданого терміну служби та забезпечується умова жорсткості для черв'яка.

При цьому використовуються головні положення стандартів ДСТ 2144-74 “Передачи червячные цилиндрические. Основные размеры” та ДСТ 19650-74 “Передачи червячные цилиндрические. Расчет геометрии” при наступних умовах: вали спираються на підшипники кочення; корпус має достатню жорсткість і внутрішня його камера надійно захищена від бруду, пилу та вологи; зона зчеплення черв'яка з зубами черв'ячного колеса постійно змащується мастилом; середовище хімічно неагресивне; температура мастила в корпусі не перевищує  $95^\circ\text{C}$ ; колова швидкість черв'яка не перевищує  $9\text{ м/с}$ ; ступінь точності по нормам плавності та контакту становить  $6\dots 9$  за ДСТ 3675-81; параметр шорсткості робочих поверхонь зубців черв'ячного колеса  $R_a \geq 0,25$  (мкм), витків черв'яка  $R_a \geq 0,63$  (мкм); вихідний контур за ДСТ 19086-73; модулі  $m$  та коефіцієнти діаметра черв'яка  $q$  задовольняють ДСТ 19672-74.

Методикою розрахунку є алгоритм, що об'єднує розрахунок на міцність, геометричний та тепловий розрахунок заданої черв'ячної передачі в логічній послідовності, який може бути легко реалізовано як на ПК, так і на калькуляторі.

Основні положення розділу співпадають з положеннями розрахунку циліндричних зубчастих передач (розділ 5), згідно до яких спочатку обґрунтовуються головні параметри передачі з умов контактної міцності під впливом найбільшого тривало діючого крутного моменту на валу черв'ячного колеса  $T_{H2}$  (Нм), який приймається за вихідне розрахункове навантаження. Потім вносяться корективи

в геометрію в залежності від вказівок вищезазначених стандартів і потім виконуються перевірки міцності зубців черв'ячного колеса на усталений вигин під дією вихідного розрахункового навантаження  $T_{F2}$  і статичну міцність (контактну та на вигин) під дією пікових навантажень  $T_{Fmax2}$  та  $T_{Hmax2}$ . Однак для черв'ячної передачі додатково виконують тепловий розрахунок.

## 7.2. ГЕОМЕТРІЯ ПЕРЕДАЧІ

Циліндричні черв'яки виконують з лінійчастими чи нелінійчастими боковими поверхнями витків. Лінійчасті бокові поверхні черв'яків представляють собою слід прямої лінії, яка виконує гвинтовий рух з постійним кроком. Якщо пряма проходить через вісь (торцевий переріз окреслений спіраллю Архімеда), то такий черв'як називають архімедовим. У цьому випадку бокові поверхні витка черв'яка в осьовому перерізі окреслені прямими лініями з кутом профілю  $\alpha_n$  (рис. 7.1,а).

Якщо перерізи бокових поверхонь витків площиною, перпендикулярною до впадини або до витка, є прямолінійні, то черв'як називають конволютним. Суттєвим недоліком таких черв'яків є те, що їх можливо шліфувати тільки кругом, який окреслений складною кривою в осьовому перерізі.

Профіль витка черв'яка в перерізі, перпендикулярного до осі, може бути також окресленим по евольвенті кола. Такий черв'як називають евольвентним. В цьому випадку черв'як може розглядатися як евольвентне зубчасте колесо з малим числом зубців та великим кутом нахилу лінії зуба  $\beta$ . Так само як і косозубе колесо, евольвентний черв'як може зачіплюватись з косозубою прямобічною рейкою. Перевагою евольвентних черв'яків є можливість їх шліфування пласкою стороною шліфувального круга.

Черв'ячні передачі з архімедовим черв'яком за стандартом позначаються через ZA, з евольвентним – Z1, з конволютним – ZN1 при прямолінійному окресленні бокових сторін в нормальному перерізі витка та ZN2 – нормальному перерізі западини.

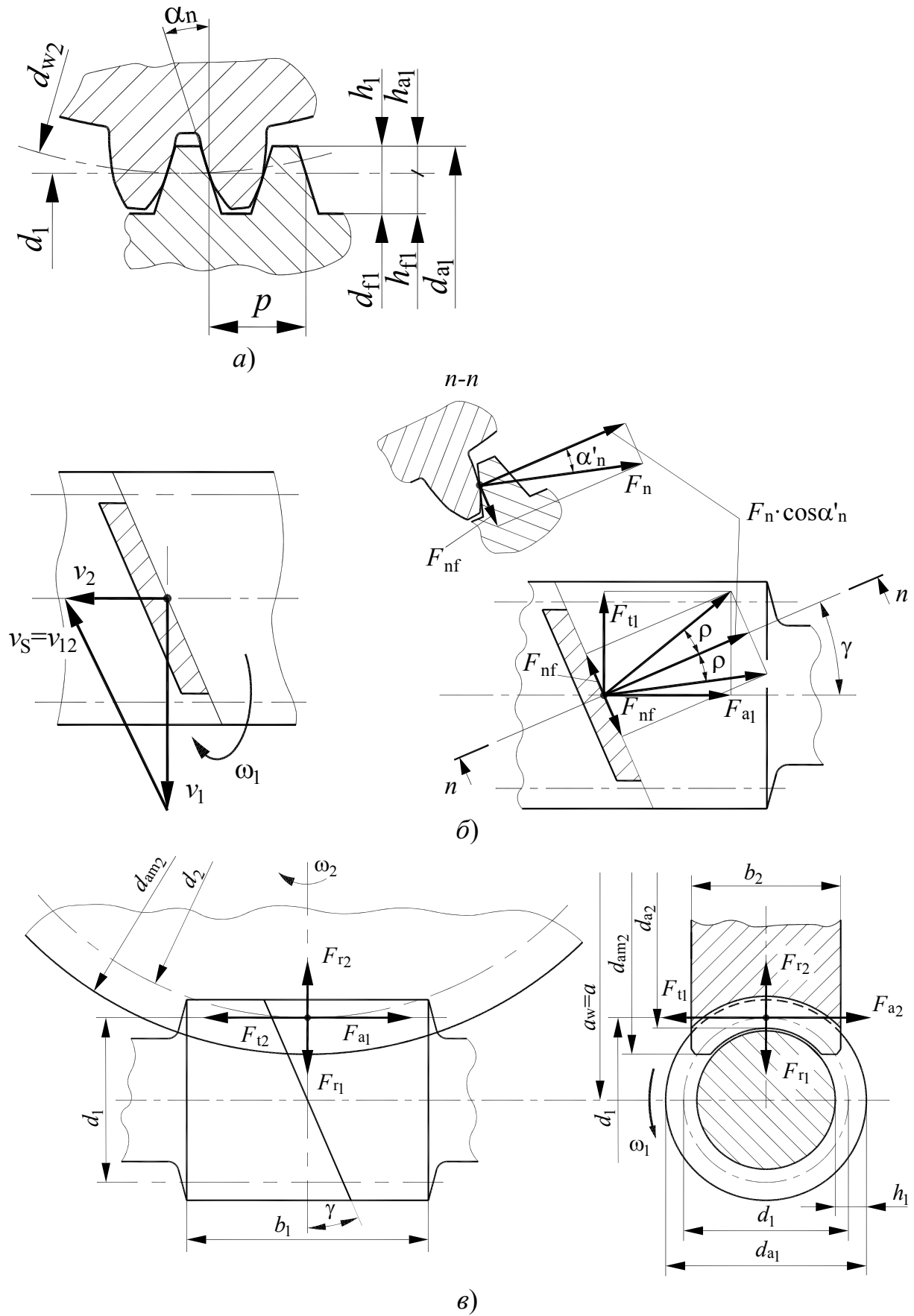


Рис. 7.1. До розрахунку черв'ячної передачі (початок)

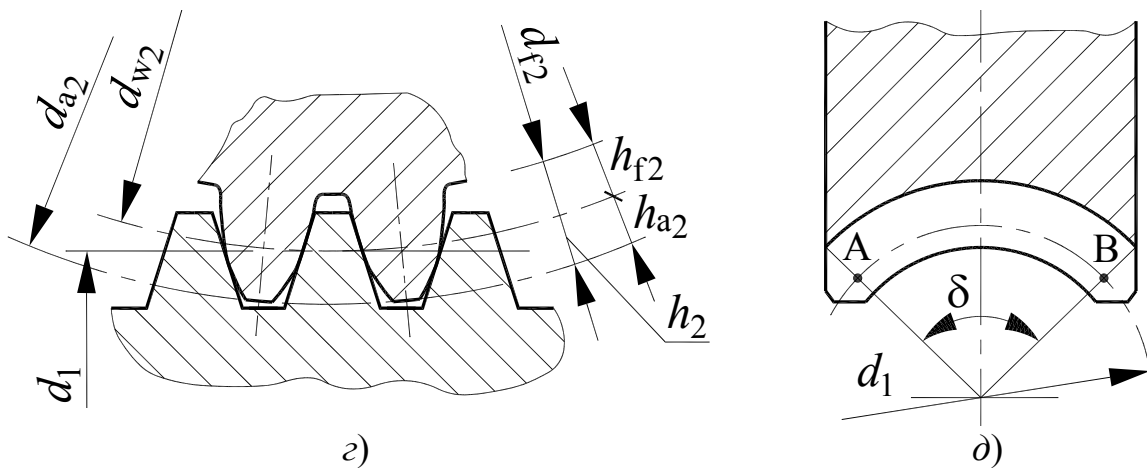


Рис. 7.1. До розрахунку черв'ячної передачі (закінчення)

Відстань між відповідними боковими сторонами двох суміжних витків, яка обмірена паралельно осі черв'яка, називають розрахунковим кроком черв'яка та позначають літерою  $p$  (рис. 7.1,а). Відношення кроку до числа  $\pi$  називають модулем –  $m = p/\pi$ . Величини модулів регламентовані ДСТ 19672-74, який передбачає два ряди значень:

- перший ряд:

2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0;

- другий ряд:

3,0; 3,5; 7,0; 12,0.

Модуль менший 2 (мм) для силових передач застосовувати не доцільно.

Ріжучі кромки черв'ячної фрези, призначеної для нарізання черв'ячного колеса, розміщуються по гвинтовим поверхням, які близькі до гвинтових поверхонь черв'яка. Таким чином, черв'ячна фреза певною мірою є аналогом черв'яка. У зв'язку з цим для уніфікації ріжучого інструменту стандарт ДСТ 19672-71 встановив два ряди значень коефіцієнта діаметра черв'яка  $q = d_1/m$ :

- перший ряд:

8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0;

- другий ряд:

7,1; 9,0; 11,2; 14,0; 18,0; 22,4.

Стандарт вимагає, щоб для модулів  $m$  від 2 до 12,5 (мм) значення коефіцієнта діаметра черв'яка  $q$  приймалися з першого ряду.

На черв'яку одного і того ж ділильного діаметра можна нарізати декілька гвинтових поверхонь або витків. Їх число позначається як  $z_1$ . Стандарт ДСТ 2144-76 встановлює наступні значення кількості витків:  $z_1 = 1; 2$  або  $4$  і приймається в залежності від передатного числа передачі (табл. 7.1).

Таблиця 7.1

**Кількість витків черв'яка від передатного числа**

$u$	8...16	16...31,5	31,5...80
$z_1$	4	2	1

Ділильний кут підйому гвинтової лінії  $\gamma$  (див. рис. 7.1,б) на циліндрі  $d_1 = m q$  визначається через співвідношення

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{p \cdot z_1}{\pi d_1} = \frac{z_1}{q}.$$

Зі збільшенням кута  $\gamma$  зростає коефіцієнт корисної дії (ККД) передачі. Тому для зниження витрат на тертя слід брати по можливості більше значення  $z_1$  та менше  $q$ . Однак зі зменшенням значення  $q$  падає жорсткість черв'яка на вигин та знижується навантажувальна здатність передачі. Тому при попередньому виборі слід приймати  $q \geq 0,25z_2$ , де  $z_2 \approx z_1 \cdot u$  – кількість зубців черв'ячного колеса.

Практикою доведено, що для ефективної роботи силової черв'ячної передачі повинно бути  $z_2 \geq 22$  при  $z_1 = 1$  та  $z_2 \geq 26$  при  $z_1 > 1$ . При цьому при будь-якому значенні  $z_1$  кількість зубців черв'ячного колеса  $z_2$  не повинно перевищувати 80.

**7.3. КІНЕМАТИКА ТА ККД ЧЕРВ'ЯЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ**

Одною із головних кінематичних характеристик черв'ячної передачі, яка визначає виділення тепла в зачепленні та вибір матеріалу для виготовлення черв'яка та черв'ячного колеса, є відносна швидкість ковзання витків черв'яка та зубців черв'ячного колеса  $v_s$ .

На рис. 7.1,б показано переріз одного зуба черв'ячного колеса. Вектори швидкостей  $v_1$  та  $v_2$  дотичних точок, які належать черв'яку та колесу, взаємно перпендикулярні і пов'язані рівнянням

$$\vec{v}_1 = \vec{v}_2 + \vec{v}_{12}.$$

Вектор  $\vec{v}_{12}$  є вектор швидкості ковзання точки контакту у відносному русі

$$v_S = |\vec{v}_{12}| = \frac{v_1}{\cos \gamma}.$$

Витрати потужності в черв'ячній передачі обумовлені не тільки ковзанням витка черв'яка відносно зуба колеса, а також тертям в підшипниках, на яких встановлені вали передачі, і витратами на перемішування та розбризування мастила. Отже, повний коефіцієнт корисної дії (ККД) передачі дорівнює

$$\eta = \eta_{\text{зач}} \cdot \eta_{\text{пп}} \cdot \eta_{\text{пм}},$$

де  $\eta_{\text{зач}}$  – ККД зачеплення, який може бути обчислений за формулою для ККД гвинтової пари:

$$\eta_{\text{зач}} = \frac{\text{tg } \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho)}.$$

Тут  $\rho$  – зведений кут тертя для матеріалів пари черв'як-колесо;  $\eta_{\text{пп}}$  – ККД пари підшипників;  $\eta_{\text{пм}}$  – частина загального ККД, яка враховує витрати на перемішування та розбризування мастила

$$\eta_{\text{пм}} = \frac{P_1}{P_1 + P_{\text{пм}}},$$

де  $P_1$  – потужність, що передається (кВт);  $P_{\text{пм}}$  – потужність, яка припадає на перемішування та розбризування (кВт):

$$P_{\text{пм}} = 0.75 \cdot 10^{-6} v_j b_j \sqrt{v_t v_j}^*,$$

де  $v_j$  – колова швидкість зануреної в мастило ланки передачі

---

\* Слід розрізняти літеру  $v$  [вэ] з латинського алфавіту та  $v$  [ню] з грецького.

(черв'яка або черв'ячного колеса) (м/с);  $b_j$  – ширина зануреної в мастило ланки (мм);  $v_t$  – кінематична в'язкість мастила при робочій температурі передачі ( $\cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с):

$$v_t = v_{50} / (0,02 \cdot t_2)^{2,6},$$

де  $v_{50}$  – кінематична в'язкість мастила при температурі 50 (°С);  $t_2$  – робоча температура мастила в картері передачі.

Середні значення ККД черв'ячної передачі наведені у таблиці 2.1.

#### 7.4. МАТЕРІАЛИ ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПАР

До матеріалів, з яких виготовляють ланки черв'ячної передачі, пред'являють наступні вимоги: наявність антифрикційних властивостей, добра припрацьовуваність та підвищена теплопровідність. Ці вимоги обумовлені високою швидкістю ковзання черв'яка відносно поверхні зуба черв'ячного колеса. Однак механічні властивості матеріалів, які задовольняють цим вимогам, не дуже високі.

Черв'як за час експлуатації має набагато більше циклів змін напружень, ніж зуб черв'ячного колеса. Окрім того, в залежності від конструктивних особливостей черв'як має суттєво меншу жорсткість. Тому зазвичай черв'яки виготовляють сталевими, цементованими та загартованими до твердості HRC 56...63. Після загартовування черв'яки шліфують та полірують. Найбільш часто застосовують сталі марок 20X та 18ХГТ. Якщо передача обслуговує допоміжні механізми, то можуть бути використані сталі 45, 40X або 40ХН.

Умовою отримання антифрикційної пари є підбір матеріалу віння черв'ячного колеса в залежності від очікуваної швидкості ковзання в зачепленні. Якщо ця швидкість не перевищує 2 (м/с), то для виготовлення черв'ячного колеса приймають сірий чавун. Якщо швидкість ковзання знаходиться в межах 2...8 (м/с), використовують бронзи, що не вміщують олово. При більш високих швидкостях ковзання використовують олов'янисті бронзи.

Орієнтовну швидкість ковзання в зоні контакту визначають за формулою (м/с)

$$v_S = 4 \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \sqrt[3]{T_{\max 2}}. \quad (7.1)$$



Чим вище швидкість ковзання, тим більш якісний матеріал слід застосовувати для виготовлення вінця колеса. У табл. 7.2 матеріали розділені на групи за опором заїданню. Вибір групи проводиться за коефіцієнтом еквівалентності  $K_{HE}$  (див. табл. 5.4) та відносної тривалості навантаження ПВ (задано у вихідних даних) згідно з рекомендаціями табл. 7.3.

Таблиця 7.2

**Механічні властивості матеріалів для вінця черв'ячного колеса**

Швидкість $v_s$ (м/с)	Група	Матеріал	Спосіб відливки	Механічні властивості (МПа)		
				$\sigma_B$	$\sigma_T$	
4...8	I а	БрО1ОН1Ф1	Ц	285	165	
		БрО1ОФ1	К	275	200	
3...4	I б	БрО5Ц5С5	З	230	140	
			К	200	90	
	II а	БрА1ОЖ4Н4	Ц	700	460	
			К	650	430	
		БрА1ОЖ3М <sub>ц</sub> 1,5	К	550	360	
			З	450	300	
		БрА9Ж3Л	Ц	530	245	
			К	500	230	
	2...3	II б	ЛЦ23А6Ж3М <sub>ц</sub> 2	З	425	195
				Ц	500	330
К				450	295	
$\leq 2$	III	СЧ 20 СЧ 15	З	400	260	
			З	355*	—	
			З	315*	—	

\* Наведені значення межі міцності на вигин  $\sigma_{вз}$ .

Прийняті позначання для відливки: Ц – відцентрова; К – у кокіль; З – в землю

Таблиця 7.3

**Вибір групи матеріалів для черв'ячних коліс**

Швидкість $v_s$ (м/с)	$K_{HE} \cdot PV$			
	$>0,4$	$0,2...0,4$	$0,1...0,2$	$<0,1$
8...4	I а	I а	I б	I б
4...3	I а	I б	II а	II б
3...2	I б	II а	II б	III
$<2$	II а	II б	III	III

## 7.5. РОЗРАХУНКОВЕ НАВАНТАЖЕННЯ

Міцність черв'ячної передачі обмежена міцністю матеріалу черв'ячного колеса. Тому режим роботи і розрахункове навантаження відносять саме до черв'ячного колеса.

Криву контактної утомленості високоолов'янистої бронзи з врахуванням спрацювання апроксимують рівнянням  $\sigma_i^8 N_i = \text{const}$ , яке співпадає з рівнянням для лівої гілки кривої контактної утомленості сталевих зубчастих коліс. Це обумовлює той факт, що положення розділу 5.5 (для сталевих коліс) майже цілком справедливі і для черв'ячних передач. Однак, коефіцієнт довговічності за контактною витривалістю визначають тільки для вінців з олов'янистої бронзи. Для безолов'янистої бронзи, латуні і чавунів його приймають рівним одиниці ( $Z_{N2} = 1$ ). Коефіцієнт довговічності за напруженнями вигину визначають при будь-якому матеріалі вінця черв'ячного колеса, як і для зубчастих передач, при показнику  $q_F = 9$  (див. (5.12)).

Коефіцієнт еквівалентності для черв'ячних передач розраховують за формулами (5.1) і (5.2). Це дозволяє використовувати класи навантажень з табл. 5.5, типові (див. рис. 5.3) і еквівалентні графіки (див. рис. 5.4).

Матеріали вінців черв'ячних коліс не мають зламу кривої стомленості. З метою збереження методичної єдності розрахунків зубчастих і черв'ячних передач для останніх введена умовна межа контактності витривалості  $\sigma_{Hlim}$ , яка віднесена до умовної бази  $N_{lim} = 10^7$  циклів. Напрацювання  $N_K$  обчислюють за формулами розділу 5.

Якщо навантаження на черв'ячну передачу змінне у часі, то графік (циклограма) навантаження і найбільший момент мають бути наведеними у технічному завданні. Якщо навантаження постійне, то задають номінальний крутний момент  $T_n = T_{max}$ .

Виходячи з того, що постійне навантаження зустрічається досить рідко, для подальших розрахунків приймаємо метод еквівалентних моментів. Коефіцієнти еквівалентності ( $K_{HE}$  і  $K_{FE}$ ) та коефіцієнт режиму  $x_p$  в залежності від заданого класу навантаження при-

ймати за табл. 5.4 і 5.5. Якщо клас навантаження не задано, то для подальших розрахунків вважають середньо імовірний клас  $H0,63$  (рис. 5.3, табл. 5.4 і 5.5).

## 7.6. ПОСЛІДОВНІСТЬ РОЗРАХУНКУ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ЧЕРВ'ЯЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ

Розрахунок циліндричної черв'ячної передачі на міцність ділиться на чотири незалежні напрямки:

- 1) визначення допустимих напружень;
- 2) розрахунок на міцність;
- 3) розрахунок основних геометричних параметрів;
- 4) тепловий розрахунок та визначення сил, що діють в зачепленні.

Алгоритм, а таким чином і програми, об'єднані в зазначеній вище послідовності в загальний цикл, але можуть бути реалізовані і окремо.

Передумовою розрахунку черв'ячної передачі є підготовка вихідних даних (табл. 7.4), які включають задані, прийняті та розраховані раніше величини.

Таблиця 7.4

### Вихідні дані для розрахунку

Вихідні дані	Позначання	Значення	Посилання
1. Термін служби передачі	$L_h$		Завдання на проектування
2. Передатне число	$u$		З кінематичного розрахунку привода
3. Частота обертання валу черв'яка (об/хв)	$n_1$		
4. Число витків черв'яка	$z_1$		З табл. 7.1
5. Швидкість ковзання в зоні контакту, що очікується (м/с)	$v_s$		(7.1)
6. Група матеріалу вінця черв'ячного колеса та його марка	$A$		$A = 1$ – олов'яниста бронза; $A = 2$ – безолов'яниста бронза; $A = 3$ – чавун
7. Механічні характеристики матеріалу вінця черв'ячного колеса	$\sigma_B$ $\sigma_T$		З табл. 7.2
8. Вид термічної обробки черв'яка	$B$		$B = 1$ – цементация; $B = 2$ – загартування індуктивне

Закінчення табл. 7.4

9. Ознаки наявності реверсу передачі	$C$		$C = 1$ – є реверс; $C = 2$ – без реверсу
10. Номінальне навантаження черв'ячного колеса (Нм)	$T_{n2}$		Розрахувати
11. Коефіцієнт перевантаження	$\beta$		Якщо не задано, прийняти $\beta = 1,6$
12. Максимальне навантаження черв'ячного колеса (Нм)	$T_{max2}$		Прийняти з циклограми навантаження. Інакше – $T_{max2} = \beta \cdot T_{n2}$
13. Коефіцієнт еквівалентності • за контактом • на вигин	$K_{HE}$ $K_{FE}$		Прийняти з табл. 5.5
14. Вихідне розрахункове навантаження (Нм) • за контактом • на вигин	$T_{H2}$ $T_{F2}$		$T_{H2} = K_{HE} T_{max2}$ $T_{F2} = K_{FE} T_{max2}$
15. Коефіцієнт динамічності	$K_{Hv}$		$K_{Hv} = 1,1 \dots 1,3$
16. Відношення середнього у часу моменту до розрахункового $x_p = K_{HE} \cdot \sum_{i=1}^k m_i t_i$	$x_p$		Значення $m_i$ , $t_i$ та $k$ прийняти з графіку навантаження або прийняти значення $x_p$ з табл. 5.4
17. Зведений модуль пружності (МПа) $E_v = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$	$E_v$		Для пари сталь-бронза $E_v = 1,26 \cdot 10^5$ (МПа)

*Примітка.*  $T_{n2}$  – розрахунковий момент на валу черв'ячного колеса.

### 7.6.1. Визначення допустимих напружень

Схема алгоритму визначення допустимих напружень наведена на рис. 7.2, а перелік вихідних даних зведених у табл. 7.4.

Визначення допустимих напружень проводиться згідно до наведеної нижче послідовності, яка відповідає алгоритму на рис. 7.2, у припущенні, що вже призначені марка сталі та спосіб термічної обробки для черв'яка, матеріал та спосіб виготовлення відливки вінця колеса.

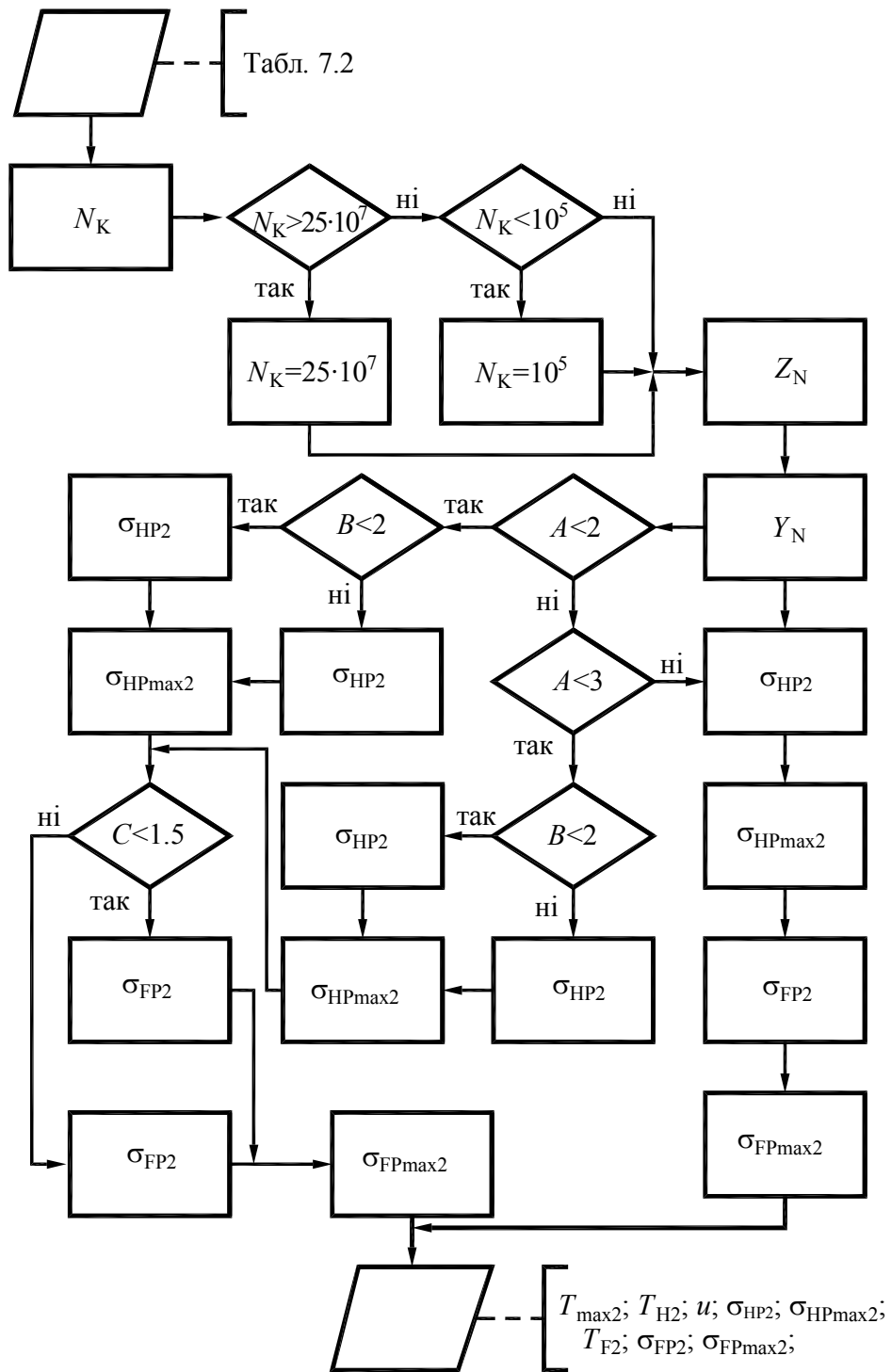


Рис. 7.2. Схема алгоритму розрахунку допустимих напружень

1. Обчислити число циклів змін напружень за весь термін роботи передачі

$$N_K = 60 \cdot n_2 \cdot L_h,$$

де  $n_2 = n_1/u$  – частота обертання колеса.

Якщо  $N_K < 10^5$ , то прийняти  $N_K = 10^5$ . Якщо  $N_K \geq 25 \cdot 10^7$ , то прийняти  $N_K = 25 \cdot 10^7$ .

2. Розрахувати коефіцієнт довговічності за контактними напруженнями

$$Z_{N2} = \sqrt[8]{10^7 / N_K}.$$

Для бронзи, яка не містить олово, та чавуну –  $Z_{N2} = 1$ .

3. Знайти коефіцієнт довговічності за напруженнями на вигин

$$Y_{N2} = \sqrt[9]{10^6 / N_K}.$$

4. Якщо для виготовлення вінця черв'ячного колеса прийнята олов'яниста бронза, то для передачі з цементованим черв'яком допустиме контактне напруження становить

$$\sigma_{HP2} = 0,9 \cdot \sigma_B \cdot Z_{N2}.$$

Для передач з черв'яком, який загартований з індуктивного нагріву, допустиме контактне напруження рівне

$$\sigma_{HP2} = 0,75 \cdot \sigma_B \cdot Z_{N2}.$$

5. Розрахувати найбільше допустиме контактне напруження. Для бронзи з часткою олова

$$\sigma_{HPmax2} = 4 \cdot \sigma_{T2}.$$

Для бронзи, яка не містить олово,

$$\sigma_{HPmax2} = 2 \cdot \sigma_{T2},$$

а для чавуну

$$\sigma_{HPmax2} = 1,65 \cdot \sigma_{B2}.$$

6. Якщо для виготовлення вінця черв'ячного колеса прийнята безолов'яниста бронза, то для передач з цементованим черв'яком допустиме контактне напруження

$$\sigma_{HP2} = (300 - 25 \cdot v_S) \cdot Z_{N2}.$$

Для передач з черв'яком, який загартований з індукційного нагріву, маємо

$$\sigma_{HP2} = (275 - 25 \cdot v_S) \cdot Z_{N2}.$$

Якщо для виготовлення черв'ячного колеса прийнято сірий чавун, то допустиме контактне напруження визначається за формулою

$$\sigma_{HP2} = (275 - 35 \cdot v_S) \cdot Z_{N2}.$$

7. Розрахувати допустиме і найбільше напруження на вигин:

- для бронзи при нереверсивній передачі

$$\sigma_{FP2} = (0,25 \cdot \sigma_T + 0,08 \cdot \sigma_B) \cdot Y_{N2}; \quad \sigma_{FPmax2} = 0,8 \cdot \sigma_T;$$

- для бронзи при реверсивній передачі

$$\sigma_{FP2} = 0,16 \cdot \sigma_B \cdot Y_{N2}; \quad \sigma_{FPmax2} = 0,8 \cdot \sigma_T;$$

- для чавуну (реверс не враховувати)

$$\sigma_{FP2} = 0,22 \cdot \sigma_B \cdot Y_{N2}; \quad \sigma_{FPmax2} = 0,75 \cdot \sigma_B.$$

8. Для подальшого розрахунку передачі необхідно виписати допустимі напруження за контактною міцністю  $\sigma_{HP2}$  та міцності на вигин  $\sigma_{FP2}$  для матеріалу вінця черв'ячного колеса, найбільші допустимі контактні напруження  $\sigma_{HPmax2}$  та напруження на вигин  $\sigma_{FPmax2}$  для перевірки статичної міцності.

### 7.6.2. Розрахунок на міцність

Схема алгоритму розрахунку циліндричної черв'ячної передачі на міцність зображена на рис. 7.3. Використовується метод еквівалентних моментів, при якому розрахунковий момент при розрахунку на контактну міцність  $T_{H2} = K_{HE} \cdot T_{max2}$ , а при розрахунку на вигин  $T_{F2} = K_{FE} \cdot T_{max2}$ . Для визначення пікового крутного моменту використовують коефіцієнт перевантаження  $T_{max}/T_{ном}$ , що наведений в каталозі електричних двигунів (він може задаватись окремо).

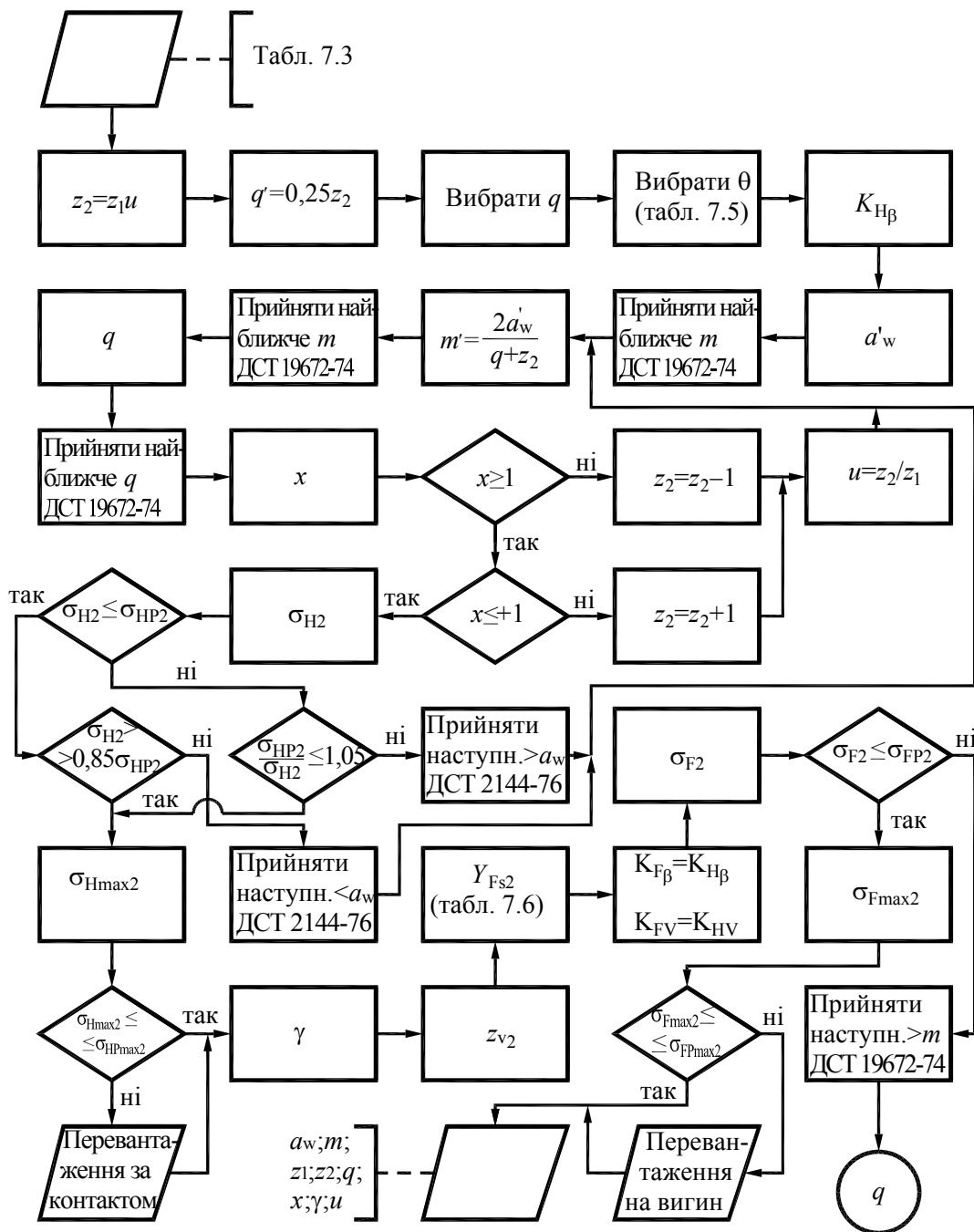


Рис. 7.3. Схема алгоритму розрахунку на міцність циліндричної черв'ячної передачі

Для всього циклу розрахунків прийняти наступні позначання:

- $j = 1$  – для усіх параметрів черв'яка;
- $j = 2$  – для усіх параметрів черв'ячного колеса.

1. Визначити число зубців черв'ячного колеса (ціле число)

$$z_2 = z_1 \cdot u.$$



2. Обчислити орієнтовне значення коефіцієнта діаметра черв'яка

$$q' = 0,25 \cdot z_2.$$

Результат округлити до найближчого значення зі стандартного ряду (стор. 155).

3. Розрахувати коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження

$$K_{H\beta} = 1 + \left( \frac{z_2}{\theta} \right)^3 (1 - x_p).$$

де  $\theta$  – коефіцієнт деформації черв'яка (табл. 7.5);  $x_p$  прийняти з табл. 5.5.

Таблиця 7.5

**Коефіцієнт деформації черв'яка  $\theta$**

$z_1$	$q$						
	7,1	8	10	12,5	14	16	20
1	57	72	108	154	176	225	248
2	45	57	86	121	140	171	197
4	37	45	70	98	122	137	157

4. Знайти міжосьову відстань (мм)

$$a'_w = 625 \cdot 3 \sqrt{\frac{T_{H2} K_{H\beta} K_{Hv}}{(\sigma_{HP2})^2}}.$$

Тут значення  $T_{H2}$  підставляти в Н·м, а  $\sigma_{HP2}$  – в МПа.

5. Прийняти найближче значення  $a_w$  зі стандартного ряду за ДСТ 2144-76 (стор. 129).

6. Визначити попереднє значення модуля (мм)

$$m' = \frac{2 \cdot a_w}{q + z_2}.$$

7. Прийняти найближче значення  $m$  зі стандартного ряду за ДСТ 19672-74 (стор. 155).

8. Розрахувати уточнене значення коефіцієнта діаметра черв'яка

$$q = \frac{2 \cdot a_w}{m} - z_2,$$

9. Прийняти найближче стандартне  $q$  (див. стор. 155).

10. Розрахувати коефіцієнт зміщення черв'яка

$$x = \frac{a_w}{m} - \frac{z_2 + q}{2}.$$

Якщо  $x < -1$ , слід зменшити кількість зубців черв'ячного колеса на одиницю ( $z_2 = z_2 - 1$ ). Якщо  $x > +1$ , то прийняти  $z_2 = z_2 + 1$ . Далі скорегувати передатне число  $u = z_2/z_1$  та перейти до п. 8. Число  $z_2$  змінювати до тих пір, поки не буде виконана умова  $|x| \leq 1$ .

11. Розрахувати контактне напруження на робочій поверхні зуба черв'ячного колеса (МПа)

$$\sigma_{H2} = \frac{0,5}{z_2/q} \sqrt{\frac{[(z_2/q) + 1]^3 E_v \cdot 10^3 \cdot T_{H2} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}}{a_w^3}}.$$

12. Перевірити умову міцності

$$\sigma_{H2} \leq \sigma_{HR2}.$$

Якщо умова не виконується, слід перевірити умову

$$\sigma_{H2} \leq 1,05 \cdot \sigma_{HR2}.$$

Якщо і вона не виконується, прийняти наступне більше стандартне значення міжосьової відстані  $a_w$  (див. п. 5) та перейти до п. 6. Перевірити також умову  $\sigma_{H2} \geq 0,85 \cdot \sigma_{HR2}$ . Якщо вона не виконується, прийняти менше стандартне значення міжосьової відстані (див. п. 5) і перейти до п. 6.

13. Розрахувати найбільше контактне напруження на робочій поверхні черв'ячного колеса при дії найбільшого крутного моменту

$$\sigma_{Hmax2} \leq \sigma_{H2} \cdot \sqrt{\beta}.$$

14. Перевірити умову статичної міцності робочих поверхонь зуба черв'ячного колеса за найбільшими контактними напруженнями

$$\sigma_{H\max 2} \leq \sigma_{HP\max 2}.$$

Якщо умова статичної міцності не виконується, необхідно конструктивними заходами знизити ці навантаження (наприклад, ввести в привод запобіжну муфту).

15. Розрахувати кут підйому витка черв'яка

$$\gamma = \arctg(z_1/q).$$

16. Визначити зведену кількість зубців черв'ячного колеса

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma.$$

17. Вибрати коефіцієнт форми зуба колеса та концентрації напружень  $Y_{FS2}$  в залежності від  $z_{v2}$  (табл. 7.6).

Таблиця 7.6

**Коефіцієнт форми зуба та концентрації напруження  $Y_{FS2}$**

$z_{v2}$	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150
$Y_{FS2}$	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27

18. Прийняти коефіцієнти нерівномірності розподілу навантажень та динамічності при розрахунку на усталений вигин

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}; K_{Fv} = K_{Hv}.$$

19. Розрахувати напруження вигину у ніжки зуба черв'ячного колеса (МПа)

$$\sigma_{F2} = \frac{1500 \cdot T_{F2} \cdot Y_{FS2} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot \cos \gamma}{z_2 \cdot q \cdot m^3}.$$

Перевірити умову міцності на вигин

$$\sigma_{F2} \leq \sigma_{FP2}.$$

Якщо умова міцності не виконується, прийняти наступне більше значення модуля  $m$  зі стандартного ряду (див. п. 7) та перейти до п. 8.

20. Розрахувати найбільше напруження вигину у ніжки зуба черв'ячного колеса при дії пікового крутного моменту (МПа)

$$\sigma_{F_{\max 2}} = \beta \cdot \sigma_{F2}.$$

Перевірити умову статичної міцності зуба черв'ячного колеса за найбільшими напруженнями вигину

$$\sigma_{F_{\max 2}} \leq \sigma_{FP_{\max 2}}.$$

Якщо ця умова не виконується, необхідно конструктивними засобами знизити пік навантаження (наприклад, використати в приводі запобіжну муфту з межею спрацювання за найбільшим моментом).

21. Друкувати основні розрахункові величини:

$$a_w; m; z_1; z_2; q; x; \gamma; u.$$

### 7.6.3. Розрахунок геометрії черв'ячної передачі

Схема алгоритму розрахунку геометричних параметрів черв'ячної передачі представлена на рис. 7.4.

1. Підготувати вихідні дані для розрахунку геометрії (табл. 7.7), що включають задані, прийняті та раніше розраховані величини.

Треба пам'ятати, що найбільше розповсюдження мають три види лінійчастих черв'яків: архімедовий ZA, евольвентний Z1 та конволютний ZN1 та ZN2. Вибір виду черв'яка залежить від технологічних можливостей.

2. Розрахувати ділильні діаметри черв'яка та колеса (мм):

$$d_1 = m \cdot q; \quad d_2 = m \cdot z_2.$$

3. Визначити діаметри вершин (мм):

- витка черв'яка

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a^* \cdot m;$$

- зубців черв'ячного колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot (h_a^* + x) \cdot m.$$

**Вихідні дані для розрахунку геометричних параметрів  
циліндричної черв'ячної передачі**

Вихідні дані	Позначання	Значення	Посилання
Міжосьова відстань (мм)	$a_w$		Прийняти за результатами розрахунку на міцність
Модуль (мм)	$m$		
Коефіцієнт діаметра черв'яка	$q$		
Число витків черв'яка	$z_1$		
Кількість зубців черв'ячного колеса	$z_2$		
Коефіцієнт зміщення черв'яка	$x$		
Ділильний кут підйому витка черв'яка	$\gamma$		
Вид черв'яка	$Z$		Задатися
Коефіцієнт висоти головки	$h_a^*$		Прийняти за ДСТ 19036-73 в залежності від виду черв'яка
Коефіцієнт радіального зазору	$c^*$		
Коефіцієнт розрахункової товщини	$s^*$		
Коефіцієнт радіуса кривизни перехідної кривої	$\rho_f^*$		
Ознака шліфування черв'яка	$D$		$D = 1$ – так; $D = 2$ – ні.

4. Розрахувати найбільший діаметр черв'ячного колеса (мм)

$$d_{ам2} = d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}.$$

Результат округлити до цілого числа.

5. Задатися коефіцієнтом висоти витка. Якщо прийнято евольвентний черв'як  $Z1$ , то коефіцієнт висоти витка дорівнює

$$h^* = 2 + 0,2 \cdot \cos \gamma.$$

Для всіх інших видів черв'яків  $h^* = 2,2$ .

6. Визначити висоту витка черв'яка (мм)

$$h_1 = h^* \cdot m.$$

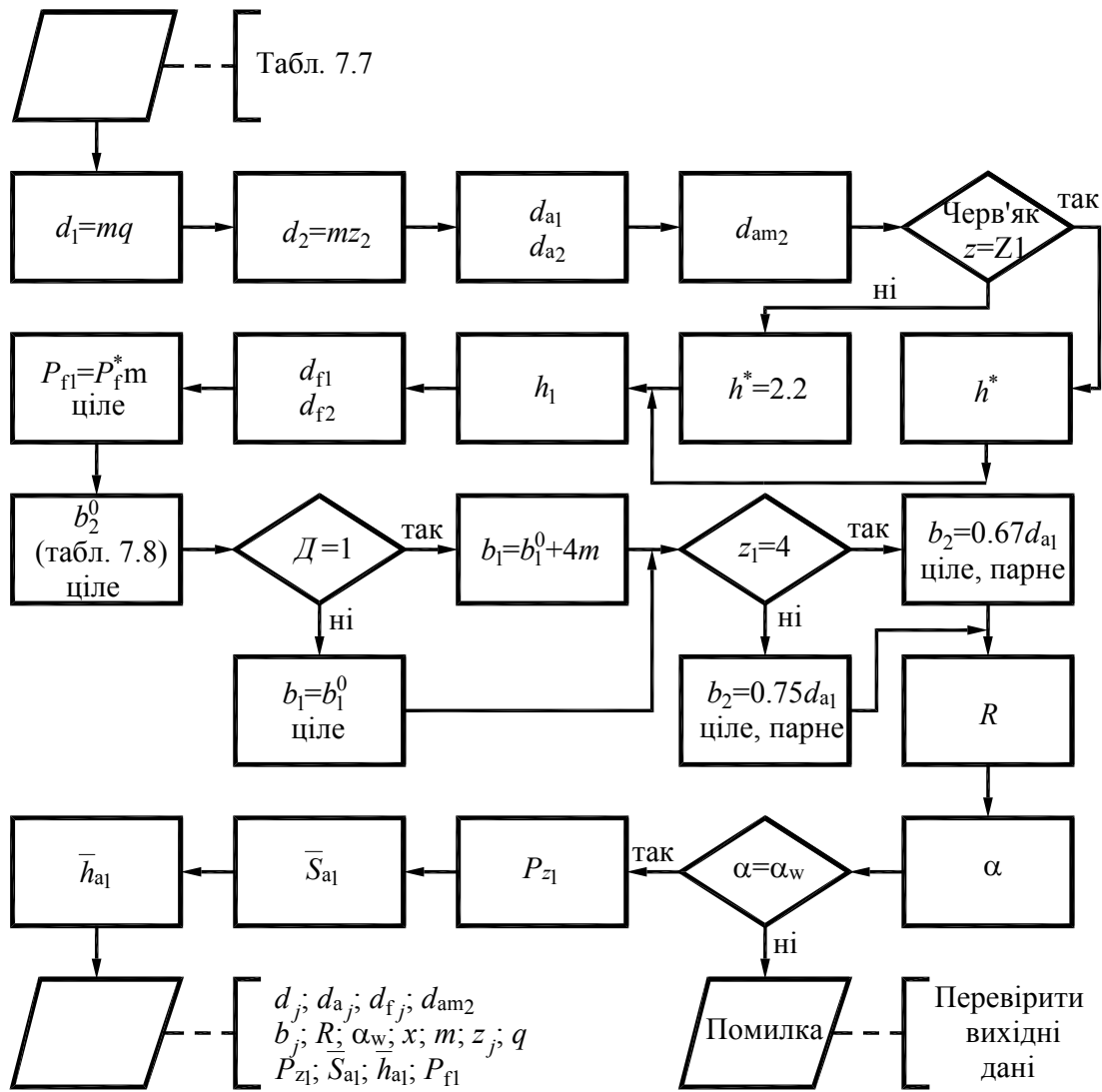


Рис. 7.4. Схема алгоритму розрахунку геометричних параметрів черв'ячної передачі

7. Розрахувати діаметри западини черв'яка та колеса (мм):

$$d_{f1} = d_{a1} - 2h_1;$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot (h_a^* + c^* + x) \cdot m.$$

8. Визначити радіус кривизни перехідної кривої черв'яка

$$\rho_{f1} = \rho_f^* \cdot m.$$

9. Розрахувати довжину нарізної частини черв'яка  $b_1^0$  (мм) згідно з рекомендаціями табл. 7.8 та округлити до найближчого цілого числа.

Розрахункові залежності для  $b_1^0$ 

$x$	$z_1$	
	1 та 2	4
-1	$b_1^0 \geq (12 + 0,1 \cdot z_1) \cdot m$	$b_1^0 \geq (10,5 + z_1) \cdot m$
-0,5	$b_1^0 \geq (8 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m$	$b_1^0 \geq (12 + 0,09 \cdot z_2) \cdot m$
0	$b_1^0 \geq (11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m$	$b_1^0 \geq (12,5 + 0,09 \cdot z_2) \cdot m$
+0,5	$b_1^0 \geq (12 + 0,1 \cdot z_2) \cdot m$	$b_1^0 \geq (12,5 + 0,1 \cdot z_2) \cdot m$
+0,5	$b_1^0 \geq (12 + 0,1 \cdot z_2) \cdot m$	$b_1^0 \geq (13 + 0,1 \cdot z_2) \cdot m$

10. Якщо черв'як шліфується ( $D = 1$ ), то довжину нарізаної частини черв'яка прийняти (мм)

$$b_1 = b_1^0 + 4 \cdot m.$$

11. Розрахувати ширину вінця черв'ячного колеса  $b_2$  (мм)

$$b_2 \leq 0,75d_{a1} \text{ при } z_1 = 1 \text{ та } 2$$

$$b_2 \leq 0,67d_{a1} \text{ при } z_1 = 4$$

Значення  $b_2$  округлити до найближчого цілого парного числа.

12. Визначити радіус закруглення поверхні вершин зубців черв'ячного колеса (мм)

$$R = 0,5 \cdot d_1 - m.$$

Результат округлити до найближчого цілого числа.

13. Розрахувати геометричну міжосьову відстань (мм)

$$a = \frac{m \cdot (q + z_2 + 2x)}{2}.$$

Значення  $a$  повинно точно дорівнювати значенню  $a_w$  в вихідних даних (див. табл. 7.7). Якщо ця умова не виконується, перевірити вихідні дані.

15. Розрахувати дані для контролю:

- хід витка (мм)

$$p_{z1} = \pi \cdot m \cdot z_1;$$

- ділильну товщину по хорді витка черв'яка (мм)

$$\bar{s}_{a1} = s^* \cdot m \cdot \cos \gamma;$$

- висоту до хорди витка (мм)

$$\bar{h}_{a1} = h_a^* \cdot m + 0.5 \cdot \bar{s}_{a1} \cdot \operatorname{tg} \left( 0.5 \cdot \arcsin \frac{\bar{s}_{a1} \sin^2 \gamma}{d_1} \right).$$

16. Друкувати основні розрахункові величини:

$$d_1; d_{a1}; d_{f1}; d_2; d_{a2}; d_{am2}; d_{f2}; b_1; b_2; R; a_w; \\ x; m; z_1; z_2; q; p_{z1}; \bar{s}_{a1}; \bar{h}_{a1}; \rho_{f1}.$$

#### **7.6.4. Тепловий розрахунок та розрахунок сил, що виникають в зачепленні**

Схема алгоритму розрахунків наведена на рис. 7.5, а вихідні дані включають задані, прийняті та раніше розраховані величини.

1. Підготувати вихідні дані для розрахунку та звести їх в табл. 7.9.
2. Розрахувати колові швидкості (м/с):

$$v_j = \frac{\pi \cdot d_j \cdot n_j}{60 \cdot 10^3}.$$

3. Визначити швидкість ковзання (м/с)

$$v_S = v_1 / \cos \gamma.$$

4. Розрахувати допоміжну величину  $\chi_{\text{чм}}$ , яка необхідна для вибору в'язкості мастила

$$\chi_{\text{чм}} = \frac{\sigma_{\text{H2}}^2}{10^3 v_S}.$$

5. Вибрати в'язкість мастила для черв'ячної передачі з табл. 7.10.



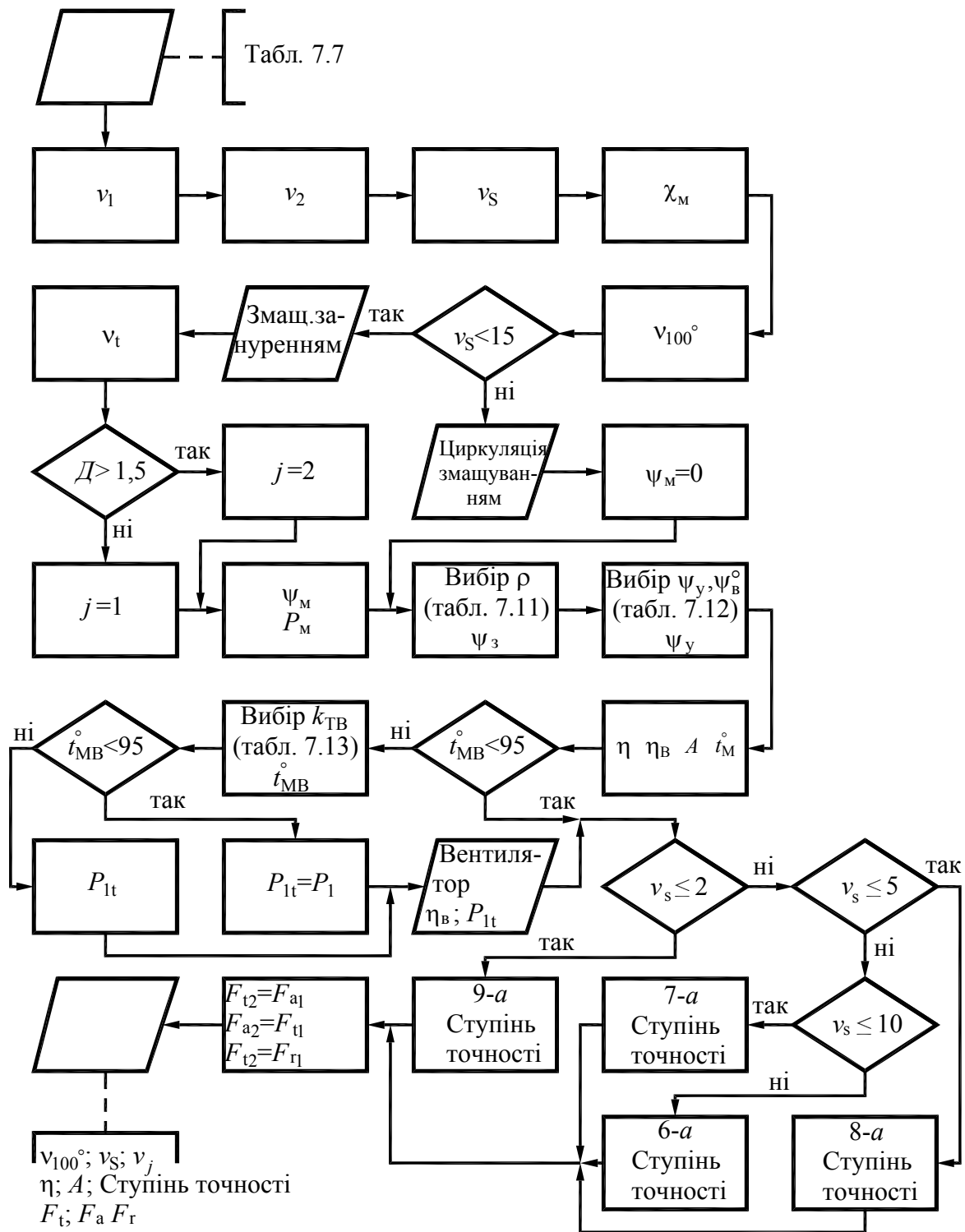


Рис. 7.5 Схема алгоритму розрахунку сил в зачепленні циліндричної черв'ячної передачі та теплового розрахунку

Таблиця 7.9

**Вихідні дані для розрахунку сил в зачепленні та теплового розрахунку циліндричної черв'ячної передачі**

Вихідні дані	Позначання	Значення	Посилання
Потужність, що передається (кВт)	$P_1$		Завдання на проектування
Максимальний момент на валу черв'ячного колеса (Н·м)	$T_{2\max}$		Розрахувати
Кут профілю (град)	$\alpha$	20	ДСТ 19036-73
Ділильні діаметри черв'яка та колеса	$d_1$ $d_2$		Прийняти за результатами розрахунку геометрії черв'ячної передачі
Ширина нарізаної частини черв'яка (мм)	$b_1$		
Ширина черв'ячного колеса (мм)	$b_2$		
Ділильний кут підйому витка черв'яка (град)	$\gamma$		
Частота обертання вала черв'яка (об/хв)	$n_1$		Прийняти за кінематичним розрахунком
Передатне число	$u$		
Група матеріалу вінця черв'ячного колеса	$A$		$A = 1$ – бронза, що містить олово; $A = 2$ – бронза не містить олово; $A = 3$ – чавун.
Міжосьова відстань (мм)	$a_w$		Прийняти за результатами розрахунку на міцність
Контактне напруження на робочій поверхні зуба черв'ячного колеса	$\sigma_{H2}$		
Схема розміщення черв'яка	$D$		$D = 1$ – черв'як знаходиться знизу; $D = 2$ – угорі. Задатись за кінематичною схемою.
Робоча температура мастила	$t_2^\circ$		Задатись, але не більш $95^\circ\text{C}$
Коефіцієнт теплопередачі (Вт $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ )	$k_T$		Прийняти $k_T = 16$
Коефіцієнт теплоємності основи	$\psi$		$\psi = 0,3$ – металічна рама; $\psi = 1$ – бетонна основа.
Температура навколишнього середовища (град)	$t_0^\circ$		Якщо нема вказівок, прийняти $t_0^\circ = 20^\circ\text{C}$

**В'язкість нафтових мастил  $\nu_{100^\circ}$  для черв'ячних передач**

$\chi_{\text{чм}}$	1,5	2	3	5	7	10	15	20
$\nu_{100^\circ}$ (мм <sup>2</sup> /с)	8...11	8,5...12	9...14	12...17	14...19	16...22	20...27	23...30

6. Обрати спосіб змащування. Якщо  $\nu_S < 15$  (м/с), прийняти спосіб змащування зануренням. Інакше прийняти циркуляційний спосіб змащування, для якого коефіцієнт витрат на перемішування мастила  $\psi_M = 0$  та перейти до п. 10.

Якщо обрано змащування зануренням, розрахувати в'язкість мастила при робочій температурі

$$\nu_t = \left(0,02 \cdot t_2^\circ\right)^{2,6} \cdot \nu_{100^\circ}.$$

8. Розрахувати витрати потужності на перемішування мастила (кВт)

$$P_M = 0,75 \cdot 10^{-5} \nu_j b_j \sqrt{\nu_t \nu_j}.$$

Тут індекс  $j$  вказує, яка ланка передачі занурена в мастило:

- $j = 1$  – занурено черв'як;
- $j = 2$  – занурене черв'ячне колесо.

9. Розрахувати коефіцієнт витрат на перемішування мастила

$$\psi_M = 1 - \frac{P_1}{P_1 + P_M}.$$

10. Вибрати значення кута тертя  $\rho$  в залежності від швидкості ковзання  $\nu_S$  та групи матеріалу вінця черв'ячного колеса за табл. 7.11.

11. Розрахувати коефіцієнт витрат в зачепленні

$$\psi_3 = 1 - \frac{\text{tg } \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho)}.$$

12. Вибрати значення відносних витрат  $\psi_y$  в ущільнювачах та вентиляційних витрат  $\psi_B^0$  при  $n_1 = 1500$  (об/хв) з табл. 7.12.

Таблиця 7.11

**Залежність кута тертя  $\rho$  від швидкості ковзання  $v_S$   
та групи матеріалу вінця черв'ячного колеса  $A$**

Швидкість $v_S$ (м/с)	Кут тертя $\rho$ (град)	
	Група матеріалу	
	$A=1$	$A=2, A=3$
0,01	5,667	6,833
0,1	4,500	5,167
0,25	3,667	4,333
0,5	3,167	3,667
1,0	2,833	3,167
1,5	2,333	2,833
2,0	2,000	2,500
2,5	1,167	2,333
3,0	1,500	2,000
4,0	1,333	1,667
7,0	1,000	1,500
10,0	0,917	1,333
15,0	0,833	1,167

Таблиця 7.12

**Відносні витрати  $\psi_y$  в ущільнювачах  
та вентиляційні витрат  $\psi_B^0$  при  $n_1 = 1500$  (об/хв)**

$a_w$ (мм)	$\psi_y$	$\psi_B^0$
40	0,109	0,003
50	0,100	0,004
63	0,089	0,006
80	0,078	0,010
100	0,070	0,015
125	0,062	0,024
140	0,059	0,030
160	0,055	0,040
180	0,053	0,050
200	0,050	0,062
225	0,047	0,080
250	0,045	0,100
280	0,042	0,127
315	0,039	0,165

13. Розрахувати коефіцієнт вентиляційних витрат при робочій частоті обертання вала черв'яка

$$\psi_B = \psi_B^0 \left( \frac{n_1}{1500} \right)^2.$$

14. Визначити коефіцієнт корисної дії черв'ячної передачі (без вентиляційних витрат)

$$\eta = 1 - \psi_3 - \psi_M - \psi_y.$$

15. Визначити коефіцієнт корисної дії черв'ячної передачі з врахуванням вентиляційних витрат

$$\eta_B = \eta - \psi_B.$$

16. Розрахувати розмір поверхні теплопередачі корпусу черв'ячного редуктора (м<sup>2</sup>)

$$A = 20 \left( \frac{a_w}{10^3} \right)^{1,7}.$$

17. Обчислити орієнтовне значення температури мастила при усталеному режимі роботи

$$t_M^\circ = \frac{10^3 \cdot P_1 \cdot (1 - \eta)}{k_T \cdot A \cdot (1 + \psi)} + t_0^\circ.$$

18. Температура мастила не повинна бути вище 95 (°C). Якщо умова  $t_M^\circ < 95$  (°C) виконується, перейти до п. 20. Інакше прийняти систему охолодження з вентилятором. У цьому випадку коефіцієнти теплопередачі прийняти за табл. 7.13.

Таблиця 7.13

**Коефіцієнт теплопередачі  $k_{ТВ}$  поверхні корпусу, що обдувається вентилятором**

$n_1$ (об/хв)	700	900	1400	2800
$k_{ТВ}$ (Вт/м <sup>2</sup> с)	24	29	35	50

19. Розрахувати температуру мастила за умови охолодження корпусу вентилятором

$$t_{\text{MB}}^{\circ} = \frac{10^3 \cdot P_1 \cdot (1 - \eta_B)}{(0,6 \cdot k_T \cdot (1 + \psi) + 0,4 \cdot k_{\text{TB}}) \cdot A} + t_0^{\circ}.$$

Якщо умова  $t_{\text{MB}}^{\circ} < 95$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) не виконується, визначити “термічну” потужність, яку може передати черв’ячний редуктор (кВт)

$$P_{1t} = \frac{(95^{\circ} - t_0^{\circ}) \cdot (0,6 \cdot k_T \cdot (1 + \psi) + 0,4 \cdot k_{\text{TB}}) \cdot A}{10^3 \cdot (1 - \eta_B)}.$$

20. Назначити ступінь точності передачі за ДСТ 3675-81 в залежності від швидкості ковзання (табл. 7.14)

Таблиця 7.14

**Степінь точності передачі в залежності від швидкості ковзання**

Швидкість $v_S$ (м/с)	> 10	10...5	5...2	$\leq 2$
Ступінь точності	6	7	8	9

21. Колова сила в зачепленні на черв’ячному колесі дорівнює осьовій силі на черв’яку (Н)

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_2}{d_2}.$$

22. Осьова сила  $F_{a2}$  на черв’ячному колесі дорівнює колівій силі на черв’яку  $F_{t1}$  (Н)

$$F_{a2} = F_{t1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_2}{d_1 \cdot u \cdot \eta}.$$

26. Розрахувати радіальні сили  $F_{rj}$

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

27. Друкувати:

- швидкості  $v_j$ ;  $v_S$ ;
- в’язкість  $v_{100^{\circ}}$ ; спосіб змащування;  $\eta$ ;  $\eta_B$ ;  $A$ ;  $P_1$ ;  $P_{1t}$ ;
- ступінь точності передачі;
- сили  $F_{tj}$ ;  $F_{aj}$  та  $F_{rj}$ .

## РОЗДІЛ 8. ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКІВ

### 8.1. ЕНЕРГО-КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДІВ

#### 8.1.1. Вибір електродвигуна (приклад 1...3)

**Приклад 1.** Обрати двигун для стрічкового конвеєра, схема якого зображена на рис. 1.2,*a*, при наступних вихідних параметрах:

- номінальний крутний момент на вихідному валу веденої машини  $T_B = 1,0$  (кНм);
- кутова швидкість вихідної ланки  $\omega_B = 4$  (с<sup>-1</sup>);
- термін роботоздатності  $L_h = 12 \cdot 10^3$  (годин).

1. Необхідна номінальна потужність на вхідному валу веденої машини (кВт)

$$P_n = P_A = \frac{T_B \cdot n_B}{9550 \cdot \eta_{\text{заг}}},$$

де  $n_B$  – частота обертання вихідного валу веденої машини (об/хв):

$$n_B = \frac{30\omega_B}{\pi} = \frac{30 \cdot 4}{\pi} = 38,2;$$

$\eta_{\text{заг}}$  – загальний коефіцієнт корисної дії (ККД) привода:

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_{\text{пс}} \cdot \eta_{\text{пп}}^3 \cdot \eta_{\text{зп}}^2 \cdot \eta_{\text{ущ}} = 0,95 \cdot 0,995^3 \cdot 0,97^2 \cdot 0,98 = 0,863,$$

де середні значення ККД елементів привода прийняті з табл. 2.1:

- $\eta_{\text{пс}} = 0,95$  – ККД пасової передачі;
- $\eta_{\text{пп}} = 0,995$  – ККД однієї пари підшипників кочення;
- $\eta_{\text{зп}} = 0,97$  – ККД закритої циліндричної зубчастої передачі;
- $\eta_{\text{ущ}} = 0,98$  – коефіцієнт, що враховує витрати енергії на перемішування мастила та в ущільнювачах.

Таким чином,

$$P_A = \frac{1 \cdot 10^3 \cdot 38,2}{9550 \cdot 0,863} = 4,64 \text{ (кВт)}.$$

## 2. Частота обертання ротора двигуна

$$n'_{\text{дв}} = n_{\text{В}} \cdot u'_{\text{заг}},$$

де  $u'_{\text{заг}} = u_{\text{пс}} \cdot u_{\text{ред}}$  – загальне передатне число привода, що може бути забезпечено за заданою кінематичною схемою привода. Згідно до табл. 2.2 та 2.3 середні рекомендовані значення передатних чисел становлять: для редуктора  $u_{\text{ред}} = 20$ , для пасової передачі  $u_{\text{пс}} = 2$ . Таким чином

$$u'_{\text{заг}} = u_{\text{пс}} \cdot u_{\text{ред}} = 20 \cdot 2 = 40.$$

Очікувана частота обертання ротора двигуна (об/хв)

$$n'_{\text{дв}} = 38,2 \cdot 40 = 1528.$$

3. З каталогу приймаємо трифазний електричний двигун 4А112М4У3 серії 4А (ДСТ 19523-81Е) з наступними технічними характеристиками (додаток А):

- $P_{\text{н}} = 5,5$  (кВт) – номінальна потужність;
- $n_{\text{дв}} = 1445$  (об/хв) – фактична частота обертання ротора;
- $\frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}} = 2,2$  – відношення максимального крутного моменту до номінального;
- напруги та номінальна частота електричної мережі – 380 (В) / 50 (Гц).

Оскільки привод, що розробляється, входить до першої групи навантажень, то перевірка на нагрів двигуна не проводиться.

## 4. Загальне фактичне передатне число привода

$$u_{\text{заг}} = n_{\text{дв}} / n_{\text{В}} = 1445 / 38,2 = 37,83.$$

Приймаємо значення  $u_{\text{ред}}$  зі стандартного ряду –  $u_{\text{ред}} = 20$ .

Розраховуємо передатне число пасової передачі:

$$u_{\text{пс}} = u_{\text{заг}} / u_{\text{ред}} = 37,83 / 20 = 1,89.$$



**Приклад 2.** Обрати двигун для стрічкового конвеєра, схема якого представлена на рис. 1.2,б при наступних вихідних даних:

- ефективна (номінальна) сила опору, що діє на робочий орган веденої машини,  $F_B = 4,0$  (кН);
- лінійна швидкість робочого органу  $v_B = 1$  (м/с);
- діаметр барабана, на якому задана колова швидкість  $v_B - D = 500$  (мм);
- термін роботоздатності  $L_h = 12 \cdot 10^3$  (годин).

1. Необхідна номінальна потужність на вхідному валу веденої машини (кВт)

$$P_A = \frac{F_B \cdot v_B}{10^3 \cdot \eta_{\text{заг}}} = \frac{4 \cdot 10^3 \cdot 1,0}{10^3 \cdot 0,863} = 4,63,$$

де

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_{\text{пс}} \cdot \eta_{\text{пш}}^3 \cdot \eta_{\text{кон}} \cdot \eta_{\text{цил}} \cdot \eta_{\text{уш}} = 0,95 \cdot 0,995^3 \cdot 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,98 = 0,854,$$

- $\eta_{\text{пс}} = 0,95$  – ККД пасової передачі;
- $\eta_{\text{пш}} = 0,995$  – ККД однієї пари підшипників кочення;
- $\eta_{\text{кон}} = 0,96$ ,  $\eta_{\text{цил}} = 0,97$  – ККД закритих конічної та циліндричної зубчастих передач;
- $\eta_{\text{уш}} = 0,98$  – коефіцієнт, що враховує витрати енергії на перемішування мастила та в ущільнювачах.

2. Частота обертання вихідного валу веденої машини (об/хв)

$$n_B = \frac{60000 \cdot v_B}{\pi \cdot D} = \frac{60000 \cdot 1}{\pi \cdot 500} = 38,2.$$

Послідуючий розрахунок повторює розрахунок прикладу 1 і тому для скорочення матеріалу тут не приводиться (пункти 3 і 4).

**Приклад 3.** Обрати двигун для привода дискового живильника, схема якого представлена на рис. 1.2,в. Дано:

- номінальний крутний момент на вихідному валу веденої машини  $T_B = 0,9$  (кНм);
- кутова швидкість вихідної ланки  $\omega_B = 1,6$  ( $\text{с}^{-1}$ );
- термін роботоздатності  $L_h = 12 \cdot 10^3$  (годин).

1. Необхідна номінальна потужність на вхідному валу веденої машини

$$P_A = \frac{T_B \cdot n_B}{9550 \cdot \eta_{\text{заг}}},$$

де  $n_B$  – частота обертання вихідного валу (об/хв):

$$n_B = \frac{30\omega_B}{\pi} = \frac{30 \cdot 1,6}{\pi} = 15,3;$$

$\eta_{\text{заг}}$  – загальний коефіцієнт корисної дії (ККД) привода:

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_{\text{пс}} \cdot \eta_{\text{пп}}^2 \cdot \eta_{\text{чп}} \cdot \eta_{\text{ущ}} = 0,95 \cdot 0,995^2 \cdot 0,75 \cdot 0,98 = 0,69,$$

де середні значення ККД механічних передач прийняті з табл. 2.1:

- $\eta_{\text{пс}} = 0,95$  – ККД пасової передачі;
- $\eta_{\text{пп}} = 0,995$  – ККД однієї пари підшипників кочення;
- $\eta_{\text{чп}} = 0,75$  – ККД черв'ячної передачі з однозахідним черв'яком;
- $\eta_{\text{ущ}} = 0,98$  – ККД, що враховує витрати енергії на перемішування мастила та в ущільнювачах;

Таким чином,

$$P_A = \frac{0,9 \cdot 10^3 \cdot 15,3}{9550 \cdot 0,69} = 2,1 \text{ (кВт)}.$$

2. Частота обертання ротора двигуна

$$n_{\text{дв}} = n_B \cdot u'_{\text{заг}},$$

де  $u'_{\text{заг}} = u_{\text{пс}} \cdot u_{\text{ред}}$  – загальне передатне число привода, що може бути забезпечено за заданою кінематичною схемою

Середні рекомендовані значення передатних чисел черв'ячного редуктора з однозахідним черв'яком  $u_{\text{ред}} = 30$  і пасової передачі  $u_{\text{пс}} = 3$  прийняті з табл. 2.2 та табл. 2.3:

$$u_{\text{заг}} = 30 \cdot 3 = 90.$$

Очікувана частота обертання ротора двигуна (об/хв)

$$n_{\text{дв}} = 15,3 \cdot 90 = 1377.$$

3. З каталогу (див. додаток А) приймаємо електричний двигун 4А90L4У3, для якого

$$P_{\text{н}} = 2,2 \text{ (кВт)}; n_{\text{дв}} = 1425 \text{ (об/хв)}; \frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}} = 2,2.$$

Оскільки привод, що розробляється, відноситься до першої групи навантажень, то перевірка на нагрів двигуна не виконується.

5. Потужність на вхідному валу черв'ячного редуктора

$$P_1 = P_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{пс}} = 2,2 \cdot 0,94 = 2,07 \text{ (кВт)}.$$

4. Загальне передатне число привода

$$u_{\text{заг}} = n_{\text{дв}} / n_{\text{в}} = 1425 / 15,3 = 93,14.$$

Рекомендоване передатне число черв'ячного редуктора (табл. 7.1)

$$u_{\text{ред}} = 31,5$$

і пасової передачі

$$u_{\text{пс}} = u_{\text{заг}} / u_{\text{ред}} = 93,14 / 31,5 \approx 3.$$

### 8.1.2. Розподіл передатного числа редуктора між ступенями (приклади 4...6)

**Приклад 4.** Розподілити по ступеням передатне число  $u_{\text{ред}}$  циліндричного двоступінчастого редуктора за розгорнутою схемою (рис. 2.1) та визначити крутні моменти кожного валу згідно з розрахунками Прикладу 1. Навантаження – постійне.

1. Передатне число швидкохідного ступеня

$$u_{\text{ш}} = 0,75 \cdot \sqrt[3]{u_{\text{ред}}^2} = 0,75 \cdot \sqrt[3]{20^2} = 5,52.$$

Приймаємо  $u_{\text{ш}} = 5,6$ .

2. Передатне число тихохідного ступеня

$$u_{\text{т}} = u_{\text{ред}}/u_{\text{ш}} = 20/5,6 = 3,57.$$

Приймаємо  $u_{\text{т}} = 3,55$ .

3. Визначаємо відношення міжосьових відстаней тихохідного та швидкохідного ступенів редуктора

$$\frac{(a_w)_{\text{т}}}{(a_w)_{\text{ш}}} = 1,15 \frac{(u_{\text{т}} + 1)}{(u_{\text{ш}} + 1)} \sqrt[3]{\frac{u_{\text{ш}}^2}{u_{\text{т}}}} = 1,15 \frac{(3,55+1)}{(5,6+1)} \sqrt[3]{\frac{5,6^2}{3,55}} = 1,63.$$

Приймаємо  $(a_w)_{\text{т}}/(a_w)_{\text{ш}} = 1,6$ .

4. Уточнюємо передатні числа ступенів

$$u_{\text{ш}} = \frac{u_{\text{ред}} - B}{B - 1} = \frac{20 - 3,78}{3,78 - 1} = 5,8,$$

$$\text{де } B = \left( \frac{(a_w)_{\text{т}}}{(a_w)_{\text{ш}}} \right) \frac{\sqrt[3]{u_{\text{ред}}}}{K} = 1,6 \frac{\sqrt[3]{20}}{1,15} = 3,78.$$

Приймаємо  $u_{\text{ш}} = 5,6$ . Для тихохідного ступеня

$$u_{\text{т}} = u_{\text{ред}}/u_{\text{ш}} = 20/5,6 = 3,57.$$

Приймаємо  $u_{\text{т}} = 3,55$ .

5. Крутний момент на валу двигуна (Нм)

$$T_{\text{дв}} = 9550 \frac{P_n}{n_{\text{дв}}} = 9550 \frac{5,5}{1445} = 36,35.$$

6. Крутні моменти  $T$  і частоти обертання  $n$  на послідовних валах згідно з прийнятою нумерацією (рис. 1.2,а):

$$T_I = T_{\text{дв}} \cdot u_{\text{пс}} \cdot \eta_{\text{пс}} = 36,35 \cdot 1,89 \cdot 0,95 = 67,34 \text{ (Нм)};$$

$$n_I = n_{\text{дв}} / u_{\text{пс}} = 1445 / 1,89 = 741 \text{ (об/хв)};$$

$$T_{II} = T_I \cdot u_{\text{ш}} \cdot \eta_{\text{зп}} = 67,34 \cdot 5,6 \cdot 0,97 = 365,8 \text{ (Нм)};$$

$$n_{II} = n_I / u_{\text{ш}} = 741 / 5,6 = 132,3 \text{ (об/хв)};$$

$$T_{III} = T_{II} \cdot u_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{зп}} = 365,8 \cdot 3,55 \cdot 0,97 = 1260 \text{ (Нм)};$$

$$n_{III} = n_{II} / u_{\text{т}} = 132,3 / 3,55 = 37,3 \text{ (об/хв)}.$$

**Приклад 5.** Розподілити по ступеням передатне число конічно-циліндричного двоступінчастого редуктора (рис. 2.5) та визначити крутні моменти кожного валу згідно з розрахунками Прикладу 2. Навантаження вважати постійним.

1. Передатне число тихохідного ступеня (циліндрична передача)

$$u_{\text{т}} = 2,6 \cdot \sqrt[3]{u_{\text{ред}} \cdot (\Psi_{\text{ба}})_{\text{т}}} - 1 = 2,6 \cdot \sqrt[3]{20 \cdot 0,315} - 1 = 3,8.$$

Приймаємо стандартне  $u_{\text{т}} = 4$ .

2. Передатне число швидкохідного ступеня (конічна передача)

$$u_{\text{ш}} = u_{\text{ред}} / u_{\text{т}} = 20 / 4 = 5,$$

що входить до ряду стандартних чисел. Отже,  $u_{\text{ш}} = 5$ .

3. Крутний момент на валу двигуна (Нм)

$$T_{\text{дв}} = 9550 \frac{P_n}{n_{\text{дв}}} = 9550 \frac{5,5}{1445} = 36,35.$$

4. Крутні моменти  $T$  і частоти обертання  $n$  на послідовних валах редуктора згідно з прийнятою нумерацією:

$$T_I = T_{\text{дв}} \cdot u_{\text{пс}} \cdot \eta_{\text{пс}} = 36,35 \cdot 1,89 \cdot 0,95 = 67,34 \text{ (Нм)};$$

$$n_I = n_{\text{дв}} / u_{\text{пс}} = 1445 / 1,89 = 741 \text{ (об/хв)};$$

$$T_{II} = T_I \cdot u_{\text{ш}} \cdot \eta_{\text{кон}} = 67,34 \cdot 5 \cdot 0,96 = 323 \text{ (Нм)};$$

$$n_{II} = n_I / u_{\text{ш}} = 741 / 5 = 148 \text{ (об/хв)};$$

$$T_{III} = T_{II} \cdot u_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{цил}} = 323 \cdot 4 \cdot 0,97 = 1240 \text{ (Нм)};$$

$$n_{III} = n_{II} / u_{\text{т}} = 148 / 4 = 37 \text{ (об/хв)}.$$

**Приклад 6.** Визначити крутні моменти і частоти обертання кожного валу приводу дискового живильника (рис. 1.2,в) згідно з розрахунками Прикладу 3.

1. Крутний момент на валу електродвигуна (Нм)

$$T_{\text{дв}} = 9550 \frac{P_{\text{н}}}{n_{\text{дв}}} = 9550 \frac{2,2}{1425} = 14,7.$$

2. Крутні моменти  $T$  і частоти обертання  $n$  на послідовних валах привода згідно з прийнятою нумерацією:

$$T_I = T_{\text{дв}} \cdot u_{\text{пс}} \cdot \eta_{\text{пс}} = 14,7 \cdot 3 \cdot 0,95 = 41,9 \text{ (Нм)};$$

$$n_I = n_{\text{дв}} / u_{\text{пс}} = 1425 / 3 = 475 \text{ (об/хв)};$$

$$T_{II} = T_I \cdot u_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{ред}} = 41,9 \cdot 31,5 \cdot 0,75 = 990 \text{ (Нм)};$$

$$n_{II} = n_I / u_{\text{ред}} = 475 / 31,5 = 15,1 \text{ (об/хв)}.$$

## 8.2. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ

### 8.2.1. Пасові передачі (приклади 7...10)

**Приклад 7.** Розрахувати плоско-пасову передачу, яка входить до складу привода конвеєра від електричного двигуна (рис. 1.2,в), при наступних вихідних даних (див. Приклад 3):

- потужність на ведучому валу  $P_1=2,2$  (кВт);
- частота обертання ведучого вала  $n_1=1425$  (об/хв);
- передатне число передачі  $u=3$ ;
- кут нахилу лінії центрів до горизонту  $\theta=0^\circ$ ;
- умови експлуатації – нормальні;
- кількість змін роботи передачі – дві.

Розрахунок передачі проводиться згідно до наступної послідовності (див. алгоритм у підрозділі 3.2):

Найменування параметру	Позначання	Значення
1. Тип пасу	–	Прогумований, типу «А», матеріал – бельтинг БКНЛ-65 з прошарками
2. Діаметр ведучого шківа (мм)	$d_1$	$d'_1 = k_d \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = 1200 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,2}{1425}} = 130,6$ Приймаємо $d_1=140$
3. Діаметр веденого шківа (мм)	$d_2$	$d'_2 = d_1 \cdot u = 140 \cdot 3 = 420$ Приймаємо $d_2=400$
4. Фактичне передатне число передачі	$u$	$u = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)} = \frac{400}{140 \cdot (1-0.01)} = 2,88$
5. Відхилення $u$ (%)	$\Delta_u$	$\Delta_u = \frac{u_{\max} - u_{\min}}{u_{\min}} \cdot 100\% = \frac{3 - 2,88}{2,88} \cdot 100\% = 3,95$
6. Швидкість паса (м/с)	$v$	$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{\pi \cdot 140 \cdot 1425}{60 \cdot 10^3} = 10,2$
7. Мінімальна між-осьова відстань (мм)	$a_{\min}$	$a_{\min} = (0,75 \dots 1,5) d_m = 1,2 \cdot 270 = 324$ , де $d_m = (d_1 + d_2) / 2 = (140 + 400) / 2 = 270$ (мм). Приймаємо $a_{\min} = 315$ .
8. Кут обхвату паском (град)	$\alpha_1$	$\alpha_1 = 180^\circ - 60^\circ \frac{2\Delta}{a} = 180^\circ - 60^\circ \frac{2 \cdot 130}{315} = 130,5$ ,

		де $\Delta = (d_2 - d_1)/2 = (400 - 140)/2 = 130$ (мм). Оскільки $\alpha_1 < \alpha_{1\min}$ ( $\alpha_{1\min} = 150^\circ$ ) збільшуємо $a$ : $a \geq \frac{60^\circ \cdot 2\Delta}{180^\circ - \alpha_{1\min}} = \frac{60^\circ \cdot 2 \cdot 130}{180^\circ - 150^\circ} = 420$ (мм). Приймаємо $a = 450$ (мм)
9. Робоча довжина паса (мм)	$L$	$L = 2a + \pi d_m + \frac{\Delta^2}{a} =$ $= 2 \cdot 450 + \pi \cdot 270 + \frac{130^2}{450} = 1785,8$
10. Частота пробігів паса (1/с)	$U$	$U = 10^3 \cdot v/L = 10^3 \cdot 10,2/1786 = 5,7.$ Оскільки $U > [U] = 5$ (1/с), збільшуємо довжину паса $L \geq 10^3 \cdot v/[U] = 10^3 \cdot 10,2/5 = 2040$ (мм)
11. Міжосьова відстань передачі (мм)	$a$	$a = 0,25 \cdot \left[ (L - \pi \cdot d_m) + \sqrt{(L - \pi \cdot d_m)^2 - 8 \cdot \Delta^2} \right] =$ $= 0,25 \cdot \left[ (2040 - \pi \cdot 270) + \sqrt{(2040 - \pi \cdot 270)^2 - 8 \cdot 130^2} \right] = 581,4$
12. Допустиме корисне напруження на розрив (МПа)	$[\sigma_0]$	Приймаємо $\sigma_0 = 1,8$ (МПа) та $d_1/h = 40$ . $[\sigma_0] = c - \frac{w}{(d_1/h)} = 2,5 - \frac{10}{40} = 2,25$
13. Допустиме напруження (МПа)	$[\sigma]$	$[\sigma] = [\sigma_0] \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_\theta / C_p = 1,87,$ де $C_\alpha = 1 - 0,003 \cdot (180 - \alpha_1) = 1 - 0,003 \times$ $\times (180 - 150) = 0,91$ ; $C_v = 1,04 - 0,0004 \cdot v^2 =$ $= 1,04 - 0,0004 \cdot 10,2^2 = 1$ ; $C_p = 1,1$ ; $C_\theta = 1$ .
14. Ширина паса (мм)	$b$	$b' = \frac{F_t}{[\sigma] \cdot h'} = \frac{210,7}{1,86 \cdot 3,5} = 32,3,$ де $F_t = 10^3 \cdot \frac{P_1}{v} = 10^3 \cdot \frac{2,2}{10,2} = 210,7$ (Н); $h' = \frac{d_1}{(d_1/h)} = \frac{140}{40} = 3,5$ (мм). Приймаємо $b = 40$
15. Кількість шарів	$z$	$z' = \frac{140}{40 \cdot 1,2} = 2,9,$ де $\Delta h = 1,2$ (мм). Приймаємо $z = 3$



16. Фактична товщина паса (мм)	$h$	$h = z \cdot \Delta h = 3 \cdot 1,2 = 3,6$
17. Максимальне напруження в передачі (МПа)	$\sigma_{\max}$	$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{1}{2} \sigma_t + \sigma_{зг} + \sigma_v =$ $= 1,8 + \frac{1}{2} 1,46 + 2 + 0,11 = 4,64,$ <p>де <math>\sigma_t = \frac{F_t}{b \cdot h} = \frac{210,7}{40 \cdot 3,6} = 1,46</math> (МПа);</p> $\sigma_{зг} = E \frac{h}{K_u d_1} = 90 \frac{3,6}{1,139 \cdot 140} = 2,0$ (МПа); $K_u = 1,14 - 0,14 \cdot e^{2,43(1-u)} = 1,14 - 0,14 \times$ $\times e^{2,43(1-3)} = 1,139; \quad \sigma_v = \rho \cdot v^2 \cdot 10^{-6} = 1100 \times$ $\times 10,2^2 \cdot 10^{-6} = 0,11$ (МПа). <p>Умова <math>\sigma_{\max} \leq [\sigma]_p</math> виконується.</p>
18. Довговічність паса (годин)	$L_h$	$L_h = \frac{1}{3600 \cdot z_{ш} \cdot U} \left( \frac{C}{\sigma_{\max}} \right)^m =$ $= \frac{1}{3600 \cdot 2 \cdot 5} \left( \frac{70}{4,64} \right)^{6,5} = 1264$
19. Величина попереднього натягу паса (Н)	$F_0$	$F_0 = \sigma_0 \cdot b \cdot h = 1,8 \cdot 40 \cdot 3,6 = 259,2$
20. Навантаження на вали передачі (Н)	$Q$	$Q = 2 \cdot F_0 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 259,2 \cdot \sin \frac{150^\circ}{2} = 500,7$
21. Розраховуємо геометрію кожного шків передачі. Матеріал шківів – СЧ15. Шків ведучого валу виконується у вигляді диску, для веденого диску приймається конструкція зі спицями. Ширина обода шківів $B=45$ (мм). Більший шків плоскопасової передачі виконується випуклим з розміром опуклості $\delta=1,0$ (мм). Інші розміри шківів у припущенні, що діаметр валу $d_{sh} = 30$ (мм), наступні:		
22. Діаметр маточини (мм)	$d_M$	$d_M = (1,6 \dots 2,0) \cdot d_{sh} = 1,8 \cdot d_{sh} = 54$
23. Довжина маточини (мм)	$L_M$	$L_M = (1,4 \dots 1,8) \cdot d_{sh} = 1,6 \cdot d_{sh} = 48$
24. Товщина диска (мм)	$\Delta_1$	$\Delta_1 = (0,6 \dots 0,65) \cdot (d_M - d_{sh}) =$ $= 0,625 \cdot (54 - 30) = 15$
25. Товщина обода (мм)	$e_1$	$e_1 = 0,005 \cdot d_1 + 3 = 0,005 \cdot 140 + 3 \approx 4$
26. Висота ребра (мм)	$e_2$	$e_2 = 0,005 \cdot d_2 + 3 = 0,005 \cdot 400 + 3 = 5$

27. Діаметр отворів у диску ведучого шківів та їх розміщення (мм)	$d_{\text{отв1}}$ $D_{\text{отв1}}$	$d_{\text{отв1}} = (0,3 \dots 0,4) \cdot (d_1 - 2g_1 - d_m) =$ $= 0,35 \cdot (140 - 2 \cdot 4 - 54) \approx 28$ $D_{\text{отв1}} = 0,5 \cdot (d_1 - 2g_1 + d_m) =$ $= 0,5 \cdot (140 - 2 \cdot 4 + 54) = 93$ де $g_1 = \delta + e_1 = 0 + 4 = 4$ (мм)
28. Кількість спиць веденого шківів	$z_{\text{сп2}}$	$z_{\text{сп2}} = \left( \frac{1}{7} \dots \frac{1}{6} \right) \sqrt{d_2} = \frac{1}{6,5} \sqrt{400} \approx 4$
29. Розміри спиць веденого шківів (мм)	$c_j$ $a_j$	$c_1 \approx 290 \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{z_{\text{сп2}}} \cdot \frac{P_1}{n_1}} = 290 \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{4} \cdot \frac{2,15}{1395}} \approx 22$ $c_2 = 0,8 \cdot c_1 = 0,8 \cdot 22 \approx 18$ $a_1 = 0,4 \cdot c_1 = 0,4 \cdot 22 \approx 9$ $a_2 = 0,8 \cdot a_1 = 0,8 \cdot 9 \approx 7$
30. Позначання паса	—	Пас А-40-3-БКНЛ-65 ДСТУ 23832-79

**Приклад 8.** Розрахувати передачу клиновим пасом, яка входить до складу привода конвеєра від електричного двигуна. Вихідні дані прийняті з Прикладу 7\*.

Найменування параметру	Позначання	Значення
1. Тип пасу	—	За номограмою (рис. 3.3.1) приймаємо пас перерізу «А», для якого мінімальний діаметр шківів $d_{\text{min}}=90$ (мм), базова довжина $L_0 = 1700$ (мм), $b_p=11$ (мм), $b_0=13$ (мм), $h=8$ (мм), $y_0=2,8$ (мм), $A=81$ (мм <sup>2</sup> ), $q=0,1$ (кг/м). Приймаємо $d_1=100$ (мм).
2. Окружна швидкість (м/с)	$v$	$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{\pi \cdot 100 \cdot 1425}{60 \cdot 10^3} = 7,3$
3. Діаметр веденого шківів (мм)	$d_2$	$d_2' = d_1 \cdot u = 100 \cdot 3 = 300$ Приймаємо $d_2=315$ .
4. Передатне число передачі	$u$	$u = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)} = \frac{315}{100(1-0,02)} = 3,21$
5. Міжосьова відстань передачі (мм)	$a$	$a \approx d_2 = 315$

\* Наведений нижче розрахунок передачі виконано у відповідності до представленого у підрозділі 3.3 алгоритму.

6. Розрахункова довжина клинового паса (мм)	$L$	$L' = 2 \cdot a + \pi \cdot d_m + \frac{\Delta^2}{a} =$ $= 2 \cdot 315 + \pi \cdot 208 + \frac{108^2}{315} = 1320,5$ <p>де <math>d_m = (d_1 + d_2) / 2 = (100 + 315) / 2 = 208</math> (мм);  <math>\Delta = (d_2 - d_1) / 2 = (315 - 100) / 2 = 108</math> (мм).          Приймаємо <math>L = 1400</math> (мм)</p>
7. Міжосьова відстань (мм)	$a$	$a = 0,25 \cdot \left[ (L - \pi \cdot d_m) + \sqrt{(L - \pi \cdot d_m)^2 - 8 \cdot \Delta^2} \right] =$ $= 0,25 \cdot \left[ (1400 - \pi \cdot 208) + \sqrt{(1400 - \pi \cdot 208)^2 - 8 \cdot 108^2} \right] \approx 357$
8. Мінімальне та максимальне значення міжосьової відстані (мм)	$a_{\min}$ $a_{\max}$	$a_{\min} = a - 0,01 \cdot L = 357 - 0,01 \cdot 1400 = 343$ $a_{\max} = a + 0,025 \cdot L = 357 + 0,025 \cdot 1400 = 392$
9. Частота пробігів паса (1/с)	$U$	$U = 10^3 \frac{v}{L} = 10^3 \frac{7,3}{1400} = 5,2$ <p>Умова <math>U &lt; [U]</math> виконується.</p>
10. Кут обхвату пасом меншого шківа (град)	$\alpha_1$	$\alpha_1 = 180^\circ - 60^\circ \frac{2\Delta}{a} = 180^\circ - 60^\circ \frac{2 \cdot 108}{357} = 143,8$ <p>Умова <math>\alpha_1 \geq \alpha_{1\min} = 110^\circ</math> виконується.</p>
11. Номінальна потужність (кВт)	$P_0$	$P_0 = 1,2$
12. Потужність, яку може передати один пас (кВт)	$P_p$	$P_p = P_0 \frac{C_\alpha C_v C_L}{C_p} = 1,2 \frac{0,9 \cdot 1,023 \cdot 0,97}{1,2} = 0,89,$ <p>де <math>C_\alpha = 1,24 \cdot (1 - e^{-\alpha_1/110}) = 1,24 \times</math>  <math>\times (1 - e^{-143,8/110}) = 0,9</math>; <math>C_v = 1,05 - 0,0005 \cdot v^2 =</math>  <math>= 1,05 - 0,0005 \cdot 7,3^2 = 1,023</math>;  <math>C_L = \sqrt[6]{L/L_0} = \sqrt[6]{1400/1700} = 0,97</math>; <math>C_p = 1,2</math>.</p>
13. Кількість пасів у комплекті	$z$	$z' = \frac{P_1}{P_p} = \frac{2,2}{0,89} = 2,4$ <p>Уточнюємо за формулою</p> $z > \frac{z'}{C_z} = \frac{2,4}{0,96} = 2,48,$ <p>де <math>C_z \approx 1,025 - 0,025 \cdot z' = 1,025 - 0,025 \cdot 2,4 = 0,96</math>.          Приймаємо <math>z = 3</math>.</p>

14. Максимальне нормальне напруження в пасовому контурі (МПа)	$\sigma_{\max}$	$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{1}{2}\sigma_t + \sigma_{3r} + \sigma_v =$ $= 1,16 + \frac{1}{2}1,52 + 12,3 + 0,066 = 14,3,$ <p>де <math>\sigma_t = \frac{F_t}{A} \cdot C_p = \frac{102,3}{81} \cdot 1,2 = 1,52</math> (МПа);</p> $F_t = \frac{10^3 P_1}{z \cdot v \cdot C_z} = \frac{10^3 \cdot 2,2}{3 \cdot 7,3 \cdot 0,96} = 102,3$ (Н); $\sigma_0 = \frac{\sigma_t}{2\psi_0} = \frac{1,52}{2 \cdot 0,65} = 1,16$ (МПа); $\sigma_v = \rho v^2 = 0,0012 \cdot 7,3^2 = 0,066$ (МПа); $\rho = q/A = 0,1/81 = 0,0012$ (кг/см <sup>3</sup> ); $\sigma_{3r} = 2E \frac{y_0}{d_e} = 2 \cdot 250 \frac{2,8}{114} = 12,3$ (МПа); $d_e = K_u \cdot d_1 = 1,14 \cdot 100 = 114$ (мм); $K_u = 1,14 - 0,14 \cdot e^{2,43(1-u)} =$ $= 1,14 - 0,14 \cdot e^{2,43(1-3,21)} = 1,14$
15. Довговічність паска (годин)	$L_h$	$L_h = \frac{1}{3600 \cdot z_{III} \cdot U} \left( \frac{C}{\sigma_{\max}} \right)^m =$ $= \frac{1}{3600 \cdot 2 \cdot 5,2} \left( \frac{95}{14,3} \right)^9 = 687,5$
16. Початковий натяг одного паска та навантаження на вали передачі (Н)	$F_0$ $Q$	$F_0 = A \cdot (\sigma_0 + \sigma_v) = 81 \cdot (1,16 + 0,066) = 99,3;$ $Q = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 99,3 \cdot 3 \cdot \sin \frac{143,8^\circ}{2} \approx 566,3$
17. Обчислюємо геометрію шківів (п. 3.3.18), матеріал яких – чавун СЧ15. Для меншого шківа приймаємо монолітну конструкцію, конструкція більшого шківа – зі спицями. З таблиці 3.3.5 виписуємо параметри: <p style="text-align: center;"><math>b_n = 11</math> (мм); <math>h_{emin} = 3,3</math> (мм); <math>h_{min} = 8,7</math> (мм); <math>t = 15</math> (мм); <math>f = 10</math> (мм);  <math>r = 1</math> (мм); <math>h_1 = 6</math> (мм); <math>b_{ж1} = 10,1</math> (мм); <math>b_{ж2} = 10,1</math> (мм); <math>\alpha_1 = 36^\circ</math>; <math>\alpha_2 = 40^\circ</math>.</p> Інші параметри наступні:		
17.1. Зовнішні діаметри шківів (мм)	$d_{e1}$ $d_{e2}$	$d_{e1} = d_1 + 2h_e = 100 + 2 \cdot 3,3 = 106,6;$ $d_{e2} = d_2 + 2h_e = 315 + 2 \cdot 3,3 = 321,6$
17.2. Ширина ободів шківів (мм)	$B$	$B = (z-1) \cdot t + 2 \cdot f = (3-1) \cdot 15 + 2 \cdot 10 = 50$

17.3. Діаметр та довжина маточини (мм)	$d_M$ $L_M$	$d_M = (1,6 \dots 2,0) \cdot d_{sh} = 1,8 \cdot d_{sh} = 54$ ; $L_M = (1,4 \dots 1,8) \cdot d_{sh} = 1,6 \cdot d_{sh} = 48$ , де вважаємо, що діаметр валу $d_{sh} = 30$ (мм)
17.4. Товщина обода та висота ребра (мм)	$e_2$	$e_2 = 0,005 \cdot d_2 + 3 = 0,005 \cdot 315 + 3 = 4,6$
17.5. Кількість спиць веденого шківів (од.) та їх розміри (мм)	$z_{сп2}$ $c_i$ $a_i$	$z_{сп2} = \left(\frac{1}{7} \dots \frac{1}{6}\right) \sqrt{d_2} = \frac{1}{6,5} \sqrt{315} \approx 4$ ; $c_1 \approx 290 \cdot 3 \sqrt{\frac{1}{z_{сп2}} \cdot \frac{P_1}{n_1}} = 290 \cdot 3 \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \frac{2,2}{1425}} \approx 22$ ; $c_2 = 0,8 \cdot c_1 = 0,8 \cdot 22 \approx 18$ $a_1 = 0,4 \cdot c_1 = 0,4 \cdot 22 \approx 9$ $a_2 = 0,8 \cdot a_1 = 0,8 \cdot 9 \approx 7$
18. Позначання паса	—	Пас А-1400 Т ДСТ 1284-89

**Приклад 9.** Розрахувати поліклінову передачу за вихідними даними Прикладу 7\*.

Найменування параметру	Позначання	Значення
1. Крутний момент на валу ведучого шківів (Нм)	$T_1$	$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{2,2}{1425} = 14,7$
2. За потужністю $P_1$ та частотою $n_1$ згідно з номограмою 3.4.2 та табл. 3.4.1 приймаємо переріз «РК»:  $d_{1min} = 40$ (мм); $L_0 = 710$ (мм); $q = 0,09$ (кг/м); $t = 2,40$ (мм); $H = 4,0$ (мм); $h = 2,35$ (мм); $r_1 = 0,1$ (мм); $r_2 = 0,4$ (мм).  Приймаємо $d_1 = 45$ (мм) (п. 3.4.2).		
3. Колова швидкість (м/с)	$v$	$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{\pi \cdot 45 \cdot 1425}{60 \cdot 10^3} = 3,3$
4. Діаметр веденого шківів (мм)	$d_2$	$d_2' = d_1 \cdot u = 45 \cdot 3 = 135$ . Приймаємо $d_2 = 140$
5. Передатне число передачі	$u$	$u = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)} = \frac{140}{45(1-0,02)} = 3,17$

\* Наведений нижче розрахунок передачі виконано у відповідності до представленого у підрозділі 3.4 алгоритму.

6. Міжосьова відстань передачі (мм)	$a$	$a \approx 0,85 \cdot d_2 = 0,85 \cdot 140 = 119$
7. Розрахункова довжина паса (мм)	$L$	$L' = 2 \cdot a + \pi \cdot d_m + \frac{\Delta^2}{a} = 2 \cdot 119 + \pi \cdot 93 + \frac{48^2}{119} = 548,3,$ де $d_m = (d_1 + d_2)/2 = (45 + 140)/2 = 93$ (мм); $\Delta = (d_2 - d_1)/2 = (140 - 45)/2 = 48$ (мм). Приймаємо $L = 560$
8. Міжосьова відстань (мм)	$a$	$a = 0,25 \cdot \left[ (L - \pi \cdot d_m) + \sqrt{(L - \pi \cdot d_m)^2 - 8 \cdot \Delta^2} \right] =$ $= 0,25 \cdot \left[ (560 - \pi \cdot 93) + \sqrt{(560 - \pi \cdot 93)^2 - 8 \cdot 48^2} \right] \approx 125,8$
9. Мінімальне та максимальне значення міжосьової відстані (мм)	$a_{\min}$ $a_{\max}$	$a_{\min} = a - 0,013 \cdot L = 125,8 - 0,013 \cdot 560 = 118,5$ $a_{\max} = a + 0,02 \cdot L = 125,8 + 0,02 \cdot 560 = 137$
11. Частота пробігів паса (1/с)	$U$	$U = 10^3 \frac{v}{L} = 10^3 \frac{3,3}{560} = 5,9$ Маємо $U < [U] = 10$ (1/с).
12. Кут обхвату пасом меншого шківа (град)	$\alpha_1$	$\alpha_1 = 180^\circ - 60^\circ \frac{2\Delta}{a} = 180^\circ - 60^\circ \frac{2 \cdot 48}{125,8} = 134,7$ Умова $\alpha_1 \geq \alpha_{1\min} = 110^\circ$ виконується.
13. Необхідна кількість ребер поліклинового паса	$z$	$z' = \frac{10 \cdot P_1}{[P_{10}]} = \frac{10 \cdot 2,2}{1,6} = 13,6,$ де $[P_{10}] = (P_{10} \cdot C_\alpha \cdot C_L + \Delta P_u) / C_p =$ $= (1,12 \cdot 0,86 \cdot 0,96 + 0,98) / 1,2 = 1,6$ (кВт); $P_{10} = 1,12$ (кВт); $C_\alpha = 1,37 \cdot (1 - e^{-\alpha_1/135}) =$ $= 1,37 \cdot (1 - e^{-134,7/135}) = 0,87$ $C_L = \sqrt[6]{L/L_0} = \sqrt[6]{560/710} = 0,96$ ; $C_p = 1,2$ ; $\Delta P_u = \Delta T_u n_1 / 1000 = 0,71395 / 1000 = 0,98$ (кВт). Приймаємо $z = 14$ .
14. Розраховуємо геометрію шківів передачі (п. 3.4.5). Матеріал шківів – чавун СЧ15. Конструкція меншого шківа – монолітна. Конструкція більшого шківа – дискова. З таблиці 3.4.5 виписуємо параметри:		
$t = 2,4$ (мм); $h = 2,35$ (мм); $h_e = 1$ (мм); $h_1 = 5$ (мм); $h_0 = 3,3$ (мм); $f = 3,5$ (мм); $R_1 = 0,3$ (мм); $R_2 = 0,2$ (мм).		
14.1. Ширина паса (мм)	$b$	$b = t \cdot z = 2,4 \cdot 14 = 33,6$

14.2. Зовнішні діаметри та ширина ободів шківів (мм)	$d_{ej}$ $B$	$d_{e1} = d_1 - 2h_e = 45 - 2 \cdot 1 = 43$ $d_{e2} = d_2 - 2h_e = 140 - 2 \cdot 1 = 138$ $B = b - t + 2 \cdot f = 33,6 - 2,4 + 2 \cdot 3,5 = 38,2$
14.3. Діаметр та довжина маточини (мм)	$d_M$ $L_M$	$d_M = (1,6 \dots 2,0) \cdot d_{sh} = 1,8 \cdot d_{sh} = 54$ ; $L_M = (1,4 \dots 1,8) \cdot d_{sh} = 1,6 \cdot d_{sh} = 48$ , у припущенні, що $d_{sh} = 30$ (мм).
14.4. Товщина обода та висота ребра (мм)	$e_2$	$e_2 = 0,005 \cdot d_2 + 3 = 0,005 \cdot 140 + 3 = 3,7$
14.5. Товщина диска (мм)	$\Delta_2$	$\Delta_2 = (0,6 \dots 0,65) \cdot (d_M - d_{sh}) = 0,625 \cdot (54 - 30) = 15$
14.6. Діаметр отворів у диску веденого шківа та їх розміщення (мм)	$d_{отв2}$ $D_{отв2}$	$d_{отв2} = (0,3 \dots 0,4) \cdot (d_2 - 2g_2 - d_M) =$ $= 0,35 \cdot (140 - 2 \cdot 5 - 54) \approx 27$ ; $D_{отв2} = 0,5 \cdot (d_2 - 2g_2 + d_M) =$ $= 0,5 \cdot (140 - 2 \cdot 5 + 54) = 92$ , де $g_2 = \delta + h_1 = 0 + 5 = 5$ (мм)
15. Позначання паса	–	<i>Пас РК-14-560 ТУ 38-205763-84</i>

**Приклад 10.** Розрахувати передачу з зубчастим пасом за вихідними даними Прикладу 7\*.

Найменування параметру	Позначання	Значення
1. Модуль (мм)	$m$	$m' = 35 \cdot \sqrt[3]{C_p \frac{P_1}{n_1}} = 35 \cdot \sqrt[3]{1,5 \cdot \frac{2,2}{1425}} = 4,6$ де $C_p = 1,5$ . Приймаємо $m = 4$
2. Випишуємо основні параметри прийнятого паса (п. 3.5.2): $H = 5$ (мм); $h = 2,5$ (мм); $s = 4,4$ (мм); $2\gamma = 40^\circ$ ; $d_{tp} = 0,65$ (мм); $b = 20/25/32/40$ (мм); $\delta = 0,8$ (мм); $[F_0] = 25$ (Н/мм); $q = 0,065$ (кг/(м·мм)).		
3. Число зубів меншого шківа	$z_1$	$z_{1min} = 20$ Приймаємо $z_1 = 25$ .
4. Число зубів більшого шківа	$z_2$	$z_2 = z_1 \cdot u = 25 \cdot 3 = 75$

\* Наведений нижче розрахунок передачі виконано у відповідності до представленого у підрозділі 3.5 алгоритму.

5. Фактичне передатне число	$u$	$u = z_2 / z_1 = 75 / 25 = 3$
6. Діаметри ділительних окружностей шківів (мм)	$d_j$	$d_1 = m \cdot z_1 = 4 \cdot 25 = 100$ ; $d_2 = m \cdot z_2 = 4 \cdot 75 = 300$
7. Міжосьова відстань (мм)	$a$	$a = d_2 = 300$ Умова $a > a_{\min}$ виконується, де $a_{\min} = 0,25 \cdot d_m + H = 0,25 \cdot 200 + 5 = 55$ (мм) $d_m = (d_1 + d_2) / 2 = (100 + 300) / 2 = 200$ (мм)
8. Орієнтовне значення довжини кільця паса (мм)	$L'$	$L' = 2 \cdot a + \pi \cdot d_m + \frac{\Delta^2}{a} = 2 \cdot 300 + \pi \cdot 200 + \frac{100^2}{300} = 1261,3$ де $\Delta = (d_2 - d_1) / 2 = (300 - 100) / 2 = 100$ (мм)
9. Кількість зубів паса на довжині $L'$	$z_p$	$z'_p = \frac{L'}{p} = \frac{1261,3}{12,6} = 100,3$ де $p = \pi \cdot m = \pi \cdot 4 = 12,6$ мм. Приймаємо $z_p = 105$ .
10. Довжина кільця зубчастого паса (мм)	$L$	$L = z_p \cdot p = 105 \cdot 12,6 = 1319,85$
11. Міжосьова відстань (мм)	$a$	$a = 0,25 \cdot \left[ (L - \pi \cdot d_m) + \sqrt{(L - \pi \cdot d_m)^2 - 8 \cdot \Delta^2} \right] = 0,25 \cdot \left[ (1319,85 - \pi \cdot 200) + \sqrt{(1319,85 - \pi \cdot 200)^2 - 8 \cdot 100^2} \right] = 330,8$
12. Кут обхвату пасом меншого шківа (град)	$\alpha_1$	$\alpha_1 = 180^\circ - 60^\circ \frac{2\Delta}{a} = 180^\circ - 60^\circ \frac{2 \cdot 100}{330,8} = 143,7$
13. Число зубів, які знаходяться одночасно в зачепленні	$z_{10}$	$z_{10} = \frac{z_1 \alpha_1}{360^\circ} = \frac{25 \cdot 143,7^\circ}{360^\circ} = 10$
14. Питома окружна сила, що припадає на одиницю ширини паса (Н/мм)	$[F]$	$[F] = [F_0] \cdot C_u \cdot C_z \cdot C_{\text{пол}} = 25 \cdot 1 \cdot 1,8 \cdot 1 = 45$ де $[F_0] = 25$ (Н/мм); $C_z = 1 - 0,2 \cdot (6 - z_{10}) = 1 - 0,2 \cdot (6 - 10) = 1,8$ ; $C_u = 1$ ; $C_{\text{пол}} = 1$ .
15. Швидкість паса (м/с)	$v$	$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 100 \cdot 1425}{60 \cdot 1000} = 7,3$
16. Необхідне тягове зусилля (Н)	$F_t$	$F_t = 10^3 C_p \frac{P_1}{v} = 10^3 \cdot 1,2 \cdot \frac{2,2}{7,3} = 353,4$



17. Необхідна ширина паса (мм)	$b$	$b_{\min} = \frac{F_t}{[F] - qv^2} = \frac{353,4}{45 - 0,065 \cdot 7,3^2} = 8,5,$ де $q=0,065$ (кг/м·мм). Приймаємо $b=32$ (мм).
18. Тиск паса на зубцях (МПа)	$p_z$	$p_z = \frac{F_t \cdot \psi}{z_{10} \cdot b \cdot h} = \frac{353,4 \cdot 1,8}{10 \cdot 32 \cdot 2,5} = 0,78.$ Умова $p_z \leq [p_z] = 0,9$ (МПа) виконується.
19. Зусилля початкового натягу зубчастого паса (Н)	$F_0$	$F_0 = (1,1 \dots 1,3) \cdot q \cdot v^2 \cdot b = 1,2 \cdot 0,065 \cdot 7,3^2 \cdot 32 = 133$
20. Сила, що діє на вали передачі (Н)	$Q$	$Q = (1,1 \dots 1,2) \cdot F_t = 1,15 \cdot 353,4 = 406,4$
21. Ширина обода шківів (мм)	$B$	$B \approx b + m = 32 + 4 = 36$
22. Діаметр вершин шківів (мм)	$d_{aj}$	$d_{a1} \approx d_1 - 2 \cdot \Delta = 100 - 2 \cdot 1,3 = 97,4$ $d_{a2} \approx d_2 - 2 \cdot \Delta = 300 - 2 \cdot 1,3 = 297,4$ де $\Delta = 1,3$ мм для $d_{тр} = 0,65$ мм
23. Діаметр впадин шківів (мм)	$d_{fj}$	$d_{f1} = d_{a1} - 1,8 \cdot m = 97,4 - 1,8 \cdot 4 = 90,2$ $d_{f2} = d_{a2} - 1,8 \cdot m = 297,4 - 1,8 \cdot 4 = 290,2$
24. Позначання паса	–	Пас зубчастий 4-105-32 ТУ 38-05114-76

## 8.2.2. Ланцюгові передачі (приклади 11...12)

**Приклад 11.** Розрахувати роликову ланцюгову передачу, яка входить до складу привода конвеєра за схемою рис. 1.2,*з* при наступних вихідних даних:

- потужність на ведучому валу передачі  $P_1=4$  (кВт);
- очікувана середня швидкість ланцюга  $v = 2$  (м/с);
- частота обертання ведучого вала  $n_1 = 265$  (об/хв);
- передатне число  $u = 2,5$ ;
- навантаження наближене до постійного;
- кут нахилу передачі до горизонту  $\theta = 30^\circ$ ;
- натяг ланцюга та його змащування проводиться періодично;
- передача працює в дві зміни.

### 1. Розрахунок передачі\*

Найменування параметру	Позначання	Значення
1. Крутний момент на валу ведучої зірочки (Нм)	$T_1$	$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{4}{265} = 144$
2. Кількість зубів ведучої зірочки	$z_1$	$z_1' = 29 - 2u = 29 - 2 \cdot 2,5 = 24$ Приймаємо просте число $z_1 = 23$
3. Кількість зубів веденої зірочки	$z_2$	$z_2' = z_1 \cdot u = 23 \cdot 2,5 = 57,5$ Приймаємо непарне ціле число $z_2 = 57$
4. Фактичне передатне число	$u$	$u = z_2 / z_1 = 57 / 23 = 2,48$ (похибка – 0,9 %)
5. Коефіцієнт експлуатації	$K_E$	$K_E = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6 =$ $= 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,5 \cdot 1,25 = 2,34,$ де значення коефіцієнтів $K_i$ прийнято згідно до пункту 4.3.5: $K_1=1$ ; $K_2=1$ ; $K_3=1$ ; $K_4=1,25$ ; $K_5=1,5$ ; $K_6=1,25$ .
6. Попередньо приймаємо однорядний роликовий ланцюг нормальної серії ( $c=1$ ). При очікуваній швидкості ланцюга $v=2$ (м/с) з табл. 4.2.1 допустиме значення тиску в шарнірах ланцюга типу ПР [ $p_{л}$ ] становить 21 (МПа).		

\* Наведений нижче розрахунок передачі виконано у відповідності до представленого у підрозділі 4.2 алгоритму.

7. Крок ланцюга (мм)	$t$	$t' = 2,83 \sqrt[3]{\frac{10^3 T_1 K_E}{cz_1 [p_{\text{л}}]}} = 2,83 \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot 144 \cdot 2,34}{1 \cdot 23 \cdot 21}} = 24,86$ <p>Приймаємо ланцюг  <i>Ланцюг ПР-25,4-60 ДСТ 13568-75</i>  з кроком <math>t = 25,4</math> (мм) та руйнівним навантаженням <math>F_p = 60000</math> (Н).</p>
8. Середня швидкість ланцюга (м/с)	$v$	$v = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{23 \cdot 25,4 \cdot 265}{60 \cdot 10 \cdot 3} = 2,58$
9. Тиск в шарнірах ланцюга (МПа)	$p_{\text{л}}$	<p>Уточнюємо за табл. 4.2.1 <math>[p_{\text{л}}] = 20</math></p> <p>Робочий тиск в шарнірах</p> $p_{\text{л}} = \left(\frac{28}{t}\right)^3 \frac{T_1 K_E}{cz_1} = \left(\frac{28}{25,4}\right)^3 \frac{144 \cdot 2,34}{1 \cdot 23} = 19,62$ <p>Умова <math>p_{\text{л}} &lt; [p_{\text{л}}]</math> виконана.</p>
10. Коефіцієнт міжосьової відстані	$a_t$	$a_t = 40$
11. Кількість ланок ланцюга	$l_t$	$l_t' = 2a_t + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{((z_2 - z_1)/2\pi)^2}{a_t} =$ $= 2 \cdot 40 + \frac{23 + 57}{2} + \frac{((57 - 23)/2\pi)^2}{40} = 120,73$ <p>Приймаємо парне ціле число <math>l_t = 120</math></p>
12. Міжосьова відстань (мм)	$a$	$a = \frac{t}{4} \left[ l_t - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left( l_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] =$ $= \frac{1}{4} \cdot 25,4 \cdot \left[ \left( 120 - \frac{23 + 57}{2} \right) + \dots \right.$ $\left. \dots + \sqrt{\left( 120 - \frac{23 + 57}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{57 - 23}{2\pi} \right)^2} \right] = 1006,6$
13. Монтажна міжосьова відстань (мм)	$a_M$	$a_M = 0,995 \cdot a = 0,995 \cdot 1006,6 = 1001,58$ <p>Приймаємо <math>a_M = 1000</math></p>
14. Кількість ударів за секунду ланцюга по зубу зірочки (1/с)	$w$	$w = \frac{4z_1 n_1}{60 l_t} = \frac{4 \cdot 23 \cdot 265}{60 \cdot 120} = 3,39$ <p>Допустима кількість ударів  <math>[w] = 508/t = 508/25,4 = 20</math></p> <p>Умова <math>w &lt; [w]</math> виконана</p>

15. Окружне зусилля, що передається ланцюгом (Н)	$F_t$	$F_t = \frac{10^3 P_1}{v} = \frac{10^3 \cdot 4}{2,58} = 1550$
16. Коефіцієнт запасу міцності	$S$	$S = \frac{F_p}{F_t K_1 + F_0 + F_v} = \frac{60 \cdot 10^3}{1550 + 76,44 + 17,3} = 36,5$ <p>де <math>F_0 = 9,8 K_f m \frac{a_m}{1000} = 9,8 \cdot 3 \cdot 2,6 \cdot \frac{1000}{1000} = 76,44</math> (Н); <math>K_f = 3</math> для передачі з <math>\theta &lt; 90^\circ</math>; <math>m = 2,6</math> (кг/м) (табл. 4.2.2); <math>F_v = m \cdot v^2 = 2,6 \cdot 2,58^2 = 17,3</math> (Н).  Нормативний коефіцієнт запасу міцності <math>[S] = 8,9</math> при <math>n_1 = 300</math> (об/хв).  Умова <math>S &gt; [S]</math> виконана.</p>
17. Навантаження на вали (Н)	$F_{оп}$	$F_{оп} = K_B \cdot F_t + 2 \cdot F_0 =$ $= 1,15 \cdot 1550 + 2 \cdot 76,44 = 1935,$ <p>де <math>K_B = 1,15</math> при <math>\theta = 30^\circ</math></p>

## 2. Розрахунок параметрів профілю зуба зірочок (п. 4.2.19, табл. 4.2.4)

Найменування параметру	Позначання	Значення
1. Діаметр елемента зачеплення з зірочкою (мм)	$D_{ц}$	$D_{ц} = d_1 = 15,88$
2. Геометрична характеристика зачеплення	$\lambda$	$\lambda = t / D_{ц} = 25,4 / 15,88 = 1,599$
3. Діаметри ділільних окружностей зірочок (мм)	$d_{di}$	$d_{d1} = \frac{t}{\sin(180^\circ / z_1)} = \frac{25,4}{\sin(180^\circ / 23)} = 186,54$ $d_{d2} = \frac{t}{\sin(180^\circ / z_2)} = \frac{25,4}{\sin(180^\circ / 57)} = 461,08$
4. Коефіцієнт висоти зуба	$K$	$K = 0,532$
5. Діаметри окружностей виступів (мм)	$D_{ei}$	$D_{e1} = t(K + \text{ctg}(180^\circ / z_1)) =$ $= 25,4(0,532 + \text{ctg}(180^\circ / 23)) = 198,31$ $D_{e2} = t(K + \text{ctg}(180^\circ / z_2)) =$ $= 25,4(0,532 + \text{ctg}(180^\circ / 57)) = 473,90$
6. Радіус западини (мм)	$r$	$r = 0,5025 D_{ц} + 0,05 = 0,5025 \cdot 15,88 + 0,05 = 7,98$
7. Діаметри окружностей западин (мм)	$D_{ii}$	$D_{i1} = d_{d1} - 2r = 186,54 - 2 \cdot 7,98 = 170,58$ $D_{i2} = d_{d2} - 2r = 461,08 - 2 \cdot 7,98 = 445,12$

8. Радіус сполучення (мм)	$r_1$	$r_1 = 0,8D_{\text{ц}} + r = 0,8 \cdot 15,88 + 7,98 = 20,68$
9. Половини кутів западин (град)	$\alpha_i$	$\alpha_1 = 55^\circ - (60^\circ/z_1) = 52,391$ $\alpha_2 = 55^\circ - (60^\circ/z_2) = 53,947$
10. Кути сполучення (град)	$\beta_i$	$\beta_1 = 18^\circ - (56^\circ/z_1) = 15,565$ $\beta_2 = 18^\circ - (56^\circ/z_2) = 17,018$
11. Половини кутів зуба (град)	$\varphi_i$	$\varphi_1 = 17^\circ - (64^\circ/z_1) = 14,217$ $\varphi_2 = 17^\circ - (64^\circ/z_2) = 15,877$
12. Радіуси головок зубів (мм)	$r_{2i}$	$r_{21} = D_{\text{ц}}(1,24\cos\varphi_1 + 0,8\cos\beta_1 - 1,3025) - 0,05 =$ $= 15,88 \cdot (1,24\cos 14,217^\circ + 0,8\cos 15,565^\circ - \dots$ $\dots - 1,3025) - 0,05 = 10,59$ $r_{22} = D_{\text{ц}}(1,24\cos\varphi_2 + 0,8\cos\beta_2 - 1,3025) - 0,05 =$ $= 15,88 \cdot (1,24\cos 15,877^\circ + 0,8\cos 17,018^\circ - \dots$ $\dots - 1,3025) - 0,05 = 10,35$
13. Прямі ділянки профілю (мм)	$(\overline{CF})_i$	$(\overline{CF})_1 = D_{\text{ц}}(1,24\sin\varphi_1 - 0,8\sin\beta_1) =$ $= 15,88(1,24\sin 14,217^\circ - 0,8\sin 15,565^\circ) = 1,43$ $(\overline{CF})_2 = D_{\text{ц}}(1,24\sin\varphi_2 - 0,8\sin\beta_2) =$ $= 15,88(1,24\sin 15,877^\circ - 0,8\sin 17,018^\circ) = 1,05$
14. Відстань від центру дуги западини до центру дуги головки зуба (мм)	$OO_2$	$OO_2 = 1,24D_{\text{ц}} = 1,24 \cdot 15,88 = 19,69$
15. Координати точки $O_1$ (мм)	$x_{1i}$ $y_{1i}$	для зірочки $z_1=23$ : $x_{11} = 0,08D_{\text{ц}}\sin\alpha_1 = 0,08 \cdot 15,88 \cdot \sin 52,391^\circ = 1,01$ $y_{11} = 0,08D_{\text{ц}}\cos\alpha_1 = 0,08 \cdot 15,88 \cdot \cos 52,391^\circ = 0,78$ для зірочки $z_2=57$ : $x_{12} = 0,08D_y\sin\alpha_2 = 0,08 \cdot 15,88 \cdot \sin 53,947^\circ = 1,03$ $y_{12} = 0,08D_y\cos\alpha_2 = 0,08 \cdot 15,88 \cdot \cos 53,947^\circ = 0,75$
16. Координати точки $O_2$ (мм)	$x_{2i}$ $y_{2i}$	для зірочки $z_1=23$ : $x_{21} = 1,24D_y\cos(180^\circ/z_1) =$ $= 1,24 \cdot 15,88 \cdot \cos(180^\circ/23) = 19,51$ $y_{21} = 1,24D_y\sin(180^\circ/z_1) =$ $= 1,24 \cdot 15,88 \cdot \sin(180^\circ/23) = 2,68$ для зірочки $z_2=57$ : $x_{22} = 1,24D_{\text{ц}}\cos(180^\circ/z_2) =$

		$=1,24 \cdot 15,88 \cdot \cos(180^\circ/57) = 19,66$ $y_{22} = 1,24 D_{\text{ц}} \sin(180^\circ/z_2) =$ $= 1,24 \cdot 15,88 \cdot \sin(180^\circ/57) = 1,08$
17. Найменший радіус закруглення зуба (мм)	$r_3$	$r_3 = 1,7 D_{\text{ц}} = 1,7 \cdot 15,88 = 27,00$
18. Відстань від вершини зуба до лінії центрів дуг закруглення (мм)	$h_3$	$h_3 = 0,8 D_{\text{ц}} = 0,8 \cdot 15,88 = 12,70$

**Приклад 12.** Розрахувати передачу з зубчастим ланцюгом, яка входить до складу приводу (рис. 1.2,д), при наступних вихідних даних:

- потужність на ведучому валу з передачі  $P_1 = 4$  (кВт);
- частота обертання ведучого вала  $n_1 = 1450$  (об/хв);
- передатне число  $u = 2,5$ ;
- навантаження, наближене до постійного;
- передача вертикальна,  $\theta = 90^\circ$ ;
- натяг ланцюга – автоматичний;
- змащування передачі безперервне;
- передача працює в дві зміни;
- очікувана швидкість ланцюга  $v_{\text{л}} = 10$  (м/с).

### 1. Розрахунок передачі\*

Найменування параметру	Позначання	Значення
1. Кількість зубів ведучої зірочки	$z_1$	$z_1 = 35 - 2 \cdot u = 35 - 2 \cdot 2,5 = 30$ Найближче просте число $z_1 = 29 > z_{1\text{min}} = 13$
2. Кількість зубів веденої зірочки	$z_2$	$z'_2 = z_1 \cdot u = 29 \cdot 2,5 = 72,5$ Найближче непарне число $z_2 = 73 < z_{2\text{max}} = 120$
3. Передатне число	$u$	$u = z_2 / z_1 = 73 / 29 = 2,52$
4. Крок зубчастого ланцюга (мм)	$t$	При $n_1 < [n_1] = 2650$ (об/хв) $t' \leq 17 \cdot 10^3 \frac{\sqrt[4]{z_1}}{[n_1]} = 17 \cdot 10^3 \frac{\sqrt[4]{29}}{2650} = 14,88$

\* Наведений нижче розрахунок передачі виконано у відповідності до представленого у підрозділі 4.3 алгоритму.

		Найближче стандартне значення кроку ланцюга $t = 12,7$ (мм)
5. Коефіцієнт умов монтажу та експлуатації передачі	$K_E$	$K_E = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6 =$ $= 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 1,5 \cdot 1,25 = 1$ де значення коефіцієнтів $K_i$ прийнято згідно пункту 4.3.5: $K_1=1; K_2=1; K_3=1; K_4=1; K_5=0,8; K_6=1,25$
6. Мінімальна ширина зубчастого ланцюга (мм)	$b'$	$b' = 10 \frac{P_1 K_E}{[P_{10}]} = 10 \frac{4 \cdot 1}{3} = 13,33$ де $[P_{10}] = 3$ (кВт).
7. За табл. 4.3.1 для ланцюга з кроком $t=12,7$ (мм) приймаємо $b=22,5$ (мм). Позначання обраного ланцюга (п. 4.3.21): <i>Ланцюг ПЗ-І-12,7-26-22,5 ДСТ 13552-81</i> для якого руйнівне навантаження становить $F_p = 26$ (кН).		
8. Коефіцієнт міжосьової відстані	$a_t$	$a_t = 40$ з діапазону 30...50
9. Кількість ланок зубчастого ланцюга	$l_t$	$l'_t = 2a_t + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{((z_2 - z_1)/2\pi)^2}{a_t} =$ $= 2 \cdot 40 + \frac{29 + 73}{2} + \frac{((73 - 29)/2\pi)^2}{40} = 132,22$ Найближче парне число $l_t = 132$
10. Кількість ударів ланцюга по зубу зірочки (1/с)	$w$	$w = \frac{4z_1 n_1}{60 l_t} = \frac{4 \cdot 29 \cdot 1450}{60 \cdot 132} = 21,2$ Допустима кількість ударів $[w] = \frac{800}{t} - 0,2t = 800/12,7 - 0,2 \cdot 12,7 = 60$ Умова $w \leq [w]$ виконана
11. Міжосьова відстань (мм)	$a$	$a = \frac{1}{4} t \left[ \left( l_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \dots \right.$ $\left. \dots + \sqrt{\left( l_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] =$ $= \frac{1}{4} 12,7 \left[ \left( 132 - \frac{29 + 73}{2} \right) + \dots \right.$ $\left. \dots + \sqrt{\left( 132 - \frac{29 + 73}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{73 - 29}{2\pi} \right)^2} \right] = 506,54$

12. Монтажна міжосьова відстань (мм)	$a_M$	$a_M = 0,995 \cdot a = 0,995 \cdot 506,54 = 504$
13. Середня швидкість ланцюга (м/с)	$v$	$v = \frac{z_1 t n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{29 \cdot 12,7 \cdot 1450}{60 \cdot 10^3} = 8,9$
14. Окружне зусилля, що передається ланцюгом (Н)	$F_t$	$F_t = \frac{10^3 P_1}{v} = \frac{10^3 \cdot 4}{8,9} = 449$
15. Сила попереднього натягу (Н)	$F_0$	$F_0 = 9,81 K_f m \frac{a}{1000} = 9,81 \cdot 1 \cdot 1,31 \cdot \frac{504}{1000} \approx 7,$ де $m = 1,31$ (кг/м); $K_f = 1$ для вертикальної передачі.
16. Натяг ланцюга відцентрованими силами (Н)	$F_v$	$F_v = m v^2 = 1,31 \cdot 8,9^2 = 106$
17. Коефіцієнт запасу міцності	$S$	$S = \frac{F_p}{F_t \cdot K_1 + F_0 + F_v} = \frac{26000}{449 + 7 + 106} = 46,3$ Нормативний коефіцієнт запасу міцності $[S] = 30$ . Умова $S > [S]$ виконана
18. Навантаження на вали (Н)	$F_{оп}$	$F_{оп} = K_B F_t + 2F_0 = 1,05 \cdot 449 + 2 \cdot 7 = 485$ де $K_B = 1,05$ – передача вертикальна.

## 2. Розрахунок параметрів профілю зуба зірочок (п. 4.3.19, табл. 4.3.4)

Найменування параметру	Позначання	Значення
1. Діаметри ділільних окружностей (мм)	$d_i$	$d_1 = t / \sin(180^\circ / z_1) = 12,7 / \sin(180^\circ / 29) = 117,46$ $d_2 = t / \sin(180^\circ / z_2) = 12,7 / \sin(180^\circ / 73) = 295,02$
2. Діаметри зовнішніх окружностей (мм)	$D_{ei}$	$D_{e1} = \frac{t}{\operatorname{tg}(180^\circ / z_1)} = \frac{12,7}{\operatorname{tg}(180^\circ / 29)} = 116,77$ $D_{e2} = \frac{t}{\operatorname{tg}(180^\circ / z_2)} = \frac{12,7}{\operatorname{tg}(180^\circ / 73)} = 294,92$
3. Радіальний зазор (мм)	$e$	$e = 0,1 t = 0,1 \cdot 12,7 = 1,27$
4. Висота зуба (мм)	$h_2$	$h_2 = h_1 + e = 7,00 + 1,27 = 8,27$ де $h_1 = 7,0$ (мм) – відстань від осі пластини до вершини зуба ланки (табл. 4.3.1)
5. Діаметри окружностей западин (мм)	$D_{ii}$	$D_{i1} = d_1 - 2h_2 / \cos(180^\circ / z_1) =$ $= 117,46 - 2 \cdot 8,27 / \cos(180^\circ / 29) = 100,82$ $D_{i2} = d_2 - 2h_2 / \cos(180^\circ / z_2) =$



		$= 294,92 - 2 \cdot 8,27 / \cos(180^\circ/73) = 278,36$
6. Кути повороту ланки на зірочках (град)	$\varphi_i$	$\varphi_1 = 360^\circ/z_1 = 360^\circ/29 = 12,414$ $\varphi_2 = 360^\circ/z_2 = 360^\circ/73 = 4,932$
7. Кути западин зубів (град)	$(2\beta)_i$	$(2\beta)_1 = \alpha - \varphi_1 = 60^\circ - 12,414^\circ = 47,586$ $(2\beta)_2 = \alpha - \varphi_2 = 60^\circ - 4,932^\circ = 55,068$
8. Половини кутів загострення зуба (град)	$\gamma_i$	$\gamma_1 = 30^\circ - \varphi_1 = 30^\circ - 12,414^\circ = 17,586$ $\gamma_2 = 30^\circ - \varphi_2 = 30^\circ - 4,932^\circ = 25,068$
9. Ширина зуба зірочки (мм)	$b_3$	$b_3 = b + 2s = 22,5 + 2 \cdot 1,5 = 25,5$ де $s = 1,5$ (мм) – товщина нахилу робочих граней (табл. 4.3.1)
10. Радіус округлення торця зуба та направляючої проточки (мм)	$r$	$r = t = 12,7$
11. Відстань від вершини зуба до лінії центрів закруглень торця зуба (мм)	$c_1$	$c_1 = 0,4t = 0,4 \cdot 12,7 = 5,08$
12. Глибина проточки (мм)	$h_3$	$h_3 = 0,75t = 0,75 \cdot 12,7 = 9,53$
13. Ширина проточки (мм)	$s_1$	$s_1 = 2s = 2 \cdot 1,5 = 3$
14. Параметри для контролю (мм): • вимірювальна висота зуба  • товщини зубів на висоті	$y_i$ $t_{yi}$	$y_1 = u \sin \gamma_1 + 0,1t \cos \gamma_1 =$ $= 4,76 \sin 17,586^\circ + 0,1 \cdot 12,7 \cos 17,586^\circ = 3,56$ $y_2 = u \sin \gamma_2 + 0,1t \cos \gamma_2 =$ $= 4,76 \sin 25,068^\circ + 0,1 \cdot 12,7 \cos 25,068^\circ = 3,17$ де $u = 4,76$ (мм) – відстань від центра шарніра до робочої грані ланки (табл. 4.3.1) $t_{y1} = t - 2(u \cos \gamma_1 - 0,1t \sin \gamma_1) = 12,7 -$ $- 2(4,76 \cos 17,59^\circ - 0,1 \cdot 12,7 \sin 17,59^\circ) = 4,20$ $t_{y2} = t - 2(u \cos \gamma_2 - 0,1t \sin \gamma_2) = 12,7 -$ $- 2(4,76 \cos 25,07^\circ - 0,1 \cdot 12,7 \sin 25,07^\circ) = 5,15$
16. Відстань між кромками робочих граней зубів (мм)	$T$	$T = t + (2u - h_2) / \sin \alpha =$ $= 12,7 + (2 \cdot 4,76 - 8,27) / \sin 60^\circ = 14,15$ де $\alpha = 60^\circ$

### 8.2.3. Циліндрична зубчаста передача (приклад 13)

**Приклад 13.** Розрахувати циліндричну зубчасту передачу тихохідного ступеню конічно-циліндричного двоступінчастого редуктора (рис. 2.5, див. Приклад 5). Вихідні дані:

- частота обертання ведучого колеса  $n_1 = n_{II} = 148$  (об/хв);
- номінальне навантаження на ведучому валу  $T_{n1} = T_{II} = 323$  (Нм);
- передатне число  $u = 4$ ;
- ресурс передачі  $L_h = 12000$  (годин);
- допустимий коефіцієнт пікового перевантаження  $\beta = 1,6$ .

#### 1. Визначення допустимих напружень\*

Найменування параметра	Позначання	Значення
1	2	3
1. Марка сталі	–	шестерні – 40Х колеса – 40Х
2. Вид термічної обробки	–	шестерні – загартування колеса – поліпшення
3. Твердість поверхонь зуба	$H_{0j}$	$H_{01} = 50$ HRC $H_{02} = 285$ HB
4. Твердість серцевини	$H_{kj}$	$H_{k1} = 285$ HB $H_{k2} = 285$ HB
5. Межа текучості матеріалу (МПа)	$\sigma_{Tj}$	$\sigma_{T1} = 800$ $\sigma_{T2} = 750$
6. Базовий коефіцієнт запасу витривалості при розрахунку на контактну міцність	$S_{Hj}$	$S_{H1} = 1,2$ $S_{H2} = 1,1$
7. Межа витривалості при розрахунку на вигин (МПа)	$\sigma_{F\lim bj}^0$	$\sigma_{F\lim b1}^0 = 550$ $\sigma_{F\lim b2}^0 = 1,8 \cdot 285 = 513$
8. Базовий коефіцієнт запасу міцності при розрахунку на вигин	$S_{Fj}$	$S_{F1} = S_{F2} = 1,7$

\* Див. підрозділ 5.8.

9. Межа напружень зуба при розрахунку на вигин максимальним навантаженням (МПа)	$\sigma_{FStj}^0$	$\sigma_{FSt1}^0 = 2250$ $\sigma_{FSt2}^0 = 6,5 \cdot 285 = 1852$
10. Базовий коефіцієнт запасу міцності при розрахунку на вигин максимальним навантаженням	$S_{FStj}$	$S_{FSt1} = S_{FSt2} = 1,75$
11. Межа витривалості при базовій кількості циклів змін напружень (МПа)	$\sigma_{Hlimj}$	$\sigma_{Hlim1} = 17 \cdot 50 + 200 = 1050$ $\sigma_{Hlim2} = 2 \cdot 285 + 70 = 640$
12. Базове число змін напружень	$N_{Hlimj}$	$N_{Hlim1} = 30 \cdot 510^{2,4} = 94,7 \cdot 10^6$ $N_{Hlim2} = 30 \cdot 285^{2,4} = 23,4 \cdot 10^6$
13. Число циклів змін напружень в залежності від терміну використання	$N_{Kj}$	$N_{K1} = 60 \cdot 148 \cdot 1 \cdot 12 \cdot 10^3 = 1,07 \cdot 10^8$ $N_{K2} = 1,07 \cdot 10^8 / 4 = 2,68 \cdot 10^7$
14. Коефіцієнт довговічності при розрахунку на контактну міцність	$Z_{Nj}$	$Z_{N1} = 20 \sqrt{\frac{9,47 \cdot 10^7}{10,7 \cdot 10^7}} = 0,99$ $Z_{N2} = 20 \sqrt{\frac{23,4 \cdot 10^6}{26,75 \cdot 10^6}} = 0,993$
15. Допустимі контактні напруження (МПа)	$\sigma_{HPj}$	$\sigma_{HP1} = 0,9 \frac{1050}{1,2} \cdot 0,99 = 1122$ $\sigma_{HP2} = 0,9 \frac{640}{1,1} \cdot 0,993 = 520$
16. Допустиме контактне напруження передачі (МПа)	$\sigma_{HP}$	$\sigma_{HP} = 0,45(1122 + 520) = 740$
17. Допустиме контактне напруження передачі при максимальному навантаженні (МПа)	$\sigma_{HPmax}$	$\sigma_{HPmax} = 2,8 \cdot 750 = 2100$
18. Коефіцієнт довговічності при розрахунку на вигин	$Y_{Nj}$	$Y_{N1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{107 \cdot 10^6}} < 1$ $N_{K1} > 4 \cdot 10^6$ , то $Y_{N1} = 1$ $Y_{N2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{26,85 \cdot 10^6}} < 1$ $N_{K2} > 4 \cdot 10^6$ , то $Y_{N2} = 1$

19. Допустимі напруження при розрахунку на вигин (МПа)	$\sigma_{FPj}$	$\sigma_{FP1} = 0,8 \frac{550}{1,7} \cdot 1 = 259$ $\sigma_{FP2} = 0,8 \frac{513}{1,7} \cdot 1 = 241$
20. Допустимі напруження при розрахунку на вигин максимальним навантаженням окремо (МПа)	$\sigma_{FPmaxj}$	$\sigma_{FPmax1} = 0,9 \frac{2250}{1,75} = 1157$ $\sigma_{FPmax2} = 0,9 \frac{1852}{1,75} = 952$

## 2. Розрахунок на міцність\*

Найменування параметру	Позначання	Значення
1. Кут вихідного контуру (град)	$\alpha$	20
2. Кут нахилу лінії зуба (град)	$\beta$	12
3. Наявність модифікації головки зуба	–	Немає
4. Ступінь точності передачі	–	8-B
5. Шорсткість поверхонь (мкм)	$R_a$	1,25
6. Максимальне навантаження шестерні за циклограмою (Нм)	$T_{Hmax1}$	циклограма не задана, $T_{Hmax1} = \beta T_{n1} = 1,6 \cdot 323 = 517$
7. Коефіцієнт еквівалентності за класом $H 0,63$ : • за контактом • на вигин	$K_{HE}$ $K_{FE}$	$K_{HE} = 0,63$ $K_{FE} = 0,725$
8. Вихідне розрахункове навантаження на валу шестерні (Нм): • за контактом • на вигин	$T_{H1}$ $T_{F1}$	$T_{H1} = 0,63 \cdot 517 = 326$ $T_{F1} = 0,725 \cdot 517 = 375$
10. Коефіцієнт, що враховує зовнішнє динамічне навантаження	$K_A$	1 (враховано циклограмою навантажень)
11. Відносна ширина зубчатого вінця	$\Psi_{bd}$	1

\* Див. підрозділ 5.9.

12. Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження, між зубами: • на контактну міцність • на міцність на згин	$K_{H\alpha}$ $K_{F\alpha}$	$K_{H\alpha}=1,07$ $K_{F\alpha}=1,22$
13. Коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині контактних ліній: • на контактну міцність • на міцність на вигин	$K_{H\beta}$ $K_{F\beta}$	$K_{H\beta}=1,12$ $K_{F\beta}=1,18$
14. Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в зачепленні: • на контактну міцність • на міцність на згин	$K_{Hv}$ $K_{Fv}$	$K_{Hv}=1,19$ $K_{Fv}=1,38$
15. Допоміжний коефіцієнт, що враховується при розрахунку міжосьової відстані	$K_a$	$K_a=430 (\beta \neq 0)$
16. Коефіцієнт відносної ширини зубчастого колеса	$\psi_{ba}$	$\psi_{ba} = \frac{2\psi_{bd}}{u+1} = \frac{2 \cdot 1}{4+1} = 0,4$ Прийнято $\psi_{ba} = 0,4$
17. Кут профілю в торцевому перетині (град)	$\alpha_t^\circ$ $\alpha_t$	$\alpha_t^\circ = \arctg(\tg \alpha / \cos \beta) =$ $= \arctg(\tg 20^\circ / \cos 12^\circ) = 20,41^\circ;$ $\alpha_t = 20,41^\circ \cdot (\pi / 180^\circ) = 0,35622 \text{ (рад)}$
18. Міжосьова відстань (мм)	$a_w$	$a_w = 430 \cdot (4+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{3261,12}{0,4 \cdot 4 \cdot 750^2}} = 174,4$ Прийнято $a_w = 200$
19. Модуль передачі (мм)	$m$	$m' = 0,02 \cdot 200 = 4$ Прийнято $m = 4$
20. Кількість зубів шестерні	$z_1$	$z_1 = \frac{2a_w \cos 12^\circ}{4(1+u)} = \frac{2 \cdot 200 \cdot \cos 12^\circ}{4 \cdot (1+4)} = 19,56$ Прийнято $z_1 = 19$
21. Кількість зубів колеса	$z_2$	$z_2 = z_1 \cdot u = 19 \cdot 4 = 76$ Прийнято $z_2 = z_2 + 1 = 77$
22. Фактичне передатне число	$u$	$u = z_2 / z_1 = 77 / 19 = 4,05$
23. Ділильна міжосьова відстань (мм)	$a$	$a = \frac{4 \cdot (19+77)}{2 \cdot \cos 12^\circ} = 196,3$

24. Коефіцієнт сприйманого зміщення	$y$	$y = \frac{a_w - a}{m} = \frac{200 - 196,3}{4} = 0,925$ Умова $0 < y < 1$ виконана
25. Кут зачеплення (град)	$\alpha_{tw}$	$\alpha_{tw} = \arccos\left(\frac{a}{a_w} \cos \alpha_t\right) =$ $= \arccos\left(\frac{196,3}{200} \cdot \cos 20,41^\circ\right) = 23,09^\circ$ $\alpha_{tw} = 23,09^\circ \cdot (\pi/180^\circ) = 0,403 \text{ (рад)}$
26. Евольвентні функції кутів $\alpha_{tw}$ і $\alpha_t$	$\text{inv } \alpha_{tw}$ $\text{inv } \alpha_t$	$\text{inv } \alpha_{tw} = \text{tg } \alpha_{tw} - \alpha_{tw} =$ $= \text{tg } 23,09^\circ - 0,403 = 0,02333$ $\text{inv } \alpha_t = \text{tg } \alpha_t - \alpha_t =$ $= \text{tg } 20,41^\circ - 0,35622 = 0,015874$
27. Коефіцієнт суми зміщень	$x_\Sigma$	$x_\Sigma = \frac{z_1 + z_2}{2 \text{tg } \alpha} (\text{inv } \alpha_{tw} - \text{inv } \alpha_t) =$ $= \frac{19 + 77}{2 \cdot \text{tg } 20^\circ} (0,02333 - 0,01587) = 0,9833$ Умова $x_\Sigma < 1$ виконана
28. Розподіл значення $x_\Sigma$ між шестернею та колесом	$x_j$	Оскільки $0,5 < x_\Sigma$ , то $x_1 = 0,5$ $x_2 = x_\Sigma - x_1 = 0,9833 - 0,5 = 0,4833$
29. Коефіцієнт зрівняльного зміщення	$\Delta y$	$\Delta y = x_\Sigma - y = 0,9833 - 0,925 = 0,0583$
30. Ділильні діаметри (мм)	$d_j$	$d_1 = \frac{m z_1}{\cos \beta} = \frac{4 \cdot 19}{\cos 12^\circ} = 77,7$ $d_2 = \frac{m z_2}{\cos \beta} = \frac{4 \cdot 77}{\cos 12^\circ} = 314,88$
31. Діаметри вершин (мм)	$d_{aj}$	$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1 - \Delta y)m =$ $= 77,7 + 2(1 + 0,5 - 0,0583) \cdot 4 = 89,23$ $d_{a2} = d_2 + 2(h_a^* + x_2 - \Delta y)m =$ $= 314,88 + 2(1 + 0,4833 - 0,0583) \cdot 4 = 326,28$
32. Діаметри основних окружностей (мм)	$d_{bj}$	$d_{b1} = d_1 \cos \alpha_t = 77,7 \cos 20,41^\circ = 72,82$ $d_{b2} = d_2 \cos \alpha_t = 314,88 \cdot \cos 20,41^\circ = 295,11$
33. Кут профілю зуба в точках на окружності вершин (град)	$\alpha_{aj}$	$\alpha_{a1} = \arccos(d_{b1} / d_{a1}) =$ $= \arccos(72,82 / 89,23) = 29,29$ $\alpha_{a2} = \arccos(d_{b2} / d_{a2}) =$

		$= \arccos(295,11 / 326,28) = 25,25$
34. Коефіцієнт торцевого перекриття	$\varepsilon_\alpha$	$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1 \operatorname{tg} \alpha_{a1} + z_2 \operatorname{tg} \alpha_{a2} - (z_1 + z_2) \operatorname{tg} \alpha_{tw}}{2\pi} =$ $= [19 \cdot \operatorname{tg} 29,29^\circ + 77 \cdot \operatorname{tg} 25,25^\circ - \dots$ $\dots - (19 + 77) \operatorname{tg} 23,09^\circ] / 2\pi = 0,991$
35. Ширина зубчастого вінця колеса (мм)	$b_{w2}$	$b_{w2} = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,4 \cdot 200 = 80$
36. Осьовий крок (мм)	$p_x$	$p_x = \pi \cdot m / \sin \beta = \pi \cdot 4 / \sin 12^\circ = 60,44$
37. Коефіцієнт осьового перекриття	$\varepsilon_\beta$	$\varepsilon_\beta = b_{w2} / p_x = 80 / 60,44 = 1,32$
38. Ширина зубчастого вінця шестерні (мм)	$b_{w1}$	$b_{w1} = b_{w2} + 5 = 80 + 5 = 85$
39. Начальні діаметри (мм)	$d_{wj}$	$d_{w1} = 2a_w / (u + 1) = 2 \cdot 200 / (4 + 1) = 80$ $d_{w2} = d_{w1} u = 80 \cdot 4 = 320$
40. Розрахункова окружна сила (Н)	$F_{Ht}$ $F_{Ft}$	$F_{Ht} = \frac{2 \cdot 10^3 T_{H1}}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 326}{80} = 8150$ $F_{Ft} = \frac{2 \cdot 10^3 T_{F1}}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 375}{80} = 9375$
41. Колова швидкість (м/с)	$v$	$v = \pi d_{w1} n_1 / 60000 = \pi \cdot 80 \cdot 148 / 60000 = 0,62$
42. Питома окружна сила (Н/мм): <ul style="list-style-type: none"> <li>• при розрахунку на контактну міцність</li> <li>• при розрахунку на міцність на вигин</li> </ul>	$w_{Ht}$ $w_{Ft}$	$w_{Ht} = \frac{F_{Ht}}{b_{w2}} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} =$ $= \frac{9375}{80} \cdot 1,17 \cdot 1,12 \cdot 1,19 = 133$ $w_{Ft} = \frac{F_{Ft}}{b_{w2}} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} =$ $= \frac{9375}{80} \cdot 1,22 \cdot 1,18 \cdot 1,39 = 234,50$
43. Еквівалентна кількість зубів	$z_{vj}$	$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{19}{\cos^3 12^\circ} = 20,3$ $z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{77}{\cos^3 12^\circ} = 82,3$
44. Коефіцієнт, що враховує форму зуба та концентрацію напружень	$Y_{FSj}$	$Y_{FS1} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{v1}} - 29,7 \frac{x_1}{z_{v1}} + 0,092 x_1^2 =$ $= 3,47 + \frac{13,2}{20,3} - 29,7 \frac{0,5}{20,3} + 0,092 \cdot 0,5^2 = 3,41$

		$Y_{FS2} = 3,47 + \frac{13,2}{82,3} - 29,7 \frac{0,4833}{82,3} +$ $+ 0,092 \cdot 0,4833^2 = 3,48$
45. Коефіцієнт, що враховує перекриття	$Y_\varepsilon$	$Y_\varepsilon = 1$
46. Коефіцієнт, що враховує кут нахилу лінії зуба	$Y_\beta$	$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120} = 1 - 1,32 \cdot \frac{12}{120} = 0,868$ $(Y_\beta > 0,7)$
47. Напруження вигину (МПа)	$\sigma_{Fj}$	$\sigma_{F1} = Y_{FS1} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \frac{w_{F1}}{m} =$ $= 3,41 \cdot 1 \cdot 0,868 \cdot \frac{234,5}{4} = 174$ $\sigma_{F2} = Y_{FS2} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \frac{w_{F2}}{m} =$ $= 3,48 \cdot 1 \cdot 0,868 \cdot \frac{234,5}{4} = 177$ <p>Умови міцності <math>\sigma_{Fj} &lt; \sigma_{FP}</math> виконані</p>
48. Коефіцієнт, що враховує механічні властивості сполучених зубчастих коліс	$Z_E$	$Z_E = 190$ для сталевих коліс
49. Основний кут нахилу лінії зуба (град)	$\beta_b$	$\beta_b = \arcsin(\sin \beta \cdot \cos \alpha) =$ $= \arcsin(\sin 12^\circ \cdot \cos 20^\circ) = 11,27$
50. Коефіцієнт, що враховує форму сполучених поверхонь зубів в полюсі зачеплення	$Z_H$	$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}} =$ $= \frac{1}{\cos 20,41^\circ} \sqrt{\frac{2 \cdot \cos 11,27^\circ}{\operatorname{tg} 20,66^\circ}} = 2,43$
51. Коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній	$Z_\varepsilon$	$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{0,99}} = 1,01$ ( $\varepsilon_\alpha > 1$ )
52. Контактні напруження (МПа)	$\sigma_H$	$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{w_{Ht} (u+1)}{d_{w1} u}} =$ $= 190 \cdot 2,43 \cdot 1,01 \sqrt{\frac{133 \cdot (4+1)}{80 \cdot 4}} = 679$ <p>Умова <math>\sigma_H &lt; \sigma_{HP}</math> виконана.</p>
53. Найбільше контактне напруження при максимальному навантаженні (МПа)	$\sigma_{Hmax}$	$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{\beta} = 679 \sqrt{1,8} = 911$ <p>Умова <math>\sigma_{Hmax} &lt; \sigma_{HPmax}</math> виконана</p>



54. Найбільше напруження на вигин при максимальному навантаженні (МПа)	$\sigma_{Fmaxj}$	$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1} \cdot \beta = 174 \cdot 1,8 = 313$ $\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} \cdot \beta = 177 \cdot 1,8 = 319$ УМОВИ $\sigma_{Fmaxj} < \sigma_{FPmaxj}$ ВИКОНАНІ
--	------------------	---

### 3. Визначення геометричних параметрів передачі\*

1. Кут профілю на концентричній окружності діаметра (град)	$d_{xj}$          $\alpha_{xj}$	$d_{x1} = d_1 + 2x_1m = 77,7 + 2 \cdot 0,5 \cdot 4 = 81,7 \text{ (мм)}$ $d_{x2} = d_2 + 2x_2m =$ $= 314,88 + 2 \cdot 0,4833 \cdot 4 = 318,75 \text{ (мм)}$ $\alpha_{x1} = \arccos\left(\frac{z_1 \cos \alpha_t}{z_1 + 2x_1 \cos \beta}\right) =$ $= \arccos\left(\frac{19 \cdot \cos 20,41^\circ}{19 + 2 \cdot 0,5 \cdot \cos 12^\circ}\right) = 26,96^\circ$ $\alpha_{x2} = \arccos\left(\frac{z_2 \cos \alpha_t}{z_2 + 2x_2 \cos \beta}\right) =$ $= \arccos\left(\frac{77 \cdot \cos 20,41^\circ}{77 + 2 \cdot 0,4833 \cdot \cos 12^\circ}\right) = 22,2^\circ$
2. Кількість зубів в довжині загальної нормалі	$z_{nrj}$	$z_{nr1} = \frac{z_1}{\pi} \left( \frac{\text{tg} \alpha_{x1}}{\cos^2 \beta_b} - \frac{2x_1 \text{tg} \alpha}{z_1} - \text{inv} \alpha_t \right) + 0,5 =$ $= \frac{19}{\pi} \left( \frac{\text{tg} 26,96^\circ}{\cos^2 11,27^\circ} - \frac{2 \cdot 0,5 \cdot \text{tg} 20^\circ}{19} - 0,015874 \right) +$ $+ 0,5 = 3,48$ $z_{nr2} = \frac{z_2}{\pi} \left( \frac{\text{tg} \alpha_{x2}}{\cos^2 \beta_b} - \frac{2x_2 \text{tg} \alpha}{z_2} - \text{inv} \alpha_t \right) + 0,5 =$ $= \frac{77}{\pi} \left( \frac{\text{tg} 22,2^\circ}{\cos^2 11,27^\circ} - \frac{2 \cdot 0,4833 \cdot \text{tg} 20^\circ}{77} - 0,015874 \right) +$ $+ 0,5 = 10,398$
3. Ціле значення розрахункової величини $z_{nrj}$	$z_{nj}$	$z_{n1} = 3$ $z_{n2} = 10$
4. Довжина загальної нормалі (мм)	$W_j$	$W_1 = (\pi(z_{n1} - 0,5) + 2x_1 \text{tg} \alpha + z_1 \text{inv} \alpha_t) m \cos \alpha =$ $= (\pi(3 - 0,5) + 2 \cdot 0,5 \cdot \text{tg} 20^\circ + 19 \cdot 0,015874) \times$ $\times 4 \cdot \cos 20^\circ = 32,023$

\* Див. підрозділ 5.9.

		$W_2 = \left( \pi(z_{n2} - 0,5) + \frac{2x_2 \operatorname{tg} \alpha}{z_2} + z_2 \operatorname{inv} \alpha_t \right) m \cos \alpha =$ $= \left( \pi \left( 10 - \frac{1}{2} \right) + \frac{2 \cdot 0,4833 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{77} + 77 \cdot 0,015874 \right) \times$ $\times 4 \cdot \cos 20^\circ = 116,793$
5. Радіус кривини активного профілю зуба в нижній точці	$\rho_{pj}$	$\rho_{p1} = a_w \sin \alpha_{tw} - 0,5 d_{b2} \operatorname{tg} \alpha_{a2} =$ $= 200 \sin 23,09^\circ - 0,5 \cdot 295,1 \cdot \operatorname{tg} 25,25^\circ = 8,85$ $\rho_{p2} = a_w \sin \alpha_{tw} - 0,5 d_{b1} \operatorname{tg} \alpha_{a1} =$ $= 200 \sin 23,09^\circ - 0,5 \cdot 77,82 \cdot \operatorname{tg} 29,29^\circ = 56,61$
6. Радіус кривизни профілів зубів в точках, що задають довжину спільної нормалі (мм)	$\rho_{wj}$	$\rho_{w1} = \frac{W_1}{2} \cos \beta_b = \frac{32,023}{2} \cdot \cos 11,27^\circ = 15,70$ $\rho_{w2} = \frac{W_2}{2} \cos \beta_b = \frac{116,793}{2} \cdot \cos 11,27^\circ = 57,27$
7. Радіус кривизни профілю зуба в точках на окружності вершин (мм)	$\rho_{aj}$	$\rho_{a1} = \frac{d_{a1}}{2} \cdot \sin \alpha_{a1} = \frac{89,23}{2} \cdot \sin 29,29^\circ = 21,82$ $\rho_{a2} = \frac{d_{a2}}{2} \cdot \sin \alpha_{a2} = \frac{326}{2} \cdot \sin 25,25^\circ = 69,53$ <p>Умови <math>\rho_{wj} &lt; \rho_{aj}</math> виконані.</p>

## 8.2.4. Конічна зубчаста передача (приклад 14)

**Приклад 14.** Розрахувати конічну зубчасту передачу конічно-циліндричного двоступінчастого редуктора (рис. 2.5, див. Приклад 5). Вихідні дані:

- частота обертання ведучого колеса  $n_1 = n_I = 741$  (об/хв);
- номінальне навантаження на ведучому валу  $T_{n1} = T_I = 67,3$  (Нм);
- передатне число передачі  $u = 5$ ;
- ресурс передачі  $L_h = 12000$  (годин);
- допустимий коефіцієнт перевантаження  $\beta = 1,6$ .

### 1. Визначення допустимих напружень\*

Найменування параметра	Позначання	Значення
1	2	3
1. Марка сталі	–	шестерні – 40X колеса – 40X
2. Вид термічної обробки	–	шестерні – загартування колеса – поліпшення
3. Твердість поверхонь зуба	$H_{0j}$	$H_{01} = 50 \text{ HRC}^\dagger$ $H_{02} = 285 \text{ HB}$
4. Твердість серцевини	$H_{kj}$	$H_{k1} = 285 \text{ HB}$ $H_{k2} = 285 \text{ HB}$
5. Межа текучості матеріалу (МПа)	$\sigma_{Tj}$	$\sigma_{T1} = 800$ $\sigma_{T2} = 750$
6. Базовий коефіцієнт запасу витривалості при розрахунку на контактну міцність	$S_{Hj}$	$S_{H1} = 1,2$ $S_{H2} = 1,1$
7. Межа витривалості при розрахунку на вигин (МПа)	$\sigma_{\text{Flimb}j}^0$	$\sigma_{\text{Flimb}1}^0 = 550$ $\sigma_{\text{Flimb}2}^0 = 1,8 \cdot 285 = 513$

\* Допустимі напруження для циліндричних та конічних зубчастих передач визначають за однаковим алгоритмом (див. підрозділ 5.8).

† Індекс  $j=1$  вказує на приналежність параметра до шестерні, відповідно,  $j=2$  – до колеса.

8. Базовий коефіцієнт запасу міцності при розрахунку на вигин	$S_{Fj}$	$S_{F1} = S_{F2} = 1,7$
9. Межа напружень зуба при розрахунку на вигин максимальним навантаженням (МПа)	$\sigma_{FStj}^0$	$\sigma_{FSt1}^0 = 2250$ $\sigma_{FSt2}^0 = 6,5 \cdot 285 = 1852$
10. Базовий коефіцієнт запасу міцності при розрахунку на вигин максимальним навантаженням	$S_{FStj}$	$S_{FSt1} = S_{FSt2} = 1,75$
11. Межа витривалості при базовій кількості циклів змін напружень (МПа)	$\sigma_{Hlimj}$	$\sigma_{Hlim1} = 17 \cdot 50 + 200 = 1050$ $\sigma_{Hlim2} = 2 \cdot 285 + 70 = 640$
12. Базове число змін напружень	$N_{Hlimj}$	$N_{Hlim1} = 30 \cdot 510^{2,4} = 94,7 \cdot 10^6$ $N_{Hlim2} = 30 \cdot 285^{2,4} = 23,4 \cdot 10^6$
13. Число циклів змін напружень	$N_{Kj}$	$N_{K1} = 60 \cdot 741 \cdot 1 \cdot 12 \cdot 10^3 = 5,34 \cdot 10^8$ $N_{K2} = 5,34 \cdot 10^8 / 5 = 1,06 \cdot 10^8$
14. Коефіцієнт довговічності при розрахунку на контактну міцність	$Z_{Nj}$	$Z_{N1} = 20 \sqrt{\frac{9,47 \cdot 10^7}{53,4 \cdot 10^7}} = 0,92$ $Z_{N2} = 20 \sqrt{\frac{23,4 \cdot 10^6}{106 \cdot 10^6}} = 0,93$
15. Допустимі контактні напруження (МПа)	$\sigma_{HPj}$	$\sigma_{HP1} = 0,9 \frac{1050}{1,2} \cdot 0,92 = 1122$ $\sigma_{HP2} = 0,9 \frac{640}{1,1} \cdot 0,93 = 520$
16. Допустиме контактне напруження передачі (МПа)	$\sigma_{HP}$	$\sigma_{HP} = 0,45(1122 + 520) = 740$
17. Допустиме контактне напруження передачі при максимальному навантаженні (МПа)	$\sigma_{HPmax}$	$\sigma_{HPmax} = 2,8 \cdot 750 = 2100$
18. Коефіцієнт довговічності при розрахунку на вигин	$Y_{Nj}$	$Y_{N1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{5,34 \cdot 10^8}} < 1$ $N_{K1} > 4 \cdot 10^6$ , то $Y_{N1} = 1$

		$Y_{N2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{1,06 \cdot 10^8}} < 1$ $N_{K2} > 4 \cdot 10^6, \text{ то } Y_{N2} = 1$
19. Допустимі напруження при розрахунку на вигин (МПа)	$\sigma_{FPj}$	$\sigma_{FP1} = 0,8 \frac{550}{1,7} \cdot 1 = 259$ $\sigma_{FP2} = 0,8 \frac{513}{1,7} \cdot 1 = 241$
20. Допустимі напруження при розрахунку на вигин максимальним навантаженням (МПа)	$\sigma_{FPmaxj}$	$\sigma_{FPmax1} = 0,9 \frac{2250}{1,75} = 1157$ $\sigma_{FPmax2} = 0,9 \frac{1852}{1,75} = 952$

## 2. Проектний розрахунок\*

Найменування параметра	Позначання	Значення
1	2	3
1. Схема передачі	–	Розташування шестерні – консольне. Вали на кулькових підшипниках
2. Тип передачі	–	З прямим зубом
3. Кут вихідного контуру (град)	$\alpha$	20
4. Міжосьовий кут (град)	$\Sigma$	90
5. Коефіцієнт висоти головки зуба	$h_a^*$	1
6. Коефіцієнт радіального зазору	$c^*$	0,2
7. Кут нахилу лінії зуба (град)	$\beta$	0
8. Ступінь точності передачі	–	8-B
9. Шорхість поверхонь зуба за ДСТ 2729-73 (мкм)	$R_a$	1,25
10. Максимальне навантаження шестерні (Нм)	$T_{max1}$	Циклограма не задана $T_{max1} = 1,6 \cdot T_{n1} = 108$
11. Коефіцієнти еквівалентності за класом H 0,63: • за контактом • на вигин	$K_{HE}$ $K_{FE}$	$K_{HE} = 0,63$ $K_{FE} = 0,725$

\* Див. підрозділ 6.2.

12. Вихідне розрахункове навантаження на валу шестерні (Нм): • за контактом • на вигин	$T_{H1}$ $T_{F1}$	$T_{H1} = K_{HE} \cdot T_{n1} = 0,63 \cdot 108 = 68$ $T_{F1} = K_{FE} \cdot T_{n1} = 0,725 \cdot 108 = 78,3$
13. Коефіцієнт, що враховує зовнішнє динамічне навантаження	$K_A$	1
14. Допустиме напруження при розрахунку на вигин (МПа)	$\sigma_{FPj}$	$\sigma_{FP1} = 259$ $\sigma_{FP2} = 241$
15. Допустиме напруження при розрахунку на вигин максимальним навантаженням (МПа)	$\sigma_{FPmaxj}$	$\sigma_{FPmax1} = 1157$ $\sigma_{FPmax2} = 952$

### 3. Визначення геометричних параметрів

Найменування параметра	Позначання	Значення
1. Коефіцієнт, що враховує механічні властивості сполучених зубчастих коліс	$Z_E$	Для сталевих коліс $Z_E = 190$
2. Коефіцієнт, що враховує форму сполучених поверхонь зубів в полюсі зачеплення	$Z_H$	$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_0} \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}}$ ; При $\alpha = 20^\circ$ , $x_1 = x_2$ , $\beta = 0$ – $Z_H = 2,49$ .
3. Коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній	$Z_\varepsilon$	При $\beta = 0$ $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$ Рекомендоване значення $\varepsilon_\alpha = 1,3$ за ДСТ 19624-74. $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - 1,3}{3}} = 0,95$
4. Коефіцієнт відносної ширини зубчатого вінця	$k_{bd}$	$k_{bd} = 0,5$
5. Коефіцієнт ширини зубчатого вінця	$k_{be}$	$k_{be} = \frac{2k_{bd}}{k_{bd} + \sqrt{u^2 + 1}} = \frac{2 \cdot 0,5}{0,5 + \sqrt{5^2 + 1}} = 0,18$
6. Допоміжний коефіцієнт для визначення коефіцієнта $K_{H\beta}$		$k_{be} \cdot u / (2 - k_{be}) =$ $= 0,18 \cdot 5 / (2 - 0,18) = 0,5$

7. Коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантажень по довжині контактних ліній • за контактом • на вигин	$K_{H\beta}$ $K_{F\beta}$	$K_{H\beta} = 1,05$ $K_{F\beta} = 1,18$
8. Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в зачепленні • за контактом • на вигин	$K_{Hv}$ $K_{Fv}$	$K_{Hv} = 1,19$ $K_{Fv} = 1,38$
9. Допоміжний коефіцієнт, що використовується при розрахунку зовнішньої конусної відстані	$K_R$	$K_R = \sqrt[3]{0,5 \cdot 10^3 (Z_E Z_H Z_\varepsilon)^2 K_{Hv}}$ Для сталевих коліс $K_R \approx 490$

#### 4. Розрахунок на міцність

Найменування параметра	Позначання	Значення
1. Зовнішня конусна відстань (мм)	$R_e$	$R_e = K_R \sqrt{u^2 + 1} \sqrt[3]{\frac{T_{1H} \cdot K_{H\beta}}{0,85(1 - 0,5k_{be})^2 k_{be} u \sigma_{HP}^2}} =$ $= 490 \sqrt{5^2 + 1} \sqrt[3]{\frac{68 \cdot 1,05}{0,85(1 - 0,5 \cdot 0,18)^2 \cdot 0,18 \cdot 5 \cdot 740^2}} =$ $= 147,41$
2. Зовнішній ділительний діаметр колеса (мм)	$d_{e2}$	$\delta_1 = \arctg(1/u) = \arctg(1/5) = 11,31^\circ$ $d_{e2} = 2R_e \cdot \cos \delta_1 = 2 \cdot 147,4 \cdot \cos 11,31^\circ = 289$ $d_{e2} = 280 - \text{за стандартом.}$
3. Зовнішній окружний модуль (мм)	$m_e$	$m_e = 0,012 \cdot d_{e1} = 0,012 \cdot 280 = 3,36$ Приймаємо $m_e = 3,5$
4. Число зубців колеса	$z_2$	$z_2 = d_{e1} / m_e = 280 / 3,5 = 80$
5. Рекомендоване число зубів шестерні (ДСТ 19624-84)	$z_1$	$z_1 = z_2 / u = 80 / 5 = 16$ Приймаємо $z_1 = 16$
6. Зовнішній ділительний діаметр шестерні (мм)	$d_{e1}$	$d_{e1} = m_e z_1 = 3,5 \cdot 16 = 56$
7. Зовнішній ділительний діаметр колеса (мм)	$d_{e2}$	$d_{e2} = m_e z_2 = 3,5 \cdot 80 = 280$ Приймаємо стандартне – $d_{e2} = 280$

10. Кути ділительних конусів (град)	$\delta_j$	$\delta_1 = \arctg \frac{z_1}{z_2} = \arctg \frac{16}{80} = 11,31^\circ$ $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 11,31^\circ = 78,69^\circ$
11. Коефіцієнти зміщення	$x_j$	$x_1 = 2 \left( 1 - \frac{1}{u^2} \right) \sqrt{\frac{1}{z_1}} = 2 \left( 1 - \frac{1}{5^2} \right) \sqrt{\frac{1}{16}} = 0,48$ $x_2 = -x_1 = -0,48$
12. Коефіцієнт тангенційного зміщення	$x_{\tau j}$	$x_{\tau 1} = 0,03 + 0,008(u - 2,5) =$ $= 0,03 + 0,008(5 - 2,5) = 0,05$ $x_{\tau 2} = -x_{\tau 1} = -0,05$
13. Кількість зубів еквівалентної циліндричної зубчастой передачі	$z_{vj}$	$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{16}{\cos 11,31^\circ} = 16,32$ $z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{80}{\cos 78,69^\circ} = 408$
14. Коефіцієнт, що враховує форму зуба та концентрацію напружень	$Y_{FSj}$	$Y_{FS1} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{v1}} - 29,7 \frac{x_1}{z_{v1}} + 0,092 x_1^2 =$ $= 3,47 + \frac{13,2}{16,32} - 29,7 \frac{0,48}{16,32} + 0,092 \cdot 0,48^2 = 3,43$ $Y_{FS2} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{v2}} - 29,7 \frac{x_2}{z_{v2}} + 0,092 x_2^2 =$ $= 3,47 + \frac{13,2}{408} + 29,7 \frac{0,48}{408} + 0,092 \cdot 0,48^2 = 3,58$
15. Уточнене значення зовнішньої конусної відстані (мм)	$R_e$	$R_e = 0,5 m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} =$ $= 0,5 \cdot 3,5 \sqrt{16^2 + 80^2} = 142,77$
16. Ширина зубчастого вінця (мм)	$b$	$b' = k_{be} \cdot R_e = 0,18 \cdot 142,77 = 25,7$ <p>Приймаємо <math>b = 40</math> (мм) за ДСТ 12289-86</p>
18. Напруження вигину (МПа)	$\sigma_{Fj}$	$\sigma_{F1} = \frac{2 \cdot 10^3 T_{F1} K_{F\beta} K_{Fv} Y_{FS1}}{0,85 \cdot b \cdot z_1 m_e^2 (1 - k_{be})} =$ $= \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 78,3 \cdot 1,18 \cdot 1,38 \cdot 3,43}{0,85 \cdot 40 \cdot 16 \cdot 3,5^2 (1 - 0,18)} = 160$ $\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{FS2}}{Y_{FS1}} = 160 \frac{3,58}{3,43} = 167$ <p>Умови міцності <math>\sigma_{Fj} &lt; \sigma_{FPj}</math> виконані</p>



<p>19. Контактні напруження (МПа)</p>	<p><math>\sigma_H</math></p>	$\sigma_H = Z_E Z_H \sqrt{\frac{2 \cdot 10^3 T_{H1} K_{H\beta} K_{Hv} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 d_{e1}^2 (1 - 0,5 k_{be})^2 b u}} =$ $= 190 \cdot 2,49 \sqrt{\frac{2 \cdot 10^3 \cdot 68 \cdot 1,05 \cdot 1,19 \sqrt{5^2 + 1}}{0,85 \cdot 56^2 (1 - 0,5 \cdot 0,18)^2 \cdot 40 \cdot 5}} = 662$ <p>Умова міцності <math>\sigma_H &lt; \sigma_{HP}</math> виконана</p>
<p>20. Напруження при максимальному навантаженні (МПа):</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• контактні</li> <li>• на вигин</li> </ul>	<p><math>\sigma_{Hmax}</math> <math>\sigma_{Fmaxj}</math></p>	$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{\beta} = 662 \cdot \sqrt{1,8} = 888$ $\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1} \cdot \beta = 160 \cdot 1,8 = 288$ $\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} \cdot \beta = 167 \cdot 1,8 = 301$ <p>Умови міцності <math>\sigma_{Hmax} &lt; \sigma_{HPmax}</math> та <math>\sigma_{Fmaxj} &lt; \sigma_{FPmaxj}</math> виконані</p>
<p>21. Геометричні параметри:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• зовнішня висота головки зуба (мм)</li> <li>• зовнішня висота ніжки зуба (мм)</li> <li>• кут ніжки зуба (град)</li> <li>• кут головки зуба (град)</li> <li>• кут конуса вершин (град)</li> <li>• зовнішній діаметр вершин зуба (мм)</li> <li>• відстань від вершини до площини зовнішньої окружності вершин (мм)</li> </ul>	<p><math>h_{aej}</math> <math>h_{fej}</math> <math>\theta_{ej}</math> <math>\theta_{aj}</math> <math>\delta_{aj}</math> <math>d_{aej}</math> <math>B_j</math></p>	$h_{ae1} = (h_a^* + x_1) m_e = (1 + 0,48) \cdot 3,5 = 5,15$ $h_{ae2} = (h_a^* + x_2) m_e = (1 - 0,48) \cdot 3,5 = 1,82$ $h_{fe1} = h_{ae2} + c^* m_e = 1,82 + 0,2 \cdot 3,5 = 2,52$ $h_{fe2} = h_{ae1} + c^* m_e = 5,15 + 0,2 \cdot 3,5 = 5,85$ $\theta_{f1} = \arctg\left(\frac{h_{fe1}}{R_e}\right) = \arctg\left(\frac{2,52}{142,77}\right) = 1,011$ $\theta_{f2} = \arctg\left(\frac{h_{fe2}}{R_e}\right) = \arctg\left(\frac{5,85}{142,77}\right) = 2,346$ $\theta_{a1} = \theta_{f2} = 2,346; \quad \theta_{a2} = \theta_{f1} = 1,011$ $\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1} = 11,31^\circ + 2,346^\circ = 13,565^\circ = 13^\circ 39' 22''$ $\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2} = 78,60^\circ + 1,011^\circ = 79,611^\circ = 79^\circ 36' 40''$ $d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1} \cos \delta_1 = 56 + 2 \cdot 5,15 \cdot \cos 11,31^\circ = 66,10$ $d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2} \cos \delta_2 = 280 + 2 \cdot 1,82 \cdot \cos 78,6^\circ = 280,72$ $B_1 = 0,5d_{e2} - h_{ae1} \sin \delta_1 = 0,5 \cdot 280 - 5,15 \cdot \sin 11,31^\circ = 138,99$ $B_2 = 0,5d_{e1} - h_{ae2} \sin \delta_2 = 0,5 \cdot 56 - 1,82 \cdot \sin 78,6^\circ = 26,22$

<p>22. Розміри для контролю (мм):</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• зовнішня окружна товщина зуба</li> <li>• зовнішня постійна хорда зуба</li> <li>• висота до зовнішньої постійної хорди зуба</li> </ul>	$s_{ej}$  $\overline{s_{ce}}$  $\overline{h_{cej}}$	$s_{e1} = (0,5\pi + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha + x_{\tau 1}) m_e =$ $= (0,5\pi + 2 \cdot 0,48 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ + 0,05) \cdot 3,5 = 6,90$ $s_{e2} = \pi m_e - s_{e1} = \pi \cdot 3,5 - 6,9 = 4,10$ $= (0,5\pi - 2 \cdot 0,263 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ - 0,043) \cdot 4 = 5,35$ $\overline{s_{ce1}} = s_{e1} \cos^2 \alpha = 6,9 \cdot \cos^2 20^\circ = 6,09$ $\overline{s_{ce2}} = s_{e2} \cos^2 \alpha = 4,1 \cdot \cos^2 20^\circ = 3,62$ $\overline{h_{ce1}} = h_{ae1} - 0,25s_{e1} \sin 2\alpha =$ $= 5,15 - 0,25 \cdot \sin 40^\circ = 4,04$ $\overline{h_{ce2}} = h_{ae2} - 0,25s_{e2} \sin 2\alpha =$ $= 1,82 - 0,25 \cdot 5,35 \cdot \sin 40^\circ = 0,96$
--	---	--

### 8.2.5. Циліндрична черв'ячна передача (приклад 15)

**Приклад 15.** Розрахувати циліндричну черв'ячну передачу з однозахідним черв'яком одноступінчастого редуктора за схемою рис. 1.2,в при наступних вихідних даних (див. Приклади 3 і 6):

- частота обертання черв'яка  $n_1=475$  (об/хв);
- номінальне навантаження на колесі  $T_{n2}=990$  (Нм);
- передатне число  $u = 31,5$ ;
- ресурс передачі  $L_h = 12000$  (годин);
- допустимий коефіцієнт перевантаження  $\beta=1,6$ ;
- клас навантаження  $H0,63$  (див. табл. 5.5);
- циклограма навантаження не задана;
- відносна тривалість навантаження – ПВ=0,25.
- тип передачі – реверсивна.

#### 1. Вибір матеріалу черв'ячної пари та визначення допустимих напружень\*

Найменування параметра	Позначання	Значення
1. Максимальне навантаження черв'ячного колеса (Нм)	$T_{\max 2}$	$T_{\max 2} = \beta \cdot T_{n2} = 1,6 \cdot 990 = 1584 \dagger$
2. Швидкість ковзання в зоні контакту (м/с)	$v_s$	$v_s = \frac{4 \cdot n_1}{10^4} \sqrt[3]{T_{\max 2}} = \frac{4 \cdot 475}{10^4} \sqrt[3]{1584} = 2,2$
3. Коефіцієнт еквівалентного навантаження	$K_{HE}$	$K_{HE} = 0,63$
4. Допоміжна величина	–	$K_{HE} \cdot \text{ПВ} = 0,63 \cdot 0,25 = 0,16$
5. Матеріал	–	черв'як – Сталь 20Х колесо – Лц23А6Ж3М <sub>ц</sub> 1,5 (Пб)
6. Спосіб термічної обробки	–	черв'як – цементация, гартування колесо – відливка в кокіль
7. Твердість робочих поверхонь черв'яка	$H$	HRC 56...63

\* Розрахунок виконано у послідовності, яка викладена у пункті 7.6.1.

† Індекс  $j=1$  відноситься для усіх параметрів черв'яка;  $j=2$  – параметрів черв'ячного колеса.

8. Межі текучості та міцності матеріала вінця колеса (МПа)	$\sigma_{T2}$ $\sigma_{B2}$	$\sigma_{T2}=295$ $\sigma_{B2}=450$
9. Число циклів змін напружень в залежності від терміну використання	$N_{Kj}$	$N_{K1} = 60n_1L_h =$ $= 60 \cdot 475 \cdot 12 \cdot 10^3 = 34,2 \cdot 10^7$ $N_{K2} = N_{K1}/u = 34,2 \cdot 10^7 / 31,5 = 1,09 \cdot 10^7$
10. Коефіцієнти довговічності	$Z_{N2}$ $Y_{N2}$	$Z_{N2} = 1$ (бронза не містить олово) $Y_{N2} = \sqrt[9]{10^6/N_{K2}} =$ $= \sqrt[9]{10^6/10,9 \cdot 10^6} = 0,77$
11. Допустимі контактні напруження для передачі з цементованим черв'яком (МПа)	$\sigma_{HP2}$	$\sigma_{HP2} = (300 - 25v_s) \cdot Z_{N2} =$ $= (300 - 25 \cdot 2,2) \cdot 1 = 245$
12. Допустимі контактні напруження при максимальному навантаженні (МПа)	$\sigma_{HPmax2}$	$\sigma_{HPmax2} = 2\sigma_{T2} = 2 \cdot 295 = 590$
13. Допустимі напруження при розрахунку на вигин (МПа)	$\sigma_{FP2}$	для реверсивної передачі $\sigma_{FP2} = 0,16 \cdot \sigma_{B2} \cdot Y_{N2} =$ $= 0,16 \cdot 450 \cdot 0,77 = 55,4$
14. Допустимі напруження при розрахунку на вигин максимальним навантаженням (МПа)	$\sigma_{FPmax2}$	$\sigma_{FPmax2} = 0,8 \cdot \sigma_{T2} = 0,8 \cdot 295 = 236$

## 2. Розрахунок циліндричної черв'ячної передачі на міцність\*

Найменування параметра	Позначання	Значення
1. Число витків черв'яка	$z_1$	1
2. Кут вихідного контуру (град)	$\alpha$	20
3. Коефіцієнт еквівалентності • по контакту • на вигин	$K_{HE}$ $K_{FE}$	$K_{HE}=0,63$ $K_{FE}=0,725$
4. Коефіцієнт режиму	$x_p$	0,5
5. Вихідне розрахункове навантаження (Нм) • по контакту • на вигин	$T_{H2}$ $T_{F2}$	$T_{H2} = T_{max2} \cdot K_{HE} = 1584 \cdot 0,63 = 998$ $T_{F2} = T_{max2} \cdot K_{FE} = 1584 \cdot 0,725 = 1148$

\* Див. пункт 7.6.2.

6. Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в зачепленні: • контактну міцність • міцність на згин	$K_{Hv}$ $K_{Fv}$	$K_{Hv} = 1,10$ $K_{Fv} = K_{Hv}$
7. Зведений модуль пружності (МПа)	$E_v$	Для пари сталь-бронза $E_v = 1,26 \cdot 10^5$
8. Число зубців черв'ячного колеса	$z_2$	$z'_2 = z_1 \cdot u = 1 \cdot 31,5$ Приймаємо $z_2 = 31$
9. Коефіцієнт діаметру черв'яка	$q'$	$q' = 0,25 \cdot z_2 = 0,25 \cdot 31 = 7,75$ Приймаємо $q = 8$
10. Коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження	$K_{H\beta}$ $K_{F\beta}$	$K_{H\beta} = 1 + (z_2/\theta)^3 (1 - x_p) =$ $= 1 + (31/72)^3 (1 - 0,5) = 1,02;$ $\theta = 72$ при $z_1 = 1$ і $q = 8$ $K_{F\beta} = K_{H\beta}$
11. Міжосьова відстань (мм)	$a_w$	$a'_w = 6253 \sqrt{\frac{T_{H2} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}}{\sigma_{HP2}^2}} =$ $= 6253 \sqrt{\frac{998 \cdot 1,02 \cdot 1,1}{245^2}} = 165,76;$ Стандартне значення $a_w = 160$
12. Модуль передачі (мм)	$m$	$m' = \frac{2a_w}{q + z_2} = \frac{2 \cdot 160}{8 + 31} = 8,2;$ Прийнято за стандартом $m = 8$
13. Скореговане значення коефіцієнта діаметра черв'яка	$q$	$q' = \frac{2a_w}{m} - z_2 = \frac{2 \cdot 160}{8} - 31 = 9$ Приймаємо стандартне $q = 9$
14. Коефіцієнт зміщення черв'яка	$x$	$x = \frac{a_w}{m} - \frac{z_2 + q}{2} = \frac{160}{8} - \frac{31 + 9}{2} = 0$
15. Контактні напруження на робочій поверхні зуба черв'ячного колеса (МПа)	$\sigma_{H2}$	$\sigma_{H2} = \frac{0,5}{z_2/q} \sqrt{\frac{(z_2/q+1)^3 E_v \cdot 10^3 T_{H2} K_{H\beta} \cdot K_{Hv}}{a_w^3}} =$ $= \frac{0,5}{31/9} \sqrt{\frac{\left(\frac{31}{9}+1\right)^3 \cdot 1,26 \cdot 10^5 \cdot 10^3 \cdot 998 \cdot 1,02 \cdot 1,1}{160^3}} = 208$ Умова міцності $\sigma_{H2} < \sigma_{HP2}$ виконана

16. Контактні напруження на робочій поверхні зуба колеса при максимальному навантаженні (МПа)	$\sigma_{Hmax2}$	$\sigma_{H2max} = \sigma_{H2} \sqrt{\beta} = 208 \sqrt{1,6} = 263$ Умова міцності $\sigma_{Hmax2} < \sigma_{HPmax2}$ виконана
17. Кут підйому витка черв'яка (град)	$\gamma$	$\gamma = \arctg(z_1/q) = \arctg(1/9) = 6,34$
18. Зведена кількість зубів черв'ячного колеса	$z_{v2}$	$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{31}{\cos^3 6,34^\circ} = 31,2$
19. Коефіцієнт форми зуба	$Y_{FS2}$	$Y_{FS2} = 1,71$
20. Напруження вигину у ніжки зуба черв'ячного колеса (МПа)	$\sigma_{F2}$	$\sigma_{F2} = \frac{1500 T_{F2} Y_{FS2} K_{F\beta} K_{Fv} \cos \gamma}{z_2 q m^3} =$ $= \frac{1500 \cdot 1148 \cdot 1,71 \cdot 1,02 \cdot 1,1 \cdot \cos 6,34^\circ}{31 \cdot 9 \cdot 8^3} = 41$ Умова міцності $\sigma_{F2} < \sigma_{FP2}$ виконана
21. Напруження згину у ніжки зуба черв'ячного колеса при максимальному навантаженні (МПа)	$\sigma_{F2max}$	$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} \cdot \beta = 41 \cdot 1,6 = 65,6.$ Умова міцності $\sigma_{Fmax2} < \sigma_{FPmax2}$ виконана

### 3. Розрахунок основних геометричних параметрів черв'ячної циліндричної передачі\*

Найменування параметра	Позначання	Значення
1. Вид черв'яка	—	ZA
2. Коефіцієнт висоти головки зуба	$h_a^*$	1
3. Коефіцієнт радіального зазору	$c^*$	0,2
4. Коефіцієнт розрахункової товщини	$S^*$	$S^* = 0,5\pi = 1,571$
5. Коефіцієнт радіуса кривизни перехідної кривої	$\rho_\gamma^*$	0,3
6 Коефіцієнт висоти витка	$h^*$	2,2
7. Ділильний діаметр (мм)	$d_j$	$d_1 = m q = 8 \cdot 9 = 72$ $d_2 = m z_2 = 8 \cdot 31 = 248$

\* Алгоритм розрахунку представлено у пункті 7.6.3.

8. Діаметр вершин (мм)	$d_{aj}$	$d_{a1} = d_1 + 2h_a^* m = 72 + 2 \cdot 1 \cdot 8 = 88$ $d_{a2} = d_2 + 2(h_a^* + x)m = 248 + 2(1+0) \cdot 8 = 264$
9. Найбільший діаметр черв'ячного колеса (мм)	$d_{am2}$	$d_{am2} = d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 264 + \frac{6 \cdot 8}{1 + 2} = 280$
10. Висота витка черв'яка (мм)	$h_1$	$h_1 = h^* \cdot m = 2,2 \cdot 8 = 17,6$
11. Діаметр западин (мм)	$d_{fj}$	$d_{f1} = d_{a1} - 2h_1 = 88 - 2 \cdot 17,6 = 52,8$ $d_{f2} = d_{a2} - 2(h_a^* + c^* + x)m =$ $= 280 - 2(1 + 0,2 + 0) \cdot 8 = 260,8$
12. Радіус кривизни перехідної кривої черв'яка (мм)	$\rho_{f1}$	$\rho_{f1} = \rho_f^* \cdot m = 0,3 \cdot 8 = 2,4$
13. Довжина нарізаної частини черв'яка (мм) (черв'як шліфований)	$b_1^0$ $b_1$	$b_1^0 \geq (11 + 0,06 \cdot z_2)m =$ $= (11 + 0,06 \cdot 31) \cdot 8 = 103$ $b_1' = b_1^0 + 4m = 103 + 4 \cdot 8 = 135$ Приймаємо $b_1 = 135$
14. Ширина вінця черв'ячного колеса (мм)	$b_2$	$b_2 \leq 0,75d_{a2} = 0,75 \cdot 88 = 66$ Приймаємо $b_2 = 66$
15. Радіус виїмки поверхні вершин зубів черв'ячного колеса (мм)	$R$	$R = 0,5d_1 - m = 0,5 \cdot 80 - 8 = 28$
16. Міжосьова відстань (мм)	$a$	$a = 0,5(z_2 + q + 2x)m =$ $= 0,5(31 + 9 + 2 \cdot 0) \cdot 8 = 160$
17. Параметри для контролю (мм): • хід витка • ділильна товщина по хорді витка черв'яка • висота до хорди витка	$p_z$ $\bar{s}_{a1}$ $\bar{h}_{a1}$	$p_z = \pi m z_1 = \pi \cdot 8 \cdot 1 = 251,33$ $\bar{s}_{a1} = s^* \cdot m \cdot \cos \gamma =$ $= 1,571 \cdot 8 \cdot \cos 6,34^\circ = 12,49$ $\bar{h}_{a1} = h_a^* \cdot m + 0,5 \cdot \bar{s}_{a1} \times$ $\times \operatorname{tg} \left( 0,5 \arcsin \frac{\bar{s}_{a1} \cdot \sin^2 \gamma}{d_1} \right) = 1 \cdot 8 + 0,5 \cdot 12,49 \times$ $\times \operatorname{tg} \left( 0,5 \arcsin \frac{12,49 \cdot \sin^2 6,34^\circ}{72} \right) = 8,01$

**4. Тепловий розрахунок циліндричної черв'ячної передачі та сил в зачепленні\***

Найменування параметра	Позначання	Значення
1. Робоча схема черв'ячної передачі	$D$	$D = 1$ (нижнє розташування черв'яка)
2. Робоча температура мастила ( $^{\circ}\text{C}$ )	$t_2^{\circ}$	70
3. Температура навколишнього середовища ( $^{\circ}\text{C}$ )	$t_0^{\circ}$	20
4. Коефіцієнт теплопередачі	$k_T$	16
5. Коефіцієнт теплоємності основи	$\psi$	$\psi = 0,3$ (металева рама)
6. Група матеріалу черв'ячного колеса	—	II a
7. Колова швидкість (м/с)	$v_j$	$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{\pi \cdot 72 \cdot 475}{60 \cdot 10^3} = 1,79;$ $v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 10^3 \cdot u} = \frac{\pi \cdot 248 \cdot 475}{60 \cdot 10^3 \cdot 31} = 0,2.$
8. Швидкість ковзання (м/с)	$v_s$	$v_s = v_1 / \cos \gamma = 1,79 / \cos 6,34^{\circ} = 1,8.$
9. Допоміжна величина для вибору мастила	$\chi_{\text{чп}}$	$\chi_{\text{чп}} = \frac{\sigma_{\text{H2}}^2}{10^3 v_s} = \frac{208^2}{10^3 \cdot 1,8} = 24.$
10. Спосіб змащування та в'язкість мастила при температурі $100^{\circ}\text{C}$ ( $\text{мм}^2/\text{с}$ )	$v_{100^{\circ}}$	При $v_s < 15$ (м/с), приймаємо спосіб змащування зануренням; для $\chi_{\text{чп}} = 11,5$ — $v_{100^{\circ}} = 22$
11. В'язкість мастила при робочій температурі ( $\text{мм}^2/\text{с}$ )	$v_t$	$v_t = (0,02 t_2^{\circ})^{2,6} \cdot v_{100^{\circ}} = (0,02 \cdot 70)^{2,6} = 52,8$
12. Витрати потужності на перемішування мастила (кВт)	$P_M$	В мастило занурений черв'як $P_M = 0,75 \cdot 10^{-5} v_1 b_1 \sqrt{v_t \cdot v_1} =$ $= 0,75 \cdot 10^{-5} \cdot 1,79 \cdot 135 \cdot \sqrt{52,8 \cdot 1,79} = 0,02$
13. Потужність на валу черв'яка (кВт)	$P_1$	$P_1 = \frac{n_1}{9550} \cdot \frac{T_{n2}}{u \cdot \eta} = \frac{475}{9550} \cdot \frac{990}{31 \cdot 0,75} = 2,1$
14. Коефіцієнт витрат на перемішування мастила	$\Psi_M$	$\Psi_M = 1 - \frac{P_1}{P_1 + P_M} = 1 - \frac{2,1}{2,1 + 0,02} = 0,01$

\* Див. пункт 7.6.4.



15. Кут тертя в залежності від швидкості ковзання та групи матеріалу (град)	$\rho$	$\rho=1,834$
16. Коефіцієнт витрат в зачепленні	$\psi_3$	$\psi_3 = 1 - \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)} =$ $= 1 - \frac{\operatorname{tg} 6,34^\circ}{\operatorname{tg}(6,34^\circ + 1,834^\circ)} = 0,226$
17. Коефіцієнт витрат в ущільнювачах	$\psi_y$	$\psi_y = 0,055$ при $a_w = 160$ (мм)
18. Коефіцієнт корисної дії передачі	$\eta$	$\eta = 1 - \psi_3 - \psi_m - \psi_y =$ $= 1 - 0,226 - 0,01 - 0,055 = 0,71$
19. Поверхня теплопередачі ( $\text{м}^2$ )	$A$	$A = 20 \left( \frac{a_w}{10^3} \right)^{1,7} = 20 \left( \frac{160}{10^3} \right)^{1,7} = 0,89$
20. Робоча температура ванни мастила (град)	$t_{\text{МВ}}^\circ$	$t_{\text{МВ}}^\circ = \frac{10^3 \cdot P_1 (1 - \eta)}{k_T A (1 + \psi)} + t_0^\circ =$ $= \frac{10^3 \cdot 2,1 \cdot (1 - 0,71)}{16 \cdot 0,89 \cdot (1 + 0,3)} + 20 = 52,9$
21. Ступінь точності передачі в залежності від швидкості ковзання	—	При швидкості ковзання $v_s = 1,8$ (м/с) призначаємо ступінь точності 9 за ДСТ 3675-81
22. Окружне зусилля в зачепленні на черв'ячному колесі / осьова сила на черв'яку (Н)	$F_{t2}$ $F_{a1}$	$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 \cdot 10^3 T_{\text{max}2}}{d_2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1584}{248} = 12774$
23. Осьова сила на черв'ячному колесі / окружна сила на черв'яку (Н)	$F_{a2}$ $F_{t1}$	$F_{a2} = F_{t1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_{\text{max}2}}{d_1 \cdot u \cdot \eta} =$ $= \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1584}{72 \cdot 31 \cdot 0,71} = 1999$
24. Радіальні сили (Н)	$F_{rj}$	$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha / \cos \gamma =$ $= 12774 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 6,34^\circ = 4678$

## РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

- 1) Детали машин и основы конструирования / Под ред. *М. Н. Ерохина*. – М.: КолосС, 2005. – 462 с.
- 2) *Дунаев П. Ф., Леликов О. П.* Конструирование узлов и деталей машин: Учебн. пособие. – М.: Академия, 2004. – 496 с.
- 3) *Иванов В. Н.* Детали машин: Учеб. для студентов вузов / Под ред. *В. А. Финогенова*. – М.: Высшая школа, 2007. – 407 с.
- 4) *Иосилевич Г. Б.* Детали машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.
- 5) *Киркач Н. Ф., Баласанян Р. А.* Расчет и проектирование деталей машин: Учеб. пособие. – Харьков: Основа, 1991. – 276 с.
- 6) *Коновалюк Д. М., Ковальчук Р. М.* Деталі машин: Підручник. – К.: Кондор, 2004. – 584 с.
- 7) *Курмаз Л. В.* Основи конструювання деталей машин: навч. посібник. – Харків: Вид-во "Підручник НТУ "ХПІ", 2010. – 532 с.
- 8) Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие / *С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. М. Чернин* и др. – М.: Машиностроение, 1988. – 416 с.
- 9) *Мархель І. І.* Деталі машин: Навч. посібник. – Київ: Алерта, 2005. – 368 с.
- 10) *Павлище В. Т.* Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
- 11) *Решетов Д. Н.* Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
- 12) *Устюгов І. І.* Деталі машин: Підручник. – К.: Вища школа, 2002. – 398 с.

## ДОДАТКИ

### Додаток А. Основні технічні характеристики електродвигунів серії 4А

Маркування двигуна	Потужність (кВт)	Номін. частота (об/хв)	ККД (%)	$\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}}$	$\frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}}$
Синхронна частота обертання $n_c=3000$ (об/хв)					
4A71B2Y3	1,1	2810	77,5	2,0	2,2
4A80A2Y3	1,5	2850	81,0	2,0	2,2
4A80B2Y3	2,2	2850	83,0	2,0	2,2
4A90L2Y3	3,0	2840	84,5	2,0	2,2
4A100S2Y3	4,0	2880	86,5	2,0	2,2
4A100L2Y3	5,5	2880	87,5	2,0	2,2
4A112M2Y3	7,5	2900	87,5	2,0	2,2
4A132M2Y3	11,0	2900	88,0	1,6	2,2
4A160S2Y3	15,0	2940	88,0	1,4	2,2
4A160M2Y3	18,5	2940	88,5	1,4	2,2
4A180S2Y3	22,0	2945	88,5	1,4	2,2
4A180M2Y3	30,0	2945	90,0	1,4	2,2
4A200M2Y3	37,0	2945	90,0	1,4	2,2
4A200L2Y3	45,0	2945	91,0	1,4	2,2
Синхронна частота обертання $n_c=1500$ (об/хв)					
4A80A4Y3	1,1	1420	75,0	2,0	2,2
4A80B4Y3	1,5	1415	77,0	2,0	2,2
4A90L4Y3	2,2	1425	80,0	2,0	2,2
4A100S4Y3	3,0	1435	82,0	2,0	2,2
4A100L4Y3	4,0	1430	84,0	2,0	2,2
4A112M4Y3	5,5	1445	85,0	1,4	2,2
4A132S4Y3	7,5	1455	87,5	1,4	2,2
4A132M4Y3	11,0	1460	87,5	1,4	2,2
4A160S4Y3	15,0	1465	88,5	1,4	2,2
4A160M4Y3	18,5	1465	89,5	1,4	2,2
4A180S4Y3	22,0	1470	90,0	1,4	2,2
4A180M4Y3	30,0	1470	90,5	1,4	2,2
4A200M4Y3	37,0	1475	91,0	1,4	2,2
4A200L4Y3	45,0	1475	92,0	1,4	2,2

Закінчення додатку А

Синхронна частота обертання $n_c=1000$ (об/хв)					
4A80B6Y3	1,1	920	74,0	2,0	2,2
4A90L6Y3	1,5	935	75,0	2,0	2,2
4A100B6Y3	2,2	950	81,0	2,0	2,2
4A112MA6Y3	3,0	955	81,0	2,0	2,2
4A112MB6Y3	4,0	950	82,0	2,0	2,2
4A132S6Y3	5,5	965	85,0	2,0	2,2
4A132M6Y3	7,5	970	85,5	2,0	2,2
4A160S6Y3	11,0	975	86,0	1,2	2,0
4A160M6Y3	15,0	975	87,5	1,2	2,0
4A180M6Y3	18,5	975	88,0	1,2	2,0
4A200M6Y3	22,0	975	90,0	1,2	2,0
4A200L6Y3	30,0	980	90,5	1,2	2,0
Синхронна частота обертання $n_c=750$ (об/хв)					
4A90LB8Y3	1,1	700	70,0	1,6	1,7
4A100LB8Y3	1,5	700	74,0	1,6	1,7
4A112MA8Y3	2,2	700	76,5	1,8	2,2
4A112MB8Y3	3,0	700	79,0	1,8	2,2
4A132S8Y3	4,0	720	83,0	1,8	2,2
4A132M8Y3	5,5	720	83,0	1,8	2,2
4A160S8Y3	7,5	730	86,0	1,4	2,2
4A160M8Y3	11,0	730	87,0	1,4	2,2
4A180M8Y3	15,0	730	87,0	1,2	2,0
4A200M8Y3	18,5	735	88,5	1,2	2,2
4A200L8Y3	22,0	730	88,5	1,2	2,2
4A225M8Y3	30,0	735	90,0	1,2	2,0

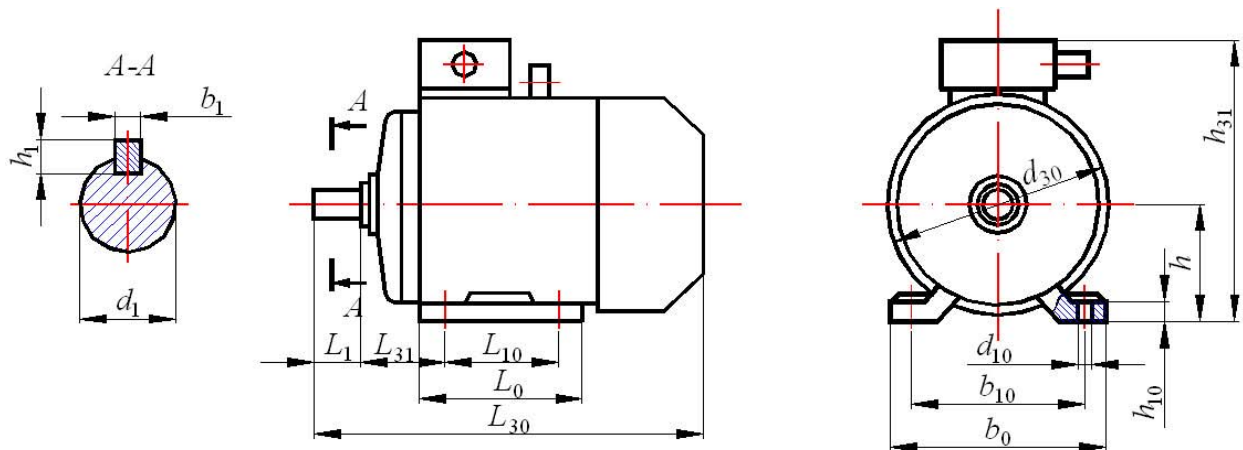
Додаток Б. Основні технічні характеристики електродвигунів серії АІР

Маркування двигуна	Потужність (кВт)	Номін. частота (об/хв)	ККД (%)	$\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}}$	$\frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}}$	Маса (кг)
Синхронна частота обертання $n_c=3000$ (об/хв)						
AIP71B2	1,1	2800	79,5	2,2	2,4	9,3
AIP80A2	1,5	2880	82	2,2	2,6	12,4
AIP80B2	2,2	2860	83	2,1	2,6	15,0
AIP90L2	3,0	2860	84,5	2,3	2,5	12,4
AIP100S2	4,0	2850	87	2,0	2,4	26,0
AIP100L2	5,5	2850	88	2,1	2,4	31,5
AIP112M2	7,5	2910	87,5	2,0	2,2	49
AIP132M2	11,0	2910	88	1,6	2,2	77,5
AIP180S2	22,0	2930	90,5	2,3	2,9	160
AIP180M2	30,0	2935	91,5	2,3	3,4	180
AIP200M2	37,0	2940	93,5	2,3	2,8	220
Синхронна частота обертання $n_c=1500$ (об/хв)						
AIP80A4	1,1	1420	76,5	2,2	2,4	12,0
AIP80B4	1,5	1410	78,5	2,2	2,4	13,5
AIP90L4	2,2	1420	81	2,0	2,6	15,0
AIP100S4	3,0	1410	82	2,0	2,2	23,0
AIP100L4	4,0	1410	85	2,1	2,4	29,0
AIP112M4	5,5	1430	85,5	2,0	2,5	49
AIP132S4	7,5	1440	87,5	2,0	2,5	70
AIP132M4	11,0	1450	88,5	2,2	3,1	83,5
AIP180S4	22,0	1460	90,5	1,7	2,6	170
AIP180M4	30,0	1460	91,5	1,7	2,6	190
AIP200M4	37,0	1470	92,3	2,4	2,6	245
Синхронна частота обертання $n_c=1000$ (об/хв)						
AIP80B6	1,1	920	75	2,2	2,3	15,3
AIP90L6	1,5	940	76	2,0	2,3	12,0
AIP100L6	2,2	940	81,5	1,9	2,2	27,1
AIP112MA6	3,0	950	81	2,0	2,2	43
AIP112MB6	4,0	950	82	2,0	2,2	48
AIP132S6	5,5	960	85	2,0	2,2	68,5
AIP132M6	7,5	960	85,5	2,0	2,2	81,5
AIP180M6	18,0	975	90	2,0	2,7	180
AIP200M6	22,0	975	90,5	2,3	2,3	225
AIP200L6	30,0	980	91,2	2,4	2,4	250
AIP225M6	37,0	985	92	2,4	2,5	305

Закінчення додатку Б

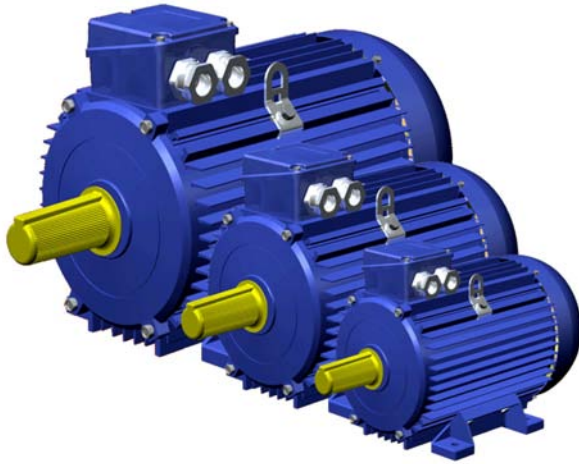
Синхронна частота обертання $n_c=750$ (об/хв)						
AIP90LB8	1,1	710	76	1,5	2,2	11,8
AIP100L8	1,5	700	76	1,6	2,0	25,0
AIP112MA8	2,2	710	76,5	1,8	2,2	43,5
AIP112MB8	3,0	700	79	1,8	2,2	48,5
AIP132S8	4,0	720	83	1,8	2,2	68,5
AIP132M8	5,5	710	83,5	2,1	2,6	82
AIP180M8	15,0	725	87,5	1,6	2,4	180
AIP200M8	18,5	730	90,5	2,1	2,8	225
AIP200L8	22,0	730	91	2,1	2,8	250
AIP225M8	30,0	735	91,5	2,1	2,3	305
AIP250S8	37,0	735	92	1,9	2,7	400
AIP250M8	45,0	735	92,5	1,9	2,7	430

Додаток В. Основні розміри (мм) електродвигунів серій 4А і АІР



Тип двигуна	$d_1$	$L_1$	$L_{30}$	$b_1$	$h_1$	$d_{30}$	$L_{10}$	$L_{31}$	$d_{10}$	$b_{10}$	$h$	$h_{10}$	$h_{31}$	$L_0$	$b_0$
56	11	23	218	4	4	120	71	36	8	90	56	7	148	103	130
63	14	40	237	5	5	135	80	40	8	100	63	8	161	112	140
71	19	40	273	6	6	170	90	45	8	112	71	9	188	122	152
80A	22	50	297	6	6	190	100	50	10	125	80	10	205	140	175
80B	22	50	321	6	6	190	100	50	10	125	80	10	205	140	175
90	24	50	337	8	7	210	125	56	10	140	90	11	225	165	190
100S	28	60	360	8	7	240	112	63	12	160	100	12	247	160	220
100L	28	60	391	8	7	240	140	63	12	160	100	12	247	188	220
112M	32	80	435	10	8	246	140	70	12	190	112	12	285	188	250
132S	38	80	460	10	8	288	140	89	12	216	132	13	325	188	276
132M	38	80	498	10	8	288	178	89	12	216	132	13	325	226	276
160S 2	42	110	630	12	8	334	178	108	15	254	160	18	385	238	329
160S 4/6/8	48	110	630	14	9	334	178	108	15	254	160	18	385	238	329
160M 2	42	110	660	12	8	334	210	108	15	254	160	18	385	270	329
160M 4/6/8	48	110	660	14	9	334	210	108	15	254	160	18	385	270	329
180S2	48	110	630	14	9	375	203	121	15	279	180	20	448	263	354
180S 4/6/8	55	110	630	16	10	375	203	121	15	279	180	20	448	263	354
180M2	48	110	680	14	9	375	241	121	15	279	180	20	448	301	354
180M 4/6/8	55	110	680	16	10	375	241	121	15	279	180	20	448	301	354

Додаток Г. Розшифровка маркування електродвигунів серій 4А, АІР



AIP71A4Y3 IP54

<b>A</b>	<b>IP</b>	<b>-</b>	<b>71</b>	<b>A</b>	<b>4</b>	<b>-</b>	<b>Y3</b>	<b>IP54</b>
асинхронний	прив'язка потужностей до настановних розмірів: P – згідно з РС 3031-71	додаткові літери для модифікацій: B – що вбудовуються; C – з підвищеним ковзанням; E – однофазні	габарит (висота осі обертання)	A, B, C – довжина сердечника статора S, L, M – настановний розмір по довжині станини	2 / 4 / 6 / 8 – кількість полюсів	додаткові літери для модифікацій: P3 – для мотор-редукторів; П – підвищеної точності по настановних розмірах; Б – наявність убудованого температурного захисту; Е – з убудованим електромагнітним гальмом; Ш – для приводу швейних машин; X2 – хімістійкі	кліматичне виконання й категорія розміщення за ДСТ 15150: Y3 – темп-ра (-45 °C; +40 °C); відносна вологість 20 % при 20 °C	ступінь захисту за ДСТ 17494: IP 54 – машина захищена від пилу і від розбризкування води



Додаток Д. Основні технічні характеристики електродвигунів МТКФ

Маркування двигуна	Потужність на валу (кВт) при ПВ (%)				<i>n</i> (об/хв)	ККД (%)	$T_{\max}$ (Н·м)	Момент інерції (кг·м <sup>2</sup> )	Маса (кг)
	15	25	40	60					
МТКФ 011-6	2,0	—	—	—	780	56,0	41	0,02	47
	—	1,7	—	—	835	60,0			
	—	—	1,4	—	875	61,5			
	—	—	—	1,2	900	61,0			
МТКФ 012-6	3,1	—	—	—	785	61,5	66	0,027	53
	—	2,7	—	—	835	65,0			
	—	—	2,2	—	880	67,0			
	—	—	—	1,7	915	65,0			
МТКФ 111-6	4,5	—	—	—	825	67,0	103	0,045	70
	—	4,1	—	—	850	69,0			
	—	—	3,5	—	885	72,0			
	—	—	—	2,8	915	73,0			
МТКФ 112-6	6,5	—	—	—	845	69,5	172	0,065	80
	—	5,8	—	—	870	71,0			
	—	—	5,0	—	895	74,0			
	—	—	—	4,0	920	74,0			
МТКФ 211-6	10,5	—	—	—	800	68,0	216	0,11	110
	—	9,0	—	—	840	72,5			
	—	—	7,5	—	880	75,5			
	—	—	—	6,0	910	78,0			
МТКФ 311-6	14,0	—	—	—	880	76,0	382	0,212	155
	—	13,0	—	—	895	76,5			
	—	—	11,0	—	910	77,5			
	—	—	—	9,0	930	77,5			
МТКФ 312-6	19,5	—	—	—	900	79,0	589	0,3	195
	—	17,5	—	—	915	80,0			
	—	—	15,0	—	930	81,0			
	—	—	—	12,0	945	81,0			
МТКФ 411-6	30,0	—	—	—	905	80,0	765	0,475	255
	—	27,0	—	—	915	81,0			
	—	—	22,0	—	935	82,5			
	—	—	—	18,0	950	82,5			
МТКФ 412-6	40,0	—	—	—	910	81,5	981	0,637	315
	—	36,0	—	—	920	82,5			
	—	—	30,0	—	935	83,5			
	—	—	—	25,0	950	81,5			

*Закінчення додатку Д*

МТКФ 311-8	10,5	–	–	–	660	73,0	324	0,275	155
	–	9,0	–	–	670	74,0			
	–	–	7,5	–	690	73,5			
	–	–	–	6,0	705	73,5			
МТКФ 312-8	15,0	–	–	–	675	78,0	500	0,387	195
	–	13,0	–	–	690	78,5			
	–	–	11,0	–	700	78,0			
	–	–	–	8,2	710	76,0			
МТКФ 411-8	22,0	–	–	–	660	76,5	657	0,537	255
	–	18,0	–	–	680	78,5			
	–	–	15,0	–	695	80,0			
	–	–	–	13,0	705	81,0			
МТКФ 412-8	30,0	–	–	–	675	79,0	981	0,75	315
	–	26,0	–	–	690	80,0			
	–	–	22,0	–	700	80,5			
	–	–	–	18,0	710	80,0			

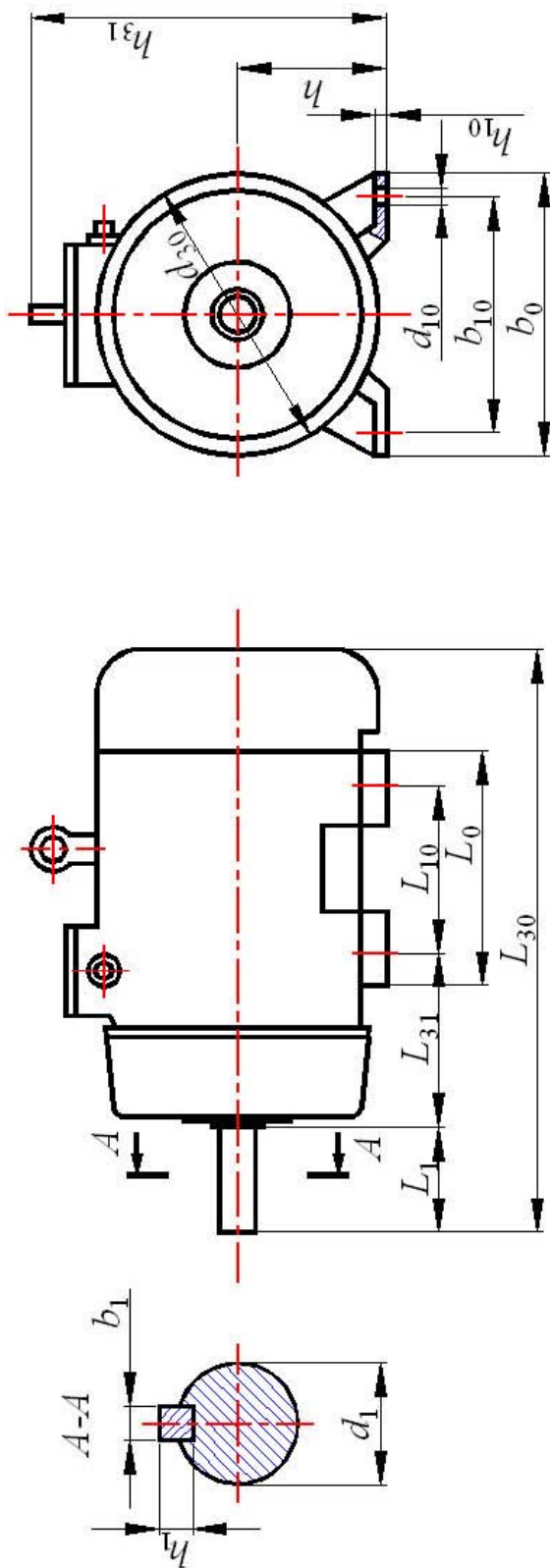
Додаток Е. Основні технічні характеристики електродвигунів МТФ

Маркування двигуна	Потужність на валу (кВт) при ПВ (%)				$n$ (об/хв)	ККД (%)	$T_{\max}$ (Н·м)	Момент інерції (кг·м <sup>2</sup> )	Маса (кг)
	15	25	40	60					
МТФ 011-6	2,0	—	—	—	800	55,0	39	0,021	51
	—	1,7	—	—	850	60,0			
	—	—	1,4	—	885	61,5			
	—	—	—	1,2	910	60,5			
МТФ 012-6	3,1	—	—	—	785	58,0	56	0,029	58
	—	2,7	—	—	840	62,0			
	—	—	2,2	—	890	64,0			
	—	—	—	1,7	920	64,0			
МТФ 111-6	4,5	—	—	—	850	66,0	85	0,048	76
	—	4,1	—	—	870	68,0			
	—	—	3,5	—	895	70,0			
	—	—	—	2,8	920	72,0			
МТФ 112-6	6,5	—	—	—	895	72,0	137	0,067	88
	—	5,8	—	—	915	74,0			
	—	—	5,0	—	930	75,0			
	—	—	—	4,0	950	74,0			
МТФ 211-6	10,5	—	—	—	895	74,0	191	0,115	120
	—	9,0	—	—	915	77,0			
	—	—	7,5	—	930	77,0			
	—	—	—	6,0	945	78,0			
МТФ 311-6	14,0	—	—	—	925	75,5	314	0,225	170
	—	13,0	—	—	935	77,0			
	—	—	11,0	—	945	79,0			
	—	—	—	9,0	960	77,0			
МТФ 312-6	19,5	—	—	—	945	80,0	471	0,312	210
	—	17,5	—	—	950	81,0			
	—	—	15,0	—	955	82,0			
	—	—	—	12,0	965	81,0			
МТФ 411-6	30,0	—	—	—	945	82,0	638	0,5	280
	—	27,0	—	—	955	83,0			
	—	—	22,0	—	965	83,5			
	—	—	—	18,0	970	83,0			
МТФ 412-6	40,0	—	—	—	960	84,0	932	0,675	345
	—	36,0	—	—	965	84,5			
	—	—	30,0	—	970	85,5			
	—	—	—	25,0	975	83,5			

*Закінчення додатку Е*

MTF 311-8	10,5	–	–	–	665	71,0	265	0,275	170
	–	9,0	–	–	680	72,0			
	–	–	7,5	–	695	73,0			
	–	–	–	6,0	710	72,0			
MTF 312-8	15,0	–	–	–	680	76,0	422	0,387	210
	–	13,0	–	–	695	76,5			
	–	–	11,0	–	705	77,0			
	–	–	–	8,2	720	75,5			
MTF 411-8	22,0	–	–	–	685	78,0	569	0,537	280
	–	18,0	–	–	700	80,0			
	–	–	15,0	–	710	81,0			
	–	–	–	13,0	715	81,0			
MTF 412-8	30,0	–	–	–	705	81,0	883	0,75	345
	–	26,0	–	–	715	82,0			
	–	–	22,0	–	720	82,0			
	–	–	–	18,0	730	81,0			

Додаток Ж. Основні розміри (мм) електродвигунів серій МТ(К)F



Типорозмір двигуна	$b_1$	$b_{10}$	$b_0$	$d_1$	$d_{10}$	$h$	$h_1$	$h_{10}$	$h_{31}$	$L_1$	$L_{10}$	$L_0$	$L_{30}$	$L_{31}$	$n$
011	8	180	230	28	19	112	7	20	302	60	150	200	415,5	132	4
012	8	180	230	28	19	112	7	20	302	60	190	240	450,5	127	4
111	10	220	290	35	19	132	8	20	342	80	235	285	484,5	140	4
112	10	220	290	35	19	132	8	20	342	80	235	285	524,5	135	4
211	12	245	320	40	24	160	9	23	385	110	243	306	586	150	4
311	14	280	350	50	24	180	9	23	444	110	260	320	637	155	8
312	14	280	350	50	24	180	9	23	444	110	320	380	712	170	8
411	18	330	440	65	28	225	11	26	527	140	335	395	749	175	8
412	18	330	440	65	28	225	11	26	527	140	420	480	824	165	8

# ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА .....	3
ВИЗНАЧЕННЯ, ПОЗНАЧАННЯ Й ОДИНИЦІ ВИМІРУ	
1. Основні позначання і скорочення (одиниці виміру) .....	4
2. Індеси до позначань .....	6
3. Терміни та визначення понять .....	7
РОЗДІЛ 1. ПРОЕКТУВАННЯ ПРИВОДІВ МАШИН	
1.1. Загальні відомості .....	9
1.2. Схеми механічних передач як технічні завдання на проектування .....	11
1.3. Організація курсового проектування .....	13
РОЗДІЛ 2. СИЛОВІ ТА КІНЕМАТИЧНІ ПАРАМЕТРИ ПРИВОДА	
2.1. Визначення навантажувальної здатності привода та вибір електродвигуна .....	16
2.2. Визначення передатного числа привода і окремих його передач .	20
2.3. Редуктори. Загальні відомості .....	22
2.4. Розподіл передатного числа редуктора між ступенями .....	26
2.5. Визначення крутних моментів та частот обертання валів привода .....	39
РОЗДІЛ 3. ПАСОВІ ПЕРЕДАЧІ	
3.1. Загальні положення .....	40
3.2. Плоскопасова передача .....	42
3.3. Клинопасова передача .....	52
3.4. Передача поліклиновим пасом .....	61
3.5. Передача зубчастим пасом .....	66
3.6. Забезпечення початкового натягу .....	72

## РОЗДІЛ 4. ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧ

4.1. Загальні положення .....	76
4.2. Передача з роликівим ланцюгом .....	77
4.3. Передача з зубчастим ланцюгом .....	88

## РОЗДІЛ 5. ЦИЛІНДРИЧНІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ ЗОВНІШНЬОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ

5.1. Загальні положення .....	95
5.2. Критерії розрахунку .....	95
5.3. Види та причини пошкоджень зубчастих коліс. Види розрахунків на міцність .....	97
5.4. Матеріали зубчастих коліс та способи зміцнення зубців .....	100
5.5. Режими роботи передачі. Визначення розрахункового навантаження .....	104
5.6. Вплив помилок виготовлення та пружних деформацій на роботу зубчастої передачі .....	113
5.7. Допустимі напруження .....	117
5.8. Розрахунок допустимих напружень .....	122
5.9. Послідовність розрахунку циліндричних евольвентних зубчастих передач .....	126

## РОЗДІЛ 6. КОНІЧНІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

6.1. Загальні відомості .....	139
6.2. Послідовність розрахунку конічних евольвентних зубчастих передач .....	141

## РОЗДІЛ 7. ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ

7.1. Загальні положення .....	152
7.2. Геометрія передачі .....	153
7.3. Кінематика та ККД черв'ячної передачі .....	156
7.4. Матеріали черв'ячних пар .....	158
7.5. Розрахункове навантаження .....	160
7.6. Послідовність розрахунку циліндричної черв'ячної передачі .....	161

## РОЗДІЛ 8. ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКІВ

### 8.1. Енерго-кінематичний розрахунок приводів

8.1.1. Вибір електродвигуна ..... 181

8.1.2. Розподіл передатного числа редуктора між ступеннями 186

### 8.2. Розрахунок механічних передач

8.2.1. Пасові передачі ..... 189

8.2.2. Ланцюгові передачі ..... 200

8.2.3. Циліндрична зубчаста передача ..... 208

8.2.4. Конічна зубчаста передача ..... 217

8.2.5. Циліндрична черв'ячна передача ..... 225

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА ..... 232

ДОДАТКИ ..... 233



**ДЛЯ НОТАТОК**

Навчальне видання

МОМОТ Дмитро Іванович  
ЯНЧЕВСЬКИЙ Ігор Владиславович

МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ.  
РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ  
І ПРОЕКТУВАННЯ ПРИВОДІВ МАШИН

Навчально-методичний посібник

Відповідальний за випуск *В. А. Перегон*

В авторській редакції

Комп'ютерна верстка та

дизайн обкладинки *І. В. Янчевський*

Підп. до друку 01.09.2011 р.

Формат 60×84 1/16. Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman.

Друк RISO. Ум. друк. арк. 15,5. Обл.-вид. арк. 12,2.

Зам. № . Тираж 100 прим. Ціна договірна.

---

Видавництво ХНАДУ, 61002, м. Харків-МСП, вул. Петровського, 25  
Тел./факс: (057) 700-38-64, 707-37-03; e-mail: rio@khadi.kharkov.ua

---

*Свідоцтво Державного комітету інформаційної політики, телебачення та  
радіомовлення України про внесення суб'єкту видавничої справи  
до Державного реєстру видавців, виготовлювачів і розповсюджувачів  
видавничої продукції, серія ДК № 897 від 17.04.2002 р.*



