

Міністерство освіти і науки України

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДООРОЖНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ

Д. І. Момот  
А. С. Шарапата

**ПЕРЕДАЧІ ЗАЧЕПЛЕННЯМ  
РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ**

**Навчально-методичний посібник**

**Харків 2007**

УДК 621.833  
ББК 34.445  
Ш 74

Момот Д. І., Шарапата А. С. Передачі зачепленням. Розрахунок на міцність: Навчально-методичний посібник. – Харків: ХНАДУ, 2007 – 175 с.

Викладена методика розрахунку зубчастих циліндричних, конічних евольвентних передач зовнішнього зачеплення та черв'ячних циліндричних передач з урахуванням типових режимів навантаження. Ця методика відрізняється від загальнопоширених тим, що об'єднує в одне ціле розрахунки на міцність та визначення геометричних параметрів, дозволяє отримати оптимальні розміри передач за умови міцності по контактним напруженням та напруженням на згин. Наведені алгоритми та приклади комплексного розрахунку механічних передач зачепленням.

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

Табл. 50. Іл. 26. Посилань 8 назв.

Рецензенти: Перегон В. А., зав. кафедри деталей машин і ТММ,

канд. техн. наук, професор  
Карпенко В. О., д-р техн. наук, професор  
(Харківський національний автомобільно-дорожній  
технічний університет)  
Тищенко Л. Н., зав. кафедри деталей машин  
д-р техн. наук, професор  
(Харківський національний технічний університет  
сільського господарства ім. Василенка)

ISBN

© Момот Д. І., 2007

## ПЕРЕДМОВА

Навчально-методичний посібник призначений для самостійної роботи студента будь-якої форми навчання з вивчення розділу «Передачі» курсу деталей машин та виконання розрахунків передач зачепленням в залежності від заданого характеру навантаження.

Особливу увагу в посібнику приділено методиці визначення потрібної потужності двигуна приводу та вибору його типу в залежності від призначення машини, привід якої розробляється. Враховується заданий характер навантаження.

Окремо виділені питання оптимізації передач зачепленням по масі та габаритам в залежності від вибраної кінематичної схеми.

В основу розрахунків на міцність передач зачепленням при змінному характері навантаження рекомендований метод еквівалентних моментів. Наведені типові режими навантаження та методика їх визначення в конкретній задачі.

Послідовність комплексного розрахунку передач зачепленням, що об'єднує в одне ціле розрахунок на міцність та розрахунок геометричних параметрів, викладена у вигляді циклічного алгоритму, що дозволяє оптимізувати деякі параметри передачі, особливо при виконанні ПК.

Навчально-методичний посібник містить приклади розрахунків зубчастих та черв'ячних передач в заданій послідовності, а також перелік запитань до кожного розділу, за якими студент може самостійно перевірити засвоєння навчального матеріалу та правильність особистих розрахунків.

Розроблена машинна програма комплексного розрахунку циліндричної зубчастої передачі для ПК, що працює в діалоговому режимі з користувачем.

Наведена методика використання цієї програми.

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

Автори висловлюють щиру вдячність рецензентам за їх зауваження, організаційну допомогу та участь в останньому редагуванні твердої копії посібника.

## РОЗДІЛ 1 ВИЗНАЧЕННЯ СИЛОВИХ ТА КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДА МАШИН

### 1.1. Визначення потужності та вибір типу електродвигуна

Найбільш повно теоретичні знання з дисципліни “Деталі машин та основи проектування” використовуються при розрахунку головних параметрів передач та конструювання приводу машин загального призначення.

В своїй більшості розробляється привід, до складу якого входять різні механічні передачі, які знижують частоту обертів від валу електродвигуна до валу робочої машини.

До технічного завдання на проектування входить навантаження на валу робочого органу машини (крутний момент ( $T$ ), або тягове зусилля при розрахунку приводів підйомно-транспортних машин, швидкість вихідної ланки (кутова чи лінійна).

Розрахунок головних параметрів приводу починається з визначення необхідної потужності двигуна та вибору його типу в залежності від умов експлуатації машини та режиму її навантаження.

Для цього в завданні на проектування повинно бути задано: графік навантаження, або розрахункове номінальне навантаження у вигляді номінального крутного моменту на вихідному валу робочої машини чи номінального тягового зусилля при розрахунку приводу транспортуючої машини, швидкість вихідної ланки (кутова чи лінійна).

Для правильного вибору типу електричного двигуна повинно бути відомі умови використання (графік навантаження, температура та вологість зовнішнього середовища), необхідна потужність та частота обертів його валу. За цими умовами двигун вибирають по каталогу та перевіряють його на нагрів при сталому та перехідних режимах, а також при короткочасних перевантаженнях.

В деяких випадках підбір електродвигуна спрощується:

- 1) при тривалому постійному чи незначному змінному навантаженні перевірка на нагрів не виконується (завод - виробник гарантує тривалу роботу на номінальному режимі);
- 2) для повторно-короткочасного режиму роботи приймають двигун з підвищеним моментом пуску з урахуванням тривалості пуску (ПВ,

‰);

3) якщо машина, для якої розробляється привід, часто включається та виключається, має значний динамічний момент в період пуску, то вибраний двигун слід перевірити за величиною пускового моменту.

Перший тип навантаження має місце в механічних приводах більшості технологічних та транспортуючих машинах.

Другий тип навантаження характерний для приводів лебідок, кранів, підйомників і т.п.

В курсовому проекті з дисципліни «Деталі машин» розробляються приводи машин, що входять в першу групу. Тому розрахунок на нагрів для них не виконується.

Потрібна потужність двигуна  $P$  (кВт) визначається:

По номінальному розрахунковому крутному моменту на вихідному валу робочої машині  $T_{\text{ном}}$ , Н·м,

$$P = \frac{T_{\text{ннн}} \cdot \omega_{\text{ааа}}}{1000 \cdot \eta} = \frac{Q_{\text{ннн}} \cdot n_{\text{ааа}}}{9550 \cdot \eta}, \quad (1.1)$$

по ефективній силі опору,  $H$ ,

$$D_E = \frac{F_E \cdot v}{1000}, \quad (1.2)$$

де  $P_E$  - потужність на валу робочого органу, кВт;

$\omega_{\text{вих}}$  – кутова швидкість валу,  $\text{с}^{-1}$ ;

$n_{\text{вих}}$  – частота обертів валу,  $\text{хв}^{-1}$ ;

$v$  – лінійна швидкість робочого органу, м/с;

$\eta$  – загальний коефіцієнт корисної дії (ККД) усього привода, що дорівнює множині окремих ККД передач, які входять до складу привода,

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n \quad (1.3)$$

Середні значення ККД передач наведені в табл. 1.1

Таблиця 1.1

**Середнє значення коефіцієнта корисної дії (ККД) та передаточного числа окремої механічної передачі.**

Тип передачі	ККД		Передаточне число
	закрита	відкрита	
Зубчата:			
циліндрична	0,96 – 0,98	0,92 – 0,94	2 – 6,3
конічна	0,95 – 0,97	0,91 – 0,93	2 – 6,3
Черв'ячна при			
$Z_1 = 1$	0,65-0,74	0,6-0,7	10-40
$Z_1 = 2$	0,75-0,85		
$Z_1 = 4$	0,85-0,90		
Ланцюгова	0,94-0,96	0,90-0,93	2-6,3
Фрикційна	0,90-0,95	0,93-0,95	2-4
Пасова	–	0,94-0,96	2-4

Витрати на тертя в підшипниках враховують такими значеннями ККД:

для однієї пари підшипників кочення:  $\eta_{mn} = 0,99-0,995$ ;

для однієї пари підшипників ковзання:  $\eta_{mn} = 0,975-0,985$ .

Витрати в компенсуючих та рухомих муфтах враховують значеннями ККД:  $\eta_m = 0,985-0,995$ .

Електричні двигуни по роду струму підрозділяються на двигуни постійного струму та двигуни змінного струму, трьохфазні синхронні та трьохфазні асинхронні. Трьохфазні асинхронні двигуни знайшли найбільше розповсюдження. Це визвано простотою конструкції, меншою вартістю, більш високою експлуатаційною надійністю.

При курсовому проектуванні слід вибирати трьохфазні асинхронні двигуни загальнопромислового значення серії 4А і АІР (ДСТ 19523-81Е) по визначеній потужності  $P_0$  та прийнятій синхронній частоті  $n_c$  (табл. 1.2); для кранових механізмів двигуни вибирати по ДСТ 185-70 (табл. 1.3).

Для механічних приводів слід приймати асинхронні двигуни з синхронною частотою  $n_c = 3000; 1500; 1000; 750 \text{ хв}^{-1}$ .

Синхронну частоту двигуна визначати за формулою:

$$n_C = n_{вих} (u_{заг})_{сер}, \quad (1.4)$$

де  $(u_{заг})_{сер}$  – середнє значення загального передаточного числа приводу, що дорівнюється множині передаточних чисел окремих передач, що входять до складу приводу

$$(u_{заг})_{сер} = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3. \quad (1.5)$$

Середні значення передаточних чисел механічних передач слід приймати по табл. 1.1.

Таким чином, із каталогу треба виписати такі данні прийнятого електродвигуна: тип та його умовне позначення (маркіровку), номінальну потужність  $P$ , кВт, асинхронну частоту обертів  $n_0$ ,  $хв^{-1}$ , коефіцієнт перевантаження  $\beta = T_{max}/T_{ном}$ , габаритні та установчі розміри.

## 1.2. Передаточне відношення приводу

Загальне передаточне відношення приводу дорівнює відношенню кутової швидкості вала двигуна  $\omega_0$  до кутової швидкості робочого органу машини  $\omega_{вих}$ , чи відношенню їх частот обертів.

Таблиця 1.2

## Технічна характеристика двигунів єдиної серії 4А (ДСТ 19523-81Е)

Двигун	Потужність $P_d$ , кВт	Частота обертів, $n_0$ хв <sup>-1</sup>	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	$\frac{T_{max}}{T_{ном}}$
Синхронна частота обертів 1500 хв <sup>-1</sup>				
4А80В4	1,5	1415	2,0	2,2
4А90L4	2,2	1425	2,1	2,4
4А100S4	3,0	1435	2,0	2,4
4А100L4	4,0	1430	2,0	2,4
4А112М4	5,5	1445	2,0	2,2
4А132S4	7,5	1455	2,2	3,0
4А132М4	11,0	1460	2,2	3,0
4А160S4	15,0	1460	1,4	2,3
4А160М4	18,5	1466	1,4	2,3
4А180S4	22,0	1470	1,4	2,3
4А180М4	30,0	1470	1,4	2,3
Синхронна частота обертів 1000 хв <sup>-1</sup>				
4А90L6	1,5	935	2,0	2,2
4А100L6	2,2	950	2,0	2,2
4А112МА6	3,0	955	2,0	2,5
4А112МВ6	4,0	950	2,0	2,5
4А132S6	5,5	965	2,0	2,5
4А132М6	7,5	970	2,0	2,5
4А160S6	11,0	975	1,2	2,0
4А160М8	15,0	975	1,2	2,0
4А180М6	18,5	975	1,2	2,0
Синхронна частота обертів 750 хв <sup>-1</sup>				
4А90LB8	1,1	700	1,6	1,9
4А100L8	1,5	700	1,8	1,9
4А112МА8	2,2	700	1,9	2,2
4А112МВ8	3,0	700	1,9	2,2
4А132S8	4,0	720	1,9	2,6
4А132М8	5,5	720	1,9	2,6
4А160S8	7,5	730	1,4	2,2
4А160М8	11,0	730	1,4	2,2
4А180М8	15,0	730	1,2	2,0

Примітка. Розміри двигуна згідно [2, с. 334-336]



Таблиця 1.3

**Технічна характеристика кранових двигунів з фазовим ротором  
при напругенні 380 В в мережі з частотою 50 Гц та ПВ=40%  
(ДСТ 185-70)**

Двигун	Потужність Р, кВт	Частота обертання, $n_d, \text{хв}^{-1}$	Максимальний момент $T_{\text{max}}, \text{Нм}$	Маса двигуна, кг
1	2	3	4	5
MTF 011-6	1,4	885	39	51
MTF 012-6	2,2	890	56	58
MTF 111-6	3,5	895	85	79
MTF 112-6	5,0	930	118	88
MTF 211-6	7,5	930	191	120
MTF 311-8	7,5	695	265	170
MTF 311-6	11	945	314	170
MTF 312-8	11	705	422	210
MTF 312-6	15	955	471	210
MTF 411-8	15	710	569	280
MTF 411-6	22	965	638	280
MTF 412-8	22	720	883	345
MTF 412-6	30	970	932	345

Примітка. Розміри двигуна згідно з [3, с. 51-53].

$$i_{\text{заг}} = u_{\text{заг}} = \frac{\omega_d}{\omega_{\text{вих}}} = \frac{n_d}{n_{\text{вих}}}. \quad (1.6)$$

Якщо у завданні на проектування наведені лінійні швидкості робочого органу машини (ланцюга, стрічки, канату та т.п.)  $V, \text{м/с}$  та діаметри  $D, \text{мм}$ , то частоти обертів вихідного валу привода визначати по формулі:

$$n_{\text{дв}} = \frac{60 \cdot v}{10^3 \pi D}, \text{хв}^{-1}. \quad (1.7)$$

Передаточний механізм, що розташований між двигуном та

робочим органом машини, може складатись з набору зубчатих та черв'ячних передач. Як правило, зубчаті та черв'ячні передачі працюють в закритих корпусах. В цьому випадку механізм, що призначений для зменшення частоти обертів та збільшення крутного моменту, називають редуктором.

Механізм, що навпаки збільшує частоту обертів та зменшує крутний момент, називають мультиплікатором.

Тип редуктора визначається складом передач, що знаходяться в корпусі, та порядком їх розміщення в напрямі від швидкісного валу до тихохідного.

Кінематичні схеми редукторів наведені в завданні на проектування.

Якщо в приводі по даній кінематичній схемі між двигуном та валом робочого органа машини знаходяться крім редуктора ще якась механічна передача, то загальне передаточне відношення привода  $i_{заг}$ , що дорівнює в даному випадку передаточному числу  $u_{заг}$ , розглядають як множину передаточного числа редуктора  $u_p$  та передаточного числа цієї механічної передачі  $u_{пм}$ :

$$i_{заг} = u_{заг} = u_p u_{пм}. \quad (1.8)$$

При розкладі загального передаточного числа між редуктором та механічною передачею слід задатися значенням  $u_p$ , прийнявши його зі стандартного ряду (можливе відхилення від номінальних значень  $\pm 4\%$ ): 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.

Зона раціональних передаточних чисел для різноманітних редукторів подана в табл. 1.5. Рекомендується приймати середні значення. В цьому випадку передаточне число механічної передачі дорівнює:

$$u_{пм} = \frac{u_{заг}}{u_p}. \quad (1.9)$$

Обчислене значення передаточного числа  $u_{пм}$ , повинно збігатись з значеннями передаточних чисел, що подані в табл. 1.1,

та бути округленим до ближньої величини зі стандартного ряду (можливе відхилення від номінального значення  $\pm 4\%$ ): 1; 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.

### 1.3. Розподіл передаточного відношення редуктора по ступеням

Розклад загального передаточного числа  $u_p$  по ступеням вирішує задачу оптимізації параметрів редуктора за заданими критеріями.

Найбільш важливим критерієм оптимізації для редукторів загального призначення при розкладі загального передаточного числа  $u_p$  по ступеням має бути мінімізація маси редуктора.

Між масою редуктора та його об'ємом  $V=B \cdot H \cdot l$  має місце лінійний кореляційний зв'язок. Тут  $B$  – ширина редуктора,  $H$  – його височина,  $l$  – довжина. Так як ширина зубчатих коліс в кінцевому рахунку залежить від міжосьової відстані, то вплив коефіцієнта відносної ширини зубчатого колеса  $\psi_{ba} = e_w / a_w$  на масу редуктора незначний і оптимальний варіант об'єму редуктора може бути знайденим, якщо забезпечена мінімальна бокова площина  $A=H \cdot l$ .

Коефіцієнт відносної ширини зубчастого колеса  $\psi_{ea} = e_w / a_w$  для заданого типу редуктора приймати постійним зі стандартного ряду (ДСТ 2185 – 66\*):  $\psi_{ea} = 0,1; 0,125; 1,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,55; 0,8; 1,0; 1,25$ . В багатоступеневих циліндричних редукторах коефіцієнт відносної ширини для всіх ступенів слід приймати однаковим, окрім соосного редуктора.

Приймати різні матеріали та різну технологію для виготовлення зубчастих коліс одного редуктора не варто. Тому при розподілі передаточних відношень слід вважати, що розрахункова твердість зубчастих пар одного редуктора однакова.

В табл. 1.5 надані рекомендовані значення коефіцієнта відносної ширини  $\psi_{ea}$  залежно від твердості робочих поверхонь зубчатих коліс (менше значення – при передаточному числі тихохідного ступеня  $u_T \geq 4$ , більші – при  $u_T < 4$ ).

Таблиця 1.4

**Рекомендовані значення передаточних відношень редукторів  $u_p$  залежно від кількості ступенів**

Тип редуктора	Редуктори		
	одноступеневий	двоступеневий	трьохступеневий
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 – 63	63 – 2500	-
Черв'ячно-циліндричний	-	40 - 250	250 – 1250
Циліндрично-черв'ячний	-	16 – 160	-

Задача мінімізації бокової поверхні редуктора досягає своєї мети при однаковій контактній міцності зубчастих коліс усіх ступенів даного редуктора та рівності діаметрів початкових кіл зубчастих коліс  $d_{w2T} = d_{w2Ш}$ , [1].

Таблиця 1.5

**Рекомендовані значення коефіцієнта відносної ширини зубчатого вінця  $\psi_{ва}$**

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

Отримані як наслідок розподілу загального передаточного числа редуктора передаточні числа кожного ступеня повинні

задовольняти двом основним умовам:

- 1) передаточне число будь-якого ступеню редуктора  $u_i$  не повинно перевищувати найбільшого значення  $u_{max}$  для одного ступеню (табл. 1.6); якщо має місце нерівність  $u_i > u_{max}$ , то необхідно приймати  $u_i = u_{max}$ ;
- 2) передаточне число швидкохідного ступеню  $u_{ш}$  повинно бути більшим чи рівним передаточному числу тихохідного ступеню  $u_T$ .

Таблиця 1.6

### Найбільше передаточне число в одному ступені [1]

Передача	Твердість	$u_{max}$
Тихохідна та проміжна в усіх типах редукторів	H ≤ 350 HB	6,3
	40-56 HRC <sub>9</sub>	6,3
	56-63 HRC <sub>9</sub>	6,3
Швидкоходова в усіх типах, крім соосних	H ≤ 350 HB	8
	40-56 HRC <sub>9</sub>	7,1
	56-63 HRC <sub>9</sub>	6,3
Швидкохідна в соосних редукторах	H ≤ 350 HB	10
	40-56 HRC <sub>9</sub>	9
	56-63 HRC <sub>9</sub>	8
Конічна закрита	H ≤ 350 HB	6,3
	H > 350 HB	5,0
Відкрита: - циліндрична - конічна	H ≤ 350 HB	25
		8

#### 1.3.1. Циліндричні двоступеневі редуктори

Редуктори за розгорнутою схемою (рис. 1.1)

Передаточне число швидкохідного ступеню дорівнює:  
при змінному навантаженню

$$u_{ш} = 0,75 \sqrt[3]{u_p^2} \leq u_{max}; \quad (1.10)$$

при постійному навантаженні

$$u_{uu} = 0.9 \sqrt[3]{u_p^2} \leq u_{max}. \quad (1.11)$$

Передаточне число тихохідного ступеню

$$u_T = u_p / u_{uu} \leq u_{max}. \quad (1.12)$$

Одержанні значення  $u_{uu}$  та  $u_T$  необхідно округлити до найближчих стандартних величин.

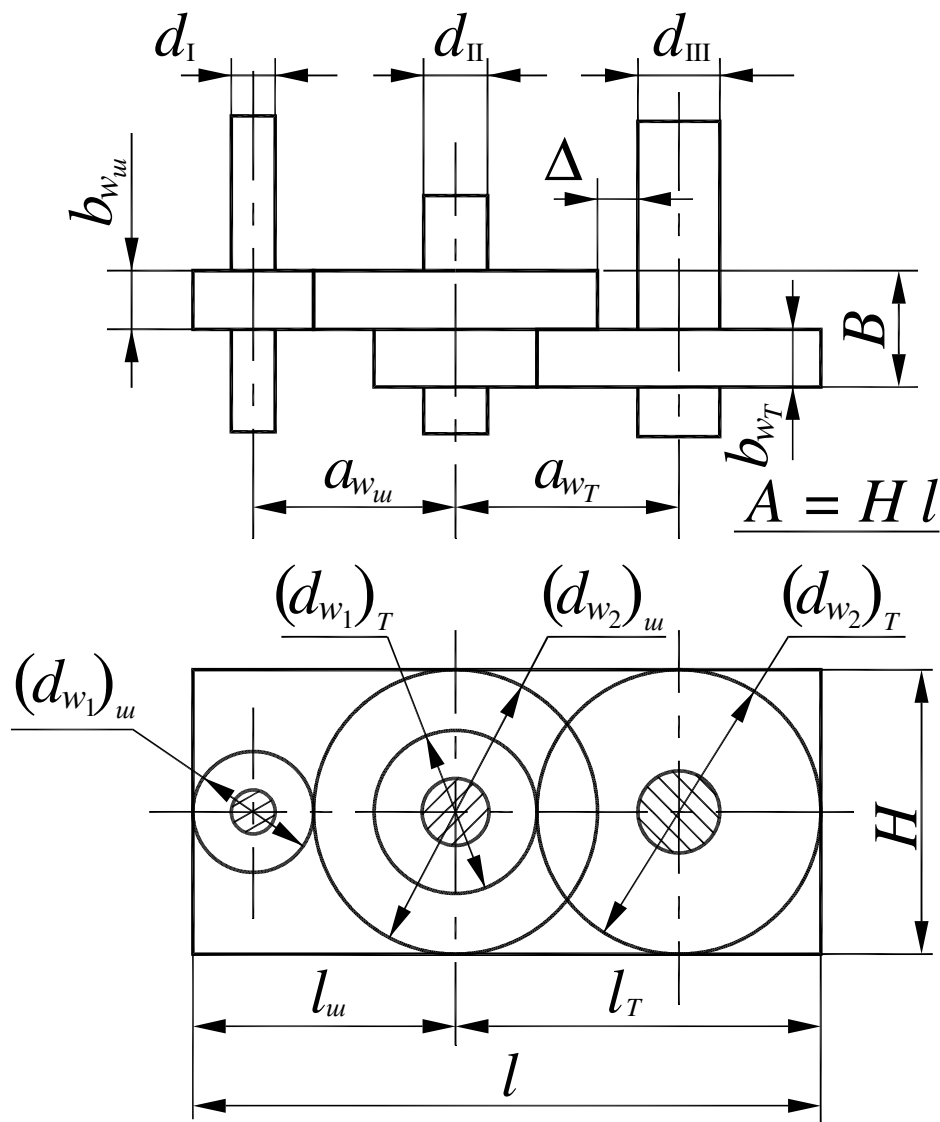


Рис. 1.1 Двоступеневий редуктор. Розгорнута схема

Потім, якщо задаватись матеріалом зубчатих коліс та твердістю робочих поверхонь зубів, слід знайти значення міжосьової відстані для швидкохідного та тихохідного ступенів редуктора.

Всі подалі розрахунки можливо скоротити вдвічі, якщо доводити їх до розрахунку міжосьової відстані тільки для тихохідного ступеня. Для цього на стадії розкладу загального передаточного числа необхідно визначити потрібне по умові контактної рівномірності відношення міжосьових відстанів  $a_{wT}/a_{wu}$ :  
при змінному навантаженню

$$\frac{a_{wT}}{a_{w\phi}} = \frac{\hat{E} (u_T + 1)}{\sqrt[3]{u_\phi} (u_\phi + 1)} \sqrt[3]{\frac{u_\phi^2}{u_T}}; \quad (1.13)$$

при постійному навантаженню

$$\frac{a_{wT}}{a_{w\phi}} = \hat{E} \frac{(u_T + 1)}{(u_\phi + 1)} \sqrt[3]{\frac{u_\phi^2}{u_T}}, \quad (1.14)$$

де  $K \approx 0,9$  – коефіцієнт, що враховує різне навантаження ступенів редуктора.

Знайдене відношення міжосьових відстаней треба округлити до найближчого стандартного за наведеним рядом : 1,12;1.25;1.4;1.6.

Якщо співвідношенню  $\frac{a_{wT}}{a_{wu}}$  менше 1,12, швидкохідне колесо засікає тихохідний вал.

Далі необхідно уточнити передаточне число швидкохідного ступеню по формулі:

$$u_{ii} = \frac{u_p - B}{B - 1} \leq u_{\max}, \quad (1.15)$$

$$\text{де } B = 1,2 \cdot \frac{a_{wT}}{a_{wu}} \frac{\sqrt[3]{u_p}}{K} \text{ – при змінному навантаженні;} \quad (1.16)$$

$$B = \frac{a_{wT}}{a_{wu}} \frac{\sqrt[3]{u_p}}{K} \text{ – при постійному навантаженні.} \quad (1.17)$$

Значення передаточного числа  $u_{uu}$ , що одержане по формулі (1.15), округлити до стандартного, а потім розрахувати  $u_T$  за залежністю (1.12).

Після обчислення  $a_{w_T}$  значення  $a_{w_{uu}}$  знайти по залежності

$$a_{w_{uu}} = \frac{a_{w_T}}{(a_{w_T} / a_{w(u)})}$$

Редуктор за роздвоєною схемою (рис. 1.2).

Порядок розділу загального передаточного відношення такий же, як і для редуктора за розгорнутою схемою, але при значенні коефіцієнта  $K=0,85$ .

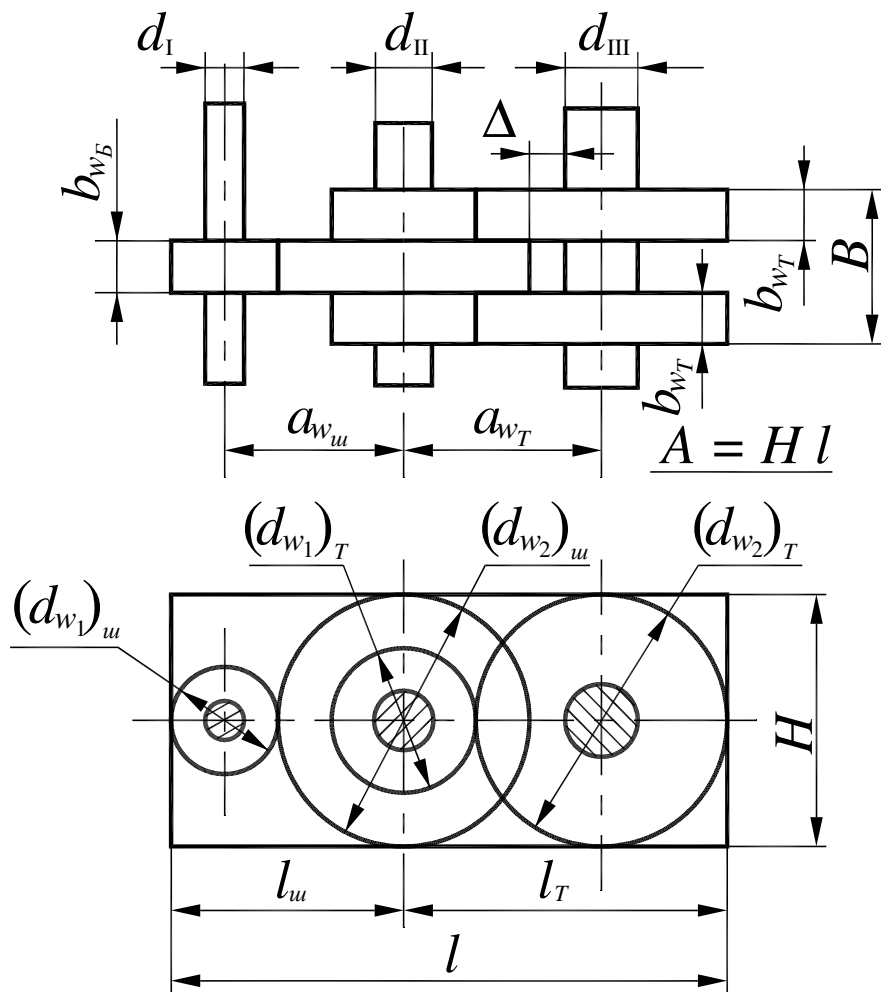


Рис. 1.2 Двоступеневий редуктор. Роздвоєна схема

Редуктор за соосною схемою (рис. 1.3) – із зовнішнім зачепленням.

Мінімальна маса редуктора за такою схемою може бути одержана при мінімально можливому передаточному числі



тихоходного ступеню  $u_T$ , якщо забезпечена однакова контактна міцність ступенів та має місце умова  $u_T \leq u_{\max}$ .

Для соосного редуктора з зовнішнім зачепленням коефіцієнт  $K = 0,9$ .

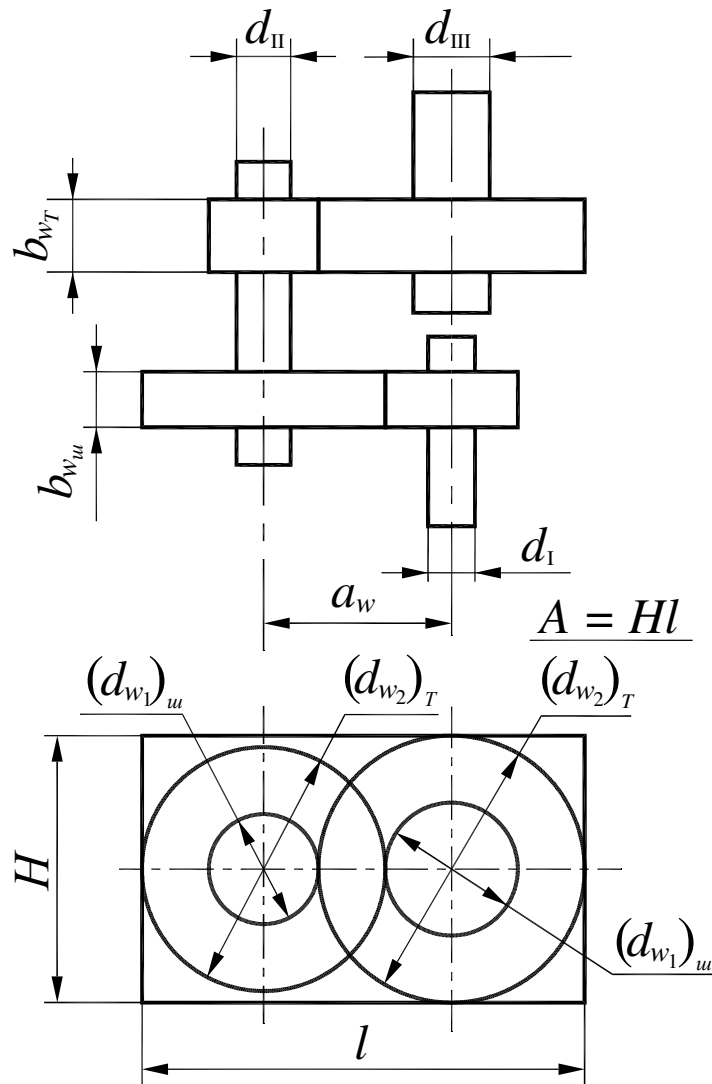


Рис. 1.3 Двоступеневий редуктор. Соосна схема

Передаточне число  $u_{ui}$  обчислити за формулою (1.15), а коефіцієнт  $B$  за наступними співвідношеннями:  
при змінному навантаженню

$$B = 1,4\sqrt[3]{u_p}; \quad (1.18)$$

при постійному навантаженню

$$B = 1,1\sqrt[3]{u_p}. \quad (1.19)$$

Величину передаточного числа  $u_T$  знайти за формулою (1.12).

Співвідношення між коефіцієнтами відносної ширини зубчатих коліс тихоходового та швидкоходового ступенів визначити за залежностями:

при змінному навантаженню

$$\frac{\psi_{\psi a_T}}{\psi_{\psi a_u}} = \frac{0,73 \left( \frac{u_T + 1}{u_u + 1} \right)^3 \frac{u_u^2}{u_T}}{\sqrt[3]{u_u}}; \quad (1.20)$$

при постійному навантаженню

$$\frac{\psi_{\psi a_T}}{\psi_{\psi a_u}} = 0,73 \left( \frac{u_T + 1}{u_u + 1} \right)^3 \frac{u_u^2}{u_T}. \quad (1.21)$$

### 1.3.2. Циліндричні триступеневі редуктори

В більшості випадків трьохступеневі редуктори виконуються за розгорнутою схемою (рис. 1.4). Мінімальна бокова площа цих редукторів досягається при однаковій контактній міцності зубчатих коліс усіх ступенів та рівності початкових діаметрів коліс тихохідного та проміжного ступенів, якщо має місце зазор  $\Delta_1$  між шестерною проміжного та колесом швидкохідного ступенів (див. рис. 1.4).

Математична реалізація цих умов приводить до наступного розподілу загального передаточного відношення редуктора  $u_p$  по ступеням:

при змінному навантаженню

$$u_u = 0,58 \cdot \sqrt[7]{u_p^4}; \quad u_n = 1,08 \sqrt[7]{u_p^2}; \quad u_T = 1,6 \sqrt[7]{u_p}; \quad (1.22)$$

при постійному навантаженню

$$u_{uu} = 0,86\sqrt[3]{u_p^4}; u_n = \sqrt[3]{u_p^2}; u_T = 1,17\sqrt[3]{u_p}. \quad (1.23)$$

Кожне передаточне число повинно бути менше  $u_{max}$ . Якщо має місце нерівність  $u_{uu} > u_{max}$ , то слід прийняти  $u_{uu} = u_{max}$ , а частку, що зосталась, слід розподілити як для двоступеневого редуктора. Знайдені значення передаточних чисел округлити до стандартних. Повинна бути виконана умова  $u_p = u_{uu} \cdot u_n \cdot u_T$  (похибка  $\pm 4\%$ ).

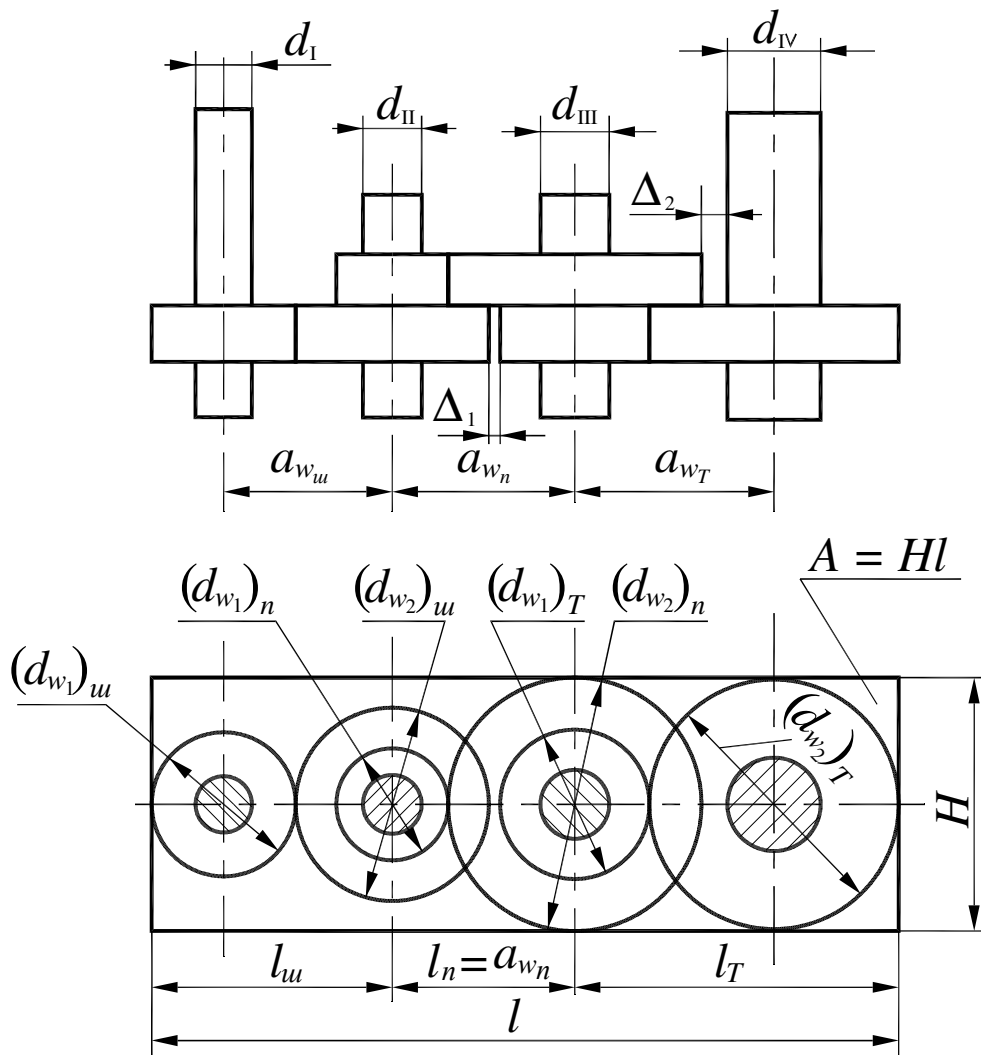


Рис. 1.4 Трьохступеневий редуктор

Далі обсяг розрахунків можливо скоротити, якщо насамперед розрахувати відношення міжосьових відстаней та забезпечити рівномірність передач:

при змінному навантаженню

$$\left. \begin{aligned} \frac{a_{w_T}}{a_{w_i}} &= \frac{0,9}{\sqrt[9]{u_n}} \left( \frac{u_{\delta} + 1}{u_n + 1} \right) \sqrt[3]{\frac{u_i^2}{u_T}}; \\ \frac{a_{w_n}}{a_{w_{uu}}} &= \frac{0,95}{\sqrt[9]{u_{uu}}} \left( \frac{u_n + 1}{u_{uu} + 1} \right) \sqrt[3]{\frac{u_{uu}^2}{u_n}}; \end{aligned} \right\} \quad (1.24)$$

при постійному навантаженні

$$\left. \begin{aligned} \frac{a_{w_T}}{a_{w_n}} &= 0,9 \cdot \left( \frac{u_T + 1}{u_n + 1} \right) \sqrt[3]{\frac{u_n^2}{u_T}}; \\ \frac{a_{w_n}}{a_{w_{uu}}} &= 0,95 \cdot \left( \frac{u_n + 1}{u_{uu} + 1} \right) \sqrt[3]{\frac{u_{uu}^2}{u_n}}. \end{aligned} \right\} \quad (1.25)$$

Знайдені співвідношення слід округлити до стандартних. Потім уточнити значення передаточного числа проміжного ступеню

$$u_n = \frac{u'_T u'_n - B_n}{B_n - 1}, \quad (1.26)$$

де  $u'_T$  та  $u'_n$  – попередні значення цих величин.

Коефіцієнти  $B_n$ :

при змінному навантаженню

$$B_n = 1,33 \frac{a_{wT}}{a_{wn}} \sqrt[3]{u'_T \cdot u'_n}; \quad (1.27)$$

при постійному навантаженню

$$B_n = 1,1 \frac{a_{wT}}{a_{wn}} \sqrt[3]{u'_T \cdot u'_n}. \quad (1.28)$$

Передаточне число тиххідного ступеню

$$u_T = u'_T u'_n / u_n. \quad (1.29)$$

До обчислення міжосьової відстані тихохідного ступеню необхідно упевнитись, що має місце зазор  $\Delta_1$  між тихохідною шестернею та швидкохідним колесом (див. рис.1.4).

Повинні бути виконані умови  $\Delta_1 \geq 0,01 a_w$ ;

$$1 - \frac{a_{wT}}{a_{wn}} \cdot \left( \frac{1}{u_T + 1} + 0,02 \right) - \frac{a_{wuu}}{a_{wn}} \cdot \left( \frac{u_{uu}}{u_{uu} + 1} + 0,02 \right) \geq 0,02. \quad (1.30)$$

Якщо ці умови не виконані, то слід зменшити значення передаточного числа  $u_n$  і розрахунки повторити.

### 1.3.3. Конічно-циліндричні двоступеневі редуктори

Передаточне число тихохідного ступеню:  
при змінному навантаженню

$$u_T = 3,1 \sqrt[3]{u_p \cdot \psi_{\alpha a_T}} - 1; \quad (1.31)$$

при постійному навантаженні

$$u_T = 2,6 \sqrt[3]{u_p \cdot \psi_{\alpha a_T}} - 1 \quad (1.32)$$

Значення коефіцієнта  $\psi_{\alpha a_T}$  прийняти по табл. 1.5.

### 1.3.4. Конічно-циліндричні триступеневі редуктори

Послідовність розподілу  $u_p$  між ступенями редуктора слідуюча:  
задатись твердістю, потім визначити величини, що наведені нижче.

Передаточне число швидкохідного ступеню:  
при змінному навантаженню

$$u_{uu} = \frac{0,15}{\psi_{\alpha a_{uu}}} \sqrt[7]{u_p^4}; \quad (1.33)$$

при постійному навантаженню

$$u_{ш} = \frac{0,19}{\psi_{\varphi a_{ш}}} \sqrt[3]{u_p^4}. \quad (1.34)$$

Тут слід прийняти середнє значення  $\psi_{\varphi a_{ш}} = 0,285$ .

Далі розрахувати попереднє значення добутку передаточних чисел проміжного та тихоходового ступенів:

$$u'_n u'_T = u_p / u_{ш}. \quad (1.35)$$

Передаточне число проміжного ступеню дорівнює:  
при змінному навантаженню

$$u_n = 0,75 \sqrt[3]{(u'_n u'_T)^2}; \quad (1.36)$$

при постійному навантаженню

$$u_n = 0,9 \sqrt[3]{(u'_n u'_T)^2}. \quad (1.37)$$

Передаточне число тихохідного ступеню

$$u_T = (u'_n \cdot u'_T) / u_n. \quad (1.38)$$

Усі знайдені значення  $u_{ш}$ ,  $u_n$  та  $u_m$  повинні бути округленими до найближчого стандартного значення. Відхилення загального передаточного числа редуктора  $u_p$  від заданого не повинно перевищувати  $\pm 4\%$ .

### 1.3.5 Черв'ячно-циліндричні редуктори

Рекомендується такий розподіл загального передаточного числа між ступенями: якщо  $u_p \leq 50$ , то прийняти  $u_{ш} = 10$  та  $u_T = u_p / 10$ ; якщо  $u_p > 50$ , то слід прийняти  $u_T = 6.3$ , а  $u_{ш} = u_p / 6.3$ .

### 1.3.6 Циліндро-черв'ячні редуктори

Передаточне число швидкохідного ступеню

$$u_{ш} = \sqrt[5]{u_p}. \quad (1.39)$$

Передаточне число тихохідного ступеню

$$u_T = u_p / u_{ш}.$$

Повинно бути додержана умова

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

### 1.3.7 Черв'ячні двохступеневі редуктори

В черв'ячних двохступеневих редукторах передаточне число ступенів повинно бути однаковим

$$u_{ш} = u_t = \sqrt{u_p}. \quad (1.40)$$

Рекомендовані методи розподілу загального передаточного числа наведених типів редукторів прийняті за [1].

## 1.4 Визначення крутних моментів та частот обертів кожного валу

Розрахунок на міцність усіх елементів механічної передачі необхідно вести за потужністю встановленого двигуна.

Таким чином, якщо визначена потужність двигуна  $P_0$  (потужність входу) та передаточне число кожного ступеню механічної передачі і якщо прийняті середні значення ККД по табл. 1.1, то необхідно розрахувати крутні моменти на валах та попередньо пронумерувати їх на кінематичній схемі, починаючи з валу двигуна (індекс "I" присвоїти валу двигуна).

Крутний момент на валу двигуна, Н·м

$$T_I = 9550 \frac{P_{\delta}}{n_{\delta}}, \quad (1.41)$$

де  $P_{\delta}$  – потужність вибраного двигуна, кВт;

$n_{\delta}$  – асинхронна частота обертів ротора двигуна,  $\text{хв}^{-1}$ .

Моменти на слідуючих валах редуктора такі:

$$\left. \begin{aligned} T_{II} &= T_I \cdot u_1 \cdot \eta_1; \\ T_{III} &= T_{II} \cdot u_2 \cdot \eta_2; \\ &\dots \dots \\ T_n &= T_{(n-1)} \cdot u_{(n-1)} \cdot \eta_{(n-1)}; \end{aligned} \right\} \quad (1.42)$$

Частоти обертів кожного вала згідно з прийнятою нумерацією будуть

$$\left. \begin{aligned} n_I &= n_{\delta}; \\ n_{II} &= n_I / u_1; \quad n_{III} = n_{II} / u_2 \dots \\ n_n &= n_{(n-1)} / u_{(n-1)}. \end{aligned} \right\} \quad (1.43)$$

Крутні моменти на валах в процесі експлуатації машини будуть змінюватися за часом в залежності з наданим графіком навантаження. Але, якщо врахувати, що потужність двигуна була визначена за ефективним моментом, то моменти на кожному валі, знайдені по формулах (1.42), слід вважати початковим розрахунковим навантаженням.



## РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

### 2.1 Загальні положення

Розрахунок розповсюджується на силові евольвентні зубчасті передачі зовнішнього зачеплення, які складені із сталевих зубчастих коліс з модулем від 2 мм та більше, що працюють при швидкостях  $V \leq 25$  м/с, вихідний контур яких відповідає вимогам ДСТ 13755-81.

Розрахунок ділиться на розрахунок циліндричних (закритих та відкритих) зубчатих передач з паралельними осями та розрахунок конічних (закритих та відкритих) зубчастих передач з міжосьовим кутом  $\Sigma$ , який дорівнює  $90^0$ .

Якщо використовується дана методика розрахунку, то повинні бути виконані такі умови.

Для редукторів (закриті передачі) вали повинні обпиратись на підшипники кочення; корпус повинен мати достатню жорсткість, внутрішня його камера повинна бути надійно захищена від попадання бруду, пилу та вологи; зубчасте зачеплення змащується рідким мастилом; температура мастила в корпусі не повинна перевищувати  $95^{\circ}\text{C}$ . Окружна швидкість зубчастих коліс не повинна перевищувати 25 м/с; степінь точності 7-9 для циліндричних передач за ДСТ 1643-81; для конічних зубчатих передач по ДСТ 13754-81; параметр шорсткості робочих поверхонь зубів  $Ra \leq 2,5$  мкм; вихідний контур по ДСТ 19755-87 для циліндричних передач та за ДСТ 19755-81 для конічних передач.

Для відкритих передач: зуби коліс змащуються густим мастилом; степінь точності 9-10 за ДСТ 1643-81; передачі прямозубі; окружна швидкість до 2 м/с; ширина колес не більш 10 модулів.

### 2.2 Критерії розрахунку

Головним завданням розрахунку зубчатих передач є знаходження мінімальних розмірів зубчатих коліс, при яких забезпечується опір зубів тому чи іншому виду пошкоджень на протязі заданого терміну роботи.

Виходячи з того, що навантажувальна спроможність зубів

передачі залежить від її геометрії, поставлена задача найбільш раціонально вирішується при взаємному зв'язку розрахунків на міцність та геометрію. Це приводить розрахунки до циклічного методу: визначення геометричних параметрів передачі, із розрахунку на міцність, якщо виходити з початкового навантаження, а потім коректування значень навантажувальної спроможності зубів в залежності від знайдених геометричних розмірів.

Метод циклічного розрахунку закритої циліндричної евольвентної зубчатої передачі ґрунтується на засадах стандартів: ДСТ 21354-87. “Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность” та ДСТ 16532-70 “Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии”.

Для реверсивних зубчатих передач, якщо умови їх роботи (навантаження, термін дії, частота обертів та інш.) змінюються в залежності від напрямку обертів, розрахунки навантажувальної спроможності зубів необхідно виконати для кожної робочої сторони зуба, як для самостійної передачі.

Для відкритої зубчатої передачі, що працює без герметичного корпусу, розрахунок на міцність зводиться до визначення модуля по витривалості зубів на згин (по найбільшому діючому навантаженню).

Розрахунок конічних евольвентних передач на міцність ґрунтується на заміні їх еквівалентними циліндричними передачами з використанням методу розрахунку на міцність циліндричних зубчастих передач.

В курсовому проекті по “Деталям машин” проектується зубчастий редуктор як самостійний агрегат. Тому основні параметри циліндричних зубчастих передач (міжосьова відстань  $a_w$ , передаточне число  $u$ , коефіцієнт відносної ширини зубчастих коліс  $\psi_{ва}$ ) повинні бути дотримані до ДСТ 2185-66\* “Передачи зубчатые цилиндрические. Основные параметры”. Основні параметри конічних зубчатих передач (номінальний ділильний діаметр колеса  $d_{e2}$ , передаточне число  $u$  та ширина зубчастого вінця  $b$ ) повинні бути дотримані до умов ДСТ 12289-76 “Передачи зубчатые конические. Основные параметры”.

Прийняті в посібнику терміни та позначки, які відносяться до розрахунку на міцність, відповідають ДСТ 2354-87, які відносяться до геометрії та кінематики зубчастих передач, відповідають ДСТ 16530-70

Прийняті в посібнику терміни та позначки, які відносяться до розрахунку на міцність, відповідають ДСТ 21354-87, які відносяться до геометрії та кінематики зубчатих передач, відповідають ДСТ 16530-70 і ДСТ 16531-82.

Основні терміни і визначення, що відносяться до міцності зубчатих передач такі [7]:

- навантажувальна спроможність зубчастої передачі – навантаження, яке може безумовно передавати зубчаста передача на протязі заданого терміну служби при заданих режимах навантаження та умовах експлуатації;
- контактна міцність активних поверхонь зубів – спроможність активних поверхонь зубів забезпечувати необхідну безпеку проти прогресуючого втомленого викришування, а також запобігання залишкового деформування чи хрумкого руйнування поверхневого шару;
- міцність зубів на згин – спроможність зубів забезпечити необхідну безпеку проти втомленого чи хрумкого злому, а також його залишкового деформування.

Основні позначання:

$a_w$  – міжосьова відстань, мм;

$b$  – ширина вінця зубчатого колеса, мм;

$d$  – ділільний діаметр, мм;

$F$  – сила, Н;

$i$  – передаточне відношення;

$K$  – коефіцієнт;

$K_E$  – коефіцієнт еквівалентності;

$K_A$  – коефіцієнт, що враховує зовнішнє динамічне навантаження (не враховане в циклограмі навантаження);

$K_{AS}$  – коефіцієнт  $K_A$  при розрахунку на максимальне навантаження;

$K_\alpha$  – коефіцієнт розподілу навантаження;

$K_\beta$  – коефіцієнт концентрації навантаження;

$K_v$  – коефіцієнт динамічності;

$L_h$  – потрібний ресурс, години;

$M$  – момент на згин, Н·м;

$m$  – модуль, мм;

$N$  – число циклів змін напружень;

$N_k$  – число циклів напружень в залежності з заданим ресурсом;

$N_G$  – база напружень;

$n$  – частота обертів, хвил.<sup>-1</sup>;

$P$  – потужність, кВт;

$T$  – крутний момент, Н·м;

$u$  – передаточне число однієї пари зубчастих коліс;

$v$  – окружна швидкість, м/с;

$x$  – коефіцієнт режиму;

$x$  – коефіцієнт зміщення;

$Y_{Fs}$  – коефіцієнт, що враховує форму зуба та концентрацію напружень;

$z$  – число зубів;

$\alpha$  – кут зачеплення;

$\beta$  – кут нахилу лінії зуба;

$\epsilon_\alpha$  – коефіцієнт торцевого перекриття;

$\epsilon_\beta$  – коефіцієнт осьового перекриття.

Прийняті такі основні позначення літерами розрахункових параметрів:

$F$  – окружна сила, Н;

$s$  – коефіцієнт запасу міцності;

$T$  – розрахункове навантаження (крутний момент), Н·м;

$w$  – питома окружна сила, Н/мм;

$Y$  – коефіцієнт, що враховує вплив окремих факторів при розрахунку на міцність на згині;

$Z$  – теж саме, при розрахунку на контактну міцність;

$\sigma$  – нормальні напруження, МПа.

Прийняті такі основні допоміжні індекси до позначень літерами розрахункових параметрів:

$F$  – які відносяться до розрахунку на міцність на згині;

$H$  – які відносяться до розрахунку на контактну міцність;

$P$  – допоміжний індекс, що відноситься до допустимих напружень;

1 – які відносяться до шестерні;

2 – які відносяться до колеса.

Відсутність цифрового індексу позначає відношення до будь-якого зубчастого колеса.

### **2.3 Види та причини пошкодження зубчатих коліс. Види розрахунків на міцність**

Раптове руйнування зуба будь-якого колеса в передачі під час роботи може привести до тяжкої аварії.

Причинами таких руйнувань можуть бути:

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

В процесі передачі крутного моменту в зачепленні крім нормальної сили виникають сили тертя, які пов'язані з швидкістю ковзання робочих поверхонь зуба. Під впливом цих сил зуб в зачепленні знаходиться в складному напруженому стані. Картина напружень в різних зонах зуба наведена на рис. 2.1.

Найбільш небезпечні для міцності зуба контактні напруження  $\sigma_H$  в зоні саме контакту пари зубів і напруження згину  $\sigma_F$  у кореня зуба.

В точках перетину основного циліндру діаметром  $d_{b1}$  з робочою поверхнею зуба виникають максимальні напруження згину.

І контактні напруження і напруження згину змінні в часі. Вони змінюються по двоякому пульсуючому циклу. Контактні напруження  $\sigma_H$  мають місце на протязі часу знаходження в зачепленні саме цієї точки лінії поверхні зуба (точка контакту переміщується по робочій поверхні зуба).

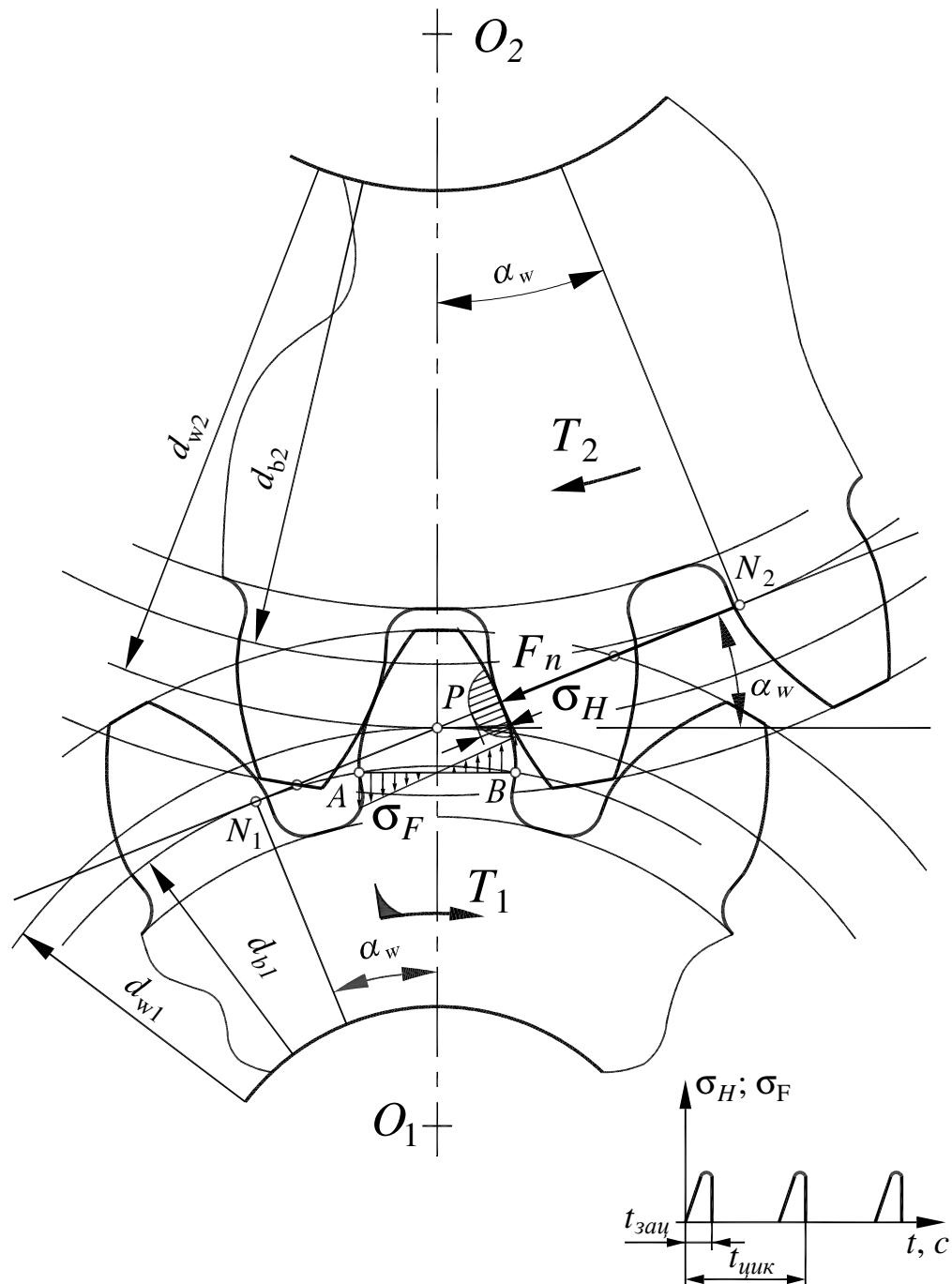


Рис. 2.1 – Картина напруженого стану зуба

Напруження згину  $\sigma_F$  має місце на протязі терміну зачеплення пари зубів, що розглядається за один оберт колеса (якщо має місце одноразове навантаження зуба за оберт).

Змінний характер контактних напружень та напружень згину приводить до втомленого руйнування.

Сили тертя в зачепленні приводять до спрацювання робочих поверхонь зуба та до заїдання.

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

Порушення роботоспроможності зубчастої передачі називають відмовою. Основні види відмов в зубчастих передачах такі.

1. Руйнування зубів – найбільш небезпечний вид відмови внаслідок статичного руйнування під впливом перевантаження чи внаслідок втомленості від циклічних навантажень. Розрізняють малоциклову та багатоциклову втомленість.

2. Хрумке чи пластичне руйнування робочих поверхонь під впливом великих перевантажень. В передачах з твердістю робочих поверхонь зубів  $\geq 40$  HRC спостерігається хрумке руйнування, в передачах з низькою твердістю ( $H \leq 350$  HB) – пластичне деформування робочих поверхонь зубів.

3. Втомлене руйнування робочих поверхонь зубів – найбільш розповсюджений вид пошкоджень зубчастих передач, що працюють в закритому корпусі.

4. Спрацювання, що проявляється в вигляді перетирання робочих поверхонь абразивними частицями. Спрацювання має місце в відкритих передачах.

5. Заїдання – місцеве молекулярне зчеплення поверхонь, що контактують під впливом високого тиску при відсутності масляної плівки. Інколи заїданням закінчується прогресуюче втомлене руйнування робочих поверхонь. Цей вид пошкоджень характерен для важко навантажених швидкохідних зубчастих передач.

В відповідності з перерахованими видами пошкоджень виконують такі розрахунки на міцність зубчастих передач:

- 1) на контактну міцність,
- 2) на міцність зубів на згин.

Кожен з цих видів розрахунків в свою чергу розподіляється на наступні:

- 1) розрахунок на контактну міцність активних поверхонь зубів (запобігання втомленого викришування активних поверхонь зубів);
- 2) розрахунок на контактну міцність при дії максимального навантаження (запобігання залишкової деформації чи крихкого

- руйнування поверхневого шару);
- 3) розрахунок на витривалість на згин (запобігання утомленого зламування зуба);
  - 4) розрахунок на міцність при згині максимальним навантаженням.

## **2.4 Матеріали зубчатих коліс та способи зміцнення зубів**

Міцність зубчатих передач залежить від раціонального вибору матеріалу та способу хіміко-термічної обробки.

При виборі матеріалу та способу зміцнення зубчатих коліс необхідно брати до уваги: призначення передач, їх режим роботи, вимоги до габариту та ваги; технологічні вимоги, 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.

Економічні вимоги пов'язані з технологічними вимогами, 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 по значенню, тому використання легованих сталей без термічної обробки недопустимо.

Прогартування сталей різних марок різне: вуглецевих – найменша, високолегованих – найбільша.

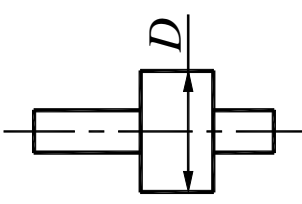
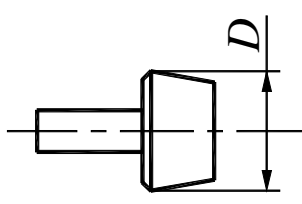
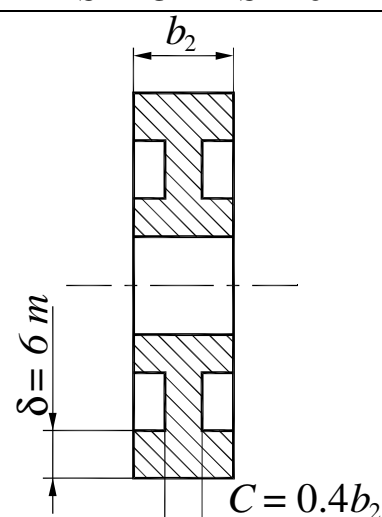
Для деталей з великим поперечним перерізом не слід використовувати сталі з малим прогартуванням, тому що в цьому випадку не можливо отримати високу твердість робочих поверхонь.

При виборі марки сталі слід враховувати діаметри вал-шестерні та найбільший поперечний переріз вінця колеса з урахуванням припусків на механічну обробку (табл. 2.1)



Таблиця 2.1

**Розміри, мм, 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 урахуванням розмірів зубчатих коліс наведені в табл.2.2.

Для сталей, що не знайшли місце в табл. 2.2, межу міцності знаходять:

для високолегованих сталей

$$\sigma_{\sigma} = 3,5 HB; \quad (2.1)$$

для всіх інших сталей

$$\sigma_{\sigma} = 3,2 HB. \quad (2.2)$$

Якщо відсутні характеристики утомленості сталей, їх можливо розраховувати за формулами:

$$\sigma_{-1} \approx 0,43 \sigma_{\sigma}; \quad (2.3)$$

$$\tau_{-1} \approx 0,6 \sigma_{-1}. \quad (2.4)$$

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

- 1) зубчасті колеса, що підлягають термічній обробці до нарізання зубів;
- 2) зубчасті колеса, що підлягають термічній чи хіміко – термічній обробці після нарізання зубів.

Твердість робочих поверхонь зубчатих коліс першої групи не перевищує

НВ 350. Колеса цієї групи в літературі мають назву “м’яких”. Для їх виготовлення використовують сталі, що вміщують вуглецю 0,3 – 0,5% (марки 45, 50, 50Г, 40Х, 38ХС та інші).

Такі колеса мають невелику навантажувальну спроможність та значні габарити, але їх кінематична точність достатньо висока.

Твердість робочих поверхонь коліс другої групи значно більша, це  $HRC_e$

40-64 та вище. Такі колеса мають назву “твердих”. Для їх виготовлення використовують сталі, що вміщують вуглецю 0,35 – 0,5% при об’ємному гартуванню. В такому разі твердість робочих поверхонь не перевищує  $HRC_e$  55.

Для виготовлення зубчатих коліс з твердістю робочих поверхонь  $HRC_e$

56 – 63 та вище використовують сталі, що підлягають хіміко – термічній обробці (цементациї, нітроцементациї, азотуванню).

Цементациї підлягають колеса, що виготовляються із сталей марок 20Х, 12ХН3, 20ХН3, 20Х2Н4А, 18ХНМА, 18ХГМ, 18ХГТ, 25ХГТ, 15ХГНТА, 25Х2ГНТА, 20ХГР, 20ХГНР та інші.

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

Таблиця 2.2

## Механічні характеристики сталей

Марка	Переріз		Твердість		$\sigma_B$	$\sigma_T$	Термообробка
	D, мм	S, мм	серцевини HB	поверхні HR <sub>e</sub>	МПа		
45	Люба	Люба	163-92	-	550	270	Н
	125	80	179-207	-	680	320	Н
	80	50	269-302	-	890	630	П
40X	200	125	235-262	-	790	640	У
	125	80	269-302	-	900	750	У
	125	80	269-302	45-55	1000	800	З, О
40XH	315	200	235-262	-	800	630	П
	200	125	269-302	-	920	750	П
	200	125	269-302	48-53	1000	800	З, 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	З, В
20X	125	80	179-207	56-63	650	400	Ц, З, В
12XH3	200	125	300-400	56-63	920	700	Ц, З, В
	125	80	300-400	56-63	1000	800	Ц, З, В
20X2H4A	200	125	300-400	56-63	1250	1070	Ц, З, В
20XH3A	200	125			900	700	
25XГМ	200	125			1000	800	
18XГТ	200	125	300-400	56-63	1000	800	Ц, З, В
	125	80			1250	950	
38X2MЮА	-	-	-	63-65	-	-	А

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

Для середньо- та високонавантажених зубчастих передач звичайно використовують колеса другої групи.

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  $HRC_e$  40 – 50. Принциповий недолік цієї технології – втратадесь біля двох ступенів точності від жолоблення деталі.

Оптимальна глибина загартованого шару 0,6–0,8 мм (інколи до 1,2 – 1,4 мм).

Зуби з модулем  $m < 6$  мм мають суцільне гартування, при модулі  $m \geq 6$  мм зуби загартовуються по контуру.

Викружка зуба гартується погано, та і весь твердий шар на поверхні зуба має не однакову товщину. Рівномірність товщини поверхневого зміцненого шару при гартуванні з індукційного нагріву залежить головним чином від типу індуктора.

Експлуатація зубчатих коліс, що були зміцнені індукційним гартуванням, показує, що вони мають менший термін роботоспроможності, ніж цементовані чи виконані об'ємним гартуванням.

Об'ємне гартування підвищує навантажувальну спроможність до середньої. Технологія проста, жолоблення помірне, зникає одна ступень кінематичної точності.

Цементация забезпечує високу навантажувальну спроможність та стабільність якостей. Недоліком цього способу є велике жолоблення, втрата двох ступенів кінематичної точності.

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

Контактна міцність цементованих зубчатих 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 зубів з досягненням класу шорсткості поверхонь  $R_a = 0,80 - 0,63$  мкм. Глибина обробки шліфуванням повинна бути не менш 0,12 – 0,25 мм, щоб зняти поверхневий шар металу, пересичений вуглецем та твердими карбідами. Знімати цей шар металу з поверхні зубу обов'язково у будь який спосіб.

## 2.5 Режими роботи передачі. Визначення розрахункового навантаження

Повне навантаження, яке далі має назву розрахункового, тобто навантаження, на яке розраховують зубчасті колеса, складатися з корисного та динамічного навантажень.

Корисне або номінальне навантаження діє на зуби в зв'язку з передачею крутного моменту від одного колеса до другого.

Динамічне навантаження може бути зовнішнім та навантаженням в зачепленні.

Динамічне навантаження в зачепленні виникає із-за порушень шага зачеплення. Причиною цьому можуть бути помилки виготовлення коліс та деформація зубів, 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 люба зубчата передача, змінне в часі, тобто носить імовірний характер.

Шляхом статистичної обробки експериментних записів кривих навантаження можна побудувати графік навантаження в часі. Графік може бути ступінчастим (гістограма), або у вигляді плавної кривої.

Для зручності математичної обробки усі ступені гістограми розміщують в порядку їх зменшення в відносних координатах  $\frac{T_i}{T_{max}}$

та  $\frac{N_i}{N_\Sigma}$  з рівними масштабами по осям (рис. 2.2),

де  $T_i$  – поточне значення крутного моменту;

$T_{max}$  – найбільший момент нормально відбуваючогося технологічного процесу;

$N_i$  – число циклів роботи зуба в зачепленні при поточному моменті  $T_i$ ;

$N_{\Sigma}$  – сумарна кількість циклів навантажень за заданий час роботи

(напрацювання).

Якщо частота обертів вала постійна, то  $N_i/N_{\Sigma} \approx L_{hi}/L_h$ , де  $L_{hi}$  – термін дії моменту  $T_i$  в годинах за заданий термін роботи машини,  $L_h$  – заданий час роботи машини в годинах.

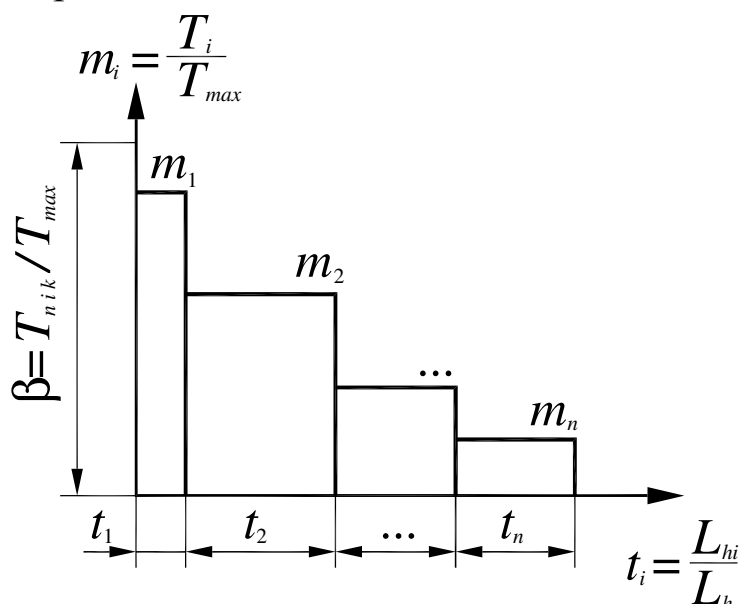


Рис. 2.2 Ступінчастий графік (гістограма) навантаження привода машини

Під час роботи машини мають місце короточасні пікові моменти  $T_{nik}$  більші ніж  $T_{max}$ . Їх джерело – максимальний момент двигуна, який може бути досягнутий, наприклад, при важкому запуску. Ці пікові моменти до графіка навантаження не враховують, а задають коефіцієнтом перевантаження  $\beta$ , який записується в каталозі електричних двигунів співвідношенням  $T_{max}/T_{i\dot{i}}$ . Доцільно коефіцієнт перевантаження для приводів промислового устаткування обмежити величиною  $\beta = 1,8$ .

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

### 1. Метод еквівалентних циклів

Метод еквівалентних циклів зорієнтований на приведення змінного навантаження до ступенів циклограми, які визначають

найбільше пошкодження в передачі.

При розрахунку на контактну витривалість за вихідне розрахункове навантаження  $T_{1H}$  приймають найбільший крутний момент, що підводиться до передачі для якої число циклів змін напружень на зубі шестерні не менше  $0,03 N_{H \lim 1}$ .

Еквівалентне число циклів напружень  $N_{HE 1}$  зубашестерні розраховується за формулою

$$N_{HE 1} = K_{HE} N_{H \lim 1} \quad (2.5),$$

де  $N_{H \lim 1}$  – базове число циклів змін напружень, що відповідає межі витривалості матеріалу шестерні,

$$N_{H \lim 1} = 30 H_{HB_i}^{2,4} \leq 120 \cdot 10^6; \quad (2.6)$$

$H_{HB_i}$  - твердість робочої поверхні зуба шестерні в одиницях Брінеля.

Коефіцієнт еквівалентності  $K_{HE}$  враховує характер циклограми навантажень. Для упрощених розрахунків слід враховувати тільки ту частину циклограми, в якій число циклів дії навантаження не більш  $2 N_{H \lim 1}$ .

При ступінчастій циклограмі (див. рис. 2.1)

$$K_{HE} = \sum_i \left( \frac{T_{1i}}{T_{1H}} \right)^3 \frac{N_{c_i}}{N_{H \lim 1}} \quad (2.7)$$

При розрахунку на витривалість згин за вихідне розрахункове навантаження  $T_{1F}$  приймають найбільше діюче навантаження з числом циклів змін напружень більшим чим  $5 \cdot 10^4$ , а при плавному характері циклограми напружень – навантаження, якому відповідає  $5 \cdot 10^4$  циклів змін напружень.

Цьому навантаженню відповідає еквівалентне число циклів змін напружень згину

$$N_{FE} = K_{FE} N_{F \lim}, \quad (2.8)$$

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

$$K_{FE} = \sum_i \left( \frac{T_{1i}}{T_{1F}} \right)^{q_F} \cdot \frac{N_i}{N_{F \lim}}, \quad (2.9)$$

$N_{F \lim}$  – базове число циклів напружень на згин,

$N_{F \lim} = 5 \cdot 10^4$  для усіх марок сталей і любого типу термічної обробки;

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

## 2. Метод еквівалентних моментів

Еквівалентний момент враховує значення і термін дії усіх рівнів навантажень зубчастої передачі. Він дуже зручний при розрахунках. Цей метод прийнятий в більшості країн.

При розрахунку на контактну витривалість за вихідне розрахункове навантаження  $T_{1H}$  приймають еквівалентний момент  $T_{1HE}$ , який при приблизних розрахунках дорівнює

$$T_{1HE} = T_{1\max} K_{HE} = T_{1\max} \sqrt[3]{\sum_1^K \left( \frac{T_{1i}}{T_{1\max}} \right)^3 \frac{N_{1i}}{N_{K1}}}, \quad (2.10)$$

де  $K_{HE}$  – коефіцієнт еквівалентності;

$T_{1\max}$  – найбільше навантаження для шестерні за циклограмою;

$K$  – кількість ступенів циклограми;

$N_{K1} = N_{\Sigma} = 60n_1cL_h$  – сумарна кількість циклів навантажень зуба шестерні за весь час роботи;

$c$  – кількість зачеплень зуба шестерні за один оберт.

При уточнених розрахунках для випадку  $N_{K1} > N_{H\lim1}$  слід враховувати другий нахил кривої витривалості

$$T_{1HE} = T_{1\max} K_{HE} = \sqrt[10]{\sum_1^{N_{H\lim}} \left( \frac{T_{1i}}{T_{1\max}} \right)^3 \frac{N_{1i}}{N_{K1}} + \sum_{N_{H\lim}}^{N_{K1}} \left( \frac{T_{1i}}{T_{\max}} \right)^{10} \frac{N_{1i}}{N_{K1}}}. \quad (2.11)$$

При розрахунку на витривалість на згин за вихідне розрахункове навантаження  $T_{1F}$  приймають еквівалентний момент  $T_{1FE}$

$$T_{1FE} = T_{1\max} K_{FE} = T_{1\max} \sqrt[q_F]{\sum_1^K \left( \frac{T_{1i}}{T_{1\max}} \right)^{q_F} \frac{N_{1i}}{N_{K1}}}, \quad (2.12)$$

де  $q_F$  – приймати за рекомендаціями методу еквівалентних циклів (2.9).



### 3. Метод еквівалентних напружень

Цей метод рекомендований при розрахунку на ЕОМ. Для кожного  $i$ -го ступеню циклограми визначають відповідні розрахункові напруження  $\sigma$ .

При розрахунку на контактну витривалість визначають еквівалентне напруження  $\sigma_{HE}$

$$\sigma_{HE} = K_{HE} \sigma_{H1}, \quad (2.13)$$

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

$$K_{HE} = \sqrt[6]{\sum_{\sigma_{Hi} > \sigma_{Hlim}} \frac{N_{li}}{N_{1H\Sigma}} \left( \frac{\sigma_{Hi}}{\sigma_{H1}} \right)^6 + \sum_{\sigma_{HG} \leq \sigma_{Hi} < \sigma_{Hlim1}} \frac{N_{li}}{N_{1H\Sigma}} \cdot \frac{\sigma_{Hi}^{20}}{\sigma_{H1}^6 \sigma_{Hlim}^{H_1}}}. \quad (2.14)$$

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

$$K_{HE} = \sqrt[6]{\sum \frac{N_{li}}{N_{1H\Sigma}} \left( \frac{\sigma_{Hi}}{\sigma_{H1}} \right)^6}, \quad (2.15)$$

Якщо усі  $\sigma_{Hi} \leq \sigma_{Hlim}$ , то

$$K_{HE} = \sqrt[20]{\sum \frac{N_{li}}{N_{1H\Sigma}} \left( \frac{\sigma_{Hi}}{\sigma_{H1}} \right)^{20}}, \quad (2.16)$$

де  $N_{1H\Sigma}$  – сумарна кількість циклів усіх ступенів циклограми для шестерні, які прийняті до розрахунку на контактну витривалість;

$\sigma_{Hi}$  – розраховане напруження для  $i$ -го ступеню циклограми;

$N_{li}$  – кількість циклів змін напружень зуба шестерні, що враховує  $i$ -му ступеню циклограми;

$\sigma_{HG} = 0,75 \sigma_{Hlim}$  - напруження, що викликає ушкодження.

При визначенні еквівалентного напруження на згин  $\sigma_{FE}$

враховують тільки ті напруження  $\sigma_{Fi}$ , що більші або рівні напруженню ушкодження  $\sigma_{FG} = 0,6\sigma_{F\text{lim}}$ . Еквівалентне напруження визначають за формулою

$$\sigma_{FE} = K_{FE}\sigma_{F1}, \quad (2.17)$$

де  $\sigma_{F1}$  – розраховане напруження, що відповідає першому ступеню циклограми, прийнятої до розрахунку,

$$K_{FH} = \sqrt[q_F \sum \frac{N_{li}}{N_{1F\Sigma}} \left( \frac{\sigma_{Fi}}{\sigma_{F1}} \right)^{q_F}], \quad (2.18)$$

де  $N_{1F\Sigma}$  – сумарна кількість циклів усіх ступенів циклограми для шестерні, які прийняті до розрахунку на витривалість на згин;

$\sigma_{Fi}$  – розраховане напруження для  $i$ -го ступеня циклограми;

$N_{li}$  – кількість циклів напружень зуба 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 зубчатих коліс.

При виконанні розрахунків на міцність зубчастих передач в курсовому проекті з дисципліни «Деталі машин» слід надати перевагу методу еквівалентних моментів.

Для уніфікації розрахунків реальні циклограми навантаження зведені до типових, які визначають клас навантаження. Таких класів прийнято сім.

Ці класи у вигляді типових графіків навантаження наведені на рис. 2.3.

Кожному класу навантажень відповідають нормативні коефіцієнти еквівалентності  $K_E$ , сумарний час непрацювання передачі  $L_h$  та коефіцієнт режиму  $x = \sum \frac{T_i}{T_{\text{max}}} \frac{N_i}{N_\Sigma}$ , що використовується

при визначенні коефіцієнта концентрації напружень  $K_\beta$  (нерівномірності розподілення напружень по ширині зубчатого вінця). Ці параметри зведені до табл. 2.3.

## Класи навантажень

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

Середній машинний час  $L_h$  використовують для обчислення сумарного числа циклів навантажень (наробки)  $N_k$ .

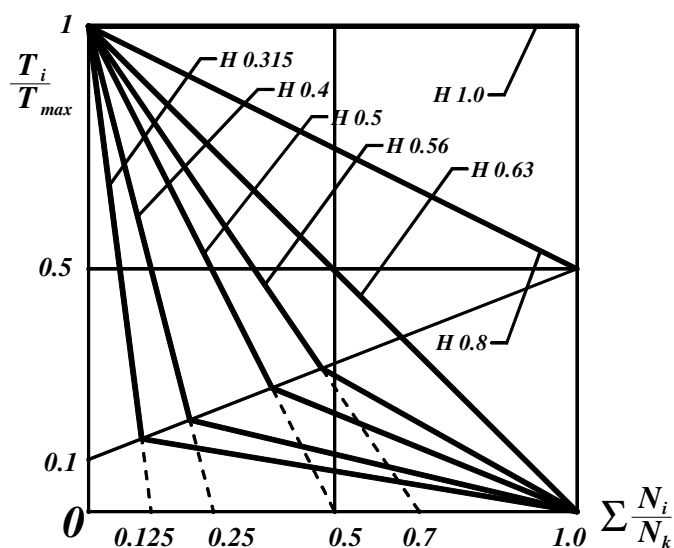


Рис. 2.3. Типові графіки навантаження (на кривих вказані класи навантаження)

Згідно з ДСТ 21354-87 «Передачі зубчаті циліндрично евольвентні зовнішнього зачеплення. Розрахунок на міцність.» типові класи навантажень зведені до п'яти типових режимів

змінних навантажень і одного постійного навантаження.

Типові режими навантажень наведені на рис.2.4, а параметри цих режимів зведені в табл. 2.4.

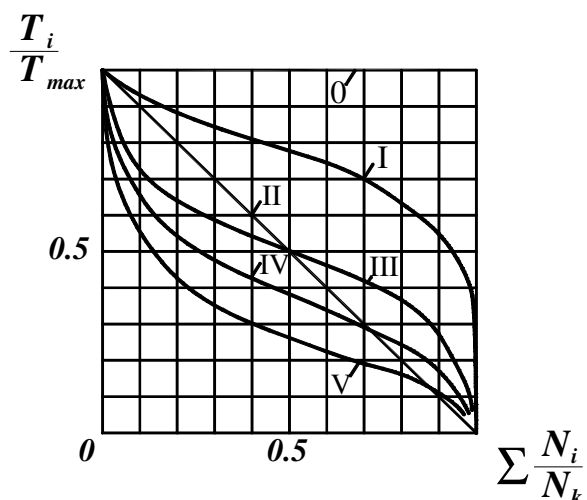


Рис. 2.4 Типові режими навантаження

Таблиця 2.4

### Параметри типових режимів навантаження

Номер типу режима навантаження	Режими навантаження	Розрахунок на контактну витривалість	Розрахунок на витривалість при згині	
			$K_{FE}$	
		$K_{HE}$	$q_F = 6$	$q_F = 9$
0	Постійний режим	1,00	1,00	1,00
1	Важкий	0,80	0,82	0,84
2	Середній рівнобірний	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:

$$T_{1HE} = K_{HE} \cdot T_{1max}; T_{1FE} = K_{FE} \cdot T_{1max}.$$

Розрахункове навантаження на зубчаті колеса передачі, тобто навантаження на яке розраховують зубчаті колеса на міцність, складається:

- з номінального при постійному режимі роботи машині або еквівалентного навантаження 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 зубів, валів, підшипників;
- додаткового навантаження зуба на окремому участку 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 визначена, як добуток

$$T_1 = T_{1E} \cdot K, \quad (2.19)$$

де  $K$  – коефіцієнт навантаження,

$$K = K_A K_V K_\beta K_\alpha, \quad (2.20)$$

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

$K_V$  – коефіцієнт, що враховує внутрішнє динамічне навантаження;

$K_\beta$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині контактних ліній;

$K_\alpha$  – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами.

Крім того, коефіцієнти, що відносяться до розрахунку на контактну міцність мають допоміжний індекс  $H$ , а коефіцієнти, що відносяться до розрахунку на згин – індекс  $F$ . Ці допоміжні індекси при коефіцієнтах пишуться першими, наприклад

$K_{H\beta}$  та  $K_{F\beta}$ .

Тобто, розрахункове навантаження при розрахунку на контактну міцність при використанні метода еквівалентних моментів визначається як

$$T_{1H} = T_{1max} K_{HE} K_A K_{Hv} K_{H\beta} K_{H\alpha}. \quad (2.21)$$

При розрахунку міцності на згин

$$T_{1F} = T_{1max} K_{FE} K_A K_{Fv} K_{F\beta} K_{F\alpha}. \quad (2.22)$$

Зовнішнє динамічне навантаження, як за правило, враховується в циклограмі, тоді  $K_A = 1$ .

Якщо в циклограмі не враховано зовнішнє динамічне навантаження, то коефіцієнт  $K_A$  приймають згідно з рекомендаціями ДСТ 21354-87, додаток 4.

## 2.6 Вплив помилок виготовлення та деформацій на роботу зубчатої передачі

В ідеально точно виготовленій зубчатій передачі з евольвентним зачепленням при відсутності деформуючого зусилля в будь яку мить зачеплення передаточне число  $u$  буде постійним. В реальних діючих передачах ця умова не виконується в наслідок неминучих помилок виготовлення профілю зуба, неоднакового шагу, напрямків зубів, відхилення осей валів від паралельності та іншого.

Похибки виготовлення приводять до того, що миттєве передаточне число відхиляється в обидві сторони від середнього значення. Це викликає додаткове динамічне навантаження в зачепленні, вібрації, підвищує інтенсивність шуму.

Норми точності на циліндричній зубчатій передачі з евольвентним зачепленням регламентуються ДСТ 1643-81. Цим стандартом встановлено 12 степенів точності виготовлення зубчатих коліс. Степені точності призначають в залежності від окружної швидкості (табл. 2.5). Розподіл навантаження поміж зубами в реальній передачі відрізняється від теоретичного. Це враховується коефіцієнтами  $K_{H\alpha}$  і  $K_{F\alpha}$ , які прямо залежать від степені точності та окружної 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 по графіках на рис. 2.5.

Похибки виготовлення ланок зубчастих передач і пружні деформації валів, корпусів, опор та самих коліс приводять до того, що геометричні осі зубчатих коліс перестають бути паралельними. Перекос осей на деякий кут  $\gamma_{\Sigma}$ , що вимірюється на площині зачеплення, викликає нерівномірний розподіл навантаження по ширині зубчастого вінця. Ця нерівномірність урахується коефіцієнтами  $K_{H\beta}$  та  $K_{F\beta}$ . Орієнтовні значення цих коефіцієнтів можуть бути визначені по графіках (рис. 2.6) в залежності від кінематичної схеми привода та відносної ширини зубчастого вінця  $\psi_{bd}=b_w/\alpha_w$ , яку слід приймати по табл. 2.6.

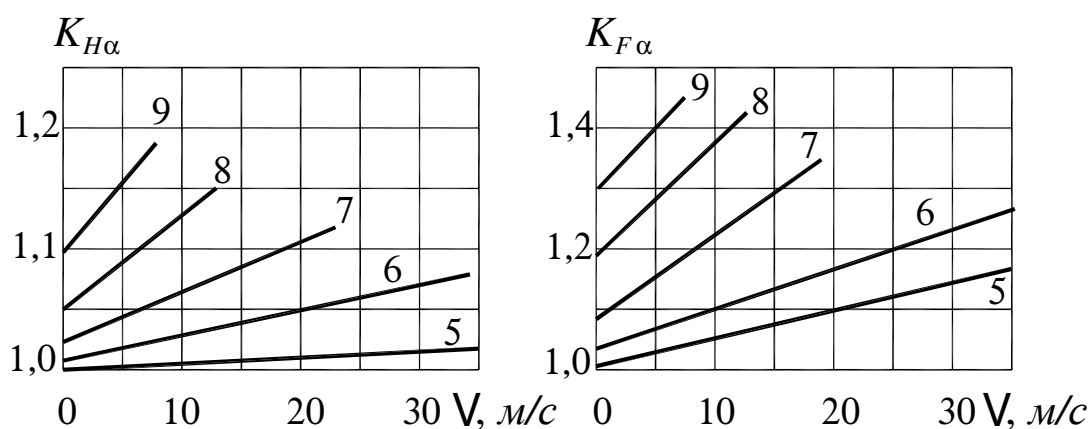


Рис. 2.5 Графіки для визначення коефіцієнтів  $K_{H\alpha}$  та  $K_{F\alpha}$  для косозубих та шевронних передач

Таблиця 2.5

### Вибір степені точності передачі

Степінь точності	Окружна швидкість, 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

Похибки виготовлення зубчатих коліс та їх монтажу в передачах спричиняють коливання миттєвого значення передаточного відношення (відношення  $\omega_1/\omega_2$  в кожному мить відрізняються від середнього значення  $u=z_1/z_2$ ). Це явище приводить до додаткових динамічних навантажень в зачепленні. При розрахунках на контактну міцність та міцність при згині додаткові динамічні навантаження, що виникають в зачепленні, враховуються коефіцієнтами  $K_{HV}$  та  $K_{FV}$ .

Ці коефіцієнти мають велике розсіювання внаслідок коливання величин, що входять до складу розрахункових формул. В ДСТ 21354-87 прийнятий розрахунок динамічних навантажень в зубчатих передачах за теорією удару. Для приблизних розрахунків прямозубих передач можливо використовувати значення коефіцієнтів  $K_{HV}$  і  $K_{FV}$  із табл. 2.7

Таблиця 2.6 [5]

### Орієнтовані значення відносної ширини зубчатого вінця $\psi_{bd}$

Розміщення опор відносно зубчатого вінця (рис. 2.4а)	Значення $\psi_{bd\ max}$ при твердості робочих поверхонь зубів	
	$H_{1,2} \leq 350\text{HB}$	$H_1 > 350\text{HB}$ чи $H_2 > 350\text{HB}$
1. Симетричне та поблизу зубчатого вінця (схеми 5 та 6). Несиметричне при високій жорсткості конструкцій (схема 4)	1,2-1,35	0,9-1,0
2. Несиметричне (схеми 2 та 3).	1,0-1,1	0,66-0,75
3. По одну сторону від зубчатого вінця (схема 1)	0,6-0,7	0,45-0,55

Примітки: 1) При постійному навантаженні значення  $\psi_{bd}$  можуть бути збільшені на 15-20%.

2) Рекомендується приймати  $\psi_{bd} = (0,8-0,95) \psi_{bd\ max}$ .

3) В коробках передач з зовнішнім зачепленням приймати  $\psi_{bd} \leq 0,15(u+1)$ .



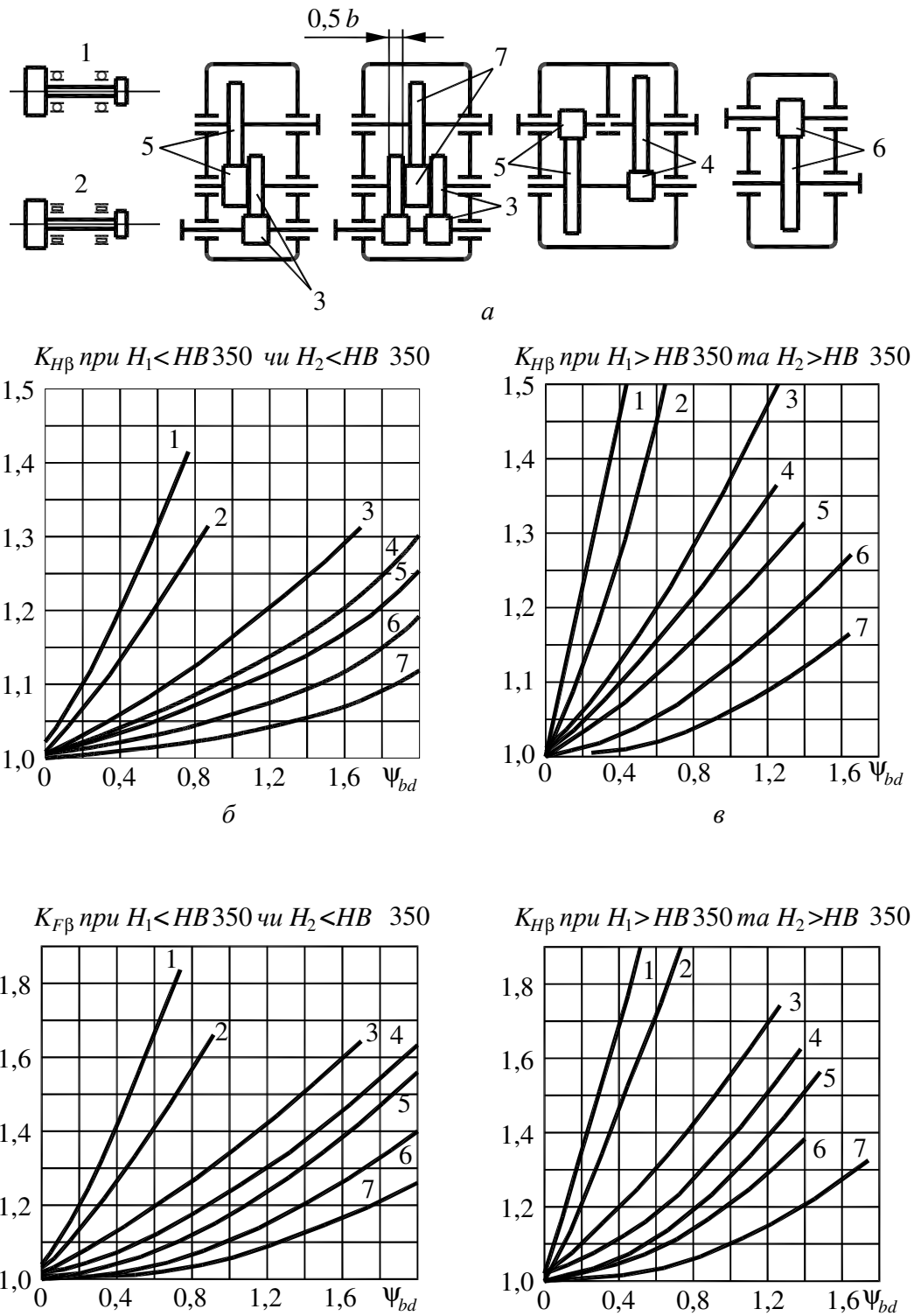


Рис. 2.6 – Значення коефіцієнтів нерівномірності розподілу навантаження  $K_{H\beta}$  та  $K_{F\beta}$  для циліндричних зубчатих передач  
 а – схема передач; б – значення  $K_{H\beta}$  при  $H_{1,2} \leq 350$  НВ;  
 в – значення  $K_{H\beta}$  при  $H_{1,2} > 350$  НВ; г – значення  $K_{F\beta}$  при  $H_{1,2} < 350$  НВ;  
 д – значення  $K_{F\beta}$  при  $H_{1,2} > 350$  НВ.

Таблиця 2.7

## Коефіцієнт динамічного навантаження [8]

Степінь точності по ДСТ 1643-81	Твердість поверхонь зубів, НВ	$K_{H_v}$					$K_{F_v}$				
		$v, \text{ м/с}$									
		1	5	10	15	20	1	5	10	15	20
6	$H_1$ і $H_2 > 350$	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,10}{1,06}$	$\frac{1,20}{1,08}$	$\frac{1,30}{1,12}$	$\frac{1,40}{1,16}$	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,10}{1,06}$	$\frac{1,20}{1,08}$	$\frac{1,30}{1,12}$	$\frac{1,40}{1,16}$
	$H_1$ або $H_2 \leq 350$	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,16}{1,01}$	$\frac{1,32}{1,13}$	$\frac{1,48}{1,19}$	$\frac{1,64}{1,26}$	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,32}{1,13}$	$\frac{1,64}{1,26}$	$\frac{1,96}{1,38}$	$\frac{-}{1,51}$
7	$H_1$ і $H_2 > 350$	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,12}{1,05}$	$\frac{1,25}{1,10}$	$\frac{1,37}{1,15}$	$\frac{1,5}{1,20}$	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,12}{1,05}$	$\frac{1,25}{1,10}$	$\frac{1,37}{1,15}$	$\frac{1,5}{1,20}$
	$H_1$ або $H_2 \leq 350$	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,20}{1,08}$	$\frac{1,40}{1,16}$	$\frac{1,6}{1,24}$	$\frac{1,80}{1,32}$	$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,40}{1,16}$	$\frac{1,80}{1,32}$	$\frac{-}{1,48}$	$\frac{-}{1,64}$
8	$H_1$ і $H_2 > 350$	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,30}{1,12}$	$\frac{1,45}{1,18}$	$\frac{1,60}{1,24}$	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,30}{1,12}$	$\frac{1,45}{1,18}$	$\frac{1,60}{1,24}$
	$H_1$ або $H_2 \leq 350$	$\frac{1,05}{1,02}$	$\frac{1,24}{1,10}$	$\frac{1,48}{1,19}$	$\frac{1,72}{1,29}$	$\frac{1,96}{1,38}$	$\frac{1,10}{1,04}$	$\frac{1,48}{1,19}$	$\frac{1,96}{1,38}$	$\frac{-}{1,58}$	$\frac{-}{1,77}$
9	$H_1$ і $H_2 > 350$	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,35}{1,14}$	$\frac{1,52}{1,21}$	$\frac{1,70}{1,28}$	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,35}{1,14}$	$\frac{1,52}{1,21}$	$\frac{1,70}{1,28}$
	$H_1$ або $H_2 \leq 350$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,28}{1,11}$	$\frac{1,56}{1,22}$	$\frac{1,84}{1,34}$	$\frac{-}{1,45}$	$\frac{1,11}{1,04}$	$\frac{1,56}{1,22}$	$\frac{-}{1,45}$	$\frac{-}{1,67}$	$\frac{-}{-}$

## 2.7 Допустимі напруження

Контактна міцність, а звідси і допустимі напруження, передусім залежить від твердості робочих поверхонь зубів, режиму роботи передач, шорсткості робочих поверхонь зубів, в'язкості мастила та абсолютних розмірів деталей.

Допустимі напруження при розрахунку на згин 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 інше.

Таким чином, практично допустимі напруження, а також маса та габаритні розміри передачі насамперед залежать від марки сталі та прийнятого способу термічної обробки.

Для зубчатих коліс в серійному та масовому виробництві необхідно вибирати матеріал та термічну обробку такими, щоб забезпечити найвищу твердість робочих поверхонь зубів  $H_{нов}$  при високій міцності зубів на згин. Цим вимогам найбільш повно відповідають леговані сталі, що підлягають цементації та нітроцементації.

Використання зубчатих коліс з  $H_{нов} \leq 350$  НВ виправдано тільки в окремих випадках (наприклад, великогабаритні передачі вантажопідйомних чи поворотних устроїв), а також при одиночному виготовленні.

Допустимі контактні напруження  $\sigma_{HPj}$ , МПа, для циліндричних зубчатих передач знаходять окремо для шестерні та колеса по формулі

$$\sigma_{HPj} = 0,9 \cdot \frac{\sigma_{Hlimbj} \cdot Z_{Nj}}{s_H^*}, \quad (2.23)$$

де  $\sigma_{Hlimbj}$  - межа контактної витривалості, МПа, ( $j=1$  для шестерні,  $j=2$  для колеса);

$\sigma_{Hlimb1}$  – для шестерні;

$\sigma_{Hlimb2}$  – для колеса ;

$s_H^*$  – коефіцієнт запасу міцності;

$Z_{Nj}$  – коефіцієнт терміну роботи.

В якості допустимого контактного напруження передачі, яке використовують в розрахунках, приймають:

для прямозубих передач мінімальну з двох розрахованих величин  $\sigma_{HP1}$  та  $\sigma_{HP2}$

$$\sigma_{HP} = \min\{ \sigma_{HP1}, \sigma_{HP2} \}; \quad (2.24)$$

для косозубих та шевронних передач по формулі

$$\sigma_{HP} = 0,45(\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}); \quad (2.25)$$

при виконанні умови

$$\sigma_{HP} \leq 1,25 \sigma_{HPmin}. \quad (2.26)$$

Межа контактної витривалості  $\sigma_{Hlimb}$  окремо для шестерні та колеса знаходять за формулами табл. 2.8. Коефіцієнт запасу міцності  $s_H^*$  також приймають по табл. 2.8 в залежності від структури металу.

Таблиця 2.8

**Розрахункові залежності для визначення  
межі контактної витривалості  $\sigma_{Hlimb}$**

Спосіб термічної та хіміко-термічної обробки	Середня твердість поверхонь зубів	Сталь	Формула для розрахунку $\sigma_{Hlimb}$ , МПа	$s_H^*$
1. Відпал, нормалізація або поліпшення	$H_{HB} \leq 350 HB$	Вуглецев а та легована	$\sigma_{Hlimb} = 2H_{HB} + 70$	1,1
2. Об'ємне та поверхневе гартування	$H_{HRCe} = 38 - 50 HRC_e$		$\sigma_{Hlimb} = 17H_{HRCe} + 200$	
3. Цементация та нітроцементация	$H_{HRCe} > 56 HRC_e$	Легована	$\sigma_{Hlimb} = 23H_{HRCe}$	1,2
4. Азотування	$H_{HV} = 550 - 750 HV$		$\sigma_{Hlimb} = 1050$	
$S_H^*$ - коефіцієнт запасу міцності				

Коефіцієнт терміну роботи  $Z_{N_j}$  розраховують як:

$$Z_{N_j} = \sqrt[6]{\frac{N_{Hlim}}{N_{k_j}}}, \text{ якщо } N_k \leq N_{Hlim}, \quad (2.27)$$

але не більше 2,6 для однорідної структури матеріалу та 1,8 для поверхневого зміцнення;

$$Z_{N_j} = \sqrt[20]{\frac{N_{Hlim}}{N_{K_j}}}, \text{ якщо } N_{K_j} > N_{Hlim}, \quad (2.28)$$

але не менше 0,75.

Тут  $N_{Hlim}$  – базове число циклів напружень, яке відповідає межі витривалості,

$$N_{Hlim} = 30H_{HB}^{2,4} \leq 120 \cdot 10^6; \quad (2.29)$$

$N_{K_j}$  – число циклів напружень в залежності від заданого терміну служби,

$$N_{K_j} = 60 \cdot n_j \cdot c_j \cdot L_h, \quad (2.30)$$

де  $n_j$  – число обертів колеса, яке розглядається, *об/хв*;

$c_j$  – число зчеплень за один оберт;

$L_h$  – заданий термін служби (ресурс), години.

Допустиме контактне напруження при максимальному навантаженні, яке не викликає залишкових деформацій чи хрумкого руйнування поверхневого шару  $\sigma_{HPmax}$ , залежить від способу хіміко-термічної обробки зубчатого колеса та характеру зміни твердості по глибині зуба:

1) для зубчатих коліс, що пройшли нормалізацію, поліпшення або об'ємне загартовування, приймають

$$\sigma_{HPmax} = 2.8 \cdot \sigma_T; \quad (2.31)$$

2) для зубів, що пройшли цементацію або контурне гартовування, приймають

$$\sigma_{HPmax} = 44 \cdot H_{HRCe}. \quad (2.32)$$

Допустиме напруження при розрахунку на усталений згин

розраховують окремо для шестерні та колеса по формулі

$$\sigma_{FP_j} = 0.8 \frac{\sigma_{F\lim}^o}{s_F} Y_{N_j}, \quad (2.33)$$

де  $\sigma_{F\lim}^o$  – межа витривалості зубів при розрахунку на згин, яка відповідає базовому числу циклів напружень, *МПа*;

$s_F$  – коефіцієнт запасу міцності при розрахунку на згин;

$Y_{N_j}$  – коефіцієнт терміну служби.

$j = 1$  – для шестерні,  $j = 2$  – для колеса.

Значення  $\sigma_{F\lim}^o$  та  $s_F$  слід приймати по табл. 2.9. Коефіцієнт терміну служби  $Y_{N_j}$  розраховують по формулі

$$Y_{N_j} = q_F \sqrt{\frac{N_{F\lim}}{N_{K_j}}} \geq 1. \quad (2.34)$$

Для зубчатих коліс з однорідною структурою матеріалу, що включає індукційне гартовування, та зубчатих коліс з шліфованою перехідною поверхнею, незалежно від твердості та термічної обробки їх зубів показник степені  $q_F=6$ .

Для зубчатих коліс, що азотовані, цементовані та нітроцементовані з не шліфованою перехідною поверхнею показник степені  $q_F=9$ .

Найбільші значення  $Y_N$ :

$$Y_{Nmax}=4 \text{ при } q_F=6;$$

$$Y_{Nmax}=2,5 \text{ при } q_F=9;$$

Базове число циклів перемін напружень  $N_{F\lim}$  для усіх марок сталей прийняти  $N_{F\lim}=4 \cdot 10^6$ . Число циклів напружень в залежності з заданим терміном служби  $N_K$  розраховувати по формулі (2.30). Якщо  $N_K > N_{F\lim}$ , прийняти  $Y_N=1$ .

Таблиця 2.9

Межа витривалості при розрахунку на згин,  $\sigma_{F \lim b}^o$ , МПа

Сталь	Термообробка	Твердість		$\sigma_{F \lim b}^o$	$S_F$	$\sigma_{Fst}^o$
		поверхні	серцевини			
1. Легована, яка вміщує нікеля більш 1%, та хрому 1%	Цементация та гартування	57...63 HRC <sub>e</sub>	30...45 HRC <sub>e</sub>	950	1,55	2800
2. Легована усіх інших марок		57...63 HRC <sub>e</sub>	30...45 HRC <sub>e</sub>	800	1,65	2000
3. Хромомарганцева, що вміщує молібден	Нітроцементация та гартування	57...63 HRC <sub>e</sub>	30...45 HRC <sub>e</sub>	1000	1,55	2500
4. Легована, яка не вміщує молібден				750		
5. Вуглецева та легована, яка вміщує вуглець більш 0,15%	Нормалізація, поліпшення	180...350 НВ		$1,75 \cdot H_B$	1,7	$6,5 \cdot H_B$
6. Легована, що вміщує вуглецю 0,4-0,55%	Об'ємне гартування	45...55 HRC <sub>e</sub>		500	1,7	2500
7. Інша легована				400	1,7	2250
8. Вуглецева та легована	Гартування при індукційному нагріву	48...550 HRC <sub>e</sub>		390	1,7	2250

На стадії проектного розрахунку допустимі напруження на згин

можуть бути розраховані по формулі

$$\sigma_{FPj} = 0,4 \cdot \sigma_{F \lim bj}^0 \cdot Y_{Nj} \cdot \quad (2.35)$$

Для реверсивних зубчатих передач  $\sigma_{FPj}$  треба зменшити на 25%.

Найбільше значення допустимого напруження при згині максимальним навантаженням визначити окремо для шестерні та колеса по формулі

$$\sigma_{FP \max j} = 0,9 \frac{\sigma_{FSj}^0}{S_{FSj}}; \quad (2.36)$$

де  $\sigma_{FSj}^0$  – базове значення найбільшого напруження зубів при згині максимальним навантаженням, МПа (табл. 2.9),

$S_{FSj}$  – коефіцієнт запасу міцності при розрахунку на згин максимальним навантаженням.

Для поковок та штамповок  $S_{FSj}=1,75$ ; для проката  $S_{FSj}=1,6$ ; для ливарних заготовок  $S_{FSj}=1,4$ .

## 2.8 Послідовність розрахунку допустимих напружень

До початку розрахунку допустимих напружень необхідно призначити марку сталі та спосіб термічної обробки окремо для шестерні та зубчатого колеса, спираючись на рекомендації розділу 2.4.

Вихідні данні, які необхідні для розрахунку допустимих напружень (задані, прийняті та раніш розраховані величини) зведені в табл. 2.10.

Послідовність розрахунків допустимих напружень слід виконувати за схемою алгоритму, яка наведена на рис. 2.7.

Цей алгоритм може бути реалізованим у вигляді програми ПК чи послідовним розрахунком в ручному режимі.



Таблиця 2.10

Вихідні дані для визначення допустимих напружень при розрахунку евольвентних циліндричних зубчатих передач

Вихідні дані		Позначка	Величина	Зауваження
Термін довговічності передачі, години		$L_h$		Завдання
Частота обертів вала шестерні, об/хв.		$n_1$		Кінематичний розрахунок привода
Передаточне число		$u$		
Число зачеплень за один оберт	шестерні	$c_1$		
	колеса	$c_2$		
Марка сталі	шестерні			Прийняти самостійно по табл. 2.2.
	колеса			
Спосіб термообробки	шестерні			
	колеса			
Твердість робочих поверхонь зуба	шестерні	$H_1$		
	колеса	2		
Кут нахилу зуба, град.		$\beta$		Прийняти самостійно
Показник степені для розрахунку коефіцієнта терміну служби		$q_F$		В залежності від способу термообробки

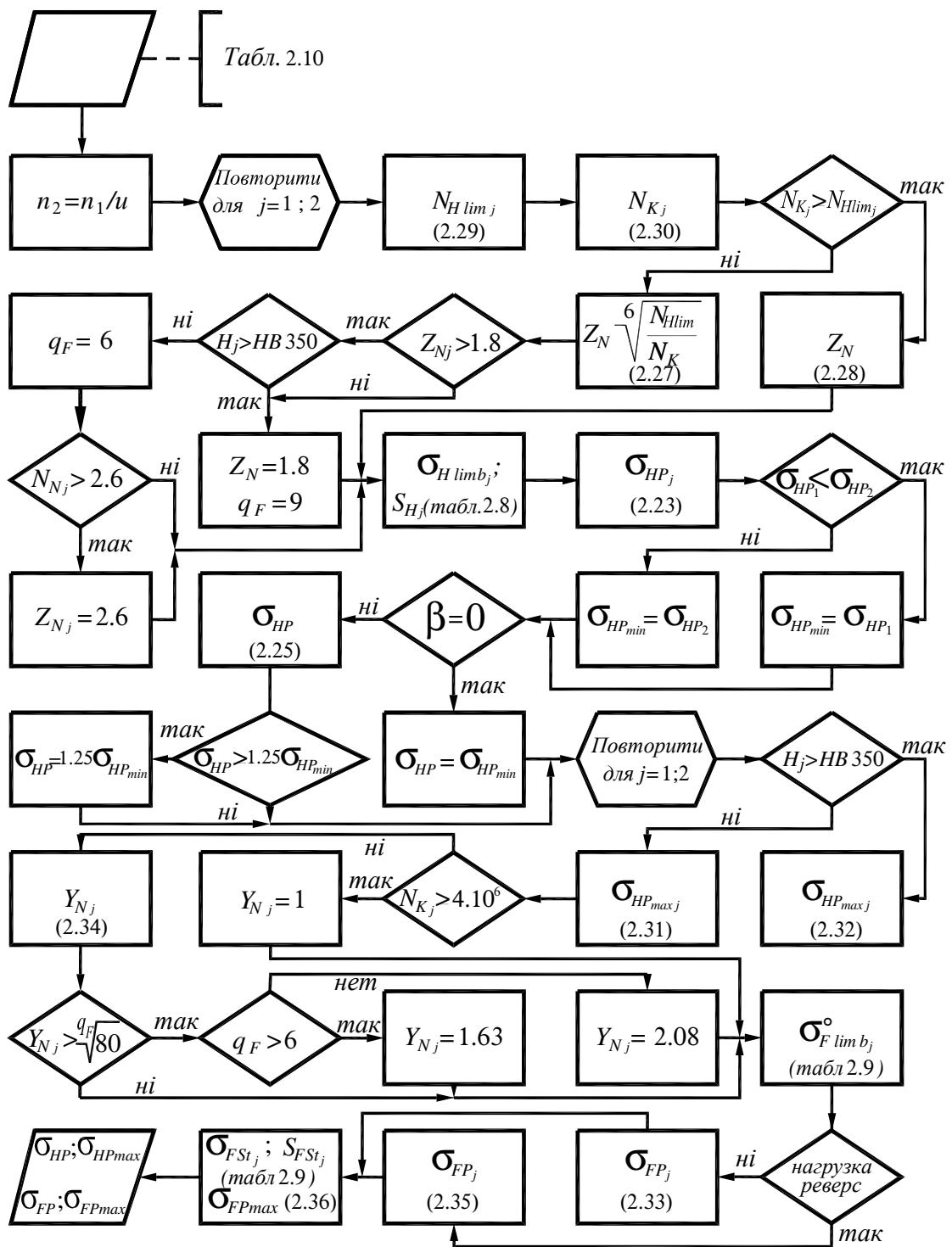


Рис. 2.7 – Схема алгоритму допустимих напружень для зубчатих передач

## Алгоритм визначення допустимих напружень

Марка сталі та спосіб термічної обробки для шестерні та зубчатого колеса мають бути визначені до початку розрахунку.

Для циклу розрахунку допустимих напружень прийняті такі значення індексів в розрахункових формулах:

$j = 1$  – для усіх параметрів, що відносяться до шестерні;

$j = 2$  – для усіх параметрів, що відносяться до колеса.

Використовується метод еквівалентних моментів.

1. Розрахувати базове число циклів напружень, що відповідає межі витривалості за формулою (2.29) в залежності від прийнятого способу термічної обробки

$$N_{Hlimj} = 30H_{HBj}^{2,4}$$

Якщо  $N_{Hlimj} > 120 \cdot 10^6$ , то прийняти  $N_{Hlimj} = 120 \cdot 10^6$ .

2. Визначити число циклів напружень відповідно для шестерні та колеса за весь заданий термін служби

$$N_{Kj} = 60n_j c_j L_h$$

3. Визначити коефіцієнт терміну роботи (коефіцієнт довговічності)

$Z_{Nj}$ :

$Z_{Nj} = \sqrt[6]{\frac{N_{Hlimj}}{N_{Kj}}}$ , якщо  $N_{Kj} \leq N_{Hlimj}$ , але не більше 2,6 для однорідної структури матеріалу ( $H_1$  та  $H_2 \leq 350$  HB) та 1,8 для поверхневого зміцнення ( $H_{1,2} > 350$  HB):

$Z_{Nj} = \sqrt[20]{\frac{N_{Hlimj}}{N_{Kj}}}$ , якщо  $N_{Kj} > N_{Hlimj}$ , але не менше 0,75.

4. Розрахувати межу контактної витривалості  $\sigma_{Hlimb}$ , окремо для матеріалу шестерні та матеріалу колеса в залежності від прийнятого способу термічної обробки за розрахунковими формулами по табл. 2.8.

5. Коефіцієнт запасу міцності  $s_H^*$  прийняти по табл. 2.8.

6. Розрахувати окремо для шестерні та колеса допустимі контактні напруження по формулі 2.23, МПа.

$$\sigma_{HPj} = 0,9 \frac{\sigma_{Hlimbj} Z_{Nj}}{S_H^*}.$$

7. В якості допустимого контактного напруження для подальшого розрахунку передачі прийняти, МПа:

- для прямозубої передачі ( $\beta = 0$ ) мінімальне значення з  $\sigma_{HP1}$  та

$$\sigma_{HP2}, \text{ тобто } \sigma_{HP} = \min \left\{ \begin{array}{l} \sigma_{HP1} \\ \sigma_{HP2} \end{array} \right\};$$

- для косозубих і шевронних передач ( $\beta \neq 0$ ) по формулі (2.25)

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

при виконанні умови

$$\sigma_{HP} \leq 1,25\sigma_{HPmin}$$

8. Визначити 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 зубчатих коліс, що пройдуть нормалізацію, поліпшення або об'ємне гартування, прийняти, МПа,  $\sigma_{HPmax} = 2,8 \sigma_T$ ;
- для зубчатих коліс, що пройдуть цементацію або контурне гартування, прийняти, МПа,  $\sigma_{HPmax} = 44 H_{HRC}$ .

9. Прийняти по табл. 2.9 в залежності від марки сталі та прийнятого способу термічної обробки межу витривалості при розрахунку на згин  $\sigma_{Flimb}^o$  та коефіцієнт запасу міцності  $S_F$ .

10. Визначити коефіцієнт терміну служби (коефіцієнт довговічності)  $Y_{Nj}$  за формулою (2.34)

$$Y_{Nj} = q_F \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{Kj}}} \geq 1 \text{ (якщо } N_{Kj} > 4 \cdot 10^6 \text{ то } Y_{Nj} = 1),$$

де показник степені  $q_F = 6$  для зубчатих коліс з однорідною структурою матеріалу, а також при індукційному гартуванні та для зубчатих коліс з шліфованою перехідною поверхнею;

$$Y_{Njmax} = 4 \text{ при } q_F = 6;$$

показник степені  $q_F = 9$  для зубчатих коліс, що азотовані, цементовані та нітроцементовані з не шліфованою перехідною поверхнею,

$$Y_{Njmax} = 2,5 \text{ при } q_F = 9.$$

11. Розрахувати окремо для шестерні та колеса допустиме напруження на усталений згин, МПа

$$\sigma_{FPj} = 0,8 \frac{\sigma_{F \text{ limbj}}^{\circ}}{S_{Fj}} Y_{Nj}.$$

12. Прийняти по табл. 2.9 базове значення найбільшого напруження зубів на згин при максимальному навантаженні  $\sigma_{FS}^{\circ}$ , МПа.

13. Задатись коефіцієнтом запасу міцності на згин при максимальному навантаженні в залежності від прийнятого способу виготовлення заготовок

( $S_{FSt} = 1,75$  – штамповка;  $S_{FSt} = 1,6$  – прокат;  $S_{FSt} = 1,4$  – ливарна заготовка).

14. Розрахувати найбільше значення допустимого напруження на згин максимальним навантаженням окремо для матеріалу шестерні та колеса, МПа,

$$\sigma_{FP \text{ max}} = 0,9 \frac{\sigma_{FSt}^{\circ}}{S_{FSt}}.$$

## 2.9 Послідовність розрахунку циліндричних евольвентних зубчатих передач

Вихідні дані для розрахунку передач включають задані, прийняті та раніше розраховані величини. Усі вихідні дані зведені в табл. 2.11.

Виходячи з того, що фактичне навантаження передач змінне в часі і носить імовірний характер, далі для розрахунку на міцність зубчатих передач використований метод еквівалентних моментів.

Коефіцієнти еквівалентності  $K_{HE}$  і  $K_{FE}$  та коефіцієнт режиму  $x$  в залежності від заданого класу навантаження прийняти по табл. 2.3.

Якщо клас навантаження не заданий, для подальших розрахунків слід прийняти середньо імовірний клас навантаження  $H 0,63$ .

При визначенні коефіцієнта концентрації навантаження  $K_{\beta}$  слід враховувати прироблення зубів з часом при твердості робочих поверхонь  $HB_2 \leq 350$ .

В цьому разі  $K_{\beta}$  дорівнюється:

$$K_{H\beta} = K_{H\beta}^0 (1-x) + x \geq 1,05, \quad (2.37)$$

$$K_{F\beta} = K_{F\beta}^0 (1-x) + x \geq 1,04. \quad (2.38)$$

де  $K_{H\beta}^0$  і  $K_{F\beta}^0$  - коефіцієнти концентрації до прироблення і прийняті

по графікам рис.2.6. Передачі, у яких твердість робочих поверхонь  $HRC_2 \geq 40$ , не приробляються. Для них значення коефіцієнтів  $K_{H\beta}^0$  і  $K_{F\beta}^0$ , прийнятих по кривим рис. 2.6, зостаються незмінними.

Комплексний розрахунок циліндричних евольвентних зубчастих передач виконується за алгоритмом, що викладений нижче. Цей алгоритм може бути реалізованим в вигляді програми для ЕОМ чи виконаним ручним розрахунком.

Таблиця 2.11

**Вихідні данні для розрахунку циліндричної евольвентної  
зубчатої передачі**

Вихідні данні		Познач- ка	Ве лич ина	Додаток
Кут вихідного контура, <i>град.</i>		$\alpha$	20	
Кут нахилу зуба, <i>град.</i>		$\beta$		Задатись
Передаточне число		$u$		Розрахувати
Ступінь точності за ДСТ 1643-81				Табл. 2.5
Максимальне навантаження шестерні за циклограмою, Нм		$T_{1max}$		Розрахувати
Коефіцієнт еквівалентності	по контакту	$K_{HE}$		Прийняти по табл. 2.3
	на згин	$K_{FE}$		
Вихідне розрахункове навантаження на валу шестерні, <i>Н·м</i>	по контакту	$T_{1H}$		$T_{1H} = K_{HE} T_{1max}$
	на згин	$T_{1F}$		$T_{1F} = K_{FE} T_{1max}$
Коефіцієнт перевантаження		$\frac{T_{max}}{T_{i i i}}$		Прийняти по каталогу двигунів
Пікове навантаження на валу шестерні, <i>Н·м</i>	по контакту	$T_{1Hnik}$		$T_{1Hi\varnothing} = T_{1H} \left( \frac{T_{max}}{T_{i i i}} \right)$
	на згин	$T_{1Fnik}$		$T_{1Fi\varnothing} = T_{1F} \left( \frac{T_{max}}{T_{i i i}} \right)$
Допустиме контактне напруження, <i>МПа</i>		$\sigma_{HP}$		Розрахувати
Найбільше допустиме контактне напруження	шестерні	$(\sigma_{HPmax})_1$		
	колеса	$(\sigma_{HPmax})_2$		
Допустиме напруження на згин, <i>МПа</i>	шестерні	$\sigma_{FP1}$		
	колеса	$\sigma_{FP2}$		

## Продовження таблиці 2.11

Найбільше допустиме напруження на згин, МПа	шестерні	$(\sigma_{FPmax})_1$		
	колеса	$(\sigma_{FPmax})_2$		
Відносна ширина зубчатого вінця		$\Psi_{bd}$		Прийняти по табл. 2.6
Коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині контактних ліній	по контакту	$K_{H\Box}$		Прийняти по рис. 2.6 з урахуванням формул (2.37) і (2.38)
	на згин	$K_{F\Box}$		
Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, яке виникає в зачепленні	по контакту	$K_{HV}$		Прийняти по табл. 2.7
	на згин	$K_{FV}$		
Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження поміж зубами	по контакту	$K_{H\Box}$		Прийняти по рис. 2.5.
	на згин	$K_{F\Box}$		
Коефіцієнт матеріалу, (МПа <sup>1/2</sup> )		$Z_E$		Для сталевих коліс при $E_1=E_2=2,1 \cdot 10^5$ МПа, та $\mu_1=\mu_2=0,3$ $Z_E=190$
Допоміжний коефіцієнт $K_a$ при розрахунку міжосьової відстані		$K_a$		$\beta=0$ $K_a=495$ ; $\beta \neq 0$ $K_a=430$ .



### Алгоритм розрахунку

Для циклу розрахунку циліндричної евольвентної зубчатої передачі прийняті наступні значення індексів:

J=1-для усіх параметрів шестерні;

J=2-для усіх параметрів колеса.

1. Визначити коефіцієнт відносної ширини зубчатого вінця

$$\psi_{ba} = \frac{2\psi_{bd}}{u+1}. \quad (2.39)$$

Знайдене значення параметра  $\psi_{ba}$  округлити до найближчого значення із стандартного ряду : 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1; 1,125.

2. Розрахувати значення міжосьової відстані, мм

$$a'_w = K_a (u+1) \sqrt[3]{\frac{T_{1H} K_{H\beta}}{u \psi_{ba} \sigma_{HP}^2}} \quad (2.40)$$

Прийняти найближче стандартне значення міжосьової відстані  $a_w$ .

Стандарт має два ряди значень  $a_w$ , перевагу треба віддати першому ряду ( при розрахунку на ЕОМ ввести в програму):

перший ряд: 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500 мм;

другий ряд: 140; 180; 225; 280; 355; 450; 560; 700; 900; 1120; 1400; 1800; 2240 мм.

2. Визначити модуль передачі, мм,

$$m=(0,01\dots 0,02)\cdot a_w \quad (2.41)$$

Для подальших розрахунків прийняти найближче стандартне значення модуля.

Стандарт має два ряди модулів, перевагу треба віддати першому ряду( при розрахунках на ЕОМ ввести в програму):

перший ряд: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20 мм;

другий ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 3,5 ;4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14;

18 мм.

Для силових передач модуля менше 2 мм не приймати

3. Розрахувати число зубів шестерні

$$z_1 = \frac{2 \cdot a_w}{m \cdot (u + 1)}. \quad (2.42)$$

4. Розрахувати число зубів колеса

$$z_2 = z_1 \cdot u. \quad (2.43)$$

Отримані значення  $z_1$  та  $z_2$  округлити до найближчого цілого числа. Бажано, щоб числа  $z_1$  та  $z_2$  не мали спільних множників ( $z_1$  – непарне число!).

5. Уточнити передаточне число

$$u = z_2 / z_1. \quad (2.44)$$

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

6. Знайти значення ділильної міжосьової відстані, мм

$$a = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta}. \quad (2.45)$$

7. Розрахувати коефіцієнт сприйманого зміщення

$$y = \frac{a_w - a}{m}. \quad (2.46)$$

Повинна виконуватись умова  $0 < y < 1$ . Якщо  $y \leq -1$ , необхідно зменшити ділильну міжосьову відстань  $a$ , корегуючи значенням  $z_1$  чи  $z_2$ .

Якщо  $0 > y > -1$  прийняти  $z_2 = z_2 - 1$ . Перейти до пункту 5

8. Визначити кут профілю  $\alpha_t$

$$\alpha_f = \arctg(\operatorname{tg} \alpha / \cos \beta). \quad (2.47)$$

9. Визначити кут зачеплення

$$\alpha_{tw} = \arccos\left(\frac{a}{a_w} \cos \alpha_t\right). \quad (2.48)$$

10. Розрахувати значення евольвентних функцій для кутів  $\alpha_{tw}$  та  $\alpha_t$  :

$$\begin{aligned} \operatorname{inv} \alpha_{tw} &= \operatorname{tg} \alpha_{tw} - \alpha_{tw}, \\ \operatorname{inv} \alpha_f &= \operatorname{tg} \alpha_f - \alpha_f. \end{aligned} \quad (2.49)$$

Тут значення кутів  $\alpha_t$  та  $\alpha_{tw}$  прийняти в радіанах.

11. Розрахувати коефіцієнт суми зміщень  $x_\Sigma$

$$x_\Sigma = \frac{z_1 + z_2}{2 \operatorname{tg} \alpha} \cdot (\operatorname{inv} \alpha_{tw} - \operatorname{inv} \alpha_t) \quad (2.50)$$

Якщо не виконується умова  $x_\Sigma < 1$ , збільшити число зубів колеса на одиницю

$z_2 = z_2 + 1$ . Перейти до пункту 5.

12. Розбити значення коефіцієнта суми зміщень  $x_\Sigma$  поміж 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

$$\Delta y = x_\Sigma - y. \quad (2.51)$$

Повинно бути  $\Delta y > 0$ .

14. Визначити ділильні діаметри шестерні та колеса, мм

$$d_j = m z_j / \cos \beta. \quad (2.52)$$

15. Визначити діаметри вершин шестерні та колеса, мм

$$d_{aj}=d_j+2(1+x_j-\Delta y)m. \quad (2.53)$$

16. Визначити діаметри основної окружності шестерні та колеса, мм

$$d_{bj}=d_j \cos \alpha_t. \quad (2.54)$$

17. Розрахувати кут профілю зуба в точці на окружності вершин, град

$$\alpha_{aj}=\arccos(d_{bj}/d_{aj}) \quad (2.55)$$

18. Розрахувати коефіцієнт торцевого перекриття

$$\epsilon_\alpha = \frac{z_1 \operatorname{tg} \alpha_{a1} + z_2 \operatorname{tg} \alpha_{a2} - (z_1 + z_2) \operatorname{tg} \alpha_{tw}}{2\pi} \quad (2.56)$$

19. Розрахувати ширину зубчатого вінця колеса, мм

$$b_{w2}=\psi_{ba}a_w. \quad (2.57)$$

20. Якщо  $\beta=0$ , перейти до пункту 24

21. Визначити осьовий шаг, мм

$$p_x=\pi m/\sin \beta. \quad (2.58)$$

22. Розрахувати коефіцієнт осьового перекриття

$$\epsilon_\beta=b_{w2}/p_x. \quad (2.59)$$

23. Повинно бути  $\epsilon_\beta \geq 1$ . Якщо ця умова не виконується, збільшити  $b_{w2}=b_{w2}+2$ , повторити пункт 22.

24. Розрахувати ширину зубчатого вінця шестерні, мм

$$b_{w1}=b_{w2}+5. \quad (2.60)$$

25. Визначити коефіцієнт  $Z_\epsilon$ , що враховує сумарну довжину контактних ліній:

$$\beta=0, Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha}}{3}}; \quad (2.61)$$

$$\beta \neq 0, Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_{\alpha}}}. \quad (2.62)$$

26. Визначити початкові діаметри, мм

$$d_{w1} = 2a_w / (u + 1); \quad (2.63)$$

$$d_{w2} = d_{w1} u. \quad (2.64)$$

27. Розрахувати окружну швидкість, м/с

$$V = \pi d_{w1} n_1 / 60 * 10^3. \quad (2.65)$$

28. Розрахувати еквівалентну кількість зубів

$$z_{vj} = \frac{z_j}{\cos^3 \beta}; \quad (\beta=0, z_{vj}=z_j). \quad (2.66)$$

29. Розрахувати коефіцієнт  $Y_{FSj}$ , що враховує форму зуба та концентрацію напружень, окремо для шестерні та колеса

$$Y_{FSj} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{vj}} + 29,7 \frac{x_j}{z_{vj}} + 0,092 x_j^2. \quad (2.67)$$

30. Прийняти коефіцієнт  $Y_{\varepsilon}$ , що враховує перекриття зубів,

$$Y_{\varepsilon} = 1.$$

31. Розрахувати коефіцієнт  $Y_{\beta}$ , що враховує нахил лінії зуба,

$$Y_{\beta} = 1 - \varepsilon_{\beta} \frac{\beta}{120} \geq 0,7. \quad (2.68)$$

32. Розрахувати напруження згину окремо для зуба шестерні та колеса, МПа :

$$\sigma_{F1} = \frac{2 \cdot 10^3 T_{1F} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV}}{d_1 b_w m} Y_{FS1} Y_{\beta} Y_{\varepsilon}; \quad (2.69)$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{FS2}}{Y_{FS1}}. \quad (2.70)$$

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 по стандартному ряду

$$m = m_{(k+1)}.$$

Розрахувати нове значення числа зубів шестерні

$$z_1 = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{m \cdot (u + 1)}, \quad (2.71)$$

та перейти до пункту 4.

35. Розрахувати коефіцієнт безпеки по напруженнях згину

$$s'_{Fj} = \sigma_{FPj} / \sigma_{Fj} \quad (2.72)$$

36. Визначити основний кут нахилу лінії зуба

$$\beta_b = \arcsin(\sin \beta \cos \alpha). \quad (2.73)$$

37. Розрахувати коефіцієнти  $Z_H$ , що враховує форму поверхонь зубів в полюсі зачеплення,

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}}. \quad (2.74)$$

38. Розрахувати контактні напруження в полюсі зачеплення, МПа

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \sqrt{\frac{2 \cdot 10^3 T_{1H} \cdot K_{H\alpha} K_{H\beta} (u+1)}{b_{w2} d_1^2 u}}. \quad (2.75)$$

39. Перевірити умову міцності

$$\sigma_H \leq \sigma_{HPj}. \quad (2.76)$$

Якщо умова міцності для шестерні або колеса не виконується, необхідно прийняти нове найближче більше значення  $a_w$  по стандартному ряду ДСТ 2185-66. Перехід до пункту 3.

40. Визначити коефіцієнт безпеки по контактним напруженням

$$s'_{Hj} = \sigma_{HPj} / \sigma_H. \quad (2.77)$$

41. Розрахувати найбільше контактне напруження за умови дій пікового крутного моменту, МПа

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{T_{max} / T_{i1}}. \quad (2.78)$$

42. Визначити коефіцієнт безпеки по контактних напруженнях при піковому навантаженні

$$s''_{HMj} = \sigma_{HPmaxj} / \sigma_{Hmax}. \quad (2.79)$$

Якщо не виконується умова  $s''_{HMj} > 1$ , необхідно здійснити конструктивні заходи по захисту зубчатої передачі від піку навантаження.

43. Розрахувати найбільше напруження згину окремо для зуба шестерні та колеса, МПа

$$\sigma_{Fmaxj} = \sigma_{Fj} (T_{Fmax} / T_{ном}). \quad (2.80)$$

44. Визначити коефіцієнт безпеки по напруженнях згину при

піковому навантаженню

$$s''_{FMj} = \sigma_{FPmaxj} / \sigma_{Fmaxj} \quad (2.81)$$

Якщо не виконується умова  $s''_{FMj} > 1$ , необхідно здійснити конструктивні заходи по захисту зубчатої передачі від піку навантаження.

45. Розрахувати кут профілю  $\alpha_{xj}$  в точці на концентричній окружності діаметра  $d_{xj}$ , град,

$$d_{xj} = d_j + 2x_j m, \quad (2.82)$$

$$\alpha_{xj} = \arccos \left( \frac{z_j \cos \alpha_t}{z_j + 2 \cdot x_j \cos \beta} \right). \quad (2.83)$$

46. Розрахувати кількість зубів в довжині загальної нормалі

$$z_{nrj} = \frac{z_j}{\pi} \left( \frac{\operatorname{tg} \alpha_{xj}}{\cos^2 \beta_b} - \frac{2x_j \operatorname{tg} \alpha}{z_j} - \operatorname{inv} \alpha_t \right) + 0,5. \quad (2.84)$$

47. Прийняти значення  $z_{nj}$  як найближче ціле число до розрахованого значення  $z_{nrj}$ .

48. Розрахувати довжину загальної нормалі окремо для шестерні та колеса, мм

$$W_j = (\pi(z_{nj} - 0,5) + 2x_j \operatorname{tg} \alpha + z_j \operatorname{inv} \alpha_t) m \cos \alpha. \quad (2.85)$$

49. Розрахувати радіус кривини профілю зуба в нижній точці, мм :

$$\left. \begin{aligned} \rho_{p1} &= a_w \sin \alpha_{tw} - 0,5 d_{b2} \operatorname{tg} \alpha_{a2} \\ \rho_{p2} &= a_w \sin \alpha_{tw} - 0,5 d_{b1} \operatorname{tg} \alpha_{a1} \end{aligned} \right\} \quad (2.86)$$

50. Розрахувати радіус кривини різнойменних профілів зубів в точках, що визначають довжину загальної нормалі, мм



$$\rho_{wj}=0,5W_j\cos\beta_b \quad (2.87)$$

Якщо умова  $\rho_{pj} < \rho_{wj}$  не виконується, прийняти нове більше значення  $z_{nj}=z_{nj}+1$ . Перехід до пункту 48.

Якщо умова  $\rho_{wj} < \rho_{aj}$  не виконується, прийняти нове менше значення  $z_{nj}=z_{nj}-1$ . перехід до пункту 48.

51. Розрахувати радіус кривини профілю зуба в точці на окружності вершин, мм

$$\rho_{aj}=0,5d_{aj}\sin\alpha_{aj} \quad (2.88)$$

52. Друк основних розрахункових величин. Друкувати слідуючі величини: піковий крутний момент на валу шестерні  $T_{1Hnik}$ , вихідні розрахункові моменти  $T_{1H}, T_{1F}$ , міжосьову відстань  $a_w$ , окружну швидкість  $V$ , модуль  $m$ , кількість зубів  $z_1$  та  $z_2$ , передаточне число  $u$ , діаметри початкових окружностей  $d_{w1}$  та  $d_{w2}$ , ширину зубчатого вінця шестерні  $b_{w1}$  та колеса  $b_{w2}$ , довжину загальної нормалі  $W_1$  та  $W_2$ ; коефіцієнти безпеки по контактних напруженнях  $s_{Hj}'$ ,  $s_{HMj}''$ , по напруженнях згину  $s_{Fj}'$ ,  $s_{FMj}''$ .

## 2.10 Особливості розрахунку на міцність конічних евольвентних зубчатих передач

Розміри поперечних перерізів зуба конічного колеса різні для різних перерізів і змінюються пропорційно відстані цього перерізу від вершини діляльного конуса (рис. 2.8). При цьому усі вони геометрично подібні.

Навантаження по довжині зуба конічної передачі розподіляються нерівномірно. Вони змінюються по довжині зуба в залежності від розміру пружних деформацій та жорсткості зуба в різних перерізах. Відомо, що пружні деформації пропорційні відстані від перерізу, що розглядається, до вершини конуса, тобто змінюються за законом трикутника.

Таким чином, можливо рахувати, що напруження однакові по всій довжині зуба. Це дозволяє вести розрахунок на міцність по

будь-якому перерізу. Для зручності за розрахунковий переріз прийнято середній переріз зуба.

Для розрахунку на міцність конічні зубчаті колеса необхідно замінити еквівалентними циліндричними колесами (рис. 2.9), діаметри яких дорівнюють:

$$d_{1V} = d_1 / \cos \delta_1; \quad (2.89)$$

$$d_{2V} = d_2 / \cos \delta_2. \quad (2.90)$$

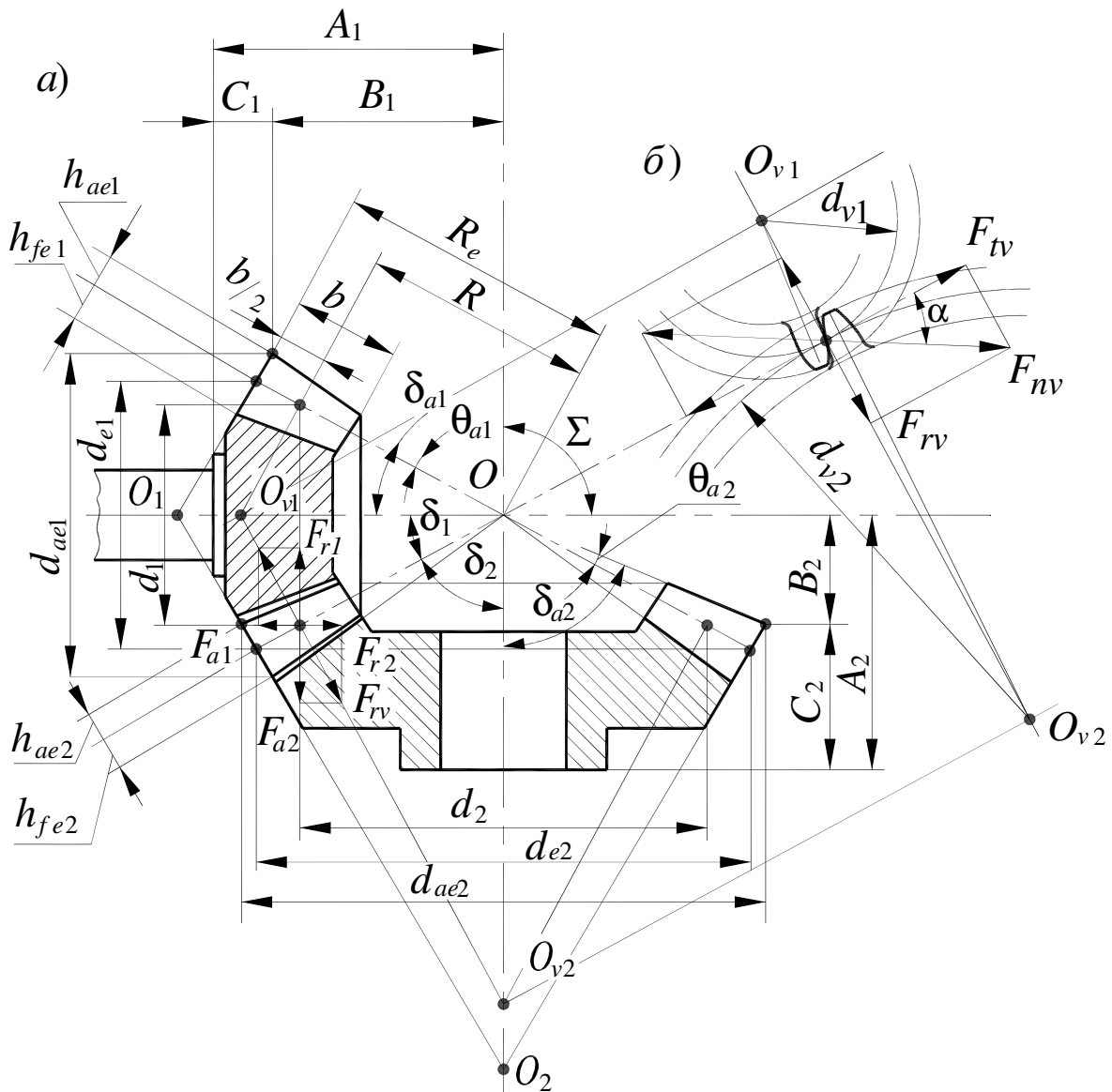


Рис. 2.8 Схема конічної зубчатої передачі

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:

$$d_{1V} = z_{1V}m = z_1m / \cos \delta_1; \quad (2.91)$$

$$d_{2V} = z_{2V}m = z_2m / \cos \delta_2. \quad (2.92)$$

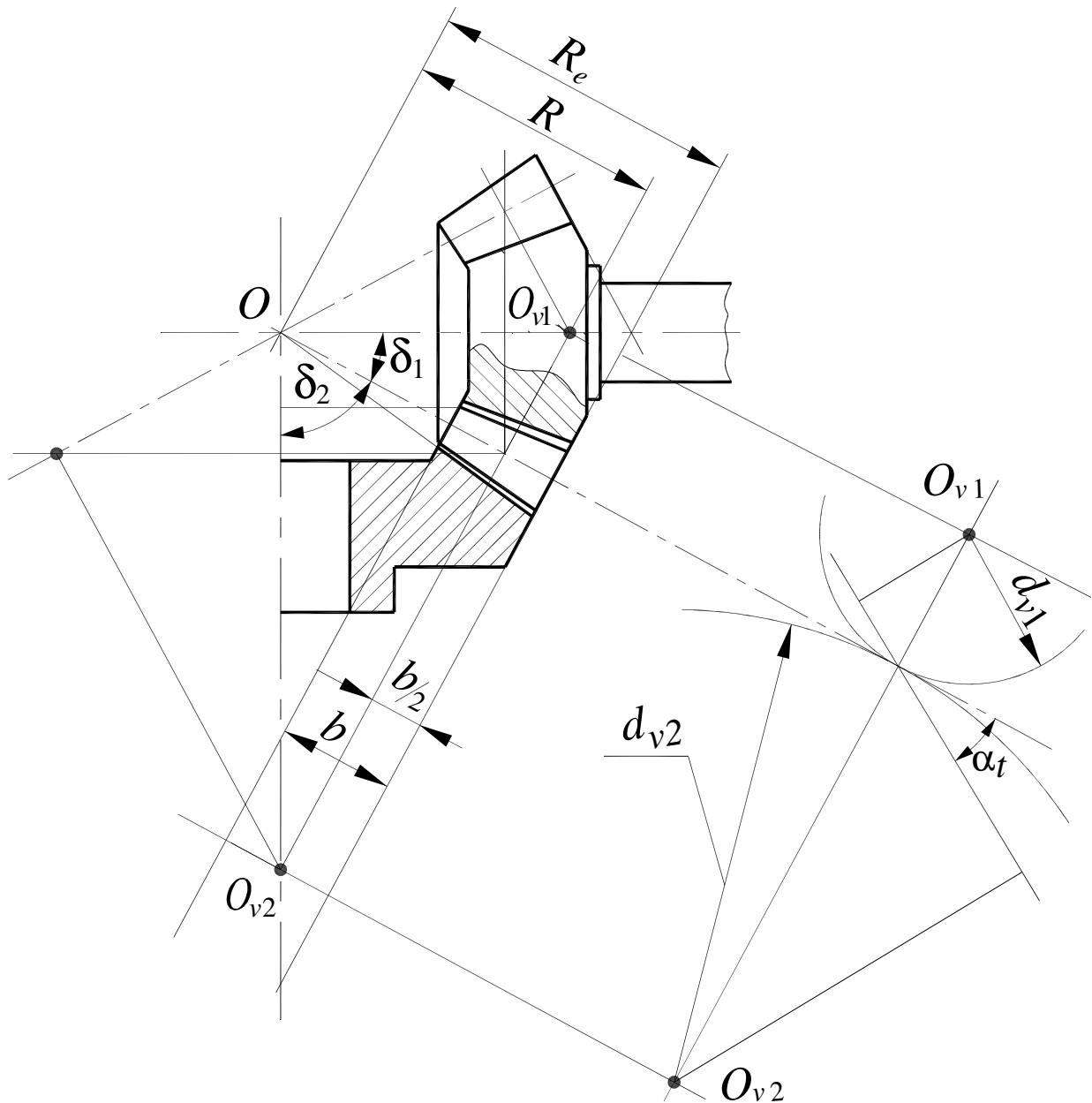


Рис. 2.9 Схема заміни конічних зубчатих коліс еквівалентними циліндричними

Звідки знаходимо числа зубів еквівалентних коліс:

$$z_{1V} = z_1 / \cos \delta_1; \quad (2.93)$$

$$z_{2V} = z_2 / \cos \delta_2. \quad (2.94)$$

Передаточне число еквівалентної циліндричної зубчатої передачі дорівнює

$$u_V = \frac{d_{2V}}{d_{1V}} = \frac{z_{2V}}{z_{1V}} = \frac{z_2 \cos \delta_1}{z_1 \cos \delta_2} = u^2. \quad (2.95)$$

Практика експлуатації показує, що навантажувальна спроможність конічних зубчатих передач складає 85% від допустимої навантажувальної спроможності циліндричних зубчатих передач такого ж розміру.

Рекомендації по вибору матеріалу та виду термічної чи хіміко-термічної обробки конічних зубчатих коліс такі ж, як і для циліндричних зубчатих коліс. Бажано, щоб марка сталі і вид термічної обробки для шестерні та колеса були однакові.

Допустимі напруження для розрахунку конічної зубчатої передачі визначають за тим же алгоритмом, що і для циліндричних зубчатих передач (схема алгоритму розрахунку приведена на рис. 2.7).

## 2.11 Послідовність розрахунку конічних евольвентних зубчатих передач

Дана методика розрахунків розповсюджується на зубчаті конічні передачі з прямими пропорційно знижуючимися зубами зовнішнього зачеплення з зовнішнім окружним модулем, який більше 1 мм, з між осьовим кутом  $\Sigma=90^\circ$  та прямолінійним профілем вихідного контуру за ДСТ 13754-68 з такими параметрами:  $\alpha = 20^\circ$ ,  $h_a^* = 1$ ;  $c^* = 0,2$  та  $\rho_f^* = 0,2$ .

Розрахунки по формулах методики виконувати з такою точністю:

лінійних розмірів – з точністю не нижче 0,01 мм;

кутових розмірів – з точністю не нижче 1';

тригонометричних величин – з точністю не нижче 0,0001,

передаточні числа, числа зубів еквівалентних зубчатих коліс, коефіцієнти зміщень та коефіцієнти змін товщини зуба – з точністю не нижче 0,01; силові параметри – з точністю не нижче 0,1.

Вихідні дані для розрахунку конічних передач з постійним радіальним зазором по ширині зубчатого вінця, що вміщують задані, прийняті та розраховані величини, зведені в табл. 2.12.

Фактичне навантаження передачі змінне в часі і носить імовірний характер. Для розрахунків на міцність зубчастої передачі використаний метод еквівалентних моментів.

Коефіцієнти еквівалентності  $K_{HE}$ ,  $K_{FE}$  та коефіцієнт режиму  $x$  за заданим класом навантаження прийняти по табл. 2.3.

Якщо клас навантаження не заданий, для подальших розрахунків слід прийняти середньоімовірний клас навантаження  $H$  0,63 по аналогії з циліндричними зубчатими передачами.

Коефіцієнти концентрації навантаження  $K_{H\beta}$  і  $K_{F\beta}$  для зубчатих передач, твердість робочих поверхонь яких  $HV_2 \leq 350$  приймати за залежностями (2.37) і (2.38).

Для заповнення табл. 2.12 необхідно заздалегідь задатись маркою сталі для шестерні та колеса, вибрати вид термічної обробки. Далі розрахувати допустимі контактні напруження  $\sigma_{HP}$ , допустимі напруження на згин для шестерні  $\sigma_{FP1}$  та колеса  $\sigma_{FP2}$ , найбільші допустимі контактні напруження  $\sigma_{HPmax}$ , найбільші допустимі напруження на згин  $\sigma_{FPmax}$ , використовуючи схему алгоритму, яка наведена на рис. 2.7. Задатись ступенем точності на виготовлення конічних зубчатих коліс за ДСТ 1758-81 в залежності від призначення передачі, що розраховується. Прийняти значення коефіцієнта відносної ширини зубчатого вінця  $k_{bd}$  як співвідношення ширини зубчатого вінця до середнього діляльного діаметра конічної шестерні:

якщо шестерня встановлена на консолі

$$k_{bd} = b/d_1 = 0,4 - 0,6; \quad (2.96)$$

якщо опори знаходяться по обидва боки від шестерні

$$k_{bd} = 0,7 - 0,9. \quad (2.97)$$

Комплексний розрахунок конічної евольвентної зубчастої передачі виконується за алгоритмом, що наведений нижче. Він може бути реалізованим в вигляді програми для ЕОМ чи виконаним ручним розрахунком.

Таблиця 2.12

### Вихідні дані для розрахунку конічної евольвентної зубчатої передачі

Вихідні дані		Позначки	Величина	Примітка
Кут вихідного контуру		$\alpha$	$20^0$	Вихідний контур за ДСТ 13754-81
Коефіцієнт висоти головки зуба		$h_0^*$	1	
Коефіцієнт радіального зазору		$c^*$	0,2	
Ступінь точності передачі по ДСТ 1758-81		-	-	Задатися самостійно
Передаточне число		$u$		Завдання на проектування
Максимальне навантаження шестерні за циклограмою, Нм		$T_{1max}$		Розрахувати
Коефіцієнт еквівалентності	по контакту	$K_{HE}$		Прийняти по табл. 2.3
	на згин	$K_{FE}$		
Вихідне розрахункове навантаження на валу шестерні, Н·м	по контакту	$T_{1H}$		$T_{1H} = T_{1max}K_{HE}$
	на згин	$T_{1F}$		$T_{1F} = T_{1max}K_{FE}$
Коефіцієнт перевантаження		$\left(\frac{T_{max}}{T_{i i i}}\right)$		Прийняти по каталогу двигунів
Пікове навантаження на валу шестерні, Н·м	по контакту	$T_{1Hnik}$		$T_{1Hnik} = T_{1H} \left(\frac{T_{max}}{T_{i i i}}\right)$
	на згин	$T_{1Fnik}$		$T_{1Fnik} = T_{1F} \left(\frac{T_{max}}{T_{i i i}}\right)$
Допустиме контактне напруження, МПа		$\sigma_{HP}$		Розрахувати
Найбільше допустиме контактне напруження	шестерні	$(\sigma_{HPmax})_1$		
	колеса	$(\sigma_{HPmax})_2$		
Допустиме напруження на згин, МПа	шестерні	$\sigma_{FP1}$		
	колеса	$\sigma_{FP2}$		

## Продовження таблиці 2.12

Вихідні дані	Позначки	Величина	Примітка
Найбільше допустиме напруження на згин, $MPa$	шестерні	$(\sigma_{FPmax})_1$	Розрахувати
	колеса	$(\sigma_{FPmax})_2$	
Коефіцієнт, що враховує нерівномірний розподіл навантаження по довжині контактних ліній	по контакту	$K_{H\beta}$	Прийняти по рис. 2.10 з урахуванням (2.37)
	на згин	$K_{F\beta}$	Прийняти по рис. 2.6 з урахуванням (2.38)
Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження яке виникає в зачепленні	по контакту	$K_{HV}$	Прийняти по табл. 2.7.
Коефіцієнт, що враховує форму сполучених поверхонь зубів в полюсі зачеплення	$Z_H$		$z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \times$ $\times \sqrt{\frac{2 \cos \beta_g}{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}};$ при $\beta=0$ та $\alpha_{tw}=\alpha_t=\alpha=20^\circ$ $Z_H=2,49$
Коефіцієнт матеріалу	$Z_E$		Для сталевих коліс при $E_1=E_2=2,1 \cdot 10^5 MPa$ та $\mu_1=\mu_2=0,3$ ; $Z_E=190$
Допоміжний коефіцієнт при розрахунку зовнішньої конусної відстані	$K_R$		Для сталевих конічних коліс $K_R=490$ при $\beta=0$
Коефіцієнт відносної ширини зубчатого вінця	$k_{bd}$		По формулах (2.96) та (2.97) в залежності від кінематичної схеми

## Алгоритм розрахунку конічної евольвентної зубчатої передачі

Для усього циклу розрахунку конічної зубчатої передачі прийняті наступні значення індексу  $j$ :

$j = 1$  – для усіх параметрів шестерні;

$j = 2$  – для усіх параметрів колеса.

1. Визначити кут ділильного конуса шестерні, *град.*

$$\delta_1 = \arctg(1/u). \quad (2.98)$$

2. Розрахувати найменше число зубів конічної шестерні, при якому відсутнє підрізання зубів

$$z_{1min} = 18,4 \cos \delta_1. \quad (2.99)$$

3. Розрахувати коефіцієнт ширини зубчатого вінця

$$k_{be} = \frac{2k_{bd}}{k_{bd} + \sqrt{u^2 + 1}} \quad (2.100)$$

Повинна виконуватись умова  $k_{be} \leq 0,3$ .

4. Розрахувати розмір зовнішньої конусної відстані  $R_e$ , *мм*

$$R_e = K_R \sqrt{(u^2 + 1)} \sqrt[3]{\frac{T_{1H} k_{H\beta}}{0,85 \cdot (1 - 0,5k_{be})^2 k_{be} \sigma_{HP}^2 u}} \quad (2.101)$$



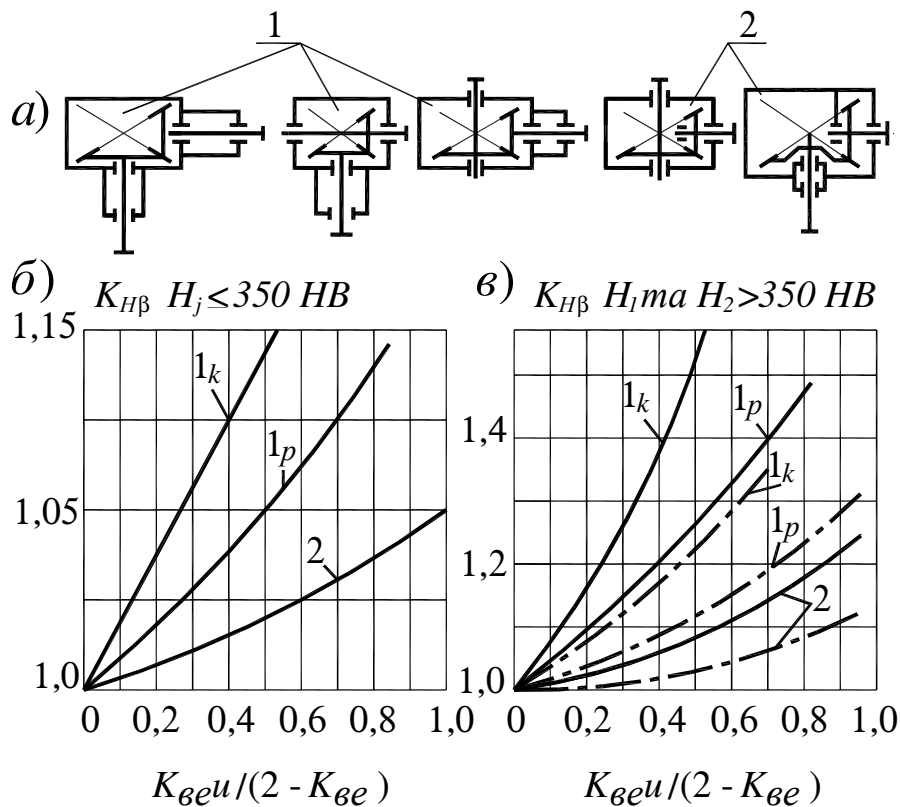


Рис. 2.10 Значення коефіцієнта нерівномірності розподілу навантаження по довжині контактних ліній  $K_{H\beta}$

а – схеми конічних передач;

б – твердість робочих поверхонь зубів будь-якого колеса  $H_j \leq 350 \text{ HB}$ ;

в – твердість робочих поверхонь зубів будь-якого колеса  $H_j > 350 \text{ HB}$ .

5. Знайти значення зовнішнього ділильного діаметра шестерні, мм

$$d_{e1} = 2R_e / \sqrt{u^2 + 1} \quad (2.102)$$

6. Розрахувати число зубів конічної шестерні  $z_1$  за рекомендаціями ДСТ 19624-74

$$z_1 = \sqrt{(22 - 9 \lg u)^2 + (6,25 - 4 \lg u) d_{e1}^2} / 645. \quad (2.103)$$

Прийнята  $z_1$  як ціле число (бажано непарне) та виконати умову  $z_1 \geq z_{1min}$ .

7. Визначити число зубів конічного колеса  $z_2$  ( $z_2$  – ціле число)

$$z_2 = z_1 \cdot u. \quad (2.104)$$

Число зубів шестерні та колеса ортогональної конічної передачі з прямим зубом та вихідним контуром за ДСТ 13754-81 слід вибирати з урахуванням даних табл. 2.13.

Таблиця 2.13

**Мінімально допустиме число зубів ортогональних конічних передач з прямим зубом та стандартним вихідним контуром**

Число зубів шестерні	12	13	14	15	16	17
Найменше число зубів колеса	30	26	20	19	18	17

8. Розрахувати зовнішній окружний модуль, *мм*

$$m_e' = d_{e1}/z_1. \quad (2.105)$$

Прийняти найближче стандартне значення окружного модуля, *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.

9. Уточнити значення зовнішнього ділильного діаметра шестерні, *мм*

$$d_{e1} = m_e z_1. \quad (2.106)$$

10. Розрахувати зовнішній ділильний діаметр конічного колеса, *мм*

$$d_{e2} = m_e z_2. \quad (2.107)$$

11. Знайдене значення  $d_{e2}$  округлити до найближчого значення за ДСТ 12289-76: 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 мм.

Слід вибирати значення без дужок.

Фактичне прийняте значення зовнішнього ділительного діаметра колеса  $d_{e2}$  може відрізнятись від номінального (стандартного) не більш, ніж на 2%.

12. Уточнити значення числа зубів кінцевого колеса та передаточного числа

$$z_2 = d_{e2}/m_e - \text{ціле число,}$$

$$u = z_2/z_1.$$

Номінальне значення передаточного числа  $u$  повинно співпадати з стандартним рядом ДСТ 12289-76.

Стандартний ряд значень  $u$ : 1,0; (1,12); 1,25; (1,4); 1,6; (1,8); 2,0; (2,24); 2,5; (2,8); 3,15; (3,55); 4,0; (4,5); 5,0; (5,6); 6,3.

Фактичне прийняте значення передаточного числа  $u$  не повинно відрізнятись від номінального більш ніж на 3%.

13. Розрахувати остаточні значення кутів ділительних конусів, град.

$$\delta_1 = \arctg(z_1/z_2);$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1. \quad (2.108)$$

Значення кутів розрахувати з точністю до 2 секунд.

14. Розрахувати значення коефіцієнтів зміщення

$$x_1 = -x_2 = 2 \cdot (1 - 1/u^2) \sqrt{1/z_1}. \quad (2.109)$$

15. Для кінчних передач з  $u \geq 2,5$  знайти коефіцієнт тангенційного зміщення

$$x_{\tau 1} = -x_{\tau 2} = 0,03 + 0,008(u - 2,5). \quad (2.110)$$

16. Розрахувати число зубів еквівалентної циліндричної передачі

$$z_{Vj} = z_j / \cos \delta_j. \quad (2.111)$$

17. Визначити коефіцієнт  $Y_{FSj}$ , що враховує форму зуба та концентрацію напружень, окремо для шестерні та колеса за формулою (2.67)

$$Y_{FSj} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{Vj}} + 29,7 \frac{x_j}{z_{Vj}} + 0,092x_j^2.$$

18. Уточнити значення зовнішньої конусної відстані, *мм*

$$R_e = 0,5m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2}. \quad (2.112)$$

19. Визначити ширину зубчатого вінця, *мм*

$$b = k_{be} R_e. \quad (2.113)$$

Значення ширини  $b$  повинно співпадати із значеннями за ДСТ 12289-76 в залежності від  $d_{e2}$  та передаточного числа  $u$ .

20. Розрахувати напруження згину окремо для зуба шестерні та колеса, *МПа*:

$$\sigma_{F1} = \frac{2 \cdot 10^3 T_{1F} k_{F\beta} k_{FV} Y_{FS1}}{0,85 b z_1 m_e^2 (1 - k_{be})}; \quad (2.114)$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} Y_{FS2} / Y_{FS1}. \quad (2.115)$$

21. Перевірити умову міцності за напруженнями згину

$$\sigma_{Fj} \leq \sigma_{FPj}.$$

Якщо умова міцності не виконується, прийняти наступне більше значення окружного модуля  $m_e$  (значення  $m_e$  приведені в пункті 8). Перейти до пункту 9.

22. Розрахувати контактні напруження,  $MPa$ ,

$$\sigma_H = z_E z_H \sqrt{\frac{2 \cdot 10^3 T_{1H} k_{H\beta} k_{HV} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 d_1^2 b u}}. \quad (2.116)$$

23. Перевірити умову міцності по контактних напруженнях

$$\sigma_H \leq \sigma_{HPj}.$$

Якщо умова міцності не виконується, необхідно збільшити значення зовнішньої конусної відстані  $R_e$  на 10%.

Перехід до пункту 5.

24. Знайти максимальні контактні напруження та напруження на згин

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{T_{\max} / T_{\hat{i}\hat{i}}}, \quad (2.117)$$

$$\sigma_{F \max j} = \sigma_{Fj} (T_{\max} / T_{\hat{i}\hat{i}}). \quad (2.118)$$

25. Перевірити умову міцності за максимальними напруженнями

$$\sigma_{H \max} \leq (\sigma_{HP \max})_j,$$

$$\sigma_{F \max j} \leq (\sigma_{FP \max})_j.$$

Якщо умови міцності не виконуються по будь-якому показнику, необхідно здійснити конструкційні заходи по захисту конічної зубчастої передачі від піку навантаження.

26. Виконати розрахунок геометричних параметрів конічних зубчатих коліс, що складають дану передачу:

зовнішня висота головки зуба  $h_{aej}$ :

$$h_{ae1} = (h_a^* + x_1) \cdot m_e ;$$

$$h_{ae2} = 2h_a^* m_e - h_{ae1} ; \quad (2.119)$$

зовнішня висота ножки зуба  $h_{fej}$ :

$$h_{fe1} = h_{ae2} + c^* \cdot m_e ;$$

$$h_{fe2} = h_{ae1} + c^* \cdot m_e ; \quad (2.120)$$

кут ножки зуба  $\Theta_{fj}$

$$\Theta_{fj} = \arctg(h_{fej}/R_e) ; \quad (2.121)$$

кут головки зуба  $\Theta_{aj}$

$$\Theta_{a1} = \Theta_{f2} ; \Theta_{a2} = \Theta_{f1} ; \quad (2.122)$$

кут конуса вершин  $\delta_{aj}$

$$\delta_{aj} = \delta_j + \Theta_{aj} ; \quad (2.123)$$

зовнішній діаметр вершин зубів  $d_{aej}$

$$d_{aej} = d_{ej} + 2h_{aej} \cos \delta_j ; \quad (2.124)$$

відстань від вершини до площини зовнішньої окружності вершин зубів  $B_j$  (дивись рис. 2.8):

$$B_1 = 0,5d_{e2} - h_{ae1} \sin \delta_1 ; \quad (2.125)$$

$$B_2 = 0,5d_{e1} - h_{ae2} \sin \delta_2 . \quad (2.126)$$

Конструктивно прийняти значення базових розмірів  $A_j$  при виконанні робочих креслень.

27. Розрахувати вимірювальні розміри зуба (дані для контролю точності виготовлення):

зовнішня постійна хорда зуба  $\bar{S}_{cej}$

$$\bar{S}_{cej} = S_{ej} \cos^2 \alpha, \quad (2.127)$$

де  $S_{ej}$  – зовнішня окружна товщина зуба:

$$S_{e1} = (0,5\pi + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha + x_{\tau 1}) m_e;$$

$$S_{e2} = \pi \cdot m_e - S_{e1}; \quad (2.128)$$

висота до зовнішньої постійної хорди зуба

$$\bar{h}_{cej} = h_{aej} - 0,25 \cdot S_{ej} \cdot \sin(2\alpha). \quad (2.129)$$

## 28. Друк основних розрахункових величин

Друкувати слідуючи величини: піковий крутний момент на валу шестерні  $T_{1Hmax}$ , вихідний розрахунковий момент  $T_{1H} = T_{1F}$ , зовнішню конусну відстань  $R_e$ , число зубів  $z_1$  та  $z_2$ , зовнішній окружний модуль  $m_e$ , зовнішні ділильні діаметри  $d_{e1}$  та  $d_{e2}$ , кути ділильних конусів  $\delta_1$  та  $\delta_2$ , кути конусів впадин  $\delta_{f1}$  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 зубчатого вінця  $b$ , зовнішні діаметри вершин зубів  $d_{ae2}$  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  $h_{ce1}$  та  $h_{ce2}$ .

## РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ

### 3.1 Загальні положення

Розрахунок розповсюджується на силові черв'ячні передачі з кутом перехрещення осей черв'яка та колеса  $\Sigma=90^\circ$ , що задовольняють таким умовам: вали спираються на підшипники кочення; корпус має достатню жорсткість і внутрішня його камера надійно захищена від попадання грязі, пилу та вологи; зона зчеплення черв'яка з зубами черв'ячного колеса надійно змащується мастилом; середовище хімічно неагресивне; температура мастила в корпусі не перевищує  $95^\circ\text{C}$ ; окружна швидкість черв'яка не перевищує  $9\text{ м/с}$ ; степінь точності по нормам плавності та контакту 6-9 за ДСТ 3675-81; параметр шорхості робочих поверхонь зубів черв'ячного колеса  $R_a \geq 2.5\text{ мкм}$ , витків черв'яка  $R_a \geq 0.63\text{ мкм}$ ; вихідний контур за ДСТ 19086-73; модулі та коефіцієнти діаметра черв'яка  $q$  за ДСТ 19672-74.

### 3.2 Критерії розрахунку. Види розрахунків

Головним завданням розрахунку черв'ячної передачі є визначення розмірів черв'яка та черв'ячного колеса, при яких забезпечується опір зубів черв'ячного колеса (як більш слабкої ланки) тому чи іншому виду пошкоджень за заданий термін служби та задану жорсткість черв'яка.

Метод розрахунків черв'ячної передачі об'єднує в собі проектний та перевірочний розрахунки на міцність, геометричний та силовий розрахунок заданої черв'ячної пари.

В даній методиці використовуються головні положення стандартів:

ДСТ 2144-74 “Передачи червячные цилиндрические. Основные размеры” та ДСТ 19650-74 “Передачи червячные цилиндрические. Расчет геометрии”.

Методикою розрахунку є алгоритм, що об'єднує розрахунок на міцність, геометричний та тепловий розрахунок в логічній послідовності, яка пасує розрахунку на ЕОМ, а також і для ручного рахунку.



Основні положення розрахунку циліндричної черв'ячної передачі співпадають з положеннями розрахунку циліндричних зубчастих передач.

Таким чином, спочатку обґрунтовуються головні параметри передачі із умов контактної міцності під впливом найбільшого тривалодіючого крутного моменту на валу черв'ячного колеса  $T_{2H}$ , Н·м, який приймається за вихідне навантаження.

Потім вносяться корективи в геометрію в залежності з вказівками вищезазначених стандартів і потім виконуються перевірки міцності зубів черв'ячного колеса на усталений згин під дією вихідного розрахункового навантаження  $T_{2F}$  і статичну міцність (контактну та на згин) під дією пікових навантажень  $T_{2Fmax}$  та  $T_{2Hmax}$ .

Додатково для черв'ячної передачі виконують тепловий розрахунок.

Так як найбільше розповсюдження мають циліндричні черв'ячні передачі, у яких ділильні та початкові поверхні черв'яка та колеса циліндричні, то далі розглядаються саме такі передачі.

### 3.3 Геометрія черв'ячних циліндричних передач

Циліндричні черв'яки виконуються з лінійчастими чи не нелінійчастими боковими поверхнями витків.

Бокові лінійчасті поверхні черв'яків являють собою слід прямої лінії, що виконує гвинтовий рух з постійним шагом. Якщо пряма проходить через ось (торцовий переріз окреслений спіралю Архімеда), то такий черв'як називають архімедовим. В цьому випадку бокові поверхні витка черв'яка в осьовому перерізі окреслені прямими лініями з кутом профілю  $\alpha_x$  (рис.3.1а).

Якщо перерізи бокових поверхонь витків плоскістю, що перпендикулярна до впадини чи до витка, прямолінійні, то черв'як називають конволютним. Суттєвим недоліком таких черв'яків є те, що їх можливо шліфувати тільки кругом, який окреслений по складній кривій в осьовому перерізі.

Профіль витка черв'яка в перерізі, що перпендикулярний до осі, може бути окресленим по евольвенті кола. Такий черв'як називають евольвентним.

В цьому випадку черв'як може розглядатись як евольвентне зубчас-

те колесо з малим числом зубів та великим кутом нахилу лінії зуба  $\beta$ . Так само як і косозубе колесо, евольвентний черв'як може зачіплюватись з косозубою прямобокою рейкою.

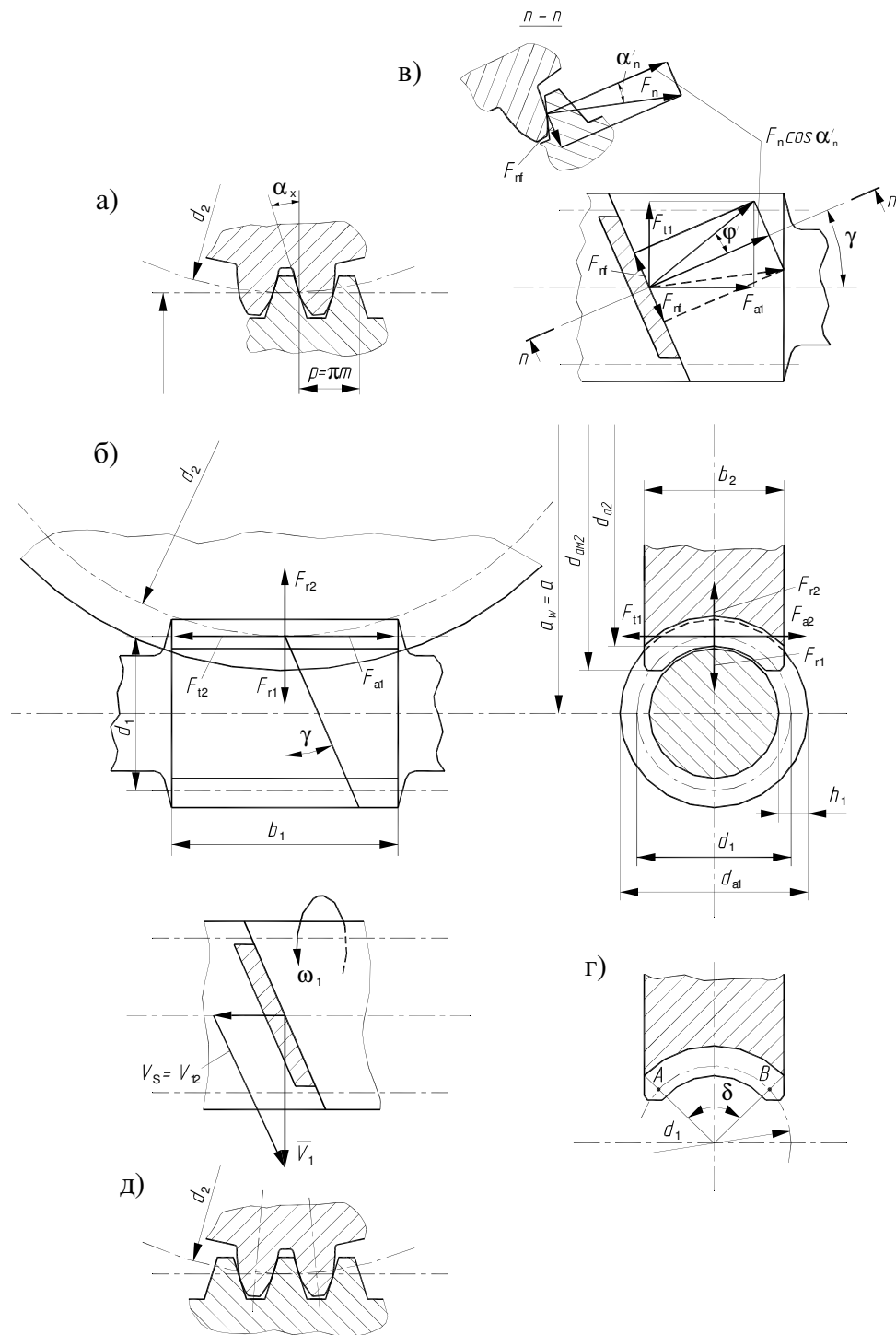


Рис. 3.1 До розрахунку черв'ячної передачі

Евольвентні черв'яки можна шліфувати плоскою стороною шліфувального круга. В цьому їх позитивна якість.

Черв'ячні передачі з архімедовим черв'яком за стандартом позначаються  $ZA$ , з евольвентним -  $Z1$ , з конволютним  $ZN1$  та  $ZN2$  при прямолінійному окресленні бокових сторін в нормальному перерізі витка та в нормальному перерізі западини.

Відстань між відповідними боковими сторонами двох суміжних витків, що виміряна паралельно осі черв'яка, називають розрахунковим шагом черв'яка та позначають літерою  $p_x$  (рис.3.1а). Співвідношення  $p_x/\pi=t$  називають модулем. 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; 12,5; 16; 20;

другий ряд: 3,0; 3,5; 6,0; 7,4; 12.

Модуль менше 2 мм для силових передач застосовувати не доцільно.

Ріжучі кромки черв'ячної фрези, що призначена для нарізання черв'ячного колеса, розміщуються по гвинтовим поверхням, які близькі до гвинтових поверхонь черв'яка. Таким чином, черв'ячна фреза в повній мірі є аналогом черв'яка. В зв'язку з цим для уніфікації ріжучого інструменту ДСТ 19672-71 встановив ряд значень коефіцієнта діаметра черв'яка  $q=d_1/m$ ; де стандарт надає два ряди значень  $q$ :

перший ряд: 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20; 25,0;

другий ряд: 9,0; 11,2; 14,0; 18,0; 22,4.

На черв'яку одного і того ж ділильного діаметра можна нарізати декілька гвинтових поверхонь або витків. Їх число позначається  $z_1$ . ДСТ 2144-76 встановлює слідуєчі значення числа витків:  $z_1=1; 2$  або 4.

Оптимальні співвідношення між значеннями  $q$ ,  $t$  та  $z_1$  наведені в ДСТ 2144-76. Стандарт вимагає, щоб для усіх значень числа витків  $z_1$  і модуля  $t$  від 2 до 12,5 мм значення коефіцієнта діаметра черв'яка  $q$  приймались з першого ряду (8,0; 10; 12,5; 16,0; 20,0). Ділильний кут підйому гвинтової лінії  $\gamma$  (дивись рис.3.1б) на циліндрі  $d_1=mq$  визначається залежністю

$$\operatorname{tg} \gamma = p \cdot z_1 / \pi \cdot d_1 = z_1 / q. \quad (3.1)$$

Якщо збільшується кут  $\gamma$ , то росте значення коефіцієнта корисної дії (ККД) передачі. Тому для зниження витрат на тертя слід брати по можливості більше значення  $z_1$  та менше  $q$ . Але при зниженні значень  $q$  падає жорсткість черв'яка на згин та знижується вантажоспроможність передачі.

Тому при попередньому виборі слід приймати  $q \geq 0,25z_2$ , де  $z_2$  – число зубів черв'ячного колеса.

Практично доведено, що для успішної роботи силової черв'ячної передачі, число зубів черв'ячного колеса повинно бути  $z_2 \geq 22$  при  $z_1=1$ , або  $z_2 \geq 26$  при  $z_1 > 1$ .

Для усіх силових черв'ячних передач при будь-якому значенні  $z_1$  число зубів черв'ячного колеса  $z_2$  не повинно бути більше 80.

Порядок розрахунку геометричних параметрів черв'ячної передачі встановлений ДСТ 19650-74.

### 3.4 Кінематика черв'ячної передачі

Одною із головних кінематичних характеристик черв'ячної передачі, що визначає виділення тепла в зачепленні та вибір матеріалу для виготовлення черв'яка та черв'ячного колеса, є відносна швидкість ковзання витків черв'яка та зубів черв'ячного колеса. На рис. 3.1б умовно показаний переріз одного зуба черв'ячного колеса.

Вектори швидкості  $V_1$  та  $V_2$  дотичних точок, що належать черв'яку та черв'ячному колесу, взаємо перпендикулярні і зв'язані залежністю

$$\vec{V}_1 = \vec{V}_2 + \vec{V}_{12}. \quad (3.2)$$

Вектор  $\vec{V}_{12}$  є вектор швидкості ковзання точки контакту у відносному русі

$$V_s = |\vec{V}_{12}| = \frac{V_1}{\cos \gamma}. \quad (3.3)$$

Чим менше значення кута  $\gamma$ , чим менше число заходів (витків) черв'яка, тим більше швидкість ковзання і тим більші витрати на тертя в черв'ячній передачі.

Витрати потужності в черв'ячній передачі обумовлені ковзанням витка черв'яка відносно зуба колеса, витрати в підшипниках, на яких установлені вали передачі, та витрати на перемішування та розбризкування мастила. Отже, повний коефіцієнт корисної дії (ККД) передачі може бути визначеним по формулі

$$\eta = \eta_{\text{зач}} \eta_{\text{пн}} \eta_{\text{пм}}, \quad (3.4)$$

де  $\eta_{\text{зач}}$  – ККД зачеплення, що відповідає ККД гвинтової пари,

$$\eta_{\text{зач}} = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho)}, \quad (3.5)$$

тут  $\rho$  – приведений кут тертя для матеріалів пари черв'як – черв'ячне колесо;

$\eta_{\text{пн}}$  – ККД пари підшипників;

$\eta_{\text{пм}}$  – частина загального ККД, що враховує витрати на перемішування та розбризкування мастила,

$$\eta_{\text{пм}} = \frac{P}{P + P_{\text{пм}}}, \quad (3.6)$$

де  $P$  – потужність, що передається, *кВт*;

$P_{\text{пм}}$  – потужність, що пішла на перемішування та розбризкування, *кВт*;

Потужність  $P_{\text{пм}}$  визначається в залежності

$$P_{\text{пм}} = 0.75 \cdot 10^{-6} V_j b_j \sqrt{v_t} V_j, \quad (3.7)$$

де  $V_j$  – окружна швидкість ланки передачі (черв'яка або черв'ячного колеса), що занурена в мастило, *м/с*;

$b_j$  – ширина зануреної в мастило ланки, *мм*;

$v_t$  – кінематична в'язкість мастила при робочій температурі передачі ( $10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ),

$$v_t = v_{50} / (0,02 t_2)^{2.6},$$

де  $v_{50}$  – кінематична в'язкість мастила при температурі  $50^\circ \text{C}$ , таблична величина;

$t_2$  – робоча температура мастила в картері передачі.

Загальний ККД черв'ячної передачі можна приймати:

$\eta=0.70-0.75$  при  $z_1=1$ ;  $\eta=0.75-0.82$  при  $z_2=2$ ;  $\eta=0.86-0.92$  при  $z_3=4$ .

### 3.5 Матеріали черв'ячних пар

До матеріалів, з яких виготовляють ланки черв'ячної передачі, пред'являють такі вимоги: вони повинні мати антифрикційні властивості, добре прироблятися та мати підвищену теплопровідність. Всі ці вимоги обумовлені високою швидкістю ковзання черв'яка відносно поверхні зуба черв'ячного колеса. Механічні властивості матеріалів, що задовольняють цим вимогам, не дуже високі.

Черв'як має в процесі роботи набагато більше циклів змін напружень, чим зуб черв'ячного колеса. Крім того, в залежності від конструктивних особливостей черв'як має суттєво меншу жорсткість чим черв'ячне колесо. Тому черв'яки, як правило, виготовляють сталевими, цементованими та загартованими до твердості  $HRC_e=56-63$ . Після загартовування черв'яки шліфують та полірують. Найбільш часто використовують сталі марок 20Х та 18ХГТ.

Якщо черв'ячна передача обслуговує допоміжні механізми, то можуть бути використані сталі марок 45, 40Х або 40ХН.

Умовою одержання антифрикційної пари є підбір матеріалу вінця черв'ячного колеса в залежності від очікуємої швидкості ковзання в зачепленні.

Якщо швидкість ковзання менше  $2 \text{ м/с}$ , то для виготовлення черв'ячного колеса приймають сірий чавун, якщо швидкість ковзання знаходиться в межах  $2-8 \text{ м/с}$ , використовують бронзи, що не вміщують олово. При більш високих швидкостях ковзання використовують бронзи, що вміщують олово.

Швидкість ковзання в зоні контакту орієнтовно визначають по залежності,  $\text{м/с}$ .

$$v_s = 4 \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \sqrt[3]{T_{2max}} . \quad (3.8)$$

Чим вище швидкість ковзання, тим більш якісний матеріал треба використовувати для виготовлення вінця черв'ячного колеса. Матеріал вінця черв'ячного колеса слід вибирати по табл. 3.1 в залежності від очікуємої швидкості ковзання.

Таблиця 3.1

## Механічні властивості матеріалів для вінця черв'ячних колес

Швид- кість ко- взання, V, м/с	Група *	Матеріал	Спосіб відлив- ки	Механічні власти- вості	
				$\sigma_B$	$\sigma_T$
4-8	1a	БрО1ОН1Ф1	Ц	285	165
		БрО1ОФ1	К	275	200
			З	230	140
3-4	1б	БрО5Ц5С5	К	200	90
			З	145	80
	2a	БрА1ОЖ4Н 4	Ц	700	460
			К	650	430
		БрА1ОЖ3М ц1,5	К	550	360
			З	450	300
			Ц	530	245
		БрА9Ж3Л	К	500	230
			З	425	195
2-3	2б	ЛЦ23А6Ж3 Мц2	Ц	500	330
			К	450	295
			З	400	260
2	3	СЧ20 СЧ15	З	355**	-
			З	315**	-
<p>* – Матеріали, що розділені на групи по опору заїданню.  ** – Приведені значення межі міцності на згин – <math>\sigma_{63}</math>.  Прийняті позначки відливки: Ц – відцентрова, К – у кокіль,  З – в землю.</p>					

### 3.6 Режими навантаження. Визначення розрахункового навантаження

В черв'ячній передачі все лімітує міцність матеріалу черв'ячного колеса. Тому режим роботи і розрахункове навантаження відносять саме до черв'ячного колеса.

Крива контактної стомленості високоолов'янистої бронзи з

урахуванням спрацювання апроксимують рівнянням  $\sigma_i^B N_i = const$ , що співпадає з рівнянням для лівої гілки кривої контактної стомленості сталевих зубчатих коліс.

Це дозволяє все, що викладене в розділі 2.5 для сталевих коліс майже повністю використати 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 згину визначають при будь-якому матеріалі вінця черв'ячного колеса, як і для зубчатих передач, показник  $q_F = 9$ . (див. 2.34).

Коефіцієнт еквівалентності для черв'ячних передач розраховують за формулою (2.7) – так саме, як і для зубчатих передач. Це дозволяє використовувати класи навантажень, наведені в табл. 2.3, типові (див. рис. 2.3) і еквівалентні графіки (див. рис. 2.4).

Матеріали вінців черв'ячних коліс не мають перелому кривої стомленості. В цілях збереження методичної єдності розрахунків зубчатих і черв'ячних передач для останніх введена умовна межа контактно-зносної витривалості  $\sigma_{Hlim}$ , яка віднесена до умовної бази  $N_{lim} = 10^7$  циклів. Напрацювання  $N_K$  визначають так же, як і для зубчатих передач.

Якщо навантаження на черв'ячну передачу змінне в часі, то графік (циклограма) навантаження і найбільший момент повинні бути наведеними в технічному завданні. Якщо навантаження постійне, то задають номінальний крутний момент  $T_{ном} = T_{max}$ .

Виходячи з того, що постійне навантаження буває дуже рідко, приймаємо для подальших розрахунків метод еквівалентних моментів. Коефіцієнт еквівалентності  $K_{HE}$  і  $K_{FE}$  та коефіцієнт режиму  $\chi$  в залежності від заданого класу навантаження приймати по табл. 2.3.

Якщо клас навантаження не заданий, для подальших розрахунків прийняти середньо імовірний клас навантаження  $H 0,63$ .

### 3.6 Допустимі напруження. Послідовність розрахунку

До початку розрахунку допустимих напружень необхідно призначити марку сталі та спосіб термічної обробки для черв'яка, матеріал та спосіб виготовлення відливки вінця черв'ячного колеса.



Таблиця 3.2

**Вихідні дані для визначення допустимих напружень при  
розрахунку черв'ячної передачі**

Вихідні дані	Позначка	Величина	Де взяти
Термін довговічності передачі	$L_h$		Завдання
Частота обертів вала черв'яка, <i>об/хв.</i>	$n_1$		
Передаточне число	$u$		
Швидкість ковзання, що очікується, <i>м/с</i>	$V_s$		Розрахувати за формулою (3.8)
Група матеріалу вінця черв'ячного колеса та його марка	$A$		$A=1$ – бронза, що вміщує олово $A=2$ – бронза, що не вміщує олово $A=3$ – чавун
Механічні характеристики матеріалу вінця черв'ячного колеса	$\sigma_B$		По табл. 3.1.
	$\sigma_T$		
Вид термічної обробки черв'яка	$B$		$B=1$ – цементация $B=2$ – загартування індуктивне
Ознаки наявності реверсу передачі	$C$		$C=1$ – є реверс $C=2$ – немає реверсу

Для розрахунку черв'ячної передачі необхідно визначити допустимі напруження за контактною міцністю  $\sigma_{HP2}$  та міцності на згин  $\sigma_{FP2}$ , для матеріала вінця черв'ячного колеса, а також найбільші допустимі контактні напруження  $(\sigma_{HP2})_{max}$  та найбільші допустимі напруження на згин  $(\sigma_{FP2})_{max}$  для перевірки статичної міцності.

Схема алгоритму визначення допустимих напружень наведена на рис. 3.2, а вихідні данні в табл. 3.2.

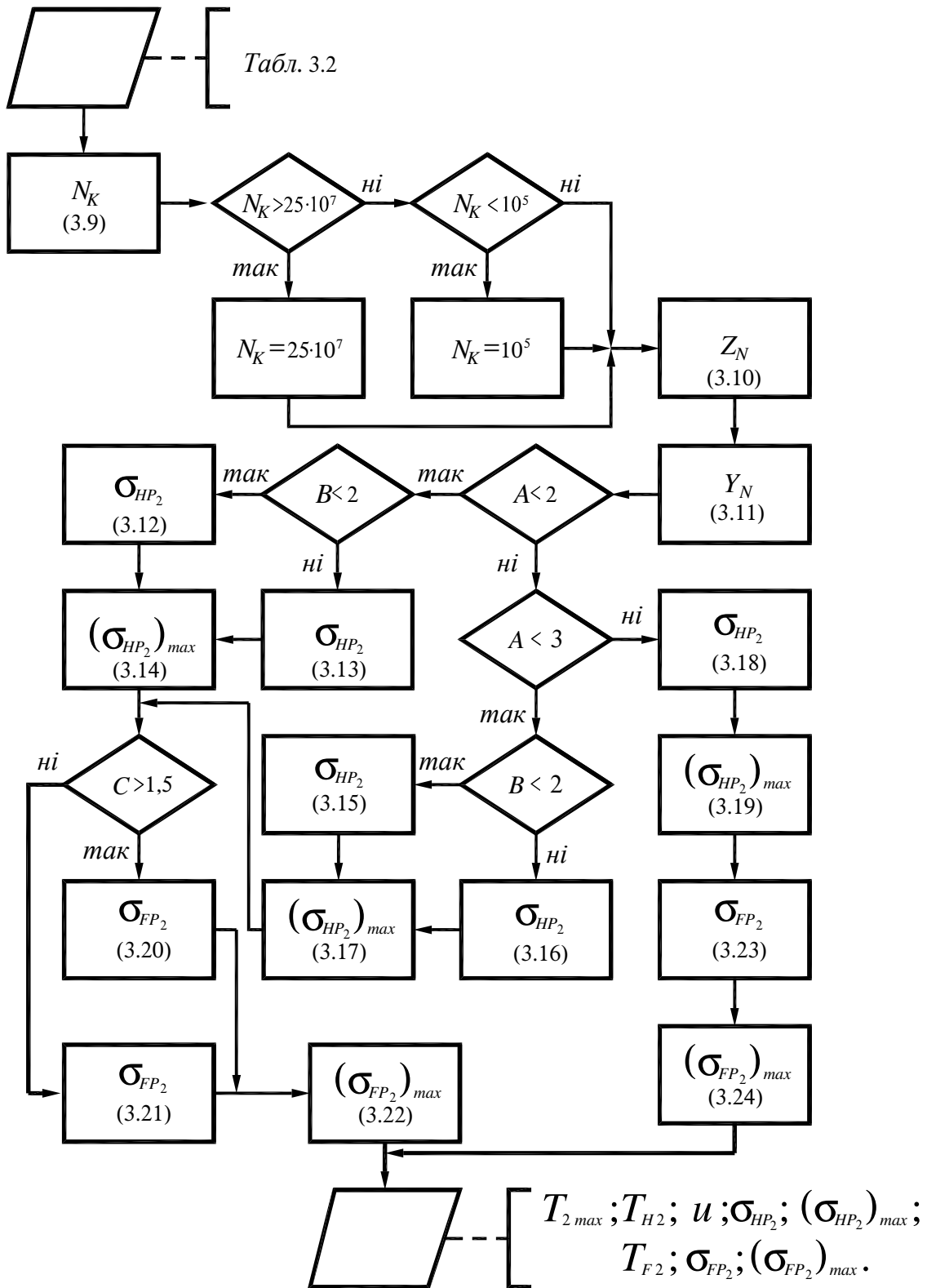


Рис. 3.2 Схема алгоритму розрахунку допустимих напружень

### Алгоритм розрахунку допустимих напружень.

Навантаження на передачу змінюється за часом. В цій методиці розрахунку на міцність черв'ячної передачі використовується метод еквівалентних моментів, тому замість еквівалентного числа циклів змін напружень приймається дійсне число змін напружень в зачепленні за весь термін роботи передачі  $N_k$ .

Виконуємо визначення допустимих напружень в послідовності, що наведене на рис. 3.2.

1. Розрахувати число циклів змін напружень за весь заданий термін роботи передачі

$$N_k = 60 \cdot n_2 \cdot L_h = 60 \cdot n_1 \cdot L_h / u. \quad (3.9)$$

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

$$Z_{N_2} = \sqrt[8]{10^7 / N_k}. \quad (3.10)$$

Для бронзи, що не містить олово та чавун  $Z_{N_2} = 1$ .

3. Розрахувати коефіцієнт довговічності за напруженнями на згин

$$Y_{N_2} = \sqrt[9]{10^6 / N_k}. \quad (3.11)$$

4. Якщо для виготовлення вінця черв'ячного колеса прийнята бронза, що вміщує олово, то для передачі з цементованим черв'яком допустиме контактне напруження дорівнюється

$$\sigma_{HP_2} = 0,9 \sigma_B \cdot Z_N. \quad (3.12)$$

Для передач з черв'яком, що загартований з індуктивного нагріву, допустиме контактне напруження дорівнюється

$$\sigma_{HP_2} = 0,75 \cdot \sigma_B \cdot Z_N. \quad (3.13)$$

5. Розрахувати найбільше допустиме контактне напруження для бронзи, що вміщують олово

$$(\sigma_{HP_2})_{max} = 4 \cdot \sigma_T. \quad (3.14)$$

Перехід до пункту 10.

6. Якщо для виготовлення вінця черв'ячного колеса прийнята бронза, що не вміщує олово, то для передач з цементованим черв'яком допустиме контактне напруження дорівнюється

$$\sigma_{HP_2} = (300 - 25V_S) \cdot Z_N. \quad (3.15)$$

Для передач з черв'яком, який загартований з індукційного нагріву, допустиме напруження дорівнюється

$$\sigma_{HP_2} = (275 - 25 \cdot V_S) \cdot Z_N. \quad (3.16)$$

7. Розрахувати найбільше допустиме контактне напруження для бронзи, що не вміщують олово

$$(\sigma_{HP_2})_{max} = 2\sigma_{T2}. \quad (3.17)$$

Перехід до пункту 10.

8. Якщо для виготовлення черв'ячного колеса прийняти сірий чавун, то допустиме контактне напруження дорівнюється

$$\sigma_{HP_2} = (275 - 35V_S) \cdot Z_N. \quad (3.18)$$

9. Розрахувати найбільше допустиме контактне напруження для чавуну

$$(\sigma_{HP_2})_{max} = 1,65 \cdot \sigma_{\sigma 2}. \quad (3.19)$$

Перехід до пункту 12.

10. Розрахувати допустиме напруження на згин для бронзи при: нереверсивній передачі

$$\sigma_{FP2} = (0,25 \cdot \sigma_T + 0,08 \cdot \sigma_B) \cdot Y_N \quad (3.20)$$

реверсивній передачі

$$\sigma_{FP2} = 0,16 \sigma_B Y_N \quad (3.21)$$

11. Розрахувати найбільше допустиме напруження на згин для бронзи

$$(\sigma_{FP2})_{max} = 0,8 \cdot \sigma_T \quad (3.22)$$

12. Розрахувати допустиме напруження на згин для чавуну

$$\sigma_{FP2} = 0,22 \cdot \sigma_B \cdot Y_N \quad (3.23)$$

13. Розрахувати найбільше напруження на згин для чавуну

$$(\sigma_{FP2})_{max} = 0,75 \cdot \sigma_B \quad (3.24)$$

14. Друкувати  $\sigma_{HP2}$ ;  $(\sigma_{HP2})_{max}$ ;  $\sigma_{FP2}$ ;  $(\sigma_{FP2})_{max}$ .

### 3.7 Послідовність розрахунку циліндричної черв'ячної передачі

Весь розрахунок циліндричної черв'ячної передачі після вибору розрахункового навантаження, матеріалу черв'ячної пари та визначення допустимих напружень ділиться на три самостійні програми:

- 1) розрахунок на міцність циліндричної черв'ячної передачі;
- 2) розрахунок основних геометричних параметрів;
- 3) тепловий розрахунок черв'ячної передачі 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 використані

кожна окремо.

Передумовою розрахунку черв'ячної передачі є підготовка вихідних даних (табл. 3.3), що включають задані, прийняті та раніше розраховані величини.

Таблиця 3.3

**Вихідні дані для розрахунку циліндричної черв'ячної передачі на міцність**

Вихідні дані		Позначки	Величина	Де взяти
Передаточне число		$u$		За кінематичним розрахунком привода
Число витків черв'яка		$z_1$		Вибрати по табл. 3.4. в залежності від $u$
Максимальне навантаження черв'ячного колеса		$T_{2\ max}$		Розрахувати
Коефіцієнт еквівалентності	По контакту	$K_{HE}$		Прийняти по табл. 2.3
	На згин	$K_{FE}$		
Вихідне розрахункове навантаження	По контакту	$T_{H2}$		Розрахувати
	На згин	$T_{F2}$		
Коефіцієнт режиму		$x$		
Допустиме контактне напруження для матеріалу черв'ячного колеса, $M\text{Па}$		$\sigma_{HP2}$		Розрахувати.
Найбільше допустиме контактне напруження для матеріалу черв'ячного колеса, $M\text{Па}$		$(\sigma_{HP2})_{\max}$		
Допустиме напруження на згин зубів черв'ячного колеса, $M\text{Па}$		$\sigma_{FP2}$		
Найбільше допустиме напруження на згин зубів черв'ячного колеса, $M\text{Па}$		$(\sigma_{FP2})_{\max}$		
Коефіцієнт динамічності		$K_{HV}$		Прийняти в межах $K_{HV}=1,1-1,3$

Продовження табл. 3.3

Відношення середнього по часу моменту до розрахункового $x_p = \frac{T_{2max}}{T_{H2}} \cdot \sum_1^k m_i t_i$	$x_p$		Значення $m_i$ , $t_i$ та $k$ прийняти по графіку навантаження із завдання на проектування, або прийняти значення $x$ за табл. 2.3
Приведений модуль пружності, МПа $E_v = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$	$E_v$		Для сполучення сталь+бронза $E_v=1,26 \cdot 10^5$ , МПа
Коефіцієнт перевантаження	$\beta$		Якщо не наведено в завданні, прийняти $\beta=1,8$

Схема алгоритму розрахунку циліндричної черв'ячної передачі на міцність наведена на рис. 3.3. Використовується метод еквівалентних моментів, при якому розрахунковий момент при розрахунку на контактну міцність  $T_{H2} = T_{2max} K_{HE}$ , а при розрахунку на згин  $T_{F2} = T_{2max} K_{FE}$ . Для визначення пікового крутного моменту використовують коефіцієнт перевантаження  $\left(\frac{T_{max}}{T_{ii}}\right)$ , що наведений в каталозі електричних двигунів (він може бути заданим і іншим).

Таблиця 3.4

**Число витків черв'яка  $z_1$  в залежності від передаточного числа  $u$**

$u$	8-16	16-31,5	31,5-80
$z_1$	4	2	1

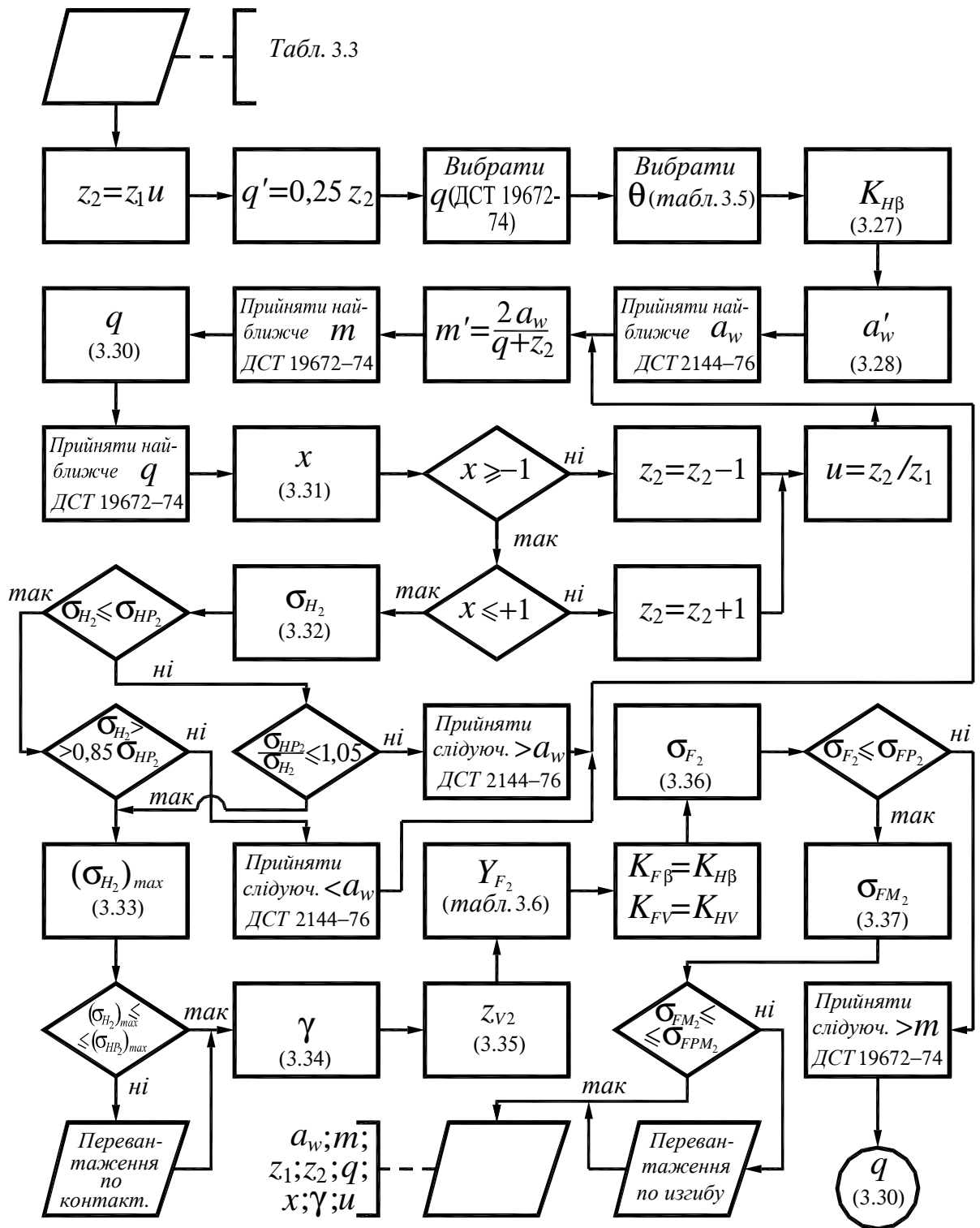


Рис. 3.3 Схема алгоритму розрахунку на міцність циліндричної черв'ячної передачі



### 3.8 Алгоритм розрахунку на міцність циліндричної черв'ячної передачі

Для всього циклу розрахунків прийняти слідуючі позначки:

J=1- для усіх параметрів черв'яка;

J=2- для усіх параметрів черв'ячного колеса.

1. Визначити число зубів черв'ячного колеса (ціле число)

$$z_2 = z_1 \cdot u. \quad (3.25)$$

2. Прийняти орієнтовне значення коефіцієнта діаметра черв'яка

$$q' = 0,25 \cdot z_2. \quad (3.26)$$

3. Знайдене значення  $q'$  округлити до найближчого значення із стандартного ряду за ДСТ 19672-74:

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.

Перевагу віддати першому ряду

4. Вибрати коефіцієнт деформації черв'яка за табл. 3.5

Таблиця 3.5

**Значення коефіцієнту деформації черв'яка  $\Theta$  в залежності від  $z_1$  та  $q$**

$z_1$	$q$						
	7,1	8,	10	12,25	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

5. Розрахувати коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження

$$K_{H\beta} = 1 + \left( \frac{z_2}{\theta} \right)^3 (1 - x_p). \quad (3.27)$$

Значення  $x_p$  прийняти по табл. 2.3 в залежності від класу навантаження

6. Розрахувати значення міжосьової відстані, *мм*

$$a'_w = 625 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{H2} K_{H\beta} K_{H\alpha}}{(\sigma_{HP2})^2}}. \quad (3.28)$$

Тут значення  $T_{H2}$  підставляти в *Н·м*, а  $\sigma_{HP2}$  – в *МПа*.

7. Прийняти найближче значення  $a_w$  із стандартного ряду за ДСТ 2144-76:

перший ряд: 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500;

другий ряд: 140; 180; 225; 280; 355; 450.

Перевагу віддати першому ряду.

8. Визначення попереднього значення модуля, *мм*

$$m' = \frac{2 \cdot a_w}{q + z_2}. \quad (3.29)$$

9. Прийняти найближче значення  $m$  з стандартного ряду за ДСТ 19672-74:

перший ряд: 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20;

другий ряд: 3,0; 3,5; 6,0; 7,0.

10. Розрахувати нове значення коефіцієнта діаметра черв'яка

$$q = \frac{2 \cdot a_w}{m} - z_2, \quad (3.30)$$

11. Прийняти найближче стандартне значення  $q$  (за пунктом 3).

12. Розрахувати коефіцієнт зміщення черв'яка

$$x = \frac{a_w}{m} - \frac{z_2 + q}{2}. \quad (3.31)$$

13. Якщо  $x < -1$ , зменшити число зубів черв'ячного колеса на

одиницю  $z_2=z_2-1$ , скорегувати передаточне число  $u=z_2/z_1$  та перейти до пункту 8.

Зауваження. Число зубів черв'ячного колеса  $z_2$  зменшувати на одиницю до тих пір, поки не буде виконана умова  $x \geq -1$ , потім перейти до пункту 15.

14. Якщо  $x > +1$ , збільшити число зубів черв'ячного колеса  $z_2=z_2+1$ , скорегувати передаточне число  $u=z_2/z_1$  та перейти до пункту 8.

Зауваження. Число зубів черв'ячного колеса  $z_2$  збільшувати на одиницю до тих пір, поки не буде виконана умова  $x \leq +1$ , потім перейти до пункту 15.

15. Розрахувати контактне напруження на робочій поверхні зуба черв'ячного колеса,  $MПа$ ,

$$\sigma_{H_2} = \frac{0,5}{z_2/q} \sqrt{\frac{((z_2/q)+1)^3 E_v \cdot 10^3 \cdot T_{H_2} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}}{a_w^3}}, \quad (3.32)$$

16. Перевірити умову міцності

$$\sigma_{H_2} \leq \sigma_{HP_2}.$$

17. Якщо умова не виконується, перевірити умову

$$\sigma_{H_2} \leq 1,05 \cdot \sigma_{HP_2}.$$

Якщо і вона не виконується, прийняти слідуюче більше стандартне значення міжосьової відстані  $a_w$  (див. пункт 7) та перейти до пункту 8. При виконанні умови  $\sigma_{H_2} \leq 1,05 \cdot \sigma_{HP_2}$  перейти до пункту 19.

18. Перевірити умову  $\sigma_{H_2} \geq 0,85 \cdot \sigma_{HP_2}$ . Якщо вона не виконується, прийняти слідуюче менше стандартне значення міжосьової відстані (див. пункт 7) і перейти до пункту 8.

19. Розрахувати найбільше контактне напруження на робочій поверхні черв'ячного колеса при дії найбільшого крутного моменту

$$(\sigma_{H_2})_{max} \leq \sigma_{H_2} \sqrt{\beta}. \quad (3.33)$$

20. Перевірити умову статичної міцності робочих поверхонь зуба черв'ячного колеса за найбільшими контактними напруженнями

$$(\sigma_{H_2})_{max} \leq (\sigma_{HP_2})_{max}.$$

21. Якщо умова статичної міцності не виконується, необхідно конструктивними заходами знизити ці навантаження (наприклад, ввести в привід запобіжну муфту).

**З а у в а ж е н н я .** При розрахунку на ЕОМ в цьому випадку друкувати позначку “Перевантаження за контактом”.

22. Розрахувати кут підйому витка черв'яка

$$\gamma = \arctg(z_1/q). \quad (3.34)$$

23. Визначити зведену кількість зубів черв'ячного колеса

$$z_{V2} = z_2 / \cos^3 \gamma. \quad (3.35)$$

24. Вибрати коефіцієнт форми зуба колеса та концентрації напружень  $Y_{FS_2}$  в залежності від  $z_{V2}$  (табл. 3.6).

Таблиця 3.6

**Значення коефіцієнта форми зуба та концентрації напруження  $Y_{FS_2}$**

$z_{V_2}$	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150
$Y_{FS_2}$	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27

25. Прийняти коефіцієнти нерівномірності розподілу навантажень та динамічності при розрахунку на усталений згин

$$K_{F_b} = K_{H_b}; \quad K_{F_v} = K_{H_v}.$$

26. Розрахувати напруження згину у ніжки зуба черв'ячного ко-

леса, МПа,

$$\sigma_{F2} = \frac{1500 \cdot T_{F2} \cdot Y_{FS2} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot \cos \gamma}{z_2 \cdot q \cdot m^3} \quad (3.36)$$

27. Перевірити умову міцності на згин

$$\sigma_{F2} \leq \sigma_{FP2}.$$

28. Якщо умова міцності не виконується, прийняти слідуюче більше значення модуля  $m$  із стандартного ряду (див. пункт 9) та перейти до пункту 10.

29. Розрахувати найбільше напруження згину у ніжки зуба черв'ячного колеса при дії пікового крутного моменту

$$(\sigma_{F2})_{max} = \beta \sigma_{F2}. \quad (3.37)$$

30. Перевірити умову статичної міцності зуба черв'ячного колеса за найбільшими напруженнями згину

$$(\sigma_{F2})_{max} = (\sigma_{FP2})_{max}.$$

31. Якщо умова статичної міцності за найбільшими напруженнями на згин не виконується, необхідно конструктивними засобами знизити пік навантаження (наприклад, використати в приводі запобіжну муфту з межою найбільшого моменту).

З а у в а ж е н н я. При розрахунку на ЕОМ в цьому випадку друкувати позначку “Перевантаження по контакту”.

32. Друкувати основні розрахункові величини:

$a_w$  – міжосьову відстань;  $m$  – модуль;  $z_1$  – число витків черв'яка;  $z_2$  – число зубів черв'ячного колеса;  $q$  – коефіцієнт діаметра черв'яка;  $x$  – коефіцієнт зміщення черв'яка;  $\gamma$  – кут підйома витка черв'яка;  $u$  – передаточне число;

### 3.9 Алгоритм розрахунку геометрії черв'ячної передачі

Схема алгоритму розрахунку геометрії черв'ячної передачі подана на рис. 3.4.

1. Підготувати вихідні дані для розрахунку геометрії (табл. 3.7), що включають задані, прийняті та раніше розраховані величини.

Треба пам'ятати, що найбільше розповсюдження мають три види лінійчастих черв'яків: архімедова  $ZA$ , евольвентний  $Z1$  та конволютний  $ZN1$  та  $ZN2$ . Вибір виду черв'яка залежить від технологічних можливостей.

Таблиця 3.7

#### Вихідні дані для розрахунку геометрії циліндричної черв'ячної передачі

Вихідні дані	Позначка	Величина	Де взяти
Міжосьова відстань, мм	$a_w$		Прийняти за результатами розрахунку на міцність
Модуль, мм	$m$		
Коефіцієнт діаметра черв'яка	$q$		
Число витків черв'яка	$z_1$		
Число зубів 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	$D$		Задатися: $D=1$ – да; $D=2$ – ні.

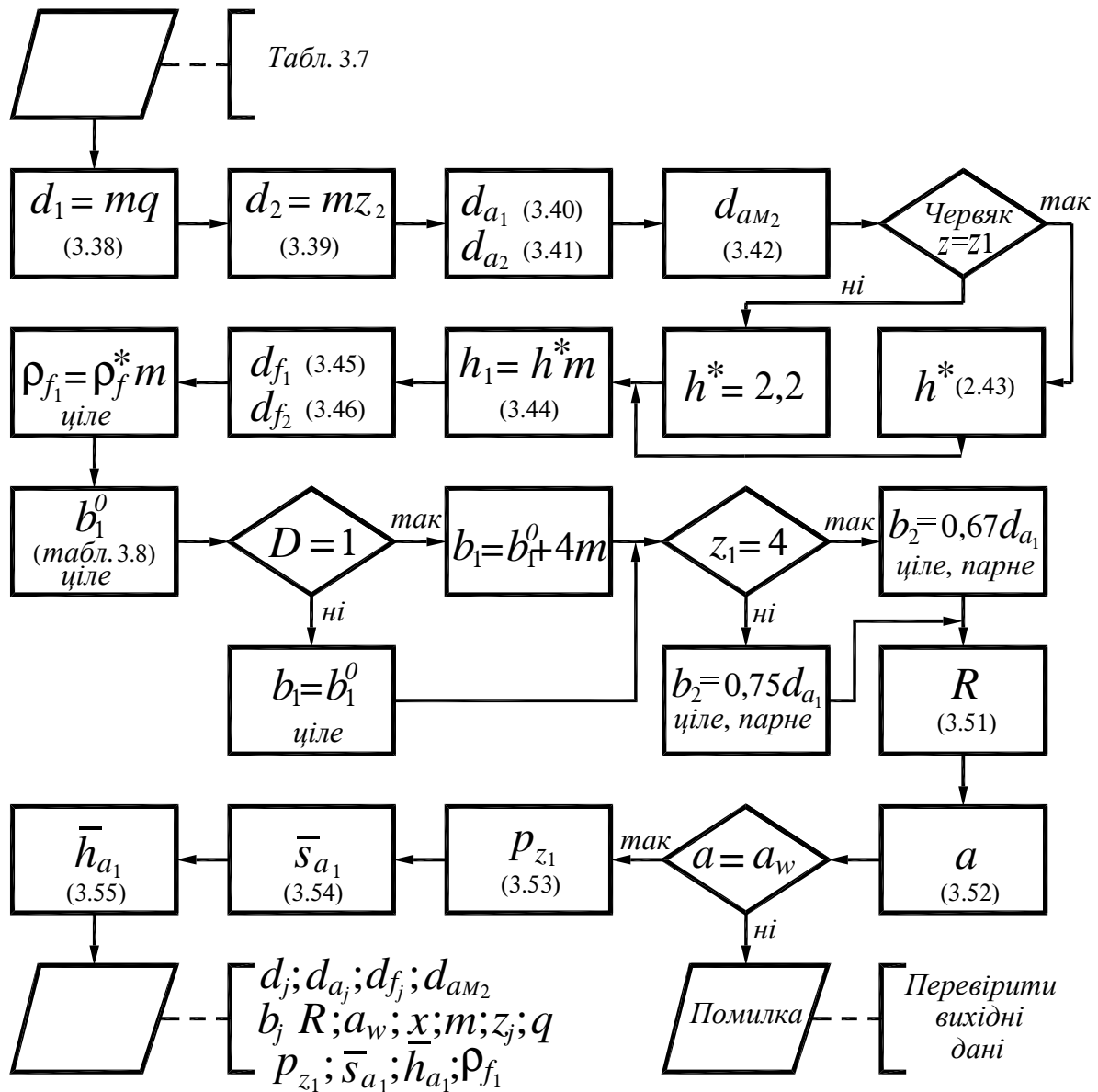


Рис. 3.4 Схема алгоритму розрахунку геометрії черв'ячної передачі

2. Розрахувати дільний діаметр, мм:

$$\text{черв'яка } d_1 = m \cdot q; \quad (3.38)$$

$$\text{колеса } d_2 = m \cdot z_2. \quad (3.39)$$

3. Визначити діаметри вершин, мм:

$$\text{черв'яка } d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a^* \cdot m; \quad (3.40)$$

$$\text{колеса } d_{a2} = d_2 + 2 \cdot (h_a^* + x) \cdot m. \quad (3.41)$$

4. Розрахувати найбільший діаметр черв'ячного колеса, мм

$$d_{aM2} = d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}. \quad (3.42)$$

Результат розрахунку округлити до цілого числа.

5. Задатися коефіцієнтом висоти витка. Якщо прийнято евольвентний черв'як Z1, то коефіцієнт висоти витка дорівнює

$$h^* = 2 + 0.2 \cdot \cos \gamma. \quad (3.43)$$

Для всіх інших видів черв'яків  $h^* = 2.2$ .

6. Визначити висоту витка черв'яка, мм

$$h_1 = h \cdot m. \quad (3.44)$$

7. Розрахувати діаметри западини, мм:

$$\text{черв'яка } d_{f1} = d_{a1} - 2 \cdot h_1; \quad (3.45)$$

$$\text{колеса } d_{f2} = d_2 - 2 \cdot (h_a^* + c^* + x) \cdot m. \quad (3.46)$$

8. Визначити радіус кривизни перехідної кривої черв'яка

$$\rho_{f1} = \rho_f^* \cdot m. \quad (3.47)$$

9. Розрахувати довжину нарізної частини черв'яка  $b_1^0$ , мм, по залежностям



Таблиця 3.8

Розрахункові залежності для  $b_1^0$ 

x	Розрахункові формули при $z_1$	
	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	$b_1^0 \geq (12 + 0,1 \cdot z_2) \cdot m$	$b_1^0 \geq (13 + 0,1 \cdot z_2) \cdot m$

Розраховане значення  $b_1^0$  округлити до найближчого цілого числа.

10. Якщо черв'як шліфується ( $D=1$ ), то довжина нарізаної частини черв'яка, мм

$$b_1 = b_1^0 + 4 \cdot m. \quad (3.48)$$

11. Розрахувати ширину вінця черв'ячного колеса  $b_2$ , мм

$$b_2 \leq 0.75 d_{a1} \text{ при } z_1=1 \text{ та } 2 \quad (3.49)$$

$$b_2 \leq 0.67 d_{a1} \text{ при } z_1=4 \quad (3.50)$$

Розраховане значення  $b_2$  округлити до найближчого цілого парного числа.

12. Визначити радіус закруглення поверхні вершин зубів черв'ячного колеса, мм

$$R = 0.5 d_1 - m. \quad (3.51)$$

Округлити до найближчого цілого числа.

13. Розрахувати значення геометричної міжосьової відстані, мм

$$a = \frac{m \cdot (q + z_2 + x)}{2}. \quad (3.52)$$

14. Знайдене значення  $a$  повинно точно дорівнюватись значенню  $a_w$  в вихідних даних (див. табл. 3.7);  $a = a_w$ .

Якщо ця умова не виконується, перевірити вихідні дані. При розрахунках на ЕОМ в цьому випадку виводиться позначка “Помилка в вихідних даних”.

15. Розрахувати дані для контролю:  
хід витка,  $mm$

$$p_{z1} = \pi m z_1; \quad (3.53)$$

ділильну товщину по хорді витка черв'яка,  $mm$

$$\bar{s}_{a1} = s^* \cdot m \cdot \cos \gamma \quad (3.54)$$

висоту до хорди витка,  $mm$

$$\bar{h}_{a1} = h_a^* \cdot m + 0.5 \cdot \bar{s}_{a1} \cdot \operatorname{tg} \left( 0.5 \cdot \arcsin \frac{\bar{s}_{a1} \sin^2 \gamma}{d_1} \right). \quad (3.55)$$

16. Друкувати основні розрахункові величини:

$d_1; d_{a1}; d_{f1}; d_2; d_{a2}; d_{aM2}; d_{f2}; b_1; b_2; R; a_w; x; m; z_1; z_2; q; P_{z1}; \bar{s}_{a1}; \bar{h}_{a1}; \rho_{f1}$ .

### 3.10 Алгоритм розрахунку сил, що виникають в зачепленні циліндричної черв'ячної передачі, та теплового розрахунку

Схема алгоритму розрахунків наведена на рис. 3.5, а вихідні дані, що включають задані, прийняті та раніше розраховані величини, наведені в табл. 3.9.

1. Підготувати вихідні дані для розрахунку та звести їх в табл. 3.9.

Таблиця 3.9

**Вихідні дані для розрахунку сил в зачепленні та теплового  
розрахунку циліндричної черв'ячної передачі**

Вихідні дані	Позначка	Величина	Де взяти
Потужність, що передається, <i>кВт</i>	$P_1$		Завдання на проектування
Максимальний момент на валу черв'ячного колеса, <i>Н·м</i>	$T_{2max}$		Розрахувати
Кут профілю, град	$\alpha$	20	ГОСТ 19036-73
Дільний діаметр	черв'яка	$d_1$	Прийняти за результатами розрахунку геометрії черв'ячної передачі
	колеса	$d_2$	
Ширина нарізаної частини черв'яка, <i>мм</i>	$b_1$		
Ширина черв'ячного колеса, <i>мм</i>	$b_2$		
Дільний кут підйому витка черв'яка, <i>град.</i>	$\gamma$		
Частота обертів вала черв'яка, <i>об/хв.</i>	$n_1$		Прийняти за кінематичним розрахунком
Передаточне число	$u$		
Група матеріалу вінця черв'ячного колеса	$A$		$A = 1$ – бронза, що вміщує олово. $A = 2$ - бронза, що не вміщує олово. $A = 3$ – чавун. Задатись.
Міжосьова відстань, <i>мм</i>	$a_w$		Прийняти за результатами розрахунку на міцність
Контактне напруження на робочій поверхні зуба черв'ячного колеса,	$\sigma_{H2}$		

## Продовження таблиці 3.9

Вихідні дані	Позначка	Величина	Де взяти
Схема розміщення черв'яка	Д		Д = 1 – черв'як знаходиться знизу. Д = 2 – черв'як знаходиться угорі. Задатись за кінематичній схемі.
Робоча температура мастила	$t_2^\circ$		Задатись, але не більш $95^\circ\text{C}$
Коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	$\kappa_T$		Прийняти $\kappa_T = 16$
Коефіцієнт теплоємності основи	$\psi$		$\psi = 0,3$ – металічна рама; $\psi = 1$ – бетона основа.
Температура навколишнього середовища, <i>град.</i>	$t_0^\circ$		Задатись. Якщо нема вказівок, прийняти $t_0^\circ = 20^\circ\text{C}$

2. Розрахувати окружну швидкість, *м/с*:

$$\text{черв'яка } V_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3}; \quad (3.56)$$

$$\text{колеса } V_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 10^3}. \quad (3.57)$$

3. Визначити швидкість ковзання, *м/с*

$$V_s = V_1 / \cos \gamma. \quad (3.58)$$

4. Розрахувати допоміжну величину  $\chi_{ч \cdot n}$ , яка необхідна для вибору в'язкості мастила

$$\chi_{\text{чп}} = \frac{\sigma_{H2}^2}{10^3 V_S} \quad (3.59)$$

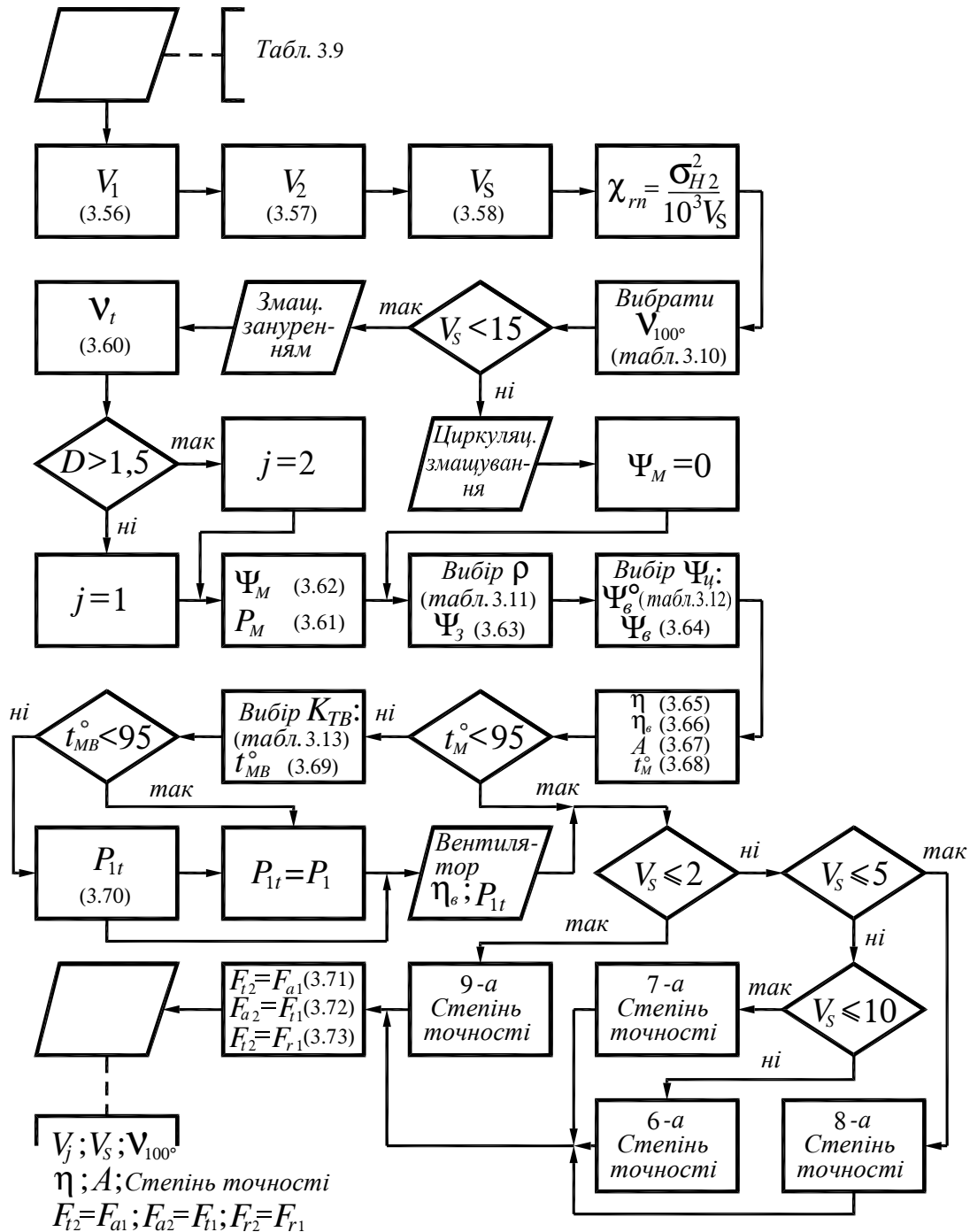


Рис. 3.5 Схема алгоритму розрахунку сил в зачепленні циліндричної черв'ячної передачі та теплового розрахунку

5. Вибрати в'язкість мастила для черв'ячної передачі по табл. 3.10

Таблиця 3.10

**В'язкість нафтових мастил для черв'ячних передач  $v_{100}^0$ , мм<sup>2</sup>/с**

$\chi_{\text{чм}}$	1,5	2	3	5	7	10	15	20
$v_{100}^0$	8-11	8,5-12	9-14	12-17	14-19	16-22	20-27	23-30

З а у в а ж е н н я . При розрахунку на ЕОМ приймати більші значення  $v_{100}^0$ .

6. Вибрати спосіб змащування.

Якщо  $V_s < 15$  м/с, прийняти спосіб змащування зануренням.

Якщо  $V_s \geq 15$  м/с, прийняти циркуляційний спосіб змащування, коефіцієнт витрат на перемішування мастила  $\psi_M = 0$  та перейти до пункту 10.

7. Якщо спосіб змащування зануренням, розрахувати в'язкість мастила при робочій температурі

$$v_t = (0,02t_2^0)^{2,6} \cdot v_{100}^0. \quad (3.60)$$

8. Розрахувати витрати потужності на перемішування мастила, кВт

$$P_M = 0,75 \cdot 10^{-5} V_j b_j \sqrt{v_t V_j}. \quad (3.61)$$

Тут індекс  $j$  вказує, яка ланка передачі занурена в мастило:

$j = 1$  - занурений черв'як;  $j = 2$  – занурене черв'ячне колесо.

9. Розрахувати коефіцієнт витрати на перемішування мастила

$$\psi_M = 1 - \frac{P_1}{P_1 + P_M}. \quad (3.62)$$

10. Вибрати значення кута тертя  $\rho$  в залежності від швидкості ковзання  $V_s$  та групи матеріалу вінця черв'ячного колеса по табл. 3.11.

11. Розрахувати коефіцієнт витрат в зачепленні

$$\Psi_3 = \frac{\operatorname{tg}\gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)}. \quad (3.63)$$

12. Вибрати значення відносних витрат  $\psi_y$  в ущільнювачах та вентиляційних витрат  $\psi_e^0$  при  $n_1 = 1500$  об/х по табл. 3.12.

Таблиця. 3.11

**Залежність кута тертя  $\rho$  від швидкості ковзання та групи матеріалу вінця черв'ячного колеса**

Швидкість ковзання $V_S, \text{ м/с}$	Кут тертя $\rho$ , град	
	Група матеріалу А	
	А=1	А=2 чи 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

13. Розрахувати коефіцієнт вентиляційних витрат при робочій частоті обертів вала черв'яка

$$\Psi_e = \Psi_e^0 \left( \frac{n_1}{1500} \right)^2. \quad (3.64)$$

Таблиця 3.12

**Значення відносних втрат  $\psi_y$  в ущільнювачах та  
вентиляційних втрат  $\psi_g^\circ$  при  $n_1=1500$  об/хв.**

$a_w$ , мм	$\psi_y$	$\psi_g^\circ$
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

14. Визначити коефіцієнт корисної дії черв'ячної передачі (без вентиляційних витрат)

$$\eta = 1 - \psi_3 - \psi_m - \psi_y. \quad (3.65)$$

15. Визначити коефіцієнт корисної дії черв'ячної передачі з урахуванням вентиляційних витрат

$$\eta_g = \eta - \psi_g. \quad (3.66)$$

16. Розрахувати розмір поверхні теплопередачі корпусу черв'ячного механізму,  $m^2$



$$A = 20 \left( \frac{a_w}{10^3} \right)^{1,7}. \quad (3.67)$$

17. Розрахувати температуру мастила при сталому режимі роботи

$$t_M^0 = \frac{10^3 \cdot P_1 \cdot (1 - \eta)}{k_T \cdot A \cdot (1 + \psi)} + t_0^0. \quad (3.68)$$

18. Температура мастила не повинна бути вище  $95^\circ \text{C}$ . Якщо умова  $t_M < 95^\circ \text{C}$  виконується, перейти до пункту 23, якщо умова  $t_M < 95^\circ \text{C}$  не виконується, прийняти систему охолодження з вентилятором. В цьому випадку коефіцієнти теплопередачі прийняти за табл. 3.13.

Таблиця 3.13

**Коефіцієнт теплопередачі  $k_{TB}$  поверхні корпуса, що обдувається вентилятором**

$n_1, \text{об/хв.}$	700	900	1400	2800
$k_{TB}, \text{Вт/м}^2\text{с}$	24	29	35	50

19. Розрахувати температуру мастила при умові охолодження корпуса вентилятором

$$t_{MB}^0 = \frac{10^3 \cdot P_1 \cdot (1 - \eta_B)}{(0,6 \cdot k_T \cdot (1 + \psi) + 0,4 \cdot k_{TB}) \cdot A} + t_0^0. \quad (3.69)$$

20. Перевірити умову перегріву

$$t_{MB}^0 < 95^\circ \text{C}.$$

21. Якщо ця умова не виконується, визначити “термічну” потужність, яку може передати черв’ячний редуктор при температурі мастила  $t_M = 95^\circ \text{C}$ , кВт

$$P_{1t} = \frac{(95^\circ - t_0^0) \cdot (0,6 \cdot k_T \cdot (1 + \psi) + 0,4 \cdot k_{TB}) \cdot A}{10^3 \cdot (1 - \eta_B)}. \quad (3.70)$$

22. При розрахунку на ЕОМ друкувати “Вентилятор” та значення  $\eta_B$  і  $P_{1t}$ .

23. Назначити степінь точності передачі в залежності від швидкості ковзання (табл. 3.14)

Таблиця 3.14

**Степінь точності передачі в залежності від швидкості ковзання**

Швидкість ковзання $V_S, \text{ м/с}$	> 10	10 - 5	5 - 2	$\leq 2$
Степінь точності за ДСТ 3675-81	6	7	8	9

24. Розрахувати окружну силу в зачепленні на черв'ячному колесі, що дорівнює осьовій силі на черв'яку

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_{2max}}{d_2} \quad (3.71)$$

25. Розрахувати осьову силу  $F_{a2}$  на черв'ячному колесі, що дорівнює окружній силі на черв'яку  $F_{t1}$

$$F_{a2} = F_{t1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_{2max}}{d_2} \cdot \text{tg}(\gamma + \rho). \quad (3.72)$$

26. Розрахувати радіальні сили  $F_{r1}$  та  $F_{r2}$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \text{tg}\alpha. \quad (3.73)$$

27. Друкувати:  $V_1; V_2; V_S; v_{100}^\circ$ ;  
спосіб змащування;  $\eta; \eta_B; A; P_1; P_{1t}$ ;  
ступінь точності передачі;  $F_{t2} = F_{a1}; F_{a2} = F_{t1}; F_{r2} = F_{r1}$ .

## РОЗДІЛ 4. ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКУ МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ

### 4.1 Приклади розрахунку зубчастих передач

#### 4.1.1 Визначення допустимих напружень

Допустимі напруження в залежності від матеріалу, способу зміцнення та навантаження для циліндричних та конічних зубчастих передач визначають за однаковим алгоритмом.

Вихідні параметри для розрахунку допустимих напружень зведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1

#### Вихідні параметри

Найменування параметра	Позначання	Значення
1. Частота обертів ведучого колеса (шестерні), хвил. <sup>-1</sup>	$n_1$	465
2. Передаточне число	$u$	5,6
3. Потрібний ресурс, годин	$L_h$	12000
4. Марка сталі	шестерні	-
	колеса	-
5.Спосіб термічної обробки (зміцнення)	шестерні	-
	колеса	-
6. Твердість поверхонь зуба (середня)	шестерні	$H_{01}$
	колеса	$H_{02}$
7.Твердість серцевини (середня)	шестерні	$H_{k1}$
	колеса	$H_{k2}$
8. Межа текучості матеріалу, МПа	шестерні	$\sigma_{T_1}$
	колеса	$\sigma_{T_2}$
9. Допустимий коефіцієнт перевантаження	$\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}$	1,8
10. Базовий коефіцієнт запасу витривалості при розрахунку на контактну міцність	$S_{H_j}$ табл. 2.8	$S_{H_1} = 1,2$ $S_{H_2} = 1,1$

## Продовження табл. 4.1

Найменування параметра	Позначання	Значення
11. Межа витривалості при розрахунку на згин, МПа	$\sigma_F^\circ \lim b_j$ табл. 2.9	$\sigma_F^\circ \lim b_1 = 550$ $\sigma_F^\circ \lim b_2 = 1,8HB = 1,8 \cdot 285 = 513$
12. Базовий коефіцієнт запасу міцності при розрахунку на згин	$S_{F_j}$ табл. 2.9	$S_{F_1} = S_{F_2} = 1,7$
13. Межа напружень зуба при розрахунку на згин максимальним навантаженням, МПа	$\sigma_{Fst_j}^0$ табл. 2.9	$\sigma_{Fst_1}^0 = 2250$ $\sigma_{Fst_2}^0 = 6,5H_{HB} = 6,5 \cdot 285 = 1852$
14. Базовий коефіцієнт запасу міцності при розрахунку на згин максимальним навантаженням	$S_{Fst_j}$ стор. 8	$S_{Fst_1} = S_{Fst_2} = 1,75$

### АЛГОРИТМ ВИЗНАЧЕННЯ ДОПУСТИМИХ НАПРУЖЕНЬ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

На стадії проектного розрахунку зубчастої передачі розраховують:

- 1) допустимі контактні напруження;
- 2) допустимі контактні напруження при максимальному навантаженні;
- 3) допустимі напруження на згин зуба;
- 4) допустимі напруження на згин зуба максимальним навантаженням.

Таблиця 4.2

## Допустимі напруження

Найменування параметра	Позначання	Номер форм.	Метод визначення
1. Межа витривалості при базовій кількості циклів змін напружень, МПа	$\sigma_H \lim b$	табл. 2.8	$\sigma_H \lim b_1 = 17HRC_e + 200 = 17 \cdot 50 + 200 = 1050$ ; $\sigma_H \lim b_2 = 2HB + 70 = 2 \cdot 285 + 70 = 640$ .
2. Базове число змін напружень	$N_H \lim_j$	(2.29)	$N_H \lim_1 = 30H_{HB1}^{2,4} = 30 \cdot 510^{2,4} = 94,7 \cdot 10^6$ ; $N_H \lim_2 = 30H_{HB2}^{2,4} = 30 \cdot 285^{2,4} = 23,4 \cdot 10^6$ .
3. Число циклів змін напружень в залежності від терміну використання	$N_{Kj}$	(2.30)	$N_{K1} = 60n_1cL_h = 60 \cdot 465 \cdot 1 \cdot 12000 = 334,0 \cdot 10^6$ ; $N_{K2} = N_{K1} / u = 334,8 / 5,6 = 59,85 \cdot 10^6$ .
4. Коефіцієнт довговічності при розрахунку на контактну міцність	$Z_{Nj}$	(2.28)	$Z_{N1} = \sqrt[20]{\frac{N_H \lim_2}{N_{K1}}} = \sqrt[20]{\frac{9,47 \cdot 10^7}{33,48 \cdot 10^7}} = 0,94$ ; $Z_{N2} = \sqrt[20]{\frac{N_H \lim_2}{N_{K2}}} = \sqrt[20]{\frac{23,4 \cdot 10^6}{59,85 \cdot 10^6}} = 0,95$ .
5. Допустимі контактні напруження визначені окремо для шестерні та колеса, МПа	$\sigma_{HPj}$	(2.23)	$\sigma_{HP1} = 0,9 \frac{1050}{1,2} \cdot 0,94 = 740$ ; $\sigma_{HP2} = 0,9 \frac{640}{1,1} \cdot 0,95 = 497$ .
6. Допустиме контактне напруження передачі, МПа	$\sigma_{HP}$	(2.25) (2.26)	$\sigma_{HP} = 0,45(740 + 497) = 557$ ; $1,25\sigma_{HPmin} = 1,25 \cdot 497 = 621$ . $\sigma_{HP} = 557$
7. Допустиме контактне напруження передачі при максимальному навантаженні, МПа	$\sigma_{HPmax}$	(2.31)	$\sigma_{HPmax} = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 750 = 2100$ .
8. Коефіцієнт довговічності при розрахунку на згин	$Y_{Nj}$	(2.34)	$Y_{N1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{K1}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{334,8 \cdot 10^6}} < 1$ ; $N_{K1} > 4 \cdot 10^6$ , то $Y_{N1} = 1$ ; $Y_{N2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{K2}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{59,85 \cdot 10^6}} < 1$ ; $N_{K2,1} > 4 \cdot 10^6$ , то $Y_{N2} = 1$ .

## Продовження табл. 4.2

9. Допустимі напруження при розрахунку на згин для шестерні та колеса, МПа	$\sigma_{FP_j}$	(2.33)	$\sigma_{FP_1} = 0,8 \frac{\sigma_F^0 \lim b_1}{S_{F_1}} Y_N = 0,8 \frac{550}{1,7} \cdot 1 = 259 ;$ $\sigma_{FP_2} = 0,8 \frac{\sigma_F^0 \lim b_2}{S_{F_2}} Y_N = 0,8 \frac{513}{1,7} \cdot 1 = 241 .$
10. Допустимі напруження при розрахунку на згин максимальним навантаженням окремо для шестерні та колеса, МПа	$\sigma_{FP \max j}$	(2.36)	$\sigma_{FP \max 1} = 0,9 \frac{\sigma_{F st_1}^0}{S_{F st}} = 0,9 \frac{2250}{1,75} = 1157 ;$ $\sigma_{FP \max 2} = 0,9 \frac{\sigma_{F st_2}^0}{S_{F st}} = 0,9 \frac{1852}{1,75} = 952 .$

#### 4.1.2 Приклад розрахунку передачі зубчатої циліндричної евольвентного зовнішнього зачеплення

1. Вихідні параметри для проектного розрахунку наведені в табл. 4.3
2. Визначення геометричних та кінематичних параметрів, що використовуються в розрахунках на міцність, наведені в табл. 4.4.
3. Приклад комплексного розрахунку на міцність наведений в табл. 4.5.

Таблиця 4.3

## Вихідні параметри

Найменування параметра	Позначання	Номер Форм.	Значення
1. Тип передачі	-		циліндрична
2. Кут вихідного контуру	$\alpha$		20°
3. Кут нахилу лінії зуба, град.	$\beta$		12°
4. Наявність модифікації головки зуба	-		Нема
5. Степінь точності передачі за ДСТ 1643-87	-		8
6. Шорхість поверхонь зуба, мм	$R_a$	ДСТ 2789-73	1,25
7. Циклограма навантаження Максимальне навантаження шестерні, Н·м	$T_{1max}$		Постійне навантаження; $K_{HE} = K_{FE} = 1$ $T_{1max} = 42$ .
8. Коефіцієнт, що враховує зовнішнє динамічне навантаження	$K_A$		$K_A = 1$ . Враховано в циклограмі навантаження.
9. Частота обертів ведучого зубчатого колеса, хвил. <sup>-1</sup>	$n_1$	табл. 4.1 п.1	465
10. Передаточне число	$u$	п.2	5,6
11. Допустиме контактне напруження передачі, МПа	$\sigma_{HP}$	табл. 4.2 п.6	557
12. Допустиме контактне напруження передачі при максимальному навантаженні, МПа	$\sigma_{HPmax}$	табл. 4.2 п.7	2100
13. Допустиме напруження при розрахунку на згин окремо для шестерні та колеса, МПа	$\sigma_{FP1}$ $\sigma_{FP2}$	табл. 4.2 п.9	259; 241.
14. Допустиме напруження при розрахунку на згин максимальним навантаженням окремо для шестерні та колеса, МПа	$\sigma_{FPmax1}$ $\sigma_{FPmax2}$	табл. 4.2 п.10	1157; 952.

Таблиця 4.4

**Визначення геометричних та кінематичних параметрів, що використовуються в розрахунках на міцність**

Найменування параметра	Позначання	Номер форм.	Метод визначення
1. Відносна ширина зубчатого вінця	$\Psi_{bd}$	табл. 2.6	1
2. Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження, між зубами в косозубій та шевронній передачі при розрахунку: - на контактну міцність - на міцність на згин	$K_{H\alpha}$ $K_{F\alpha}$	Рис. 2.5	1,07 1,22
3. Коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині контактних ліній при розрахунку: - на контактну міцність - на міцність на згин	$K_{H\beta}$ $K_{F\beta}$	Рис. 2.6	1,15; 1,32.
4. Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в зачепленні при розрахунку: - на контактну міцність - на міцність на згин	$K_{Hv}$ $K_{Fv}$	Табл. 2.7	1,03; 1,06.
5. Основний кут нахилу лінії зуба, град.	$\beta_b$		$\beta_b = \arcsin(\sin \beta \cdot \cos \alpha) =$ $\arcsin(\sin 12^\circ \cdot \cos 20^\circ) = 11,27$
6. Допоміжний коефіцієнт, що враховується при розрахунку міжосьової відстані	$K_a$	Табл. 2.11	$\beta \neq 0$ $K_a = 430$



## Алгоритм розрахунку циліндричної евольвентної зубчастої передачі зовнішнього зачеплення

Для циклу розрахунку зубчастих передач прийняті такі значення індексів:

$j = 1$  - параметри шестерні,  $j = 2$  – параметри колеса.

Таблиця 4.5

### Алгоритм розрахунку

Найменування параметра	Позначення	Номер форм.	Метод визначення
1. Коефіцієнт відносної ширини зубчастого колеса	$\psi_{ba}$	(2.39)	$\psi_{ba} = \frac{2\psi_{cd}}{4+1} = \frac{2 \cdot 1}{5,6+1} = 0,303;$ <p>прийнято <math>\psi_{ba} = 0,315</math> (ДСТ 2185-66).</p>
2. Кут профілю в торцьовому перерізі, град. рад.	$\alpha_t^\circ$ $\alpha_t$	(2.47)	$\alpha_t^\circ = \arctg(\operatorname{tg} \alpha / \cos \beta) =$ $\arctg(\operatorname{tg} 20^\circ / \cos 12^\circ) = 20,41^\circ;$ $\alpha_t = 0,35622.$
3. Міжосьова відстань, мм	$a_w'$	(2.40)	$a_w' = K_a (u + 1)^3 \sqrt{\frac{T_{1H} K_{H\beta}}{\psi_{ba} u \sigma_{HP}^2}} =$ $= 430(5,6 + 1)^3 \sqrt{\frac{42 \cdot 1,15}{0,315 \cdot 5,6 \cdot 557^2}} = 126,35$ <p>Прийнято <math>a_w = 160</math> (ДСТ 2185-66)</p>
4. Модуль передачі, мм	$m'$	(2.41)	$m' = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w = (0,01 \dots 0,02) 160 =$ $1,6 \dots 3,2 \text{ мм,}$ <p>прийнято <math>m = 2,5</math> мм</p>
5. Кількість зубців шестерні	$z_1$	(2.42)	$z_1' = \frac{2a_w' \cdot \cos \beta}{m(1+u)} = \frac{2 \cdot 160 \cdot \cos 12^\circ}{2,5(1+5,6) \cos 12^\circ} =$ $= 18,97 ;$ $z_1 = 19.$
6. Кількість зубців колеса	$z_2$	(2.43)	$z_2' = z_1 u = 19 \cdot 5,6 = 106,4 ;$ $z_2 = 106.$

## Продовження табл. 4.5

Найменування параметра	Позначення	Номер форм.	Метод визначення
7. Скореговане значення передаточного числа	$u$	(2.44)	$u = z_2 / z_1 = 106 / 19 = 5,58$
8. Ділильна міжосьова відстань, мм	$a$	(2.45)	$a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{2,5(19+106)}{2 \cdot \cos 12^\circ} = 159,74$
9. Коефіцієнт сприйманого зміщення	$y$	(2.46)	$y = \frac{a_w - a}{m} = \frac{160 - 159,74}{2,5} = 0,104.$ Виконана умова $0 < y < 1.$
10. Кут зачеплення, град.  рад.	$\alpha_{tw}^\circ$  $\alpha_{tw}$	(2.48)	$\alpha_{tw}^\circ = \arccos\left(\frac{a}{a_w} \cos \alpha_t\right) =$ $= \arccos\left(\frac{159,74}{160} \cdot \cos 20,41^\circ\right) = 20,66^\circ;$ $\alpha_{tw} = 0,36059 \text{ рад}.$
11. Евольвент-ні функції кутів $\alpha_{tw}^\circ$ і $\alpha_t$	$inv \alpha_{tw}$ $inv \alpha_t$	(2.49)	$inv \alpha_{tw} =$ $tg \alpha_{tw} - \alpha_{tw} = tg 20,60^\circ - 0,36059 = 0,016507;$ $inv \alpha_t = tg \alpha_t - \alpha_t = tg 20,41^\circ - 0,35622 = 0,015874$ .
12. Коефіцієнт суми зміщень	$x_\Sigma$	(2.50)	$x_\Sigma = \frac{z_1 + z_2}{2tg \alpha} (inv \alpha_{tw} - inv \alpha_t) =$ $= \frac{19 + 106}{2 \cdot tg 20^\circ} (0,016507 - 0,015874) = 0,109;$ умова $x_\Sigma < 1$ виконана.
13. Розподіл значення $x_\Sigma$ між шестернею та колесом	$x_1$ $x_2$		$0 < x_\Sigma < 0,5$ , то $x_1 = x_\Sigma = 0,109;$ $x_2 = 0.$
14. Коефіцієнт зрівняльного зміщення	$\Delta y$	(2.51)	$\Delta y = x_\Sigma - y = 0,109 - 0,104 = 0,005$
15. Ділильні діаметри, мм	$d_j$	(2.52)	$d_1 = \frac{mz_1}{\cos \beta} = \frac{2,5 \cdot 19}{\cos 12^\circ} = 48,56;$ $d_2 = \frac{mz_2}{\cos \beta} = \frac{2,5 \cdot 106}{\cos 12^\circ} = 270,92.$

## Продовження табл. 4.5

Найменування параметра	Позначення	Номер форм.	Метод визначення
16. Діаметри вершин, мм	$d_{aj}$	(2.53)	$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1 - \Delta y)m =$ $= 48,56 + 2(1 + 0,109 - 0,005) \cdot 2,5 = 54,08 ;$ $d_{a2} = d_2 + 2(h_a^* + x_2 - \Delta y)m =$ $= 270,92 + 2(1 + 0 - 0) \cdot 2,5 = 275,92 .$
17. Діаметри основних окружностей, мм	$d_{bj}$	(2.54)	$d_{b1} = d_1 \cos \alpha_t = 48,56 \cdot \cos 20,41^\circ = 45,51 ;$ $d_{b2} = d_2 \cos \alpha_t = 270,92 \cdot \cos \alpha_t = 253,51 .$
18. Кут профіля зуба в точках на окружності вершин, град.	$\alpha_{aj}$	(2.55)	$\alpha_{a1} = \arccos(d_{b1} / d_{a1}) = \arccos(45,51 / 54,08) =$ $= 32,70^\circ ;$ $\alpha_{a2} = \arccos(d_{b2} / d_{a2}) = \arccos(253,51 / 275,92) =$ $= 23,25^\circ .$
19. Коефіцієнт торцевого перекриття	$\varepsilon_\alpha$	(2.56)	$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1 \operatorname{tg} \alpha_{a1} + z_2 \operatorname{tg} \alpha_{a2} - (z_1 + z_2) \operatorname{tg} \alpha_{tw}}{2\pi} =$ $= \frac{19 \cdot \operatorname{tg} 32,70^\circ + 106 \cdot \operatorname{tg} 23,25^\circ - (19 + 106) \operatorname{tg} 20,66^\circ}{2\pi} =$ $= 1,69 .$
20. Ширина зубчастого вінця колеса, мм	$b_{w2}$	(2.57)	$b_{w2} = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,315 \cdot 160 = 50,4 ;$ $b_{w2} = 50 .$
21. Осьовий крок, мм	$p_x$	(2.58)	$p_x = \pi m / \sin \beta = \pi \cdot 2,5 / \sin 12^\circ = 37,78$
22. Коефіцієнт осьового перекриття	$\varepsilon_\beta$	(2.59)	$\varepsilon_\beta = b_{w2} / p_x = 50 / 37,78 = 1,32 ;$ $\varepsilon_\beta > 1 .$
23. Ширина зубчастого вінця шестерні, мм	$b_{w1}$	(2.60)	$b_{w1} = b_{w2} + 5 = 50 + 5 = 55$
24. Начальний діаметр, мм	$d_{wj}$	(2.63) (2.64)	$d_{w1} = 2a_w / (u + 1) = 2 \cdot 160 / (5,6 + 1) = 48,48 ;$ $d_{w1} = d_{w1} u = 48,48 \cdot 5,6 = 271,52 .$
25. Розрахункова окружна сила, Н	$F_t$		$F_t = F_{Ht} = F_{Ft} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 42}{48,48} = 1733$

## Продовження табл. 4.5

Найменування параметра	Позначення	Номер форм.	Метод визначення
26. Окружна швидкість, м/с	$v$	(2.65)	$v = \pi d_{w_1} n_1 / (60 \cdot 10^3) = \pi \cdot 48,56 \cdot 465 / 60000 = 1,18$
27. Питома окружна сила: при розрахунку на контактну міцність, Н/мм; при розрахунку на міцність згині, Н/мм	$w_{H_t}$  $w_{F_t}$		$w_{H_t} = \frac{F_{Ht}}{b_{w_2}} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} = \frac{1733}{50} \cdot 1,07 \cdot 1,15 \cdot 1,03 = 43,$  $w_{F_t} = \frac{F_{Ft}}{b_{w_2}} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} = \frac{1733}{50} \cdot 1,22 \cdot 1,32 \cdot 1,06 = 59,17$
28. Еквівалентна кількість зубів	$z_{v_j}$	(2.66)	$Z_{v_1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{19}{\cos^3 12^\circ} = 20,3;$  $Z_{v_2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{106}{\cos^3 12^\circ} = 113,3.$
29. Коефіцієнт, що враховує форму зуба та концентрацію напружень	$Y_{Fs_j}$	(2.67)	$Y_{Fs_1} = 3,47 + \frac{13,2}{Z_{v_1}} - 29,7 \frac{x_1}{Z_{v_1}} + 0,092 x_1^2 = 3,47 +$ $+ \frac{13,2}{20,3} - 29,7 \frac{0,109}{20,3} + 0,092 \cdot 0,109^2 = 3,96;$  $Y_{Fs_2} = 3,47 + \frac{13,2}{113,2} - 29,7 \frac{0}{20,3} + 0,092 \cdot 0 = 3,59.$
30. Коефіцієнт, що враховує перекриття	$Y_\epsilon$		$Y_\epsilon = 1.$
31. Коефіцієнт, що враховує кут нахилу лінії зуба	$Y_\beta$	(2.68)	$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140} = 1 - \frac{12}{140} = 0,9143.$
32. Напруження згину окремо для зуба шестерні та колеса, МПа	$\sigma_{F_j}$		$\sigma_{F_j} = Y_{Fs_1} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta \frac{w_{Ft}}{m} = 3,96 \cdot 1 \cdot 0,9143 \frac{59,17}{2,5} = 86;$  $\sigma_{F_{2j}} = Y_{Fs_2} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta \frac{w_{Ft}}{m} = 3,59 \cdot 1 \cdot 0,9143 \frac{59,17}{2,5} = 78.$
33. Умови міцності			$\sigma_{FP} > \sigma_{F_j}$ Умова виконана ( $\sigma_{FP_1} = 259$ ; $\sigma_{FP_2} = 241$ )

## Продовження табл. 4.5

Найменування параметра	Позначення	Номер форм.	Метод визначення
34. Коефіцієнт, що враховує механічні властивості сполучених зубчастих коліс	$Z_E$	Табл. 2.11	$Z_E = \sqrt{\frac{E_1 E_2}{\pi((1-\mu_1^2)E_2 + (1-\mu_2^2)E_1)}}$ <p>Для сталевих коліс при <math>E_1=E_2=E=2,1 \cdot 10^6</math> МПа та <math>\mu_1 = \mu_2 = 0,3</math>  <math>Z_E = 190</math></p>
35. Основний кут нахилу лінії зуба	$\beta_b$	(2.73)	$\beta_b = \arcsin(\sin\beta \cdot \cos\alpha) =$ $= \arcsin(\sin 12^\circ \cdot \cos 20^\circ) = 11,27^\circ$
36. Коефіцієнт, що враховує форму сполучених поверхонь зубів в полюсі зачеплення	$Z_H$	(2.74)	$Z_H = \frac{1}{\cos\alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos\beta_b}{\operatorname{tg}\alpha_{tw}}} =$ $= \frac{1}{\cos 20,41^\circ} \sqrt{\frac{2 \cdot \cos 11,27^\circ}{\operatorname{tg} 20,66^\circ}} = 2,43$
37. Коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній	$Z_\epsilon$	(2.62)	$\epsilon_\beta > 1;$ $Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,69}} = 0,77.$
38. Контактні напруження, МПа	$\sigma_H$	(2.75)	$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{F_{tH}}{b_{w_2} d_1} \frac{(u+1)}{u}} =$ $= 190 \cdot 2,43 \cdot 0,77 \sqrt{\frac{1733 \cdot (5,6+1)}{50 \cdot 48,56 \cdot 5,6}} = 326$
39. Умова міцності	-		$\sigma_H < \sigma_{HP};$ $\sigma_{HP} = 557$ МПа. Умова виконана.
40. Найбільше контактне напруження при максимальному навантаженні, МПа	$\sigma_{H\max}$	(2.78)	$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{iii}}} = 326 \sqrt{1,8} = 437$

## Продовження табл. 4.5

Найменування параметра	Позначення	Номер форм.	Метод визначення
41. Умови міцності	-	-	$\sigma_{HP \max} > \sigma_{H \max}$ ; $\sigma_{HP \max} = 2100$ МПа. Умова виконана.
42. Найбільше напруження на згин при максимальному навантаженні, МПа	$\sigma_{F \max j}$	(2.80)	$\sigma_{F \max_1} = \sigma_{F_1} \cdot \frac{T_{\max}}{T_{\hat{i}\hat{i}}} = 86 \cdot 1,8 = 155$ $\sigma_{F \max_2} = \sigma_{F_2} \cdot \frac{T_{F \max}}{T_F} = 78 \cdot 1,8 = 140$
43. Умова міцності			$\sigma_{FP \max j} > \sigma_{F \max j}$ ; $\sigma_{FP \max_1} = 1157$ МПа; $\sigma_{FP \max_2} = 952$ МПа. Умова виконана.
44. Кут профілю на концентричній окружності діаметра $d_{xj}$ , град.	$d_{xj}$  $\alpha_{xj}$	(2.82)  (2.83)	$dx_1 = d_1 + 2x_1 m = 48,56 + 2 \cdot 0,109 \cdot 2,5 = 49,105$ мм; ; $dx_2 = d_2 = 270,92$ мм ( $x_2 = 0$ ); $\alpha_{x_1} = \arccos\left(\frac{z_1 \cos \alpha_t}{z_1 + 2x_1 \cos \beta}\right) =$ $= \arccos\left(\frac{19 \cdot \cos 20,41^\circ}{19 + 2 \cdot 0,109 \cdot \cos 12^\circ}\right) = 22,06^\circ$ $\alpha_{x_2} = \arccos\left(\frac{z_2 \cos \alpha_t}{z_2 + 2x_2 \cos \beta}\right) =$ $\arccos\left(\frac{106 \cdot \cos 20,41^\circ}{106 + 2 \cdot 0 \cdot \cos 12^\circ}\right) = 20,41^\circ$

## Продовження табл. 4.5

Найменування параметра	Позначення	Номер форм.	Метод визначення
45. Кількість зубів в довжині загальної нормалі	$z_{nrj}$	(2.84)	$Z_{nr_1} = \frac{z_1}{\pi} \left( \frac{tg \alpha_{x_1}}{\cos^2 \beta_b} - \frac{2x_1 tg \alpha}{Z_1} - inv \alpha_t \right) + 0,5 =$ $= \frac{19}{\pi} \left( \frac{tg 22,96^\circ}{\cos^2 11,27^\circ} - \frac{2 \cdot 0,109 \cdot tg 20^\circ}{19} - 0,015874 \right) + 0,$ $= 2,9269$ $Z_{nr_2} = \frac{z_2}{\pi} \left( \frac{tg \alpha_{x_2}}{\cos^2 \beta_b} - 0 - inv \alpha_t \right) + 0,5 =$ $= \frac{106}{\pi} \left( \frac{tg 20,41^\circ}{\cos^2 11,27^\circ} - 0 - 0,015874 \right) + 0,5 =$ $= 13,0178$
46. Ціле значення розрахункової величини $z_{nrj}$	$Z_{nj}$	ціле число	$z_{n1} = 3; z_{n2} = 13$
47. Довжина загальної нормалі, мм	$W_j$	(2.85)	$W_1 = (\pi(z_{n1} - 0,5) + 2x_1 tg \alpha + z_1 inv \alpha_t) m \cos \alpha =$ $= (\pi(3 - 0,5) + 2 \cdot 0,109 \cdot tg 20^\circ + 19 \cdot 0,015874) \cdot 2,5 =$ $= 19,3457;$ $W_2 = (\pi(z_{n2} - 0,5) + 0 + z_2 inv \alpha_t) m \cos \alpha =$ $= (\pi(13 - 0,5) + 0 + 106 \cdot 0,015874) \cdot 2,5 \cdot \cos 20^\circ =$ $= 96,2070.$
48. Радіус кривини активного профілю зуба в нижній точці	$\rho_{p_j}$	(2.86)	$\rho_{p_1} = a_w \sin \alpha_{tw} - 0,5 d_{b_2} tg \alpha_{a_2} = 160 \cdot \sin 20,66^\circ -$ $- 0,5 \cdot 253,51 \cdot tg 23,25^\circ = 1,99;$ $\rho_{p_2} = a_w \sin \alpha_{tw} - 0,5 d_{b_1} tg \alpha_{a_1} = 160 \cdot \sin 20,66^\circ -$ $- 0,5 \cdot 45,51 \cdot tg 32,7^\circ = 41,84.$

## Продовження табл. 4.5

Найменування параметра	Позначення	Номер форм.	Метод визначення
49. Радіус кривини профілей зубів в точках, що задають довжину спільної нормалі, мм	$\rho_{w_j}$	(2.87)	$\rho_{w_1} = 0,5W_1 \cos \beta_b = 0,5 \cdot 19,35 \cdot \cos 11,27^\circ = 9,49$ ; $\rho_{w_2} = 0,5W_2 \cos \beta_b = 0,5 \cdot 96,21 \cdot \cos 11,27^\circ = 47,18$ .
50. Радіус кривизни профілю зуба в точках на окружності вершин, мм	$\rho_{a_j}$	(2.88)	$\rho_{a_1} = 0,5d_{a_1} \cdot \sin \alpha_{a_1} = 0,5 \cdot 54,08 \cdot \sin 32,7^\circ = 14,61$ ; $\rho_{a_2} = 0,5 \cdot d_{a_2} \sin \alpha_{a_2} = 0,5 \cdot 275,92 \cdot \sin 23,25^\circ = 54,$ .
51.			Умова $\rho_{w_j} < \rho_{a_j}$ виконана.

## 4.1.3 Приклад розрахунку передачі зубчастої конічної евольвентної

Приклад розрахунку вміщує таке:

- 1) вихідні параметри для проектного розрахунку, що зведені в табл. 4.6;
- 2) визначення геометричних та кінематичних параметрів, що використовуються в розрахунках на міцність (табл. 4.7);
- 3) числовий приклад розрахунку (табл. 4.8).

Марка сталі 40Х, спосіб термічної обробки, твердість поверхонь зуба (середня), потрібний ресурс прийняти такі ж самі, як і для циліндричної передачі (табл. 4.1).



Таблиця 4.6

## Вихідні параметри

Найменування параметра	Позначання	Ном. табл. джер.	Значення
1. Схема передачі			Конічна шестерня консольна. Вали на кулькових підшипниках
2. Тип передачі	-		Конічна 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	$\beta$		0
8. Степінь точності передачі за ДСТ 1758-81	-		8-B
9. Шорхість поверхонь зуба за ДСТ 2729-73, мкм	$R_a$		2,5
10. Циклограма навантаження	-		Постійне навантаження $T_{1max} = 42 \text{ Нм}$
11. Допустиме перевантаження	$T_{max}/T_{ном}$		2,2
12. Коефіцієнт, що враховує зовнішнє динамічне навантаження	$K_A$		$K_A = 1$
13. Передаточне число	$u$		4
14. Допустиме контактне напруження передачі, МПа	$\sigma_{HP}$	Табл. 4.2 п.6	$\sigma_{HP} = 557$
15. Допустиме контактне напруження передачі при максимальному навантаженні, МПа	$\sigma_{HP_{max}}$	Табл. 4.2 п.7	$\sigma_{HP_{max}} = 2100$
16. Допустиме напруження при розрахунку на згин окремо для шестерні та колеса, МПа	$\sigma_{FP_j}$	Табл. 4.2 п.9	$\sigma_{FP_1} = 259$ ; $\sigma_{FP_2} = 241$ .

## Продовження табл. 4.6

Найменування параметра	Позначання	Ном. табл. джер.	Значення
17. Допустиме напруження при розрахунку на згин максимальним навантаженням окремо для шестерні та колеса, МПа	$\sigma_{FP_{mxj}}$	Табл. 4.2 п.10	$\sigma_{FP_{max1}} = 1157;$ $\sigma_{FP_{max2}} = 952.$
18. Твердість робочих поверхонь зуба (середня);	$H_j$		$H_1 = 50 \text{ HRC}_e$ $H_2 = 285 \text{ HB}$

Таблиця 4.7

**Визначення геометричних та кінематичних параметрів, що використовуються в розрахунках**

Найменування параметра	Позначання	Ном. табл. джер.	Метод визначення
1. Коефіцієнт, що враховує механічні властивості сполучених зубчастих коліс	$Z_E$	ДСТ 21354-87 табл.6. п.1	$Z_E = \sqrt{\frac{E_1 \cdot E_2}{\pi(E_2(1-\mu_1^2) + E_1(1-\mu_2^2))}}$ <p>Для сталевих коліс при  <math>E = E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^6</math> МПа  та <math>\mu_1 = \mu_2 = \mu_3 = 0,3</math>; <math>Z_E = 190</math>.</p>
2. Коефіцієнт, що враховує форму сполучених поверхонь зубів в полюсі зачеплення	$Z_H$	Табл.6 п.2  Табл. 6 п.3	$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_0} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_1}{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}}$ <p>При <math>\alpha = 20</math>, <math>x_1 = -x_2</math>: <math>\beta = 0</math>  <math>Z_H = 2,49</math>.</p>
3. Коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній	$Z_\varepsilon$	6 п.3	$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$ при $\beta = 0$ <p>Рекомендуємо значення  <math>\varepsilon_\alpha = 1,3</math> по ДСТ 19624-74, табл.4,  п.8</p> $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - 1,3}{3}} = 0,95$
4. Коефіцієнт відносної ширини зубчастого вінця в залежності від схеми передачі	$K_{bd}$	(2.96)	Конічна шестерня консольна $K_{bd} = 0,5$
5. Коефіцієнт ширини зубчастого вінця для вимірювального торця	$K_{be}$	(2.100)	$K_{be} = \frac{2K_{be}}{\sqrt{u^2 + 1 + K_{bd}}} = \frac{2 \cdot 0,5}{\sqrt{4^2 + 1 + 0,5}} = 0,216$
6. Допоміжний коефіцієнт для визначення коефіцієнта $K_{H\beta}$		Рис. 2.10	$K_{be} \cdot u / (2 - K_{be}) =$ $= 0,216 \cdot 4 / (2 - 0,216) = 0,48$

## Продовження табл. 4.7

Найменування параметра	Позначання	Ном. табл. джер.	Метод визначення
7. Коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантажень по довжині контактних ліній при розрахунку на - контактну міцність  - міцність на згин	$K_{H\beta}$  $K_{F\beta}$	Рис. 2.10	$K_{H\beta} = 1,05;$  $K_{F\beta} = 1,25$
8. Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в зачепленні при розрахунках на: - контактну міцність - міцність при згині	$K_{HV}$ $K_{FV}$	Табл. 2.7	$K_{HV} = 1,03;$ $K_{FV} = 1,06$  Коефіцієнти, прийняті для коліс 8-ї ступені точності
9. Допоміжний коефіцієнт, що використовується при розрахунку зовнішньої конусної відстані	$K_R$		$K_R = \sqrt[3]{0,5 \cdot 10^3 (Z_E Z_n Z_\epsilon)^2 K_{FW}}$ Для сталевих коліс дорівнює $K_R = 490$

### Алгоритм розрахунку конічної евольвентної зубчастої передачі

Для циклу розрахунку конічної зубчастої передачі прийняті такі значення індексів:

$j = 1$  – параметри шестерні;  $j = 2$  – параметри колеса.

Таблиця 4.8

## Алгоритм розрахунку конічної евольвентної зубчастої передачі

Найменування параметра	Позначання	Ном. табл. форм.	Метод визначення
1. Зовнішня конусна відстань, мм	$R_e$	(2.101)	$R_e = K_R \sqrt{u^2 + 1} \sqrt[3]{\frac{T_{1H} \cdot K_{H\beta}}{0,85(1 - 0,5K_{be})^2 K_{be} u \sigma_{HP}^2}} =$ $= 490 \sqrt{4^2 + 1} \sqrt[3]{\frac{42 \cdot 1,05}{0,85(1 - 0,263)^2 \cdot 0,216 \cdot 4 \cdot 557^2}} =$ $= 137,82$
2. Зовнішній дільний діаметр шестерні, мм	$d_{e1}$	(2.102)	$d_{e1} = \frac{2R_e}{\sqrt{u^2 + 1}} = \frac{2 \cdot 137,82}{\sqrt{4^2 + 1}} = 66,85$
3. Рекомендоване число зубів шестерні (ДСТ 19624-74)	$z_1$	(2.103)	$z_1' = \sqrt{(22 - 9 \lg u)^2 + (6,25 - 4 \lg 4) \frac{d_{e1}^2}{645}} =$ $= \sqrt{(22 - 9 \cdot \lg 4)^2 + (6,25 - 4 \cdot \lg 4) \frac{66,85^2}{645}} = 17,37$ $z_1 = 17 - \text{ціле число}$
4. Число зубів колеса	$z_2$	(2.104)	$z_2 = z_1 u = 17 \cdot 4 = 68$
5. Зовнішній окружний модуль, мм	$m_e$	(2.105)	$m_e' = d_{e1} / z_1 = 66,85 / 17 = 3,93$ $m_e = 4$
6. Зовнішній дільний діаметр конічного колеса, мм	$d_{e2}$	(2.107)	$d_{e2}' = m_e z_2 = 4 \cdot 68 = 272$
7. Значення $d_{e2}$ округляємо до стандартного значення по ДСТ 12280-76			$d_{e2} = 280$
8. Нове значення зовнішнього дільного діаметра шестерні, мм	$d_{e1}$	(2.106)	$d_{e1} = m_e \cdot z_1 = 4 \cdot 17 = 68$

## Продовження табл. 4.8

Найменування параметра	Позначання	Ном. табл. джер.	Метод визначення
9. Нове значення числа зубів колеса та передаточного числа	$z_2$ $u$		$z_2 = d_{e2}/m_e = 280/4 = 70$ $u = z_2/z_1 = 70/17 = 4,12$ (+0,03)
10. Кути ділительних конусів, град.	$\delta_j$	(2.107)	$\delta_1 = \arctg \frac{z_1}{z_2} = \arctg \frac{17}{70} = 13,6504^\circ$ $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 13,6504 = 76,3496^\circ$
11. Коефіцієнти зміщення	$x_j$	(2.108)	$x_1 = 2 \left( 1 - \frac{1}{u^2} \right) \sqrt{\frac{1}{z_1}} = 2 \left( 1 - \frac{1}{4,12^2} \right) \sqrt{\frac{1}{17}} = 0,4565$ $x_2 = -x_1 = -0,4565$
12. Коефіцієнт тангенційного зміщення при $n = 2,5$	$x_{\tau j}$	(2.109)	$x_{\tau 1} = 0,03 + 0,008(u - 2,5) =$ $= 0,03 + 0,008(4,12 - 2,5) = 0,043$ $x_{\tau 2} = -x_{\tau 1} = -0,043$
13. Кількість зубів еквівалентної циліндричної зубчастої передачі	$z_{vj}$	(2.110)	$z_{1V} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{17}{\cos 13,6504^\circ} = 17,49$ $z_{2V} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{70}{\cos 76,3495^\circ} = 297$
14. Коефіцієнт, що враховує форму зуба та концентрацію напружень	$Y_{FS_j}$	(2.67)	$Y_{FS_1} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{1V}} + 0,092x_1^2 =$ $= 3,47 + \frac{13,2}{17,5} - 29,7 \frac{0,4565}{17,5} + 0,092 \cdot 0,4565^2 =$ $= 3,47$ $Y_{FS_2} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{2V}} - 29,7 \frac{x_2}{z_{2V}} + 0,092x_2^2 =$ $= 3,47 + \frac{13,2}{297} + 29,7 \frac{0,4565}{297} + 0,092 \cdot 0,4565^2 =$ $= 3,53$
15. Уточнене значення зовнішньої конусної відстані, мм	$R_e$	(2.111)	$R_e = 0,5m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 4 \sqrt{17^2 + 70^2} = 144,07$
16. Ширина зубчастого вінця, мм	$b'$	(2.112)	$b' = K_{be} \cdot R_e = 0,275 \cdot 144,07 = 31,19$

## Продовження табл. 4.8

Найменування параметра	Позначання	Ном. табл. джер.	Метод визначення
17. Ширина зубчастого вінця по ГОСТ 12289-75 в залежності від $d_{e2}$ та $U$ , мм	$b$		$b = 42$
18. Напруження згину окремо для зуба шестерні та колеса, МПа	$\sigma_{F_j}$	(2.11 3)  (2.11 4)	$\sigma_{F_1} = \frac{2 \cdot 10^3 T_{1F} k_{F\beta} k_F Y_{FS_1}}{0,85 \cdot b \cdot z_1 m_e^2 (1 - k_{bc})} =$ $= \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 42 \cdot 1,25 \cdot 1,06 \cdot 3,47}{0,85 \cdot 42 \cdot 17 \cdot 4^2 (1 - 0,216)} = 54$ $\sigma_{FP_1} = 259$ $\sigma_{F_2} = \sigma_{F_1} \frac{Y_{FS_2}}{Y_{FS_1}} = 54 \frac{3,53}{3,47} = 55$ $\sigma_{FP_2} = 241$ <p>Умова міцності на згин виконана</p>
19. Контактні напруження, МПа	$\sigma_H$	(2.11 5)	$\sigma_H = z_E z_H z_\epsilon \sqrt{u^2 + 1} \times$ $\times \sqrt{\frac{10^3 T_{1H} k_{H\beta} k_{HV} \sqrt{U^2 + 1}}{0,85 \cdot 2 R_e^3 (1 - 0,5 k_{be})^2 k_{be} U}} =$ $= 190 \cdot 2,49 \cdot 1 \sqrt{4,12^2 + 1} \times$ $\times$ $\sqrt{\frac{10^3 \cdot 42 \cdot 1,05 \cdot 1,03 \sqrt{4,12^2 + 1}}{0,85 \cdot 2 \cdot 144,07^3 (1 - 0,5 \cdot 0,216)^2 \cdot 0,216 - 4,12}} =$ $= 394; \sigma_{HP} = 557$ <p>Умова міцності виконана</p>

## Продовження табл. 4.8

Найменування параметра	Позначання	Ном. табл. джер.	Метод визначення
20. Напруження при максимальному навантаженні, МПа: - контактні - на згин	$\sigma_{Hmax}$ $\sigma_{Fmax j}$	(2.116) (2.117)	$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{max}}{T_{ном}}} = 394 \cdot \sqrt{2,2} = 586$ $\sigma_{HPmax} = 2100$ $\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1} \frac{T_{max}}{T_{i1i}} = 54 \cdot 2,2 = 119$ $\sigma_{FPmax1} = 1157$ $\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} \frac{T_{max}}{T_{ном}} = 55 \cdot 2,2 = 121$ $\sigma_{FPmax} = 952$ <p>Умова міцності виконана</p>
21. Розрахунок геометричних параметрів - зовнішня висота головки зуба, мм  - зовнішня висота ножки зуба, мм  - кут ножки зуба, град.  - кут головки зуба, град.  - кут конуса вершин, град.  - зовнішній діаметр вершин зуба, мм	$h_{aej}$  $h_{fej}$  $\theta_{fj}$  $\theta_{aj}$  $\delta_{aj}$  $d_{aej}$	(2.118)  (2.119)  (2.120)  (2.121)  (2.122)  (2.123)	$h_{ae_1} = (h_a^* + x_1) m_e = (1 + 0,263) \cdot 4 = 5,05$ $h_{ae_2} = (h_a^* + x_2) m_e = (1 - 0,263) \cdot 4 = 2,95 ;$ $h_{fe_1} = h_{ae_1} + c^* m_e = 2,95 + 0,2 \cdot 4 = 3,75$ $h_{fe_2} = h_{ae_1} + c^* m_e = 5,05 + 0,2 \cdot 4 = 5,85 ;$ $\theta_{f_1} = \arctg\left(\frac{h_{fe_1}}{R_e}\right) = \arctg\left(\frac{3,75}{144,07}\right) = 1,491^\circ$ $\theta_{f_2} = \arctg\left(\frac{h_{fe_2}}{R_e}\right) = \arctg\left(\frac{5,85}{144,07}\right) = 2,325^\circ$ $\theta_{a_1} = \theta_{f_2} = 2,325^\circ$ $\theta_{a_2} = \theta_{f_1} = 1,491^\circ$ $\delta_{a_1} = \delta_1 + \theta_{a_1} = 13,650^\circ + 2,325^\circ = 15,975^\circ = 15^\circ 58' 30''$ $\delta_{a_2} = \delta_2 + \theta_{a_2} = 76,350^\circ + 1,491^\circ = 77,841^\circ = 77^\circ 50' 28''$ $\delta_{ae_1} = d_{e_1} + 2h_{ae_1} \cos \delta_1 =$ $= 68 + 2 \cdot 5,05 \cdot \cos 13,650^\circ = 77,81$ $d_{ae_2} = d_{e_2} + 2h_{ae_2} \cos \delta_2 =$ $= 280 + 2 \cdot 2,95 \cdot \cos 76,350^\circ = 281,39$



## Продовження табл. 4.8

Найменування параметра	Позначання	Ном. табл. джер.	Метод визначення
- відстань від вершини до площини зовнішньої окружності вершин	$B_j$	(2.124)	$B_1 = 0,5d_{e_2} - h_{ae_1} \sin \delta_1 =$ $= 0,5 \cdot 280 - 5,05 \cdot \sin 13,65^\circ = 138,81$ $B_2 = 0,5d_{e_1} - h_{ae_2} \sin \delta_2 =$ $= 0,5 \cdot 68 - 2,95 \cdot \sin 76,35^\circ = 31,13$
22. Розміри для вимірювання зуба (параметри для контролю точності виготовлення): - зовнішня окружна товщина зуба, мм - зовнішня постійна хорда зуба, мм - висота до зовнішньої постійної хорди зуба, мм	$S_{e_j}$ $\bar{S}_{ce_j}$ $\bar{h}_{ce_j}$	(2.127) (2.126) (2.128)	$S_{e_1} = (0,5\pi + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha + x_{r_1}) m_e =$ $= (0,5\pi + 2 \cdot 0,263 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ + 0,043) \cdot 4 = 7,22 ;$ $S_{e_2} = (0,5\pi - 2x_1 \operatorname{tg} 2 - x_{r_1}) m_e =$ $= (0,5\pi - 2 \cdot 0,263 \operatorname{tg} - 0,043) \cdot 4 = 5,35 ;$ $\bar{S}_{ce_1} = S_{e_1} \cos^2 \alpha = 7,22 \cdot \cos^2 20^\circ = 6,38 ;$ $\bar{S}_{ce_2} = S_{e_2} \cos^2 \alpha = 5,35 \cdot \cos^2 20^\circ = 4,72 ;$ $\bar{h}_{ce_1} = h_{ae_1} - 0,25 S_{e_1} \cdot \sin 2\alpha =$ $= 5,05 - 0,25 \cdot 7,22 \cdot \sin 40^\circ = 3,89 ;$ $\bar{h}_{ce_2} = h_{ae_2} - 0,25 S_{e_2} \sin 2\alpha =$ $= 2,95 - 0,25 \cdot 5,35 \cdot \sin 40^\circ = 2,09 .$

## 4.2 Приклад розрахунку передачі черв'ячної циліндричної

### 4.2.1 Вибір матеріалу черв'ячної пари

Матеріал черв'ячної пари приймаємо в залежності від очікуємої швидкості ковзання в зоні контакту.

Для закритої черв'ячної передачі при очікуємії швидкості ковзання в зоні контакту  $V_S = 4 \div 10$  м/с для виготовлення черв'яка приймаємо сталь 20Х з подальшою цементацією та гартуванням до твердості робочих поверхонь  $HRC_e$  56-63.

Вихідні параметри для визначення очікуємої швидкості ковзання в зоні контакту зведені в табл. 4.9.

Таблиця 4.9

### Вихідні параметри для визначення швидкості ковзання в зоні контакту

Найменування параметра	Позначання	Ном. табл. джер.	Значення
1. Частота обертів черв'яка, хвил. <sup>-1</sup>	$n_1$	Завдання	715
2. Клас навантаження 3. Максимальне навантаження черв'ячного колеса, Нм	- $T_{2max}$	Завдання	$H$ 0,8 $T_{2max} = 1170$ Н·м
4. Коефіцієнт еквівалентного навантаження	$K_{HE}$	Табл.2.3	$K_{HE} = 0,8$
5. Відносна тривалість навантаження	$PB$		$PB = 0,25$

Швидкість ковзання в зоні контакту дорівнюється

$$v_s = \frac{4 \cdot n_1}{10^4} \sqrt[3]{T_{2max}} = \frac{4 \cdot 715}{10^4} \sqrt[3]{1170} = 2,94, \text{ м/с.}$$

Допоміжна величина

$$K_{HE} \cdot PV = 0,8 \cdot 0,25 = 0,2.$$

В залежності від неї при швидкості ковзання  $v_s = 2,94$  м/с матеріал для вінця черв'ячного колеса приймається з групи Па (табл. 3.1): бронза БрА10ЖЗМц1,5; відливка в землю.

#### 4.2.2 Визначення допустимих напружень

Вихідні параметри для розрахунку допустимих напружень зведені в табл. 4.10.

Таблиця 4.10

#### Вихідні параметри

Найменування параметра		Позначання	Значення
1. Тип передачі		-	Реверсивна
2. Частота обертів черв'яка, хв. <sup>-1</sup>		$n_1$	715
3. Передаточне число		$u$	31,5
4. Потрібний ресурс передачі, годин		$L_h$	16000
5. Матеріал	черв'як	-	Сталь 20Х
	колесо	Табл. 3.1	Бронза БрА10ЖЗМц45
6. Спосіб термічної обробки	черв'яка	-	Цементация, загартування
	колеса	-	Відливка в землю
7. Межа текучості бронзи, МПа		$\sigma_{T_2}$	300
8. Межа міцності бронзи, МПа		$\sigma_{B_2}$	450
9. Швидкість ковзання в зоні контакту, м/с		$v_s$	2,94
10. Допустимий коефіцієнт перевантаження		$\frac{T_{max}}{T_{ном}}$	2

### Алгоритм розрахунку допустимих напружень для матеріалу черв'ячного колеса.

На стадії проектного розрахунку черв'ячної передачі визначають:

- 1) допустимі контактні напруження;
- 2) допустимі контактні напруження при максимальному навантаженні;
- 3) допустимі напруження на згин для бронзи;
- 4) допустимі напруження при згині зуба черв'ячного колеса максимальним навантаженням.

*Таблиця 4.11*

#### Розрахунок допустимих напружень

Найменування параметра	Позначання	Ном. табл. джер.	Значення
1. Число циклів змін напружень в залежності від терміну використання	$N_{K_j}$	(3.9)	$N_{K_1} = 60n_1L_h = 60 \cdot 715 \cdot 18 \cdot 10^6 = 77,22 \cdot 10^7$ $N_{K_2} = N_{K_1} / u = 77,22 \cdot 10^7 / 31,5 = 2,45 \cdot 10^7$
2. Коефіцієнт довговічності при розрахунку на контактну міцність	$Z_{N_2}$	(3.10)	$Z_{N_2} = \sqrt[8]{10^7 / N_{K_2}}$ Бронза не містить олова $Z_{N_2} = 1$
3. Коефіцієнт довговічності при розрахунку на згин	$Y_{N_2}$	(3.11)	$Y_{N_2} = \sqrt[9]{10^6 / N_{K_2}} = \sqrt[9]{10^6 / 24,5 \cdot 10^6} = 0,701$
4. Допустимі контактні напруження для передачі з цементованим черв'яком для бронзи, що не містить олова, МПа	$\sigma_{HP_2}$	(3.15)	$\sigma_{HP_2} = (300 - 25v_3) \cdot Z_{N_2} = (300 - 25 \cdot 2,94) \cdot 0,894 = 202$

## Продовження табл. 4.11

5. Допустимі контактні напруження при максимальному навантаженні для бронзи, що не містить олова, МПа	$\sigma_{HP_{2max}}$	(3.17)	$\sigma_{HP_{2max}} = 2\sigma_{T_2} = 2 \cdot 300 = 600$
6. Допустимі напруження при розрахунку на згин для бронзи, що не містить олова, МПа, для реверсивної передачі	$\sigma_{FP_2}$	(3.21)	$\sigma_{FP_2} = 0,16\sigma_{b_2} \cdot Y_{N_2} = 0,16 \cdot 450 \cdot 0,701 = 50$
7. Допустимі напруження при розрахунку на згин максимальним навантаженням для бронзи, що не містить олова, МПа	$(\sigma_{FP_2})_{max}$	(3.22)	$(\sigma_{FP_2})_{max} = 0,8 \cdot \sigma_{T_2} = 0,8 \cdot 300 = 240$

## 4.2.3 Приклад розрахунку циліндричної черв'ячної передачі

Розрахунок циліндричної черв'ячної передачі складається з трьох послідовно виконаних розрахунків:

- 1) розрахунку на міцність (табл. 4.12; табл. 4.13);
- 2) розрахунок основних геометричних параметрів (табл. 4.14; табл. 4.16)
- 3) тепловий розрахунок (визначення термічної потужності передачі).

Для кожного розрахунку складається окрема таблиця вихідних параметрів.

Таблиця 4.12

**Визначення силових геометричних та кінематичних параметрів, що використовуються в розрахунках**

Найменування параметра	Позначання	Ном. табл. джер.	Значення
1. Передаточне число	$u$		31,5
2. Число витків черв'яка	$z_1$		1
3. Кут вихідного контуру, град.	$\alpha$		20
4. Максимальне навантаження черв'ячного колеса, Нм	$T_{2max}$		$T_{2max} = 1170$
5. Коефіцієнт еквівалентності	по контакту	$K_{HE}$	0,8
	на згин	$K_{FE}$	0,81
6. Коефіцієнт режиму	$x$		0,75
7. Вихідне розрахункове навантаження	по контакту	$T_{2H}$	$T_{2H} = T_{2max} \cdot K_{HE} = 1170 \cdot 0,8 = 936$
	на згин	$T_{2H}$	$T_{2F} = T_{2max} \cdot K_{FE} = 1170 \cdot 0,81 = 948$
8. Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в зачепленні при розрахунку на: контактну міцність міцність на згин	$K_{HV}$ $K_{FV}$	$K_{HV} = 1,1 - 1,3$	$K_{HV} = 1,10$ $K_{FV} = K_{HV}$
9. Допустимі контактні напруження, МПа	$\sigma_{HP_2}$	Табл. 4.11	202
10. Допустимі контактні напруження при максимальному навантаженні, МПа	$\sigma_{HP_{2max}}$	Табл. 4.11	600
11. Допустимі напруження при розрахунку на згин, МПа	$\sigma_{FP_2}$	Табл. 4.12	50
12. Допустимі напруження при розрахунку на згин максимальним навантаженням, МПа	$(\sigma_{FP_2})_{max}$	Табл. 4.11	240

Продовження табл. 4.12.

Найменування параметра	Позначання	Ном. табл. джер.	Значення
13. Приведений модуль пружності, МПа	$E_V$		$E_V = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$ Для сполучення сталь-бронза $E_V = 1,26 \cdot 10^5$ МПа
14. Допустимий коефіцієнт перевантаження	$\frac{T_{\max}}{T_{ном}}$		2

### **Алгоритм розрахунку на міцність передачі черв'ячної циліндричної**

Для всього циклу розрахунку прийняті такі позначання:

$j = 1$  – для усіх параметрів черв'яка;

$j = 2$  – для усіх параметрів черв'ячного колеса.

Приклад розрахунку наведений в табл. 4.13.

Таблиця 4.13

### **Приклад розрахунку на міцність передачі черв'ячної циліндричної**

Найменування параметра	Позначання	Ном. табл. джер.	Метод визначення
1. Число зубів черв'ячного колеса	$z_2$	(3.25)	$z'_2 = z_1 \cdot u = 1 \cdot 31,5;$ $z_2 = 31$
2. Орієнтовне значення коефіцієнта діаметра черв'яка	$q'$	(3.26)	$q' = 0,25 \cdot z_2 = 0,25 \cdot 31 = 7,75;$ $q = 8$ – стандартне значення
3. Коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження	$K_{H\beta}$	(3.27)	$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta}\right)^3 (1-x) = 1 + \left(\frac{31}{72}\right)^3 (1-0,75) = 1,02$ $\theta = 72$ (Табл. 3.5) при $z_1 = 1$ і $q = 8$

## Продовження табл. 4.13.

Найменування параметра	Позначання	Ном. табл. джер.	Метод визначення
4. Міжосьова відстань, мм	$a_w$	(3.28)	$a'_w = 625 \sqrt[3]{\frac{T_{H_2} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{\sigma_{HP_2}^2}} =$ $= 625 \sqrt[3]{\frac{936 \cdot 1,02 \cdot 1,1}{202^2}} = 184,53$ $a_w = 200$ – стандартне значення
5. Модуль передачі, мм	$m$	(3.29)	$m' = \frac{2a_w}{qtz_2} = \frac{2 \cdot 200}{8 + 31} = 10,26$ $m = 10$ – стандартне значення
6. Скореговане значення $q$	$q$	(3.30)	$q' = \frac{2a_w}{m} - z_2 = \frac{2 \cdot 200}{10} - 31 = 9$ (другий ряд стандартних величин); залишаємо $q = 8$ .
7. Коефіцієнт зміщення черв'яка	$x$	(3.31)	$x = \frac{a_w}{m} - \frac{z_2 + q}{2} = \frac{200}{10} - \frac{31 + 8}{2} = 0,5$
8. Контактні напруження на робочій поверхні зуба черв'ячного колеса, МПа	$\sigma_{H_2}$	(3.32)	$\sigma_{H_2} = \frac{0,5}{z_2/q} \sqrt{\frac{\left(\frac{z_2}{q} + 1\right)^3 E_v \cdot 10^3 T_{H_2} K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{a_w^3}} =$ $= \frac{0,5}{31/8} \sqrt{\frac{\left(\frac{31}{8} + 1\right)^3 \cdot 1,26 \cdot 10^5 \cdot 10^3 \cdot 936 \cdot 1 \cdot 1,1}{200^3}} =$ $= 140$
9. Умова міцності	-		Умова міцності виконана. $\sigma_{HP_2} = 202$ МПа
10. Контактні напруження на робочій поверхні зуба черв'ячного колеса при максимальному навантаженні, МПа	$\sigma_{H_{2max}}$	(3.33)	$\sigma_{H_{2max}} = \sigma_{H_2} \sqrt{\frac{T_{max}}{T_{ном}}} = 140 \sqrt{2} = 198$
11. Умова міцності при максимальному навантаженні	-		Умова міцності виконана $\sigma_{HP_{2max}} = 600$ МПа.

## Продовження табл. 4.13.



Найменування параметра	Позначання	Ном. табл. джер.	Метод визначення
12. Кут підйому витка черв'яка, град.	$\gamma$	(3.34)	$\gamma = \arctg(z_1/q) = \arctg(1/8) = 7,125^\circ$
13. Зведена кількість зубів черв'ячного колеса	$z_{v_2}$	(3.35)	$z_{v_2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{31}{\cos^3 7,125^\circ} = 31,73$
14. Коефіцієнт форми зуба $Y_{FS_2}$ в залежності від $z_{v_2}$	$Y_{FS_2}$	Табл. 3.6	$Y_{FS_2} = 1,71$
15. Напруження згину у ніжки зуба черв'ячного колеса, МПа	$\sigma_{F_2}$	(3.36)	$\sigma_{F_2} = \frac{1500 T_{F_2} K_{F\beta} K_{Fv} \cos \alpha}{z_2 q m^3} =$ $= \frac{1500 \cdot 948 \cdot 1,02 \cdot 1,1 \cdot \cos 20^\circ}{31 \cdot 8 \cdot 10^3} = 7,3$
16. Умова міцності на згин	-		Умова міцності на згин виконана $\sigma_{FP_2} = 50$ МПа
17. Напруження згину у ножки зуба черв'ячного колеса при максимальному навантаженні, МПа	$\sigma_{F_{2max}}$	(3.37)	$\sigma_{F_{2max}} = \sigma_{F_2} \frac{T_{max}}{T_{ном}} = 7,3 \cdot 2 = 14,6$
18. Умова міцності на згин при максимальному навантаженні	-		Умова міцності виконана. $\sigma_{FPM_2} = 240$ МПа.

**Алгоритм розрахунку геометричних параметрів черв'ячної  
циліндричної передачі.**

Вихідні параметри зведені в табл. 4.14.

Таблиця 4.14

**Вихідні параметри для розрахунку геометричних параметрів  
черв'ячної передачі**

Найменування параметра	Позначання	Ном. табл. джер.	Метод визначення
1. Вид черв'яка	-		Архімедов ЗА
2. Міжосьова відстань, мм	$a_w$		200
3. Модуль, мм	$m$		10
4. Коефіцієнт діаметра черв'яка	$q$		8
5. Число витків черв'яка	$z_1$		1
6. Число зубів черв'ячного колеса	$z_2$		31
7. Коефіцієнт висоти головки зуба	$h_a^*$	Вихідний черв'як за ДСТ 19036-73	1
8. Коефіцієнт радіального зазору	$c^*$		0,2
9. Коефіцієнт розрахункової товщини	$S^*$		$S^* = 0,5\pi = 1,571$
10. Коефіцієнт радіуса кривизни перехідної кривої	$\rho_\gamma^*$		0,3
11. додільний кут підйому витка черв'яка, град.	$\gamma$		7,125
12. Коефіцієнт висоти витка	$h^*$		2,2

Розрахунок основних геометричних параметрів циліндричної черв'ячної передачі зведений у табл. 4.15.

Таблиця 4.15

### Розрахунок основних геометричних параметрів циліндричної черв'ячної передачі

Найменування параметра	Позначання	Ном. табл. джер.	Метод визначення
1. Ділильний діаметр, мм	$d_j$	(3.38) (3.39)	$d_1 = mq = 10 \cdot 8 = 80$ $d_2 = mz_2 = 10 \cdot 31 = 310$ .
2. Діаметр вершин, мм	$d_{a_j}$	(3.40) (3.41)	$d_{a_1} = d_1 + 2h_a^* m = 80 + 2 \cdot 1 \cdot 19 = 100$ $d_{a_2} = d_2 + 2(h_a^* + x)m = 310 + 2(1 + 0,5) \cdot 10$
3. Найбільший діаметр черв'ячного колеса, мм	$d_{am_2}$	(3.42)	$d_{am_2} = d_{a_2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 340 + \frac{6 \cdot 10}{1 + 2} = 360$
4. Висота витка черв'яка	$h_1$	(3.44)	$h_1 = h^* \cdot m = 2,2 \cdot 10 = 22$
5. Діаметр западин, мм	$d_{f_1}$ $d_{f_2}$	(3.45) (3.46)	$d_{s_j} = d_{a_1} - 2h_1 = 100 - 2 \cdot 22 = 56$ $d_{f_2} = d_{a_2} - 2(h_a^* + c^* + x)m =$ $= 340 - 2(1 + 0,2 + 0,5)10 = 306$
6. Радіус кривини перехідної кривої черв'яка, мм	$\rho_{f_1}$	(3.47)	$\rho_{f_1} = \rho_f^* m = 0,3 \cdot 10 = 3$
7. Довжина нарізаної частини черв'яка, мм	$b_1^0$ $b_1$	Табл. 3.8 (3.48)	$b_1^0 \geq (11 + 0,1Z_2)m = (11 + 0,1 \cdot 31) \cdot 10 =$ $= 141$ мм Черв'як шліфований $b_1' = b_1^0 + 4m = 141 + 4 \cdot 10 = 181$ , $b_1 = 182$
8. Ширина вінця черв'ячного колеса, мм	$b_2$	(3.49)	$b_2 \leq 0,75d_{a_1} = 0,75 \cdot 100 = 75$ $b_2 = 75$
9. Радіус виїмки поверхні вершин зубів черв'ячного колеса, мм	$R$	(3.51)	$R = 0,5d_1 - m = 0,5 \cdot 80 - 10 = 30$

## Продовження табл. 4.15

Найменування параметра	Позначання	Ном. табл. джер.	Метод визначення
10. Міжосьова відстань, мм	$a$	(3.52)	$a = 0,5(z_2 + q + 2x)m =$ $= 0,5(31 + 8 + 2 \cdot 0,5) \cdot 10 = 200$ $a = a_w = 200$
11. Параметри для контролю - хід витка, мм - ділильна товщина по хорді витка черв'яка, мм - висота до хорди витка, мм	$p_{z_1}$ $\bar{s}_{a_1}$ $\bar{h}_{a_1}$	(3.53) (3.54) (3.55)	$p_z = \pi m z_1 = \pi \cdot 10 \cdot 1 = 31,42$ $\bar{s}_{a_1} = s^* m \cos \gamma =$ $= 1,571 \cdot 10 \cdot \cos 7,125^\circ = 15,59$ $\bar{h}_{a_1} = h_a^* m + 0,5 \bar{s}_{a_1} \times \operatorname{tg} \left( 0,5 \arcsin \frac{\bar{s}_{a_1} \sin^2 \gamma}{\alpha_1} \right) =$ $= 1 \cdot 10 + 0,5 \cdot 15,59 \times$ $\times \operatorname{tg} \left( 0,5 \arcsin \frac{15,59 \cdot \sin^2 7,125}{80} \right) =$ $= 10 + 0,012 = 10,012$

**Алгоритм теплового розрахунку циліндричної черв'ячної передачі та сил в зачепленні**

Вихідні параметри зведені в табл. 4.16.

Таблиця 4.16

### Вихідні параметри для теплового розрахунку циліндричної черв'ячної передачі

Найменування параметра	Позначання	Ном. табл. джер.	Метод визначення
1. Потужність на валу черв'яка, кВт	$P_1$	Завдання	2,78
2. Найбільший крутний момент на валу черв'ячного колеса, Н·м	$T_{2 \max}$	Розрахунок	1170
3. Частота обертів черв'яка, хвил. <sup>-1</sup>	$n_1$	Розрахунок	715
4. Передаточне число	$u$	Розрахунок	31,5
5. Ділильний кут підйому витка черв'яка, град.	$\gamma$	Табл. 4.14 п.11	7,125
6. Кут профіля, град.	$\alpha$	ДСТ 19036-73	20
7. Ділильний діаметр, мм	$d_j$	Табл. 4.15	$d_1 = 80$ $d_2 = 310$
8. Ширина нарізної частини черв'яка, мм	$b_1$		182
9. Ширина вінця черв'ячного колеса, мм	$b_2$		75
10. Міжосьова відстань, мм	$a_w$		200
11. Контактні напруження на зубі черв'ячного колеса, МПа	$\sigma_{H_2}$	Табл. 4.13 п.7	140
12. Робоча схема черв'ячної передачі	Д	Д=1	Нижнє розташування черв'яка
13. Робоча температура мастила, град	$t_2^\circ$	Задано	70°C

## Продовження табл. 4.16

Найменування параметра	Позначення	Ном. табл. джер.	Метод визначення
14. Температура навколишнього середовища, град.	$t_0$	Задано	20°C
15. Коефіцієнт теплопередачі,	$K_T$	Прийнято	16
16. Коефіцієнт теплоємності основи	$\psi$	Задано	$\psi = 0,3$ , металева рама
17. Група матеріалу черв'ячного колеса	-	Табл. 3.1	Па

Розрахунок теплових параметрів передачі та сил в зачепленні зведений до табл. 4.17.

Таблиця 4.17

## Розрахунок теплових параметрів передачі та сил в зачепленні

Найменування параметра	Позначення	Ном. табл. джер.	Метод визначення
1. Окружна швидкість, м/с	$v_j$	(3.56)  (3.57)	$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{\pi \cdot 80 \cdot 715}{60 \cdot 10^3} = 2,99$ $v_2 = \frac{\pi d_2 n_1}{60 \cdot 10^3 \cdot u} = \frac{\pi \cdot 310 \cdot 715}{60 \cdot 10^3 \cdot 31,15} = 0,37$
2. Швидкість ковзання, м/с	$v_s$	(3.58)	$v_s = v_1 / \cos \gamma = 2,99 / \cos 7,125^\circ = 3,01$
3. Допоміжна величина для вибору мастила	$\chi_{ch}$	(3.59)	$\chi_{ch} = \frac{\sigma_{H_2}^2}{10^3 v_3} = \frac{140^2}{10^3 \cdot 3,01} = 6,51$
4. Спосіб змащування та в'язкість мастила при температурі 100°C, мм <sup>2</sup> /с	$v_{100^\circ}$	Табл. 3.10	$v_s < 15$ м/с Приймаємо спосіб змащування – занурення; $v_{100^\circ} = 14$ при $\chi_{ch} = 6,5$

## Продовження табл. 4.17

Найменування параметра	Позначання	Ном. табл. джер.	Метод визначення
5. В'язкість мастила при робочій температурі, мм <sup>2</sup> /с	$\nu_t$	(3.60)	$\nu_t = (0,02t_2^\circ)^{2,6} \cdot \nu_{100^\circ} =$ $= (0,02 \cdot 70)^{2,6} \cdot 14 = 33,6$
6. Витрати потужності на перемішування мастила, кВт	$P_M$	(3.61)	$P_M = 0,75 \cdot 10^{-5} \nu_1 b_1 \sqrt{\nu_t \cdot \nu_1} =$ $= 0,75 \cdot 10^{-5} \cdot 2,99 \times$ $\times 182 \cdot \sqrt{33,6 \cdot 2,99} = 0,041$
7. Коефіцієнт витрат на перемішування мастила	$\psi_M$	(3.62)	$\psi_M = 1 - \frac{P_1}{P_1 + P_M} =$ $= 1 - \frac{2,78}{2,78 + 0,041} = 0,041$
8. Кут тертя в залежності від швидкості ковзання та групи матеріалу, град	$\rho$	Табл. 3.11	$\rho = 2,000^\circ$
12. Поверхня теплопередачі, м <sup>2</sup>	$A$	(3.67)	$A = 20 \left( \frac{a_w}{10^3} \right)^{1,7} = 20 \left( \frac{200}{10^3} \right)^{1,7} = 1,3$
13. Робоча температура вани мастила, град.	$t_{MB}^\circ$	(3.69)	$t_{MB}^\circ = \frac{10^3 \cdot \rho_1 (1 - \eta)}{K_r S (1 + \psi)} + t_0^\circ =$ $= \frac{10^3 \cdot 2,78 (1 - 0,687)}{16 \cdot 1,3 (1 + 0,3)} + 20^\circ = 52^\circ C$
14. Степінь точності передачі в залежності від швидкості ковзання	-		При швидкості ковзання $\nu_3 = 3,01$ м/с призначаємо 7 степінь точності за ДСТ 3675-81

## Продовження табл. 4.17

15. Окружне зусилля в зачепленні на черв'ячному колесі $F_{t_2}$ рівне осьовій силі $F_{a_1}$	$F_{t_2}$ $F_{a_1}$	(3.71)	$F_{t_2} = F_{a_1} = \frac{2 \cdot 10^3 T_{2 \max}}{d_2} =$ $= \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_{2 \max}}{d_2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1170}{310} = 7548$
16. Осьова сила на черв'ячному колесі $F_{a_2}$ рівна окружній силі на черв'яку, $F_{t_1}$ , Н	$F_{a_2}$ $F_{t_1}$	(3.72)	$F_{a_2} = F_{t_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_{2 \max}}{d_1 \cdot u \cdot \eta} =$ $= \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1170}{80 \cdot 31,5 \cdot 0,687} = 1352$
17. Радіальні сили, $F_{r_j}$ , Н	$F_{r_j}$	(3.73)	$F_{r_1} = F_{r_2} = F_{t_2} \cdot \operatorname{tg} \alpha / \operatorname{Cos} \gamma =$ $= 7548 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ / \operatorname{Cos} 7,125^\circ = 2769$
Розрахунок закінчено			



## РОЗДІЛ 5. ПРОГРАМА ТА МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО РОЗРАХУНКУ ЦИЛІНДРИЧНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ НА ПК

Програма створена згідно методики розрахунку циліндричних евольвентних зубчастих передач, яка викладена у вигляді алгоритму цього навчально-методичного посібника. Вона дозволяє користувачу у напівавтоматичному режимі з використанням сучасних ЕОМ з одного боку полегшити виконання рутинних обчислювальних операцій, а з другого боку взяти на себе непохитне виконання послідовності алгоритму і жорсткий контроль за допустимими межами різних величин. За допомогою зручного, доступного для кожного, інтерфейсу можна виконувати розрахунки циліндричних евольвентних зубчастих передач. Користувач може приділити більше часу і сил насамперед творчому підходу у розв'язанні інженерних задач. Властивості програми можуть суттєво зменшити похибки в розрахунках, швидкість розв'язання задачі та навіть спроможні допомогти підібрати оптимальні параметри передач. Студентам ця програма буде корисна на етапах вивчення методики розрахунку, перевірки впливу тих чи інших змінних на кінцеві або проміжні результати та в закріпленні засвоєного матеріалу завдяки особливості алгоритму, який розрахований на постійне втручання користувача в обчислювальний процес.

Після запуску програми з'являються два вікна (рис. 5.1).

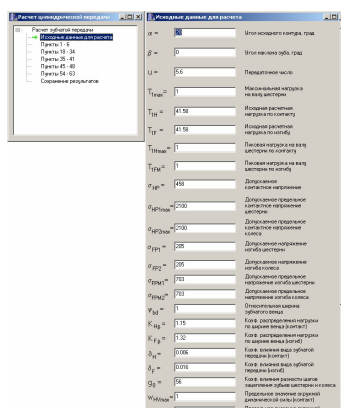


Рис. 5.1 Вигляд програми для розрахунку після її запуску

На цьому рисунку ліворуч зображене інформаційне вікно, а праворуч діалогове. Інформаційне вікно (рис. 5.2) відображує основні етапи розрахунку, поточний етап розрахунку і буде присутнє від початку розрахунку і до кінця. На поточний етап розрахунку вказує

зелена стрілка. Друге вікно розташоване праворуч і буде змінюватись постійно в залежності від поточного етапу розрахунку. В самому початку воно буде мати вигляд як показано на рис. 5.3,а. Це вікно дозволяє ввести вихідні дані. Перша колонка у цьому вікні відображує умовні позначення вихідних величин. Друга колонка містить, так звані, поля для введення вихідних величин. Третя колонка призначена більш детально розтлумачити умовні позначення величин. Поля вводу вихідних даних мають певний рівень захисту від дій користувача, які можуть призвести до зупинок у роботі програми. Користувач може вводити тільки цифри і тільки один знак, що розділяє цілу і дрібну частини числа. Для введення всіх вихідних величин треба користуватись полозою прокрутки рис. 5.3,а.

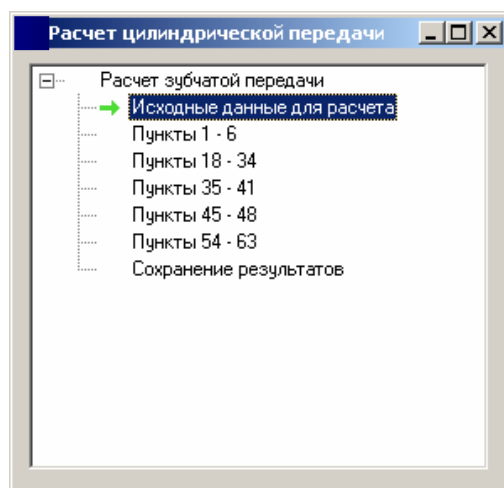


Рис. 5.2 Вікно програми, яке відображує послідовність етапів розрахунку

Закінчивши введення вихідних даних користувач може:

- 1) почати розрахунок (натиснути кнопку “далее ...”);
- 2) вийти з програми (натиснути кнопку “закончить”);
- 3) завантажити введені раніш вихідні дані (натиснути кнопку “открыть ...”);
- 4) зберегти введені дані (натиснути кнопку “сохранить ...”).

Натиснувши кнопку “далее ...” користувач ініціює початок розрахунків (рис. 5.3). Якщо при натисканні цієї кнопки з’явиться повідомлення, яке зображене на рис. 5.3,б, то це вказує на відсутність даних в деяких полях. Доки всі поля вихідних даних не будуть заповнені програма не дозволить почати розрахунок. При натисканні кнопки “открыть ...” з’явиться діалогове вікно (рис. 5.3,в), яке дозволяє відкрити раніш збережені вихідні дані. Якщо натиснути кноп-

ку “сохранить ...” з’явиться діалогове вікно (рис. 5.3,г), яке надасть можливість зберегти введені вихідні дані. Достатньо тільки вказати місце збереження і назву файла.

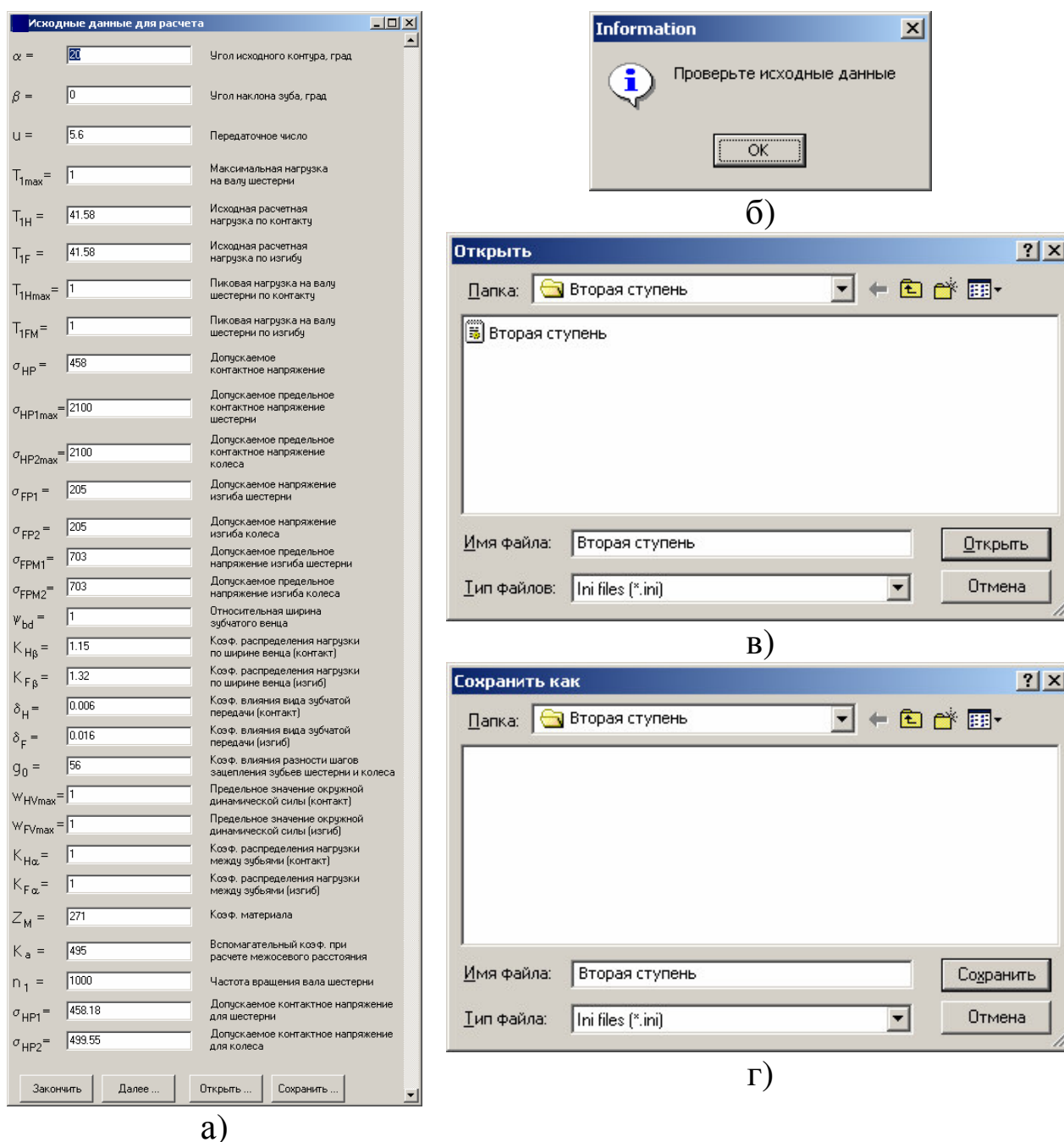


Рис. 5.3 Введення необхідних для розрахунку вихідних даних

На початку розрахунку з’явиться нове вікно, де зображуються розраховані параметри у вигляді статичного тексту і динамічних елементів управління. Наприклад на рис. 5.4 зображений статичних текст, а динамічні елементи управління зображені на рис. 5.5,б,в,г,д.

Отклонение передаточного числа от заданной величины	Делительное межосевое расстояние, а :
6.3425827090402E-15	185.625
Кoeffициент воспринимаемого смещения :	Угол зацепления :
-2.5	14.2901882354479
Кoeffициент суммы смещений :	
2.17617926866592	
Кoeffициент смещения для шестерни и колеса	
X1 :	X2 :
0	0
Кoeffициент уравнительного смещения :	
0.323820731334	

Рис. 5.4 Невдалий етап розрахунку

Статичний текст тільки відображує величини розрахованих величин. Динамічні елементи управління дозволяють не тільки відображувати значення параметрів, а і змінювати їх шляхом вибору потрібного значення параметру із випадального списку.

Згідно алгоритму розрахунку циліндричної зубчастої передачі на першому кроці розраховується коефіцієнт відносної ширини зубчастого вінця  $\psi_{ba}$ . Результат розрахунку має наступний вигляд  (рис. 5.5,а, позиція 1). Після цього програма зупиняється, пропонуючи користувачеві вибрати стандартний параметр. Потрібно вибрати за допомогою мишки із списку, який випадає, найближчу величину  $\psi_{ba}$  (рис. 5.5,б).

Після вибору параметра  $\psi_{ba}$  програма продовжує розрахунок і обчислює величину  $a'_w$  (рис. 5.5,а, позиція 2) та рекомендовані межі модулю  $m$  (рис. 5.5,а, позиція 3).

**а) Main Calculation Window:**

- Коеффициент относительной ширины зубчатого венца: 0.315
- Угол профиля: 20
- Межосевое расстояние: 160
- Допустимые значения модуля: от 1.65170847555307 до 3.30341695110614
- Коеф. наклона зуба: 1
- Принять модуль: 3
- Z1: 16, Z2: 90
- Отклонение передаточного числа от заданной величины: 0.446428571428578
- Делительное межосевое расстояние, a: 159
- Коеффициент воспринимаемого смещения: 0.333333333333333
- Угол зацепления: 20.9617370010683
- Коеффициент суммы смещений: 0.341077191179981
- Коеффициент смещения для шестерни и колеса: X1: 0.341077191179981, X2: 0
- Коеффициент уравнительного смещения: 0.007743857846

**б) Dropdown 1:** 0.303030303030303, 0.125, 0.16, 0.2, 0.25, 0.303030303030303, 0.315, 0.4, 0.5

**в) Dropdown 2:** 165.170847555307, 100, 125, 140, 160, 165.170847555307, 180, 200, 225

**г) Dropdown 3:** 161616161616162, 14, 15, 16, 16.1616161616161, 17, 18, 19, 20

**д) Dropdown 4:** 3, 2.25, 2.5, 2.75, 3, 3.5, 4, 4.5, 5

а)

б)

в)

г)

д)

Рис. 5.5 Початок розрахунків

Для продовження розрахунків потрібно прийняти найближче стандартне значення модуля (рис. 5.5,а, позиція 4), яке можна вибрати із випадуючого списку (рис. 5.5,д). У цьому списку знаходяться два ряди модулів. Перший ряд значень модулів має вирівнювання по лівому краю, а другий ряд значень трохи зміщений у правий бік. Вибір стандартного значення модулю дозволяє програмі розрахувати числа зубів шестерні і колеса (рис. 5.5,а, позиція 5). Значення  $z_1$  і  $z_2$  потрібно округлити до найближчого цілого числа. Цю операцію можна виконати вибравши значення із випадуючих списків відповідно для  $z_1$  і  $z_2$  як показано на рис. 5.5,г.

Після вибору  $z_2$  розраховуються інші параметри передачі (рис. 5.5,а, позиція 6), які описані у підпунктах 5-7 алгоритму. Замість відображення фактичного значення передаточного числа програма зразу показує відхилення теоретичного передаточного числа від фактичного у процентному відношенні. Додатково програма контролює значення цього параметру. Якщо відхилення до 4% значення друкується на зеленому фоні, якщо навпаки, то на червоному.

За таким самим принципом контролюються значення коефіцієнту сприйманого зміщення і коефіцієнт суми зміщень. Якщо принаймні один параметр виходить за межі допустимих програма не дозволить продовжити розрахунок (кнопка “далее ...” буде не активна). У цьому випадку користувач має можливість змінити поточні параметри або повернутись і змінити вихідні дані. Для зміни вихідних даних передбачена кнопка “в исходные данные ...”.

Таким чином, основний принцип користування програмою це постійна участь користувача у процесі розрахунку (вводити нові дані, вибирати величини серед стандартних) і рухатись за принципом зверху вниз та праворуч. На рис. 5.6 зображено рисунок вікна, який відображує вдалий, повністю закінчений варіант поточного етапу розрахунку (кнопка “далее ...” активна, а параметри, які контролюються програмою, зображені на зеленому фоні).

Приклад невдалого розрахунку, який закінчився виходом за межі допустимої величини коефіцієнту сприйманого зміщення зображений на рис. 5.4 у вигляді фрагмента діалогового вікна програми.

На рис. 5.7,а зображені наступні три діалогових вікна програми у порядку їх появи зліва і праворуч. На рис. 5.7,а зображене вікно

програми, де переважно розраховуються геометричні параметри передачі. Слід відмітити особливості розрахунків на цьому етапі прямозубих і косозубих зубчастих коліс. Ширина зубчастого вінця колеса розраховується за формулою (2.57), але може бути задана користувачем (рис. 5.7,а, позиція 1). У розрахунку прямозубих зубчастих коліс не розраховуються: кут нахилу зубів, осьовий шаг, коефіцієнт осьового перекриття, не діє умова  $\varepsilon_{\beta} \geq 1$ . Тому під час розрахунку зона, яка позначена позицією 2 на рис. 5.7,а, є неактивною. Коли буде відбуватися розрахунок косозубої передачі ця ділянка буде активна. Крім того, якщо змінювати значення параметра  $b_{w2}$  у ручному режимі, то параметри пов'язані з  $b_{w2}$  будуть перераховані в автоматичному режимі і відображені у вікні програми (рис. 5.7,а, позиція 2).

Козфициент относительной ширины зубчатого венца	Угол профиля
0.315	20
Межосевое расстояние	Допустимые значения модуля
180	от : 1.65170847555307
	до : 3.30341695110614
Козф. наклона зуба	
1	
Принять модуль :	Z1 : 20
2.75	Z2 : 110
Отклонение передаточного числа от заданной величины	Делительное межосевое расстояние, a :
1.78571428571428	178.75
Козфициент воспринимаемого смещения :	Угол зацепления :
0.45454545454545	21.0660030874831
Козфициент суммы смещений :	
0.466259262110135	
Козфициент смещения для шестерни и колеса	
X1 :	X2 :
0.466259262110135	0
Козфициент уравнивающего смещения :	
0.011713807564	
в исходные данные ...	далее ...

Рис.5.6 Вдалий етап розрахунку

На етапі розрахунку, який зображений на рис. 5.7,б,

відбувається перевірка умов міцності і коефіцієнту безпеки за напруженням згину, позиція 1. Значення напружень, які порівнюються, зображені поряд з їх умовним позначенням. Між параметрами, які порівнюються зображена логічна операція (< - менше, <= - менше або рівно). Зеленим кольором підсвічується фон логічної операції умови, яка виконується, а червоним кольором якщо не виконується.



**а)**

18. Делительные диаметры, мм  
 $d_1 = 55$   
 $d_2 = 302.5$

19. Диаметры вершин зубьев, мм  
 $d_{a1} = 63$   
 $d_{a2} = 307.935574058394$

20. Диаметры осн. окружн. зубьев, мм  
 $d_{b1} = 51.683094143225$   
 $d_{b2} = 284.257017787737$

21. Углы профилей зубьев  
 $\alpha_{a1} = 34.8784939636037$   
 $\alpha_{a2} = 22.615609558635$

22. Коэф. торцевого перекрытия  
 $\epsilon_{\alpha} = 1.54230013914067$

23. Ширина зубч. венца колеса, мм  
 $b_{w2} = 56.7$

24. Угол наклона зубьев  
 $\beta =$

25. Осевой шаг  
 $p_x =$

26. Коэф. осевого перекрытия  
 $\epsilon_{\beta} =$

27. Выполнить условие  
 $\epsilon_{\beta} \geq 1$

28. Ширина зубч. венца шестерни, мм  
 $b_{w1} = 61.7$

29. Коэф. сум. длины контактн. линий  
 $z_{\epsilon} = 0.905115068349383$

30. Д diam. начальн. окружн. зубьев, мм  
 $d_{w1} = 54.5454545454545$   
 $d_{w2} = 305.454545454545$

31. Исходн. расчтн. окружн. сила, Н  
 $F_{Ht} = 1524.6$   
 $F_{Ft} = 1512$

32. Окружная скорость  
 $V = 2.85599332144527$

33. Окружная динамич. сила  
 $w_{HV} = 5.44049861371598$   
 $w_{FV} = 14.5079963032426$

назад ... далее ...

**б)**

Коэф. динамическ. нагрузки  
 $K_{HV} : 1.09246207455443$   
 $K_{FV} : 1.22152372028666$

Удельная окружная сила, Н  
 $w_{Ht} : 53.8707046133121$   
 $w_{Ft} : 67.0440623021656$

Эквивалентное число зубьев  
 $Z_{V1} : 25$   
 $Z_{V2} : 135$

Коэффициент  
 $Y_{F1} : 3.37510969106496$   
 $Y_{F2} : 3.66378521967912$

Коэффициент перекрытия  
 $Y_{\epsilon} : 1$

Напряжения изгиба  
 $\sigma_{F1} : 113.141$   
 $\sigma_{F2} : 122.818$

41. Проверка условия прочности  
 $\sigma_{F1} : 113.141$    $\sigma_{FP1} : 205.000$   
 $\sigma_{F2} : 122.818$    $\sigma_{FP2} : 205.000$

44. Коэф. безопасности по напряжениям изгиба  
 $S_{F1} : 1.812$   2  
 $S_{F2} : 1.669$   2

назад ... далее ...

**в)**

54. Угол профиля  
 $d_{x1} = 62.2594$   $\alpha_{x1} = 22.4132$   
 $d_{x2} = 337.7500$   $\alpha_{x2} = 20.0000$

55. Число зубьев в длине общей нормали  
 $Z_{m1} = 4.8621$   $Z_{m2} = 21.9444$

56.  
 $Z_{n1} = 5$   $Z_{n2} = 22$

57. Длина общей нормали  
 $W_1 = 24.4511$   $W_2 = 115.8043$

58. Радиус кривизны активного профиля зуба  
 $\rho_{P1} = 7.0029$   $\rho_{P2} = 53.7884$

59. Радиус кривизны разноименных профилей зубьев  
 $\rho_{w1} = 12.2256$   $\rho_{w2} = 57.9022$

60. Радиус кривизны профиля зуба в точке на окр. вершин  
 $\rho_{a1} = 15.8930$   $\rho_{a2} = 62.6784$

61. Условие  
 $\rho_{P1} = 7.0029$    $\rho_{w1} = 12.2256$   
 $\rho_{P2} = 53.7884$    $\rho_{w2} = 57.9022$

62. Условие  
 $\rho_{w1} = 12.2256$    $\rho_{a1} = 15.8930$   
 $\rho_{w2} = 57.9022$    $\rho_{a2} = 62.6784$

назад ... далее ...

Рис. 5.7 Заключний етап розрахунків

Далі на рис. 5.8 і рис. 5.9 наведений варіант повного розрахунку циліндричної передачі з використанням розробленої програми по вихідним даним, які зображені на рис. 5.3,а.

**Коефициент относительной ширины зубчатого венца**  
0.25

**Угол профиля**  
20

**Межосевое расстояние**  
180

**Допустимые значения модуля**  
от: 1.7839810863231  
до: 3.5679621726462

**Коефф. наклона зуба**  
1

**Принять модуль:**  
1.75

**Z1:** 31  
**Z2:** 173

**Отклонение передаточного числа от заданной величины**  
0.345522119815662

**Делительное межосевое расстояние, a:**  
178.5

**Коефициент воспринимаемого смещения:**  
0.857142857142857

**Угол зацепления:**  
21.2730715847175

**Коефициент суммы смещений:**  
0.883563125144196

**Коефициент смещения для шестерни и колеса**  
X1: 0.5  
X2: 0.383563125144196

**Коефициент уравнительного смещения:**  
0.026420268001

**18. Делительные диаметры, мм**  
 $d_1 = 54.25$   
 $d_2 = 302.75$

**19. Диаметры вершин зубьев, мм**  
 $d_{a1} = 59.4075290619953$   
 $d_{a2} = 307.5$

**20. Диаметры осн. окружн. зубьев, мм**  
 $d_{b1} = 50.9783246776355$   
 $d_{b2} = 284.491940942934$

**21. Углы профилей зубьев**  
 $\alpha_{a1} = 30.8947244426459$   
 $\alpha_{a2} = 22.3049331763143$

**22. Коефф. торцевого перекрытия**  
 $\epsilon_{\alpha} = 1.60639358660949$

**23. Ширина зубч. венца колеса, мм**  
 $b_{w2} = 145$

**24. Угол наклона зубьев**  
 $\beta =$

**25. Осевой шаг**  
 $p_x =$

**26. Коефф. осевого перекрытия**  
 $\epsilon_{\beta} =$

**27. Выполнить условие**  
 $\epsilon_{\beta} \geq 1$

**28. Ширина зубч. венца шестерни, мм**  
 $b_{w1} = 50$

**29. Коефф. сум. длины контактн. линий**  
 $z_{\epsilon} = 0.893235021964267$

**30. Диамет. начальн. окружн. зубьев, мм**  
 $d_{w1} = 54.5454545454545$   
 $d_{w2} = 305.454545454545$

**31. Исходн. расчетн. окружн. сила, Н**  
 $F_{Ht} = 1524.6$   
 $F_{Ft} = 1532.90322580645$

**32. Окружная скорость**  
 $v = 2.85599332144527$

**33. Окружная динамич. сила**  
 $w_{Hv} = 5.44049861371598$   
 $w_{Fv} = 14.5079963032426$

**Коефф. динамическ. нагрузки**  
 $K_{Hv} : 1.13963602006355$   
 $K_{Fv} : 1.32264971117462$

**Удельная окружная сила, Н**  
 $w_{Ht} : 44.402498613716$   
 $w_{Ft} : 59.4731575935652$

**Эквивалентное число зубьев**  
 $Z_{v1} : 31$   
 $Z_{v2} : 173$

**Коефициент**  
 $Y_{F1} : 3.27895601593712$   
 $Y_{F2} : 3.63700086376596$

**Коефициент перекрытия**  
 $Y_{\epsilon} : 1$

**Напряжения изгиба**  
 $\sigma_{F1} : 111.434$   
 $\sigma_{F2} : 123.602$

**41. Проверка условия прочности**  
 $\sigma_{F1} : 111.434$   $\sigma_{FP1} : 205.000$   
 $\sigma_{F2} : 123.602$   $\sigma_{FP2} : 205.000$

**44. Коефф. безопасности по напряжениям изгиба**  
 $S_{F1} : 1.840$   
 $S_{F2} : 1.659$

в исходные данные ...    далее ...    назад ...    далее ...    назад ...    далее ...

Рис. 5.8 Приклад розрахунку циліндричної зубчастої передачі

45. Основной угол наклона зуба  
 $\beta_b : 0$

46. Коэф. формы сопряж. поверх. зубьев  
 $Z_H : 1.71981855985341$

47. Контактные напряжения  
 $\sigma_H : 407.774478720366$

48. Условие прочности  
 $\sigma_H : 407.774$    $\sigma_{HP1} : 458.180$   
 $\sigma_H : 407.774$    $\sigma_{HP2} : 499.550$

49. Коэф. безопасности по контакт. напряжениям  
 $S_{HN1} : 1.124$   1.5  
 $S_{HN2} : 1.225$   1.5

50. Наибольшие контакт. напряжения  
 $\sigma_{Hmax} : 63.237952$

51. Коэф. безопасности  
 $S_{HM1} : 33.20791$   1  
 $S_{HM2} : 33.20791$   1

52. Коэф. безопасности  
 $S_{FM1} : 2.68000$   1  
 $S_{FM2} : 2.97264$   1

Назад... Далее...

54. Угол профиля  
 $d_{x1} = 56.0000$   $\alpha_{x1} = 24.4494$   
 $d_{x2} = 304.0925$   $\alpha_{x2} = 20.6838$

55. Число зубьев в длине общей нормали  
 $Z_{m1} = 4.7235$   $Z_{m2} = 20.3809$

56.  
 $Z_{n1} = 5$   $Z_{n2} = 20$

57. Длина общей нормали  
 $W_1 = 24.6064$   $W_2 = 105.4408$

58. Радиус кривизны активного профиля зуба  
 $\rho_{P1} = 6.9528$   $\rho_{P2} = 50.0546$

59. Радиус кривизны разноименных профилей зубьев  
 $\rho_{w1} = 12.3032$   $\rho_{w2} = 52.7204$

60. Радиус кривизны профиля зуба в точке на окр. вершин  
 $\rho_{a1} = 15.2518$   $\rho_{a2} = 58.3536$

61. Условие  
 $\rho_{P1} = 6.9528$    $\rho_{w1} = 12.3032$   
 $\rho_{P2} = 50.0546$    $\rho_{w2} = 52.7204$

62. Условие  
 $\rho_{w1} = 12.3032$    $\rho_{a1} = 15.2518$   
 $\rho_{w2} = 52.7204$    $\rho_{a2} = 58.3536$

Назад... далее...

Рис.5.9 Приклад розрахунку циліндричної зубчасті передачі

Таким чином, розроблена програма це швидкий, ефективний, сучасний і зручний інструмент у руках студента або фахівця для правильного виконання розрахунків циліндричної зубчасті передачі.

## ПОСИЛАНИЯ

1. Проектирование механических передач. Учебно-справочное пособие по курсовому проектированию механических передач /С. А. Чернавский и др. – М.: Машиностроение, 1984. – 500 с.
2. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высшая школа, 19 – 352 с.
3. Электрооборудование кранов / А. П. Богословский и др. – М.: Машиностроение, 1983. – 310 с.
4. Кораблев А. И., Решетов Д. Н. Повышение несущей способности и долговечности зубчатых передач. – М.: Машиностроение, 1968. – 277 с.
5. Курсовое проектирование деталей машин / В. Н. Кудрявцев и др. – Л.: Машиностроение, 1984. – 393 с.
6. Часовников Л. Д. Передачи зацеплением зубчатые и червячные. – М.: Машиностроение, 1969. – 483 с.
7. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. ГОСТ 21354-87.
8. Решетов Д. Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 486 с.

## ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА	3
РОЗДІЛ 1 ВИЗНАЧЕННЯ СИЛОВИХ ТА КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДА МАШИН	4
1.1. Визначення потужності та вибір типу електродвигуна	4
1.2. Передаточне відношення привода	7
1.3. Розподіл передаточного відношення редуктора по ступеням	11
1.4 Визначення крутних моментів та частот обертів кожного валу	23
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ	25
2.1 Загальні положення	25
2.2 Критерії розрахунку	25
2.3 Види та причини пошкодження зубчатих коліс. Види розрахунків на міцність	29
2.4 Матеріали зубчатих коліс та способи зміцнення зубів	32
2.5 Режими роботи передачі. Визначення розрахункового навантаження	37
2.6 Вплив помилок виготовлення та деформацій на роботу зубчатої передачі	46
2.7 Допустимі напруження	50
2.8 Послідовність розрахунку допустимих напружень	56
2.9 Послідовність розрахунку циліндричних евольвентних зубчатих передач	61
2.10 Особливості розрахунку на міцність конічних евольвентних зубчатих передач	73
2.11 Послідовність розрахунку конічних евольвентних зубчатих передач	76
РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ	88
3.1 Загальні положення	88
3.2 Критерії розрахунку. Види розрахунків	88
3.3 Геометрія черв'ячних циліндричних передач	89
3.4 Кінематика черв'ячної передачі	92
3.5 Матеріали черв'ячних пар	94
3.6 Режими навантаження. Визначення розрахункового навантаження	95

3.7	Послідовність розрахунку циліндричної черв'ячної передачі	101
3.8	Алгоритм розрахунку на міцність циліндричної черв'ячної передачі	105
3.10	Алгоритм розрахунку сил, що виникають в зачепленні циліндричної черв'ячної передачі, та теплового розрахунку	114
РОЗДІЛ 4. ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКУ МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ		123
4.1	Приклади розрахунку зубчастих передач	123
4.2	Приклад розрахунку передачі черв'ячної циліндричної	146
РОЗДІЛ 5. ПРОГРАМА ТА МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО РОЗРАХУНКУ ЦИЛІНДРИЧНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ НА ПК		161

Навчальне видання  
Момот Дмитро Іванович  
Шарапата Андрій Сергійович

ПЕРЕДАЧІ ЗАЧЕПЛЕННЯМ. РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ

Редактор  
Відповідальний за випуск  
Комп'ютерна верстка

План 2007, поз.  
Підписано до друку  
Формат 60x84 1/16. Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman  
Друк RISO. Умовн. друк. арк. . Обл.-вид. арк.  
Замовлення № /07. Тираж 100 прим. Ціна договірна

---

Видавництво ХНАДУ, 61200, м. Харків – МСП,  
вул. Петровського, 25

---

*Свідоцтво державного комітету інформаційної політики, телебачення та радіомовлення України про внесення суб'єкта видавничої справи до додержання реєстру видавців, виробників і розповсюджувачів видавничої продукції, серія ДК №897 від 17.04.2002 р.*