

Міністерство освіти і науки України  
Центральноукраїнський національний технічний університет  
Кафедра “Деталі машин та прикладна механіка”

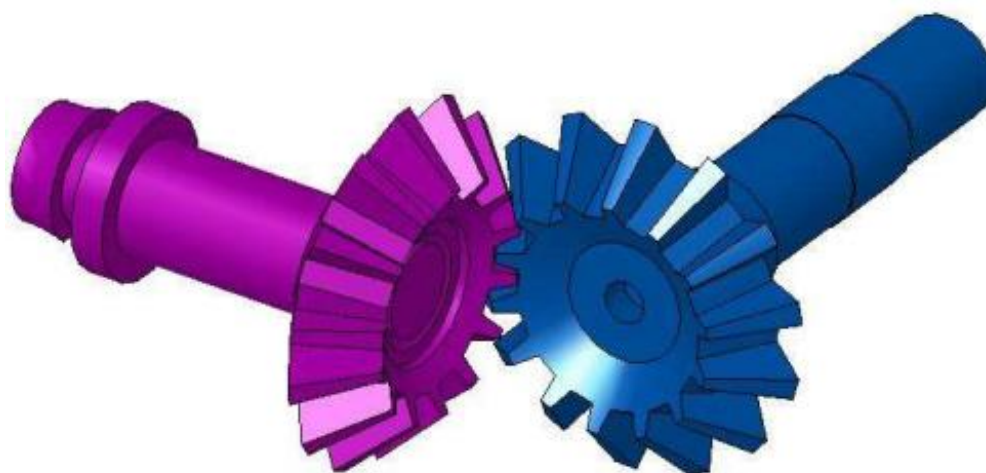
## Деталі машин

### Деталі машин та основи конструювання

Методичні вказівки

#### **Розрахунки конічних зубчастих передач**

до практичних занять та самостійної роботи  
для студентів механічних спеціальностей



Кропивницький

2026

Міністерство освіти і науки України  
Центральноукраїнський національний технічний університет  
Кафедра “Деталі машин та прикладна механіка”

## Деталі машин.

### Деталі машин та основи конструювання

Методичні вказівки

#### **Розрахунки конічних зубчастих передач**

до практичних занять та самостійної роботи  
для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня  
спеціальностей:

133 – Галузеве машинобудування,  
274 – Автомобільний транспорт,  
131 – Прикладна механіка,  
132 – Матеріалознавство,  
208 – Агроінженерія.

Затверджено на засіданні  
кафедри “ДМ та ПМ”  
протокол № 6 від 19.01. 2026 р.

Кропивницький

2026

Методичні вказівки. Розрахунки конічних зубчастих передач до практичних занять та самостійної роботи для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня спеціальностей: 133 «Галузеве машинобудування», 274 «Автомобільний транспорт», 131 «Прикладна механіка», 132 «Матеріалознавство», 208 «Агроінженерія»

Укл.; доц. к.т.н. Невдаха Ю.А., проф. д.т.н. Філімоніхін, доц. к.т.н. Пирогов В.В., доц. к.т.н. Пукалов В.В., зав. навч. лаб. Невдаха Н.А.

Кропивницький; ЦНТУ, 2026. - 28 с.

## ЗМІСТ

Розділ 1. Конічні зубчасті передачі.....	5
1.1. Особливості конічних зубчастих передач.....	5
1.2. Основні параметри конічної прямозубої передачі.....	7
1.3. Навантаження на зубці конічної зубчастої передачі.....	7
Розділ 2. Розрахунок прямозубих конічних передач.....	10
2.1. Вибір матеріалів передачі і визначення допустимих напружень.....	10
2.2. Проектувальний розрахунок.....	14
2.3. Перевірочні розрахунки.....	19
Розділ 3. Розрахунки відкритих зубчастих передач.....	22
3.1. Розрахунок відкритих прямозубих конічних передач.....	22
3.2. Проектувальний розрахунок.....	22
3.3. Перевірочні розрахунки.....	25
Література.....	27

## РОЗДІЛ 1. КОНІЧНІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ.

### 1.1. Особливості конічних зубчастих передач

Конічні зубчасті передачі застосовуються в тих випадках, коли осі валів перетинаються. Кут між осями валів може бути довільним, але на практиці найширше розповсюджені конічні зубчасті передачі з міжосьовим кутом  $\Sigma = 90^\circ$ . Такі передачі називають ортогональними.

*Конічна зубчаста передача* (рис.1.1) складається з двох зубчастих коліс, початковими поверхнями яких є бічні поверхні прямих кругових конусів, вписаних у сферу радіуса  $R_e$  так, що їхні вершини знаходяться у центрі сфери. Зубці на бічних поверхнях конусів відрізняються від зубців циліндричних коліс тим, що їхні розміри в поперечному перерізі поступово зменшуються з наближенням до вершин конусів.

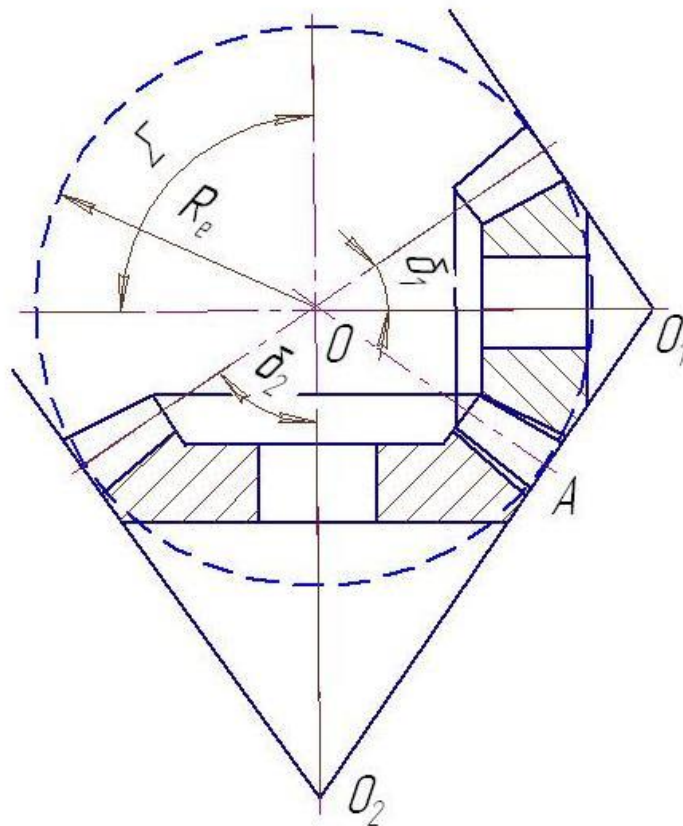


Рисунок 1.1 – Схема конічної передачі.

Під час обертання зубчастих коліс початкові конуси з кутами при вершинах  $\delta_1$  і  $\delta_2$  перекочуються один по другому без ковзання.

Профілі зубців конічних зубчастих коліс так само, як і циліндричних, окреслюються евольвентою. Евольвента повинна утворюватися на сфері радіусом  $R_e$ , оскільки довільні точки контакту спряжених профілів зубців повинні знаходитись на однаковій відстані від точки  $O$ . Цій умові задовольняють точки, що лежать на поверхні сфери. Профілювання зубців на сфері утруднене, бо поверхня сфери не розгортається на площину. Практично профілювання зубців здійснюється наближено на поверхнях додаткових конусів із твірними  $O_1A$  та  $O_2A$ , перпендикулярними до спільної твірної  $OA$  початкових конусів.

Зазначені особливості роблять конічні передачі складнішими, ніж циліндричні у виготовленні та монтажі. Для нарізування зубців конічних коліс потрібне спеціальне обладнання та інструменти. Крім допусків на розміри зубчастих вінців, тут треба забезпечити допуски на кути  $\Sigma$ ,  $\delta_1$  і  $\delta_2$ , а при монтажі — збіг вершин конусів з точкою перетину осей валів. Виготовити конічну зубчасту передачу з одним і тим же ступенем точності значно важче, ніж циліндричну.

Оскільки осі валів перетинаються, то виникають труднощі з розміщенням опор валів конічної передачі. В більшості випадків одне з конічних коліс розміщують консольно на валу. При цьому збільшується нерівномірність розподілу навантаження по довжині зубців. За дослідними даними несуча здатність конічної зубчастої передачі суттєво нижча від циліндричної з порівняльними розмірами і становить близько 85 %. ККД конічної зубчастої передачі становить 0,95— 0,96. Конічні зубчасті колеса бувають із прямими, тангенціальними та круговими зубцями.

## 1.2. Основні параметри конічної прямозубої передачі.

**Розміри зубців та вінців конічних зубчастих коліс.** Конічна зубчаста передача з основними розмірами вінців зубчастих коліс показана на рис.1.2

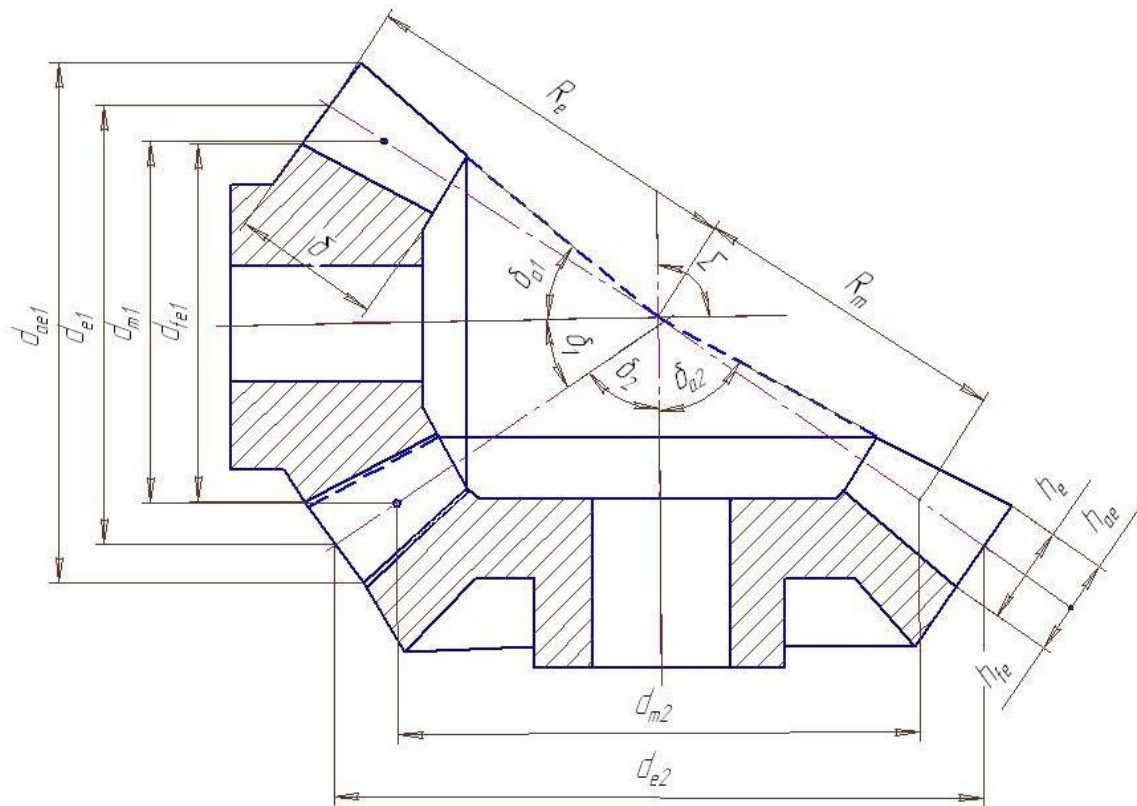
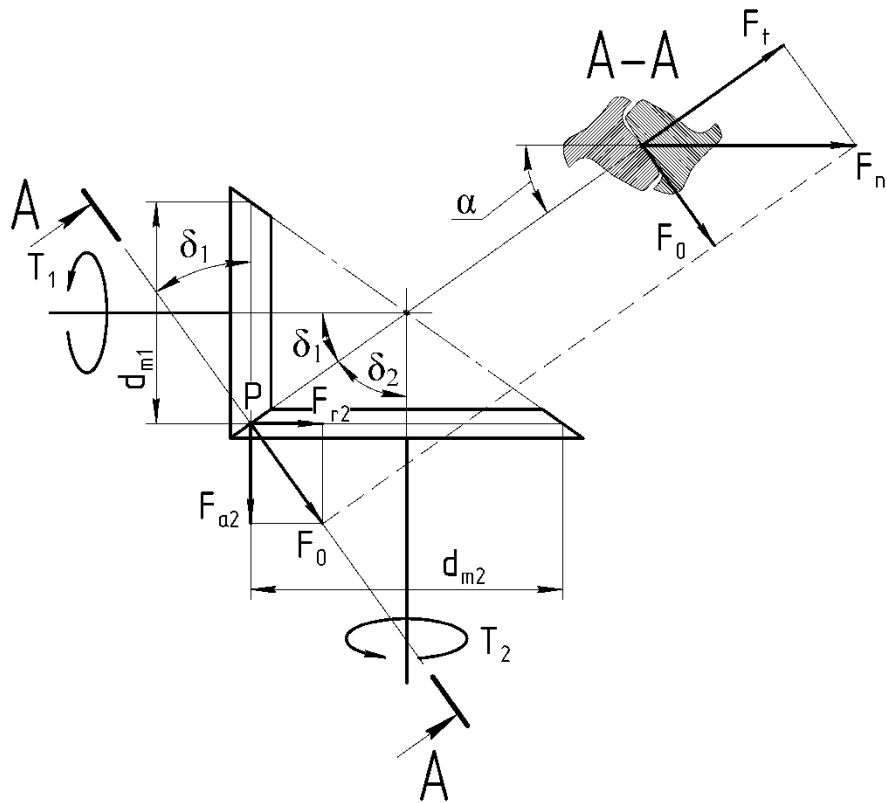


Рисунок 1.2 – Основні розміри вінців зубчастих коліс

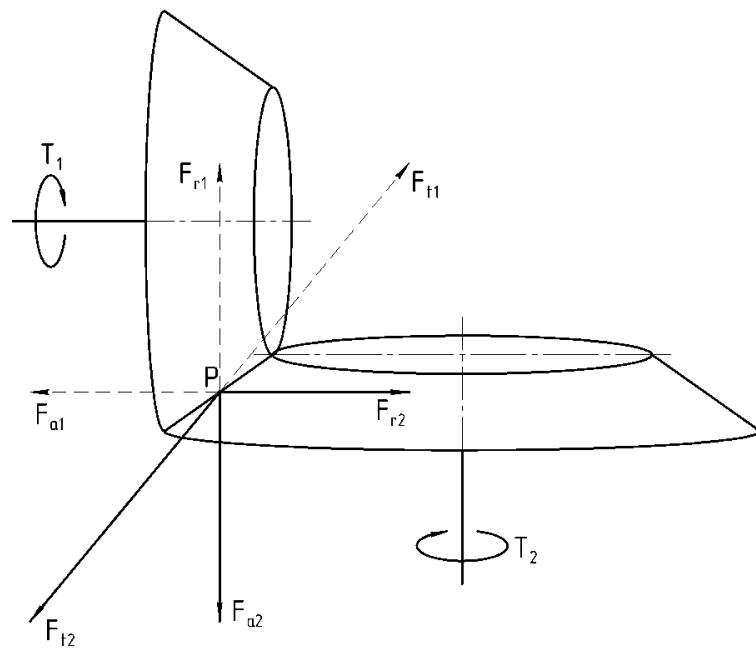
## 1.3. Навантаження на зубці конічної зубчастої передачі.

Номінальні сили у зачепленні прямозубих конічних коліс. За аналогією з циліндричними передачами силу взаємодії зубців, розподілену по довжині їхнього контакту, замінимо зосередженою силою, яка прикладається до зубця у його середньому перерізі. Сили тертя між зубцями тут також не враховуємо.

У конічній передачі (рис. 1.3, а) взаємодія зубців показана у їх середньому нормальному перерізі А—А. Якщо до ведучого вала прикладений обертовий момент  $T_1$ , то з боку зубця шестірні на зубець колеса діє нормальна сила  $F_n$ , яка направлена вздовж нормалі до профілів зубців у точці їхнього контакту, тобто вздовж лінії зачеплення, яка утворює кут зачеплення  $\alpha$  з перпендикуляром до лінії центрів еквівалентних коліс.



a)



б)

Рисунок 1.3 – Сили, які діють на зубці конічних зубчастих передач:  
 а) - взаємодія зубців показана у їх середньому нормальному перерізі;  
 б) - складові сил, які діють з боку зубців конічного колеса на зубці шестірні.

Силу  $F_n$  замінимо двома взаємно перпендикулярними складовими  $F_t$  та  $F_0$ , які перенесемо на схему передачі. Тут сила  $F_t$  проєкціюється у точку  $P$ , а сила  $F_0$  направлена вздовж сліду площини  $A—A$ . Замінивши повторно силу  $F_0$  двома взаємно перпендикулярними складовими  $F_{r2}$  та  $F_{a2}$ , дістанемо в результаті три взаємно перпендикулярні компоненти нормальної сили  $F_n$  взаємодії зубців:  $F_t$  - колову силу;  $F_{r2}$  — радіальну силу на колесі та  $F_{a2}$  — осьову силу на колесі.

Колова сила направлена по спільній дотичній до конічних коліс і лежить у площині їхнього обертання. Тому ця сила може бути визначена через обертовий момент  $T_1$  за формулою

$$F_t = 2T_1/d_{m1}.$$

Нормальна сила  $F_n$  і сила  $F_0$  виражаються через колову силу  $F_t$  за залежностями (див. паралелограм сил у перерізі  $A—A$  на рис. 1.3, а):

$$F_n = F_t/\cos \alpha = 2T_1/(d_{m1} \cos \alpha); \quad F_0 = F_t \operatorname{tg} \alpha. \quad (1.1)$$

Подаючи сили  $F_{r2}$  та  $F_{a2}$  через  $F_0$  (див. паралелограм сил на схемі передачі), дістаємо:

$$F_{r2} = F_0 \cos \delta_2 = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2; \quad (1.2)$$

$$F_{a2} = F_0 \cos \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 \quad (1.3)$$

Отже, формула (1.1) дозволяє визначити нормальну силу  $F_n$  взаємодії зубців через обертовий момент  $T_1$ , а формули (1.4), (1.5) та (1.6) — її три складові, що діють на зубці конічного колеса; колову силу  $F_t$ , радіальну  $F_{r2}$  та осьову  $F_{a2}$ .

Аналогічні складові діють з боку зубців конічного колеса на зубці шестірні, але у протилежному напрямі (див. рис. 1.3, б), до того ж радіальна сила на шестірні  $F_{r1}$  дорівнює осьовій силі  $F_{a2}$  на колесі, а осьова сила  $F_{a1}$  на шестірні — радіальній силі  $F_{r2}$  на колесі. Остаточно запишемо компоненти сили  $F_n$  взаємодії зубців конічної прямозубої передачі:

$$F_t = F_{t1} = F_{t2} = 2T_1/d_{m1}; \quad (1.4)$$

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1; \quad (1.5)$$

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2. \quad (1.6)$$

Зображення сили взаємодії зубців  $F_n$  конічних зубчастих коліс у формі трьох взаємно перпендикулярних складових дає певну зручність при складанні розрахункових схем валів передачі.

## **Розділ 2. Розрахунок прямозубих конічних передач.**

### **2.1. Вибір матеріалів передачі і визначення допустимих напружень**

Вибрати матеріали для шестерні і колеса, обчислити допустимі контактні і нормальні напруження для розрахунків на втомну і статичну міцності.

Для виготовлення зубчастих коліс найбільше застосування мають якісні вуглецеві і леговані сталі. Деякі марки цих сталей наведені в табл.1. Залежно від твердості після термообробки сталеві зубчасті колеса можна поділити на дві групи:

а) зубчасті колеса з твердістю  $H \leq 350\text{HB}$  після нормалізації або поліпшення (табл.1);

б) зубчасті колеса з твердістю  $H > 350\text{HB}$  після об'ємного гартування, гартування СВЧ, цементації, азотування (табл.2).

В якості заготовок для зубчастих коліс використовують круглий прокат, штамповки і поковки.

Для коліс великих розмірів (більше 500мм) застосовуються вуглецеве 35Л, 40Л, 45Л, 50Л або низьколеговане 40ХЛ, 35ХГСЛ сталеве литво

Таблиця 1. Сталі, що використовуються для виготовлення зубчастих коліс, їх термообробка і механічні характеристики.

Марка сталі	Заготовка	Термообробка	Твердість НВ	Границя текучості $\sigma_T$ , Н/мм <sup>2</sup>
35	Поковка, штамповка, прокат	Нормалізація	140...187	320
40	- // -	- // -	154...217	340
45	- // -	- // -	173...241	360
45	- // -	Поліпшення	194...263	450
50	- // -	Нормалізація	180...229	380
50	- // -	Поліпшення	228...255	540
40Х	- // -	Нормалізація	200...230	440
40Х	- // -	Поліпшення	230...28	550
40ХН	- // -	Нормалізація	220...250	550
40ХН	- // -	Поліпшення	235...295	600
35Л	Відливка	Нормалізація	145...185	280
40Л	- // -	- // -	153...195	290
45Л	- // -	- // -	163...205	320
50Л	- // -	- // -	174...215	330
35ХГСЛ	- // -	- // -	210...230	350
40ХЛ	- // -	- // -	180...200	350
40ХНЛ	- // -	- // -	200...220	500

Вибирати матеріали зубчастих коліс необхідно так, щоб твердість матеріалу шестерні була на 20...30НВ вище, ніж матеріалу колеса, тобто  $HV_1 = HV_2 + (20...30)$ .

Таблиця 2. Базові границі витривалості зубців (контактної  $\sigma_{H0}$  і при згині  $\sigma_{F0}$ )

Сталі	Термообробка (хіміко- термічна) обробка зубців	Твердість зубців		$\sigma_{H0}$ , Н/мм <sup>2</sup>	$\sigma_{F0}$ , Н/мм <sup>2</sup>
		поверхні	серцевини		
Леговані 40Х, 40Х, 40ХФА	Об'ємне гартування	38...50HRC	38...50HRC	18HRC+150	600
-----//-----	Гартування СВЧ	40...50HRC	26...30HRC	17HRC+200	600
Леговані 20Х, 12ХН3А, 20ХГТ	Цементация	56...62HRC	24...40HRC	23HRC	800
Леговані 40Х 40ХФА, 38ХМЮА	Азотування	550...700HV	24...40HRC	1050	300+12H <sub>HRC</sub>

При визначенні допустимих напружень уведено деякі спрощення щодо ДСТУ 21354-87.

Базові границі витривалості зубців передач, у яких твердість зубців  $H \leq 350$  НВ визначаються за формулами:

На контактну міцність;

$$\sigma_{H1} = 2HB_1 + 70 \text{ Н/мм}^2; \quad \sigma_{H2} = 2HB_2 + 70 \text{ Н/мм}^2 \quad (2.1)$$

На міцність при згині;

$$\sigma_{F0} = 1,8HB \quad (2.2)$$

Допустиме контактне напруження визначають за формулою:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H1}}{S_H} \cdot K_{HL}; \quad [\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H2}}{S_H} \cdot K_{HL} \quad (2.3)$$

де  $K_{HL}$  – коефіцієнт довговічності;

$S_H$  – коефіцієнт безпеки .

Для редукторних передач, як передач, що працюють протягом тривалого часу можна приймати  $K_{HL} = 1$ . Для зубчастих коліс з однорідною структурою  $S_H = 1,1$ , а для коліс із поверхневим зміцненням  $S_H = 1,2$ .

В якості розрахункового допустимого контактного напруження для всіх (прямозубих і косозубих) передач приймається менше, тобто допустиме напруження колеса  $[\sigma]_{H2}$ .

Для косозубих передач, в яких шестерня має твердість значно більшу, ніж твердість колеса, ( $HB_1 \geq HB_2 + 70$ ) за розрахункове допустиме напруження приймається умовне напруження, яке визначається за формулою:

$$[\sigma_H] = 0,45 ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) \quad (2.4)$$

де  $[\sigma_{H1}]$  і  $[\sigma_{H2}]$  – допустимі контактні напруження відповідно шестерні і колеса, що обчислені за формулою (2.3). При цьому повинна виконуватися умова:

$$[\sigma_H] < 1,23 [\sigma_{H2}].$$

Якщо ця умова не виконується, то приймають

$$[\sigma_H] = 1,23 [\sigma_{H2}].$$

Допустимі нормальні напруження при розрахунку на втомну міцність зубців на злам  $[\sigma]_F$ , Н/мм<sup>2</sup> визначаються за формулою:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F0}}{S_F} K_{FC} K_{FL}, \quad (2.5)$$

де  $\sigma_{F0}$  – базова границя витривалості при згині, Н/мм<sup>2</sup>;

$K_{FC}$  – коефіцієнт впливу напрямку прикладання навантаження на зубці;

$K_{FL}$  – коефіцієнт довговічності;

$S_F$  – коефіцієнт безпеки;

$K_{FC} = 1$  при навантаженні зубців з одного боку;

$K_{FC} = 0,7$  – якщо двобічне навантаження (в реверсивних передачах);

$K_{FL} = 1$  (як для передач, що працюють тривалий час);

$S_F = 1,75$  при ймовірності не руйнування зубців 0,9.

Гранично допустимі напруження (для розрахунків на перевантаження), якщо твердість зубців  $HV \leq 350$

$$[\sigma_H]_{\max} = 2,8 \sigma_T \quad (2.6)$$

$$[\sigma_F]_{\max} = 0,8 \sigma_T \quad (2.7)$$

де  $\sigma_T$  – границя текучості,  $\text{Н/мм}^2$ .

Якщо твердість зубців  $H > 350\text{HV}$ , то

$$[\sigma_H]_{\max} = 40 \text{ HRC} \quad (2.6a)$$

$$[\sigma_F]_{\max} = 0,6 \sigma_B, \quad (2.7a)$$

де  $\sigma_B$  – границя міцності матеріалу,  $\text{Н/мм}^2$ .

## 2.2. Проектувальний розрахунок.

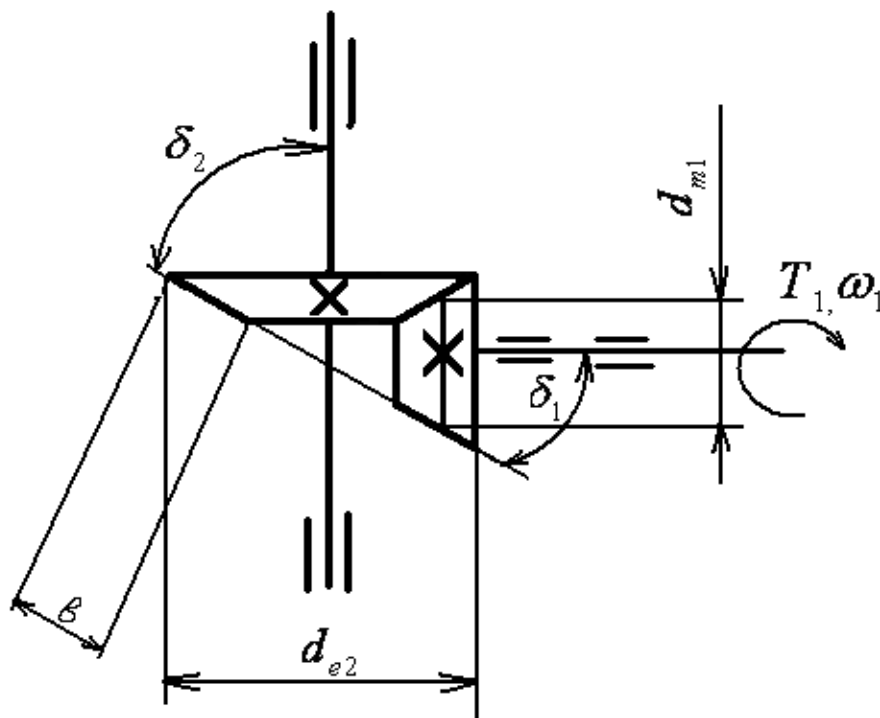


Рисунок 2.1 – Схема передачі

2.2.1. Основний розмір передачі – зовнішній дільний діаметр колеса  $d_{e2}$  – визначається з розрахунку на контактну витривалість поверхонь зубців за формулою (2.8):

$$d_{e2} \geq K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} u \sqrt{1+u^2}}{\Psi_{d2} [\sigma_H]^2}} \quad (2.8)$$

де  $K_d$  – константа (коефіцієнт), що залежить від механічних властивостей матеріалів передачі і форми спряжених поверхонь зубців, для сталевих коліс стандартних передач без зміщення  $K_d = 91,5 \text{ (Н/мм}^2\text{)}^{0,333}$ ;

$T_1$  – момент, що передається валом шестерні, Н мм;

$K_{H\beta}$  – коефіцієнт концентрації навантаження;

$u$  – передаточне число;

$\Psi_{d2}$  – коефіцієнт ширини вінців  $b$  зубчастих коліс відносно діаметра  $d_{e2}$  ( $\Psi_{d2} = b/d_{e2}$ ), визначається за відповідним графіком рис. 2.2;

$[\sigma]_H$  – розрахункове допустиме контактне напруження, Н/мм<sup>2</sup>

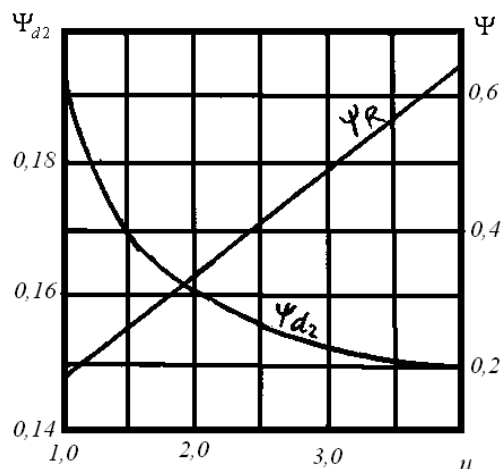


Рисунок 2.2 – Графік для визначення коефіцієнтів  $\Psi_{d2}$ ,  $\Psi_R$ .

Коефіцієнт концентрації навантаження  $K_{H\beta}$  визначається таким чином. За відповідним графіком рис. 2.2 визначається коефіцієнт ширини вінців зубчастих коліс відносно  $Re \Psi_R$ , а потім за його значенням знаходиться з табл. 3 величину  $K_{H\beta}$ . Разом треба визначити і інший коефіцієнт концентрації навантажень –  $K_{F\beta}$ , який використовується в розрахунках зубців на згин

Таблиця 3. Коефіцієнти концентрації навантажень  $K_{H\beta}$  і  $K_{F\beta}$  для конічних передач

$\Psi_R$	0,2	0,4	0,6	0,8
$K_{H\beta}$	$\frac{1,04}{1,06}$	$\frac{1,08}{1,14}$	$\frac{1,13}{1,23}$	$\frac{1,17}{-}$
$K_{F\beta}$	$\frac{1,06}{1,13}$	$\frac{1,15}{1,27}$	$\frac{1,25}{1,45}$	$\frac{1,35}{-}$

Примітка. В чисельниках наведені значення коефіцієнтів  $K_{H\beta}$  для передач з роликівими опорами (вони зустрічаються найчастіше), а в знаменниках з кульковими .

Розрахункове значення  $d_{e2}$  округлюється до більшого стандартного значення за ДСТУ 12289 – 76 (табл.4). Одночасно, у відповідності з передаточним числом передачі  $u$  береться ширина зубчастих вінців  $b$ .

Таблиця 4. Основні параметри конічних зубчастих передач (з ДСТУ 12289 – 76).

Номінальне значення $d_{e2}$ мм	Ширина зубчастих вінців $b$ , мм, для номінальних передаточних чисел $u$									
	1,40	1,60	1,80	2,00	2,24	2,50	2,60	3,15	3,55	4,00
100	18	17	16	16	16	15	15	15	--	--
112	20	19	18	18	17	17	17	17	--	--
125	22	21	20	20	19	19	19	19	19	18
140	24	24	22	22	22	21	21	21	21	21
160	28	28	26	25	25	25	24	24	24	24
180	32	30	30	28	28	28	28	26	26	26
200	34	34	32	32	32	30	30	30	30	30
225	40	38	36	36	36	34	34	34	34	32
250	45	42	40	40	40	38	38	38	38	36
280	50	48	45	45	45	42	42	42	42	42
315	55	52	52	50	50	48	48	48	48	45
355	63	60	60	55	55	55	55	55	52	52
400	70	70	65	65	63	60	60	60	60	60
450	80	75	75	70	70	70	70	65	65	65
500	90	85	80	80	80	75	75	75	75	75
560	--	--	90	90	90	85	85	85	85	80
630	--	--	100	100	100	95	95	95	95	90

2.2.2. Задатися кількістю зубців шестерні  $Z_1 \geq 17$  (для швидкохідних передач прийняти  $Z_1 \geq 25$ ) і обчислити кількість зубців колеса  $Z_2 = Z_1 \cdot u$ . Якщо кількість зубців колеса  $Z_2$  виявилось не цілим числом і його довелося округлити, то треба визначити фактичне передаточне число  $u_\phi = Z_2/Z_1$ , яке повинно відрізнятися від прийнятого раніше (стандартного) не більше, ніж на 3%.

2.2.3. Обчислити зовнішній модуль

$$m_e = \frac{d_{e2}}{Z_2} \quad (2.9)$$

і округлити його до найближчого стандартного за ДСТУ 9563 – 80 (табл.4).

2.2.4. Визначити фактичне значення  $d_{e2\phi} = m_e Z_2$  і оцінити його відхилення

від стандартного значення  $\Delta d_{e2} = \left| \frac{d_{e2} - d_{e2\phi}}{d_{e2}} \right| 100\% \leq 2\%$ ,

де  $d_{e2}$  – стандартне значення.

2.2.5. Визначити основні розміри зубчастих коліс:

кути ділительних конусів

$$\delta_2 = \arctg u; \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2;$$

зовнішні ділительні діаметри

$$d_e = m_e Z;$$

зовнішні діаметри вершин зубців

$$d_{ae} = d_e + 2m_e \cos \delta;$$

зовнішні діаметри впадин

$$d_{fe} = d_e - 2,4 m_e \cos \delta;$$

зовнішня конусна відстань

$$Re = \frac{m_e}{2} \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}; \quad \text{або} \quad Re = \frac{de_2}{2u} \sqrt{1 + u^2}$$

кут головки зубця

$$\theta_a = \arctg \frac{m_e}{Re};$$

кут ніжки зубця

$$\theta_f = \arctg \frac{1,2m_e}{R_e};$$

кути конусів вершин зубців

$$\delta_a = \delta + \theta_a ;$$

кути конусів впадин

$$\delta_f = \delta - \theta_i;$$

середній модуль

$$m_m = m_e - \frac{b}{Z_1} \sin \delta_1;$$

середній діаметр шестерні

$$d_{m1} = m_m Z_1;$$

При виконанні розрахунків лінійні величини обчислювати з точністю до 0,01мм (крім останнього обчислення  $d_{m1}$ ); кутові – до 1' (або 0,01°).

2.2.6. Знайти середню колову швидкість передачі

$$V_m = \omega_1 \frac{d_{m1}}{2}; \quad (2.10)$$

де  $\omega_1$  - кутова швидкість вала шестерні, рад/с;

$d_{m1}$  – середній діаметр шестерні, м.

Призначити ступінь точності передачі (за табл.5). Рекомендується призначити ступінь точності не нижче 8.

Таблиця 5. Рекомендації до вибору ступіння точності зубчастих передач

Колова швидкість колес $V$ , м/с не більше	Прямозуба передача	10	6	2
	Косозуба передача	15	10	4
Ступінь точності		7	8	9

2.2.7. Обчислити сили, що діють в передачі.

Колові сили

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}} \quad (2.11)$$

Радіальна сила шестерні  $F_{r1}$ , яка дорівнює осьовій силі колеса  $F_{a2}$

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta, \quad (2.12)$$

Осьова сила шестерні  $F_{a1}$ , яка дорівнює радіальній силі колеса  $F_{r2}$

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1, \quad (2.13)$$

де  $\alpha = 20^\circ$  - кут зачеплення .

### 2.3. Перевірочні розрахунки.

2.3.1. Перевірочний розрахунок на контактну витривалість

Умова контактної витривалості

$$\sigma_H = Z_H Z_M \sqrt{\frac{2T_1 K_{H\beta} K_{H\nu}}{0,83b} \times \frac{\sqrt{1+u_\phi^2}}{u_\phi}} \leq [\sigma_H], \quad (2.14)$$

де  $Z_H = 1,76$  – коефіцієнт, що враховує форму спряжених поверхонь зубців;

$Z_M$  – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів передачі  
(для сталевих колес  $Z_M = 275 \text{ (Н/мм}^2\text{)}^{0,5}$ );

$K_{H\beta}$  – коефіцієнт динамічного навантаження (приймається за табл. 3 з  
пониженням точності на один ступінь у порівнянні з фактичною);

$u_\phi$  – фактичне передаточне число

### 2.3.2 Перевірочний розрахунок на втомний злам зубців

Умова витривалості зубців на згин

$$\sigma_F = Y_F \frac{2,41TK_{F\beta}F_{Fv}}{bd_{m1}m_m} \leq [\sigma_F], \quad (2.15)$$

де  $Y_F$  – коефіцієнт форми зубця, визначається за табл. 6 в залежності від еквівалентної кількості зубців  $Z_V = Z/\cos\delta$ ;

$K_{F\beta}$  – коефіцієнт концентрації навантаження, знайдене раніше, (табл. 3);

$F_{Fv}$  – коефіцієнт динамічного навантаження визначається за табл. 7 з пониженням точності на один ступінь у порівнянні з фактичною;

$b$ , мм - табл.4;  $d_{m1}$ , мм;  $m_m$ , мм – див.п.2.2.5.

Цей розрахунок виконується для того з зубчастих коліс, у якого менше відношення  $[\sigma_F]/Y_F$ .

Таблиця 6. Значення коефіцієнта форми зубця для передач без зміщення

Z(Z <sub>V</sub> )	17	20	22	25	30	35	40	50	60	80	св.80
Y <sub>F</sub>	4,28	4,08	4,00	3,90	3,80	3,74	3,70	3,65	3,63	3,60	3,60

Таблиця 7. Значення коефіцієнта динамічного навантаження K<sub>Fv</sub>

Степінь точності	Колова швидкість V, м/с					
	1	2	4	6	8	10
7			$\frac{1,33}{1,11}$	$\frac{1,5}{1,16}$	$\frac{1,67}{1,22}$	$\frac{1,8}{1,29}$
	8	$\frac{1,1}{1,03}$		$\frac{1,38}{1,11}$	$\frac{1,58}{1,17}$	$\frac{1,78}{1,23}$
9	$\frac{1,13}{1,04}$	$\frac{1,28}{1,07}$	$\frac{1,5}{1,14}$			

Примітка: У чисельнику – значення для прямозубих передач, у знаменнику – для косозубих.

### 2.3.3. Перевірочні розрахунки при перевантаженнях.

Ці розрахунки виконуються на статичну міцність за контактними напруженнями і на злам.

Умови міцності

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{K_{II}} \leq [\sigma_H]_{\max} \quad (2.16)$$

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot K_{II} \leq [\sigma_F]_{\max} \quad (2.17)$$

де  $\sigma_H$  і  $\sigma_F$  – розрахункові напруження, обчислені за формулами (2.14.) і (2.15) відповідно;

$K_{II} = T_{\max}/T_{\text{ном}}$  – коефіцієнт перевантаження, приймається за технічним завданням, або за характеристикою електродвигуна.

$[\sigma_H]_{\max}$  і  $[\sigma_F]_{\max}$  – гранично допустиме напруження, визначаються за формулами (2.6) і (2.7) відповідно.

### 2.3.4. Сили, що діють в передачі.

Колові сили:

$$F_t = 2T_1/d_1 \quad (2.18)$$

Радіальні сили:

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha \quad (2.19)$$

де  $\alpha$  – кут зачеплення. В передачах без зміщення  $\alpha = 20^\circ$ .

### Розділ 3. Розрахунки відкритих зубчастих передач.

Розміри відкритих зубчастих передач визначають з розрахунку на втомний злам зубців ( на витривалість за нормальним напруженням згину). На контактну витривалість ці передачі не розраховуються, бо абразивне спрацювання поверхонь зубців відбувається швидше, ніж руйнування поверхонь зубців від дії змінних контактних напружень.

При розрахунку зубців на згин враховують їх спрацювання, яке приводить до зменшення їх міцності на згин.

Проектувальний розрахунок передач полягає в визначенні їх модуля.

В якості матеріалів відкритих передач застосовують вуглецеві сталі, сталеве литво, сірий чавун .

Відкриті передачі звичайно тихохідні і тому, як правило, виконуються прямозубими.

#### 3.1. Розрахунок відкритих прямозубих кінцевих передач.

3.1.1. Вибір матеріалів і визначення допустимих напружень (див. розділ 2.1.).

#### 3.2. Проектувальний розрахунок.

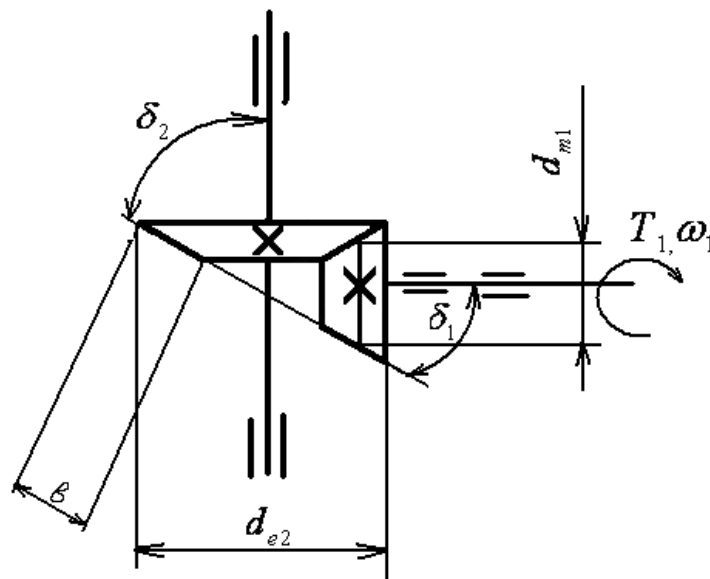


Рисунок 3.1 – Схема передачі

3.2.1. Задатися кількістю зубців шестерні  $Z_1 \geq 17$  і обчислити кількість зубців колеса  $Z_2 = Z_1 \cdot u$

де  $u$  – передаточне число передачі. При необхідності треба округлити до цілого числа.

3.2.2 Обчислити кути ділительних конусів:

колеса  $\delta_2 = \arctg u$

шестерні  $\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$

Кут обчислити з точністю до  $1'$  або  $0,01^\circ$ .

3.2.3. Знайти еквівалентні кількості зубців шестерні і колеса

$Z_{V1} = Z_1 / \cos \delta$  ;  $Z_{V2} = Z_2 / \cos \delta_2$  і визначити коефіцієнти форми зубця  $Y_{F1}$  і  $Y_{F2}$  за табл.6.

3.2.4. Зробити порівняльну оцінку міцностей зубців шестерні і колеса за відношенням  $[\sigma]_F / Y_F$ ; подальші розрахунки вести для того колеса, у якого це відношення буде меншим.

3.2.5. Визначити за графіками рис. 3.2 коефіцієнт ширини зубчастого вінця

$$\Psi_m = b / m_m,$$

де  $b$  – довжина зубця (ширина вінця), мм;

$m_m$  – середній коловий модуль, мм.

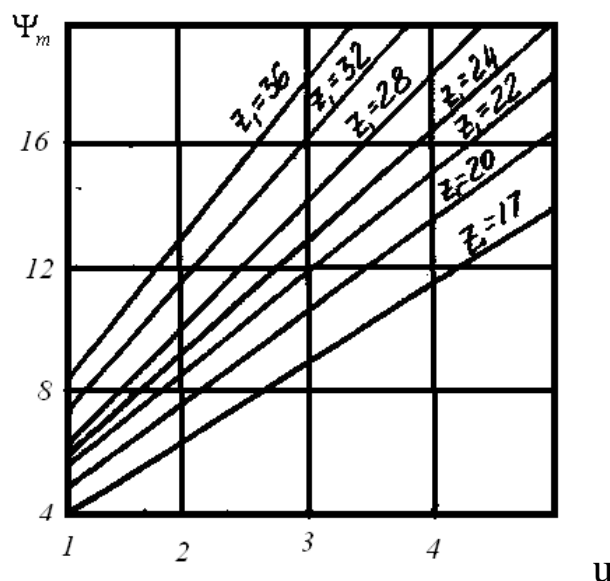


Рисунок 3.2 – Графік для визначення коефіцієнта  $\Psi_m$ .

3.2.6. Визначити за графіком рис. 2.2 коефіцієнт ширини вінця  $\Psi_R$  (у відповідності з  $u$ ), а потім, за його величиною, за табл. 3 визначити значення коефіцієнта концентрації навантаження  $K_{F\beta}$ .

3.2.7. Орієнтовно призначити коефіцієнт динамічного навантаження  $K_{Fv} = 1,1 \dots 1,3$ .

3.2.8. Задатися коефіцієнтом спрацювання  $K_{СП} = 1,25 \dots 1,50 m_m$ .

3.2.9. Обчислити середній модуль передачі  $m_m$  за формулою :

$$m_m \geq \sqrt[3]{\frac{2,41 \cdot T_1 K_{F\beta} K_{Fv} K_{СП} Y_F}{Z_1 \Psi_m [\sigma]_F}}, \quad (3.1)$$

де  $T_1$  - момент на валу шестерні, Н·мм;

$Y_F$  і  $[\sigma]_F$  – коефіцієнт форми зубця і допустимі нормальні напруження, Н/мм<sup>2</sup> для менш міцного із зубчастих коліс.

3.2.10. Обчислити ширину вінців  $b = \Psi_m m_m$  і округлити її згідно з рядом Ra 20 ДСТУ 6636 – 69 (табл.8).

Таблиця 8. Нормальні лінійні розміри (ДСТУ 6636 – 69)

Ra 20	...25, 28, 32, 36, 40, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 110, 125, 140...
Ra 40	...80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130*

3.2.11. Визначити зовнішній модуль  $m_e$  :

$$m_e = m_m + \frac{b}{Z_1} \sin \delta,$$

і округлити його до найближчого більшого стандартного значення за ДСТУ 9563 – 80 (табл.9).

Таблиця 9. Модулі зубчастих коліс (ДСТУ 9563 – 80)

Значення модуля передачі $m$					
...	(1,75)	2,5	(3,5)	5,0	...
...	2,0	(2,75)	4,0	(5,5)	
1,5	(2,25)	3,0	(4,5)	6,0	

Примітка: Бажано брати значення модулів, які не взяті в дужки.

3.2.12. Обчислити основні розміри зубчастих коліс (див. 2.2.5. ).

3.2.13. Визначити середню колову швидкість передачі  $V_m$ , м/с:

$$V_m = \omega_1 \frac{d_{m1}}{2},$$

де  $\omega_1$  – кутова швидкість шестерні, рад/с;

$d_{m1}$  – середній діаметр шестерні, м.

3.2.14. Призначити за табл.5 ступінь точності передачі. Ступінь точності треба призначити не нижче  $8^{го}$ , бо цей ступінь точності конічної передачі буде відповідати  $9^{МУ}$  ступінню точності циліндричної передачі, найнижчому в табл.5.

### 3.3. Перевірочні розрахунки.

3.3.1. Розрахунок на втомний злам зубців.

Уточнити коефіцієнт динамічного навантаження  $K_{FV}$  за табл. 7 з пониженням точності передачі на один ступінь у порівнянні з фактичним.

3.3.2. Перевірити умову витривалості зубців на згин :

$$\sigma_F = \frac{2,41 \cdot T_1 K_{F\beta} K_{FV} K_{CII} Y_F}{b d_{m1} m_m} \leq [\sigma ]_F \quad (3.2)$$

В цю формулу підставляємо фактичні значення  $K_{FV}$  та  $m_m$  .

3.3.3 Перевірочний розрахунок на перевантаження.

Ці розрахунки виконуються на статичну міцність на злам.

Умови міцності

$$\sigma_{F_{\max}} = \sigma_F \cdot K_{\Pi} \leq [\sigma_F]_{\max}$$

де  $\sigma_F$  – розрахункові напруження, обчислені за формулами (3.2.) ;

$K_{\Pi} = T_{\max}/T_{\text{ном}}$  – коефіцієнт перевантаження, приймається за технічним завданням, або за характеристикою електродвигуна.

$[\sigma_F]_{\max}$  – гранично допустиме напруження, визначаються за формулами (2.7).

### 3.3.4 Сили які діють в передачі.

Сили, що діють в передачі, визначаються за формулами:

$$F_t = F_{t1} = F_{t2} = 2T_1/d_{m1}; \quad (3.3)$$

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1; \quad (3.4)$$

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2. \quad (3.5)$$

## ЛІТЕРАТУРА

1. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник - К. : Вища школа, 1993. – 556 с.
2. Рудь Ю.С. Р 83 Основи конструювання машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. 2-е вид., переробл. - Кривий Ріг: Видавець ФО-П Чернявський Д.О., 2015. – 492 с.; з іл.
3. Гайдамака А.В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків: навчальний посібник для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання / А. В. Гайдамака. – Харків : НТУ «ХПІ», 2020. – 275 с.
4. Деталі машин : Навчальний посібник / Борозенець Г.М., Павлов В.М., Семак І. В. – К.: Видавничий дім «Кондор», 2021. – 220 с.
5. Мерхель І.І. Деталі машин: Навчальний посібник. – К.: Алерта, 2005.- 368 с. іл.
6. Карнаух, С.Г. К 24 Деталі машин : курс лекцій для студентів технічних спеціальностей / С. Г. Карнаух, М. Г. Таровик. – Краматорськ : ДДМА, 2017. – 26 с.

## Деталі машин

### Деталі машин та основи конструювання

#### Методичні вказівки

#### Розрахунки конічних зубчастих передач

до практичних занять та самостійної роботи  
для студентів механічних спеціальностей

Укладачі: доц. к.т.н. Невдаха Ю.А., проф. д.т.н. Філімоніхін,  
доц. к.т.н. Пирогов В.В., доц. к.т.н. Пукалов В.В., ас. Невдаха Н.А.

РВЛ ЦНТУ, м. Кропивницький, пр. Університетський, 8.

тел. 39-05-41, 55-92-45.