

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**Державний вищий навчальний заклад**  
**“Донецький національний технічний університет”**

## **МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

### **Проектування коліс циліндричних зубчатих передач**

**(контрольні завдання і методичні вказівки до виконання розрахунково-графічної роботи з прикладної механіки студентами немеханічних спеціальностей)**

**Розглянуто**  
**на засіданні кафедри**  
**“Опір матеріалів”**  
**протокол № 1 від 31.08.2010**

**Затверджено**  
**На засіданні навчально - видавничої**  
**Ради ДонНТУ,**  
**протокол №4 від 07.10.2010**

**Донецьк – ДонНТУ, 2010**

УДК 378.147

Проектування коліс циліндричних зубчатих передач (контрольні завдання і методичні вказівки до виконання розрахунково-графічної роботи з прикладної механіки студентами немеханічних спеціальностей) / Склали А.М. Сурженко., О.В.Нижнік, С.М. Царенко – Донецьк: ДонНТУ, 2010. – 46 с.

Наведено завдання і алгоритм проектного та перевірного розрахунку коліс циліндричних зубчатих передач стосовно одноступінчатого редуктора. Приведені вказівки до конструювання зубчатих коліс й оформлення їх робочих креслень.

Склали: доц. А.М. Сурженко  
доц. О.В.Нижнік  
доц. С.М. Царенко

Відповідальний за випуск професор Ф.Л. Шевченко

## ВВЕДЕННЯ

Розробка конструкції міцної та довговічної зубчатої передачі при виконання заданих вимог до габаритів приводу його вартості є доволі складним техніко-економічним завданням. У зв'язку з великою кількістю факторів, які впливають на габарити передач, проектування оптимальної передачі виконується в два етапи: проектний розрахунок, в результаті якого визначаються розміри передачі з врахуванням тільки найбільш вагомих факторів, та перевірочний розрахунок, який дозволяє оцінити спроектовану передачу з урахуванням всіх невідомих факторів, що впливають на її міцність. Нижче наводяться вказівки по розрахунку і проектуванню коліс найбільш поширених передач в машинобудуванні – циліндричних передач з прямими зубами коліс стосовно до одноступінчатого редуктора. При цьому розглядаються тільки закриті передачі, що встановлено в підшипниках кочення в корпусі, які захищені від навколишнього середовища та забезпечені змазкою.

Вихідні данні для проектування коліс зубчастої передачі беруться із попереднього етапу визначення основних параметрів приводу стрічкового конвеєра і завдання на його проектування.

Вихідними даними для розрахунку коліс передачі являються:

тип передачі – прямозуба;

характер роботи передачі – нереверсивна (одностороннє обертання);

вимоги до габаритів приводу (жорсткі, нежорсткі);

передаточне число зубчатої передачі -  $U_{зп}$ ;

обертаючі моменти на валах шестерні і колеса -  $T_{ш}$  і  $T_{к}$ ,  $Нм$ ;

кутові швидкості шестерні і колеса -  $\omega_{ш}$  і  $\omega_{к}$ ,  $с^{-1}$ .

В основу методики розрахунку зубів на міцність покладено ДСТ 21354-87 [1] з деякими спрощеннями, виконані з навчальною метою.

## *1. Призначення твердості і виду термічної обробки сталі*

При проектуванні зубчатих передач необхідно виконати дві основних умови – забезпечити міцність зубів колеса на згин (попередити їх злам) і забезпечити міцність їх на контактних поверхнях. Ці умови можна забезпечити, використавши різні матеріали: сталь, чавун, пластмаси. З ростом міцностних властивостей – границі згінної витривалості  $\sigma_O$  та границі контактної витривалості  $\sigma_{OH}$  габарити і маса передачі, що проектується, зменшуються. Найменшу масу і габарити мають передачі зі сталевими зубчатими колесами. Однією з важливих умов удосконалення машин є дослідження всіх можливих шляхів до зменшення їх малогабаритних показників; тому сталь є основним матеріалом для виготовлення зубчатих коліс.

Границя згінної та контактної витривалості росте з підвищенням твердості сталі, що досягається за рахунок використання термічної обробки. Тому термічна обробка до високої твердості сталі знайшла широке використання в машинобудуванні. Найбільше поширення отримали наступні види термічної обробки сталей.

**Загартування:** нагрів деталі, що вироблено із сталі, яка містить більше ніж 0,3% вуглецю до температури  $900^0$  з наступним швидким охолодженням у воді або олії. З метою зниження крихкості після загартування деталь піддають відпуску (тобто повторному нагріву). Розрізняють **об'ємне загартування**, коли деталь прогартують по всьому об'єму (перерізу), та **поверхнєве загартування**, коли загартують тільки поверхневий шар металу, що досягається за рахунок нагріву струмом високої частоти (СВЧ). Висока твердість (HRC 45 ... 55 після об'ємного загартування та HRC 50 ... 60 після загартування СВЧ) не дозволяють нарізати зуби після термічної обробки, тому загартуванню піддаються зубчаті колеса з вже нарізаними зубами, а неминуче спотворенням, що виникає внаслідок термічної обробки, ліквідуються, якщо в цьому є необхідність, наступним шліфуванням зубів абразивним інструментом.

**Відпуск:** нагрів загартованої деталі до визначеної температури. Розрізняють три види відпуску – низький ( $\leq 250^{\circ}\text{C}$ ), середній ( $250 \dots 450^{\circ}\text{C}$ ) і високий ( $450 \dots 600^{\circ}\text{C}$ ).

**Покращення:** загартування заготовки зубчатого колеса наступним відпуском. Невисока твердість – HB 250 . . . 350 (HRC 25 . . . 35) – дозволяє нарізати зуби після термічної обробки, а значить виключити вплив термічних спотворень та забезпечити високу точність виготовлення зубчатих коліс без застосування доволі коштовної шліфувальної операції зубів.

**Цементация:** довготривала витримка зубчатого колеса із сталі з низьким складом вуглецю ( $\leq 0,3\%$ ) при високій температурі в середовищі, що насичений вуглецем, з наступним загартуванням і низьким відпуском. Значний зміст вуглецю (десь 1%) у тонкому (до 2 мм) поверхневому шарі зуба зубчатого колеса обумовлює його високу (до 63 HRC) твердість, а відповідно, високу зносостійкість і контактну міцність, тоді як незагартована, в'язка серцевина зуба забезпечує, як і для зубів, загартованих СВЧ, високу зламну міцність зубів, спроможність працювати в умовах значних динамічних навантажень.

Призначення твердості сталі у вигляді її термічної обробки виконують по таблиці 1 в залежності від вимог до габаритів приводу.

При проектуванні редуктора загального призначення з жорсткими вимогами до його габаритів переваження необхідно віддавати загартуванню СВЧ. Однак, якщо після закінчення проектного розрахунку (п. 3) модуль зачеплення буде менше 3 мм, то необхідно перейти до об'ємного загартування, так як при малому значенні модуля зуб прогартовується на всю глибину.

*Призначені значення твердості і вид термічної обробки матеріалу коліс заносяться в табл. 2*

Таблиця 1.

Рекомендовані значення твердості і термічної обробки сталі для виготовлення зубчатих коліс

Вимоги до габаритів приводу	Галузь застосування	Термічна обробка	Твердість поверхні зуба	
			шестерня	колесо
Нежорсткі	Редуктори загального призначення в одиничному і мілко серійному виробництві	покращення	300 ... 340НВ	240 ... 280 НВ
Жорсткі	Редуктори загального призначення в серійному і масовому виробництві	Об'ємне загартування	45 ... 52 HRC	45 ... 52 HRC
		Загартування СВЧ	50 ... 56 HRC	50 ... 56 HRC

Таблиця 2.

Характеристика сталей для виготовлення зубчатих коліс

	Вид термічної обробки	Твердість поверхонь зуба	Границя згінної витривалості, МПа	Границя контактної витривалості, МПа	Допустиме напруження		Марка сталі
					На згину витривалість, МПа	На контактну витривалість, МПа	
<i>Шестерня</i>			$\sigma_{Oш} =$	$\sigma_{OHш} =$			
<i>Колесо</i>			$\sigma_{Ok} =$	$\sigma_{OHk} =$			

## 2. Визначення граничних і допустимих напружень для розрахунку зубів коліс на міцність

Граничні напруження (границя згінної витривалості і границя контактної витривалості) визначаються за формулами, які наведені в табл. 3 в залежності від прийнятих значень твердості поверхні зуба. При цьому числові значення граничних напружень визначаються по мінімальному значенню твердості із взятого інтервалу. Знайдені значення граничних напружень для шестерні і колеса заносяться в табл. 2.

Таблиця 3.

Значення граничних напружень матеріалу зубчатих коліс

Вид термічної обробки	Границя згінної витривалості, МПа	Границя контактної витривалості, МПа
Покращення	$\sigma_O = 1,75 \text{ HB}$	$\sigma_{OH} = 2\text{HB} + 70$
Об'ємне загартування	$\sigma_O = 580$	$\sigma_{OH} = 17\text{HRC} + 200$
Загартування СВЧ	$\sigma_O = 680$	$\sigma_{OH} = 17\text{HRC} + 200$

Допустиме напруження при розрахунку зубів на витривалість при згині визначається за формулою, МПа

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_O K_{FC}}{[n]_F}, \quad 1$$

де  $\sigma_O$  - границя згінної витривалості, МПа;

$K_{FC}$  - коефіцієнт, що враховує характер навантаження зуба.

При роботі зуба однією стороною (нереверсивні передачі)  $K_{FC} = 1$ , при двосторонній роботі зуба (реверсивні передачі)  $K_{FC} = 0,71$ ;

$[n]_F = 2 \dots 2,5$  – допустиме значення коефіцієнта безпеки при розрахунку зубів на згинну витривалість.

Допустиме напруження при розрахунку зубів на контактну витривалість визначається за формулою, МПа

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{OH}}{[n]_H}, \quad 2$$

де  $\sigma_{OH}$  - границя контактної витривалості, МПа;

$[n]_H = 1,2 \dots 1,3$  – допустиме значення коефіцієнта безпеки при розрахунку зубів на контактну витривалість.

Результати розрахунків, виконані за формулами (1), (2) для шестерні і колеса заносяться в табл. 2.

### 3. Проектний розрахунок коліс зубчатої передачі

Проектний розрахунок зубчатої передачі має за мету визначити розміри коліс передачі із заданого навантаження і умов роботи. При цьому необхідно знайти такі розміри, які забезпечували б як згину міцність зубів, так і контактну міцність їх робочих поверхонь.

Проектний розрахунок носить орієнтовний характер, при його проведенні приходиться робити ряд припущень. Тому після виконання проектного розрахунку незалежно від твердості сталі необхідно проводити перевірочний розрахунок в повному обсязі, тобто про ізолювати розрахунок зубів на витривалість при згині і розрахунок на контактну витривалість робочих поверхонь зубів.

Міжосьова відстань передачі визначається за умови забезпечення контактної міцності зубів колеса по формулі, мм



$$a = A_H (U_{зп} + 1) \sqrt[3]{\frac{T_k}{\Phi_{ba} (U_{зп} [\sigma]_{H \min})^2}}, \quad 3$$

де  $A_H$  - коефіцієнт, що залежить від типу передачі (табл. 4);

$T_k$  - обертаючий момент на валу зубчатого колеса, Нм;

$U_{зп}$  - передаточне число зубчатої передачі

$\Phi_{ba}$  - коефіцієнт ширини зубчатого венця, що дорівнює відношенню цієї ширини до міжосьової відстані (табл. 4);

$[\sigma]_{H \min}$  - допустиме контактне напруження, МПа (приймається рівним меншому із двох значень контактних напружень  $[\sigma]_{Hш}$  або  $[\sigma]_{Hк}$  з табл. 2).

Таблиця 4.

Значення коефіцієнтів  $A_H$ ,  $A_F$ ,  $\Phi_{ba}$

$A_H, \sqrt[3]{\frac{H}{M \cdot MM}}$	$A_F, \sqrt[3]{\frac{MM}{M}}$	$\Phi_{ba}$ , при твердості зубів	
		$H_{HB} \leq 350$	$H_{HRC} > 35$
530	11000	0,25 ... 0,35	0,20 ... 0,25

**Попереднє значення діаметру ділильної окружності шестерні, мм**

$$d'_{ш} = \frac{2a}{U_{зп} + 1}. \quad 4$$

**Ширина зубчатого колеса** визначається з формули

$$b_k = \Phi_{ba} a. \quad 5$$

Отримане значення необхідно округлити в більший бік по ДСТ 6636-69 (табл. 5).

Таблиця 5.

## Нормальні лінійні розміри (витяг із ДСТ 6636-69)

10	11	12	13	14	15	16	17
18	19	20	21	22	24	26	28
30	32	34	36	38	40	42	45
48	50	53	56	60	63	67	71
75	80	85	90	95	100	105	110
120	125	130	140	150	160	170	180
190	200	210	220	240	250	260	280
300	320	340	360	380	400	420	450
500	530	560	600	630	670	710	750

*Модуль зачеплення визначається за умови забезпечення згінної витривалості, мм*

$$m_{\min} = \frac{A_F T_k}{d'_{\text{ш}} U_{\text{зп}} b_k [\sigma]_{F \min}}, \quad 6$$

де  $A_F$  - коефіцієнт, що залежить від типу передачі (табл. 4);

$[\sigma]_{F \min}$  - допустиме напруження при розрахунках зубів на витривалість при згині (менше із двох раніше знайдених значень  $[\sigma]_{F \text{ш}}$  и  $[\sigma]_{F \text{к}}$  див. табл. 2).

Отримане значення  $m_{\min}$  - треба округлити до найближчого більшого значення з ДСТ 9563-60, віддаючи перевагу першому ряду (табл. 6). При  $m_{\min} < 1$  необхідно приймати  $m = 1$  мм.

Таблиця 6.

Значення модуля зачеплення  $m$ , мм; витяг з ДСТ 9563-60

І-й ряд	1,0	1,25	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	16,0	20,0
ІІ-й ряд	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	7,0	9,0	11,0	14,0	18,0		

**Число зубів шестерні**

$$z'_{ш} = \frac{d'_{ш}}{m}, \quad 7$$

Отримане значення  $z'_{ш}$  необхідно **округлити** до найближчого більшого цілого числа -  $z_{ш}$ .

Число зубів шестерні повинно бути більшим мінімально допустимого  $z_{min}=17$ , що виключає ти самим явище підрізання ніжки зубів

$$z_{ш} > z_{min} \quad 8$$

Якщо умова 8 не виконується, тобто  $z_{ш} < z_{min}$ , необхідно  $z_{ш}$  прийняти рівним 17.

Після кінцевого визначення числа зубів шестерні визначають **число зубів колеса**

$$z_k = z_{ш} U_{зп}. \quad 9$$

Значення  $z_k$  округляється до найближчого цілого числа.

У зв'язку з округленням числа зубів колеса до цілого числа, *передаточне число зубчатої передачі* змінюється і *кінцеве значення* буде

$$U_{зп} = \frac{z_k}{z_{ш}}. \quad 10$$

При цьому нове значення  $U_{зп}$  не повинно відрізнятись від раніше прийнятого значення більше, ніж на 3%.

З метою компенсації можливого осьового зменшення зубчатих коліс при зборці редуктора *ширина зубчатого венця шестерні* виконується трохи більшою, ніж у колеса

$$b_{ш} = b_k + m. \quad 11$$

Отриманні значення  $b_{ш}$  і  $b_k$  необхідно округлити в більший бік по ДСТ6636-69 (табл. 5).

*Результати проектного розрахунку заносяться в табл. 7*

*Таблиця 7.*

*Результати проектного розрахунку*

	<i>Число зубів</i>	<i>Передаточне число</i>	<i>Модуль зачеплення, мм</i>	<i>Ширина зубчатого венця, мм</i>
<i>Шестерня</i>	$z_{ш} =$	$U_{зп} =$	$m =$	$b_{ш} =$
<i>Колесо</i>	$z_k =$			$b_k =$

#### *4. Вибір марки сталі для зубчатих коліс*

Раніше (див. п.1) було назначено необхідну твердість робочих поверхонь зубів і прийнято спосіб термічної обробки, що забезпечує отримання необхідного рівня твердості, а значить, і відповідних механічних характеристик сталі – границь згінної і контактної витривалості. Наступним етапом є **вибір** конкретної **марки сталі**, що забезпечує необхідні міцності властивості.

**Марка сталі для шестерні і колеса вибирається по табл. 8 в залежності від виду термічної обробки з урахуванням конструктивних особливостей зубчатих коліс.**

Таблиця 8.

Деякі рекомендовані марки сталей для зубчатих коліс

Спосіб термічної обробки	Зубчате колесо	Параметр перерізу $\delta$ , мм	Марка сталі	Критичний діаметр $d_{кр}$ , мм
Покращення	Шестерня	$\delta = 0,5m(z_{ш} - 3) - 5\sqrt[3]{T_{ш}} \geq 0$ при $\delta < 0$ прийняти: $\delta = 0,5m(z + 2)$	45	18
	Колесо	$\delta = 6m$	40X	40
Об'ємне загартування	Шестерня	$\delta = 0,5m(z_{ш} - 7,5) - 5\sqrt[3]{T_{ш}} \geq 0$ при $\delta < 0$ прийняти: $\delta = 0,5m(z + 2)$	40XH	65
	Колесо	$\delta = 4m$	40XHM	85
Загартування СВЧ	Шестерня	$\delta = m$	55ПП	15
	Колесо		45	18
			40X	40

Примітка:

1.  $m$  - модуль зачеплення, мм;  $z_{ш}$  - число зубів шестерні;  $T_{ш}$  - обертаючий момент на валу шестерні, Нм.

2. Перші дві цифри позначення марки сталі вказують на вміст вуглецю в сотих долях відсотку, літери позначають легуючий елемент (Х – хром, Н – нікель, М – молібден, Т – Титан, Г – марганець). Цифри після букви вказують на вміст цього елемента в відсотках (при вмісті менше одного відсотка цифра не вказується). Літера А говорить про зменшеному вмісті шкідливих домішок, ПП – сталь зменшеної прогартовує мості.

Кожному виду термічної обробки в табл. 8 відповідає декілька марок сталі. Для правильного вибору марки сталі необхідно враховувати наступне.

Основним елементом кожного виду термічної обробки є загартування. Для отримання потрібних механічних характеристик сталі необхідно забезпечити як можна більшу загартованість заготовки зубчатого колеса (за винятком загартування СВЧ). Кількісно загартованість кожної марки сталі оцінюється критичним діаметром  $d_{кр}$  (тобто максимальним діаметром зразка, після загартування якого нерівномірність механічних характеристик по перерізу не перевищує допустиме значення).

В свою чергу, в кожній заготовці зубчатого колеса можна виділити в залежності від її форми деякий параметр перерізу  $\delta$ , що визначає загартованість, а відповідно, отримання необхідних механічних властивостей.

Таким чином, коли вибирають марку сталі необхідно забезпечити виконання умови

$$\delta \leq d_{кр} . \quad 12$$

Якщо умові (12) відповідають декілька марок сталей, то перевагу необхідно віддавати сталі з меншою відносною вартістю.

Варто мати на увазі, що мілко модульні колеса -  $m \leq 3$  мм при нагріві СВЧ загартовуються по всьому перерізу зуба. Тому, якщо при проектному розрахунку отриманий модуль менше або рівний 3 мм і було назначено загартування СВЧ, то необхідно назначити об'ємне загартування та повторити розрахунки, починаючи з п. 1 “Призначення твердості і виду термічної обробки стали”. Прийняті марки сталі для шестерні і колеса слід занести в табл. 2.

### 5. Визначення основних геометричних параметрів коліс зубчатої передачі та призначення ступеня точності виготовлення

*Кут нахилу зубів.*

Для прямозубої передачі кут нахилу зубів  $\beta = 0^0$ .

*Основні геометричні параметри.*

Формули для визначення геометричних параметрів надані в табл. 9.

*Таблиця 9.*

#### *Основні геометричні параметри коліс циліндричних не корегованих зубчатих передач зовнішнього зачеплення*

<i>Параметр</i>	<i>Розрахункова формула</i>
<i>Діаметр початкової (ділильної) окружності</i>	
<i>шестерні</i>	$d_{ш} = mz_{ш}$
<i>колеса</i>	$d_{к} = mz_{к}$
<i>Діаметр окружності вершин</i>	
<i>шестерні</i>	$d_{аш} = d_{ш} + 2m$
<i>колеса</i>	$d_{ак} = d_{к} + 2m$
<i>Діаметр окружності впадин</i>	
<i>шестерні</i>	$d_{фш} = d_{ш} - 2,5m$
<i>колеса</i>	$d_{фк} = d_{к} - 2,5m$
<i>Міжосьова відстань</i>	$a = 0,5(d_{ш} + d_{к})$

Примітка. Геометричні параметри розраховуються в мм з точністю 0,01 мм.

**Коефіцієнт перекриття.** Для забезпечення постійної кутової швидкості коліс необхідно виконати умову

$$\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta} \geq 1,2, \quad 13$$

де  $\varepsilon_{\gamma}$  - загальний коефіцієнт перекриття;

$\varepsilon_{\alpha}$  - коефіцієнт торцевого перекриття;

$\varepsilon_{\beta} = 0$  - коефіцієнт осьового перекриття, для прямозубої передачі.

Значення  $\varepsilon_{\alpha}$  визначається по формулі

$$\varepsilon_{\alpha} = 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{z_{ш}} + \frac{1}{z_{к}} \right). \quad 14$$

**Окружна швидкість передачі** визначається по формулі, м/с

$$v = 0,5 \cdot 10^{-3} d_{ш} \omega_{ш}, \quad 15$$

де  $d_{ш}$  - діаметр початкової (ділильної) окружності шестерні, мм,

$\omega_{ш}$  - кутова швидкість шестерні,  $c^{-1}$ .

**Ступень точності** виготовлення передачі визначається ДСТ 1643-81. Цим стандартом передбачено 12 ступенів точності. Найбільше розповсюдження в машинобудуванні має ступень точності передач 6-а, 7-а, 8-а і 9-а. При цьому передачі, виготовлені по 6-й ступені точності, відносяться до передач з підвищеною точністю, а виготовлення по 9-й ступені – до грубих передач. Ступень точності передачі можна назначити, використав формулу

$$C_m = \text{entier} \left( 10 - \frac{v}{\lambda} \right) \quad 16$$

де  $C_m$  - ступень точності по ДСТ 1643-81;



$v$  - окружна швидкість, м/с;

$entier$  - ціла частина, що отримана після визначення виразу у скобках;

$\lambda$  - коефіцієнт, що залежить від типу передачі ( $\lambda = 4$ , для прямозубої передачі).

## 6. Перевірочний розрахунок зубів коліс зубчатої передачі на згінну та контактну витривалість

### 6.1. Визначення розрахункового навантаження.

Розрахункове значення окружної сили, що діє на зуб колеса, визначається по формулі, Н

$$F_{\text{тп}} = \frac{T_{\text{ш}} \cdot 10^3 k_{\beta} k_v}{0,5d_{\text{ш}}}, \quad 17$$

де  $T_{\text{ш}}$  - обертаючий момент на валу шестерні, Нм;

$d_{\text{ш}}$  - діаметр початкової (ділильної) окружності шестерні, мм

$k_{\beta}$  - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубчатого венця із-за пружних перекосів валів;

$k_v$  - коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, що виникає в зачепленні із-за похибки виготовлення передачі по кроку зачеплення.

Коефіцієнт  $k_{\beta}$  - визначається по графіку на рис. 1 в залежності від розташування передачі відносно опор і від коефіцієнта, що враховує скручування шестерні

$$\lambda_{\phi} = \frac{b_{\text{ш}}}{d_{\text{ш}}}. \quad 18$$

Крім того, на значення коефіцієнта  $k_{\beta}$  впливає і твердість робочої поверхні зубів. При невисокій твердості ( $HB \leq 350$ ) ділянки зубів з найбільшою концентрацією навантаження зношуються швидше, в результаті чого зуби починають контактувати по більшій довжині, навантаження розподіляється більш рівномірно та темпи зносу сповільнюються. Такий процес зветься приробленням коліс.

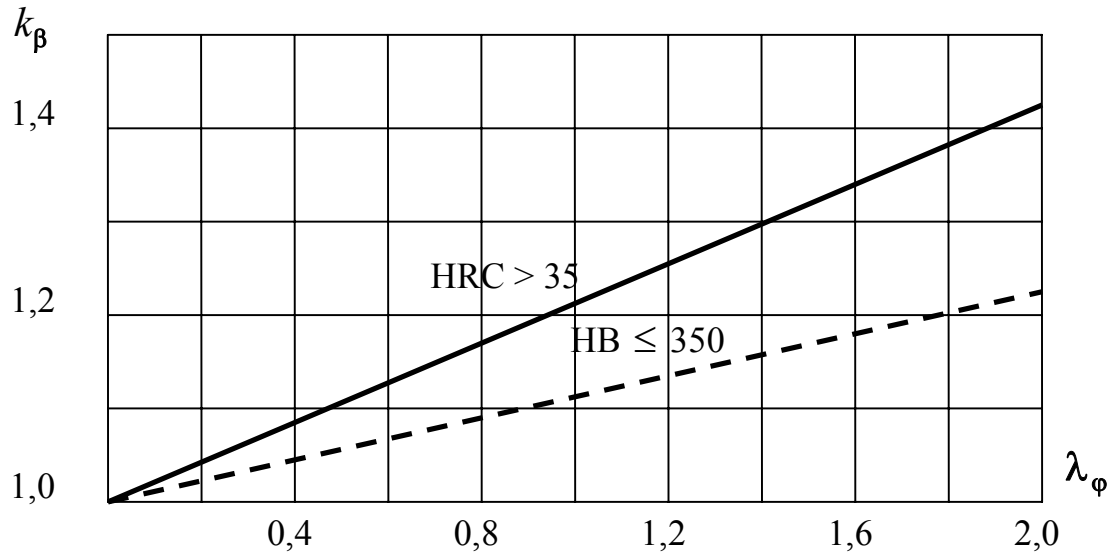


Рисунок 1 – Значення коефіцієнту  $k_{\beta}$

**Коефіцієнт  $k_v$  визначається по графіку на рис. 2** в залежності від окружної швидкості, ступені точності і типу передачі.

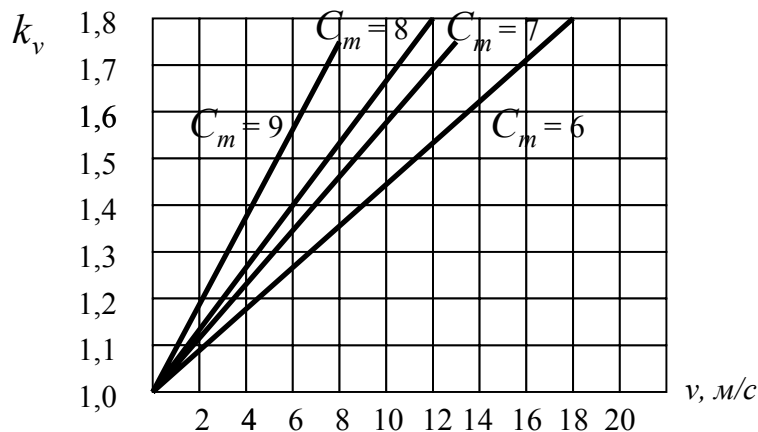


Рисунок 2 – Значення коефіцієнту  $k_v$  ( $C_m$  - ступень точності по ДСТ 1643-81)

**6.2. Розрахункові напруження згину в зубах шестерні** визначаються по формулі, МПа:

$$\sigma_{Fш} = \frac{F_{тр} Y_{Fш} Y_{\beta} k_{F\alpha}}{b_{ш} m}, \quad 19$$

де  $Y_{Fш}$  - коефіцієнт, що враховує вплив форми зуба шестерні на її міцність;

$Y_{\beta}$  - коефіцієнт, що враховує вплив кута нахилу зуба;

$k_{F\alpha} = 1$  - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між парами зубів в зоні двопарного зачеплення (при розрахунку на згину міцність).

$Y_{Fш}$  знаходиться по графіку на рис. 3 в залежності від еквівалентного числа зубів  $z_{vш} = z_{ш}$ .

Коефіцієнт  $Y_{\beta} = 1$ , для прямозубої передачі.

**6.3. Розрахункові напруження згину в зубах колеса** визначаються по формулі, МПа:

$$\sigma_{Fк} = \frac{\sigma_{Fш} Y_{Fк} b_{ш}}{Y_{Fu} b_{к}}, \quad 20$$

де  $Y_{Fк}$  - коефіцієнт, що враховує вплив форми зуба колеса на його міцність. Визначається по графіку на рис. 3 в залежності від еквівалентного числа зубів колеса  $z_{vk} = z_{к}$ .

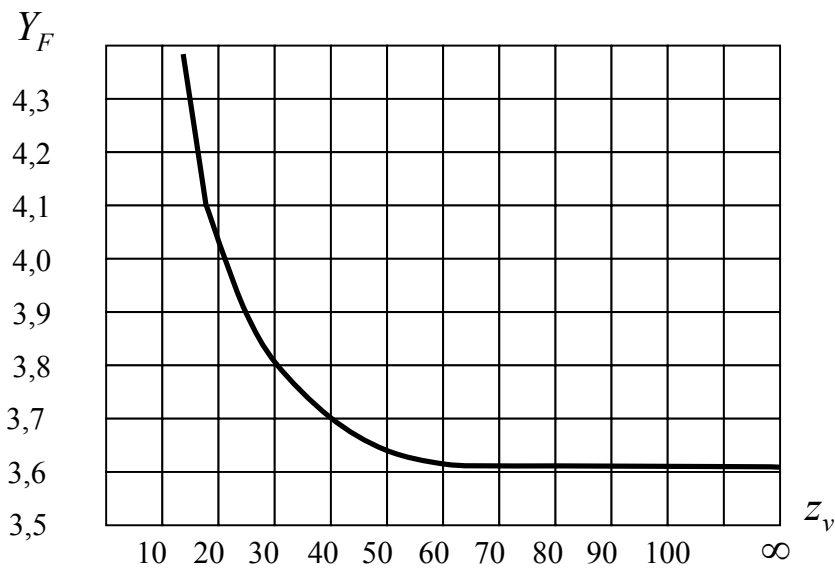


Рисунок 3 – Значення коефіцієнта  $Y_F$

**6.4. Розрахункові контактні напруження при контакті зубів шестерні і колеса в полюся зачеплення визначаються по формулі, МПа**

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon (U_{зп} + 1) \sqrt{\frac{F_{тp} k_{H\alpha}}{a b_k U_{зп}}}, \quad 21$$

де  $Z_M$  - коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів шестерні і колеса;

$Z_H$  - коефіцієнт, що враховує форму сполучених поверхонь зубів зубчатих коліс;

$Z_\varepsilon$  - коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній;

$k_{H\alpha}$  - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між парами зубів в зоні двопарного зачеплення (при розрахунку на контактну міцність);

$a$  – міжосьова відстань, мм;

$b_k$  - ширина зубчатого венця колеса, мм.

Коефіцієнт  $Z_M$  визначається через модуль пружності матеріалів шестерні  $E_{ш}$  і  $E_k$  по формулі, МПа

$$Z_M = 0,59 \sqrt{\frac{E_{ш} E_k}{E_{ш} + E_k}}. \quad 22$$

При виготовленні шестерні і колеса із сталі  $Z_M = 195 \text{ МПа}^{1/2}$ .

Коефіцієнт  $Z_H$  визначається в залежності від кута нахилу зуба  $\beta$  (в градусах). Для прямозубих коліс  $Z_H = 1,76$ .

Коефіцієнт  $Z_\varepsilon$  залежить від значення коефіцієнта торцевого перекриття  $\varepsilon_\alpha$

$$Z_\varepsilon = \frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}. \quad 23$$

Коефіцієнт  $k_{H\alpha} = 1$ , для прямозубих коліс.

### **6.5. Оцінка міцності коліс зубчатих передач.**

Втомна поломка зубів не відбудеться, якщо будуть виконуватися умови міцності:

$$\sigma_{Fш} \leq [\sigma]_{Fш}, \quad 24$$

$$\sigma_{Fк} \leq [\sigma]_{Fк}. \quad 25$$

Втомне викришування робочих поверхонь зубів не наступить, якщо буде виконана умова

$$\sigma_H \leq [\sigma]_{H \min} \cdot \quad 26$$

Допустиме деяке перевищення розрахункових напружень над допустимим, але не більше, ніж на 10%. При перевищенні розрахункових напружень над допустимим більше, ніж на 10% необхідно вжити заходи для зниження розрахункових напружень: збільшити ширину зубчатого венця, підвищити ступень точності передачі, прийняти більше значення модуля зачеплення, збільшити число зубів при збереженні передаточного числа і т.д. Можна також підвищити значення допустимих напружень, назначив більшу твердість сталі.

Потрібно також слідкувати за тим, щоб для найбільш навантаженого стану (24), (25) або (26) розрахункові напруження не були менше допустимих більше, ніж на 30% так як в цьому випадку матеріал зубчатих коліс використовується не повністю і треба вжити відповідні заходи до підвищення рівня розрахункових напружень за рахунок зменшення розмірів передачі або заміни марки сталі на менш міцну, але більш дешеву.

У всіх випадках, коли вносяться корективи, необхідно виконати розрахунки відповідно розділу 2 (якщо змінено твердість сталі), виконати розрахунки відповідно розділу 5 (якщо змінені розміри передачі) і, не виконуючи проектного розрахунку, виконати перевірочний розрахунок передачі на міцність.

## **7. Конструювання зубчатого колеса**

Конструювання зводиться до визначення форми і розміру зубчатих коліс, необхідних для їх виготовлення. Геометричні параметри зубчатих коліс, обумовивши можливість їх правильного зачеплення, знайдені по формулам із табл. 9 окру-

гленню не підлягають. Інші розміри відносяться до конструктивних і визначаються із співвідношень, отриманих практичним шляхом. Ці розміри рекомендують узгоджувати з ДСТ 6636-69 (табл. 5) або округляти до цілого числа.

Одним із важливих конструктивних розмірів зубчатого колеса є діаметр центрального отвору, що дорівнює діаметру вала, на якому буде встановлено колесо або шестерня. В першому наближенні діаметр валу шестерні або колеса можна розрахувати по формулі, мм

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2[\tau]_{\text{кр}}}}, \quad 27$$

де  $T$  - обертаючий момент на валу зубчатого колеса, що конструюють,  $\text{Нм}$ ;

$[\tau]_{\text{кр}}$  - допустиме напруження кручення (з метою врахування впливу згинних напружень, що виникають в перерізі валу, величину  $[\tau]_{\text{кр}}$  приймають заниженою:  $[\tau]_{\text{кр}} = 15 \dots 20 \text{ МПа}$ ).

Конструювання колеса, заготовка якого отримана вільною ковкою, представлено на рис. 4. Штамповане колесо має таку ж конструкцію, з тією різницею, що внутрішня поверхня ободу, зовнішня поверхня ступиці і бокові поверхні диску механічно не оброблюються.

Для зручності закріплення колеса при нарізанні зубів і для транспортування колеса по цехам заводу в диску виконують отвори.

Формули для визначення конструктивних розмірів кованих коліс приведені в табл. 10

## Конструктивні розміри кованих коліс

Розмір	Формула	Примітка
Зовнішній діаметр ступиці	$d_{ст} = 1,5d_{вк} + 10 \text{ мм}$	
Довжина ступиці	$l_{ст} = (1 \dots 1,5)d_{вк}$	якщо $l_{ст} < b_{к}$ (або $l_{ст} < B$ ), то приймають $l_{ст} = b_{к}$ (або $l_{ст} = B$ )
Товщина обода	$\delta_o = 2,5m + 2 \text{ мм}$	
Внутрішній діаметр обода	$D_{к} = d_{fk} - 2\delta_o$	
Товщина диску	$C = (0,35 \dots 0,4)b_{к}$	
Діаметр отворів	$d_o = 0,25(D_{к} - d_{ст})$	при $d_o < 2\delta_o$ отвори не виконують
Кількість отворів	4 ... 6	
Діаметр кола розташування отворів	$D_o = 0,5(D_{к} + d_{ст})$	
Радіуси округлень	$R = 6 \dots 8 \text{ мм}$	



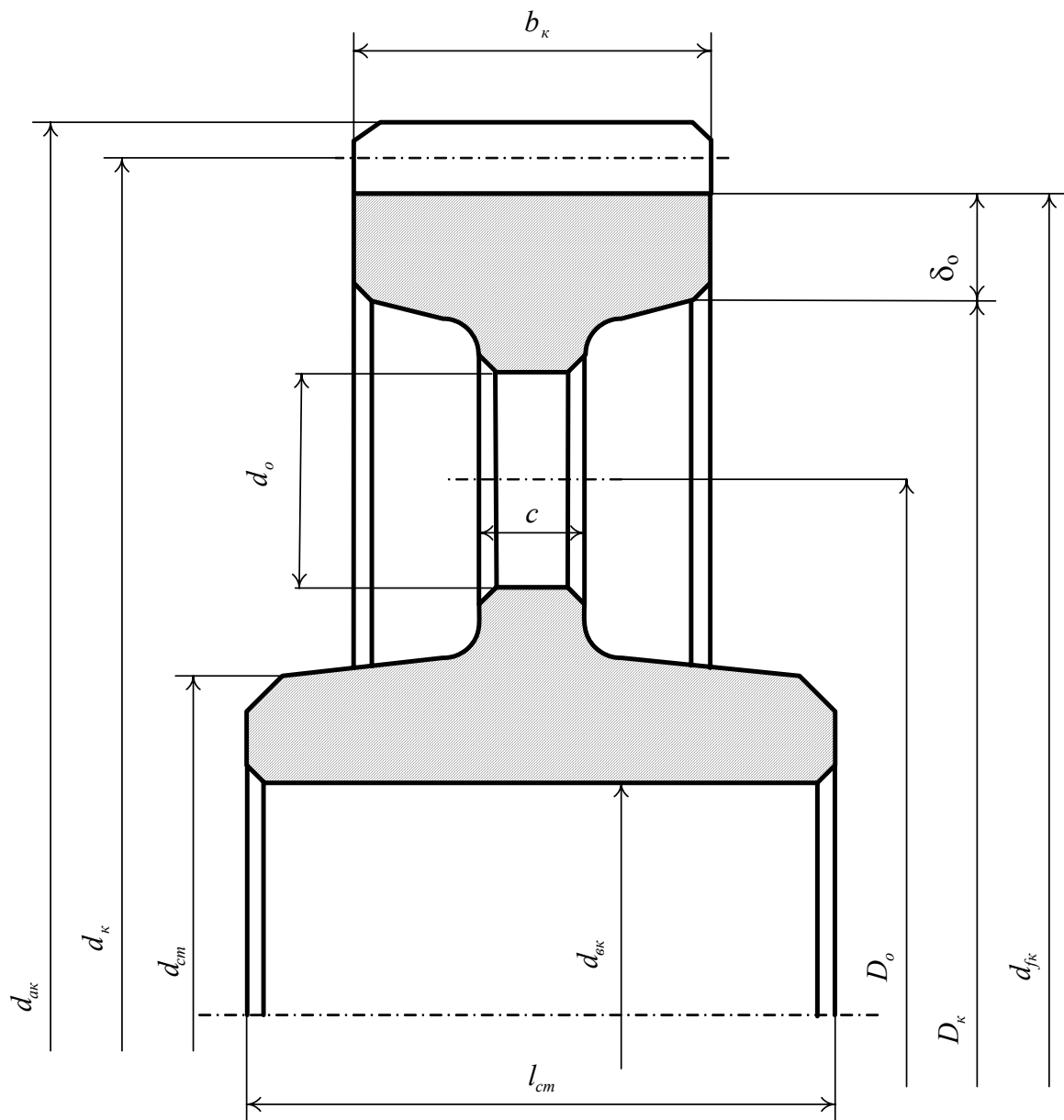


Рисунок 4 – Конструкція колеса із заготовки, що отримано вільною ковкою

## 8. Розробка робочого креслення зубчатого колеса

### 8.1. Загальні вимоги.

Робочі креслення зубчатого колеса повинні виконуватися в відповідності з загальними правилами, що обумовлені в стандартах Єдиної Системи Конструк-

торської Документації (ЄСКД). Крім того в частині елементів металевих механічно оброблених коліс креслення повинні задовольняти вимогам ДСТ 2.403-75. Наведені нижче рекомендації по оформленню робочих креслень містять деякі спрощення, обумовлені виконанням розрахунково графічної роботи студентами немеханічних спеціальностей.

Зубчате колесо креслиться на листі формату А3 (297×420) з мінімальною кількістю проекції, видів, розрізів і перерізів. Рекомендується попередньо оформити поле креслення і таблицю параметрів зачеплення (рис. 5) і тільки потім креслити зображення колеса.

Креслення повинно містити (див. Додаток 1):

- всі відомості, що визначають форму і розміри колеса;
- граничні відхилення розмірів, допуски форми і розташування поверхонь;
- параметри шорсткості поверхонь;
- технічні вимоги.

## **8.2. Постановка розмірів.**

При постановці розмірів слід керуватися наступними загальними правилами (див Додаток 1).

Кількість розмірів повинно бути мінімальним, але достатнім для виготовлення і контролю.

Кожний розмір слід вказувати на кресленні тільки один раз.

Розміри, що стосуються до одного конструктивного елемента, слід групувати в одному місці.

Замикати ланцюг послідовно проставлених розмірів одним загальним розміром не припустимо.

Гострі кромки оброблених поверхонь повинні бути округлені фасками, розміри яких вказані в табл. 11.

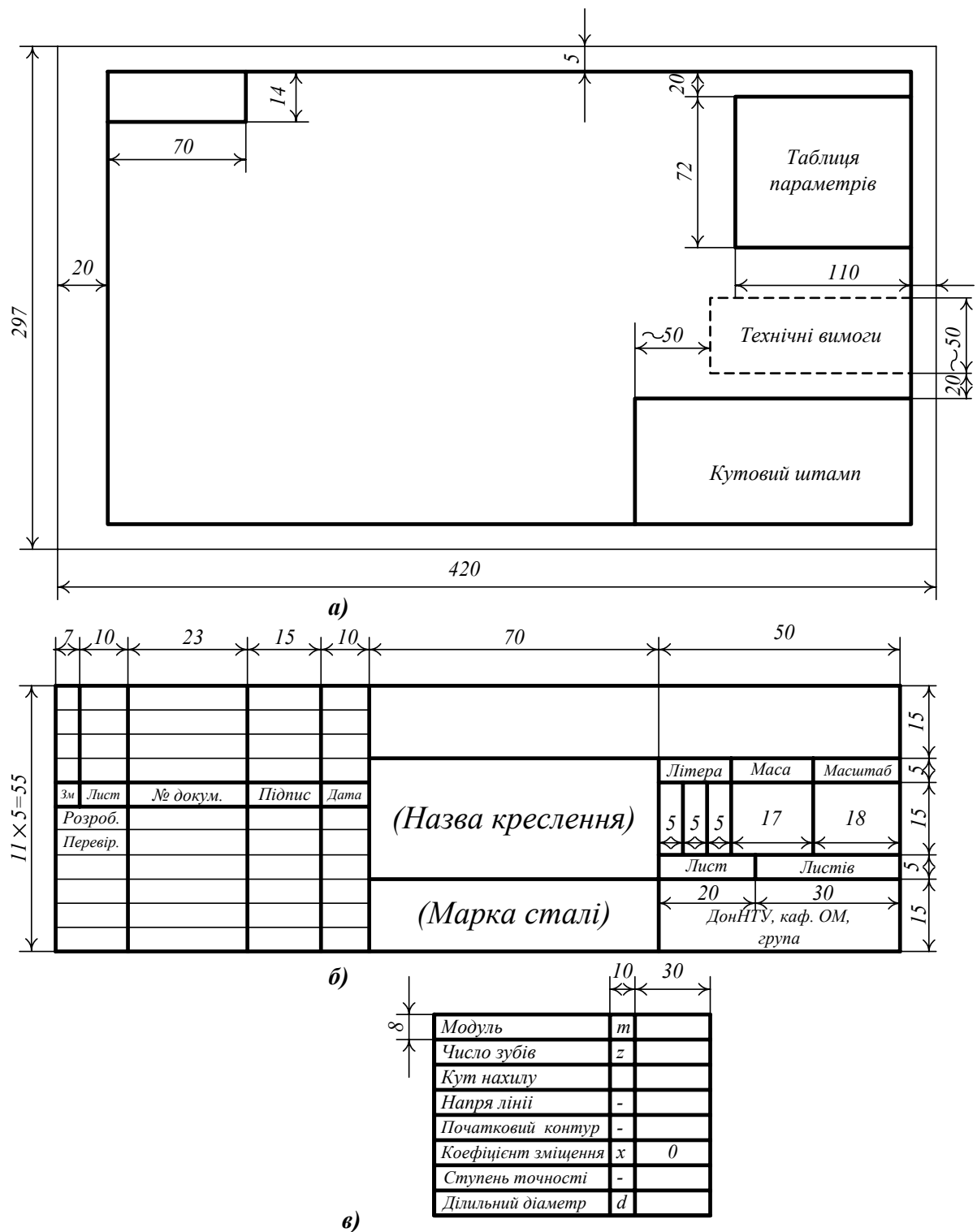
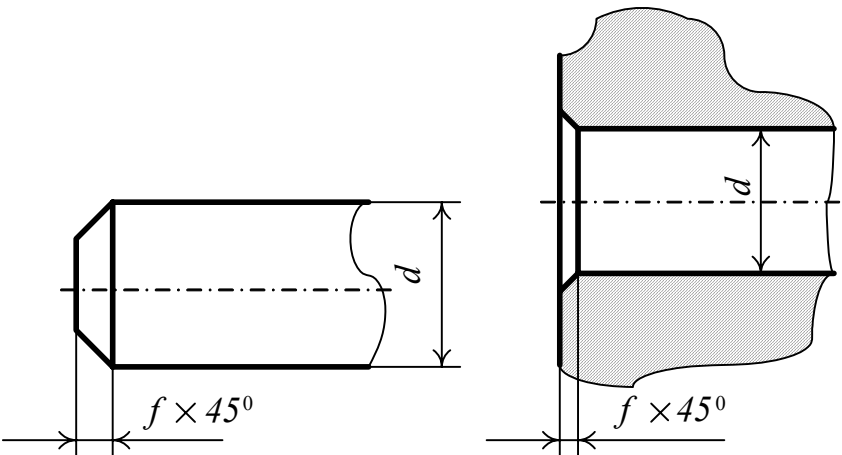


Рисунок 5 – Поле робочого креслення зубчатого колеса:

а) загальний вид; б) кутовий штамп; в) таблиця параметрів

## Розміри фасок для зняття гострих кромки

Схема	Інтервал діаметрів	$f$ , мм
	$20 < d \leq 30$ $30 < d \leq 40$ $40 < d \leq 50$ $50 < d \leq 80$ $80 < d \leq 120$ $120 < d \leq 150$ $150 < d \leq 250$ $250 < d \leq 500$	1,0 1,2 1,6 2,0 2,5 3,0 4,0 5,0

Фаски на торцях зубчатого венця назначаються по табл. 12.

Довідкові розміри (тобто розміри, які не треба контролювати при виготовленні) позначаються знаком “\*”.

В першу чергу проставляються функціональні розміри, які визначають якісні показники деталі і сполучень її з іншими деталями у вузлі машини, а також розміри, які зв’язують їх між собою.

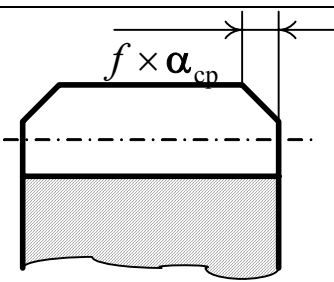
Вільні розміри (тобто розміри несполучених поверхонь) проставляють від функціональних розмірів з урахуванням технології виготовлення і контролю.

До функціональних розмірів зубчатого колеса відносять: діаметр центрального отвору, якій сполучається з валом, на якому встановлене колесо, розміри шпонкового паза, довжина ступиці і параметри зачеплення. Інші розміри є Вільними.

Розміри шпонкового пазу визначаються по табл. 13 в залежності від діаметра вала.

Таблиця 12

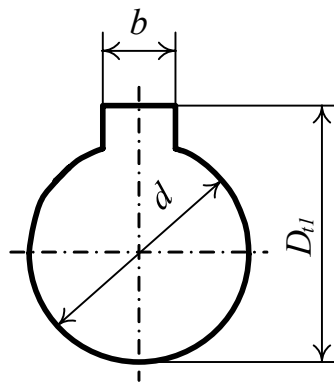
## Форма і розміри фасок на торцях зубчатого венця

Схема	Кут $\alpha$	Примітка
	$45^0$	Прямозубі колеса будь-якої твердості

Примітка. Розміри фаски визначаються в залежності від модуля зачеплення  $m$  по формулі  $f = (0,6...0,7)m$  з наступним округленням до стандартного значення по табл. 11.

Таблиця 13

Розміри шпонкового пазу в ступиці зубчатого колеса  
під призматичну шпонку, мм

Діаметр валу $d$ , мм		Ширина пазу $b$ , мм	Глибина пазу $t_1$ , мм	Постановка розмірів
Більше	До			
6	8	2	1,0	 $D_{H1} = d + t_1$
8	10	3	1,4	
10	12	4	1,8	
12	17	5	2,3	
17	22	6	2,8	
22	30	8	3,3	
30	38	10	3,3	
38	44	12	3,3	
44	50	14	3,8	
50	58	16	4,3	
58	65	18	4,4	
65	75	20	4,9	
75	85	22	5,4	
85	95	25	5,4	
95	110	28	6,4	
110	130	32	7,4	
130	150	36	8,4	
150	170	40	9,4	
170	200	45	10,4	

### 8.3. Граничні відхилення розмірів, допуски форми і розташування поверхонь.

При виготовленні деталей кожний розмір виконується в попередньо встановлених границях – найбільшому і найменшому границях розмірів, різниця між якими визначає допуск на виготовлення. На кожний розмір встановлено ряд допусків, представлених в 19 квалітетах. Квалітет позначається порядковим номером, який росте з збільшенням допуску: IT01, IT0, IT1, IT2 і т.д. до IT17, де IT – “міжнародний допуск”. На кресленнях для зручності вказують номінальний розмір деталі і позначення буквою розташування допуску відносно цього розміру. Зазвичай граничні відхилення вказують для функціональних розмірів; для інших розмірів граничні відхилення обумовлюються загальним записом в технічних вимогах.

Позначення граничних відхилень функціональних розмірів беруть з табл. 14, де приведено рекомендовані позначення граничних відхилень деяких функціональних розмірів зубчатих коліс (приклад постановки цих позначень див. в Додатку 1).

Таблиця 14

Рекомендовані граничні відхилення функціональних розмірів зубчатих коліс

Ступень точності передачі	Позначення граничних відхилень			
	Отвір $d$	ширина шпонкового паза $b$	Довжина ступиці $l_{cm}$	Глибина шпонкового паза
6 або 7	$H6$	$Js9$	$h12$	$H11$
8 або 9	$H7$			

Відхилення (похибки) форми і взаємного розташування поверхонь, які виникають в процесі обробки деталей, оговорюються тільки в тому випадку, якщо це

необхідно по функціональним і технологічним причинам. Якщо відсутня така необхідність допускається їх не вказувати. Відсутність таких вказівок означає, що допуски на форму і розташування поверхонь обмежені полем допуску розміру.

#### 8.4. Параметр шорсткості поверхонь.

Шорсткість поверхні, яку отримують після механічної обробки, суттєво впливає на експлуатаційні властивості деталі. Правильний вибір необхідного рівня шорсткості поверхні сприяє збільшенню зносостійкості, об'ємній міцності і підвищенню навантажувальної спроможності напружених з'єднань.

У відповідності з ДСТ 2789-73 основним параметром для оцінки шорсткості поверхні є середнє арифметичне відхилення профілю на базовій довжині  $R_a$ .

Для позначення шорсткості на кресленнях використовують знак  $\surd$  (якщо конструктор не встановлює спосіб обробки поверхні, а надає технологу право вибору методу обробки даної поверхні). Безпосередньо під знаком  $\surd$  записують числове значення параметру шорсткості  $R_a$ , значення якого можна прийняти по табл. 15. Для поверхонь, які не оброблюються по даному кресленню, приймається знак  $\sphericalangle$ .

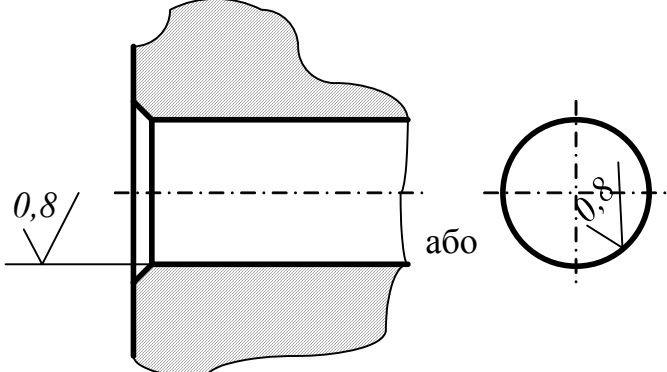
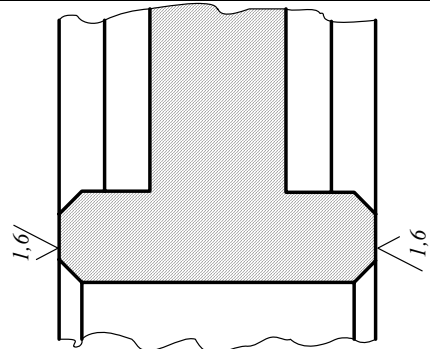
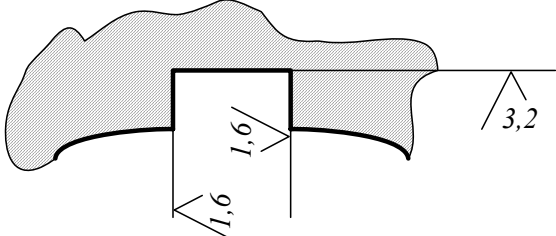
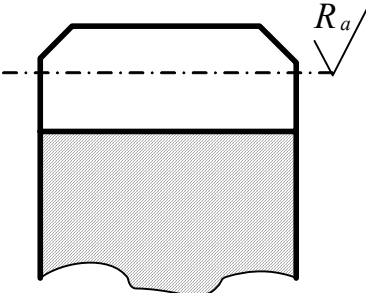


Знаки шорсткості поверхнею на зображеннях деталі розташовують по лінії контуру, на виносних лініях біля розмірних ліній, а якщо не вистачає місця – на самій розмірній лінії або її продовженню.

Позначення переважаючої шорсткості показують в правому верхньому куту поля креслення (рис. 6), при цьому товщина і висота знака в дужках, така як на зображенні на кресленні, а перед дужками – в 1,5 рази більше.

Приклад постановки позначень шорсткості на робочих кресленнях зубчатих коліс надані в Додатку 1.

Таблиця 15

Рекомендації з вибору чисельних значень шорсткості поверхонь зубчатого колеса

Вид поверхні	Позначення і постановка параметрів
Центральний посадочний отвір	
Торці ступиці	
Поверхні шпонкового пазу	
Робоча поверхня зуба: ступені точності 6 7 8 9	<p data-bbox="654 1456 710 1668"> <math>R_a</math> 0,4 0,8 1,6 3,2 </p> 
Вільні (неробочі) поверхні	
Необроблювані поверхні	



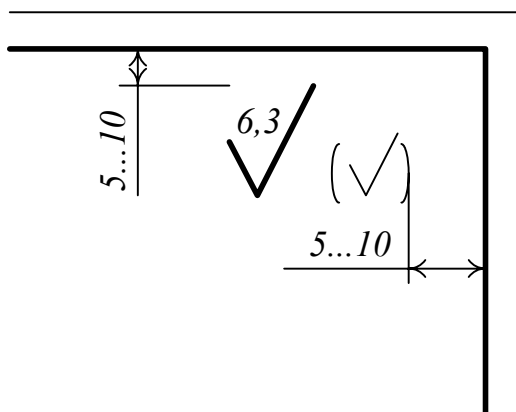


Рисунок 6 – Позначення переважаючої шорсткості

### 8.5. Технічні вимоги.

Технічні вимоги записуються на креслені, розташовуючи текст під кутовим штампом (рис. 5), а якщо не вистачає місця – лівіше штампу.

Технічні вимоги записують в наступному порядку:

1) вимоги до матеріалу, 45 – 52 заготовки, термічній обробки (HB, HRC),  
наприклад: “240 - 280 HB” “Зуби гартувати СВЧ, 50 – 56 HRC”,

“45 – 52 HRC” “Об’ємне загартування, 50-56 HRC”;

2) вказівки про розміри (розміри для довідок, радіуси округлення, кути и  
інш.),

наприклад: “Розміри для довідок”

“Радіуси округлень 1,6 мм max”;

3) граничні відхилення розмірів,

наприклад: “Невказані граничні відхилення розмірів:

отвори H14, вали h14, інші  $\pm IT14/2$ ”;

4) вимоги до якості поверхні (вказівки по обробці, покриттю і т.д.).

## 9. Приклад виконання розрахунково графічної роботи

### 9.1. Вихідними данні

*тип передачі - прямозуба;*

*характер роботи передачі - нереверсивна (одностороннє обертання);*

*вимоги до габаритів приводу - жорсткі;*

*передаточне число зубчатої передачі -  $U_{зп} = 4$ ;*

*обертаючі моменти на валах шестерні і колеса -  $T_{ш} = 582 \text{ Нм}$  і  $T_{к} = 2260 \text{ Нм}$ ;*

*кутові швидкості шестерні і колеса -  $\omega_{ш} = 40 \text{ с}^{-1}$  і  $\omega_{к} = 10 \text{ с}^{-1}$ .*

### 9.2. Призначення твердості і виду термічної обробки сталі

*Відповідно до жорстких вимог до габаритів приводу для редуктора загального призначення приймається термічна обробка для сталевих зубчатих коліс: об'ємне загартування з твердістю поверхонь зубів шестерні і колеса 45 HRC ([1], табл. 1, с. 6).*

### 9.3. Визначення граничних і допустимих напружень для розрахунку зубів коліс на міцність

*Граничні напруження згінної витривалості при об'ємному загартуванні приймаються  $\sigma_O = 580 \text{ МПа}$  ([1], табл. 3, с. 7).*

*Граничні напруження контактної витривалості*

$$\sigma_{OH} = 17\text{HRC} + 200 = 17 \cdot 45 + 200 = 965 \text{ МПа} \text{ ([1], табл. 3, с. 7).}$$

*Допустиме напруження при розрахунку зубів на контактну витривалість*

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_O K_{FC}}{[n]_F} = \frac{580 \cdot 1}{2,25} = 257,8 \text{ МПа,}$$

де  $\sigma_O$  - границя згінної витривалості, МПа;

$K_{FC} = 1$  - коефіцієнт, що враховує характер навантаження зуба ([1], с.7),

$[n]_F = 2,25$  – допустиме значення коефіцієнта безпеки при розрахунку зубів на згінну витривалість. ([1], с.8).

Допустиме напруження при розрахунку зубів на контактну витривалість

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{OH}}{[n]_H} = \frac{965}{1,25} = 772 \text{ МПа},$$

де  $\sigma_{OH}$  - границя контактної витривалості, МПа;

$[n]_H = 1,25$  – допустиме значення коефіцієнта безпеки при розрахунку зубів на контактну витривалість ([1], с.8).

Результати розрахунків для шестерні і колеса заносяться в табл. 1.

Таблиця 1.  
Характеристика сталей для виготовлення зубчатих коліс

	Вид термічної обробки	Твердість поверхонь зуба	Границя згінної витривалості, МПа	Границя контактної витривалості, МПа	Допустиме напруження		Марка сталі
					На згінну витривалість, МПа	На контактну витривалість, МПа	
Шестерня	об'ємному загартованні	45 HRC	$\sigma_{Oш} = 580$	$\sigma_{OHш} = 965$	257,8	772	40XH
Колесо			$\sigma_{Ok} = 580$	$\sigma_{OHk} = 965$	257,8	772	40XHM

#### 9.4. Проектний розрахунок коліс зубчатої передачі

Міжосьова відстань передачі визначається за умови забезпечення контактної міцності зубів колеса

$$a = A_H (U_{\text{зп}} + 1) \sqrt[3]{\frac{T_{\text{к}}}{\varphi_{\text{ба}} (U_{\text{зп}} [\sigma]_{\text{H min}})^2}} = 530 \cdot (4 + 1) \sqrt[3]{\frac{2260}{0,25(4 \cdot 772)^2}} = 260,2 \text{ мм},$$

де  $A_H = 530 \sqrt[3]{\frac{H}{M \cdot \text{мм}}}$  - коефіцієнт, що залежить від типу передачі ([1],

табл. 4, с. 9);

$T_{\text{к}} = 2260 \text{ Нм}$  - обертаючий момент на валу зубчатого колеса;

$U_{\text{зп}} = 4$  - передаточне число зубчатої передачі;

$\varphi_{\text{ба}} = 0,25$  - коефіцієнт ширини зубчатого венця, що дорівнює відношенню цієї ширини до міжосьової відстані ([1], табл. 4, с.9);

$[\sigma]_{\text{H min}} = 772 \text{ МПа}$  - допустиме контактне напруження.

Попереднє значення діаметру ділильної окружності шестерні, мм

$$d'_{\text{ш}} = \frac{2a}{U_{\text{зп}} + 1} = \frac{2 \cdot 260,2}{4 + 1} = 104,1 \text{ мм}.$$

Ширина зубчатого колеса

$$b'_{\text{к}} = \varphi_{\text{ба}} a = 0,25 \cdot 260,2 = 65,1 \text{ мм}.$$

Приймається найближче стандартне значення  $b_{\text{к}} = 67 \text{ мм}$  ([1], табл. 5, с.10).

Модуль зачеплення визначається за умови забезпечення згінної витривалості, мм

$$m_{\text{min}} = \frac{A_F T_{\text{к}}}{d'_{\text{ш}} U_{\text{зп}} b_{\text{к}} [\sigma]_{\text{F min}}} = \frac{11000 \cdot 2260}{104,1 \cdot 4 \cdot 67 \cdot 257,8} = 3,5 \text{ мм},$$

де  $A_F = 11000 \sqrt[3]{\frac{\text{ММ}}{\text{М}}}$  - коефіцієнт, що залежить від типу передачі ([1],

табл. 4, с. 9);

$[\sigma]_{F \min} = 257,8 \text{ МПа}$  - допустиме напруження при розрахунках зубів на витривалість при згині.

Приймається стандартне значення  $m = 3,5 \text{ мм}$  ([1], табл. 6, с.11).

Число зубів шестерні

$$z'_ш = \frac{d'_ш}{m} = \frac{104,1}{3,5} \approx 30.$$

Приймається  $z_ш = 30$ .

Число зубів колеса

$$z_к = z_ш U_{зп} = 30 \cdot 4 = 120.$$

Передаточне число зубчатої передачі, кінцеве значення

$$U_{зп} = \frac{z_к}{z_ш} = \frac{120}{30} = 4.$$

Ширина зубчатого венця шестерні

$$b_ш = b_к + m = 67 + 3,5 = 70,5 \text{ мм.}$$

Приймається ближче стандартне значення  $b_ш = 71 \text{ мм}$  ([1], табл. 5, с.10).

Результати проектного розрахунку заносяться в табл. 2

Таблиця 2.

Результати проектного розрахунку

	Число зубів	Передаточне число	Модуль зачеплення, мм	Ширина зубчатого венця, мм
Шестерня	$z_ш = 30$	$U_{зп} = 4$	$m = 3,5$	$b_ш = 71$
Колесо	$z_к = 120$			$b_к = 67$

### 9.5. Вибір марки сталі для зубчатих коліс

Марка сталі для шестерні і колеса вибирається по табл. 8 ([1], с. 13) в залежності від виду термічної обробки з урахуванням конструктивних особливостей зубчатих коліс.

Параметр прогартуємості шестерні

$$\delta = 0,5m(z + 2) = 0,5 \cdot 3,5 \cdot (30 + 2) = 56 \text{ мм.}$$

Приймається марка сталі шестерні 40XH із критичним діаметром прогартуємості 65 мм. Умова прогартує мості шестерні  $\delta = 56 \text{ мм} < d_{\text{кр}} = 65 \text{ мм}$  виконується.

Параметр прогартуємості колеса

$$\delta = 4m = 4 \cdot 3,5 = 14 \text{ мм.}$$

Приймається марка сталі колеса 40XHM із критичним діаметром прогартуємості 85 мм. Умова прогартує мості колеса  $\delta = 14 \text{ мм} < d_{\text{кр}} = 85 \text{ мм}$  виконується.

### 9.6. Визначення основних геометричних параметрів коліс зубчатої передачі та призначення ступеня точності виготовлення

Кут нахилу зубів  $\beta = 0^0$

Основні геометричні параметри:

- діаметр початкової (ділильної) окружності:

шестерні  $d_{\text{ш}} = mz_{\text{ш}} = 3,5 \cdot 30 = 105 \text{ мм,}$

колеса  $d_{\text{к}} = mz_{\text{к}} = 3,5 \cdot 120 = 420 \text{ мм;}$

- діаметр окружності вершин:

шестерні  $d_{\text{аш}} = d_{\text{ш}} + 2m = 105 + 2 \cdot 3,5 = 112 \text{ мм,}$

колеса  $d_{\text{ак}} = d_{\text{к}} + 2m = 420 + 2 \cdot 3,5 = 427 \text{ мм;}$

- діаметр окружності впадин:

шестерні  $d_{\text{fш}} = d_{\text{ш}} - 2,5m = 105 - 2,5 \cdot 3,5 = 96,25$  мм,

колеса  $d_{\text{fk}} = d_{\text{k}} - 2,5m = 420 - 2,5 \cdot 3,5 = 411,25$  мм;

- міжосьова відстань  $a = 0,5(d_{\text{ш}} + d_{\text{k}}) = 0,5(105 + 420) = 262,5$  мм.

Коефіцієнт перекриття  $\epsilon_{\gamma} = \epsilon_{\alpha} + \epsilon_{\beta} = 1,75 + 0 = 1,75$ ,

де  $\epsilon_{\gamma}$  - загальний коефіцієнт перекриття;

$$\epsilon_{\alpha} = 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{z_{\text{ш}}} + \frac{1}{z_{\text{k}}} \right) = 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{30} + \frac{1}{120} \right) = 1,75 \quad - \text{ коефіцієнт}$$

торцевого перекриття;

$\epsilon_{\beta} = 0$  - коефіцієнт осьового перекриття, для прямозубої передачі.

Окружна швидкість передачі

$$v = 0,5 \cdot 10^{-3} d_{\text{ш}} \omega_{\text{ш}} = 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 105 \cdot 40 = 2,1 \text{ м/с},$$

де  $d_{\text{ш}}$  - діаметр початкової (ділильної) окружності шестерні,

$\omega_{\text{ш}} = 40 \text{ с}^{-1}$  - кутова швидкість шестерні.

Ступень точності

$$C_m = \text{entier} \left( 10 - \frac{v}{\lambda} \right) = \text{entier} \left( 10 - \frac{2,1}{4} \right) = 9,$$

де  $C_m$  - ступень точності по ДСТ 1643-81;

$v$  - окружна швидкість, м/с;

*entier* - ціла частина, що отримана після визначення виразу у скобках;

$\lambda = 4$  - коефіцієнт, що залежить від типу передачі.

**9.7. Перевірочний розрахунок зубів коліс зубчатої передачі на згінну та контактну витривалість**

**9.7.1. Визначення розрахункового навантаження.**

*Розрахункове значення окружної сили, що діє на зуб колеса*

$$F_{\text{тп}} = \frac{T_{\text{ш}} \cdot 10^3 k_{\beta} k_{\nu}}{0,5 d_{\text{ш}}} = \frac{582 \cdot 10^3 \cdot 1,15 \cdot 1,2}{0,5 \cdot 105} = 15,3 \text{ кН.},$$

*де  $T_{\text{ш}}$  - обертаючий момент на валу шестерні, Нм;*

*$d_{\text{ш}}$  - діаметр початкової (ділильної) окружності шестерні, мм*

*$k_{\beta} = 1,15$  - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубчатого венця із-за пружних перекосів валів ([1], рис. 1, с. 18, при  $\lambda_{\varphi} = \frac{b_{\text{ш}}}{d_{\text{ш}}} = \frac{71}{105} = 0,68$  і 9-го ступеня точності);*

*$k_{\nu} = 1,2$  - коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, що виникає в зачепленні із-за похибки виготовлення передачі по кроку зачеплення ([1], рис. 2, с. 18).*

### *9.7.2. Розрахункові напруження згину в зубах шестерні*

$$\sigma_{F_{\text{ш}}} = \frac{F_{\text{тп}} Y_{F_{\text{ш}}} Y_{\beta} k_{F_{\alpha}}}{b_{\text{ш}} m} = \frac{15300 \cdot 3,8 \cdot 1 \cdot 1}{71 \cdot 3,5} = 233,9 \text{ МПа} < 257,8 \text{ МПа},$$

*де  $Y_{F_{\text{ш}}} = 3,8$  коефіцієнт, що враховує вплив форми зуба шестерні на її міцність ([1], рис. 3, с. 20);*

*$Y_{\beta} = 1$  - коефіцієнт, що враховує вплив кута нахилу зуба ([1], с. 19);*

*$k_{F_{\alpha}} = 1$  - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між парами зубів в зоні двопарного зачеплення (при розрахунку на згину міцність).*

### *9.7.3. Розрахункові напруження згину в зубах колеса*



$$\sigma_{F_k} = \frac{\sigma_{F_{ш}} Y_{Fk} b_{ш}}{Y_{Fu} b_k} = \frac{233,9 \cdot 3,6 \cdot 71}{3,8 \cdot 67} = 234,9 \text{ МПа} < 257,8 \text{ МПа}$$

де  $Y_{Fk} = 3,6$  - коефіцієнт, що враховує вплив форми зуба колеса на його міцність ([1], рис. 3, с. 20).

**9.7.4. Розрахункові контактні напруження при контакті зубів шестерні і колеса в полюся зачеплення**

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\epsilon (U_{зп} + 1) \sqrt{\frac{F_{тp} k_{H\alpha}}{a b_k U_{зп}}} = 195 \cdot 1,76 \cdot 0,75 \cdot (4 + 1) \sqrt{\frac{15300}{262,5 \cdot 67 \cdot 4}} = 600,96$$

де  $Z_M = 195 \text{ МПа}^{1/2}$  - коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів шестерні і колеса ([1], с. 21);

$Z_H = 1,76$  - коефіцієнт, що враховує форму сполучених поверхонь зубів зубчатих коліс ([1], с. 21);

$$Z_\epsilon = \frac{4 - \epsilon_\alpha}{3} = \frac{4 - 1,75}{3} = 0,75 \text{ - коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній;}$$

$k_{H\alpha} = 1$  - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між парами зубів в зоні двопарного зачеплення (при розрахунку на контактну міцність);

$a$  – міжосьова відстань, мм;

$b_k$  - ширина зубчатого венця колеса, мм.

**9.7.5. Оцінка міцності коліс зубчатих передач.**

**Втомна поломка зубів не відбудеться, так як**

$$\sigma_{F_{ш}} = 233,9 \leq [\sigma]_{F_{ш}} = 257,8 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{F_k} = 234,9 \leq [\sigma]_{F_k} = 257,8 \text{ МПа.}$$

*Втомне викришування робочих поверхонь зубів не наступить, так як*

$$\sigma_H = 600,96 \leq [\sigma]_{H \min} = 772 \text{ МПа.}$$

## ЛІТЕРАТУРА

1. Методические указания к самостоятельной работе над курсовым проектом по прикладной механике. Раздел 2. Определение основных параметров привода машин и проектирование колес цилиндрических зубчатых передач (для студентов немеханических специальностей) / Сост.: В.Я. Беланов, В.П. Онищенко, А.А. Храмов. – Донецьк: ДПИ, 1992. – 57 с.
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.М. Детали машин (Курсовое проектирование). – М.: Высш. шк., 1984. – 336 с.
3. Анурьев В.И. Справочник машиностроителя: В 3 т. – М.: Машиностроение, 1980. – Т.3. – 534 с.
4. ГОСТ 21354-87. – М.: Госкомстандарт, 1988. – 128 с.
5. Тернавський С.А. Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Машиностроение, 1979. – 351 с.



ДОДАТОК 2. Титульний лист

*Міністерство освіти і науки України*  
*ДВНЗ “Донецький національний технічний університет”*

*Кафедра “Опір матеріалів”*

*Проектування коліс циліндричних зубчатих  
передач*

*Виконав*

*ст. гр.*

*Перевірів*

---

*п.б.*

*Сурженко А.М.*

*Донецьк – 2010*

**РЕФЕРАТ**

*Робота складається з 9 сторінок, 2 таблиць, 1 додатку.*

*Мета. Визначити геометричні, конструктивні параметри прямозубої зубчатої передачі і спроектувати прямозубе колесо.*

*В процесі виконання роботи вибраний матеріал зубчатих коліс, назначено термообробку і механічні властивості зубчатих коліс, визначені геометричні і конструктивні параметри прямозубого колеса, виконано перевірочних розрахунків на згину і контактну міцність зубчатих коліс, спроектовано прямозубе колесо.*

**ПЕРЕДАТОЧНЕ ЧИСЛО, ЗУБЧАТЕ КОЛЕСО, ШЕСТЕРНЯ, МІЖОСЬОВА ВІДСТАНЬ, ЗГИНА ВИТРИВАЛІСТЬ, КОНТАКТНА ВИТРИВАЛІСТЬ, НАПРУЖЕННЯ ЗГИНУ, КОЕФІЦІЄНТ ПЕРЕКРИТТЯ**

ДОДАТОК 4. Зміст

3

*Зміст*

1. *Вихідні данні* 4
2. *Призначення твердості і виду термічної  
обробки сталі* 4
3. *Визначення граничних і допустимих  
напружень для розрахунку зубів коліс на  
міцність* 5