



М. П. Артеменко, Ю. І. Волошин,
А. С. Єфоян

**РОЗРАХУНОК І ПРОЕКТУВАННЯ
ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ
ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТІВ
ТА АВІАДВИГУНІВ**

1996

629.7
A86

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ УКРАЇНИ
Харківський авіаційний інститут ім. М.С. Жуковського

М.П. Артеменко, В.І. Волошин, А.С. Єфоян

РОЗРАХУНОК І ПРОЕКТУВАННЯ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ
ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТІВ ТА АВІАДВИГУНІВ

Навчальний посібник
до курсового та дипломного проектування

НАУКОВО-ТЕХНІЧНА
БІБЛІОТЕКА
Національного аерокосмічного
університету ім. М.С. Жуковського
Харківський авіаційний інститут

Научно-техническая
библиотека
"ХАИ"



mt0184243

Харків ХАІ 1996

[629.7.024 621.45.03] : 621.833.001.24 (0458)

УДК 621.833 (031)

Розробка і проектування зубчастих передач літальних апаратів та авіадвигунів / М.П. Артеменко, Ю.І. Волошин, А.С. Єфоян.
- Навч. посібник до курсового та дипломного проектування.
- Харків: Харк. авіац. ін-т, 1996. - 118 с.

Навчальний посібник зміщує необхідні матеріали для проектування всіх видів зубчастих передач. Розглянуто особливості передач авіадвигунів та механізмів літальних апаратів. Викладено питання точності та конструювання зубчастих передач і блок-схеми розрахунку на БОМ, наведено приклади розрахунків зубчастих передач.

Для студентів, які виконують курсові та дипломні проекти з машинобудівних спеціальностей.

Іл. 29. Табл. 28. Бібліогр.: 15 назв.

Рецензенти: д-р техн. наук, проф. В.С. Гапонов,
д-р техн. наук, проф. І.Д. Гаркуша



Харківський авіаційний Інститут, 1996

В С Т У П

Зубчасті передачі використовуються для передачі обертального руху між валами з паралельними, перерізними та перехресними осями, а також для перетворення обертального руху в поступальний.

Порівняно з іншими видами передач вони мають багато вищу несучу здатність, малі витрати потужності, високу надійність та довговічність і завдяки таким показникам дуже поширені в машинобудуванні. Характер навантажень у них досить складний. Крім дії необхідних зусиль зуб'я навантажуються додатковими зовнішніми та внутрішніми силами, які виникають внаслідок коливань та ударів, особливо при пересряженні зуб'їв. Перекося та деформації елементів передач, неточність виготовлення призводить до концентрації навантажень на окремих ланках контактних ліній. Суттєвий вплив на характер навантажень має колова швидкість. Вплив багатьох факторів на навантаження зуб'їв вивчений недостатньо, і є причиною того, що швидкість не враховується при обчисленнях. Таке припущення дозволяє позначити її окремими коефіцієнтами.

Сучасні підходи до формулювання цієї проблеми неоднозначні. У зв'язку з цим внутрішні динамічні навантаження оцінюються за ударною або вібраційною теорією, з позиції загального тлумачення ударів та коливань. В якійсь мірі це можна віднести до стандарту на зубчасті передачі, за яким працює машинобудування. Водночас неповне відпрацювання концепції щодо розрахунку зубчастих передач є однією з причин того, що зазначений стандарт обмежено дією швидкості до 25 м/с.

Умовність підходів до розрахунків та припущення, пов'язані з цим, знаходять своє відбиття також і у визначенні запасів міцності та допустимих напружень.

Зубчасті передачі в авіаційній техніці (редуктори ТВД та ТВВД, трансмісії літальних апаратів) в більшості являють собою тяжко навантажені, високошвидкісні передачі. Із статистичних даних [2] випливає, що колова швидкість лише 20% авіаційних передач дорівнює 15...20 м/с, більше 50% передач мають колову швидкість 20...100 м/с і більше.

Підвищення несучої здатності, зменшення маси та габаритних розмірів, збільшення строку служби та ККД авіаційних зубчастих

передач — актуальна і складна проблема. Її вирішують заданням таким передачам відповідних конструктивних і технологічних властивостей, а також використанням високоякісних матеріалів та ефективних методів зміщення інструмента та змащування. Геометрія авіаційних евольвентних передач має свої особливості в порівнянні з загальномашинобудівними. Авіаційні зубчас і передачі виготовляються по особливих вихідних виготовляючих контурах (ВВК). Головними параметрами зубчастого зачеплення, що відповідає прийнятому ВВК, є кут зачеплення, коефіцієнт товщового та сумарного перекриття, а також параметри та форми основи зуба.

У загальному машинобудуванні використовують ВВК з $\alpha = 20^\circ$ (ГОСТ 13155-87), для авіаційних силових зубчастих передач згідно з авіаційними нормами — ВВК з $\alpha = 25^\circ$ та $\alpha = 28^\circ$.

Зуб'я передач, виготовлені інструментом, який відповідає ВВК з $\alpha = 25^\circ$, мають підгнуття (протуберанець) в основі зуба, що спрощує технологію шліфування поверхні зуба (рис. 1.1). При ВВК з $\alpha = 28^\circ$ зуб'я передач мають більш високу контактну міцність, але технологія їх виготовлення складніша, і після шліфування зуба поверхня його не відповідає параметрам прийнятого ВВК.



Рис. 1.1

Передачі з підвищенням кутом зачеплення найбільш ефективні, якщо серед параметрів зачеплення гарантовано коефіцієнт перекриття, що дорівнює двом. Для передач високої кінематичної точності рекомендовано користуватися вихідними контурами з малими кутами зачеплення ($10...12^\circ$).

Підвищення ефективності роботи зубчастих передач досягають модифікацією (коригуванням) профілів зуб'їв, для чого зміщують стандартний вихідний контур інструмента. Таку модифікацію використовують головним чином для прямозубчастих евольвентних передач. Вона може бути висотною або кутовою.

При висотній модифікації позитивне зміщення інструмента для шестірні дорівнює негативному зміщенню для колеса. Цим підвищується згинальна міцність зуб'їв шестірні за рахунок міцності зуб'їв

колеса. Міжосьова відстань залишається незмінною, початкове коло збігається з ділільним, а вимірювальне зміщення дорівнює нулю.

При кутовій модифікації сума зміщень для шестірні та колеса ($x_1 + x_2$) не дорівнює нулю і, як правило, є додатною. За допомогою кутової модифікації підвищується міцність по контактних та згинних напруженнях. Значення коефіцієнтів зміщень наведено в табл. I.I.

I. ОСНОВНІ ГЕОМЕТРИЧНІ ПАРАМЕТРИ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

Таблиця I.I

Найбільші значення коефіцієнтів зміщення за умов підвищення контактної міцності зуб'їв

Число зуб'їв колеса (z_2)	Число зуб'їв шестірні (z_1)							
	18		22		28		34	
	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2
18	0,54	0,54	-	-	-	-	-	-
22	0,6	0,64	0,68	0,68	-	-	-	-
28	0,4	1,02	0,59	0,94	0,86	0,86	-	-
34	0,3	1,3	0,48	1,2	0,8	1,08	1,01	1,01
42	0,29	1,48	0,4	1,48	0,72	2,33	0,9	1,3
50	0,32	1,62	0,43	1,6	0,64	1,6	0,8	1,58
65	0,41	1,89	0,53	1,8	0,7	1,84	0,89	1,79
80	0,48	2,08	0,61	2,0	0,75	2,03	0,89	1,97
100	0,52	2,31	0,65	2,19	0,8	2,26	0,94	2,22
125			0,75	2,33	0,83	2,47	1,0	2,43

Примітка. Позву таблицю зміщень див. у праці [I].

Таблиця I.2

Геометричні параметри циліндричних зубчастих передач

Параметри	Позначення	Формули
Кут профілю зуба рейки	α	$\alpha = \alpha_n = 20^\circ; 25^\circ; 28^\circ$

Параметри	Позначення	Формули
Кут профілю зуба рейки в торцевому перерізі	α_t	$\operatorname{tg} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta$
Кут зачеплення в торцевому перерізі	α_{tw}	$\operatorname{inv} \alpha_{tw} = \frac{2x_z \operatorname{tg} \alpha_t}{z_1 + z_2} + \operatorname{inv} \alpha_t$
Кут зачеплення в нормальній площині	α_{nw}	$\operatorname{tg} \alpha_{nw} = \operatorname{tg} \alpha_{tw} \cdot \cos \beta$
Ділильний кут нахилу зуба	β	$\beta = 9^\circ \dots 20^\circ$ (для шевронних - $\beta \leq 45^\circ$)
Нормальний модуль	m_n	$m_n = m$
Торцевий модуль	m_t	$m_t = m / \cos \beta$
Міжосьова ділильна відстань	a	$a = \frac{z_2 \pm z_1}{2} m_t$
Міжосьова відстань	a_w	$a_w = a \cdot \cos \alpha_t / \cos \alpha_{tw}$
Коефіцієнт суми зміщення	x_z	$x_z = x_1 + x_2$
Коефіцієнт "сприманого" зміщення	y	$y = \frac{a_w - a}{m}$
Коефіцієнт вирівнювального зміщення	Δy	$\Delta y = x_z - y$
Коефіцієнт висоти головки зуба	h_a^*	$h_a^* = 1$
Коефіцієнт радіального зазора	c^*	$c^* = 0,25$
Ділильний діаметр	d	$d = m_t \cdot z$
Початковий діаметр	d_w	$d_w = d \cdot \cos \alpha_t / \cos \alpha_{tw}$
Основний діаметр	d_b	$d_b = d \cdot \cos \alpha_t$
Діаметр вершин зубів	d_a	$d_a = d \pm 2(h_a + x - \Delta y)m$
Діаметр западин зубів	d_f	$d_f = d \mp 2(h_a + c - x)m$

Закінчення табл. I.2

Параметри	Позначення	Формула
Число зуб'їв еквівалентного колеса	Z_E	$Z_E = Z / \cos^3 \beta$
Коефіцієнт перекладтя (приблизно)	ε_α	$\varepsilon_\alpha = 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right)$

Примітки:

1. Верхній знак (\pm) - для зовнішнього зачеплення, а нижній - для внутрішнього.

2. Для прямозубих коліс $\beta = 0^\circ$; $\alpha_t = \alpha$.

3. При $x = 0$ $\alpha_{tw} = \alpha_t$, $y = 0$, $\Delta y = 0$, $a_w = a$, $d_w = d$.

Таблиця I.3

Геометричні параметри кінцевих зубчастих передач з прямими, косими зуб'ями та круговими зуб'ями, що зникаються.
Основа форма зуб'їв I.

Параметри	Позначення	Формули
Середній нормальний модуль	m_n	-
Середній коловий модуль	m	$m = m_n / \cos \beta_n$
Зовнішній коловий модуль	m_e	$m_e = m_m R_e / R$
Кут нахилу зуба в середньому перерізі	β_m	-
Зовнішня конусна відстань	R_e	$R_e = d_{e1} / 2 \sin \delta_1$ $R_e = \frac{d_{e1} \sqrt{u^2 + 1 + 2u \cos \Sigma}}{2 \sin \Sigma}$
Середня конусна відстань	R	$R = R_e - 0,5b$
Зовнішня висота зуба	h_e	$h_e = m_e (2h^* \alpha + c^*)$
Коефіцієнт висоти головки зуба	h_a^*	$h_a^* = \cos \beta_n$

Параметри	Позначення	Формула
Коефіцієнт радіального зазора	c^*	$c^* = 0,2$
Зовнішня висота головки зуба	h_{ae}	$h_{ae} = m_e (h_a^* + x \cos \beta_n)$
Зовнішня висота ніжки зуба	h_{fe}	$h_{fe} = h_e - h_{ae}$
Кут ніжки зуба	θ_f	$\tan \theta_f = h_{fe} / r_e$
Кут головки зуба	θ_a	$\theta_{a1} = \theta_{f2}; \theta_{a2} = \theta_{f1}$
Кут діляльного конуса	$\delta_1; \delta_2$	$\tan \delta_1 = \sin \Sigma / (u + \cos \delta)$ $\delta_2 = \Sigma - \delta_1$
Кут конуса вершин	δ_a	$\delta_a = \delta + \theta_a$
Кут конуса заокруглення	δ_f	$\delta_f = \delta - \theta_f$
Середній діляльний діаметр	d	$d = m \cdot z$
Зовнішній діляльний діаметр	d_e	$d_e = m_e \cdot z$
Зовнішній діаметр вершин зубів	d_{ae}	$d_{ae} = d_e + 2 a_e \cdot \cos \delta$
Зовнішній діаметр вершин зубів після притуплення	d'_{ae}	$d'_{ae} = d_{ae} - m_e \cdot \sin 2\delta$
Число зубів еквівалентного прямозубого колеса	z_E	$z_E = z / \cos \delta \cdot \cos \beta_n$

Розрахунки:

1. Приймати $x_2 = -x_1$.
2. Підставити замість x :
 - а) для прямозубих коліс - зовнішній коловий коефіцієнт зміщення x_e ;
 - б) для коліс з тангенціальними зуб'ями - зовнішній нормальний коефіцієнт зміщення x_{ne} .

При розрахунках зубчастих передач потрібно користуватись стандартними модулями. Для циліндричних коліс стандартизовано

нормальний модуль, для кінцевих прямозубих коліс - торцевий модуль m_{tc} , для коліс з круговими зуб'ями - середній нормальний модуль m_{mn} .

Нижче наведено найбільш поширений діапазон модулів (ГОСТ 9563-80).

Значення стандартних модулів:

I-й ряд - 1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10.

2-й ряд - 1,0; 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7,0; 9,0; 11.

2. РОЗРАХУНКОВА МОДЕЛЬ ЗУБЧАТОЇ ПЕРЕДАЧІ

2.1. Види пошкоджень зуб'їв

Поломка зуб'їв. Сили, які діють на зуб'я в процесі зачеплення, спричиняють їх згин та стиск. Якщо сприймати зуб як консольну балку, то характер розподілу напружень буде відповідати рис. 2.1. Поломка виникає в перерізі ко-

рени зуба. Характер її статичний (при короткочасному перевантаженні) або динамічний (руйнування від мало- або багатоперіодової втомлюваності). Статичне руйнування починається там, де більше сумарне напруження. Тріщини від втомлюваності з'являються в зоні перехідної кривої, де діє розтяжне напруження.

Згідно з рис. 2.1 при роботі зуба однією стороною статичне пошкодження починається в точці 2, тріщини від втомлюваності - в точці 1. При роботі зуба двома сторонами виникнення тріщини можливе в обох точках. Для запобігання поломки зуб'я розраховують на згин.

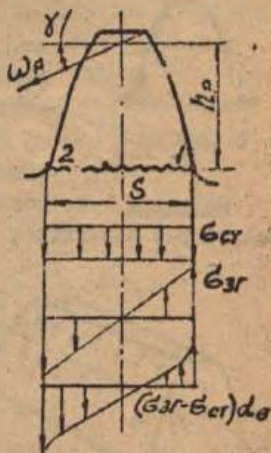


Рис. 2.1

Викривлення від втомлюваності (піттинг) - найбільш поширений вид пошкоджень зуб'їв. Дія змінних контактних напружень призводить до появи на поверхнях зуб'їв ямок (віспинок) розміром з голівку булавки. Ці пошкодження виникають на нижці зуб'їв шестірни

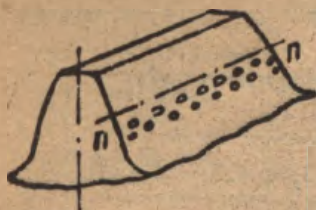


Рис. 2.2

біля полюсної лінії на поверхні або на малій глибині (рис. 2.2). Викришіння зустрічається лише в закритих добре змащуваних передачах. Воно буває прогресуючим, викликаним постійними причинами, або обмеженим – через тимчасові причини. У відкритих передачах воно практично відсутнє. Поверхневий прошарок інтенсивно зношується, і тріщини не встигають розвинутих до стадії викришіння. Щоб запобігти прогресуючому викришінню, потрібно розраховувати міцність зубів за контактними напруженнями.

Абразивний знос характерний для передач, в яких до контакту попадають абразивні частки, що прискорюють цей вид пошкоджень.



Рис. 2.3

Знос поверхні зубів – не однаковий за висотом. Це пояснюється різною швидкістю ковзання (рис. 2.3). Знос приблизно пропорційний величині контактних напружень. Тому для відкритих, а також закритих передач, що працюють в умовах попадання в мастило абразивних часток, потрібно оцінювати довговічність зубів за критерієм зносу.

Заїдання – це пошкодження активних поверхонь зубів через молекулярне зачеплення. Воно має місце тоді, коли товщина мастильної плівки стає дуже тонкою,

руйнується, і виникає прямий контакт металу зубів (рис. 2.4). При цьому частки однієї поверхні міцно зчеплюються з частками другої, на якій з'являються задирки. Явище заїдання може виникати у великомодульних важконавантажених зубчастих передачах, до яких відносяться зубчасті передачі редукторів ТВД і ТВВД, головних редукторів вертольотів та ін.



Рис. 2.4

Для запобігання цьому виду пошкоджень необхідно перевіряти стійкість передач проти заїдання. Інші пошкодження зубчастих передач (вігларовування, пластичне течія матеріалу та ін.) належать

до технологічних вад.

2.2. Побудова розрахунків зуб'їв на міцність

2.2.1. Для контактних напружень швидкохідних зубчастих передач

При зачепленні між зуб'ями виникає гідродинамічний ефект. Це забезпечується наявністю клеючої шліпки між зуб'ями та надмірним тиском мастила в ній. Величина тиску залежить від зовнішнього навантаження, геометричних розмірів та пружних властивостей контактних поверхонь. При розгляді процесу змащування необхідно враховувати як гідродинамічний ефект, так і дію пружних деформацій контактних поверхонь. При цьому виникає явище їх взаємозалежності, яке розглядається в контактній-гідродинамічній теорії.

Внаслідок високого гідродинамічного тиску мастила та його мінливості побудова розрахунку на цій основі являє собою дуже складне завдання. Це примусило використати умовний підхід до розгляду побудови контактної міцності зуб'їв. Зроблено припущення, що контактні зуб'я не змащуються, їх рух, а також вплив гідродинамічного ефекту відсутні. Це відповідає задачі Герца про стиск двох циліндрів. Епюра тиску в цьому випадку (рис. 2.5, а) відрізняється від епюри, яка випливає з контактній-гідродинамічної теорії (рис. 2.5, б).

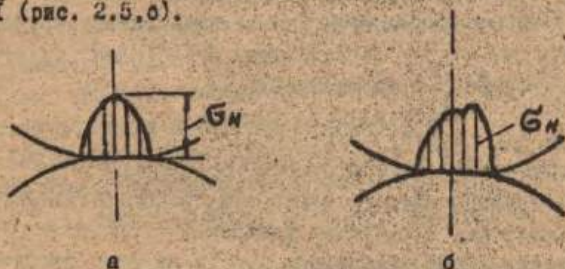


Рис. 2.5

При стиску двох циліндрів нормальні напруження відповідають епюрі згідно з рис. 2.5, а. Формула Герца для нормальних напружень :

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{w_H}{P} \cdot \frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1}{E_1} + \frac{1-\nu_2}{E_2} \right)}} \leq [\sigma]_H, \quad (2.1)$$

де $w_n = \frac{K_n F_n}{2z}$ - нормальне навантаження на одиницю довжини контактної лінії - питоме навантаження; $\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$ - зведена кривина (знак "+" - для зовнішнього дотику, "-" - для внутрішнього); E_1 та E_2 - модулі пружності матеріалів шестірні та колеса; ν_1 та ν_2 - коефіцієнти Пуассона для сталі $\nu = 0,3$; для чавуну $\nu = 0,25$; K_n - коефіцієнт розрахункового навантаження.

Для сталених коліс

$$\sigma_n = \sqrt{\frac{w_n}{\rho} \cdot \frac{E}{2\pi(1-\nu^2)}} \leq [\sigma]_n. \quad (2.2)$$

Рівняння (2.1) та (2.2) приймають за вихідні. Це перше припущення. Друге - це те, що контакт зуб'їв уподібнено контакту двох циліндрів радіусами ρ_1 та ρ_2 . Третє припущення полягає в тому, що максимальні нормальні напруження дорівнюють напруженням у полості зачеплення. В дійсності це відноситься до точок переспряження.

Якщо зуб'я не ізольовані від попадання в контакт абразивних часток, то зубчасті передачі розраховують також за формулами (2.1) та (2.2) з урахуванням, що величина зносу пропорційна роботі тертя - $\sigma_n \cdot f \cdot V_{\text{кобз}}$. Тоді при $f = \text{const}$ в'язівність передачі перевіряють за критерієм σ_n .

2.2.2. Робота зуб'їв на згин

Зуб'я являють собою коротку консольну балку. Розрахунок таких балок на основі гіпотези плоских перерізів (гіпотеза Ейлера) може привести до суттєвих кількісних помилок.

У зв'язку з цим розрахунок зуб'їв на згин треба вести за місцевим напруженням, яке враховувало б її концентрацію, а також особливість короткої балки. Згідно з рис. 2.1 місцеві напруження для точки "I" такі:

$$\sigma_F = \left(\frac{w_F \cos \delta h_p}{\cos \alpha_t w_s} - \frac{w_F \sin \gamma}{\cos \alpha_t A_s} \right) \alpha \sigma; \quad (2.3)$$

$$W_F = \frac{2T_1 \cdot 10^3 \cdot K_F}{b \cdot d_1} = \frac{F_t K_t}{b}; \quad W_S = \frac{S_1^2}{b} \quad (\text{момент опору});$$

S_1 - товщина зуба в небезпечному перерізі;

A_s - площа небезпечного перерізу одиничної довжини;

h_p - розрахункове плече дії сили;

α_s - тесетичний коефіцієнт концентрації напружень.

Якщо за місце прикладення сили взяти кромку зуба, то цей випадок слід віднести до зони двопарного зачеплення, що також є припущенням. У дійсності треба було б за місце прикладення сили приймати точку переспряження, в якій відбувається перехід до однопарного зачеплення.

3. РОЗРАХУНКОВЕ НАВАНТАЖЕННЯ

При роботі зубчастої передачі зуб'я навантажені не тільки корисними, а й додатковими силами, причому останні враховуються коефіцієнтом розрахункового навантаження K_H або K_F . З урахуванням додаткових навантажень колова сила на ділянці циліндрі

$$F_t \cdot K = \frac{2T_1 \cdot 10^3 K}{d_1}, \quad (3.1)$$

де $K = K_A \cdot K_V \cdot K_B \cdot K_\alpha$; K_A - коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження.

Числові значення: при рівномірному режимі навантаження двигуна та ведучого вузла машини - 1, при малій нерівномірності вузла - 1,25; середній - 1,5; значній - 1,75. При роботі двигуна з малою нерівномірністю наведені значення підсилюються множенням на 1,05...1,1, при середній - на 1,15...1,25, при значній - на 1,3...1,5.

Більш досконалим є введення додаткового зовнішнього динамічного навантаження в розрахункові графіки (циклограми). Тоді співмножник K_A не потрібен, а

$$K = K_V \cdot K_B \cdot K_\alpha, \quad (3.2)$$

де K_V - коефіцієнт внутрішнього динамічного навантаження; K_B - коефіцієнт концентрації навантаження; K_α - коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між парами зуб'їв, які перебувають у

зачепленні.

У попередніх розрахунках приймають $K = 1,3 \dots 1,5$. Менші значення відповідають більш точним передачам і тим, що розташовані в середній між опорами.

При розрахунках величина K є неоднаковою: K_H відносяться до контактної міцності, K_F - до згинної. Тоді $K_H = K_{HV} \cdot K_{HB} \cdot K_{H\alpha}$, $K_F = K_{FV} \cdot K_{FB} \cdot K_{F\alpha}$.

Окремі співмножники визначаються таким чином: у попередніх розрахунках $K_V = 1,1 \dots 1,3$, менші значення відповідають точним, косозубчастим або тихохідним передачам.

При остаточних розрахунках K_V знаходять за формулами

$$K_{HV} = 1 + \frac{b \cdot \omega_{HV}}{F_t}, \quad K_{FV} = 1 + \frac{b \cdot \omega_{FV}}{F_t} \quad (3.3)$$

Внутрішні динамічні сили ω_{HV} та ω_{FV} виникають через помилки в основному та коловому кроках і профілі активної поверхні зуб'їв, а також спричиняються деформацією коліс та з'єднаних з ними деталей.

При переспряженні зуб'їв має місце безпосереднє навантаження їх внаслідок співудару, а також інерційних зусиль та згинного коливання.

При дії на зубчасту передачу значних за величиною змінних у часі крутильних моментів внутрішнє динамічне навантаження збільшується за рахунок крутильних коливань. Це стосується редукторів, з'єднаних з двигуном внутрішнього горіння та їм подібних передач за характером навантаження. В цьому випадку величина коефіцієнта внутрішнього динамічного навантаження $K_{кр}$ повинна ввійти співмножником у рівняння (3.2). Взагалі ж вплив крутильних коливань на внутрішню динамічну силу оцінюють експериментально.

Сучасні розрахунки внутрішніх динамічних навантажень мають орієнтовний характер. В їх оцінці є два підходи, які відповідають тій або іншій теорії.

В ударній теорії розглядається удар зуб'їв у момент переспряження, у вібраційній - навантаження внаслідок кінематичних помилок та зміни жорсткості зуб'їв. В основі вібраційної теорії є коливання системи, в яку входить зубчаста передача. В машинобудівній галузі України та держав близького зарубіжжя поширено

стандарт на циліндричні зубчасті передачі, які працюють при ковчій швидкості до 25 м/с. Він базується на ударній теорії.

При зачепленні зуб'їв мають місце два випадки: крочковий та серединний удари (рис. 3.1). Коефіцієнти K_{HV} і K_{FV} визначаються за залежностями (3.3).



Рис. 3.1

Внутрішнє динамічне навантаження

$$W_{HV} = \delta_H q_0 \cdot v \sqrt{\frac{a_w}{u}}, \quad W_{FV} = \delta_F \cdot q_0 \cdot v \sqrt{\frac{a_w}{u}}, \quad (3.4)$$

де v - колова швидкість; a_w - міжосьова відстань; u - передаточне відношення; δ_H , δ_F - коефіцієнти пропорційності, що враховують вплив косої бості, модифікації та припідготовки зуб'їв на W_{HV} та W_{FV} .

Числові значення δ_H , δ_F та q_0 наведено нижче:

	δ_H	δ_F
прямі зуб'я без модифікації.....	0,14/0,06	0,16;
прямі зуб'я з модифікацією головок.....	0,10/0,04	0,11;
непрямі зуб'я.....	0,04/0,02	0,06,

в чисельнику δ_H - для загартованих коліс, в знаменнику - для незагартованих коліс; $q_0 = (\rho_{sm} - 2)$; ρ_{sm} - ступінь точності.

Граничне значення W_{vmax} (рис. 3.2) приймають таким, що дорівнює силі, яка може спричинити деформацію пари зуб'їв на різницю кроків (Δs) за винятком компенсаційної помилки $\Delta_k = 5$ мкм:

$$\omega_{v \max} = C (\Delta\delta - \Delta\kappa), \quad (3.5)$$

$$\Delta\delta = 0,8 \sqrt{f_{p\delta_1}^2 + f_{p\delta_2}^2}, \quad C = 12 \frac{H}{\text{мм} \cdot \text{мкм}}.$$

Значення $f_{p\delta_1}$ та $f_{p\delta_2}$ наведено в табл. 8.7.

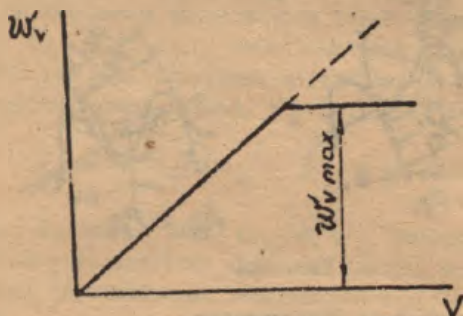


Рис. 3.2

З наявності багатьох припущень визначення K_{HV} та K_{FV} за наведеним методом можливе лише в дорезонансній зоні [5], тобто при таких значеннях:

$$\frac{v z_1}{1000} < 1 \quad - \text{ для прямозубчастих циліндричних передач;}$$

$$\frac{v z_1}{1000} < 1,4 \quad - \text{ для косозубчастих циліндричних передач.}$$

Якщо результати зазначеної перевірки вкажуть на наявність резонансної зони, то згідно з рекомендацією [5] $K_{HV} \approx K_{FV} = K_V$ можна визначити в такому порядку:

1. Розрахувати орієнтовно значення резонансної частоти обертання шестірні, хв^{-1} :

$$n_{e_1} = \frac{2,4 \cdot 10^7 \cdot \cos \alpha_t}{z_1 d_2} \cdot \sqrt{\varepsilon_\alpha \cos \beta (u^2 + 1)}. \quad (3.6)$$

2. Знайти відношення робочої та резонансної частот:

$0,85 < n_1/n_E \leq 1,15$ відповідає резонансній зоні,
 $1,15 < n_1/n_E < 1,5$ - проміжній зоні,
 $n_1/n_E \geq 1,5$ - зарезонансній зоні.

3. Визначити коефіцієнт K_{NV} :

для резонансної зони $K_V = 1 + C_{V1} V_P + C_{V2} V_f + C_{V4} V_K$ (3.7)

для зарезонансної зони $K_V = C_{V5} V_P + C_{V6} V_f + C_{V7}$ (3.8)

Коефіцієнтами V_P та V_f враховують помилки відповідно в кроках зачеплення та профіля, а також приращування і навантаженість зачеплення:

$$V_P = \frac{C'(f_{p6} - y_a)}{F_{t/6}}; \quad V_f = \frac{C'(f_p - y_a)}{F_{t/6}}; \quad V_K = 1 - \left| \frac{C' \cdot C_a}{F_{t/6}} \right|,$$

f_{p6} та f_p - граничні відхилення кроку зачеплення (див табл. 8.7); y_a - зменшення помилки кроку за рахунок приращування (табл. 3.1),

$$C_{V1} = 0,32; \quad C_{V2} = 0,34; \quad C_{V4} = 0,9,$$

$$C_{V5} = C_{V6} = 0,47; \quad C_{V7} = 0,75.$$

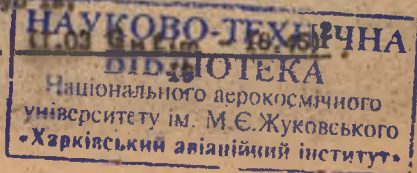
Таблиця 3.1

Значення коефіцієнта приращування y_a

Характеристика матеріалу	Колова швидкість V , м/с	Відхилення міжосьової відстані f_a , мм	y_a та x , мм
Однорідна структура	< 5	$\frac{160}{C_{H21m}} f_{p6}$	Без обмежень
	$5 \leq V \leq 10$		$\frac{12500}{C_{H21m}}$
	≥ 10		$\frac{6400}{C_{H21m}}$
Поверхнєве зм'ягчення зуб'їв	-	$0,075 f_{p6}$	3

Коефіцієнти провораїтності при сумарному коефіцієнті перекриття $\varepsilon_T = \varepsilon_a + \varepsilon_p \leq 2$; при $\varepsilon_T > 2$ C_{V1}, C_{V2}, C_{V4} та $C_{V5} = 0,32, C_{V7} = 0,9 \dots 1,0$; $C' = 16 \dots 18$ Н/мм² мм - питома нормальна жорсткість пари зуб'їв.

$$C_a = 1,6 +$$



Коефіцієнти $K_{нр}$ і $K_{нш}$. За рахунок пружних деформаций валів, перекосу та зносу підшипників розподіл навантаження за довжиною контактної лінії буде нерівномірним, концентрація навантаження тим більша, чим більший кут відносного перекосу валів під спряженими зубчастими колесами, а також чим більше їх ширина та менше жорсткість.

При розрахунках зубчастих передач концентрацій навантаження за довжиною контактної лінії враховують коефіцієнтами $K_{нр}$ і $K_{нш}$. Вони являють собою відношення найбільшого літнього навантаження до середнього.

Зуб'я мають здатність припрацьовуватися, в результаті чого розподіл навантаження може частково або повністю вирівнюватися.

Припрацьовання залежить від твердості поверхонь зуб'їв, колової швидкості, а також від наявності та якості змащування. Цим пояснюється різне значення коефіцієнтів у початковий період та після припрацьовання.

Згідно з працями [1, 5] коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження за довжиною контактної лінії таким:

$$K_{нр} = 1 + (K_{нр}^0 - 1) K_{нш} \quad (3.9)$$

Значення цього коефіцієнта в початковий період:

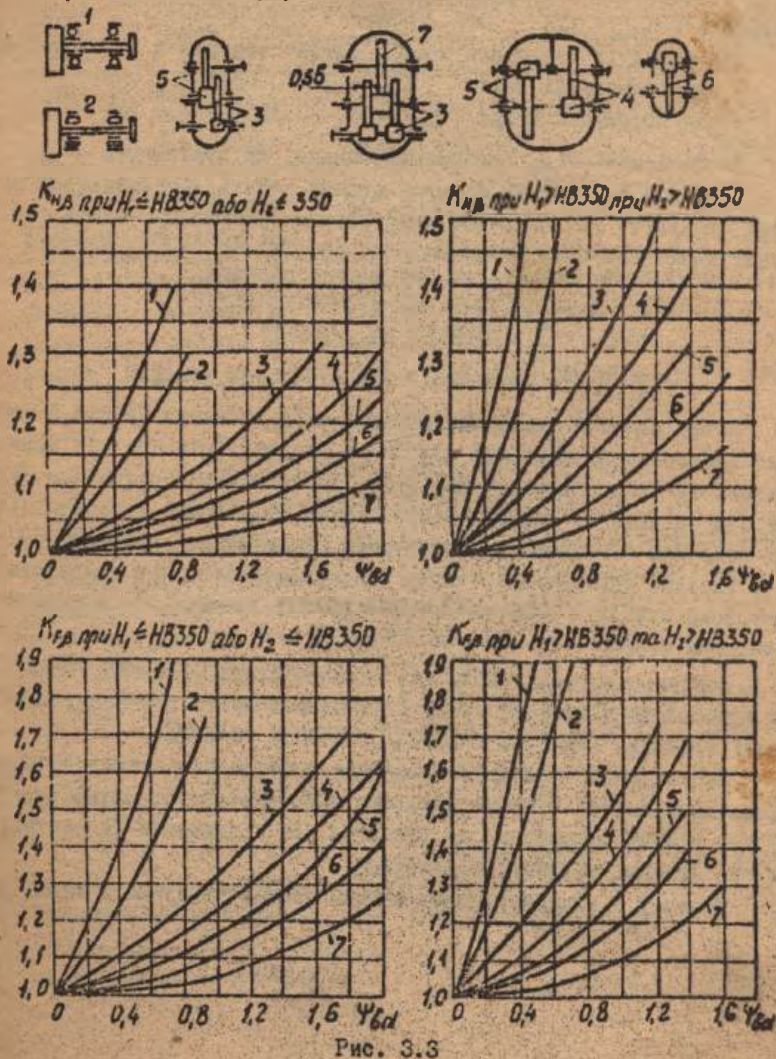
$$K_{нр}^0 = 1 + \frac{0,4 \beta \cdot a_p \cdot F_p \cdot C' \cdot \cos \alpha_t}{F_t \cdot K_{нв} \cdot z_z^2} \quad (3.10)$$

Коефіцієнт, яким враховують припрацьовання зуб'їв,

$$K_{нш} = 1 - \frac{20}{(0,01 HV + 2)^2 (v + 4)^{0,25}} \quad (3.11)$$

У залежностях (3.9) - (3.11) a_p - коефіцієнт, яким враховують статичний розподіл помилок та критерії допустимого пошкодження активних поверхонь зуб'їв (при $H \geq 350 HV$ $a_p \geq 0,5$, при $H \leq 350 HV$ $a_p \geq 0,3$); F_p - допуск на напрямок зуба (див. табл. 8.5); C' - питома нормальна жорсткість пари зуб'їв; $C' = 14 \text{ Н/мм} \cdot \text{мм}$ для пр. мазубчастих, $C' = 17 \text{ Н/мм} \cdot \text{мм}$ для косозубчастих передач; z_z - коефіцієнт, що враховує довжину кон-

тактних ліній; F_+ - колова сила на діляльному циліндрі.
 Залежності (3.9) - (3.II) використовуються при уточнених
 розрахунках. Для приблизних розрахунків орієнтовне значення
 K_{HD} можна прийняти за рис. 3.3, а значення K_{FR} - на 15...20%
 менше, або за рис. 3.3.



Коефіцієнти $K_{H\alpha}$ та $K_{F\alpha}$ враховують розподіл навантаження між зуб'ями у зв'язку з помилками виготовлення.

У приблизних розрахунках, починаючи з п'ятого ступеня точності і вище, при твердості поверхонь зуб'їв більше 350 HB приймають $K_{H\alpha} = 1$.

При середніх значеннях коефіцієнтів перекриття ($\varepsilon_{\alpha} = 1,6$):

- для прямозубих коліс $K_{H\alpha} = 1 + 0,06 (n_{cm} - 5)$,

- для косозубих коліс $K_{H\alpha} = 1 + 0,15 (n_{cm} - 5)$.

Коефіцієнти $K_{F\alpha}$ приймають такими, що дорівнюють $K_{H\alpha}$.

Значення коефіцієнтів навантаження K_H і K_F базуються на даних стандарту [5]. Для конічних передач умовно приймають такі ж самі дані. При проситувальних розрахунках $K_{H\alpha}$ та $K_{F\alpha}$ частіше всею приймають такими, що дорівнюють одиниці.

4. МАТЕРІАЛИ ДЛЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС І ДОПУСТИМІ НАПРУЖЕННЯ

4.1. Вибір матеріалів для зубчастих передач

Матеріали для зубчастих передач слід вибрати згідно з умовами забезпечення міцності зуб'їв на витривалість при дії контактних та згинних напружень. Цього досягають використанням сталей, відповідних до режимів навантаження, термічною і термохімічною обробкою (гартування, цементація, азотування, нітроцементація, лазерне гартування). Таким чином, це забезпечує твердість поверхонь зуб'їв з низьколегованих сталей до 50...55, а високолегованих сталей - до 60...65 HRCe.

Для виготовлення зубчастих передач редукторів ТВД, ТВВД та трансмісій літальних апаратів використовують високолеговані сталі (12ХНЗА, 12Х2Н4А, 14Х2Н4А, 20У2Н4А, 38ХММА).

Застосування малоуглецевих високолегованих сталей дозволяє після поверхневої обробки одержати високотверду поверхню зуб'їв м'яку, в'язку серцевинку, що потрібно для підвищення їх контактної та згінної міцності відповідно.

Механічні характеристики деяких сталей наведено в табл. 4.1

таблиця 4.1

Механічні характеристики деяких сталей,
використовуваних для виготовлення зубчастих коліс

Марка сталі	Термічна або термохімічна обробка	Механічні властивості, МПа			Твердість	
		$\sigma_{тmax}$	$\sigma_{т}$	σ_{-1}	Поверхня	Серцевина
45	Поверхнєве гартування	700	350	220	40-60 HRC _e	200 HB
	Поліпшення	800	440	350		210-230 HB
40X	Поверхнєве гартування	1200	900	550	50 HRC	400 HB
	Поліпшення	900	650	450		230-260 HB
12XН13А	Цементация	1000	850	500	55-60 HRC _e	300-400 HB
12X2H4A	Цементация	1200	1000	580	60-63 HRC _e	300-400 HB
20X2M4A	Цементация	1400	1200	640	60-65 HRC _e	300-400 HB
38XMOA	Азотування	1000	850	500	60 HRC _e	350 HB

4.2. Допустимі напруження

4.2.1. Допустиме контактне напруження при постійному режимі навантаження

За базове приймають граничне напруження на горизонтальній ділянці кривої втомлюваності (рис. 4.1). У цьому разі допустиме контактне напруження для високоміцнісних або довговічних коліс таке:

$$[\sigma]_{H0} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R \cdot Z_V}{S_H}, \quad (4.1)$$

де σ_{Hlim} - тривале граничне напруження;

$S_H = 1, 2 \dots 1, 3$ - коефіцієнт запасу міцності;

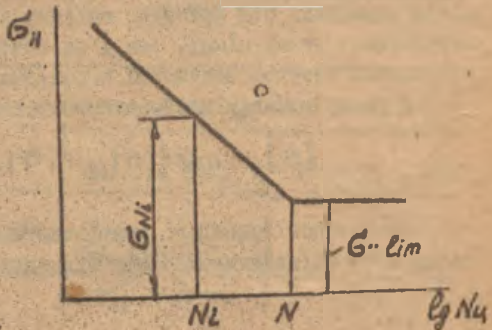


Рис. 4.1

z_R - коефіцієнт, який враховує шерсткість поверхні зуба,

$$z_R = 1 \quad \text{при } R_a = 1,25 \dots 0,63,$$

$$z_R = 0,95 \quad \text{при } R_a = 2,5 \dots 1,25;$$

z_v - коефіцієнт, що враховує вплив швидкості,

$$z_v = 0,35 v^{0,1} \quad \text{при } HB \leq 350,$$

$$z_v = 0,925 v^{0,05} \quad \text{при } HB > 350.$$

Залежність (4.1) необхідно використовувати при розрахунках прямозубчастих передач, що працюють при швидкостях до 50 м/с.

Допустиме напруження при строгах експлуатації, що відповідає зоні похилої ділянки кривої втомиганості, повинне враховуватися числа циклів навантаження. Похилу ділянку кривої апроксимують степеневим рівнянням (див. рис. 4.1)

$$\sigma_H^6 N_i = \sigma_{HO}^6 N_0 = \text{const.} \quad (4.2)$$

З цього випливає, що

$$[\sigma]_N = [\sigma]_{HO} \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_i}} = [\sigma]_{HO} z_N.$$

Якщо $N_i \geq N_{HO}$, слід підставляти N_{HO} , тобто $z_N \geq 1$, де $N_{HO} = HB^3$, але не більше, ніж $2 \cdot 10^7$.

У косозубчастих передачах, де твердість колеса $\leq 350 HB$, допустимі напруження можуть бути підвищеними за рахунок більш високої твердості шестірні. В косозубчастих передачах контактна лінія розміщена під кутом до осевих ліній. При зачепленні вона розташована як на нікці, так і на голові зуба, тим досягається підвищення несучої здатності косозубчастих передач.

У цьому випадку приймають допустиме напруження

$$[\sigma]_N = 0,45 ([\sigma]_{N1} + [\sigma]_{N2}). \quad (4.3)$$

Визначення тривалого контактного напруження наведено в табл. 4.2, співвідношення між одиницями твердості - на рис. 4.2.

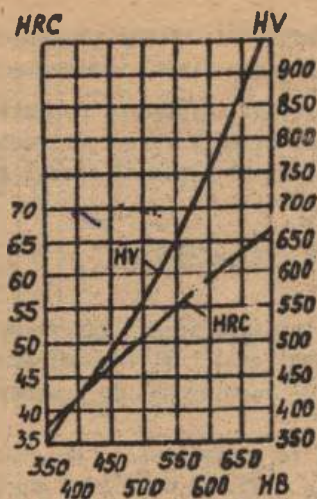


Рис. 4.2

Таблиця 4.2
Границя напруження при контактній витривалості

Матеріали кодіс	Термічна або термохімічна обробка	Твердість поверхні	$\sigma_{-1 \text{ lim}}$, МПа
Буглецеві та низько- леговані сталі	Поліпшення, нормалізація	≤ 350 НВ	$2 \text{ НВ} + 70$
	Об'ємне гартування	$38 \dots 50 \text{ HRC}_{e, \text{с}}$	$17 \text{ HRC}_e + 100$
	Поверхнєве гартування	$40 \dots 56 \text{ HRC}_e$	$17 \text{ HRC}_e + 200$
Леговані сталі	Цементація, нітроцементація, гартування	$56 \dots 65 \text{ HRC}_e$	23 HRC_e
	Азотування	$550 \dots 750 \text{ НВ}$	1050

4.2.2. Допустимі згинні напруження при постійному режимі навантаження

При строку експлуатації зубчастої передачі, який відповідає зоні горизонтальної ділянки кривої втомлюваності при одно-
сторонній (нереверсивній) праці передачі базові допустимі напру-
ження

$$[\sigma]_{F0} = \frac{\sigma_{F \text{ lim}} Y_R Y_V Y_Z}{S_F}, \quad (4.4)$$

де $\sigma_{F \text{ lim}}$ - тривале граничне згинне напруження при зміні за пульсуючим циклом (табл. 4.3); S_F - коефіцієнт запасу міцності (див. табл. 4.3); Y_R - коефіцієнт, що враховує шорсткість пере-
хідної поверхні зуба.

При фрезеруванні та шліфуванні з $R_a \leq 40$ мкм $Y_R = 1$,
при поліруванні $Y_R = 1,05 \dots 1,2$ (більші значення після поліп-
шення та гартування струмом високої частоти (СВЧ)); Y_V - мас-
штабний фактор, при $\alpha \leq 400$ $Y_V = 1$; Y_Z - коефіцієнт, що
враховує чутливість матеріалу до концентрації напруження $Y_Z =$
 $= 1,082 \dots 0,172 \lg m_n$.

У загальному вигляді (із врахуванням можливості експлуата-
ції передачі при числі циклів, меншому ніж базове, та реверсив-
ній праці) допустиме напруження

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{F0} Y_A Y_N. \quad (4.5)$$

Тут: $Y_A = 1 - \delta \frac{T_F' N'}{T_F \cdot N}$ - коефіцієнт, що враховує двобічне при-
кладення сили; $T_F \cdot N$ - навантаження та число циклів на одини-
цю часу в прямому напрямку; $T_F' \cdot N'$ - те ж саме в зворотньому на-
прямку; $\delta_A = 0,35$ - для коліс нормалізованих та поліпшених;
 $\delta_A = 0,25$ - для загартованих; $T_A = 0,1$ - для азотованих;

$$Y_N = \sqrt{\frac{N_{F0}}{N_i}} \geq 1,$$

де $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ - базове число циклів для сталейних зубів; N_i -
число циклів за строк роботи або еквівалентне число циклів (при
 $N_i \geq N_{F0}$ замість N_i слід підставляти N_{F0} , а при $N_i < N_{F0}$ -

Граничне напруження σ_{FLim} при розрахунках втомлюваності
у випадку роботи зуба одним боком

Марка сталі	Вид термообробки	Твердість		σ_{FLim} , МПа	Імовірність керування S_F	
		Поверхня	Серцевина		нормальна	підвищена
40, 45, 40Х, 40ХН	Нормалізація, полішення	120-350 НВ		1,75 НВ	1,7	2,2
40Х, 40ХН, 40АФА	Гартування	45-55 HRC _e		500-550	1,7	2,2
40Х, 40ХН, 35ХМ	Гартування СВЧ	48-52 HRC _e	27-35 HRC _e	500-600	1,7	2,2
38Х2Ю 40Х2БМА	Азотування	700-900 НВ 550-750 НВ	24-40 HRC _e	12 HRC _e ^{серц.} 290	1,7	2,2
Леговані	Цементация	57-62 HRC	30-45 HRC _e	750-500	1,65-1,7	2-2,2
25ХМ	Нітроцементация	56-63	30-45 HRC _e	1000	1,55	1,95
25ХТ, 35Х				750		

- N_i); $m = 9$ - для цементованих та азотованих зуб'я без шліфування, $m = 6$ - в решті випадків.

4.2.3. Врахування змінності режиму роботи зубчастої передачі

Більшість зубчастих передач працює при змінних режимах навантаження. Розрахунок таких передач за найбільшим навантаженням призвів би до невиправданого збільшення маси коліс та зайвої витрати металу. Тому розрахунок виконують за еквівалентним режимом, що формується шляхом контрольованої зміни навантажень та діючого напруження або допустимих напружень за припущенням, що найбільше навантаження є еквівалентним. Такий метод поширено при розрахунку зубчастих передач, що працюють в умовах змінних режимів навантажень.

Розглянемо побудову розрахунку на спрощеному прикладі (рис. 4.3). Згідно з гіпотезою підсумовування пошкоджень загальний їх ступінь від втоми вимірюють сумою циклових відношень, а руйнування виникає тоді, коли

$$\sum \frac{N_i}{N_i} = \alpha, \quad (4.6)$$

де N_i - число циклів, яке відповідає дії напружень σ_i ($i = 1, 2, 3$); N_i - число циклів до руйнування при дії напружень σ_i .

Значення N_i знаходять за допомогою кривої втомилованості Велера; α характеризує властивість металу до втомилованості при різних змінах напруження. На базі дослідних даних $\alpha = 1$.

Якщо прийняти за еквівалентне напруження σ_1 (див. криву втомилованості на рис. 4.1), маємо $\sigma_1^m N_E = \sigma_i^m N_i = \text{const}$, звідки:

$$N_i = \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_i} \right)^m N_E, \quad (4.7)$$

де N_E - еквівалентне число циклів навантаження.

Якщо підставити N_i у рівняння (4.6), то

$$\sum \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_1} \right)^m \frac{N_i}{N_E} = 1, \quad (4.8)$$

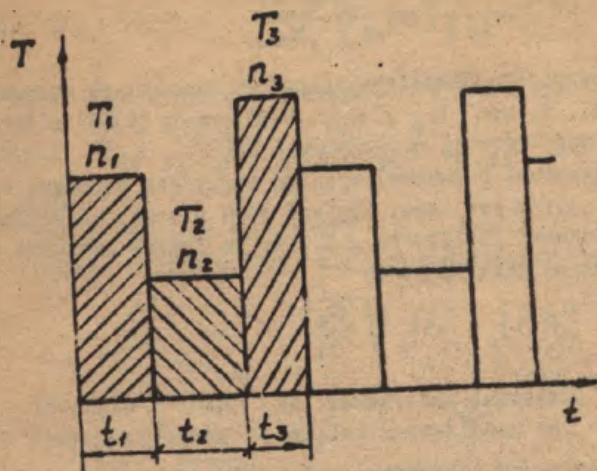


Рис. 4.3

$$N_E = \sum \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_1} \right)^m \cdot N_i = N_1 + \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_1} \right)^m \cdot N_2 + \left(\frac{\sigma_3}{\sigma_1} \right)^m \cdot N_3,$$

або

$$N_E = 60 \sum \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_1} \right)^m n_i t_i,$$

де n_i та t_i - число обертів за хвилину та загальний строк роботи (в годинах) при дії напружень σ_i ; m - показник степеня в рівнянні кривої Велера ($m = 6 \dots 9$).

Для розрахунку передач за контактним напруженням беруть до уваги, що воно при початковому дотику зубів по лінії пропорційно степеню 0,5 від навантажень або моментів, і тоді

$$N_E = N_{HE} = 60 \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3 n_i t_i. \quad (4.9)$$

При знаходженні N_E пікові перевантаження не враховуються, якщо вони за кожний період дії не перевищують 2...3% базового числа циклів.

Допустимі контактні напруження

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H_0} \sqrt{\frac{N_{H_0}}{N_E}} \quad (4.10)$$

Якщо припустити наявність тривалого граничного напруження втомилюваності, то при $N_E < N_{H_0}$ у рівняння (4.10) підставляють N_E , а при $N_E \geq N_{H_0} = N_{H_0}$.

При врахуванні змінності згинних напружень методика буде такою ж, як розглянута вище. Різниця лежить в тому, що показник степеня в рівнянні (4.10) $m = 6 \dots 9$, та іншого значення набуває базове число циклів, тобто

$$[\sigma]_F = [\sigma]_0 \sqrt[m]{\frac{N_E}{N_E}} \quad (4.11)$$

4.2.4. Допустимі напруження при перевірці міцності за найбільшими (піковими) навантаженнями

Для запобігання залишкової деформації або крихкого руйнування поверхні зуб'їв при дії максимального навантаження допустимі контактні напруження при розрахунках зубчастих передач:

- що пройшли нормалізацію, поліщення або гартування з низьким відпуском: $[\sigma]_{H \max} = 2,86 \sigma_T$;
- цементованих: $[\sigma]_{H \max} = 44 HRC_c$;
- азотованих: $[\sigma]_{H \max} = 3 HV$.

При дії максимальних навантажень у небезпечном, перерізі допустимі напруження згину:

$$\begin{aligned} [\sigma]_{F \max} &= 0,6 \sigma_T && \text{при} && H \leq 350 \text{ HB}, \\ [\sigma]_{F \max} &= 0,6 \sigma_{\text{тимч}} && \text{при} && H \geq 350 \text{ HB}. \end{aligned}$$

5. РОЗРАХУНОК ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ НА МІЦНІСТЬ

5.1. Розрахунок зуб'їв за контактними напруженнями

5.1.1. Прямовугчасті циліндричні передачі

В основу розрахунку покладено формулу Герца для контакту двох циліндрів (див. формулу 2.1):

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{\omega_n \cdot E}{\rho \cdot 2\pi(1-\nu^2)}}$$

Питоме навантаження

$$W_n = \frac{F_n K_n}{l_z} = \frac{F_t \cdot K_H \cdot z_\varepsilon^2}{\cos \alpha_t \cdot b} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1 \cdot K_H \cdot z_\varepsilon^2}{b \cdot d_1 \cdot \cos \alpha_t}, \quad (5.1)$$

де $l_z = \frac{b}{z_\varepsilon}$ - сумарна довжина ліній контакту; b - ширина шестірні; $z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$ - коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній.

Якщо коефіцієнт перекриття $\varepsilon_\alpha = 1,5 \dots 1,7$, то $z_\varepsilon = 0,9$. Зведена кривизана (рис. 5.1), з урахуванням того, що

$$d_{w1} = d_1 \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}}$$

$$\frac{1}{\rho} = \frac{2}{d_1 \cdot \cos \alpha_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_{tw}} \frac{u \pm 1}{u}$$

Позначимо

$$z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\operatorname{tg} \alpha_{tw}} \quad - \text{коефі-}$$

цієнт форми сопряжених поверхонь зубів;

$$z_E = \sqrt{\frac{E}{2\pi(1-\nu^2)}} \quad - \text{коефі-}$$

цієнт властивості матеріалів коліс

З формули Герца, враховуючи ці позначення, маємо

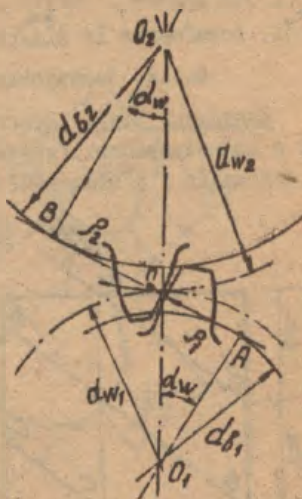


Рис. 5.1

$$\sigma_H = z_E z_\varepsilon z_H \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H}{d_1 \cdot b} \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma]_H. \quad (5.2)$$

Для сталених коліс $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$, $z_E = 190$ МПа^{1/2}.

При коефіцієнтах зміщення $\chi_1 + \chi_2 = 0$ (тобто $\alpha_t = 20^\circ$),

$z_H = 2,5$.

Із формули (5.1) дістанемо

$$d_1 \approx d_w = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_M}{\Psi_{bd_1} [\sigma]_H^2} \frac{u \pm 1}{u}}, \quad (5.3)$$

де $K_d = 10 \sqrt[3]{2 \cdot (z_E \cdot z_M \cdot z_e)^2}$,

або $\Psi_{bd_1} = 1000 (z_E \cdot z_e \cdot z_M)^2 \frac{2T_1 K_M}{[\sigma]_H^2} \frac{u \pm 1}{u}$,

де T_1 - обертовий момент на шестірниці, Нм.

Для прямиозубих сталених коліс при $\chi_1 + \chi_2 = 0$ приймають $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$, $\Psi_{bd_1} = 0,4 \dots 1,4$ залежно від твердості зуб'їв, розміщення їх відносно опор і призначення передачі.

5.1.2. Косозубчасті циліндричні передачі

Контактні лінії. Припустимо, що в косозубчастих передачах, як і в прямиозубчастих, контактні лінії паралельні твірним основних циліндрів і розташовані в площині зачеплення.

Розглянемо випадок, коли ширина колеса кратна осьовим крокам. Як видно з рис. 5.2,

$$l_z = (\overline{AA_1} + \overline{BB_1} + \overline{CC_1}) K_E = 2\overline{BB_1} \cdot K_E.$$

де K_E враховує зміну числа пар зуб'їв в зачепленні, $K_E = 0,9 \dots 1,0$.

Згідно з рис. 5.1 знайдемо відрізок $\overline{BB_1}$, і тоді

$$l_z = \frac{b \cdot \varepsilon_\alpha}{\cos \beta} \cdot K_E.$$

Таким чином, питоме колово навантаження

$$w = \frac{F_t \cdot K_M}{\cos \alpha_t l_z}.$$

Зведена радіус кривизни. Зуб'я мають гвинтові бічні поверхні. Радіуси кривизни в нормальному перетві визначаються за теоремою Меньє [1] (диференціальна геометрія). Можна підійти до цього

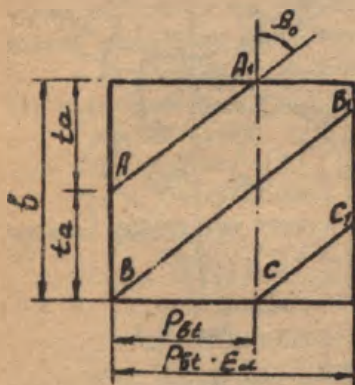


Рис. 5.2

Інакше. Зробимо припущення, що в нормальному перерізі, Σ I в торцевому, зуб'я окреслені евольвентами. Тоді визначення радіусів кривизни ρ_1 та ρ_2 буде таким, як і в прямозубчастих передачах. Потрібно лише знайти діаметри еквівалентних коліс. Для цього робимо переріз площиною, нормальною до похилого зуба (рис. 5.3). У перерізі будуть два еліпси. Розглядаючи цей переріз, визначаємо початкові діаметри еквівалентних коліс:

$$d_{v1} = \frac{a^2}{b} = \frac{d_{w1}^2}{4 \cos^2 \beta} \cdot \frac{2}{d_{w1}} = \frac{d_{w1}}{2 \cdot \cos^2 \beta}$$

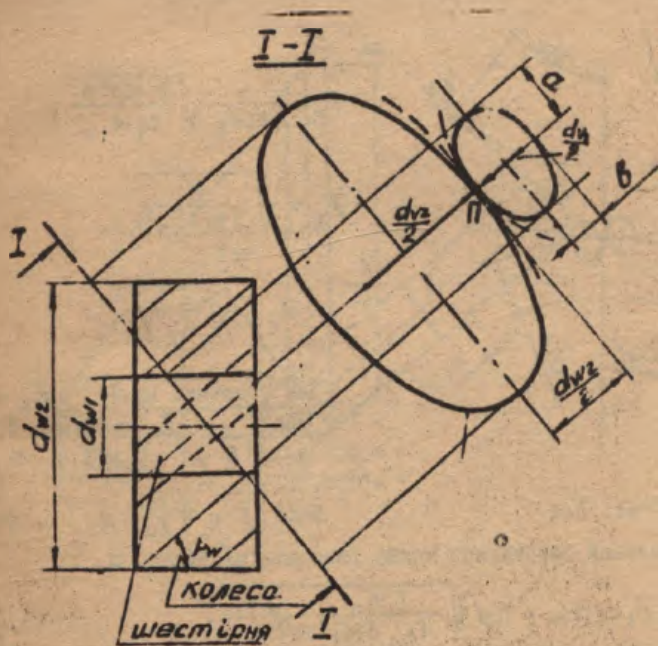


Рис. 5.3

На еквівалентних колесах можуть бути розміщені зуб'я нормального модуля:

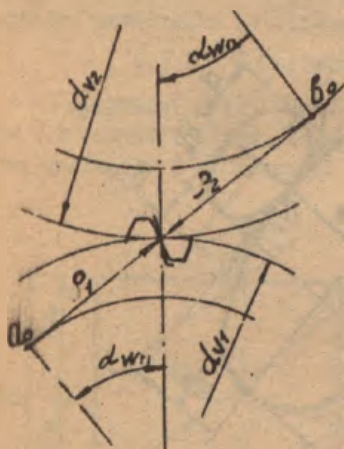
$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta}$$

Радіуси кривизни бічних поверхонь еквівалентних коліс знаходяться згідно з рис. 5.4. Зведений радіус кривизни (див. рис. 5.4)

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_{v_2} \sin \alpha_{wn}} \pm \frac{2}{d_{v_1} \sin \alpha_{wn}} \approx \frac{2 \cos^2 \beta}{d_1 \cos \alpha_t \operatorname{tg} \alpha_{tw}} \cdot \frac{u \pm 1}{u}$$

Рівняння, в якому ведуть розрахунок, має вигляд

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot Z_H \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H}{d_1 \cdot b} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma]_H, \quad (5.4)$$



де

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cdot \cos^2 \beta}{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}};$$

$$Z_E = \sqrt{\frac{E}{2\pi(1-\nu^2)}};$$

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{K_\epsilon \epsilon_\alpha}}.$$

Для сталевих коліс $Z_E = 190 \text{ МПа}^{1/2}$, $Z_H \approx 0,8$, $Z_\epsilon = 2,5 \sqrt{\cos^2 \beta}$, $\epsilon_\alpha \approx 1,6$, $K_\epsilon = 0,8 \dots 1,0$.

Якщо $b = \psi_{bd_1} \cdot d_1$, то проектувальний розрахунок можна виконати відносно d_1 :

$$d_1 \approx d_{w1} = Kd \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_H}{\psi_{bd_1} [\sigma]_H^2} \cdot \frac{u \pm 1}{u}}, \quad (5.5)$$

де $Kd = 10 \sqrt[3]{2 (Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot Z_H)^2} \approx 675 \text{ МПа}^{1/3}$.

5.1.3. Конічні передачі

Припустимо, що зуб конічного колеса має постійний переріз по всій довжині (ширині) вінця. В цьому випадку за еквівалентні колеса приймають циліндричні прямокутні або циліндричні косо-

зубчасті передачі.

Розрахункове навантаження приймають таким, що дорівнює зусиллю, яке відносять до середнього за шириною в'язця ділячного кола кінчного колеса d_m .

Запишемо діаметри еквівалентних коліс кінчних прямокутних частях передач (рис. 5.5):

$$d_{v1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1} = \frac{d_{m1} \cdot u}{\sqrt{1+u^2}}; \quad d_{v2} = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2} = d_{m2} \sqrt{1+u^2},$$

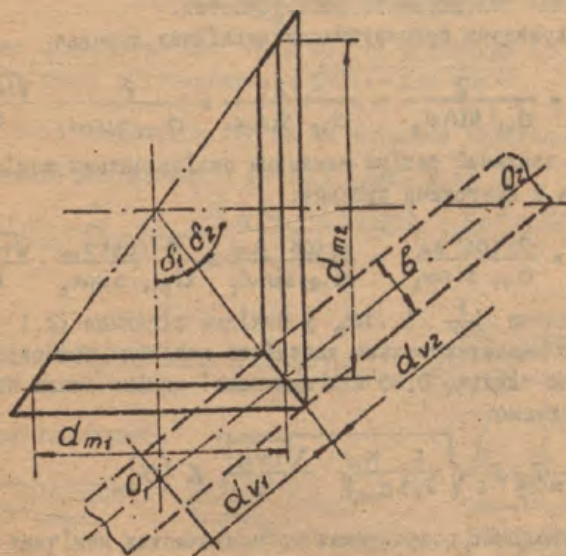


Рис. 5.5

Відповідні їм числа зуб'їв:

$$z_{v1} = \frac{z_1 \cdot u}{\sqrt{1+u^2}}; \quad z_{v2} = z_2 \sqrt{1+u^2}.$$

Діаметри еквівалентних коліс кінчних передач з круговими або тангенціальними зуб'ями:

$$d_{v1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1 \cdot \cos^3 \beta}; \quad d_{v2} = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2 \cdot \cos^3 \beta},$$

відповідні їм числа зуб'їв:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cdot \cos^3 \beta}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2 \cdot \cos^3 \beta}.$$

Питоме колозе навантаження, що діє на контактній лінії в прямозубчастих конічних передачах, визначають як для циліндричних прямозубчастих, в конічних з тангенціальними або круговими зуб'ями - як для циліндричних косозубчастих.

Зведена кривизна прямозубчастих конічних передач

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_{v1} \cdot \sin \alpha_t} + \frac{2}{d_{v2} \cdot \sin \alpha_t} = \frac{2}{d_{m1} \cdot \sin \alpha_t} \frac{\sqrt{1+u^2}}{u}.$$

Запишемо зведений радіус кривизни еквівалентних коліс конічних передач з круговими зуб'ями:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{2 \cdot \cos^2 \beta_m}{d_{v1} \cdot \sin \alpha_t} + \frac{2 \cdot \cos^2 \beta_m}{d_{v2} \cdot \sin \alpha_t} = \frac{2 \cdot \cos^2 \beta_m}{d_{m1} \cdot \sin \alpha_t} \frac{\sqrt{1+u^2}}{u}.$$

Підставляючи $\frac{1}{\rho}$ і u_n у вихідне рівняння (2.1) та враховуючи, що навантажувальна здатність конічних прямозубчастих передач складає близько 0,85 від здатності циліндричних прямозубчастих коліс, одержимо

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\epsilon \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H}{0,85 d_{m1} \beta} \cdot \frac{\sqrt{1+u^2}}{u}} \leq [\sigma]_H. \quad (5.6)$$

У проектувальних розрахунках прямозубчастих конічних передач

$$\beta \cdot d_{m1} = 1000 (Z_H Z_E Z_\epsilon)^2 \cdot \frac{2 T_1 \cdot K_H}{0,85 [\sigma]_H^2} \cdot \frac{\sqrt{1+u^2}}{u}, \quad (5.7)$$

$$d_{m1} = K d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_H}{0,85 \psi_{\beta d_{m1}} [\sigma]_H^2} \cdot \frac{\sqrt{1+u^2}}{u}}, \quad (5.8)$$

де $Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2}{\tan \alpha_t}} \approx 2,5$; $Z_E = 190 \text{ МПа}^{1/2}$.

$Z_L = 0,9 \dots 1,0$, $K_d = 770 \text{ МПа}$ - для передач прямозубчастих,

$Z_L = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha \cdot K_\alpha}}$ - для передач з непрямыми зуб'ями.

Для передач з круговими зуб'ями в рівнянні (5.8) K_d приймають таким, що дорівнює 590 МПа (при $\beta = 35^\circ$), або замість коефіцієнта 0,85 підставляють:

$$Y_H = 1,22 + 0,21 \cdot U \quad \text{при } H \leq 350 \text{ НВ,}$$

$$Y_H = 0,81 + 0,15 \cdot U \quad \text{при } H \geq 45 \text{ НРС,}$$

у рівнянні (5.7)

$$Z_H = 2,5 \sqrt{\cos^2 \beta}$$

Якщо міжосьовий кут $\delta \neq 90^\circ$, у рівняннях (5.6) - (5.8) замість $\sqrt{1+U^2}$ підставляють $\sqrt{U^2 + 1 + 2U \cdot \cos \delta}$

5.2. Розрахунок зуб'їв за згинами напруженнями

Місцеве напруження в точці I (рис. 5.6)

$$\sigma_{FS} = (\sigma_{3r} - \sigma_{cm}) \alpha_\sigma = \left(\frac{F_n K_F h_p \cos \delta}{b s^2} - \frac{F_n K_F \cdot \sin \delta}{b s} \right) \alpha_\sigma,$$

або

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F}{b m} \left(\frac{6 m h_p \cos \delta}{s^2 \cos \alpha_t} - \frac{m \sin \delta}{s \cos \alpha_t} \right) \alpha_\sigma.$$

Якщо позначимо

$$Y_{FS} = \left(\frac{F m h_p \cos \delta}{s^2 \cos \alpha_t} - \frac{m \sin \delta}{s \cos \alpha_t} \right) \cdot \alpha_\sigma,$$

то

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F}{b \cdot m} \cdot Y_{FS} \leq [\sigma]_F. \quad (5.9)$$

Коефіцієнт Y_{FS} визначаємо геометричними показниками, які залежать від характеру евольвенти, яка, в свою чергу, залежить від того, на якій еволути вона побудована,

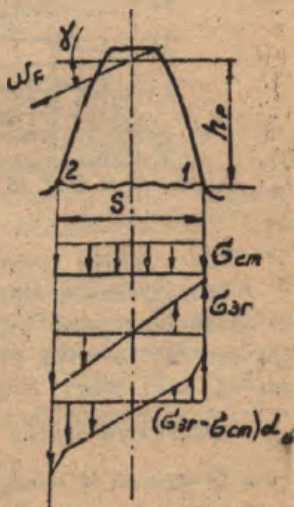


Рис. 5.6

При одній чинному модулі характер евольвенти залежить від числа зуб'їв.

При сталих діаметрах та зміні чисел зуб'їв вплине на модуль. Збільшення Z призведе до зменшення m , тобто до зменшення згинної міцності.

Величина Y_{FS} відображає форму та міцність зуба, її називають коефіцієнтом форми або коефіцієнтом міцності.

На форму зуба може впливати зміна інструмента. При позитивному зміщенні підвищується згинна міцність, при сумарному ($X_{\Sigma} > 0$) збільшується кут зачеплення і, як наслідок, - згинна міцність.

Значення Y_{FS} відображено на рис. 5.7.

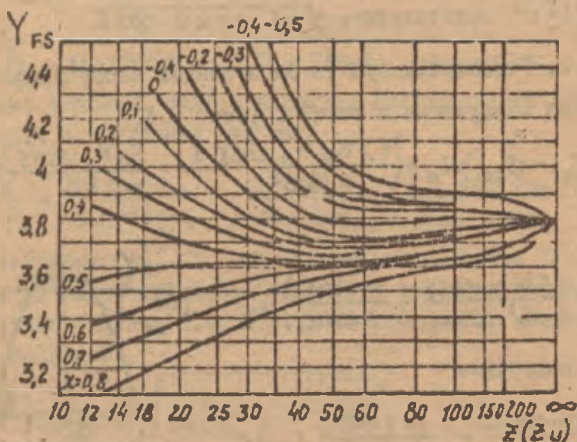


Рис. 5.7

У розрахунках косозубчастих та шевронних циліндричних передч. коефіцієнт форми Y_F визначають залежно від еквівалентного числа зуб'їв. Крім Y_F у розрахункове рівняння вводять коефіцієнти, які враховують:

- перекриття зуб'їв $Y_E = \frac{1}{\epsilon_\alpha}$;

- їх уклон $\beta \approx \cos \beta \approx 0,7$.

З урахуванням Y_β і Y_E

$$\sigma_F = Y_{FS} \cdot Y_E \cdot Y_B \frac{F_t \cdot K_E}{b \cdot m_n} \leq [\sigma]_F, \quad (5.10)$$

де m_n - модуль у нормальному перерізі зуб'їв.

Розрахунок конічних передач за напруженнями згину

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_E}{0,85 \cdot b \cdot m_{nm}} Y_E \cdot Y_B \leq [\sigma]_F, \quad (5.11)$$

де m_{nm} - модуль у нормальному середньому перерізі зуб'їв.

Коефіцієнт форми зуба Y_E визначають залежно від еквівалентних чисел зуб'їв (див. рис. 5.7): $Y_B \approx \cos \beta \geq 0,7$.

5.3. Перевірка міцності зуб'їв

при короточасній дії максимального напруження

При дії максимального навантаження контактна міцність

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{max}}{T}} \leq [\sigma]_{Hmax}, \quad (5.12)$$

а згина міцність

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \frac{T_{max}}{T} \leq [\sigma]_{Fmax}, \quad (5.13)$$

6. РОЗРАХУНОК ЗУБ'ІВ НА ЗАІДАННЯ

Наявність тертя ковзання між зуб'ями призводить до виникнення в зоні контакту так званих температурних спалахів, тобто короточасних стрибків температури. Тривалість такого спалаху - 0,001 с і менше, а температура його може досягти 500°C і вище. Кількість тепла, що виділяється при кожному спалаху, пропорційна пятятому тиску, швидкості ковзання та коефіцієнту тертя. Ці спалахи поступово нагрівають колеса і мастило, що їх змащує. Поступове (з часом) підвищення температури робочих поверхонь зуб'їв може досягти такого значення, при якому в'язкість і зчисні властивості мастила зникають настільки, що відбувається заїдання зуб'їв.

Розрахунок зубчастих коліс на заїдання за методом Блока зводиться до визначення миттєвої температури в зоні контакту

зуб'їв.

Запишемо загальну залежність для розрахунку циліндричних коліс:

$$\theta = 0,29 f Y_{3A} \sqrt{q^3 n^2 d_{w1} (u \pm 1) \sin t_w \cos \beta_p}, \quad (6.1)$$

де f - коефіцієнт тертя, середнє значення якого приймають та-
кими, що дорівнює 0,06...0,08; Y_{3A} - геометричний коефіцієнт
заїдання; q - літєме навантаження, м/мм; d_{w1} - діаметр шес-
тірні, мм.

Температуру θ і коефіцієнт Y_{3A} визначають за абсолют-
ною величиною для двох розрахункових позицій при контактї зуб'їв
на початку та в кінці зачеплення. За критерій заїдання гоняють
найбільше з двох значень θ .

Коефіцієнт заїдання знаходять з виразу

$$Y_{3A} = \sqrt[4]{X(\pm X)} \left(\sqrt{\frac{1}{1 \pm X}} - \sqrt{\frac{1}{XU}} \right), \quad (6.2)$$

де при контактї зуб'їв на початку зачеплення

$$X = X_{\text{поч}} = \pm \left(1 - \frac{1}{u \pm 1} \cdot \frac{\text{tg} \alpha_{a2}}{\text{tg} \alpha_{tw}} \right),$$

а в кінці зачеплення

$$X = X_{\text{кон}} = \frac{1}{u \pm 1} \cdot \frac{\text{tg} \alpha_{a1}}{\text{tg} \alpha_{tw}}.$$

Верхні знаки ("+" або "-") у формулах відносяться до зов-
нішнього зачеплення, а нижні - до внутрішнього.

Для визначення кутів α_{a1} , α_{a2} використовують залежність

$$\alpha_{a1,2} = \alpha_g \cos \frac{d_{g1,2}}{d_{a1,2}}.$$

Для нульових коліс ($x = 0$, $h_a^* = 1$, $\alpha = 20^\circ$) із зов-
нішнім зубчастим вінцем у табл. 6.1 наведено значення $\text{tg} \alpha_a / \text{tg} \alpha_{tw}$
які при знаходженні $X_{\text{поч}}$ слід приймати залежно від числа
зус'їв колеса Z_2 , а при визначенні $X_{\text{кін}}$ - від числа зуб'їв
шестірни Z_1 .

Литоме навантаження розподілено по лінії контакту зуб'їв:

$$q = w_n = \frac{F_n \cdot K_H}{l_z} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1 \cdot K_H \cdot z_1^2}{b \cdot d_1 \cdot \cos \alpha_t} \quad (6.3)$$

(значення w_n див. в підрозд. 5.1.1).

Розрахунок на заїдання конічних примозубих і непрямозубих коліс виконують так, як і в еквівалентних їм циліндричних колесах, що мають прями або косі зуб'я. При цьому у формулу (6.1) замість d_{w1} підставляють d_{v1} - діаметр початкового кола еквівалентного колеса для середнього перерізу:

$$d_{v1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1} = d_{m1} \frac{\sqrt{u^2 + 1 + 2u \cos \Sigma}}{u + \cos \Sigma},$$

де $d_{m1} = m_{tm} z_1$.

Розрахункові значення θ не повинні перебільшувати допустимі. Дані про величину допустимої температури $[\theta]$ в зоні контакту зуб'їв наведено в табл. 6.2.

Т а б л и ц я 6.2

Значення $\frac{\text{tg } \alpha_a}{\text{tg } \alpha_{tw}}$ / $\frac{\text{tg } \alpha_a}{\text{tg } \alpha_{tw}}$ для нульових коліс із зовнішнім зубчастим вінцем

z	$\frac{\text{tg } \alpha_a}{\text{tg } \alpha_{tw}}$	z	$\frac{\text{tg } \alpha_a}{\text{tg } \alpha_{tw}}$	z	$\frac{\text{tg } \alpha_a}{\text{tg } \alpha_{tw}}$	z	$\frac{\text{tg } \alpha_a}{\text{tg } \alpha_{tw}}$
16	1,805	26	1,520	40	1,317	80	1,180
17	1,755	28	1,482	42	1,290	90	1,150
18	1,721	30	1,445	46	1,285	100	1,136
20	1,670	33	1,405	50	1,280	120	1,117
22	1,607	35	1,370	60	1,232	140	1,080
24	1,560	37	1,330	70	1,206	160	1,070

Допустима миттєва температура [8] [7]

Матеріал коліс та його термообробка	Колова швидкість, м/с	[8]	
Вуглецеві та малолеговані сталі, нормалізовані або поліпшені при $H < 350$ HB	до 5	60°	Для добре припрацьованих передач при 5-му та 6-му ступеня точності
	Від 5 до 15	80°	
	більше 15	120°	
Загартовані сталі при $H > 350$ HB	-	200...250 $^{\circ}$	Більші значення приймають при дуже чистих поверхнях зуб'їв та високих ступенях точності

7. МЕТОДИКА, ПОСЛІДОВНІСТЬ РОЗРАХУНКУ ТА ПРОЕКТУВАННЯ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

При розрахунках та проектуванні зубчастих передач можуть виникнути два випадки: габарити передачі задані; габарити передачі не задані. У обох випадках потрібно визначити або зумовити дані передачі:

- її призначення,
- потужність, кВт, або обертальний момент T , Н м,
- частоту обертання шестірні та колеса, а також допустимі відхилення обертів коліс,
- загальний строк служби.

При змінних потужностях, моментах та обертах шестірні та колеса потрібно мати дані у вигляді графіка або таблиці, за допомогою яких визначають еквівалентні режими навантаження.

При проектуванні зубчастих передач розрахунок ведуть двома етапами - проектувальним і перевірним. Перевірний розрахунок виконують після того, як у попередньому (першому) етапі визначено та узгоджено за стандартом дані передачі, а також призначено матеріал та його термічну обробку.

7.1. Проектувальний розрахунок

1. Визначити тип передачі.
2. Призначити число зуб'їв шестірні Z_1 та $Z_2 = Z_1 u$ або $Z_2 = Z_1 u \pm 1$. Це залежить від необхідності припрацювання

зуб'їв та зумовленості допустимих відхилень обертів колеса за короткий час.

У загальному машинобудуванні приймають $Z_{1min} = 17$ за умов відсутності підрізу або $Z_{1min} = 12$ за наявності корекції.

У високошвидкісних важконавантажених передачах $Z_1 = 25 \dots 30$: Модуль зачеплення $m = \frac{d_1}{Z_1}$.

3. Ширину колеса розглядати як частки діаметра, модуль або міжосьової відстані: $b = \psi_{bd} d_1$, або $b = \psi_a a$.

При симетричному розміщенні колеса відносно опор $\psi_{bd} = 0,8 \dots 1,5$. При знизеній жорсткості валів і коліс, а також несиметричному розташуванні коліс ψ_{bd} зменшується до $0,4 \dots 0,6$.

В авіаційних редукторах $\psi_{bd} = 0,5 \dots 0,7$.

4. Кут зачеплення у нульових передачах - 20° . Доцільно приймати відповідну до умов корекцій (модифікацію) зуб'їв, і в цьому випадку кут зачеплення можна прийняти таким, що дорівнює 25 або 28° .

5. Кут нахилу (β) зуб'їв косозубих коліс слід приймати таким, що дорівнює $8 \dots 20^\circ$. Призначення його залежить від необхідності підвищення плавності роботи, а також зняття осьових зусиль, якими навантажуються опор.

6. Підрахувати обертальні моменти, числа циклів навантаження.

7. Призначити матеріал і термічну обробку.

8. Визначити допустимі напруження.

9. Підрахувати загальний коефіцієнт розрахункового навантаження.

10. Визначити d_1 або a за умовами контактної міцності.

11. Уточнити та узгодити зі стандартом d_1 ; d_w .

7.2. Перевірний розрахунок

1. Визначити колову швидкість передачі.

2. Залежно від швидкості призначити ступінь точності. Передачі авіаційних редукторів виготовляють за 4-м або 5-м ступенями.

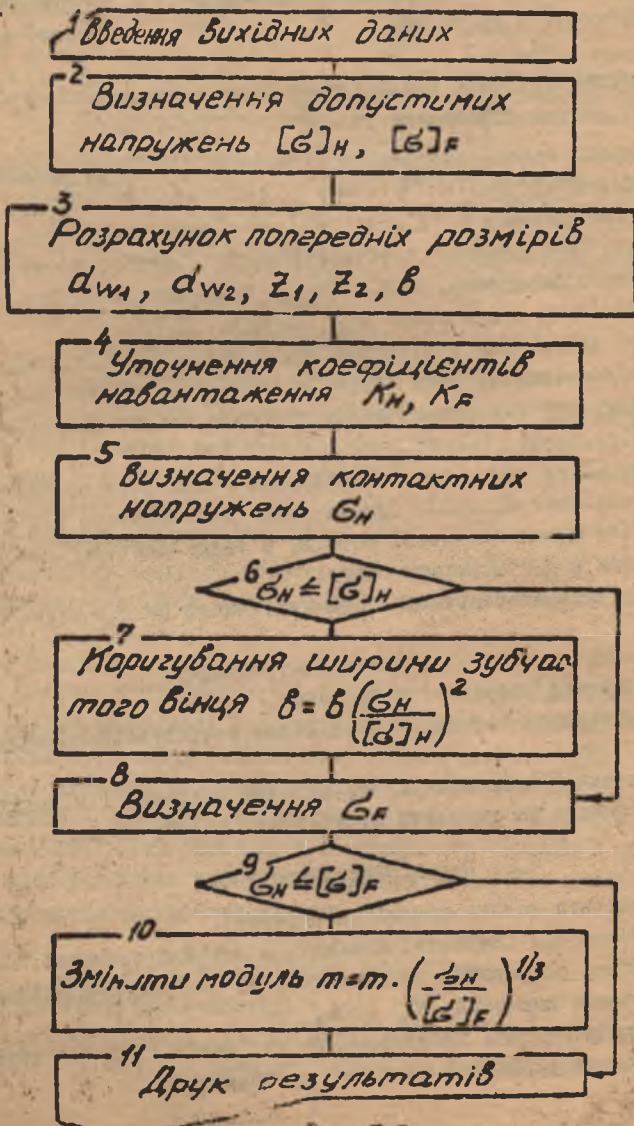
3. Уточнити значення K_H і K_F .

4. Визначити діючі напруження та порівняти їх з допустимими.

5. Виконати перевірку передачі на заїдання.

На рис. 7.1 наведено блок-схему розрахунку зубчастої передачі за допомогою ЕОМ.

Використання ЕОМ дозволяє зробити аналіз впливу параметрів зацеплення, зуборізального інструменту та матеріалів на якість передачі та вибрати таким чином варіант, що має мінімальні розміри та масу.



8. ТОЧНІСТЬ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

Для забезпечення нормальних умов роботи зубчастих передач необхідно виготовити з визначеною точністю не тільки елементи зубчастих коліс, але й вали (осі), корпуси та кришки редуктора, опори. Точність виготовлення зубчастих передач регламентується відповідними стандартами:

1. ГОСТ 1643-81 (СТ СЕВ 641-77, 643-77, 644-77) - для евольвентних зубчастих циліндричних передач зовнішнього та внутрішнього зачеплення з прямими, косими та шевронними зуб'ями.

2. ГОСТ 1758-81 (СТ СЕВ 186-75, 1161-76) - для конічних та гіпоїдних зубчастих передач зовнішнього зачеплення з прямими, тангенціальними та криволінійними зуб'ями.

При виготовленні зубчастих коліс основними є помилки крока та форми профілю зуб'їв, що порушують точність, кінематику та плавність роботи передач, а також помилки в напрямку зуб'їв, які сумісно з перекосом валів призводять до нерівномірного розподілу навантаження по довжині зуб'їв.

Для циліндричних, конічних та гіпоїдних зубчастих передач встановлено 12 ступенів точності від першої до дванадцятої, які позначають в порядку її зниження.

Для циліндричних передач ступеня 1 і 2, а для конічних і гіпоїдних - ступені 1, 2 і 3 є перспективними, тому в дані для цих ступенів точності в ГОСТах не наведено, оскільки ці ступені передбачено для майбутнього розвитку.

Ступені точності орієнтовно визначають залежно від колової швидкості (табл. 8.1). Для конічних передач при зазначених колових швидкостях точність приймають на один ступінь вище. Для кожного ступеня встановлюють норми кінематичної точності, плавності роботи та контакту зуб'їв коліс у передачі.

Норма кінематичної точності зумовлює вимоги до тих параметрів колеса та передачі, похибками яких спричиняються помилка кута поворота колеса за один оберток (при зачепленні з еталонним колесом). Кінематичну точність високого ступеня призначають для ділельних ланцюгів, швидкохідних силових передач внаслідок небезпеки виникнення різних видів глибоких та шуму. Контроль кінематичної точності здійснюють за будь-яким контрольним комплек-

сам: нагромадження похибка відстані, радіальне биття зубчастого вінця, коливання вимірюваної міжосьової відстані за оберт зубчастого колеса та ін.

Норма плавності роботи регламентує багаторазово повторювані за один оберт колеса помилки кроку та профілю. Цією помилками спричиняються динамічні навантаження, коливання і шум впливають як на кінематичну точність передачі, так і на її пружатність. Нижче наведено деякі контрольні комплекси для перевірки зубчастих коліс за нормами плавності, коливання вимірюваної міжосьової відстані на одному зубі, відхилення відстані, помилки профілю зуба та ін.

Норма контакту зуб'їв визначає мінімально допустиму пляму контакту зуб'їв та її розташування. Контроль здійснюють за одним із комплексів: помилка натяжку зуба, помилка форми та розташування контактної лінії, сумарна пляма контакту та ін.

Допускається комбінування норм кінематичної точності, плавності та контакту зуб'їв різних ступенів точності. При комбінуванні норм різних ступенів точності норми плавності мають бути не більш ніж на два ступені точніше або на один ступінь грубіше норм кінематичної точності. Норми контакту зуб'їв можуть призначатися за будь-якими ступенями, але більш точними, ніж норми плавності, або на один ступінь грубіше.

Окрім того (незалежно від норм точності), передбачено норми бічного зазора між непрацюючими поверхнями зуб'їв, а саме шість видів з'єднань, що характеризують величину мінімального гарантованого бічного зазора Н, Е, Д, С, В, А. Зазори збільшуються від з'єднання "Н" (нульовий зазор) до з'єднання "А" (найбільший зазор). З'єднання "В" забезпечує мінімальну величину бічного зазора, при якому виключається можливість заклинювання сталеної чи чавунної передачі) залежно від нагріву при різниці температур зубчастих коліс та корпусу 25°C.

Приклади точності зубчастих коліс на кресленні:

1) Ст. 7 з ГОСТ 1643-81 - кінематичну точність, плавність та пляму контакту призначено за сьомим ступенем точності. Бічний зазор забезпечується з'єднаннями "С".

2) Ст. 8-7-6 ГОСТ 1643-81 - кінематичну точність подають за восьмим ступенем, плавність роботи - за сьомим, пляму контакту - за шостим.

Нижче, в табл. 8.2 - 8.7, наведено допустимі відхилення точності зуо'їв, потрібні при розрахунках міцності зубчастих передач.

Т а б л я ц я 8.1
Залежність ступеня точності зубчастої передачі
від коллової швидкості

Колові швидкості, м/с	Ступені точності								
	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Для прямозубчастих передач	35	25	15	15-6	10	6	3	1	0,5
Для косозубчастих передач	70	45	30	25	15	10	5	2	1

Т а б л я ц я 8.2
Значення гарантованого бічного зазора $j_{\text{пнпн}}$
та відхилення міжосьової відстані f_a

Вид з'єднання	По-значення	Міжосьова відстань a_w , мм						
		Понад 60 до 125	Понад 125 до 180	Понад 180 до 250	Понад 250 до 315	Понад 315 до 400	Понад 400 до 500	Понад 500 до 630
Н	$j_{\text{пнпн}}$ мкм	0	0	0	0	0	0	0
Е		35	40	46	52	67	63	70
Д		54	63	72	81	89	97	110
С		87	100	115	130	140	155	175
В		140	160	185	210	230	250	280
А		220	250	290	320	360	400	440
Н, Е	f_a мкм	± 18	± 20	± 22	± 25	± 28	± 30	± 35
Д		± 28	± 30	± 35	± 40	± 45	± 50	± 55
С		± 45	± 50	± 55	± 60	± 70	± 80	± 90
В		± 70	± 80	± 90	± 100	± 110	± 120	± 140
А		± 110	± 120	± 140	± 160	± 180	± 200	± 220

Таблиця 8.3

8

Значення гарантованого бічного зазору ($j_{\text{пmin}}$) для кінцевих зубчастих передач

Вид з'єднання	Позначення	Середня конусна відстань R , мм														
		Від 50 до 100			Від 100 до 200			Від 200 до 400			Від 400 до 800			Від 800 до 1600		
		Кут діляльного конуса пестігчі, град														
		До 15	Від 15 до 25	Понад 25	До 25	Від 15 до 25	Понад 25	До 15	Від 15 до 25	Понад 25	До 15	Від 15 до 25	Понад 25	До 15	Від 15 до 25	Понад 25
Н	} $j_{\text{пmin}}$ МКМ	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
Е		21	25	30	25	35	40	30	46	52	40	57	70	52	80	105
Д		33	39	46	39	54	63	46	72	81	63	89	110	81	125	165
С		52	62	74	62	87	100	74	115	130	100	140	175	130	200	260
В		84	100	120	100	140	160	120	185	210	160	230	280	210	320	420
А	130	160	190	160	220	250	190	290	320	250	360	440	320	500	660	

Примітки:

- Для неортогональних передач $j_{\text{пmin}}$ визначають за розрахунковою величиною $R' = \frac{R}{2} (\sin 2\delta_1 + \sin 2\delta_2)$, де δ_1 і δ_2 - кути діляльних конусів пестірні та колеса.
- Для гіпоїдних передач висір $j_{\text{пmin}}$ проводять за середньою конусною відстанню.

Т а б л и ц я 8.4
Значення допусків на биття зубчастого вінця F_2
для конічних зубчастих коліс

Ступінь точності	Середній нормальний модуль m_n , мм	Середній дільний діаметр d_m , мм		
		До 125	Понад 125 до 400	Понад 400 до 800
		F_2 , мкм		
4	Від 1,0 до 3,5	10	15	18
	Понад 3,5 до 6,3	11	16	20
	Понад 6,3 до 10	13	18	22
5	Від 1,0 до 3,5	16	22	28
	Понад 3,5 до 6,3	18	25	32
	Понад 6,3 до 10	20	28	36
6	Від 1,0 до 3,5	25	36	45
	Понад 3,5 до 6,3	28	40	50
	Понад 6,3 до 10	32	45	56
7	Від 1,0 до 3,5	36	50	63
	Понад 3,5 до 6,3	40	56	71
	Понад 6,3 до 10	45	63	80
8	Від 1,0 до 3,5	45	63	80
	Понад 3,5 до 6,3	50	71	90
	Понад 6,3 до 10	56	80	100

Т а б л и ц я 8.5
Допуск на відхилення зубів F_p

Ступінь точності	Модуль m , мм	Ширина зубчастого вінця, мм	
		До 40	Від 40 до 100
		F_p , мкм	
4	1 ... 10	5,5	8,0
5	1 ... 16	7,0	10,0
6	1 ... 16	9,0	12,0
7	1 ... 25	11,0	16,0
8	1 ... 40	18,0	25,0

Т а б л и ц я 8.6

Допуски на радіальне біття зубчастого вінця (F_z , мкм)
для циліндричних зубчастих коліс

Ступені точності	Модуль m , мм	Діляльний діаметр d , мм			
		До 125	Понад 125	Понад 400	Понад 650
			до 400	до 800	до 1600
		F_z , мкм			
3	Від 1,0 до 3,5	6	9	11	13
	Понад 3,5 до 6,3	7	10	13	14
	Понад 6,3 до 10	8	11	14	16
4	Від 1,0 до 3,5	10	15	18	20
	Понад 3,5 до 6,3	11	16	20	22
	Понад 6,3 до 10	13	18	22	25
5	Від 1,0 до 3,5	16	22	28	32
	Понад 3,5 до 6,3	18	25	32	36
	Понад 6,3 до 10	20	28	36	40
6	Від 1,0 до 3,5	25	36	45	50
	Понад 3,5 до 6,3	28	40	50	56
	Понад 6,3 до 10	32	45	56	63
7	Від 1,0 до 3,5	36	50	63	71
	Понад 3,5 до 6,3	40	56	71	80
	Понад 6,3 до 10	45	63	80	90
8	Від 1,0 до 3,5	45	63	80	90
	Понад 3,5 до 6,3	50	71	90	100
	Понад 6,3 до 10	56	80	100	112

Таблиця 8.7

Норми плавності роботи

Ступінь точності	Модуль m , мм	Ділильний діаметр d , мм			
		До 125	Від 125 до 400	Від 400 до 800	Від 800 до 1800
		$\pm f_{pg}/f_z$, мкм			
3	Від 1,0 до 3,5	2,4/3,0	2,6/4,0	3,0/4,5	3,4/5,5
	Понад 3,5 до 6,3	3,0/4,0	3,4/4,5	3,4/5,0	3,8/5,0
	Понад 6,3 до 10	3,4/4,5	3,8/5,0	4,2/5,5	4,2/6,5
4	Від 1,0 до 3,5	3,8/4,8	4,2/5,3	4,8/6,5	5,3/7,0
	Понад 3,5 до 6,3	4,8/6,3	5,3/6,0	5,3/7,0	5,6/9,0
	Понад 6,3 до 10	5,3/6,0	5,6/6,5	6,7/7,5	6,7/9,5
5	Від 1,0 до 3,5	5,6/6,0	6,7/7,0	7,5/9,0	8,5/11
	Понад 3,5 до 6,3	7,5/7,0	8,5/8,0	8,5/10	9,5/13
	Понад 6,3 до 10	8,5/8,0	9,5/9,0	10/11	10/14
6	Від 1,0 до 3,5	9,5/8,0	10/9,0	11/12	13/17
	Понад 3,5 до 6,3	12/10	13/11	13/11	15/16
	Понад 6,3 до 10	13/12	15/13	17/16	17/20
7	Від 1,0 до 3,5	13/11	15/13	17/17	19/24
	Понад 3,5 до 6,3	17/14	19/16	19/20	21/28
	Понад 6,3 до 10	19/17	21/19	24/24	24/30
8	Від 1,0 до 3,5	19/14	21/18	24/25	26/36
	Понад 3,5 до 6,3	24/20	26/22	26/28	30/40
	Понад 6,3 до 10	26/22	30/28	34/36	34/45

*

 f_{pg} - граничне відхилення кроку зуба зачеплення, f_f - допуск на помилки профілю зуба

9. КОНСТРУВАННЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

Головні параметри зубчастих коліс - ширину, діаметр, модуль, кількість зуб'їв - знаходять при розрахунку на міцність. Розміри останніх елементів колеса встановлюють під час їх проєктування.

Форму зубчастих коліс визначають залежно від способу виготовлення заготовки (ковки, штампування, лиття, точення з круглого прокату). При значному обсязі виробництва коліс з діаметром до 600 мм заготовка одержує штампуванням у двобічні штампах. При цьому слід передбачати радіус скруглення не менше 5 мм та штампувальні уклони - $5...7^\circ$.

9.1. Вибір розмірів елементів зубчастих коліс

Елементи зубчастих коліс та їх позначення показані на рис. 9.1. Запропоновані співвідношення між розмірами елементів коліс наведено в табл. 9.1.

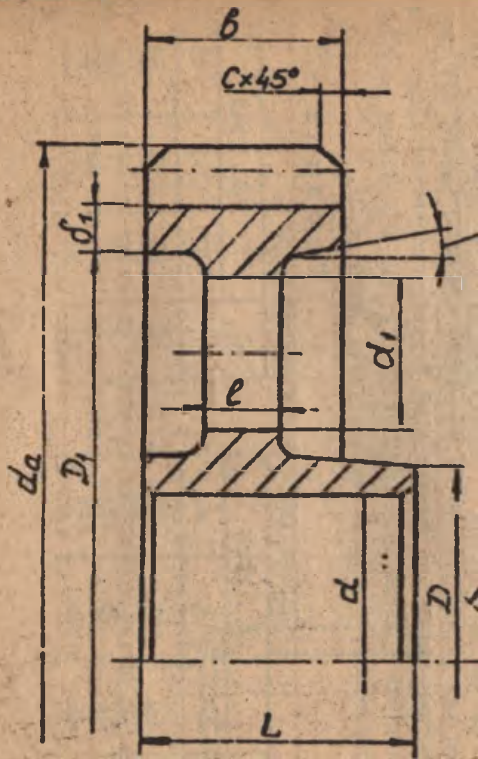
Т а б л и ц я 9.1

Розміри елементів зубчастих коліс

Параметри елементів колеса	Позначення	Розмір елемента колеса
Діаметр мотрини	D	$(1,5...1,7) d$
Довжина мотрини	L	$(0,7...1,8) d$
Товщина обода	δ_1	$(2,5...4) m$
Товщина диска	e	$(0,2...0,3) b$
Діаметр отворів (4 - 6 шт.)	d_1	$\approx \frac{D_1 - D}{3}$
Фаски	c	$\approx 0,5 m$

Нижні значення довжини мотрини вибирають при пресових посадках колеса на вал. У випадку масового виробництва коліс довжину мотрини слід приймати такою, що дорівнює ширині зубчастого вінця.

З метою зниження ваги зубчастих коліс транспортних засобів (особливо літальних апаратів) товщину стінок диска, обода і мотрини зменшують на 20...30%. При цьому зубчастий вінець виготовляють з буртками жорсткості (рис. 9.2).



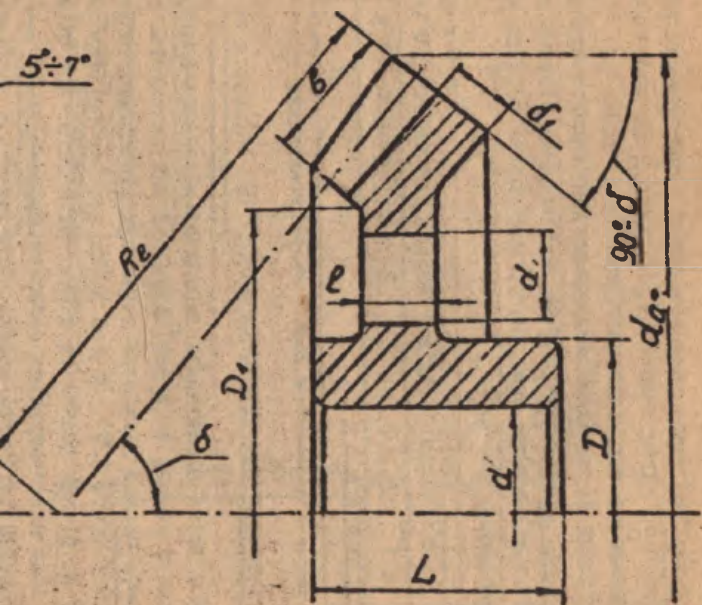


FIG. 9.1

У тих випадках, коли різниця в діаметральних розмірах між шестірнею та валом мала ($d_a < 2 d_{\text{вал}}$), зуб'я нарізають безпосередньо на валу (вал-шестірня) (рис. 9.3).

Колеса зі внутрішніми зуб'ями нарізаються зуборізальними довбачами. Для виходу довбача та виведення стружки повинна бути передбачена канавка (рис. 9.4), мінімальні розміри якої наведено в табл. 9.2.

Т а б л и ц я 9.2

Мінімальні розміри канавки для виходу довбача

m , мм	1,25...2,25	2,5...4	4,6...6	5,5...6,5	7...9	IO
a , мм	5	6	7	8	9	10
h , мм	2,5 m в усіх випадках					

Примітка. Для косозубих коліс a збільшити на 20...30%.

У сгтових планетарних перемачах літальних апаратів вінець зубчастого колеса зі внутрішніми зуб'ями виконують "плаваючим". З'єднують його з диском за допомогою зубчастого (шліцьового) з'єднання (рис. 9.5), що має збільшені зазори (широкоходові посадки) по бічних гранях та діаметрах шліців. При цьому більш рівномірно навантажуються сателіти передачі.

Шевронні зубчасті колеса виготовляють з доріжкою у верхній шеврона для виходу ріжучого інструмента (фрези). Колеса без такої доріжки складні у виготовленні і використовуються рідко. Глибина доріжки повинна бути більшою на 0,25 мм, ніж висота зубів, що нарізаються, а ширина вказана нижче (табл. 9.3).

Т а б л и ц я 9.3

Ширина доріжки для виходу фрези

m , мм	β , град		
	20	30	40
2	28	32	35
2,5	32	37	40
3,0	36	42	45
3,5	40	47	50
4,0	46	52	55

m , мм	β , град		
	20	30	40
5	52	58	63
6	60	67	72
7	68	75	82
8	75	82	90
10	90	100	100

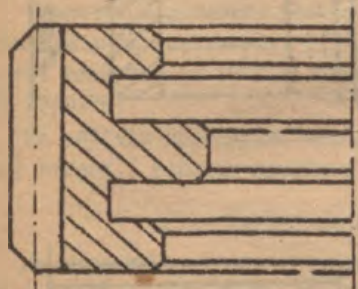


Рис. 9.2

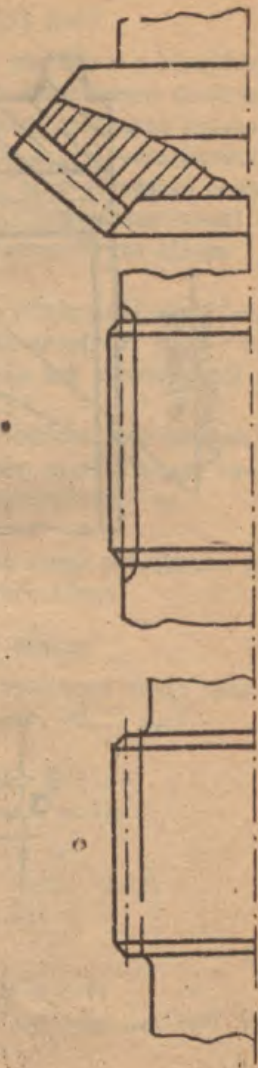


Рис. 9.3

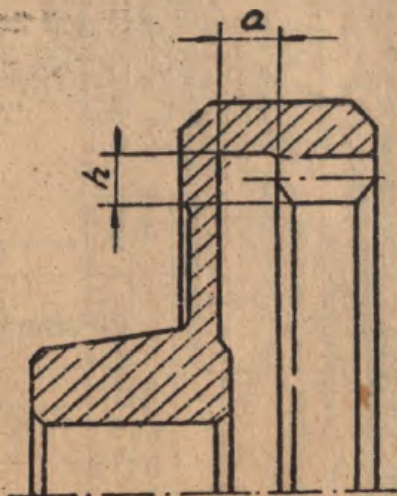


Рис. 9.4

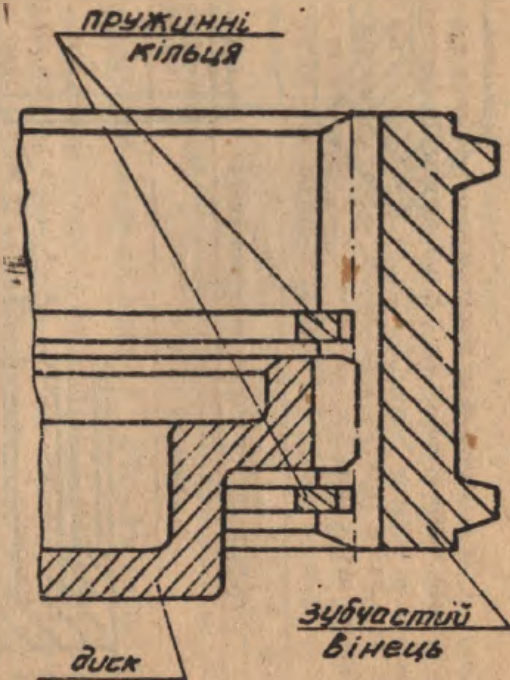


Рис. 9.5

10. РОБОЧІ КРЕСЛЕННЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

Креслення кожного зубчастого колеса виконувть з кількістю проєкцій, перерізів і виглядів, достатніх для повного зображення всіх його елементів. На головному вигляді креслення колеса слід розмішувати в тому положенні, в якому будуть оброблятися на верстаті більшість його поверхонь, або вісь обертання колеса розташовувати паралельно основному напису. Зображення деталі розмішувуть вправо тією стороною, на якій знаходиться більша кількість поверхонь, що оброблюються.

На робочих кресленнях слід указувати мінімальну кількість розмірів і даних про припустимі відхилення розмірів, форм і розміщення поверхонь, їх шерсткості, достатніх для виготовлення та контролю зубчастого колеса.

Граничні відхилення розмірів повинні відповідати посадкам на складальних кресленнях. Відхилення форми та розміщення поверхонь вказують за ГОСТ 2.308-68, а їх шерсткість - за ГОСТ 2789-75.

На робочих кресленнях зубчастих коліс також розмішувуть технічні вимоги і таблицю параметрів зубчастого вінця.

10.1. Циліндричні зубчасті колеса

На робочих кресленнях циліндричних зубчастих коліс наводять вказані нижче розміри та інші дані (рис. 10.1, 10.2).

1. Діаметр вершин зуб'їв:

- а) граничні відхилення діаметра (табл. 10.1);
- б) допустиме радіальне биття (див. табл. 8.6).

2. Ширина зубчастого вінця:

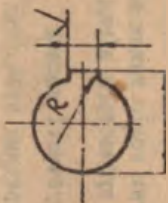
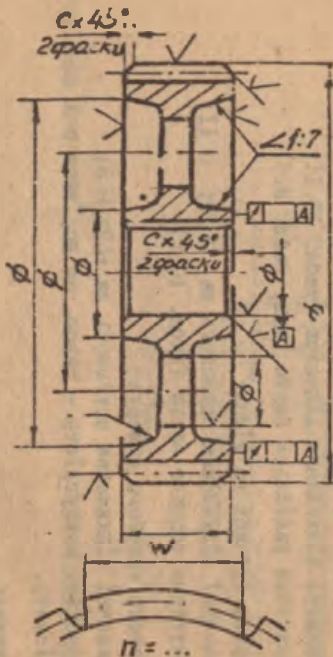
- а) граничні відхилення приймають за h_{10} ; h_{11} ;
- б) допустиме торцеве биття (табл. 10.2).

3. Діаметр базового отвору:

- а) граничні відхилення приймають за H_7 ; H_8 ;
- б) допустиму некруглість - такою, що дорівнює пол винні допуску на діаметр.

4. Мотрина:

- а) II довжина - вільний розмір;
- б) допустиме биття II торця (табл. 10.3).



∇ (M)

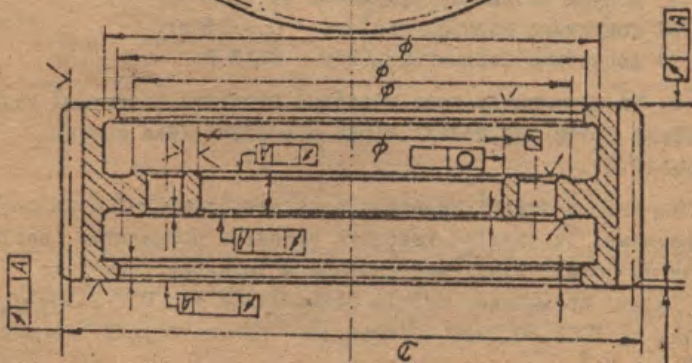
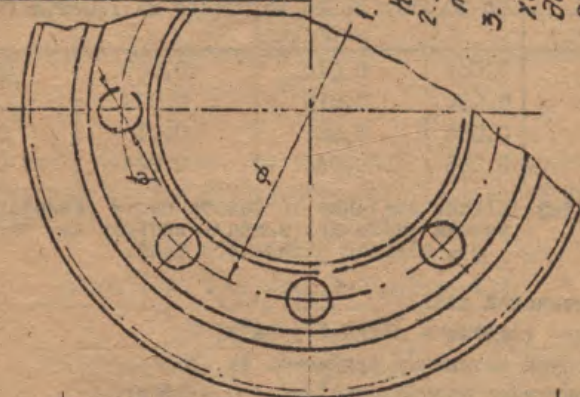
55

Модуль	m	
Кількість зуб'їв	Z	
Кут нахилу	β	
Напряжіння зуба	-	
Нормальний вихідний контур	-	
Коефіцієнт зміщення	x	
Ступінь точності	-	
Довжина загальної нормалі	w	
Дільний діаметр	d	
Спряжене колесо		

1. Термообробка до НВ...
2. Невказані радіуси скруглень R ...
3. Гострі кромки закруглити R ...
4. Невказані граничні відхилення розмірів:
діаметрів за Н14; н14,
остатн. за $\pm \frac{1}{2}IT14$.

63/ (✓)

Модуль	m
Кількість зуб'їв	z
Нормальний вхідний контур	-
Корекція зміщення	x
Ступінь точності за ГОСТ 1643-81	-
Стала хорда	S_c
Апотафа ста-лої хорди	h_c
Діаметр-ий діаметр	ϕ
Спрямове колесо	-



1. HB... зуб'я цементувати

h... HRC...

2. Запородити зуб'їв погірбу-
ти.

3. Невказані граничні від-

хилення розмірів:

діаметр ϕ за H11 ; h12ост- $\pm \frac{1}{2} m$ f2.

4. Невказані радіуси скруглень...

r, ватф.р... о. радіуси $\frac{1}{2} m$ f2 з дел...

б. Дисбаланс не більше...

Т а б л и ц я 10.1

Граничні відхилення діаметра вершин зуб'їв

Вид спряженості зуб'їв	Ступінь точності			
	6	7	8	9
С	h6	h7	h8	h9
В,А	h7	h8	h9	h10

Т а б л и ц я 10.2

Допустиме торцеве биття (E_T) зубчастого вінця

Ступінь точності за нормами контакту зуб'їв	На 100 мм діаметра при ширині колеса або напівшестерона, мм			
	До 30	Від 30 до 55	Від 55 до 110	Від 110 до 160
6	0,024	0,013	0,007	0,006
7	0,032	0,015	0,009	0,009
8	0,056	0,025	0,015	0,01
9	0,086	0,042	0,024	0,012

Примітка. Дійсне значення торцевого биття визначають множенням табличних значень допуску на $d/100$, де d - діаметр ділячного кола.

5. Шпонковий паз:

- а) його глибина - вільний розмір;
- б) допуск на ширину приймають за JS9 ;
- в) допустима непаралельність - 0,5JS9;
- г) допустима несиметричність - 2JS9.

6. На креслених гала-шестірні вказують допустимі радіальне і торцеве биття посадочних місць під підшипники кочення (табл. 10.4).

7. Якщо в отворі колеса або на валу-шестірні є шліци, то на кресленні їх розміри наводять умовними позначками, розташованими на полях ліній-виноска або в технічних вимогах.

Умовні позначення шлиців прямокутних за ГОСТ 1139-80, евольвентних за ГОСТ 6033-80 містять дані про центруючі поверхні та розміри зуб'їв з допусками на них.

Крім умовного позначення на кресленні деталі зображують у збільшеному масштабі профіль однієї западини (або зуб.) з позна-

ченням радіусів скруглень, фасок на кромках зуб'їв і шерсткості бічних і центруючих поверхонь.

Т а б л и ц я 10.3

Допустиме торцеве биття мотрини зубчастих коліс

Ступінь кінематичної точності	Допустиме торцеве биття мотрин при діаметрі отвору під вал, мм		
	До 50	Від 50 до 80	Більше 80
6 і 7	0,02	0,03	0,04
8 і 9	0,03	0,04	0,05

Т а б л и ц я 10.4

Допустиме биття посадочних поверхонь валів

Діаметр вала, мм	Допустиме биття, мм	
	радіальне	торцеве
до 50	0,012	0,02
Від 50 до 120	0,016	0,025

8. Шерсткість робочих поверхонь зуб'їв і базового отвору визначають залежно від ступеня точності зубчастого колеса (табл. 10.5).

Т а б л и ц я 10.5

Шерсткість поверхонь зубчастих коліс

Ступінь точності коліс	Шерсткість поверхні (клас)				
	Точність отвору (квалітет)		Профіль зуб'їв коліс		Виступи зуб'їв
	7	8	циліндричних	конічних	
6	0,63 (8)	"—"	0,63 (8)	0,63 (8)	0,63 (8)
7	1,25 (7)	"—"	1,25 (7)	0,63 (8)	1,25 (7)
8	2,5 (6)	"—"	$R_z 20 (5)$	1,25 (7)	2,5 (6)
9	"—"	$R_z 20 (5)$	$R_z 40 (4)$	$R_z 20 (5)$	$R_z 20 (5)$

Шерсткість торцевих поверхонь зубчастого вінця та мотрини коліс призначають за шостим класом ($R_a = 2,5$), для поверхонь зубчастого колеса, не спряжених іншими деталями, - від $R_z 40$ до $R_z 12,5$.

9. З часті колеса, що працюють з високою частотою обертів, можуть підлягати балансуванню. Допустимий дисбаланс записують у технічних вимогах креслення. Величину допустимого дисбалансу для деталей загального призначення наведено в табл. 10.6 (ГОСТ 22061-76).

Т а б л и ц я 10.6

Допустимий дисбаланс

Частота обертів, об/хвил	300	600	1000	1500	3000
Дисбаланс, г мм / кг	200	100	60	40	20

10.2. Конічні зубчасті колеса

Більшість розмірів і допусків елементів конічних зубчастих коліс визначаються за залежностями і таблицями, передбаченими для циліндричних коліс.

Особливості визначення розмірів зубчастого вінця та їх граничних відхилень наведено на кресленні (рис. 10.3).

1. Зовнішній діаметр вершин зуб'їв d_{ae} та d'_{ae} . У прямозубих конічних колесах зовнішній діаметр зуб'їв є вимірною базою. Допуск у цьому випадку визначають за табл. 10.7. Обробку колеса до діаметра d'_{ae} виконують після нарізання та контролю зуб'їв.

Т а б л и ц я 10.7

Допуск на зовнішній діаметр

Ступінь кінематичної точності	Вид спряження зуб'їв	Допуск на діаметр
7 і 8	В або А	h 8
9	В	h 10

У колесах з круговими і тангенціальними зуб'ями останні вимірюють в середньому (вимірному) перерізі вінця нормально до напрямку зуба. При цьому точність зовнішнього діаметра може бути зниженою, її призначають за h 12.

Діаметр d'_{ae} є вільним розміром, $d'_{ae} = d_{ae} - \sin 2\delta m_e$, де m_e - зовнішній модуль прямозубого колеса. В цю формулу для коліс з непрямыми зуб'ями замість m_e підставляють m_{te} .

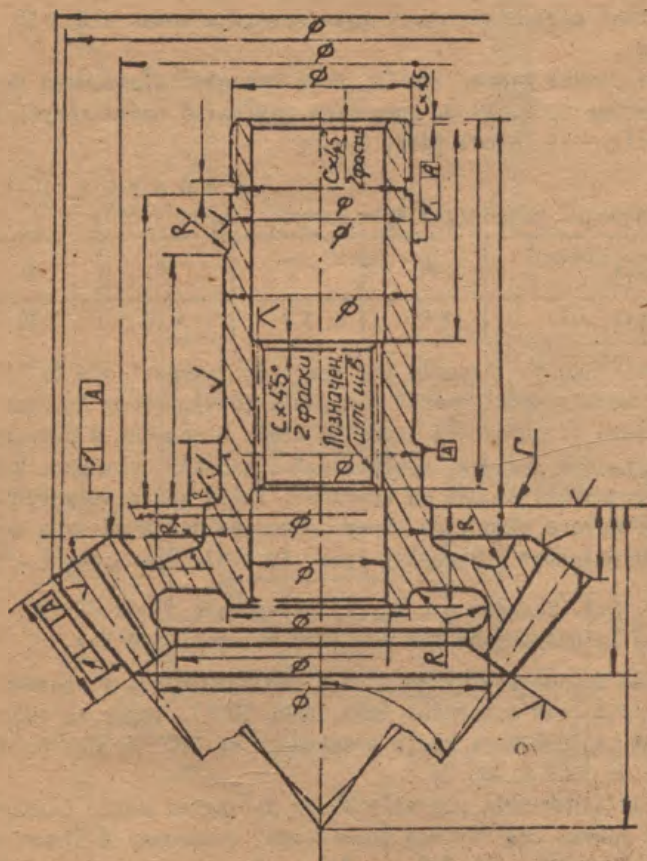


Рис. 10.3

2. Основні розміри визначають відстані від елементів колеса до базового торця. Розміри C та L - довідкові, розмір A - вільний.

3. Кут зовнішнього додаткового конуса ($90^\circ - \delta^\circ$).

Допустимі відхилення цього кута лежать в межах від ± 15 до ± 30 мін.

4. Кут конуса вершин зуб'їв, його граничні відхилення вибирають за даними табл. 10.8, допустиме радіальне биття конуса виступів зуб'їв - за даними табл. 8.4.

Т а б л и ц я 10.8

Граничні відхилення кута конуса вершин зуб'їв

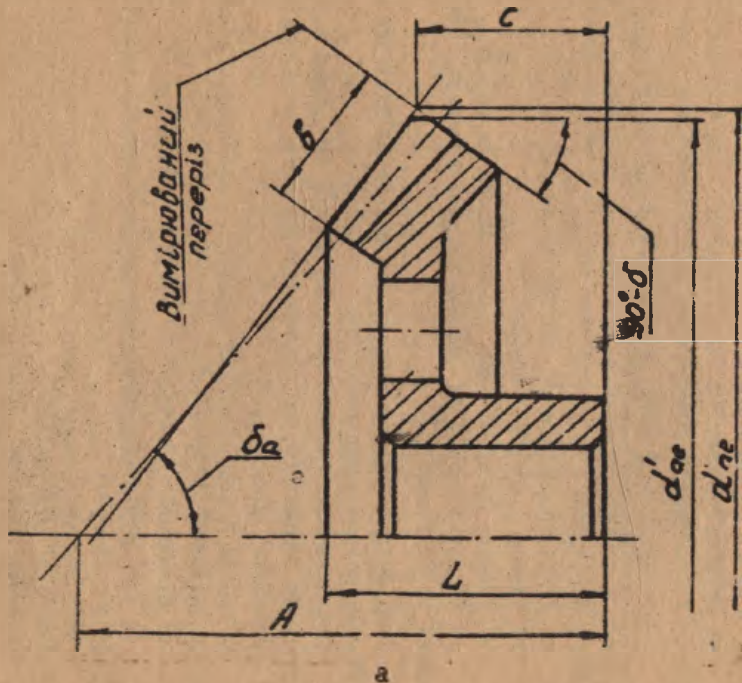
Ступінь кінематичної точності	6	7	8	9
Допуск на кут, мін	± 5	± 7	± 10	± 10

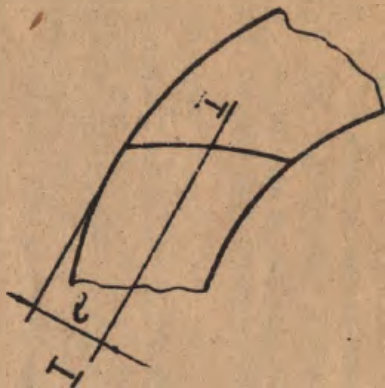
5. Вимірюваний переріз для контролю точності зуб'їв. У прямокутних колесах вимірюваний переріз розміщується дотично до зовнішнього торця зуб'їв (рис. 10.4,а). В колесах з круговими і тангенціальними зуб'ями вимірюваний переріз проходить через середину зубчастого вінця. На кресленні таких коліс зображують частину зубчастого вінця, на якому позначено напрямок зуба та положення вимірюваного перерізу (рис. 10.4,б). При цьому $l = \frac{b}{2}$.

10.3. Таблиця параметрів зубчастого вінця та їх розрахунок для контролю точності зуб'їв

Таблицю параметрів зубчастого вінця розміщують у правому верхньому куті поля креслення (див. рис. 10.2), форму та зміст таблиці для циліндричних коліс визначають за ГОСТ 2.403-75, для конічних - за ГОСТ 2.405-75.

Таблиця параметрів для всіх видів зубчастих коліс складається з трьох частин. Ці частини розмежовані головними лініями. Число рядків у кожній частині таблиці для різних типів зубчастих коліс різне.





I-I вимірюваний
переріз

Ю.3.1. Таблиці параметрів для креслень циліндричних зубчастих коліс

У першій частині таблиці параметрів (див. рис. Ю.1, Ю.2) наводяться головні дані для нарізування зуб'їв:

- а) модуль m (для косозубчастих коліс модуль позначають у нормальному перерізі);
- б) число зуб'їв z ;
- в) кут нахилу лінії зуба (для косозубих і шевронних коліс);
- г) напрямок лінії зуба (напрямок косого зуба позначають написом "Праве" або "Ліве", шевронних коліс - написом "Шевронне", для прямозубих коліс пп. "е" та "г" з таблиці виключаються);
- д) нормальний вихідний контур-за ГОСТ 13755-68;
- е) коефіцієнт зміщення x з відповідним знаком (за відсутності зміщення проставляють 0);
- ж) ступіні точності та вид спряження - за нормами бічного зазора із зазначеним стандартом (ГОСТ 1643-81).

У другій частині таблиці параметрів наводяться дані для контролю взаємного положення різномісних профілів зуб'їв за одним з варіантів:

- а) стала хорда зуба \bar{S}_c та висота до неї \bar{h}_c ;
- б) довжина загальної нормалі v ;
- в) товщина по хорді зуба \bar{S}_y та висота до неї \bar{h}_{ay} ;
- г) торцевий розмір M колеса по вимірвальних роликках або шариках та їх діаметр D .

Далі розглянуто розрахунок величин, необхідних для контролю зубчастих коліс за сталою хордою.

При визначенні методу контролю зуб'їв за іншими варіантами розрахунку параметрів, що підлягають контролю, слід звертатися до відповідної літератури.

У третій частині таблиці параметрів зубчастого вінця наводяться такі дані:

- а) ділильний діаметр;
- б) інші довідкові дані (найчастіше - позначення креслення спряженого колеса).

Якщо зубчасте колесо має декілька вінців одного виду, то їх параметри слід указувати в одній таблиці з відповідною кількістю рядків праворуч. Якщо на одній деталі знаходяться вінці

різного виду, то для кожного виду складаються окремі таблиці, які розміщують поруч або одна під іншою.

10.3.2. Розрахунок сталої хорди та висоти до неї для циліндричних коліс

а) Стала хорда $\bar{S}_c = \bar{S}_c^* \cdot m$, де m - модуль, для косоузних коліс m_n ; \bar{S}_c^* - стала хорда для модуля, що дорівнює 1 мм (табл. 10.9).

б) Висота до сталої хорди $\bar{h}_c = 0,5(d_a - d) - \bar{h}_c^* \cdot m$, де d_a - діаметр вершин зубів; d - діаліний діаметр; \bar{h}_c^* - відстань від діаліного кола до сталої хорди для модуля, що дорівнює 1 мм.

Значення \bar{h}_c^* наведено в табл. 10.9.

Т а б л и ц я 10.9

Значення сталої хорди та відстані від неї
до діаліного кола при $m = 1$

x	\bar{S}_c^* , мм	\bar{h}_c^* , мм	x	\bar{S}_c^* , мм	\bar{h}_c^* , мм
0	1,387	0,252	1,05	2,062	0,375
0,05	1,419	0,253	1,1	2,094	0,381
0,10	1,451	0,264	1,15	2,126	0,387
0,15	1,483	0,27	1,2	2,158	0,392
0,20	1,515	0,275	1,25	2,190	0,398
0,25	1,547	0,281	1,3	2,222	0,405
0,3	1,579	0,287	1,35	2,254	0,410
0,35	1,612	0,293	1,4	2,284	0,416
0,40	1,644	0,299	1,45	2,319	0,422
0,45	1,676	0,305			
0,5	1,708	0,310			

У зубчастих колесах, виконаних без зміщення, стала хорда $\bar{S}_c = 1,387 \cdot m$. Висота до сталої хорди $\bar{h}_c = 0,748 \cdot m$.

10.3.3. Таблиці параметрів зубчастого вінця для креслень кінцевих коліс

На кресленнях кінцевих коліс всіх видів розміщують таблицю параметрів, таку ж саму, як і на кресленнях циліндричних коліс (див. рис. 10.2) з відповідною кількістю рядків у кожній її частині.

У першій частині таблиці треба навести такі параметри:

1. Модуль зовнішній коловий m_e (у прямозубих колесах) або зовнішній нормальний m_{ne} (у колесах з тангенціальними зуб'ями), або середній нормальний m_n (у колесах з круговими зуб'ями).

2. Число зуб'їв.

3. Тип зуба (прямий, тангенціальний або круговий).

4. Осьову форму зуба (I, II або III за ГОСТ 19325-73).

5. Кут нахилу зуба: зовнішній нормальний β_{ne} (у колесах з тангенціальними зуб'ями), або середній β_n (у колесах з круговими зуб'ями).

6. Напрямок зуба (правий або лівий).

7. Вихідний контур (за ГОСТ 13754-68 - у колесах з прямими і тангенціальними зуб'ями, за ГОСТ 16202-70 - у колесах з круговими зуб'ями).

8. Коефіцієнти зміщення з відповідним знаком: зовнішній коловий x_e (у прямозубих колесах), зовнішній нормальний (у колесах з тангенціальними зуб'ями), середній нормальний x_n (у колесах з круговими зуб'ями); за відсутності зміщення ставити 0.

9. Коефіцієнт зміни товщини зуба x_t зі своїм знаком (за відсутності зміни товщини зуба проставляти 0).

10. Кут діляльного конуса δ .

II. У колесах з круговими зуб'ями номінальний діаметр зуборізальної головки d_0 , мм.

Спочатку визначають орієнтовне значення $d_0 = (1,7 \dots 2,1)R$, де R - середня конусна відстань, потім беруть найближче більше значення d_0 в ряду 60, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400.

12. Ступінь точності та вид спряження за нормами бічного зазора за ГОСТ 1756-81.

У другій частині таблиці параметрів наводять розміри зуба у вимірюваному перерізі:

1. Товщину зуба по хорді \bar{S} або сталу хорду \bar{S}_c .

2. Висоту до хорди зуба \bar{h}_a або до сталої хорди \bar{h}_c .

Контроль зуб'їв за сталою хордою більш зручний. Визначення параметрів, необхідних для цього, наведено вище.

На кресленні шестірни замість розмірів у вимірюваному перерізі дозволяється вказувати бічний зазор записом "Допустимий

бічний зазор у парі". Значення бічних зазорів наведено в табл. 8.3.

У третій частині таблиці параметрів необхідно вказати:

1. Міжось вий кут передачі Σ .

2. Модуль середній коловий (m_m) у колесах з прямим зуб'ями

$$m_m = m_e \frac{R}{R_e},$$

або середній нормальний (m_n) у колесах з тангенціальними зуб'ями

$$m_n = m_{ne} \cdot \frac{R}{R_e},$$

або зовнішній коловий (m_{te}) у колес з круговими зуб'ями

$$m_{te} = \frac{2R_e}{z_c},$$

де

$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2};$$

3. Зовнішню конусну відстань R_e .
4. Середню конусну відстань R .
5. Середній діляльний діаметр d .
6. Кут конуса западин δ_f .
7. Зовнішню висоту зуба h_e .
8. Позначення крестення спряженого колеса.

10.3.4. Стала хорда та висота до ної в кінцевих зубчастих колесах

У прямозубих кінцевих колесах визначають зовнішню сталу хорду \bar{s}_{ce} та висоту до неї \bar{h}_{ce} . При $\alpha = 20^\circ$ та $x \leq 0,4$ ота-ла хорда $\bar{s}_{ce} = 0,683 S_e$, а висота до неї $h_{ce} = h_{ae} - 0,167 \cdot S_e$, де S_e - зовнішня окружна товщина зуба:

$$S_{e1} = (0,5\pi + 2x_{e1} \cdot \operatorname{tg} \alpha + x_{t1}) \cdot m_{te},$$

$$S_{e2} = \pi m_{te} - S_{e1};$$

h_{ae1} , h_{ae2} - зовнішня висота головок зуб'їв відповідно для шестірни та колеса;

$$h_{ae1} = m_e (1 + x_{e1}),$$

$$h_{ae2} = m_e (1 - x_{e1})$$

У кінічних колесах з круговими зуб'ями сталу хорду \bar{S}_c та висоту до неї \bar{h}_c визначають в середньому перерізі зубчастого вінця.

Стала хорда $\bar{S}_c = 0,883 S_n$, де нормальна товщина зуба в середньому перерізі

$$S_{n1} = (0,5\pi + 2x_{n1} \cdot \operatorname{tg}\alpha_n + x_{t1}) m_n,$$

$$S_{n2} = \pi \cdot m_n - S_{n1}.$$

Висота до сталої хорди

$$\bar{h}_c = h_a - 0,1667 S_n,$$

де висоту головки зуба в середньому перерізі для зуб'їв осьової форми I та III знаходять за формулами

$$h_{a1} = m_n (1 + x_{n1}),$$

$$h_{a2} = m_n (1 - x_{n1}).$$

Визначення величини h_a для зуб'їв осьової форми II пов'язано зі складними обчисленнями [13].

10.4. Технічні вимоги

Технічні вимоги розміщують над основним написом у вигляді колонки. Текст записують зверху вниз. Пункти повинні мати наскрізну нумерацію. Кожний пункт починають з нового рядка. Заголовок "Технічні вимоги" не пишуть.

Технічні вимоги об'єднують за однорідними ознаками і розміщують у такій послідовності:

1. Вимоги до матеріалу, термообробки та ін. Приклад запису: твердість HB 220...240, зуб'я цементувати h I, 2...I, 3, HRC_e 56...60.

2. Розміри, граничні відхилення розмірів, форми, взаємного розташування поверхонь та іншого, що не зазначено на кресленні. Приклад запису: невказані граничні відхилення розмірів - діаметрів H 12, h 12, і інших - ±JT I4/2).

3. Вимог до якості поверхонь, їх покриття та обробки.

4. Інші вимоги: до безшумності, необхідності балансування тощо.

II. ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКІВ

Приклад I. Циліндрична прямозубчаста передача зовнішнього зачеплення:

- потужність, що підведена до вала шестірни, - 40 кВт;
 - частота обертання шестірни - 980 хв⁻¹;
 - частота обертання колеса - 245 хв⁻¹;
 - строк служби - 21000 год;
 - режим роботи - безперервний
 - привід від електродвигуна А0 83-6, для якого $\frac{T_{\text{прив}}}{T_{\text{ном}}} = 2,2$
 - зачеплення - нульове.
- Передача - одношліпчастий редуктор загального призначення.

Вибір матеріалів

Елемент передачі	Заготовка	Матеріал	Термічна обробка	σ_b , МПа	σ_T , МПа	Твердість серцевини	Твердість поверхні	Базові числа циклів
Шестірня	Поківка	Сталь 45	Об'ємне гартування	900...1000	750	"	(45...50)HRC	$N_{H01} = 6 \cdot 10^7$ $N_{F01} = 4 \cdot 10^6$
Колесо	"	"	"	"	"	"	(40...45)HRC	$N_{H02} = 4 \cdot 10^7$ $N_{F02} = 4 \cdot 10^6$

Примітка. N_{H0} , N_{F0} - базові числа циклів зміни напружень при розрахунку на контактну та згинну витривалості.

Проектувальний розрахунок

I. Визначення чисел зуб'їв шестірни та колеса:

$$u_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{980}{245} = 4.$$

Приймаємо $z_1 = 24$, і тоді $z_2 = z_1 u_{12} = 24 \cdot 4 = 96$.

2. Розрахунок числа циклів зміни напружень шестірни та колеса:

$$N_{H1} = N_{F1} = n_1 \cdot c_1 \cdot t = 980 \cdot 1 \cdot 21000 \cdot 60 = 123,3 \cdot 10^7; \quad N_{H1} > N_{H0}; \quad N_{F1} > N_{F01}$$

$$N_{H2} = N_{F2} = n_2 \cdot c_2 \cdot t = 245 \cdot 1 \cdot 21000 \cdot 60 = 30,87 \cdot 10^7; \quad N_{H2} > N_{H02}; \quad N_{F2} > N_{F02}$$

де c_1 та c_2 - кількості контактів зубів шестірни та колеса за один оберт; t - строк служби передачі.

3. Визначення допустимих напружень:

$$а) \text{ контактних: } [\sigma]_H = \frac{\sigma_{H0}}{S_H} \cdot z_\omega \cdot z_R \cdot z_V \cdot z_X \cdot z_N \approx 0,9 \frac{\sigma_{H0}}{S_H} \cdot z_N$$

σ_{H0} - границя контактної витривалості поверхонь зубів (див. у табл. 4.2 σ_{Hlim}), S_H - коефіцієнт безпеки (див. рівняння

$$(4.1)), \quad z_N - \text{коефіцієнт довговічності: } z_N = \sqrt{\frac{N_{H0}}{N_H}}, \quad S_{H1} =$$

$$= S'_{H2} = 1,2;$$

через те, що $N_1 > N_{H01}$ та $N_2 > N_{H02}$, $z_{N1} = z_{N2} = 1$,

$$\sigma_{H01} = 17 \text{ HRC}_1 + 100,$$

$$\sigma_{H02} = 17 \text{ HRC}_2 + 100,$$

$$\sigma_{H01} = 17 \cdot 45 + 100 = 865 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{H02} = 17 \cdot 40 + 100 = 780 \text{ МПа},$$

$$[\sigma]_{H1} = 0,9 \frac{865}{1,2} \approx 649 \text{ МПа},$$

$$[\sigma]_{H2} = 0,9 \frac{780}{1,2} = 585 \text{ МПа};$$

для розрахунку приймемо $[\sigma]_{H \text{ розр}} = [\sigma]_{H2} = 585 \text{ МПа}$;

б) згинних:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F0}}{S_F} \cdot Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_X \cdot Y_N; \quad Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_X \approx 1,0, \quad [\sigma]_F = \frac{\sigma_{F0}}{S_F} \cdot Y_N;$$

через те, що $N_{F1} > N_{F0}$ та $N_{F2} > N_{F02}$, $Y_{N1} = Y_{N2} = 1$,

$$\sigma_{F0} = 550 \text{ МПа} \quad (\sigma_{F0 \text{ lim}} \text{ див. табл. 4.3});$$

$$S_{F1} = S_{F2} = 1,7 \quad (\text{див. табл. 4.3});$$

$$[\sigma]_{F_1} = \frac{550}{1,7} = 324 \text{ МПа};$$

в) граничних:

$$[\sigma]_{\text{нmax}_1} = [\sigma]_{\text{нmax}_2} = 2,8 \sigma_T = 2,8 \cdot 750 = 2100 \text{ МПа},$$

$$[\sigma]_{\text{фmax}_1} = [\sigma]_{\text{фmax}_2} = 0,8 \sigma_T = 0,8 \cdot 750 = 600 \text{ МПа}.$$

4. Визначення коефіцієнтів розрахункового навантаження (орієнтовно):

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}$$

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}$$

а) $K_A = 1$ - коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження для випадку рівномірного навантаження двигуна;

б) Орієнтовно приймемо $K_{H\beta} \approx K_{F\beta} = 1,35$ у припущенні, що $v_{\text{кол}} = 12 \dots 20$ м/с, ступінь точності - шоста та $\Psi_{\beta d_1} = 0,8$;

в) $K_{H\alpha} \approx 1,08$
 $K_{F\alpha} \approx 1,07$ } при $H_B > 350$ та $\Psi_{\beta d_1} = 0,8$ (див. рис. 3.3);

г) $K_{H\alpha} \approx 1$

$K_{F\alpha} \approx 1$ } для прямозубих коліс.

Тоді

$$K_H = 1 \cdot 1,35 \cdot 1,08 \cdot 1 = 1,458,$$

$$K_F = 1 \cdot 1,35 \cdot 1,07 \cdot 1 = 1,4445.$$

5. Початковий (ділільний) діаметр шестірни

$$d_1 = d_{w1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_H}{\Psi_{\beta d_1} [\sigma]_H^2} \cdot \frac{u_{12+1}}{u_{12}}} = 770 \sqrt[3]{\frac{398 \cdot 1,458}{0,8 \cdot 585^2} \cdot \frac{5}{4}} = 106,76 \text{ мм}.$$

$$K_d \approx 770 \text{ (МПа)}^{1/3}.$$

$$\Psi_{\beta d_1} = 0,8.$$

$$T_1 = 9550 \frac{40}{980} = 398 \text{ Нм},$$

$$[\sigma]_H = 585 \text{ МПа}.$$

б. Модуль зачеплення $m_t = \frac{d_1}{z_1} = \frac{106,76}{24} = 4,448 \text{ мм} \approx 4,5 \text{ мм},$

$$d_1 = m_t \cdot z_1 = 45 \cdot 24 = 108 \text{ мм}, \quad d_2 = m_t \cdot z_2 = 45 \cdot 96 = 432 \text{ мм},$$

$$\alpha_w = \frac{m_t (z_1 + z_2)}{2} = \frac{45(24 + 96)}{2} = 247,5 \text{ мм}.$$

Перевірний розрахунок

1. Визначення головного резонансу (для шестірни):

$$n_{\epsilon_1} = \frac{2,4 \cdot 10^7 \cdot \cos \alpha_t}{z_1 \cdot d_2} \sqrt{\epsilon_\alpha \cdot \cos \beta (u_{12}^2 + 1)} = \frac{24 \cdot 10^7 \cdot 0,94}{24 \cdot 432} \sqrt{1,7152269 \cdot 1,17} = 11742 \times 6^{-1},$$

$$\alpha_t = 20^\circ, \quad \cos \alpha_t = 0,94,$$

$$z_1 = 24; \quad d_2 = 432 \text{ мм (див. п. 5)};$$

$$\epsilon_\alpha = 1,88 - 2,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) = 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{24} + \frac{1}{96} \right) = 1,7152269,$$

$$\cos \beta = 1 \text{ через те, що } \beta = 0^\circ; \quad \frac{n_1}{n_{\epsilon_1}} = \frac{980}{11742} = 0,0834 < 0,85 - \text{дорезонансна зона.}$$

2. Уточнення коефіцієнтів розрахункового навантаження:

а) $K_A = 1$;

б) $K_{HV} = 1 + \frac{b_{HV} \cdot \omega_{HV}}{F_t} = 1 + \frac{86 \cdot 24,2}{7370} = 1,282,$

$$b_{HV} = \Psi_{bd} \cdot d_1 = 0,8 \cdot 108 \approx 86 \text{ мм},$$

$$\omega_{HV} = \delta_H \cdot g_0 \cdot v_{\text{кол}} \sqrt{\frac{a_{HV}}{u_{12}}} = 0,14 \cdot 4 \cdot 5,5 \sqrt{\frac{2475}{4}} = 24,2 \text{ м/мм} < [\omega_{HV}]_{\text{max}},$$

$$\delta_H = 0,14,$$

$$g_0 = (n_{\text{стн}} - 2) = 6 - 2 = 4$$

(див. рівняння (3.4)),

$$v_{\text{кол}} = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 108 \cdot 980}{60 \cdot 1000} = 5,5 \text{ м/с},$$

$$\alpha_w = 247,5 \text{ мм} \quad (\text{див. п. 6}),$$

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 598}{0,108} = 7370 \text{ Н};$$

в) $l_{FV} = 1 + \frac{b_{HV} \cdot \omega_{FV}}{F_t} = 1 + \frac{86 \cdot 26,68}{7370} = 1,311,$

$$\omega_{FV} = \delta_F \cdot g_0 \cdot v_{\text{кол}} \sqrt{\frac{d_{12}}{u_{12}}} = 0,16 \cdot 4 \cdot 5,5 \sqrt{\frac{247,5}{4}} = 26,68 \text{ н/мм.}$$

$$\left. \begin{array}{l} \delta_F = 0,16 \\ g_0 = 4 \end{array} \right\} \text{ (див. рівняння (3.4));}$$

$$r) K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1) K_{H\omega} = 1 + 0,465 \cdot 0,637 = 1,293,$$

$$K_{H\beta}^0 = 1 + \frac{0,4 \cdot b_{12} \cdot a_{\beta} \cdot F_{\beta} \cdot C' \cdot \cos d_t}{F_t \cdot K_{HV} \cdot Z_{\epsilon}^2} = 1 + \frac{0,4 \cdot 86 \cdot 0,5 \cdot 16 \cdot 14 \cdot 0,94}{7370 \cdot 1,282 \cdot 1} = 1,465,$$

$$b_{\omega} = 86$$

$$a_{\beta} = 0,5$$

$$F_{\beta} = 16$$

$$C' = 1/$$

$$Z_{\epsilon} = 1$$

(див. стор. 18)

$$K_{H\omega} = 1 - \frac{20}{(0,01 \cdot HV + 2)^2 (v + 4)^{0,25}} = 1 - \frac{20}{(5,6)^2 (95)^{0,25}} = 0,637,$$

$$HV = 150;$$

$$д) K_{H\beta} = 1,25 \text{ (див. ГОСТ 21354-87, рис. 9 або стор. 18, 19)}$$

$$е) K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1;$$

$$ж) K_H = 1 \cdot 1,293 \cdot 1,282 \cdot 1 = 1,66,$$

$$K_F = 1 \cdot 1,25 \cdot 1,311 \approx 1,40.$$

3. Перевірка передачі на контактну витривалість:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_{\epsilon} \cdot Z_H \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H}{d_1 \cdot b_{w1}} \cdot \frac{u_{12} + 1}{u_{12}}} \leq [\sigma]_H,$$

$$Z_{\epsilon} = 190 \text{ МПа}^{-1/2},$$

$$d_1 = 108 \text{ мм.}$$

$$Z_H = 2,5 \text{ (див. рівняння (5.2)),}$$

$$Z_{\epsilon} = 1,$$

$$b_w = 86 \text{ мм.}$$

$$u_{12} = 4,$$

$$F_t = 7370 \text{ Н (див. п.2,б).}$$

$$\sigma_H = 190 \cdot 1 \cdot 2,5 \sqrt{\frac{7370 \cdot 1,66}{108 \cdot 86} \cdot \frac{5}{4}} = 610 \text{ МПа} > [\sigma_H].$$

Перевантаження на 4,2% допустиме.

4. Перевірка зуб'їв на згинну витривалість:

$$\left. \begin{aligned} \frac{[\sigma]_{F_1}}{Y_{FS_1}} &= \frac{324}{3,93} = 82,44, \quad Y_{FS_1} = 3,93 \text{ для } z_1 = 24, \\ \frac{[\sigma]_{F_2}}{Y_{FS_2}} &= \frac{324}{3,60} = 90, \quad Y_{FS_2} = 3,60 \text{ для } z_2 = 96. \end{aligned} \right\} \text{ (див. рис. 5.7)}$$

Перевіримо зуб шестірни:

$$\sigma_{F_1} = Y_{FS_1} \cdot \frac{F_1 \cdot K_F}{b_w \cdot m_t} = 3,93 \cdot \frac{7370 \cdot 1,4}{80 \cdot 4,5} = 105 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1.$$

6. Перевірка на контакту та згинну міцності при максимальних навантаженнях:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}} = 610 \sqrt{2} = 905 \text{ МПа} < [\sigma_H]_{\max},$$

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}} = 105 \cdot 2,2 = 231 \text{ МПа} < [\sigma_F]_{\max}.$$

6. Розрахунок геометричних та інших розмірів шестірни та колеса:

$$\begin{aligned} d_1 &= m_t \cdot z_1 = 4,5 \cdot 24 = 108 \text{ мм}; \quad d_2 = m_t \cdot z_2 = 4,5 \cdot 96 = 432 \text{ мм}; \\ d_{a1} &= d_1 + 2m_t = 108 + 9 = 117 \text{ мм}; \quad d_{a2} = d_2 + 2m_t = 432 + 9 = 441 \text{ мм}; \\ d_{f1} &= d_1 - 2,5m_t = 108 - 11,25 = 96,75 \text{ мм}; \quad d_{f2} = d_2 - 2,5m_t = 432 - 11,25 = 420,75 \text{ мм}; \end{aligned}$$

$$b_{w1} = \psi_{bd} \cdot d_1 = 0,8 \cdot 108 = 86 \text{ мм}; \quad b_{w \text{ розр}} = b_w + 5 = 86 + 5 = 91 \text{ мм};$$

$$a_w = \frac{m_t (z_1 + z_2)}{2} = \frac{4,5(24 + 96)}{2} = 247,5 \text{ мм}.$$

7. Визначення діаметра отвору у колесі під вал:

$$T_2 = T_1 \cdot \mu_{12} \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{пк} = 398 \cdot 4 \cdot 0,38 \cdot 0,99 = 1545 \text{ Нм}.$$

$$[\tau]_{кр} \approx 20 \cdot 10^6 \text{ Па}, \quad d_{б2} = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2[\tau]_{кр}}} = \sqrt[3]{\frac{1545}{0,2 \cdot 20 \cdot 10^6}} = 0,075 \text{ м} = 75 \text{ мм},$$

приймасмо $d_b = 75 \text{ мм}$.

8. Підбір шпонки для вала колеса. Призматичну шпонку приймасмо з розмірами $b \times h = 20 \times 12 \text{ мм}$.

Довжину шпонки визначасмо з умови міцності шпонкового з'єднання на зминання:

$$l_{шп} \geq \frac{2000 T_2}{d_b \frac{h}{2} [\sigma]_{шп}} = \frac{2000 \cdot 1545}{75 \cdot 6 \cdot 100} = 69 \text{ мм} \approx 70 \text{ мм}.$$

Приклад 2. Циліндрична косозубчаста передача зовнішнього зачеплення:

- потужність, що підведена до вала шестірні, - 40 кВт;
- частота обертання шестірні - 960 хв⁻¹;
- частота обертання колеса - 245 хв⁻¹;
- строк служби - 21000 год;
- режим роботи - безперервний;
- привод від електродвигуна АО 83-6, для якого $\frac{T_{ном}}{T_{ном}} = 2,2$;
- зачеплення - нульове.

Передача - однокічастий редуктор загального призначення.

Вибрані матеріали

Елемент передачі	Заготівка	Матеріал	Термічна обробка	$\sigma_{б}, \text{ МПа}$	$\sigma_{т}, \text{ МПа}$	Твердість серцевини	Твердість поверхні	Базові числа циклів
Шестірня	Поківка	Сталь 45	Об'ємне гартування	900 - 1000	750	"	(45-50) HRC _e	$N_{H01} = 8 \cdot 10^7$ $N_{F01} = 4 \cdot 10^7$ див. стор. 22 і 24
Колесо	"	"	"	"	"	"	(45-45) HRC _e	$N_{H02} = 4 \cdot 10^7$ $N_{F02} = 4 \cdot 10^7$ див. стор. 22 і 24

Проектувальний розрахунок

1. Визначення чисел зуб'їв шестірни́ та колеса:

$$u_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{980}{245} = 4.$$

П. итмасмо $z_1 = 24$, і тоді $z_2 = z_1 \cdot u_{12} = 24 \cdot 4 = 96$, а кут нахилу зуба $\beta = 8^\circ 6' 34''$ (одне із стандартних значень), $\cos \beta = 0,99$.

2. Визначення числа циклів зміни напружень шестірни́ та колеса:

$$N_{H1} = N_{F1} = n_1 \cdot c_1 \cdot t = 980 \cdot 1 \cdot 21000 \cdot 60 = 123,5 \cdot 10^7; \quad N_{H1} > N_{H01}; \quad N_{F1} > N_{F01}.$$

$N_{H2} = N_{F2} = n_2 \cdot c_2 \cdot t = 245 \cdot 1 \cdot 21000 \cdot 60 = 30,87 \cdot 10^7; \quad N_{H2} > N_{H02}; \quad N_{F2} > N_{F02}$, де c_1 та c_2 - кількості контактів зуб'їв шестірни́ та колеса за один оберт; t - строк служби передачі.

3. Визначення числа зуб'їв еквівалентних коліс:

$$z_{u1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{24}{0,99^3} \approx 25; \quad z_{u2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{96}{0,99^3} \approx 99.$$

4. Визначення допустимих напружень:

$$a) \text{ контактных: } [\sigma]_H = z_R \cdot z_V \cdot z_\omega \cdot z_\alpha \cdot z_\beta \cdot \frac{\sigma_{H0}}{S_H} \approx 0,9 \frac{\sigma_{H0}}{S_H} \cdot z_N,$$

$$\sigma_{H0} = (\sigma_{H \text{ lim}} \text{ за ГОСТ 21354-87}) - \text{(див. табл. 4.2)},$$

$$S_H \text{ коефіцієнт безпеки (див. рівняння (4.1))},$$

$$z_N = \sqrt{\frac{6 \cdot N_{H0}}{N_H}} - \text{коефіцієнт довговічності},$$

$$S_{H1} = S_{H2} = 1,1;$$

через те, що $N_1 > N_{H01}$ та $N_2 > N_{H02}$, $z_{N1} = z_{N2} = 1$;

$$\sigma_{H01} = 17 \text{ HRC}_e + 100$$

$$\sigma_{H01} = 17 \cdot 45 + 100 = 865 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{H02} = 17 \text{ HRC}_e + 100$$

$$\sigma_{H02} = 17 \cdot 40 + 100 = 780 \text{ МПа},$$

$$[\sigma]_{H1} = 0,9 \frac{865}{1,1} \approx 708 \text{ МПа} \quad \left| \begin{array}{l} [\sigma]_{H, \text{розр}} = 0,45 ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = \\ = 0,45(708 + 638) = 605 \text{ МПа} \end{array} \right.$$

$$[\sigma]_{H2} = 0,9 \frac{780}{1,1} = 638 \text{ МПа}$$

д) згинних: $[\sigma]_F = Y_B \cdot Y_R \cdot Y_X \cdot Y_N \frac{\sigma_{F0}}{S_F} \cdot Y_M$; тому, що $N_{F1} > N_{F01}$ та $N_{F2} > N_{F02}$, $Y_{N1} = Y_{N2} = 1$,

$$\sigma_{F0} = \sigma_{F \text{ lim}} = 550 \text{ МПа (див. табл. 4.3)}, S_F = 1,7,$$

$$[\sigma]_{F1} = [\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{F0}}{S_F} = \frac{550}{1,7} = 324 \text{ МПа};$$

в) граничних:

$$[\sigma]_{H \text{ max}} = [\sigma]_{H \text{ min}} = 2,8 \sigma_T = 2,8 \cdot 750 = 2100 \text{ МПа},$$

$$[\sigma]_{F \text{ max}2} = [\sigma]_{F \text{ max}1} = 0,8 \sigma_T = 0,8 \cdot 750 = 600 \text{ МПа}.$$

5. Визначення коефіцієнтів розрахункового навантаження (орієнтовно):

$$K_H = K_A \cdot K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha},$$

$$K_F = K_A \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha};$$

а) $K_A = 1,0$ - (див. ГОСТ 21354-87, табл. 21 - 23) з умов рівномірно працюючих електродвигунів та стрічкового транспортера;

б) $K_{HV} \approx K_{FV} \approx 1,3$, у припущенні, що ступінь точності - восьма, $v_{\text{кол}} = 3 \cdot 0,8 \text{ м/с}$, $\psi_{Ed} \approx 0,8$;

$$\left. \begin{array}{l} \text{в) } K_{H\beta} \approx 1,07 \\ K_{F\beta} \approx 1,14 \end{array} \right\} \text{(див. рис. 3.3);}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{г) } K_{H\alpha} \approx 1 \\ K_{F\alpha} \approx 1 \end{array} \right\} \text{для косозубчастих передач (див. стор. 20).}$$

Тоді

$$K_H = 1,00 \cdot 1,35 \cdot 1,07 \cdot 1 = 1,4445,$$

$$K_F = 1,00 \cdot 1,35 \cdot 1,14 \cdot 1 = 1,539.$$

б. Початковий (ділильний) діаметр шес. ірні:

$$d_1 = d_{w1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot U_{12} + 1}{\psi_{Ed1} \cdot [\sigma]_H^2} \cdot \frac{U_{12} + 1}{U_{12}}} = 675 \sqrt[3]{\frac{398 \cdot 1,07}{0,8 \cdot 605^2} \cdot \frac{5}{4}} = 82,38 \text{ мм},$$

$$K_d = 675 \text{ МПа}^3, \quad T_1 = 9550 \frac{\rho}{n_1} = 9550 \frac{40}{980} = 398 \text{ Нм},$$

$$[\sigma]_H = 605 \text{ МПа}, \quad \Psi_{\beta d_1} = 0,8,$$

$$U_{12} = 4.$$

7. Модуль зачиплення: а) коловий $m_t = \frac{d_1}{z_1} = \frac{82,38}{24} = 3,4325 \text{ мм},$

б) нормальний $m_n = m_t \cdot \cos \beta = 3,425 \cdot 0,99 = 3,398175 \text{ мм}$

округляємо до $m_n = 3,5 \text{ мм}.$

в. Мілосьова відстань $a_w = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{3,5(24 + 96)}{2 \cdot 0,99} = 212,12 \text{ мм}.$

Приймаємо $a_w = 213 \text{ мм}$ та уточнюємо кут нахилу зуба:

$$\cos \beta = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 a_w} = \frac{3,5(24 + 96)}{2 \cdot 213} = 0,9859154; \quad \beta = 9,627674^\circ \approx 9^\circ 37' 39,63''.$$

Перевірки розрахунків

1. Визначення головного резонансу (для шестівні):

$$n_{\epsilon_1} = \frac{2,4 \cdot 10^7 \cdot \cos \alpha_t}{z_1 \cdot d_2} \sqrt{\epsilon_\alpha \cdot \cos \beta \cdot (U_{12}^2 + 1)} = \frac{2,4 \cdot 10^7 \cdot 0,93845}{24 \cdot 340,8} \cdot$$

$$\times \sqrt{1,689 \cdot 0,9859154 \cdot 17} = 14675 \text{ хб}^{-1};$$

$$\alpha_t = \alpha z \operatorname{ctg} \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta} = \alpha z \operatorname{ctg} \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 9,627674} = \alpha z \operatorname{ctg} \frac{0,364}{0,9859154} = 20,26261^\circ;$$

$$\cos \alpha_t = 0,938115,$$

$$\epsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{24} + \frac{1}{96} \right) \right] \cdot 0,9859154 = 1,689;$$

$$d_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{3,5 \cdot 24}{0,9859154} = 85,2 \text{ мм}; \quad d_2 = d_1 \cdot U_{12} = 85,2 \cdot 4 = 340,8 \text{ мм};$$

$$\frac{r_1}{n_{\epsilon_1}} = \frac{980}{14675} = 0,067 < 0,85 - \text{дорезонансна зона}.$$

2. Уточнення колової швидкості:

$$v_{\text{кол}} = \frac{\pi d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 85,2 \cdot 980}{60 \cdot 1000} = 4,37 \text{ м/с}$$

3. Уточнення коефіцієнтів розрахункового навантаження:

а) $K_A = I$;

б) $K_{HV} = 1 + \frac{\delta_W \cdot W_{HV}}{F_t} = 1 + \frac{70 \cdot 27,2}{9343} = 1,204,$

$$W_{HV} = \delta_H \cdot g_0 \cdot v_{\text{кол}} \sqrt{\frac{a_W}{U_{12}}} = 7,14 \cdot 6,1 \cdot 4,37 \sqrt{\frac{213}{4}} = 27,2 \text{ Н/мм},$$

$$\delta_H = 0,14 \left\{ \begin{array}{l} \text{(див. рівняння (3.4)),} \\ g_0 = 6,1 \end{array} \right.$$

$$\delta_W = \psi_{\delta d} \cdot d_1 = 0,8 \cdot 85,2 = 68,16 \text{ мм} \approx 70 \text{ мм},$$

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 398}{85,2} = 9343 \text{ Н};$$

в) $K_{FV} = 1 + \frac{\delta_F \cdot W_{FV}}{F_t} = 1 + \frac{70 \cdot 11,67}{9343} = 1,087,$

$$W_{FV} = \delta_F \cdot g_0 \cdot v_{\text{кол}} \sqrt{\frac{a_W}{U_{12}}} = 0,06 \cdot 6,1 \cdot 4,37 \sqrt{\frac{213}{4}} = 11,67 \text{ Н/мм},$$

$$\delta_F = 0,06 \left\{ \begin{array}{l} \text{(див. рівняння (3.4)),} \\ g_0 = 6,1 \end{array} \right.$$

$$v_{\text{кол}} = 4,37 \text{ м/с}, \quad a_W = 213 \text{ мм}, \quad U_{12} = 4;$$

г) $K_{HV} = 1 + (K_{H\beta}^* - 1) \cdot K_{HV} = 1,51,$

$$K_{H\beta}^* = 1 + \frac{0,4 \cdot \delta_W \cdot F_t \cdot a_A \cdot C' \cdot \cos \alpha_t}{F_t \cdot K_{HV} \cdot Z_a^2} =$$

$$= 1 + \frac{0,4 \cdot 70 \cdot 0,5 \cdot 25 \cdot 17 \cdot 0,938115}{9343 \cdot 1,204 \cdot 0,6232275} = 1,794,$$

$$K_{H\beta} = 1 - \frac{20}{(0,01HV + 2)^2 (v + 4)^{0,25}} = 1 - \frac{20}{(5,7)^2 (8,37)^{0,25}} = 0,638,$$

$$\delta_W = 70 \text{ мм},$$

$$a_{\beta} = 0,5 \left\{ \begin{array}{l} \text{(див. отор. I8, I9)} \\ F_{\beta} = 25 \\ C' = 17 \end{array} \right.$$

$$\cos \alpha_t = 0,938115,$$

$$z_E = \sqrt{\frac{1}{K_E \cdot \xi_{\alpha}}} = \sqrt{\frac{1}{0,95 \cdot 1,689}} = 0,789,$$

$$HV = 370,$$

$$д) K_{F\beta} = 1,43 \text{ (див. рис. 3.3);}$$

$$е) K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1 + 0,15 (\sigma_{CT} - 5) = 1 + 0,15 \cdot 3 = 1,45.$$

$$\text{Тоді } K_{..} = 1 \cdot 1,204 \cdot 1,51 \cdot 1,45 = 2,64,$$

$$K_F = 1 \cdot 1,087 \cdot 1,43 \cdot 1,45 = 2,254.$$

4. Перевірка передачі на контактну витривалість:

$$\sigma_H = z_H \cdot z_E \cdot z_{\epsilon} \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H}{d_1 \cdot b_{ш1}} \cdot \frac{u_{12} + 1}{u_{12}}} \leq [\sigma_H].$$

$$z_E = 190 \text{ МПа},$$

$$z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \cos^2 \beta}{\tan \alpha_w}} = \frac{1}{0,938115} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (0,935915)^2}{0,364}} = 2,46.$$

$$z_{\epsilon} = 0,789 \text{ (див. вище),}$$

$$\sigma_H = 2,46 \cdot 190 \cdot 0,789 \sqrt{\frac{9343 \cdot 2,64}{85,2 \cdot 70} \cdot \frac{5}{4}} = 638 \text{ МПа} > [\sigma]_H -$$

значно перевантаження.

Якщо виготовити зубчасті колеса за шостим ступенем точності при ширині коліс $b_{ш} = 75$ мм, то

$$F_{\beta} = 1,2, \quad K_{H\beta} = 1,152, \quad K_{F\beta} = 1,08,$$

$$K_{HV} = 1 + \frac{75 \cdot 27,2}{9343} = 1,218.$$

$$\text{Якщо } K_{HV} = 1 + \frac{75 \cdot 11,67}{9343} = 1,094, \text{ то}$$

$$K_H = 1 \cdot 1,152 \cdot 1,218 \cdot 1,15 = 1,614,$$

$$K_F = 1 \cdot 1,08 \cdot 1,094 \cdot 1,15 = 1,359,$$

$$\sigma_H = 2,46 \cdot 190 \cdot 0,789 \sqrt{\frac{9343 \cdot 1,614}{85,2 \cdot 75} \cdot \frac{5}{4}} = 633 \text{ МПа} > [\sigma]_H$$

на 4,6%, що допустимо.

5. Перевірка передач на згинну витривалість:

$$[\sigma]_{F_1} = [\sigma]_{F_2} = 324 \text{ МПа};$$

$$Z_{V_1} = 25; \quad Z_{V_2} = 99;$$

$$Y_{FS1} = 3,9; \quad Y_{FS2} = 3,6;$$

$$\sin \beta = 0,167245;$$

$$Y_p = 1 - \varepsilon_p \cdot \frac{D}{120} = 1 - 1,07 \cdot \frac{9,627674}{120} = 0,9141533;$$

$$\varepsilon_p = \frac{b_w}{P_x} = \frac{75}{65,712} = \frac{75}{65,712} = 1,141;$$

$$P_x = \frac{\pi m_n}{\sin \beta} = \frac{3,14 \cdot 3,5}{0,167245} = 65,712 \text{ мм};$$

$$Y_e = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,689} = 0,591;$$

$$\frac{[\sigma]_{F_1}}{Y_{FS1}} = \frac{324}{3,9} = 83,1;$$

$$\frac{[\sigma]_{F_2}}{Y_{FS2}} = \frac{324}{3,6} = 90.$$

Розрахуємо на згин шестірни:

$$\sigma_{F_1} = K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_p \cdot Y_e \cdot \frac{F_t}{b_w m_n} = 1,359 \cdot 3,9 \cdot 0,914 \cdot$$

$$\cdot 0,591 \cdot \frac{9343}{75 \cdot 3,5} = 102 \text{ МПа} < [\sigma_{F_1}].$$

6. Перевірка на контактну та згинну міцності при максимальних навантаженнях:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}} = 633 \sqrt{2,2} \approx 940 \text{ МПа} < [\sigma_{H \max}],$$

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}} = 102 \cdot 2,2 \approx 225 \text{ МПа} < [\sigma_{F \max}].$$

7. Розрахунок геометричних та інших розмірів шестірни та колеса:

$$d_1 = \frac{m_n \cdot Z_1}{\cos \beta} = \frac{3,5 \cdot 24}{0,9859154} = 85,2 \text{ мм}; \quad d_2 = \frac{m_n \cdot Z_2}{\cos \beta} = \frac{3,5 \cdot 96}{0,9859154} = 340,8 \text{ мм},$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 85,2 + 7 = 92,2 \text{ мм}; \quad d_{a2} = d_2 + 2m_n = 340,8 + 7 = 347,8 \text{ мм},$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n = 85,2 - 8,75 = 76,45 \text{ мм}; \quad d_{f2} = d_2 - 2,5m_n = 340,8 - 8,75 = 332,05 \text{ мм}.$$

$$b_{\omega 1} = \psi_{ed} \cdot d_1 = 0,8 \cdot 85,2 = 68,16 \text{ мм} \approx 70 \text{ мм},$$

$$b_{\omega 1 \text{ розр}} = b_{\omega 1} + 5 \text{ мм} = 70 + 5 = 75 \text{ мм}.$$

$$d_{\omega} = \frac{m_n (Z_1 + Z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{3,5 \cdot 120}{20,9859154} = 213 \text{ мм}.$$

8. Визначення діаметра отвору у колесі під вал:

$$d_{f2} = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 [\tau]_{кр}}} = \sqrt[3]{\frac{1545}{0,2 \cdot 20 \cdot 10^6}} = 0,073 \text{ м} = 73 \text{ мм}.$$

$$T_2 = T_1 \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{3п} \cdot \eta_{пк} = 398 \cdot 4 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 1545 \text{ мм}.$$

Приймаємо $d_{f2} = 75 \text{ мм}$, $[\tau]_{кр} = 2 \cdot 10^6 \text{ Па}$.

9. Вибір шпонки для вала колеса.

Призматичну шпонку приймаємо з розмірами $b \times h = 20 \times 12$.

Довжину l визначимо з умов міцності шпонкового з'єднання на зминання:

$$l_{шп} > \frac{2000 T_2}{d_f \cdot \frac{h}{2} [\sigma]_{зм}} = \frac{2000 \cdot 1545}{75 \cdot 6 \cdot 100} = 69 \text{ мм} \approx 70 \text{ мм}.$$

Приклад 3. Конічна прямозубчаста передача:

- потужність, що підведена до вала шестірні, - 0,3 кВт;
- частота обертання шестірні - 870 хв⁻¹;
- частота обертання колеса - 400 хв⁻¹;
- зачеплення - нульове;
- строк служби - 20000 год;
- режим роботи - безперервний;

- привод зід двигуна А0 6І-6, для якого $\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}} = 2,1$.

Передача - перший сідець редуктора загального призначення.

Вибрані матеріали

Елемент передачі	Заготовка	Матеріал	Термічна обробка	σ_B , МПа	σ_T , МПа	Твердість серцевини	Твердість поверхні	Базові числа циклів
Шестірня	Поківка	Сталь 45	Об'ємне гартування	1100-1350	900-1050	—	(44-50) HRC	$N_{HO1} = 5,5 \cdot 10^7$ $N_{FO1} = 4 \cdot 10^6$
Колесо	—	—	—	—	—	—	(38-42) HRC	$N_{HO2} = 3,7 \cdot 10^7$ $N_{FO2} = 4 \cdot 10^6$

Проектувальний розрахунок

1. Визначення числа зуб'їв шестірні та колеса:

$$U_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{870}{400} = 2,175.$$

Приймаємо $Z_1 = 26$, $Z_2 = Z_1 U_{12} = 26 \cdot 2,175 \approx 57$.

Відхилення від 2,175 $U_{12} = \frac{57}{26} = 2,1923076$ та $\frac{2,1923076}{2,175} \cdot 100 \approx 0,8\%$.

2. Розрахунок числа зуб'їв еквівалентних циліндричних когтів:

$$Z_{v1} = Z_1 \frac{\sqrt{U_{12}^2 + 1}}{U_{12}} = 26 \frac{\sqrt{2,192^2 + 1}}{2,192} \approx 29.$$

$$Z_{v2} = Z_2 \sqrt{U_{12}^2 + 1} = 57 \sqrt{2,192^2 + 1} \approx 137.$$

3. Визначення числа циклів зміни напруження шестірні та колеса:

$$N_{H1} = N_{F1} = n_1 \cdot c_1 \cdot t = 870 \cdot 1 \cdot 20000 \cdot 60 = 104,4 \cdot 10^7;$$

$$N_{H1} > N_{HO1}; N_{F1} > N_{FO1}; Y_{N1} = 1 \text{ та } Z_{N1} = 1;$$

$$N_{H2} = N_{F2} = n_2 \cdot c_2 \cdot t = 400 \cdot 1 \cdot 20000 \cdot 60 = 18,0 \cdot 10^7;$$

$$N_{H2} > N_{HO2}; N_{F2} > N_{FO2}; Y_{N2} = 1 \text{ та } Z_{N2} = 1.$$

4. Визначення допустимих напружень:

а) контактних:

$$[\sigma]_H \approx 0,9 \frac{\sigma_{H0}}{S_H} \cdot Z_H; \quad S_{H1} = S_{H2} = 1,1;$$

$$\text{з умов об'ємного гартування} \begin{cases} \sigma_{H01} = 17HRC + 200 = 17 \cdot 44 + 200 = 948 \text{ МПа,} \\ \sigma_{H02} = 17,38 + 200 = 846 \text{ МПа;} \end{cases}$$

$$[\sigma]_{H1} = 0,9 \frac{\sigma_{H01}}{S_{H1}} = 0,9 \frac{948}{1,1} = 776 \text{ МПа,}$$

$$[\sigma]_{H2} = 0,9 \frac{\sigma_{H02}}{S_{H2}} = 0,9 \frac{846}{1,1} = 692 \text{ МПа;} \quad \text{а)}$$

за допустиме приймають менше значення $[\sigma]_H = [\sigma]_{H2} = 692 \text{ МПа}$;
б) згинних:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F0}}{F_F} \cdot Y_H,$$

$$\sigma_{F0} = 550 \text{ МПа} = \sigma_F \cdot Z_{int} \quad (\text{див. табл. 4.3}),$$

$$S_F = 1,7 \quad (\text{див. табл. 4.3}),$$

$$\text{тоді } [\sigma]_{F1} = [\sigma]_{F2} = \frac{550}{1,7} = 324 \text{ МПа};$$

в) граничних:

$$[\sigma]_{H\text{пик}1} = [\sigma]_{H\text{пик}2} = [\sigma]_{H\text{пик}} = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 900 = 2520 \text{ МПа,}$$

$$[\sigma]_{F\text{пик}1} = [\sigma]_{F\text{пик}2} = [\sigma]_{F\text{пик}} = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 900 = 720 \text{ МПа.}$$

б. Визначення коефіцієнтів розрахункового навантаження
(орієнтовно): $K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}$:

а) $K_A = 1$ - з умов рівномірно працюючих двигунів та робочої машини;

б) $K_{H\beta} = K_{F\beta} \approx 1,15$ - у припущенні, що ступінь точності - восьма, $v_{\text{кол}} = 3 \dots 8 \text{ м/с}$, $\psi_{Ed} \approx 0,4$;

$$\left. \begin{array}{l} \text{в) } K_{H\alpha} \approx 1,25 \\ \quad K_{F\alpha} \approx 1,37 \end{array} \right\} \quad (\text{див. рис. 3.3});$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{г) } K_{H\alpha} \approx 1 \\ \quad K_{F\alpha} \approx 1 \end{array} \right\} \quad \text{для прямозубчастих передач,}$$

$$K_H = 1 \cdot 1,15 \cdot 1,23 \cdot 1 = 1,4145,$$

$$K_F = 1 \cdot 1,15 \cdot 1,37 \cdot 1 = 1,5755.$$

6. Середній діаметр шестірні на початковому ділянці тому конусі:

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_H}{0,85 \cdot \psi_{hd, [0]}^2} \cdot \frac{\sqrt{u_{12}^2 + 1}}{u_{12}}}, \quad T_1 = 9550 \frac{P}{n_1} = 9550 \frac{63}{870} = 7053 \text{ Нм},$$

$$K_d = 770 \text{ МПа} \sqrt[3]{\text{с}}.$$

$$d_1 = 770 \sqrt[3]{\frac{7053 \cdot 1,43}{0,85 \cdot 0,4 \cdot 692^2} \cdot \frac{\sqrt{2,192^2 + 1}}{2,192}} = 64,42051 \text{ мм};$$

$$b_{w1} = \psi_{bd} d_1 = 0,4 \cdot 64,4 = 25,75 \text{ мм} \approx 26 \text{ мм}.$$

7. Модуль у середньому перерізі зуба

$$m_m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{64,4}{26} = 2,476923 \text{ мм}.$$

8. Конусна відстань

$$R_e = \frac{d_1 \sqrt{u_{12}^2 + 1}}{2} + 0,5 b_w = \frac{64,4 \sqrt{2,192^2 + 1}}{2} + \frac{26}{2} = 90,580375 \approx 91 \text{ мм}.$$

9. Зовнішній коловий модуль

$$m_e = m_m \frac{R_e}{R_e - 0,5 b_{w1}} = 2,476923 \frac{90,580375}{90,58 - 13} = 2,83 \text{ мм}.$$

Приймаємо це значення згідно з найближчим стандартним $m_e = 3 \text{ мм}$.

10. Уточнення m_m та d_1 :

$$m_m = m_e \frac{R_e - 0,5 b_{w1}}{R_e} = 3 \frac{91 - 13}{91} = 2,57 \text{ мм},$$

$$d_1 = m_m \cdot z_1 = 2,57 \cdot 26 = 66,82 \text{ мм}.$$

Перевірний розрахунок

1. Уточнення колової швидкості:

$$v_{\text{кол}} = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 66,82 \cdot 870}{60 \cdot 1000} = 3,0423 \text{ м/с}.$$

2. Визначення головного резонансу (шестірні):

$$\eta_{E_1} = \frac{2,4 \cdot 10^7 \cdot \cos \alpha_r}{z_1 \cdot d_2} \sqrt{\varepsilon_{\omega} \cdot \cos \beta (U_{12}^2 + 1)} =$$

$$= \frac{2,4 \cdot 10^7 \cdot 0,94}{26 \cdot 146,5} \sqrt{1,7 \cdot 1 (2,192^2 + 1)} = 18591 \times 6^{-1};$$

$$\alpha_t = 20^\circ; \cos \alpha_t = 0,94;$$

$$d = a_1 \cdot U_{12} = 66,82 \cdot 2,192 \approx 146,5 \text{ мм};$$

$$\varepsilon_{\omega} = 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) = 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{26} + \frac{1}{57} \right) = 1,7;$$

$$\frac{\eta_i}{\eta_{E_1}} = \frac{870}{18591} = 0,047 < 0,05 - \text{дорезонансна зона.}$$

3. Визначення коефіцієнтів розрахункового навантаження:

а) $K_A = 1;$

б) $K_{HV} = 1 + \frac{\beta_w \cdot w_{HV}}{F_t} = 1 + \frac{26 \cdot 15,7}{2111} = 1,193368,$

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{27053}{66,82} \cdot 10^3 = 2111 \text{ Н.}$$

$$w_{HV}^* = \delta_H \cdot g_0 \cdot v_{\text{кол}} \sqrt{\frac{a_w}{U_{12}}} = 0,14 \cdot 5,3 \cdot 3,0423 \sqrt{\frac{106,7}{2,192}} = 15,7 \text{ Н/мм}$$

$$\left. \begin{array}{l} \delta_H = 0,14 \\ g_0 = 5,3 \end{array} \right\} \text{ (див. рівняння (3.4)),}$$

$$v_{\text{кол}} = 3,0423 \text{ м/с.}$$

$$R_e = 91 \text{ мм.}$$

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} \text{ (умовно)} = \frac{66,82 + 146,5}{2} = 106,655 \text{ мм,}$$

$$\beta_w = 26 \text{ мм;}$$

в) $K_{FV} = 1 + \frac{\beta_w \cdot w_{FV}}{F_t} = 1 + \frac{26 \cdot 18}{2111} = 1,222,$

$$W_{FV} = \delta_F \cdot q_0 \cdot v_{\text{кол}} \cdot \sqrt{\frac{\sigma_{\text{ш}}}{U_{12}}} = 0,16 \cdot 5,3 \cdot 3,0423 \sqrt{\frac{106,7}{2,192}} = 18,0 \text{ Н/мм.}$$

$$\delta_F = 0,16, \quad v_{\text{кол}} = 3,0423 \text{ м/с.}$$

$$q_0 = 5,3, \quad F_z = 2111 \text{ Н;}$$

$$\Gamma) K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1) K_{H\text{ш}} = 1 + 0,593 \cdot 0,594 = 1,352,$$

$$K_{H\beta}^0 = 1 + \frac{0,4 C_{\text{ш}} \cdot \sigma_H \cdot F_{\beta} \cdot C \cdot \cos \alpha_t}{F_t \cdot K_{H\text{V}} \cdot Z_{\varepsilon}^2} = 1 + \frac{0,4 \cdot 26 \cdot 0,5 \cdot 11 \cdot 14 \cdot 0,94}{2111 \cdot 1,193 \cdot 0,787^2} = 1,593;$$

$$a_{\beta} = 0,5, \quad C' = 14 \text{ Н/мм мкм,}$$

$$F_{\beta} = 11, \quad Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha}}{3}} \approx 0,9,$$

$$K_{H\text{ш}} = 1 - \frac{20}{(0,01 \cdot \text{HV} + 2)^2 (v + 4)^{0,25}} = 1 - \frac{20}{5,5^2 \cdot 7,0423^{0,25}} = 0,594,$$

$$\text{HV} = 350;$$

$$\text{д) } K_{F\beta} = 1,25 \text{ (див. рис. 3.3);}$$

$$\text{е) } K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1,$$

$$K_H = 1 \cdot 1,194 \cdot 1,352 \cdot 1 = 1,614,$$

$$K_F = 1 \cdot 1,222 \cdot \dots \cdot 1,25 \cdot 1 = 1,528.$$

4. Перевірка передачі на контактну витривалість:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_{\varepsilon} \sqrt{\frac{W_{\text{нт}}}{0,85 d_1} \cdot \frac{\sqrt{U_{12}^2 + 1}}{U_{12}}} < [\sigma_H];$$

$$Z_{\varepsilon} = 0,9;$$

$$Z_E = 190 \text{ мПа}^{1/2};$$

$$Z_H \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2}{\text{tg} \alpha_{\text{ш}}}} = \frac{1}{0,94} \sqrt{\frac{2}{0,36397}} = 2,49;$$

$$W_{\text{нт}} = K_H \cdot \frac{2000 \cdot T_1}{\sigma_{\text{ш}} \cdot d_1} = 1,614 \cdot \frac{2000 \cdot 70,53}{26 \cdot 66,82} = 131,0 \text{ Н/мм};$$

$$\sigma_H = 2,49 \cdot 190 \cdot 0,9 \cdot \sqrt{\frac{131}{0,85 \cdot 66,82} \cdot \frac{\sqrt{58}}{2,192}} = 593 \text{ МПа} < [\sigma_H].$$

Щоб зменшити недонапруження, можна прийняти $S_H = 1,25$. Тоді

$$[\sigma]_{H_1} = 0,9 \frac{946}{1,25} = 682 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma]_{H_2} = 0,9 \frac{846}{1,25} = 609 \text{ МПа.}$$

Прийнявши $[\sigma]_{\text{нрозр}} = 609 \text{ МПа}$ при $\sigma_H = 593 \text{ МПа}$, одержимо недонапруження

$$\frac{593}{609} 100\% = 97,4\% \text{ (тобто } 2,6\%), \text{ а безпека трохи вища.}$$

5. Перевірка передачі на згинну витривалість:

$$[\sigma]_{F_1} = [\sigma]_{F_2} = 324 \text{ МПа;}$$

$$Z_{V_1} = 49; Z_{V_2} = 137;$$

$$Y_{FS_1} = 3,82; Y_{FS_2} = 3,58;$$

$$\frac{[\sigma]_{F_1}}{Y_{FS_1}} = \frac{324}{3,82} = 84,8; \quad \frac{[\sigma]_{F_2}}{Y_{FS_2}} = \frac{324}{3,58} = 90,5.$$

Визначаємо зуб'я шестірни:

$$\sigma_{F_1} = Y_{FS} \cdot \frac{W_{Ft}}{0,85 \cdot m_m} \leq [\sigma]_F;$$

$$W_{Ft} = K_F \cdot \frac{2000 \cdot T_1}{b_{w_1} \cdot d_1} = 1,528 \frac{2000 \cdot 70,53}{26 \cdot 66 \cdot 82} = 124 \text{ Н/мм};$$

$$\sigma_{F_1} = 3,82 \frac{124}{0,85 \cdot 2,57} = 216 \text{ МПа} < [\sigma_{F_1}].$$

6. Перевірка на контактну та згинну міцності при максимальних навантаженнях:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}} = 593 \sqrt{2,1} = 860 \text{ МПа} < [\sigma_{H \max}],$$

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}} = 216 \cdot 2,1 = 454 \text{ МПа} < [\sigma_{F \max}].$$

7. Визначення геометричних та інших розмірів шестірни та колеса:

а) половини кутів при вершинах початкових (ділильних) конусів шестірні та колеса:

$$\delta_1 = \alpha z \operatorname{ctg} U_{12} = \alpha z \operatorname{ctg} 2,192 = 24,52267^\circ = 24^\circ 31' 21,6''.$$

$$\delta_2 = 90^\circ - 24^\circ 31' 21,6'' = 65^\circ 28' 38,4'';$$

б) конусна (дистанційна) відстань $R_e = 91$ мм;

в) діаметри вершин зуб'їв по більшому торцю:

$$d_{a1} = m_e \cdot z_1 + 2m_e \cdot \cos \delta_1 = 3,26 + 2 \cdot 3 \cdot 0,909797 = 83,458782 \text{ мм},$$

$$d_{a2} = m_e \cdot z_2 + 2m_e \cdot \cos \delta_2 = 3,57 + 2 \cdot 3 \cdot 0,415054 = 173,490324 \text{ мм}.$$

г) діаметри кіл закладен по більшому торцю:

$$d_{f1} = m_e \cdot z_1 - 2,5 \cdot m_e \cdot \cos \delta_1 = 3,26 - 2,5 \cdot 3 \cdot 0,909797 = 71,176523 \text{ мм},$$

$$d_{f2} = m_e \cdot z_2 - 2,5 \cdot m_e \cdot \cos \delta_2 = 3,57 - 2,5 \cdot 3 \cdot 0,415054 = 167,88710 \text{ мм};$$

д) кути головок і ніжок зуб'їв шестірні та колеса:

$$\operatorname{tg} \delta'_1 = \operatorname{tg} \delta'_2 = \frac{m_e}{R_e} = \frac{3}{91} = 0,032967, \quad \delta'_1 = 1,888182^\circ = 1^\circ 53' 17,5'',$$

$$\operatorname{tg} \delta''_1 = \operatorname{tg} \delta''_2 = \frac{1,25 \cdot m_e}{R_e} = \frac{1,25 \cdot 3}{91} = 0,0412087, \quad \delta''_1 = 2,359744^\circ = 2^\circ 21' 35,1'';$$

е) половини кутів конусів вершин зуб'їв (конусності заготовки) шестірні та колеса:

$$\delta_{e1} = \delta_1 + \delta'_1 = 24^\circ 31' 21,6'' + 1^\circ 53' 17,5'' = 26^\circ 24' 39,1''.$$

$$\delta_{e2} = \delta_2 + \delta''_2 = 65^\circ 28' 38,4'' + 2^\circ 21' 35,1'' = 67^\circ 50' 13,5''.$$

$b_w = 26$ мм (див. п. 6).

8. Визначення діаметра вала (отвору під вал) у колесі:

$$T_2 = T_1 \cdot u_{12} \cdot \eta_{3n} \cdot \eta_{nk} = 70,53 \cdot 2,192 \cdot 0,97098 \approx 147 \text{ Нм};$$

$$[\tau]_{кр} = (20 \dots 25) \text{ МПа} = (20 \dots 25) \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2;$$

$$d_b = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 [\tau]_{кр}}} = \sqrt[3]{\frac{147}{0,2 \cdot 20 \cdot 10^6}} = 0,0332 \text{ м} \approx 33,2 \text{ мм},$$

Приймасмо $d_b = 35$ мм.

9. Підбір шпонки. Призматичну шпонку приймаємо $b \times h = 10 \times 8$ мм. Її необхідну довжину визначаємо розрахунком на зми-
нання: $[\sigma]_{3n} = 100 \text{ МПа}$,

$$l_{шп} \geq \frac{2000 T_2}{d_b \cdot \frac{h}{2} [\sigma]_{3n}} = \frac{2000 \cdot 147}{35 \cdot 4 \cdot 100} = 21 \text{ мм}.$$

Приклад 4 Конічна зубчаста передача трансмісії вертольота. Потужність, що підводиться, задано спрощеною циклограмою (рис. II.1): $P_1 = P_3 = 300$ кВт; $P_2 = 200$ кВт; $t_1 = t_3 = 0,06t$; $t_2 = 0,86t$; $t = 2,5$ год - цикл-час одного польоту;

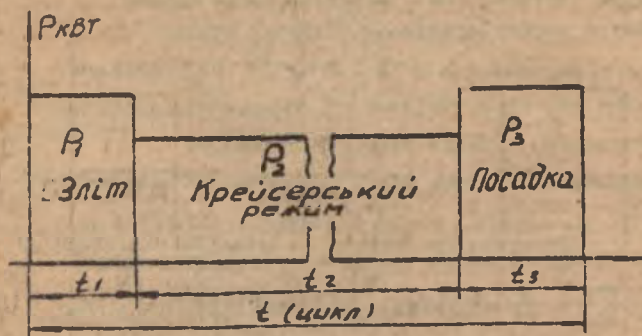


Рис. II.1

частота обертання шестірні $n_1 = 3000$ хв⁻¹;

частота обертання колеса $n_2 = 1500$ хв⁻¹;

передаточне число $u_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{3000}{1500} = 2$;

ресурс передачі - 5000 год;

$t_1 = 0,06 \cdot t = 9$ хв (за цикл) і $t_2 = 26400$ хв. = 4400 год (за увесь строк служби);

тип передачі - овальдентна з круговими зуб'ями;

зачеплення - дульове.

Вибрані матеріали

Елемент передачі	Заготовка	Матеріал	Термообробка	σ_b , МПа	σ_r , МПа	Твердість серцевини	Твердість поверхні	Базові числа циклів
Шестірня	Поківка	Сталь І2Х2Н4	Цементація з гартуванням	1200	1000	(280-400) НВ	(60-62) HRCc	$N_{H01} = 11 \cdot 10^7$ $N_{F01} = 4 \cdot 10^6$
Колесо	"	"	"	"	"	(260-370) НВ	(55-58) HRCc	$N_{H02} = 10 \cdot 10^7$ $N_{F02} = 4 \cdot 10^6$

ПРОДУКТИВНИЙ РОЗРАХУНОК

1. Визначення числа зуб'їв шестірни та колеса. Приймаємо $Z_1 = 29$, і тоді $Z_2 = Z_1 \cdot U_{12} = 29 \cdot 2 = 58$.

2. Розрахунок числа зуб'їв біеквівалентних циліндричних прямозубих колес.

Приймаємо $\beta_{ср} = 35^\circ$, і тоді

$$Z_{v_{n1}} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1 \cdot \cos \beta_{ср}} = Z_1 \cdot \frac{\sqrt{U_{12}^2 + 1}}{U_{12}} \cdot \frac{1}{\cos^3 \beta_{ср}},$$

$$Z_{v_{n1}} = 29 \cdot \frac{\sqrt{2^2 + 1}}{2} \cdot \frac{1}{0.55} \approx 53, \quad Z_{v_2} = 58 \cdot \frac{\sqrt{2^2 + 1}}{0.55} \approx 256.$$

3. Обертальні моменти на шестірни при трьох режимах (див. циклограму):

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{300}{3000} = 955 \text{ Нм};$$

$$T_2 = 9550 \frac{P_2}{n_1} = 9550 \frac{200}{3000} = 649,4 \text{ Нм};$$

$$T_3 = 9550 \frac{P_3}{n_1} = 9550 \frac{300}{3000} = 955 \text{ Нм}.$$

4. Еквівалентні числа циклів зміни напружень:

$$N_{HE1} = 60 \cdot C_1 \sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^5 \cdot n_i \cdot t_i = 60 \cdot C_1 \left[\left(\frac{T_1}{T_1} \right)^3 \cdot n_1 \cdot t_1 + \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^3 \cdot n_1 \cdot t_2 + \right. \\ \left. + \left(\frac{T_3}{T_1} \right)^3 \cdot n_1 \cdot t_3 \right] = 60 \cdot C_1 \left[n_1 \cdot t_1 + \left(\frac{649,4}{955} \right)^3 \cdot n_1 \cdot t_2 + n_1 \cdot t_3 \right] = 60 \cdot 1 [3000 \cdot 300 + \\ + 0,2984 \cdot 3000 \cdot 400 + 3000 \cdot 300] = 343 \cdot 10^6,$$

$$N_{HE2} = \frac{N_{HE1}}{U_{12}} = \frac{343 \cdot 10^6}{2} \approx 172 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE1} = 60 \cdot C_1 \sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^6 \cdot n_i \cdot t_i = 60 \cdot 1 [3000 \cdot 300 + 0,088 \cdot 3000 \cdot 400 + \\ + 3000 \cdot 300] \approx 178 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE2} = \frac{N_{FE1}}{U_{12}} = \frac{178 \cdot 10^6}{2} = 89 \cdot 10^6,$$

де $C_1 = 1$ - кількість контактів зубів пестірни за один оберт.

5. Розрахунок допустимих напружень:

а) контактних:

$[\sigma]_H \approx 0,9 \frac{\sigma_{H0}}{S_H} \cdot Z_H$; оскільки еквівалентні числа циклів перевищують базові, то $Z_H = 1$ та $Y_H = 1$ і

$$\sigma_{H0} = 25 \text{ НРСє};$$

$$\sigma_{H01} = 23 \cdot 50 = 1380 \text{ МПа} \quad \left. \vphantom{\sigma_{H01}} \right\} \text{ (див. табл. 4.3).}$$

$$\sigma_{H02} = 2350 = 1265$$

$S_{H1} = S_{H2} = 1,35$ - при високій поверхневій твердості та безпеці відказів.

$[\sigma]_{H1} = 0,9 \frac{1380}{1,35} = 920 \text{ МПа}$ | при непрямох зуб'ях та дуже високій по-
 $[\sigma]_{H2} = 0,9 \frac{1265}{1,35} = 840 \text{ МПа}$ | верхневій твердості за припущене прийма-
 ють менше з двох допустимих напружень;

$$[\sigma]_{H \text{ розр}} = [\sigma]_{H2} = 840 \text{ МПа};$$

б) згинних:

$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F0}}{S_F} \cdot Y_N$; якщо еквівалентні числа циклів перевищують базові, то $Y_N = 1$ (див. п.п. 4, 5);

$$\sigma_{F01} = \sigma_{F02} = 800 \text{ МПа (див. табл. 4.3);}$$

$$S_{F1} = S_{F2} = 1,75;$$

$$[\sigma]_{F1} = [\sigma]_{F2} = \frac{800}{1,75} = 457 \text{ МПа};$$

в) граничних:

$$[\sigma]_{H \text{ max}} = 40 \text{ НРСє, МПа};$$

$$[\sigma]_{H \text{ max}_1} = 40 \cdot 60 = 2400 \text{ МПа}; \quad [\sigma]_{H \text{ max}_2} = 40 \cdot 55 = 2200 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F \text{ max}} = 0,6 \sigma_B;$$

$$[\sigma]_{F \text{ max}_1} = [\sigma]_{F \text{ max}_2} = 0,6 \cdot 1200 = 720 \text{ МПа.}$$

2. Допустимі напруження для розрахунку на малоциклову витривалість при згині [10]:

За дев'ять хвилин кількість циклів навантажч. зуб'їв шестірні

$$N_{IШ} = 60 \cdot 3000 \cdot \frac{9}{60} = 27000 \text{ циклів} = 2,7 \cdot 10^4;$$

коліеса

$$N_{IK} = 60 \cdot 1500 \cdot \frac{9}{60} = 13500 \text{ циклів} = 1,35 \cdot 10^4;$$

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{FOL}}{S_{FL}} \cdot Y_{FLD}$$

Відповідно для шестірні $\sigma_{FOL1} = 1450$ МПа, для коліеса $\sigma_{FOLII} = 1000$ МПа [10].

Логарифм чисел циклів і напружень:

$$N_I = 10^4; \lg 10^4 = 4; N_{I1} = 2,7 \cdot 10^4; \lg 2,7 \cdot 10^4 = 4,931364;$$

$$N_{II} = 10^5; \lg 10^5 = 5; \sigma_{FOL1} = 1450 \text{ МПа}; \lg 1450 = 3,161368;$$

$$\sigma_{FOLII} = 1000 \text{ МПа}; \lg 1000 = 3.$$

Границю витривалості зуб'їв шестірні визначають інтерполюванням:

$$\lg \sigma_{FOL1/II} = 3,161368 - \frac{3,161 - 3}{5 - 4} (4,131364 - 4) = 3,0917597;$$

$$\sigma_{FOL1/II} = 1235 \text{ МПа.}$$

$$\text{Для зуб'їв коліеса } N_I = 10^4, \lg 10^4 = 4, N_{IK} = 1,35 \cdot 10^4,$$

$$\lg N_{IK} = 4,130334, N_{II} = 10^5, \lg 10^5 = 5, \sigma_{FOL1} = 1450 \text{ МПа,}$$

$$\lg 1450 = 3,161368, \sigma_{FOLII} = 1000 \text{ МПа, } \lg 1000 = 3.$$

$$\lg \sigma_{FOLII/K} = 3,161368 - \frac{3,161368}{5 - 4} (4,130334 - 4) = 3,1403363 \sigma_{FOLII/K};$$

$$\sigma_{FOLII/K} = 1381 \text{ МПа};$$

$$Y_{FLD1} = 1,18; Y_{FLDII} = 1,16 [10];$$

$$S_{FL1} = S_{FLII} = 1,75 \text{ (див. табл. I.4);}$$

$$[\sigma]_{FL1} = \frac{\sigma_{FOL1}}{S_{FL1}} \cdot Y_{FLD1} = \frac{1235}{1,75} \cdot 1,18 = 933 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{FLII} = \frac{\sigma_{FOLII}}{S_{FLII}} \cdot Y_{FLDII} = \frac{1381}{1,75} \cdot 1,16 = 915 \text{ МПа.}$$

6. Визначення коефіцієнтів розрахункового навантаження (срієнтовно).

Для конічної передачі приймемо шосту ступінь точності та припущення, що колова швидкість $v_{\text{кол}} > 20$ м/с при $\psi_{ed1} = 0,6$:

а) $K_{HV} \approx K_{FV} \approx 1,3$, як для циліндричної зубчастой передачі, виготовленої на одну ступінь точніше (див. рівняння (3.3), (3.4));

б) $K_{H\beta} = 1,45$, $K_{F\beta} = 1,70$;

в) $K_{H\alpha} = 1 + 0,15$,

$$K_{H\alpha} = 1 + 0,15(6-5) = 1,15,$$

$$K_{F\alpha} = 1 + 0,15(6-5) = 1,15;$$

г) $K_A = 1$;

д) $K_H = K_A \cdot K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} = 1 \cdot 1,3 \cdot 1,45 \cdot 1,15 = 2,17$,

$$K_F = K_A \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = 1 \cdot 1,3 \cdot 1,7 \cdot 1,15 = 2,54;$$

е) коефіцієнт $K_D = 10 \sqrt[3]{2K_{HV}(Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon)^2}$.

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{K_\epsilon \cdot \epsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{0,95 \cdot 1,4}} = 0,86..$$

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \cdot \sqrt{\frac{2 \cos^2 \beta}{\text{tg} \alpha_w}} = \frac{1}{0,913852} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 0,819152^2}{0,36397}} = 2,1012,$$

$$d_t = \arctg \frac{\text{tg} \alpha_w}{\cos \beta} = \arctg \frac{0,36397}{0,819152} = 23,95673^\circ = 23^\circ 57' 24,4''$$

$$\cos \alpha_t = 0,913852, \quad \cos \beta_{cp} = 0,819152, \quad Z_E = 190 \text{ МПа}^{1/2},$$

$$\epsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cos \beta_{cp} = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{29} + \frac{1}{58} \right) \right] \cdot 0,819152 = 1,4.$$

7. Визначення середнього діаметра за початковим (ділильним) конусом шестірні:

$$d_1 = K \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_A}{0,85 \cdot \psi_{ed} \cdot [\sigma]_H^2}} \cdot \frac{\sqrt{U_{12}^2 + 1}}{U_{12}} = 677,8 \sqrt[3]{\frac{965 \cdot 1,6675 \cdot \sqrt{5}}{0,85 \cdot 0,6 \cdot 840^2}} = 116 \text{ мм};$$

$$b_w = \psi_{\delta d_1} \cdot d_1 = 0,6 \cdot 116 = 69,6 \approx 70 \text{ мм.}$$

8. Розрахунок коефіцієнтів K_m та модулів зачеплення:

$$K_m = 10 \sqrt[3]{2Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot K_{FV}};$$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{K_\varepsilon \cdot \varepsilon_\alpha} = \frac{1}{0,95 \cdot 1,4} = 0,75;$$

$$Z_{v_{n1}} = 59; K_{FV} = 1,3; Y_{FS1} = 3,6; K_{F\beta} \approx 1,4; K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_A =$$

$$= 1,4 \cdot 1,115 \cdot 1 = 1,61; Y_\beta \approx \cos \beta \geq 0,7; \beta_{cp} = 35^\circ; \cos \beta =$$

$$= 0,819152 \text{ (для стор. 18 - 20);}$$

$$K_m = 10 \sqrt[3]{2 \cdot 0,7519 \cdot 0,819152 \cdot 1,3} \approx 11,6.$$

Модуль у середньому нормальному перерізі

$$m_n = K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_A \cdot Y_{FS1}}{0,85 \cdot \psi_{\delta d_1} \cdot Z_1^2 \cdot [\sigma]_{F1}}} = 11,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{955 \cdot 1,610 \cdot 3,6}{0,85 \cdot 0,6 \cdot 29^2 \cdot 457}} \approx 3,60 \text{ мм,}$$

де m_m - модуль у середньому торцевому перерізі,

$$m_m = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{3,60}{0,819152} = 4,4 \text{ мм.}$$

Визначення модуля по більшому торцю:

$$b_{w1} = \psi_{\delta d_1} \cdot d_1 = 0,6 \cdot 116,3 \approx 70 \text{ мм;}$$

$$R_c = \frac{d_1 \cdot \sqrt{u_{12}^2 + 1}}{2} + 0,5 \cdot b_w = \frac{116,3 \sqrt{5}}{2} + 35 \approx 165 \text{ мм;}$$

$$m_{te} = m_n \cdot \frac{R_c}{R_c - 0,5 b_w} = 4,40 \cdot \frac{165}{165 - 35} = 5,80 \approx 6 \text{ мм.}$$

Перевірний розрахунок

1. Кут діляльних (початкових) конусів:

$$\operatorname{tg} \delta_2 = u_{12} = 2; \delta_2 = \operatorname{arctg} u_{12} = 63,4^\circ;$$

$$\delta_1 = 90^\circ - 63,4^\circ = 26,6^\circ.$$

2. Уточнення діляльних діаметрів у середньому перерізі, по більшому торцю та конусній відстані:

$$d_{e1} = m_{te} \cdot Z_1 = 6 \cdot 29 = 174 \text{ мм. } Re = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{174}{2 \cdot 0,447759} = 194,30094 \text{ мм;}$$

$$d_{e2} = m_{te} \cdot z_2 = 6 \cdot 58 = 348 \text{ мм};$$

$$d_1 = d_{e1} - b_{w1} \cdot \sin \delta_1 = 174 - 70 \cdot 0,447759 = 142,65687 \approx 143 \text{ мм};$$

$$d_2 = d_{e2} - b_{w1} \cdot \sin \delta_2 = 348 - 70 \cdot 0,894154 = 285,48922 \approx 285 \text{ мм}.$$

3. Уточнення колоїї швидкості:

$$v_{\text{кол}} = \frac{\pi d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 143 \cdot 3000}{60 \cdot 1000} = 22,5 \text{ м/с}.$$

4. Визначення головного резонансу (шестірні):

$$n_{E1} = \frac{2,14 \cdot 10^7 \cdot \cos \alpha_t}{z_1 \cdot d_2} \sqrt{\varepsilon_\alpha \cdot \cos \beta (U_{12}^2 + 1)} = \frac{24 \cdot 10^7 \cdot 0,913852}{29 \cdot 285} \sqrt{14 \cdot 0,8191525} = 6354 \text{ хб}^{-1}$$

$$\varepsilon_\alpha = 1,4; \quad \cos \alpha_t = 0,913852; \quad d_2 = 285 \text{ мм}; \quad \cos \beta_{\text{ср}} \approx 0,819152;$$

$$U_{12} = 2;$$

$$\frac{n_1}{n_E} = \frac{3000}{6354} = 0,472 < 0,85 \text{ - добрезонансна зона.}$$

5. Уточнення розрахункових коефіцієнтів:

$$a) K_{HV} = 1 + \frac{b_w \cdot W_{HV}}{F_t} = 1 + \frac{70 \cdot 150}{13622} = 1,26.$$

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 955}{143} \cdot 10^3 = 13322 \text{ Н.}$$

$$W_{HV} = \delta_H \cdot q_0 \cdot v_{\text{кол}} \sqrt{\frac{a_w}{U_{12}}} = 0,04 \cdot 5,3 \cdot 22,5 \sqrt{\frac{214}{2}} \approx 50 \text{ Н/мм}^2$$

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} \text{ (умовно)} = \frac{143 + 285}{2} = 214 \text{ мм};$$

$$\left. \begin{array}{l} \delta_H = 0,04, \\ q_0 = 5,3, \\ v_{\text{кол}} \approx 22,5 \text{ м/с} \end{array} \right\} \text{ (див. формулу (3.4) та ГОСТ 21354-87)}$$

Розрахунок ω_{max} - за формулою (3.5) або ГОСТ 21354-87.

$$b) K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^* - 1) \cdot K_{HV} = 1 + (1,1 - 1) \cdot 0,87 = 1,087.$$

$$K_{H\beta}^* = 1 + \frac{0,4 b_w \cdot \alpha_B \cdot F_B \cdot C' \cdot \cos \alpha_t}{F_t \cdot K_{HV} \cdot Z_E^2} = 1 + \frac{0,4 \cdot 70 \cdot 0,5 \cdot 9 \cdot 17 \cdot 0,913852}{13622 \cdot 1,26 \cdot 0,867^2} = 1,152.$$

$$K_{H\psi} = 1 - \frac{20}{(0,01HV + 2)^2 (v+4)^{0,25}} = 1 - \frac{20}{0,3^2 \cdot 26,5^{0,25}} = 0,872,$$

$$HV_1 = 630;$$

$$в) K_{F\psi} = 1 + \frac{\delta_w \cdot w_{F\psi}}{F_t} = 1 + \frac{70 \cdot 59}{13622} = 1,303,$$

$$w_{F\psi} = \delta_F \cdot g_0 \cdot v_{\text{кол}} \sqrt{\frac{a_w}{U_{12}}} = 0,06 \cdot 4,2 \cdot 22,5 \sqrt{\frac{214}{2}} = 59 \text{ Н/мм (для.}$$

формули (3.4) та ГОСТ 21354-87)),

$$\delta_F = 0,06,$$

$$g_0 = 4,2, \quad (\text{для. рівняння (3.4)});$$

$$v_{\text{кол}} = 22,5$$

г) $K_{F\beta} \approx 1,1$ (див. рис. 8 у ГОСТ 21354-87, або стор. 18, 19);

д) $K_{H\alpha} \approx K_{F\alpha} = 1 + 0,15$ (пст - 5) = $1 + 0,15$ (6+5) = $1,15$,

$$K_H = 1,26 \cdot 1,133 \cdot 1,15 = 1,642,$$

$$K_F = 1,203 \cdot 1,10 \cdot 1,15 = 1,679.$$

6. Паревірний розрахунок на контактну витривалість:

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_E \sqrt{\frac{w_{Ht}}{0,85 \cdot d_1} \cdot \frac{\sqrt{U_{12}+1}}{U_{12}}} < [\sigma_H];$$

$$w_{Ht} = K_H \cdot \frac{2000 \cdot T_1}{\delta_{w_1} \cdot d_1} = 1,642 \cdot \frac{2000 \cdot 955}{70 \cdot 143} = 320 \text{ Н/мм};$$

$$\sigma_H = 190,2 \cdot 1,012 \cdot 0,867 \sqrt{\frac{320}{0,85 \cdot 143} \cdot \frac{\sqrt{3}}{2}} = 50,4 \text{ МПа} < [\sigma_H].$$

7. У зв'язку з недовантаженням призмамо $\delta_{w_1} = 35 \text{ мм}$.

$$\text{Тоді } K_{HV} = 1 + \frac{35 \cdot 50}{13622} = 1,13, \quad a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (\text{умовно}) =$$

$$= \frac{143 + 265}{2} = 214 \text{ мм}, \quad w_{H\psi} = \delta_{H\psi} \cdot g_0 \cdot v_{\text{кол}} \sqrt{\frac{a_w}{U_{12}}} = 0,4 \cdot 5,3 \cdot 22,5 \sqrt{\frac{214}{2}} = 50 \text{ Н/мм}.$$

$$\delta_H = 0,04, \quad g_0 = 5,3, \quad v_{\text{кол}} = 22,5 \text{ Н/с}, \quad F_t = 13622 \text{ Н}.$$

$$в) K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1) \cdot K_{H\psi} = 1 + 0,10 - 0,972 = 1,10;$$

$$K_{H\psi} = 1 - \frac{20}{(0,01HV + 2)^2 (v_{tu})^{0,25}} = 1 - \frac{20}{8,3^2 \cdot 20,5^{0,25}} \approx 0,872;$$

$$HV = 625;$$

$$K_{\text{нр}}^0 = 1 + \frac{0,4 \cdot \delta_{\text{нр}} \cdot a_{\beta} \cdot F_{\beta} \cdot C^1 \cdot \cos \alpha_t}{F_t \cdot K_{\text{нв}} \cdot Z_e^2} = 1 + \frac{0,4 \cdot 50 \cdot 0,5 \cdot 9 \cdot 17 \cdot 0,13852}{15622 \cdot 1,64 \cdot 0,867} \approx 1,06.$$

$$9. K_{\text{Фр}} = 1,1.$$

$$10. K_{\text{Фв}} = 1 + \frac{\delta_{\text{нр}} \cdot \omega_{\text{нв}}}{F_t} = 1 + \frac{35 \cdot 59}{13622} \approx 1,16;$$

$$\omega_{\text{Фв}} = \delta_{\text{Ф}} \cdot g_0 \cdot v_{\text{кол}} \sqrt{\frac{a_{\text{в}}}{u_{12}}} = 0,06 \cdot 4,2 \cdot 22,5 \sqrt{\frac{214}{2}} \approx 59 \text{ Н/мм};$$

$$\delta_{\text{Ф}} = 0,06; \quad g_0 = 4,2; \quad v_{\text{кол}} = 22,5 \text{ м/с}; \quad a_{\text{в}} \approx 214 \text{ мм (умовно)}.$$

$$11. K_{\text{нв}} = K_{\text{Фв}} = 1,15 \text{ (див. стор. 20)};$$

$$K_{\text{н}} = K_{\text{А}} \cdot K_{\text{нв}} \cdot K_{\text{нр}} \cdot K_{\text{нв}} = 1 \cdot 1,13 \cdot 1,15 = 1,43;$$

$$K_{\text{Ф}} = K_{\text{А}} \cdot K_{\text{Фв}} \cdot K_{\text{Фр}} \cdot K_{\text{Фв}} = 1 \cdot 1,16 \cdot 1,10 \cdot 1,15 = 1,47.$$

$$12. \sigma_{\text{н}} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_E \sqrt{\frac{\omega_{\text{нт}}}{0,85 d_1} \cdot \frac{\sqrt{u_{12}^2 + 1}}{u_{12}}} =$$

$$= 190 \cdot 2,1012 \cdot 0,867 \sqrt{\frac{557}{0,85 \cdot 143} \cdot \frac{\sqrt{5}}{2}} = 784 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{н}}];$$

$$\omega_{\text{нт}} = K_{\text{н}} \frac{2000 T_1}{b_{\text{в}} \cdot d_1} = 1,43 \frac{2000 \cdot 955}{35 \cdot 143} = 557 \text{ Н/мм},$$

тобто недонапруження приблизно дорівнює 7 - 8%.

13. Перевірний розрахунок на згинну витривалість:

$$\frac{[\sigma]_{\text{F1}}}{Y_{\text{FS1}}} = \frac{457}{3,6} = 126,9; \quad \frac{[\sigma]_{\text{F2}}}{Y_{\text{FS2}}} = \frac{457}{3,59} = 127,3;$$

$$Y_{\text{FS}} - \text{(див. рис. 5.7 або ГОСТ 21354-87)}.$$

Оскільки $\frac{[\sigma]_{\text{F1}}}{Y_{\text{FS1}}} < \frac{[\sigma]_{\text{F2}}}{Y_{\text{FS2}}}$, зуб'я шестірні розраховуємо так:

$$\sigma_{\text{F1}} = Y_{\text{FS1}} \cdot Y_E \cdot Y_{\beta} \frac{\omega_{\text{Ft}}}{0,85 m_n} \leq [\sigma]_{\text{F1}};$$

$$Y_{\text{FS1}} = 3,6; \quad Y_E = 0,75; \quad Y_{\beta} = 0,61912;$$

$$\omega_{\text{Ft}} = K_{\text{Ф}} \cdot \frac{2000 \cdot T_1}{b_{\text{в}} \cdot d_1} = 1,5 \frac{2000 \cdot 955}{50 \cdot 143} = 409 \text{ Н/мм};$$

$$\sigma_{F1} = 3,6 \cdot 0,75 \cdot 0,819152 \cdot \frac{409}{0,85 \cdot 3,60} = 414 \text{ МПа} < [\sigma_{F1}].$$

14. Перевірка на малоциклову витривалість при згині:

$$[\sigma]_{FLI} = 833 \text{ МПа}; \quad [\sigma]_{FLII} = 915 \text{ МПа};$$

$$\frac{[\sigma]_{FLI}}{Y_{FSI}} = \frac{833}{3,6} = 231,4,$$

$$\frac{[\sigma]_{FLII}}{Y_{FSII}} = \frac{915}{3,59} = 254,9;$$

У цьому випадку перевіряємо зуб'я шестірни

$$\sigma_{FLI} = Y_{FSI} Y_{\epsilon} Y_{\beta} \cdot \frac{W_{FLL}}{0,85 \cdot m_n} \leq [\sigma]_{FLI};$$

$W_{FtL} = W_{Ft}$ при $T_1 = T_{IL}$, що діють протягом $N_{HE} \leq 10^5$;
 $T_1 = 955 \text{ Н м}$; $m_n = 3,60 \text{ мм}$; $[\sigma]_{FLt} = 833 \text{ МПа}$;

$$\sigma_{FL} = 3,6 \cdot 0,75 \cdot 0,819152 \cdot \frac{409}{0,85 \cdot 3,6} = 413 \text{ МПа} < [\sigma_{FL}].$$

15. Перевірка передачі на заїдання:

$$\theta_{\text{поч/клин}}^{\circ} = 0,29 \cdot f \cdot Y_{\text{зд. поч/клин}} \sqrt{q^3 \cdot n_1^2 \cdot d_{v1} (U_{12} + 1) \sin \alpha'_{\omega} \cos \beta_{\text{ср}}} < [\theta]^{\circ},$$

$f = 0,06$ - коефіцієнт тертя;

$$q = \frac{W_t \cdot Z_L^2}{\cos \alpha'_{\omega}}; \quad W_t = W_{Ht} = 572 \text{ Н/мм};$$

$$d_{\omega} = 2^{\circ}; \quad \cos 20^{\circ} = 0,9397; \quad \sin 20^{\circ} = 0,34202; \quad \beta_{\text{ср}} = 35^{\circ};$$

$$\cos \beta_{\text{ср}} = 0,819152; \quad d_{v1} = d_1 \sqrt{\frac{U_{12}^2 + 1}{U_{12}}} = 143 \cdot \frac{\sqrt{5}}{2} = 159,9 \approx 160 \text{ мм};$$

$$q = \frac{572 \cdot 0,867^2}{0,9397} = 457,4 \text{ Н/мм};$$

$$Y_{\text{зд. поч/клин}} = \sqrt{x(1-x)} \left(\sqrt{\frac{1}{1-x}} - \sqrt{\frac{1}{x-U_{12}}} \right);$$

$$x = x_{\text{поч}} = 1 - \frac{U_{12}}{U_{12} + 1} \cdot \frac{\text{tg } \alpha'_{a2}}{\text{tg } \alpha'_{\omega}}; \quad x = x_{\text{клин}} = \frac{1}{U_{12} + 1} \cdot \frac{\text{tg } \alpha'_{at}}{\text{tg } \alpha'_{\omega}};$$

$\frac{tg \alpha_{a1}}{tg \alpha_w}$ - приймають залежно від еквівалентного числа зубів;

$$z_{v1} = z \cdot \sqrt{\frac{u_{12}^2 + 1}{u_{12}}} = 29 \cdot \frac{\sqrt{5}}{2} \approx 33 \rightarrow \frac{tg \alpha_{a1}}{tg \alpha_w} = 1,405;$$

$$z_{v2} = z_2 \cdot \sqrt{u_{12}^2 + 1} = 58 \sqrt{5} = 130; \quad \frac{tg \alpha_{a2}}{tg \alpha_w} = 1,1;$$

$$x = x_{поч} = 1 - \frac{2}{3} \cdot 1,1 = 0,27; \quad x = x_{клин} = \frac{1}{3} \cdot 1,405 = 0,47;$$

$$Y_{эд.поч} = \sqrt[4]{0,27 \cdot (1 - 0,27)} \cdot \left(\sqrt{\frac{1}{1 - 0,27}} - \sqrt{\frac{1}{0,272}} \right) = 0,134;$$

$$Y_{эд.клин} = \sqrt[4]{0,47 \cdot (1 - 0,47)} \cdot \left(\sqrt{\frac{1}{1 - 0,47}} - \sqrt{\frac{1}{0,47 \cdot 2}} \right) = 0,34;$$

$$\theta_{поч}^0 = 0,29 \cdot 0,08 \cdot 0,134 \cdot \sqrt[4]{(457,4)^5 \cdot 3000^3 \cdot 160 \cdot 3 \cdot 0,342 \cdot 0,82} = 0,29 \cdot 0,08 \cdot 0,134 \cdot 8,927 \cdot 10^3 \approx 32,3^{\circ}C;$$

$$\theta_{клин}^0 = 0,29 \cdot 0,06 \cdot 0,34 \cdot 8,927 \cdot 10^3 = 82^{\circ}C;$$

$$\theta_{поч} < [\theta]^0 = (200 \dots 250)^{\circ}C;$$

$$\theta_{клин} < [\theta]^0 = (200 \dots 250)^{\circ}C.$$

16. Визначення геометричних та інших параметрів лестірни та колеса.

Середній нормальний модуль зуба $m_n = 3,60$ мм середній ко-

$$\text{ловий модуль } m_n = \frac{m_n}{\cos \beta_{ср}} = \frac{3,60}{0,819152} = 4,4 \text{ мм.}$$

Кут нахилу зуба у середньому перерізі $\beta_{ср} = 35^{\circ}$.

Зовнішній коловий модуль $m_{te} = 6$ мм.

Зовнішня колова відстань

$$R_e = \frac{d_e}{2 \sin \delta_1} = 0,5 m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 6 \sqrt{29^2 + 58^2} = 197,2 \text{ мм.}$$

Середня конуса відстань

$$R = R_e - 0,5 \delta_{w1} = 197,2 - 0,5 \cdot 35 = 379,7 \text{ мм.}$$

Зовнішня висота зуба $h_e = m_{te} (2h_{ae}^* + c^*)$. де $h_{ae}^* = 1$,

$$\text{та } c^* = 0,2, \quad h_e = 6 \cdot (2 + 0,2) = 13,2 \text{ мм.}$$

Зовнішня висота голілки зуба

$$h_{ae} = m_{te} (h_{ae}^* + x \cos \beta_{ср}); \quad h_{ae} = 6 (1 + 0 \cdot \cos 35^{\circ}) = 6 \text{ мм.}$$

Зовнішня висота ніжки зуба

$$h_{fe} = h_e - h_{ae} = 13,2 - 6 = 7,2 \text{ мм},$$

кут ніжки зуба $\theta_f = \alpha \text{ctg} \text{tg} \frac{7,2}{19,2} = 2,0910 = 2^\circ 5' 27,6'';$

$$Q_{f1} = Q_{f2} \cdot \text{кут головної зуба} \quad \theta_a = \alpha \text{ctg} \frac{h_{ae}}{R_e} = \alpha \text{ctg} \frac{6}{195,6} =$$

$$= 1,742737^\circ = 1^\circ 44' 33,9''.$$

Кути діляльних (початкових) конусів:

$$\delta_1 = \alpha \text{ctg} \frac{z_1}{z_2} = \alpha \text{ctg} \frac{29}{58} = 26,6^\circ; \quad \delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 63,4^\circ;$$

кути конусів вершин:

$$\delta_{a1} = \delta_1 + Q_{f2} = 26,6^\circ + 2,091^\circ = 28,691^\circ;$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + Q_{f1} = 63,4^\circ + 2,091^\circ = 65,491^\circ;$$

кути конусів галадин:

$$\delta_{f1} = \delta_1 - Q_{f1} = 26,6^\circ - 2,091^\circ = 24,509^\circ;$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - Q_{f2} = 63,4^\circ - 2,091^\circ = 61,309^\circ.$$

Середні діляльні (початкові) діаметри шестірні та колеса:

$$d_1 = m_m z_1 = 4,40 \cdot 29 = 127,6 \text{ мм};$$

$$d_2 = m_m z_2 = 4,40 \cdot 58 = 255,2 \text{ мм}.$$

Зовнішній діаметр вершин зубів:

$$d_{ae} = d_e + 2h_{ae} \cdot \cos \delta_1;$$

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae} \cos \delta_1 = 174 + 2 \cdot 6 \cdot \cos 26,6^\circ = 174 +$$
$$+ 12 \cdot 0,894154 = 184,72384 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae} \cos \delta_2 = 348 + 2 \cdot 6 \cdot \cos 63,4^\circ = 353,37310 \text{ мм}.$$

17. Розрахунок зовнішньої сталої хорди та відстані до неї

(дані для контролю):

коефіцієнт зміни розрахункової товщини зуба шестірні

$$x_{t1} = 0,03 - 0,008 (u_{12} - 2,5) = 0,03 - 0,008 (2 - 2,5) =$$
$$= 0,034;$$

зовнішня окружна товщина зубів шестірні та колеса

$$S_{e1} = (0,5\pi - 2x_1 \text{tg} \alpha_w + x_{t1}) m_{te} = (0,5 \cdot 3,14 + 0,034) \cdot 6 = 9,624 \text{ мм},$$

$$S_{e2} = 3,146 - 9,624 = 9,216 \text{ мм};$$

зовнішня стала хорда $\bar{S}_{ce} = S_e \cdot \cos^2 \alpha_w;$

$$S_{ce1} = S_{e1} \cdot \cos^2 20^\circ = 9,624 \cdot 0,94^2 = 9,047 \text{ мм};$$

$$S_{ce2} = S_{e2} \cdot \cos^2 20^\circ = 9,216 \cdot 0,94^2 = 8,663 \text{ мм};$$

Відстань до зовнішньої сталої хорди зуба

$$h_{ce} = h_{ae} - 0,25 \cdot S_e \cdot \sin 2\alpha_w ;$$

$$h_{ce_1} = h_{ae_1} - 0,25 \cdot S_{e_1} \cdot \sin 40^\circ = 6 - 0,25 \cdot 9,624 \cdot \sin 40^\circ = 4,453 \text{ мм};$$

$$h_{ce_2} = h_{ae_2} - 0,25 \cdot S_{e_2} \cdot \sin 40^\circ = 6 - 0,25 \cdot 9,216 \cdot \sin 40^\circ = 4,519 \text{ мм}.$$

18. Визначення розміру отвору у колесі під вал:

$$d_6 = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 [\tau]_{кр}}} ; \quad T_2 = T_1 \cdot U_{r2} \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{пк} = 955 \cdot 2 \cdot 0,97098 \approx 1852 \text{ Нм};$$

$$[\tau]_{кр} \approx 20 \text{ МПа} = 20 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2;$$

$$d_6 = \sqrt[3]{\frac{1852}{0,2 \cdot 20 \cdot 10^6}} \approx 0,077 \text{ м} = 77 \text{ мм. (Приймаємо 78 мм).}$$

19. Підбір шпонки:

Призматичну шпонку приймаємо 24x14 мм.

Довжину шпонки визначаємо на основі розрахунку на зминання:

$$l_{шп} \geq \frac{2000 T_2}{d_6 \cdot \frac{h}{2} [\sigma]_{зм}} = \frac{2000 \cdot 1852}{78 \cdot 7 \cdot 100} = 66 \text{ мм}.$$

Приклад 5. Зубчасті передачі планетарного редуктора турбогвинтового авіадвигуна.

Планетарний редуктор виконаємо за схемою АЖ (рис. П.2).

По-ужність, що підводиться до вала ведучого (сонячного) колеса, $P = 1200 \text{ кВт}$.

Частота обертання сонячного колеса (z_1) $n_1 = 5000 \text{ хв}^{-1}$.

Частота обертання веденого вала (води́ла) $n_n = 1000 \text{ хв}^{-1}$.

Ресурс передач 5000 год.

Типи передач - евольвентні, прямозубчасті, зачеплення - нульові.

В період роботи перенавантаження можуть досягати $\frac{T_{max}}{T_1} \leq 2$.

Підбираємо числа зуб'їв. Для цього приймаємо кількість сателітів $K = 3$, а параметри $x\lambda = 1,25$, $x = 1,25$, $\lambda = 1,0$.

$$\text{Тоді } z_1 = K \cdot \frac{P+Q \cdot x}{U_{пн}^4} = 3 \cdot \frac{1+4 \cdot 1,25}{6} = 3; \quad z_2 = z_1 \cdot \frac{U_{пн}^4 - 1 - x\lambda}{x\lambda + 1} = 3 \cdot \frac{6^4 - 1 - 1,25}{1,25 + 1} = 5;$$

$$z_3 = \frac{z_2}{1,25} = \frac{5}{1,25} = 4;$$

$$z_4 = z_1 \cdot \frac{U_{IH}^4 - 1}{x} = 3 \cdot \frac{6-1}{1,25} = 12.$$



Рис. II.2

Помножимо одержані числа зуб'їв на ціле число (наприклад вісім), щоб найменший збудок був не менше 17.

Тоді $z_1 = 24$, $z_2 = 40$, $z_3 = 32$, $z_4 = 96$.

Перевірка підібраних чисел зуб'їв за "генеральними" рівняннями:

$$\text{передаточного числа } U_{IH}^4 = 1 + \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} = 1 + \frac{40 \cdot 96}{24 \cdot 32} = 6;$$

$$\text{співвідності } \lambda(z_1 + z_2) = z_4 - z_3; 1(24 + 40) = 96 - 32; 64 = 64;$$

$$\text{Умова сусідства } (z_1 + z_2) \cdot \sin \beta \geq z_2 + 2 \text{ при } x\lambda > 1;$$

$$\beta = \frac{360^\circ}{2k} = \frac{360}{2 \cdot 3} = 60^\circ; (24 + 40) \cdot \sin 60^\circ \geq 40 + 2;$$

$$55,4 > 42;$$

$$\text{умова збирання } \frac{z_1 \cdot U_{IH}^4}{k} = Q \cdot x = P.$$

Дриймаємо числа P та Q у вісім разів більшими, ніж при підборі чисел зуб'їв (тобто $P = 1 \cdot 8 = 8$ та $Q = 4 \cdot 8 = 32$), оскільки числа зуб'їв збільшені також у вісім разів.

$$\text{Тоді } \frac{24 \cdot 6}{3} = 32 \cdot 1,25 = 48 - 32 = P = 8, \text{ тобто всі умови}$$

виконано.

Проектувальний розрахунок ледього сходу валукутора

Вибрані матеріали:

Елемент передачі	Заготовка	Матеріал	Термообробка	σ_b , МПа	σ_T , МПа	Твердість серцевини	Твердість поверхні	Базові числа циклів
Шестірна (сонячна)	Покорка	Сталь 2Х2Н4А	цементування	1200	1000	HВ350	HRC _e 60 HRC _e	$N_{H01} = 10,5 \cdot 10^7$ $N_{F01} = 4 \cdot 10^6$
Колесо (сателіт)	"	"	"	"	"	HВ 300	HRC 55 HRC.	$N_{H02} = 8 \cdot 10^7$ $N_{F02} = 4 \cdot 10^6$

Розрахунок ледього сходу валукутора ($Z_1 - Z_2$):

$$1. \quad z_1 = 24, \quad z_2 = 40, \quad u_{12}^H = \frac{40}{24} = 1,67.$$

2. Знаходимо числа циклів зміни напружень шестірні та колеса: відносна частота обертання шестірні та колеса:

$$n_1^H = n_1 - n_H = 6000 - 1000 = 5000 \text{ хв}^{-1}$$

$$n_2^H = n_2 - n_H = (n_1 - n_H) \frac{z_1}{z_2} = 5000 \frac{24}{40} = 3000 \text{ хв}^{-1};$$

числа циклів зміни напружень:

$$\text{шестірні (} Z_1 \text{)} - N_{H1} = N_{F1} = n_1^H C_1 t = 5000 \cdot 3 \cdot 30000 = 450 \cdot 10^7;$$

$$\text{колеса (} Z_2 \text{)} - N_{H2} = N_{F2} = n_2^H C_2 t = 3000 \cdot 1 \cdot 300000 = 90 \cdot 10^7,$$

де C_1 та C_2 - числа контактів шестірні (Z_1) та сателіта (Z_2), $C_1 = 3$ (оскільки три сателіта у контактї зі шестірнею Z_1); $C_2 = 1$.

3. Визначаємо допустимі напруження:

$$a) \text{ контактні: } [\sigma]_H \approx 0,9 \frac{\sigma_{H0}}{S_H}, \quad \sigma_{H01} = 23 HRC_e = 23 \cdot 60 =$$

$= 1380 \text{ МПа}$, $\sigma_{H02} = 23 \text{ НРС} = 23 \cdot 55 = 1265 \text{ МПа}$, $S_{H1} = S_{H2} = 1,2$ (для поверхново-зміцнених зубчастих коліс),

$Z_N = \sqrt{\frac{N_{H0}}{N_H}}$, тому що $N_{H1} > N_{H01}$, $N_{H2} > N_{H02}$; $Z_{N1} = Z_{N2} = 1$, і тоді $[\sigma]_{H1} = 0,9 \cdot \frac{1380}{1,2} \cdot 1 = 1040 \text{ МПа}$,

$$[\sigma]_{H2} = 0,9 \cdot \frac{1265}{1,2} \cdot 1 = 950 \text{ МПа};$$

за допустиме приймаємо м.нше з двох значень:

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H2} = 950 \text{ МПа};$$

б) згинні:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{FD}}{S_F} \cdot Y_N, \quad S_{F1} = S_{F2} = 1,7 \text{ (див. табл. 4.2, 4.3),}$$

$$Y_N = \sqrt{\frac{N_{FD}}{N_F}}$$

Оскільки $N_{F1} > N_{F01}$, $N_{F2} > N_{F02}$, $Y_{N1} = Y_{N2} = 1$.

$$\text{то } [\sigma]_{F1} = [\sigma]_{F2} = \frac{750}{1,7} = 430 \text{ МПа};$$

в) граничні:

$$[\sigma]_{H \text{ max}} = 40 \text{ НРСс МПа}, \quad [\sigma]_{H \text{ max}1} = 40 \text{ НРС} = 40 \cdot 60 = 2400 \text{ МПа},$$

$$[\sigma]_{H \text{ max}2} = 40 \text{ НРСс} = 40 \cdot 55 = 2200 \text{ МПа}, \quad [\sigma]_{F \text{ max}} = 0,8 \cdot \sigma_T \text{ при твердості сечезвня НВ} \leq 350, \quad [\sigma]_{F \text{ max}1} = 0,8 \cdot 1000 = 800 \text{ МПа} = [\sigma]_{F \text{ max}2}.$$

4. Визначаємо головний резонанс шестірні Z_1 :

$$n_{E1} = \frac{2,4 \cdot 10^7 \cos \alpha_t}{Z_1 d_2} \sqrt{\varepsilon_\alpha \cos \beta (u_{12}^2 + 1)} = \frac{2,4 \cdot 10^7 \cdot 0,94}{24 \cdot 200} \sqrt{1,667 \cdot 1(1,67^2 + 1)} = 11812 \text{ хв}^{-1}.$$

Якщо прийняти $\alpha_t = 20^\circ$ та $m \approx 4 \dots 5 \text{ мм}$, одержимо $d_2 \approx 40 \cdot 5 = 200 \text{ мм}$,

$$\varepsilon_\alpha = 1,88 - \left(\frac{3,2}{Z_1} \cdot \frac{u_n + 1}{u_{12}} \right) = 1,88 - \left(\frac{3,2}{24} \cdot \frac{2,67}{1,67} \right) = 1,667;$$

$$\frac{n_1}{n_F} = \frac{6000}{11812} = 0,51 < 0,85 - \text{дорезонансна зона.}$$

5. Визначаємо коефіцієнти розрахункового навантаження, припускаємо $v_{\text{ком}} \leq 30$ м/с і приймаємо п'ятий ступінь точності при $\psi_{d_1} = 0,85$. Призначаємо $K_{H\psi} \approx K_{F\psi} \approx 1,4$ (див. формули (3.3), (3.4)).

При цьому $K_{H\beta} \approx 1,08$, $K_{F\beta} \approx 1,15$, $K_A = 1$, $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$.
Тоді $K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\psi} \cdot K_{H\alpha} = 1 \cdot 1,08 \cdot 1,4 \cdot 1 = 1,512$;
 $K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\psi} \cdot K_{H\alpha} = 1 \cdot 1,05 \cdot 1,4 \cdot 1 = 1,610$.

6. Початковий (діляльний) діаметр гостірки:

$$d_1 = d_{w1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_A \cdot K_{H\alpha}}{\psi_{d_1} [\sigma]_H^2} \cdot \frac{u_2^H + i}{u_{12}}},$$

де

$$K_d = 10 \sqrt[3]{2 K_{H\psi} (z_H z_E z_\epsilon)^2};$$

$$z_H = \frac{1}{\cos \alpha_1} \sqrt{\frac{2 \cos^2 \beta}{\operatorname{tg} \alpha_w}} = \frac{1}{\cos 20^\circ} \sqrt{\frac{2}{\operatorname{tg} 20^\circ}} = \frac{1}{0,94} \sqrt{\frac{2}{0,364}} = 2,4937;$$

$$z_E = 1,$$

$$K_d = 10 \sqrt[3]{2 \cdot 1,4 \cdot (190 \cdot 2,49 \cdot 37 \cdot 1)^2} = 856,6114;$$

$$T_{1\text{розр}} = \frac{T_1}{K} \Omega ; K = 3,$$

де $\Omega = 1,05$ [10] - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по сателітах;

$$T_1 = 9550 \frac{P}{n_1} = 9550 \cdot \frac{1200}{6000} = 1948 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_{1P} = \frac{T_1}{K} \Omega = \frac{1948}{3} = 1,05 = 681,6 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$d_1 = 856,6114 \sqrt[3]{\frac{681,6 \cdot 1,08}{0,85 \cdot 950^2} \cdot \frac{2,67}{1,67}} \approx 100,9 \text{ мм.}$$

Коловий модуль $m_t = \frac{d_1}{z_1} = \frac{100,9}{24} = 4,2$ мм. Вибираємо най-

ближче стандартне значення $m_t = 4,5$ мм.

7. Визначаємо діаметри зубчастих коліс:

$$d_1 = m_t \cdot z_1 = 4,5 \cdot 24 = 108 \text{ мм};$$

$$d_2 = m_t \cdot z_2 = 4,5 \cdot 40 = 180 \text{ мм};$$

$$d_3 = m_t \cdot z_3 = 4,5 \cdot 32 = 144 \text{ мм};$$

$$d_4 = m_t \cdot z_4 = 4,5 \cdot 96 = 432 \text{ мм}.$$

Перевірний розрахунок першого сіддя валцетова

1) Перевірка на контактну витривалість:

$$\sigma_H = z_H \cdot z_E \cdot z_\epsilon \sqrt{\frac{W_t}{d_1} \frac{U_{12}^H + 1}{U_{12}^H}} \leq [\sigma]_H;$$

$$a) v_{\text{кол}} = \frac{\pi d_1 \cdot n_1^H}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 108 \cdot 5000}{60 \cdot 1000} = 28,26 \text{ м/с},$$

$$a_{w1} = a_{w2} = \frac{m_t (z_1 + z_2)}{2} = \frac{4,5 \cdot (24 + 40)}{2} = 144 \text{ мм},$$

$$F_{t1-2} = \frac{2000 \cdot T_1 \cdot \rho_{20^\circ}}{d_1} = \frac{2000 \cdot 681,8}{108} \approx 12626 \text{ Н},$$

$$f_{w1} = \psi_{hd1} \cdot d_1 = 0,85 \cdot 108 \approx 92 \text{ мм}; \quad w_{HV} = \delta_H \cdot g_0 \cdot v_{\text{кол}} \sqrt{\frac{a_w}{U_{12}^H}},$$

$$g_0 = 3,1, \quad v_{\text{кол}} = 28,26 \text{ м/с}, \quad \delta_H = 0,014,$$

$$w_{HV} = 0,14 \cdot 31 \cdot 28,26 \sqrt{\frac{144}{1,67}} = 114 \text{ Н/мм} < w_{\text{max}} = 185 \text{ Н/мм} -$$

(див. формули (3.3), (3.4) та ГОСТ 21354-87),

$$K_{HV} = 1 + \frac{w_{HV} \cdot \delta_w}{F_t} = 1 + \frac{114 \cdot 92}{12626} \approx 1,83;$$

$$б) K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1) \cdot K_{HV} = 1 + 0,14 \cdot 0,877 = 1,12,$$

$$K_{H\alpha}^0 = 1 + \frac{0,4 \cdot b_w \cdot a_\beta \cdot F_\beta \cdot c' \cdot \cos \alpha_t}{F_t \cdot K_{HV} \cdot z_\epsilon^2} = 1 + \frac{0,4 \cdot 92 \cdot 0,5 \cdot 10 \cdot 14 \cdot 0,94}{12626 \cdot 1,83} \approx 1,14,$$

$$c' = 14, \quad \cos 20^\circ = 0,94, \quad a_\beta = 0,5, \quad F_\beta = 10, \quad z_\epsilon = 1;$$

$$K_{H\alpha} = 1 - \frac{20}{(0,01 HV + 2)^2 (v + 4)^{0,25}} = 1 - \frac{20}{8,25^2 \cdot 32,26^{0,25}} = 0,877;$$

$$в) K_{F\beta} = I, II;$$

$$г) K_{F\sigma} = 1 + \frac{w_{F\sigma} \cdot \delta_w}{F_t} = 1 + \frac{131,9,2}{12626} = 1,95,$$

$$\gamma_{F\sigma} = \delta_F \cdot q_0 \cdot v_{\text{кол}} \sqrt{\frac{d_w}{u_{12}^H}} = 0,06 \cdot 3,1 \cdot 28,26 \sqrt{\frac{144}{1,67}} \approx 131 \text{ Н/мм}$$

(див. формули (3,3), (3,4) та ГОСТ 21354-87)),

$$\left. \begin{array}{l} \delta_F = 0,16, \\ q_0 = 3,1, \\ v_{\text{кол}} = 28,26 \text{ м/с} \end{array} \right| K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = I,$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\sigma} \cdot K_{H\alpha} = I \cdot I,12 \cdot I,83 \cdot I = 2,033,$$

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\sigma} \cdot K_{F\alpha} = I \cdot I,11 \cdot I,95 \cdot I = 2,1645,$$

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \sqrt{\frac{w_{Ht}}{d_1} \cdot \frac{u_{12}^H + 1}{u_{12}}} = 2,5 \cdot 190 \cdot I \sqrt{\frac{279}{108} \cdot \frac{2,67}{1,67}} =$$

= 965 МПа > $[\sigma_H]$, перевищення на 1,5% допустиме,

$$w_{Ht} = K_H \frac{2000 \cdot T_1 \cdot \rho_{\text{D3P}}}{d_1 \cdot \delta_{w1}} = 2,033 \frac{2000 \cdot 681,8}{108 \cdot 92} = 279 \text{ Н/мм.}$$

2) Перевірка на згинну витривалість:

$$\left. \begin{array}{l} z_1 = 24, \quad Y_{FS1} = 3,92, \\ z_2 = 40, \quad Y_{FS2} = 3,70, \end{array} \right\} \text{ (дав. рис. 5.7)}$$

$$[\sigma]_{F1} = [\sigma]_{F2} = 430 \text{ МПа.}$$

$$\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{ES1}} = \frac{430}{3,92} = 109,7,$$

$$\frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{FS2}} = \frac{430}{3,7} = 116,2$$

Оскільки $\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{FS1}} < \frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{FS2}}$, то потрібно розрахувати зуб'я шестірни.

$$\sigma_{F1} = Y_{FS1} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta \cdot \frac{w_{Ft}}{m_t} \leq [\sigma]_F;$$

$$Y_{FS1} = 3,92, \quad Y_\epsilon = I, \quad Y_\beta = I,$$

$$w_{Ft} = K_F \frac{2000 \cdot T_1 \cdot \rho_{\text{D3P}}}{\delta_{w1} \cdot d_1} = 2,1345 \frac{2000 \cdot 681,8}{92 \cdot 108} = 297,1 \text{ Н/мм.}$$

$$\sigma_{F1} = 3,92 \frac{297,1}{4,5} = 259 \text{ МПа} < [\sigma_{F1}].$$

3) Перевірка на контактну та згинну міцності при максамальних навантаженнях:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{1P}}} = 965 \sqrt{2} = 1365 < [\sigma_{H \max}];$$

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \frac{T_{\max}}{T_{1P}} = 259 \cdot 2 = 518 \text{ МПа} < [\sigma_{F \max}].$$

4) Перевірка передачі на заїдання:

$$\theta_{\text{поч/кін}}^{\circ} = 0,29 f Y_{\text{зд. поч/кін}} \sqrt[4]{q^3 n_1^2 d_1 (u_{12}^H + 1) \sin \alpha_w \cos \beta} \leq [\theta^{\circ}],$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{\operatorname{tg} \alpha_{a1}}{\operatorname{tg} \alpha_w} &= 1,56 - \text{для } Z_1 = 24 \\ \frac{\operatorname{tg} \alpha_{a2}}{\operatorname{tg} \alpha_w} &= 1,317 - \text{для } Z_2 = 40 \end{aligned} \right\} \text{ (див. табл. 6.1);}$$

$$x = x_{\text{поч}} = 1 - \frac{u_{12}^H}{u_{12}^H + 1} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_{a2}}{\operatorname{tg} \alpha_w} = 1 - \frac{1,67}{2,67} \cdot 1,317 = 0,1765;$$

$$x = x_{\text{кін}} = \frac{1}{u_{12}^H + 1} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_{a1}}{\operatorname{tg} \alpha_w} = \frac{1}{2,67} \cdot 1,56 = 0,5843;$$

$$Y_{\text{зд}} = \sqrt[4]{x(1-x)} \left(\sqrt{\frac{1}{1-x}} - \sqrt{\frac{1}{x \cdot u}} \right);$$

$$Y_{\text{зд. поч}} = \sqrt[4]{0,1765(1-0,1765)} \left(\sqrt{\frac{1}{1-0,5843}} - \sqrt{\frac{1}{0,1765 \cdot 1,67}} \right) = 0,457;$$

$$Y_{\text{зд. кін}} = \sqrt[4]{0,5843(1-0,5843)} \left(\sqrt{\frac{1}{1-0,5843}} - \sqrt{\frac{1}{0,5843 \cdot 1,67}} \right) = 0,378;$$

$$\sqrt[4]{q^3 n_1^2 d_1 (u_{12}^H + 1) \sin \alpha_w \cos \beta} = \sqrt[4]{286^3 \cdot 5000^2 \cdot 96 \cdot 2,67 \cdot 0,342 \cdot 1} = 15047,398.$$

$$\theta_{\text{поч}} = 0,29 \cdot 0,08 \cdot 0,457 \cdot 15047,398 \approx 160^{\circ} < 200^{\circ};$$

$$\theta_{\text{кін}} = 0,29 \cdot 0,08 \cdot 0,378 \cdot 15047,398 \approx 132^{\circ} < 200^{\circ}.$$

Проектвальний розрахунок допустимого східця валується

Вибрані матеріали

Елемент передачі	Заготовка	Матеріал	Термообробка	$\sigma_{б1}$, МПа	$\sigma_{т1}$, МПа	Твердість серцевини	Твердість поверхні	Базові числа циклів
Шестірня Z_3	Іюковка	Сталь І2Х2 Н4А	Цементування із загартуванням	1200	1000	300 НВ	HRC 56 HRCe	$N_{H03} = 11 \cdot 10^7$ $N_{F03} = 4 \cdot 10^6$
Колесо Z_4	---	ЗВХМЗА	Азотування	1000	850	260 НВ	HRCe 55 (550 НВ)	$N_{H04} = 8 \cdot 10^7$ $N_{F04} = 4 \cdot 10^6$

$$1. \quad Z_3 = 32, \quad Z_4 = 96, \quad U_{34}^H = \frac{Z_4}{Z_3} \cdot \frac{96}{32} = 3.$$

2. Визначаємо числа циклів зміни напружень шестірні (Z_3) та колеса (Z_4):

відносна частота обертання шестірні та колеса:

$$n_3^H = n_2^H = 3000 \text{ хв}^{-1} \quad (\text{див. п. 2 проектувального розрахунку східця}), \quad n_4^H = \frac{n_3^H}{U_{34}^H} = \frac{3000}{3} = 1000 \text{ хв}^{-1}.$$

Числа циклів зміни напружень:

$$\text{шестірні} - N_{H3} = N_{F3} = n_3^H C_3 t = 3000 \cdot 1 \cdot 300000 = 90 \cdot 10^7;$$

$$\text{колеса} - N_{H4} = N_{F4} = n_4^H C_4 t = 1000 \cdot 3 \cdot 300000 = 90 \cdot 10^7.$$

Оскільки $N_{H3} > N_{H03}$, $N_{H4} > N_{H04}$, $N_{F3} > N_{F03}$, $N_{F4} > N_{F04}$, то

$$Z_{H3} = 1, \quad Z_{H4} = 1, \quad Z_{F3} = 1, \quad Z_{F4} = 1.$$

3. Визначаємо допустимі напруження:

$$a) \text{ контакті: } [\sigma]_H = 0.9 \frac{\sigma_{HD}}{S_H} Z_N, \quad S_{H3} = S_{H4} = 1.2,$$

$$\sigma_{H03} = 23 \text{ HRCe} = 23 \cdot 56 = 1288 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{H04} = 1.5 \text{ HV} = 1.5 \cdot 550 = 820 \text{ МПа},$$

$$[\sigma]_{H3} = 0,9 \cdot \frac{1288}{1,2} = 966 \text{ МПа}, \quad [\sigma]_{H4} = 0,9 \cdot \frac{820}{1,2} = 615 \text{ МПа},$$

за допустимо приймаємо менше з двох значень: $[\sigma]_H = [\sigma]_{H4} = 615 \text{ МПа}$;

$$\begin{aligned} \text{б) згинні: } [\sigma]_F &\approx \frac{\sigma_{F0}}{S_F} \cdot \gamma_N, \quad \sigma_{F03} = 800 \text{ МПа}, \quad \sigma_{F04} = \\ &= 300 + 12 \text{ НРС}_{\text{серцевини}} = 300 + 12 \cdot 26 \approx 612 \text{ МПа}, \quad S_{F3} = \\ &= S_{F4} = 1,7, \end{aligned}$$

$$[\sigma]_{F3} = \frac{\sigma_{F03}}{S_{F3}} = \frac{800}{1,7} = 470 \text{ МПа},$$

$$[\sigma]_{F4} = \frac{\sigma_{F04}}{S_{F4}} = \frac{612}{1,7} = 360 \text{ МПа},$$

$$[\sigma]_{H \max 3} = 40 \text{ НРС} = 40 \cdot 56 = 2240 \text{ МПа},$$

$$[\sigma]_{H \max 4} = 3 \cdot \text{HV}_4 = 3 \cdot 550 = 1650 \text{ МПа},$$

$$[\sigma]_{F \max 3} = 0,8 \sigma_{T3} = 0,8 \cdot 1000 = 800 \text{ МПа},$$

$$[\sigma]_{F \max 4} = 0,8 \sigma_{T4} = 0,8 \cdot 850 = 680 \text{ МПа}.$$

4. Визначаємо коефіцієнт розрахункового навантаження:

а) колова швидкість у зачепленні:

$$v_{34}^H = \frac{\pi d_4 \cdot n_4^H}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 432 \cdot 1000}{60 \cdot 1000} = 22,608 \text{ м/с},$$

для пари $Z_3 - Z_4$ прийнято п'яту ступінь точності та $\psi_{bd_3} = 0,5$,
і тоді $\psi_{bd_3} \cdot d_3 = \psi_{bd_3} \cdot d_3 = 0,5 \cdot 144 = 72 \text{ мм}$;

$$\text{б) } K_{H\alpha} = 1 + \frac{\psi_{bd_3} \cdot \omega_{\omega}}{F_{t3-4}} = 1 + \frac{72 \cdot 68}{15783} = 1,31,$$

$$\omega_{H\alpha} = \delta_H \cdot g_0 \cdot v_{\text{кол}} \cdot \sqrt{\frac{d_{\omega}}{u_{24}^2}} = 0,14 \cdot 3,1 \cdot 22,608 \cdot \sqrt{\frac{144}{\dots}} = 68 \text{ Н/мм},$$

$$\left. \begin{aligned} \delta_H &= 0,14, \\ g_0 &= 3,1, \end{aligned} \right\} \text{ (див. формулу (3.4) та ГОСТ 21354-87)}$$

$$F_{t1-2} \cdot \frac{d_2}{2} = F_{t3-4} \cdot \frac{d_3}{2},$$

$$F_{t3-4} = F_{t1-2} \cdot \frac{d_2}{d_3} = 12626 \cdot \frac{180}{144} = 15783 \text{ Н};$$

$$в) K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1) K_{H\psi} = 1 + 0,1113 \cdot 0,84 = 1,094.$$

$$K_{H\beta}^0 = 1 + \frac{0,4 \delta_{w\beta} a_{\beta} F_{\beta} c' \cos \alpha_t}{F_{t3-4} K_{H\psi} z_{\beta}^2} = 1 + \frac{0,4 \cdot 72 \cdot 0,5 \cdot 10 \cdot 14 \cdot 0,94}{15783 \cdot 1,31 \cdot 1} = 1,1113.$$

$$K_{H\psi} = 1 - \frac{20}{(0,01 H_{\psi} + 2)^2 (z_{\beta} + 4)^{0,25}} = 1 - \frac{20}{56,25 \cdot 2,27} = 0,84.$$

$$H_V = 550.$$

г) $\nu_{F\beta} = 1,1$ (див. рис. 3.3, стор. 18 та 19);

д) $K_A = 1$;

е) $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$;

ж) $K_{F\psi} = 1 + \frac{\delta_{w2} \cdot \omega_{F\psi}}{F_{t3-4}} = 1 + \frac{72 \cdot 76,7}{15783} = 1,35.$

$$\omega_{F\psi} = \delta_F q_0 v_{\text{кол}} \sqrt{\frac{d_w}{U_{34}^3}} = 0,16 \cdot 3,1 \cdot 22,606 \sqrt{\frac{144}{3}} = 76,7 \text{ Н/мм.}$$

$$\left. \begin{array}{l} \delta_F = 0,16, \\ q_0 = 3,1. \end{array} \right\} \text{ (див. формулу (3.4) та ГОСТ 21354-87),}$$

$$K_H = K_A K_{H\psi} K_{H\beta} K_{H\alpha} = 1 \cdot 1,31 \cdot 1,094 \cdot 1 = 1,433.$$

$$K_F = K_A K_{F\psi} K_{F\beta} K_{F\alpha} = 1 \cdot 1,35 \cdot 1,1 \cdot 1 = 1,485.$$

Перевірка розрахунок другого східця розв'язка

1) Перевірка на контактну витривалість:

$$\sigma_H = z_H \cdot z_E \cdot z_{\beta} \cdot \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_3} \cdot \frac{U_{34}^3 - 1}{U_{34}^3}} \cdot [\sigma_H];$$

$$\omega_{Ht} = K_H \frac{2000 \cdot T_3}{b_{w3} \cdot d_3} = 1,433 \cdot \frac{2000 \cdot 1139}{72 \cdot 144} \approx 315 \text{ Н/мм.}$$

$$T_3 = T_{1P} \cdot U_{12}^H = 681,8 \cdot 1,67 \approx 1139 \text{ Н·м.}$$

$$\sigma_H = 2,5 \cdot 190 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{315 \cdot 2}{144 \cdot 3}} \approx 574 \text{ МПа} < [\sigma_H];$$

Недовантаження на 7% допустиме.

2) Перевірка на згинну витривалість:

$$[\sigma_F]_3 = 470 \text{ МПа}; \quad Y_{FS3} = 3,77 \text{ - для } z_3 = 32;$$

$$[\sigma_F]_4 = 190 \text{ МПа}; \quad Y_{FS4} = 3,62 \text{ - для } z_4 = 96;$$

$$\frac{[\sigma_F]_3}{Y_{FS3}} = \frac{470}{3,77} = 124,7; \quad \frac{[\sigma_F]_4}{Y_{FS4}} = \frac{190}{3,62} = 52,5;$$

Оскільки $52,5 < 124,7$, то перевіримо зуб колеса (z_4):

$$\sigma_{F4} = Y_{FS4} Y_\epsilon Y_\beta \frac{w_{Ft}}{m_t} \leq [\sigma_F]_4;$$

$$w_{Ft} = K_F \frac{2000 T_3}{b_{w3} d_3} = 1,485 \frac{2000 \cdot 1139}{72 \cdot 144} = 327 \text{ Н/мм},$$

$$\sigma_{F4} = 3,62 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{327}{4,5} = 264 \text{ МПа} < [\sigma_F]_4; \quad Y_\epsilon = 1, \quad Y_\beta = 1.$$

3) Перевірка на контактну та згинну міцності при максимальному навантаженні:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{max}}{T_{IP}}} = 574 \sqrt{2} = 812 \text{ МПа} < [\sigma_{Hmax}];$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \frac{T_{max}}{T_{IP}} = 324 \cdot 2 = 648 \text{ МПа} < [\sigma_{Fmax}].$$

4) Перевірка на заїдання:

$$\theta_{\text{поч/клин}} = 0,29 f Y_{зд. \text{ поч/клин}} \sqrt[4]{q^3 (n_3^m) \cdot d_3 (u_{34}^m - 1) \sin \alpha_w} \leq [\theta];$$

$$\frac{\text{tg} \alpha_{a1}}{\text{tg} \alpha_w} = 1,418 \text{ для } z_3 = 32;$$

$$\frac{\text{tg} \alpha_{a2}}{\text{tg} \alpha_w} = 1,143 \text{ для } z_4 = 96;$$

$$x = x_{\text{поч}} = 1 - \frac{u_{34}^m}{u_{34}^m - 1} \cdot \frac{\text{tg} \alpha_{a2}}{\text{tg} \alpha_w} = 1 - \frac{3}{4} \cdot 1,143 = |0,715|;$$

$$x = x_{\text{клин}} = \frac{1}{u_{34}^m - 1} \cdot \frac{\text{tg} \alpha_{a1}}{\text{tg} \alpha_w} = \frac{1}{2} \cdot 1,418 = 0,709;$$

$$Y_{зд. \text{ поч}} = \sqrt[4]{0,715(1 - 0,715)} \cdot \left(\sqrt{\frac{1}{1 - 0,715}} \cdot \sqrt{\frac{1}{0,715 \cdot 3}} \right) = 0,438;$$

$$Y_{зд. \text{ клин}} = \sqrt[4]{0,709(1 - 0,709)} \cdot \left(\sqrt{\frac{1}{1 - 0,709}} - \sqrt{\frac{1}{0,709 \cdot 3}} \right) = 0,861;$$

$$q = \frac{W_{тн} z_r^2}{\cos \alpha_{тн}} = \frac{W_{тн} l}{\cos \alpha_{тн}} = \frac{315}{0,94} = 335 \text{ Н/мм};$$

$$\sqrt[4]{q^3 \cdot (n_3^n)^2 \cdot d_3 \cdot (u_{34}^n - 1) \cdot \sin \alpha_{тн}} = \sqrt[4]{335^3 \cdot 3000^2 \cdot 144 \cdot 2 \cdot 0,34} = 10251;$$

$$\theta_{\text{поч}}^{\circ} = 0,29 \cdot 0,08 \cdot 0,438 \cdot 10251 = 104^{\circ} < 250^{\circ};$$

$$\theta_{\text{кин}}^{\circ} = 0,29 \cdot 0,08 \cdot 0,861 \cdot 10251 = 205^{\circ} < 250^{\circ}.$$

5) Визначення геометричних розмірів зубчастих коліс:

перший східець:

$$z_1 = 24; \quad d_1 = m_t \cdot z_1 = 4,5 \cdot 24 = 108 \text{ мм}; \quad \psi_{\delta d_1} = 0,85;$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m_t = 108 + 9 = 117 \text{ мм}; \quad b_{тн1} = 0,85 \cdot 108 = 92 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 m_t = 108 - 11,25 = 96,75 \text{ мм};$$

$$z_2 = 40; \quad d_2 = m_t \cdot z_2 = 4,5 \cdot 40 = 180 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_t = 180 + 9 = 189 \text{ мм}; \quad d_{f2} = d_2 - 2,5 m_t = 180 - 11,25 = 168,75 \text{ мм}$$

другий східець:

$$z_3 = 32; \quad d_3 = m_t \cdot z_3 = 4,5 \cdot 32 = 144 \text{ мм};$$

$$d_{a3} = d_3 + 2m_t = 144 + 9 = 153 \text{ мм}; \quad \psi_{\delta d_2} = 0,5;$$

$$d_{f3} = d_3 - 2,5 m_t = 144 - 11,25 = 132,75 \text{ мм}; \quad b_{тн3} = 0,5 \cdot 144 = 72 \text{ мм};$$

$$z_4 = 96; \quad d_4 = m_t \cdot z_4 = 4,5 \cdot 96 = 432 \text{ мм};$$

$$d_{a4} = d_4 + 2m_t = 432 + 9 = 441 \text{ мм};$$

$$d_{f4} = d_4 - 2,5 m_t = 432 - 11,25 = 420,75 \text{ мм}.$$

При проектуванні авіаційних зубчастих передач рекомендується користуватись працем [6], а при розрахунках за допомогою БМ - працем [10].

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ТА РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Решетов Д.М. Детали машин. М., 1969.
2. Заблонский К.И. Детали машин. К., 1985.
3. Кудрявцев Л.Н. Детали машин. М., 1980.
4. Иванов М.Н. Детали машин. М., 1995.
5. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические, эвольвентные, расчет на прочность. Введ. 01.01.87.
6. Булгаков Э.Б. Авиационные зубчатые передачи и редукторы. М., 1981.

7. Петрусевич А.И. Зубчатые передачи // Материалы по расчету и конструированию деталей машин. М., 1953. С. 28 - 36.
8. Артеменко М.П. Розрахунок авіаційних зубчастих передач на заїдання. Хрків, 1994.
9. Генкин М.Д., Кузьмин М.Ф., Мишарин Ю.А. Вопросы заедания зубчатых колес. М., 1959.
10. Артеменко Н.П., Волошин Ю.И., Ефоян А.С., Поддубний А.И. Расчет и проектирование зубчатых передач авиадвигателей и летательных аппаратов. Харьков, 1989.
11. Передачи зубчатые, конические и гипоидные. Допуски ЕТСЭ. М., 1977.
12. Тайц Б.А., Марков А.Н. Точность контроля зубчатых передач. Д., 1978.
13. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т. 2. М., 1978.
14. Правила гиподнекия чертежей различных изданий. ГОСТы: 2-403-75, 2-405-75, 2-405-74. М., 1977.
15. Павлаше В.Т. Основи констрування та розрахунок деталей машин. К., 1993.

З М І С Т

ВСТУП.	3
1. Основні геометричні параметри зубчастих передач.	4
2. Розрахункова модель міцності зубчастої передачі.	9
2.1. Види пошкоджень зуб'їв.	9
2.2. Побудова розрахунків зуб'їв на міцність.	11
2.2.1. Дія контактних напружень швидкісних зубчастих передач.	11
2.2.2. Робота зуб'їв на згин.	12
3. Розрахункове навантаження.	13
4. Матеріали зубчастих коліс і допустимі напруження.	20
4.1. Вибір матеріалів для зубчастих передач.	20
4.2. Допустимі напруження.	21
4.2.1. Допустиме контактне напруження при постійному режимі навантаження.	21
4.2.2. Допустимі згинні напруження при постійному режимі навантаження.	24
4.2.3. Врахування змінності режиму роботи зубчастої передачі.	26
4.2.4. Допустимі напруження при перевірці міцності за найбільшими (піковими) навантаженнями.	28
5. Розрахунок зубчастих передач на міцність.	28
5.1. Розрахунок зуб'їв за контактними напруженнями.	28
5.1.1. Прямозубчасті циліндричні передачі.	28
5.1.2. Косозубчасті циліндричні передачі.	30
5.1.3. Конічні передачі.	32
5.2. Розрахунок зуб'їв за згинними напруженнями.	35
5.3. Перевірка міцності зуб'їв при короткочасній дії максимального напруження.	37
6. Розрахунок зуб'їв на заїдання.	37
7. Методика, послідовність розрахунку та проектування зубчастих передач.	40
7.1. Проектувальний розрахунок.	40
7.2. Перевірний розрахунок.	41

8. Точність зубчастих передач.	43
9. Конструювання зубчастих коліс.	50
ІО. Робочі креслення зубчастих коліс.	55
ІО.І. Циліндричні зубчасті колеса.	55
ІО.2. Конічні зубчасті колеса.	60
ІО.3. Таблиця параметрів зубчастого вінця та їх розрахунок для контролю точності зуб'я.	62
ІО.3.І. Таблиці параметрів для креслень цилінд- ричних зубчастих коліс.	64
ІО.3.2. Розрахунок сталої хорди та висоти до неї в циліндричних колесах.	65
ІО.3.3. Таблиці параметрів зубчастого вінця для креслень конічних коліс.	65
ІО.3.4. Розрахунок сталої хорди та висоти до неї в конічних зубчастих колесах.	67
ІО.4. Технічні вимоги.	68
ІІ. Приклади розрахунків.	69
Список використаної та рекомендованої літератури.	ІІ4

Микола Павлович Артеменко,
Юрія Іванович Волосян,
Анатолія Степанович Столи

ГОРБАХУНОК І ПРОЕКТУВАННЯ СУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ
ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТІВ ТА АВІАДВИГТІВ

Редактори: В.М. Коваль,
Л.О. Кузьменко

Зв. план, 1996

Підписано до друку 31.12.96

Формат 60x84 1/16. Папір офс. № 2. Офс. друк.

Умовн.-друк. арк. 6,5. Облік.-вид. арк. 7,38 Т. 150 прим.

Замовлення 96. Ціна вільна

Харківський авіаційний інститут
310070, Харків-70, вул.Чкалова, 17
Ротапринт друкарні ХАІ
310070, Харків-70, вул. Чкалова, 17