МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет «Запорізька політехніка»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання контрольної роботи № 1 з дисципліни
«Робочі процеси автомобілів»
для студентів спеціальності 133
«Галузеве машинобудування»
(«Колісні та гусеничні транспортні засоби»),
заочної форми навчання

2020

Методичні вказівки для виконання контрольної роботи № 1 з дисципліни «Робочі процеси автомобілів», для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» («Колісні та гусеничні транспортні засоби»), заочної форми навчання / Укл. : О. М. Артюх, О. В. Дударенко, А. Ю. Сосик, А. В. Щербина. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2020. 38 с.

Укладачі: О.М. Артюх, доцент, канд.техн.наук;
О.В. Дударенко, доцент, канд.техн.наук;
А.Ю. Сосик, доцент, канд.техн.наук;
А.В. Щербина, доцент, канд.техн.наук

Рецензенти: О.С. Слюсаров, доцент, канд.техн.наук;
С.М. Турпак, професор, д-р.техн.наук

Відповідальний за випуск: А.Ю. Сосик, доцент, канд.техн.наук

Затверджено
на засіданні кафедри «Автомобілі»
Протокол № __8__
від «__30__» __червня__ 2020.

Рекомендовано для видання
НМК Транспортного факультету
Протокол № __88__
від «_31_» _ серпня _ 2020.

ЗМІСТ

Стор.

Вступ…….. 4
Основні умовні позначення……. 4
1 Початкові дані для розрахунку зубчастих коліс трансмісії на витривалість і міцність…….. 5
1.1 Дані про параметри зубчастих зачеплень і розміри зубчастих коліс, що розраховуються……... 6
1.2 Дані про розрахунковий режим навантаження……. 8
1.2.1 Розрахунковий крутний момент…….. 8
1.2.2 Розрахункова частота обертання валу……. 9
1.2.3 Відповідні пробіги на відповідних передачах…… 11
1.2.4 Коефіцієнти пробігу…….. 12
1.2.5 Максимальний динамічний момент на валу зубчастого колеса трансмісії, яке розглядається……. 13
2 Розрахунок на витривалість і міцність зубчастих коліс трансмісії автомобіля……... 14
2.1 Розрахунок зубчастих коліс на витривалість…… 15
2.1.1 Розрахунок на контактну витривалість……... 15
2.1.2 Розрахунок на витривалість при вигині…….. 18
2.2 Розрахунок зубчастих коліс на міцність…… 19
2.2.1 Визначення коефіцієнта максимального динамічного навантаження…… 20
2.2.2 Визначення максимальних напруг…….. 20
2.2.3 Оцінка міцності зуб'ів…….. 21
Література…….. 22
Додаток А…….. 23

ВСТУП

Методичні вказівки розповсюджуються на зубчасті колеса трансмісії автомобілів.

Мета - допомогти студентові встановити послідовність і структуру формул розрахунку зубчастих передач на витривалість і міцність при виконанні контрольної роботи № 1 з дисципліни «Робочі процеси автомобілів», для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» («Колісні та гусеничні транспортні засоби»).

Студентові допускається вводити в структурні формули додаткові коефіцієнти, що враховують чинники, не вказані в справжніх методичних вказівках і рекомендованій літературі, але які надають істотний вплив на міцність зубчатих передач.

Терміни і позначення, що відносяться до геометрії і кінематики зубчастих передач прийняті по ГОСТ 16530-70 [1], ГОСТ 16531-70 [2], ГОСТ 19325 [3], ГОСТ 16532-70 [4], ГОСТ 19274-73 [5], ГОСТ 19624-74 [7].

Позначення основних величин і коефіцієнтів в робочих формулах для визначення розрахункової напруги в зубчастих колесах відповідають ГОСТ 21354-75 [8].

Величини, що відносяться до розрахунку контактної витривалості, мають в індексі букву *П*, а до розрахунку витривалості при вигині – *F*.

ОСНОВНІ УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

F_t - розрахункова окружна сила в зубчастому зачепленні, Н (кгс);

Z_H, Y_F - коефіцієнти, що враховують форму зв'язаних поверхонь зуб'ів Z_H і форму зуба Y_F (коефіцієнт контактної напруги і напруги вигину відповідно);

Z_ε, Y_ε - коефіцієнти, що враховують сумарну довжину контактних ліній Z_ε і перекриття зуб'ів Y_ε;

$K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ - коефіцієнти, що враховують розподіл навантаження між зубами та по довжині контактної лінії в межах одного зуба;

$K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ - коефіцієнти, що враховують нерівномірний розподіл навантаження по ширині вінця із-за перекосу зубчастих коліс;

K_{Hv}, K_{Fv} - коефіцієнти, що враховують динамічне навантаження, що виникає в зачепленні;

$K_{H\mu}$, $K_{F\mu}$ - коефіцієнти, що враховують вплив тертя і мастила;

K_{Hx}, K_{Fx} - коефіцієнти, що враховують відносну товщину цементованого шару і масштабний чинник;

$\Pi^{\circ}_{H\lim}$, $\sigma^{c}_{F\lim}$ - межі витривалості (контактної $\Pi^{\circ}_{H\lim}$ і при симетричному вигині $\sigma^{c}_{F\lim}$), відповідна вірогідність неруйнування $P_{\gamma\%}$=90%, Н/мм^2 (кгс/мм^2);

Z_R, Y_R - коефіцієнти, що враховують особливості технології обробки активних поверхонь зуб'ів Z_R і перехідної поверхні у небезпечного по вигину перетину зуба - Y_R;

K_{Fc} - коефіцієнт, що враховує вплив двостороннього додатку навантаження;

R_{1H}, R_{1F} - ресурс, що витрачається зубчастим колесом за 1 км. пробігу автомобіля по контактній витривалості (R_{1H}) по витривалості при вигині (R_{1F}),

N_{HO}, N_{FO} - бігове число циклів змін напруги при розрахунку на витривалість, контактну N_{HO} і при вигині N_{FO};

m_H, m_F - показники кривих втоми, контактної m_H і при вигині m_F.

1 ПОЧАТКОВІ ДАНІ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС ТРАНСМІСІЇ НА ВИТРИВАЛІСТЬ І МІЦНІСТЬ

Для виконання розрахунків зубчастих коліс трансмісії автомобіля на витривалість і міцність необхідно знати: тип автомобіля (автопоїзда) і колісну формулу, дані технічної характеристики автомобіля (автопоїзда); вантажопідйомність; повну масу; розподіл повної маси по мостах; максимальну потужність, максимальний крутний момент двигуна і відповідні їм частоти обертання колінчастого валу; число ступенів, передавальні числа коробки передач і роздавальної коробки; передавальне число головної передачі; тип і розмір шини (радіус кочення колеса); максимальну швидкість руху автомобіля; тип трансмісії (механічна, гідромеханічна). Передбачається, що дані технічної характеристики автомобіля (автопоїзда) обґрунтовані раніше проведеним тягово-динамічним розрахунком: розподіл крутного моменту двигуна між

провідними мостами; коефіцієнт запасу фрикційного зчеплення (для механічних трансмісій); характеристику спільної роботи двигуна і гідротрансформатора (ГТ) і максимальний коефіцієнт трансформації ГТ (для трансмісій з гідромеханічною коробкою); дані про параметри зубчастих зачеплень і розміри зубчастих коліс, що розраховуються; дані про розрахунковий режим навантаження; пробіг автомобіля до капітального ремонту (планований строк служби агрегату, який включає зубчасті колеса, що розраховуються).

Вказані відомості можуть бути приведені в завданні повністю або частково. В останньому випадку дані, яких не достає, приймаються по аналогії з прототипом або вибираються по рекомендаціях в літературі.

1.1 Дані про параметри зубчастих зачеплень і розміри зубчастих коліс, що розраховуються

При розрахунку зубчастих коліс трансмісії автомобілів можуть мати місце два випадки:

- проводиться перевірка існуючої конструкції з метою встановлення придатності її роботи в умовах, відмінних від тих, які враховувалися при створенні цієї конструкції;

- проводиться перевірка деякої нової конструкції, розробленої при виконанні проекту.

У першому випадку основні геометричні параметри і розміри зубчастих коліс приймаються по наявних робочих кресленнях. Проте деякі величини, які використані в розрахунках зубчастих коліс на витривалість і міцність, на кресленнях можуть бути не вказані. В цьому випадку їх слід визначати згідно рекомендаціям [4, 5, 6, 7, 9], використовуючи при цьому як початкові дані робочих креслень зубчастих коліс.

У другому випадку основні геометричні параметри зубчастих коліс вибираються у відповідності з видом зубчастої передачі, вимогами ДОСТ й прийнятої системи нарізування. В цьому випадку також необхідно скористатися рекомендаціями [4, 5, 6, 7, 9].

Перелік основних початкових даних про зубчасті колеса для першого і другого випадків розрахунку приведений в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Дані про зубчасті колеса, які використовуються в розрахунках на витривалість і міцність

Найменування величин	Позначення		Примітка
	шестерня	колесо	
Число зуб'ів	Z_1	Z_2	
Начальний діаметр, мм	d_{ω_1}	d_{ω_2}	тільки для циліндричних
Середній ділильний діаметр, мм	$d_{\omega_{m1}}$	$d_{\omega_{m2}}$	тільки для конічних
Робоча ширина контакту зуб'ів, мм	B_ω		для циліндричних і конічних
Робоча ширина вінця	B_{f_1}	B_{f_2}	для циліндричних і конічних
Модуль нормальний, мм	m_n		тільки для циліндричних
Модуль нормальний середній, мм	m_{nm}		тільки для конічних
Міжосьова відстань, мм	a_ω		тільки для циліндричних
Середня конусна відстань, мм	R_m		тільки для конічних
Коефіцієнт зсуву	x_1	x_2	
Коефіцієнт зміни товщини зуба	x_{τ_1}	x_{τ_2}	тільки для конічних
Кут нахилу лінії зуба, град.	β		тільки для циліндричних
Кут нахилу лінії зуба середній, град.	β_m		тільки для конічних
	β_{m_1}	β_{m_2}	тільки для гепоїдних
Кут профілю початкового контуру, град.	$\alpha(\alpha_n)$		для циліндричних і конічних
Кут профілю на робочій стороні зуба, град.	α_n		тільки для гепоїдних
Кут профілю на неробочій стороні зуба, град.	$\alpha_{n_{нр}}$		тільки для гепоїдних

Продовження таблиці 1.1

Найменування величин	Позначення		Примітка
	шестерня	шестерня	
Кут ділильного конуса, град.	δ_1	δ_2	тільки для конічних
Матеріал			
Твердість поверхні зуба	HRC_1	HRC_2	
Твердість серцевини зуба	HRC_1	HRC_2	
Ступінь точності передачі	*7, 8*	*7, 8*	
Число сателітів	n_p		тільки для планетарних

1.2 Дані про розрахунковий режим навантаження

Завдання режиму навантаження - істотна частина процесу проектування машин і зокрема зубчастих коліс трансмісії автомобілів.

Для розрахунку зубчастих коліс на витривалість необхідно визначити наступні параметри режиму навантаження:

- розрахунковий крутний момент;
- розрахункову частоту обертання;
- відносні пробіги на відповідних передачах;
- коефіцієнти пробігу (відношення еквівалентного пробігу до дійсного).

Для розрахунку на міцність зубчастих коліс як розрахунковий момент слід приймати максимальний динамічний момент, що виникає в трансмісії за найбільш несприятливих експлуатаційних умов.

1.2.1 Розрахунковий крутний момент

Розрахунковий крутний момент визначається в результаті зіставлення двох величин - моменту по двигуну ($M_д$) і моменту по зчепленню шин провідних коліс (M_φ). Як розрахунковий приймається менший з вказаних двох.

Порядок визначення розрахункового моменту детально викладений в літературі: [9, с.112-117; 10, с.37-38; 11, с.190].

1.2.2 Розрахункова частота обертання валу

Розрахункова частота обертання (n, об/хв.) валу даного зубчастого колеса визначається по формулі

$$n = \frac{n_{ПВ(Т)}}{u_{ПВ(Т)-3}},$$

де $n_{ПВ(Т)}$ - розрахункова частота обертання первинного вала коробки передач (вала турбіни гідротрансформатора), об/хв.;

$u_{ПВ(Т)-3}$ - передаточне число трансмісії від первинного вала коробки передач (вала турбіни гідротрансформатора) до зубчастого колеса, яке розглядається.

Величина $n_{ПВ(Т)}$ для легкових автомобілів, автобусів і вантажних автомобілів загальнотранспортного призначення з механічною і гідромеханічною трансмісією визначається виходячи з середньої технічної швидкості

$$n_{ПВ(Т)} = 2{,}65\frac{V_{сер.\ техн.} u_{Тв}}{r_К}, \text{ об/хв.,}$$

де $V_{сер.\ техн.}$ - середня технічна швидкість автомобіля, км/год.: для легкових автомобілів і міжміських автобусів пропонується приймати рівною 70 км/год., для вантажних автомобілів - 40-50 км/год. (менше значення для автомобілів великої вантажопідйомності);

$u_{Тв}$ - загальне передаточне число трансмісії на вищій передачі коробки передач;

$r_К$ - радіус кочення ведучих коліс.

Для автомобілів високої прохідності з механічною трансмісією і кар'єрних самоскидів з такою ж трансмісією можна приймати $n_{ПВ(Т)} = n_{M_д}$, де $n_{M_д}$ - частота обертання вала двигуна, яка відповідає максимальному крутному моменту.

Для спеціальних автомобілів та надважких кар'єрних самоскидів значення $n_{ПВ(Т)}$ в загальному випадку встановлюється для кожної передачі і двох вагових станів (без вантажу і з максимальним вантажем) окремо. Для визначення необхідно встановити значення середніх швидкостей на окремих режимах $(V_{сер.техн.})$:

$$n_{ПВ(Т)i} = 2{,}65\frac{V_{сер.техн.i}u_{T_i}}{r_K}, \text{ об/хв.},$$

де u_{T_i} - загальне передаточне число трансмісії на режимі, який розглядається.

Якщо заважке визначення середніх швидкостей руху, то можна при виконанні попередніх розрахунків приймати $n_{ПВ} \approx n_{M_д}$ для автомобілів з механічною і $n_T = 0{,}6N \cdot 716{,}2 / M_T$ (об/хв.) для автомобілів з гідромеханічною трансмісією, де N - максимальна потужність двигуна, к.с.; M_T - момент на валу турбіни гідротрансформатора при розрахунковому для даної передачі значені коефіцієнта трансформації K_p, $M_T=K_p \cdot M_H$, де M_H - розрахункове значення крутного моменту на валу насосного колеса гідротрансформатора.

1.2.3 Відповідні пробіги на відповідних передачах

Відповідні пробіги γ_i на відповідних передачах можна визначити користуючись літературою [9, с.86-94; 10, с.68; 12, табл. 31, с.192] або табл. 1.2 та 1.3, які приведені нижче.

Таблиця 1.2 – Відносне використання передач в загальному пробігу (легкові автомобілі і загальнотранспортні вантажні)

Тип автомобіля	Число передач КП	Вища	Відносне використання передач в пробігу, γ (у долях загального пробігу)										
			I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	З.Х
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Легкові	3	1	0,02	0,10	0,88	-	-	-	-	-	-	-	0,003
$M_{м\partial} / G_a < 8$ кгс·м/т	4	1	0,02	0,06	0,22	0,70	-	-	-	-	-	-	0,003
Легкові	4	1	0,01	0,04	0,20	0,75	-	-	-	-	-	-	0,003
$M_{м\partial} / G_a \geq 8$ кгс·м/т	5	1	0,01	0,03	0,06	0,15	0,75	-	-	-	-	-	0,003
Вантажні	4	1	0,01	0,03	0,14	0,82	-	-	-	-	-	-	0,005
$N_e / G_a > 15$ лс./т	5	1	0,005	0,015	0,07	0,20	0,71	-	-	-	-	-	0,005
	5	1	0,005	0,02	0,085	0,54	0,35	-	-	-	-	-	0,005
Вантажні	5	1	0,006	0,018	0,076	0,20	0,70	-	-	-	-	-	0,005
$N_e / G_a = 10 \div 15$ лс./т	5	1	0,006	0,018	0,076	0,60	0,30	-	-	-	-	-	0,005
	6	1	0,005	0,015	0,05	0,10	0,23	0,60	-	-	-	-	0,005
	6	1	0,005	0,015	0,05	0,10	0,50	0,33	-	-	-	-	0,005
	8	1	0,003	0,007	0,012	0,024	0,054	0,12	0,25	0,53	-	-	0,005
	8	1	0,003	0,007	0,012	0,024	0,054	0,12	0,50	0,28	-	-	0,005
Вантажні	5	1	0,007	0,02	0,083	0,24	0,65	-	-	-	-	-	0,005
$N_e : G < 10$ л.с./т	5	<1	0,007	0,02	0,083	0,60	0,29	-	-	-	-	-	0,005
	6	1	0,006	0,018	0,056	0,12	0,23	0,57	-	-	-	-	0,005
	6	<1	0,006	0,018	0,056	0,12	0,50	0,30	-	-	-	-	0,005
	8	1	0,004	0,008	0,012	0,026	0,06	0,14	0,25	0,50	-	-	0,005
	8	<1	0,004	0,008	0,012	0,026	0,06	0,14	0,45	0,30	-	-	0,005
	9	1	0,003	0,005	0,010	0,018	0,044	0,08	0,12	0,18	0,54	-	0,005
	9	<1	0,003	0,005	0,010	0,018	0,044	0,08	0,12	0,47	0,25	-	0,005
	10	1	0,002	0,004	0,008	0,012	0,024	0,05	0,08	0,12	0,20	0,50	0,005
	10	<1	0,002	0,004	0,008	0,012	0,024	0,05	0,08	0,12	0,45	0,25	0,005
	12	1	0,001	0,003	0,005	0,011	0,02	0,04	0,07	0,08	0,10	0,12; 0,15; 0,4	0,005
	12	<1	0,001	0,003	0,005	0,011	0,02	0,04	0,07	0,08	0,10	0,12; 0,3; 0,25	0,005

Примітки:

1. Для позашляхових і спеціальних автомобілів відносне використання передач встановлюється відповідно до особливостей обслуговуваного ними технологічного процесу.

2. Може бути задано і інше відносне використання передач.

Таблиця 1.3 – Відносне використання передач в загальному пробігу (автобуси, самоскиди, повноприводні автомобілі)

Тип автомобіля	Число передач КП	$u_{КП}$ вищ.	Відносне використання передач в пробігу, γ (у долях загального пробігу)								
			I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	З.Х
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Автобуси	4	1	0,02	0,06	0,27	0,65	-	-	-	-	0,003
міські	5	1	0,015	0,045	0,15	0,30	0,49	-	-	-	0,003
	5	<1	0,015	0,045	0,15	0,49	0,30	-	-	-	0,003
	6	1	0,01	0,025	0,065	0,11	0,30	0,49	-	-	0,003
	6	<1	0,01	0,025	0,65	0,11	0,49	0,30	-	-	0,003
Автобуси	4	1	0,01	0,04	0,10	0,85	-	-	-	-	0,002
міжміські	5	1	0,007	0,013	0,03	0,10	0,85	-	-	-	0,002
	5	<1	0,007	0,013	0,03	0,35	0,60	-	-	-	0,002
	6	1	0,005	0,01	0,025	0,06	0,10	0,80	-	-	0,002
	6	<1	0,005	0,01	0,025	0,06	0,70	0,20	-	-	0,002
	8	1	0,003	0,005	0,012	0,02	0,04	0,08	0,14	0,70	0,002
Самоскиди дорожні											
з вантажем	4	1	0,03	0,10	0,17	0,20	-	-	-	-	0,02
без вантажу			0,01	0,05	0,14	0,30	-	-	-	-	0,005
з вантажем	5	<1	0,03	0,07	0,10	0,14	0,16	-	-	-	0,02
без вантажу			0,01	0,04	0,08	0,12	0,25	-	-	-	0,005
з вантажем	5	1	0,03	0,07	0,10	0,16	0,14	-	-	-	0,02
без вантажу			0,01	0,04	0,08	0,25	0,12	-	-	-	0,005
з вантажем	6	1	0,02	0,04	0,07	0,09	0,12	0,16	-	-	0,02
без вантажу			0,01	0,02	0,04	0,07	0,25	0,25	-	-	0,005
з вантажем	6	<1	0,02	0,04	0,07	0,09	0,14	0,14	-	-	0,02
без вантажу			0,01	0,02	0,04	0,07	0,24	0,12	-	-	0,005
Багатоприводні автомобілі											
вища ступ. РК	4	1	0,02	0,10	0,20	0,60	-	-	-	-	0,01
нижча ступ. РК			0,02	0,03	0,03	-	-	-	-	-	0,005
вища ступ. РК	5	1	0,02	0,03	0,07	0,20	0,60	-	-	-	0,01
нижча ступ. РК			0,02	0,03	0,03	-	-	-	-	-	0,005
вища ступ. РК	5	<1	0,02	0,03	0,01	0,50	0,30	-	-	-	0,01
нижча ступ. РК			0,02	0,03	0,03	-	-	-	-	-	0,005
вища ступ. РК	6	1	0,015	0,025	0,06	0,10	0,17	0,55	-	-	0,01
нижча ступ. РК			0,02	0,03	0,03	-	-	-	-	-	0,006
вища ступ. РК	6	<1	0,015	0,025	0,06	0,10	0,45	0,27	-	-	0,01
нижча ступ. РК			0,02	0,03	0,03	-	-	-	-	-	0,005

1.2.4 Коефіцієнти пробігу

$K_{ПН}$ і $K_{ПF}$ - коефіцієнти пробігу при показниках ступеню m_H і m_F відповідно.

В розрахунках цементованих і ціанованих зубчастих коліс на витривалість користуються наступними значеннями показників ступеню: m_H=3 - при розрахунку активних поверхонь зуб'ів по контактним напругам; m_F=9 - при розрахунку зуб'ів по напругах вигину. Для визначення величини $K_{ПН}$ і $K_{ПF}$ попередньо слід визначити значення питомої тягової сили на ведучих колесах для кожної передачі [9, с.95-100; 11, с.38]. По знайденим значенням питомої тягової сили за допомогою графіків визначають величини $K_{ПН}$ и $K_{ПF}$ [9, рис. 2.4-2.6 с.106-108; 11, рис. 20 с.50; 12, рис. 62 с.191].

1.2.5 Максимальний динамічний момент на валу зубчастого колеса трансмісії, яке розглядається

Орієнтовані значення максимального динамічного моменту на валу зубчастого колеса трансмісії M_j, по яких доцільно перевіряти міцність елементів механічної трансмісії, можуть бути визначені за даними табл. 1.4. Для визначення декілька уточнених значень M_j слід користуватися рекомендаціями, приведеними в роботах [9, с.118-136; 11, с.60-74]. Орієнтовані значення M_j для елементів гідромеханічної трансмісії можна визначати по формулі

$$M_j = M_{H\max} \cdot K_{\max} \cdot u_{T-3} \cdot \eta_{T-3},$$

де $M_{H\max}$ - максимальний крутний момент на валу насосного колеса гідротрансформатора;

$K_{\max}$ - максимальне значення коефіцієнта трансформації крутного моменту гідротрансформатора;

u_{T-3} - передаточне число трансмісії від вала турбіни гідротрансформатора до вала зубчастого колеса, яке розглядається;

η_{T-3} - ККД трансмісії на дільниці від вала турбіни гідротрансформатора до вала зубчастого колеса, яке розглядається.

ККД на деяких дільницях трансмісії визначається з урахуванням того, що ККД кожного послідовно розташованого зубчастого зачеплення знаходиться в наступних межах [9]:

η=0,98-0,985 – для циліндричного зовнішнього зачеплення;

η=0,99 – для циліндричного внутрішнього зачеплення;

η=0,95-0,96 – для конічного зачеплення з круговими зуб’ями і гепоїдного зачеплення.

ККД планетарних передач визначається в залежності від схеми і конструктивних параметрів.

Примітка: Дані про навантажений режим визначаються для тих передач, на яких розрахункове зубчасте колесо знаходиться під навантаженням.

Таблиця 1.4 – Значення максимального динамічного моменту M_j, за якими доцільно перевіряти міцність елементів механічної трансмісії

Вал трансмісії, для якого вказано значення M_j	Передача КП	Ступень РП	Значення M_j для різноманітних автомобілів			
			легкових 4х2	вантажних 4х2 G_a<15т	вантажних 4х2 и 6х4 G_a<15т	високої прохідності 4х4, 6х6
Первинний вал коробки передач	I II III IV V	вища ступень РК	1,4 $M_{зч.}$ 1,5 $M_{зч.}$ 1,6 $M_{зч.}$	1,3 $M_{зч.}$ 1,3 $M_{зч.}$ 1,3 $M_{зч.}$ 1,3 $M_{зч.}$ 1,3 $M_{зч.}$	1,5 M_{φ} $M_{зч.}$ $M_{зч.}$ $M_{зч.}$ $M_{зч.}$	1,5 M_{φ} $M_{зч.}$ $M_{зч.}$ $M_{зч.}$ $M_{зч.}$
Вхідний вал головної передачі			1,5 $M_{зч.} \cdot u_1$	1,3 $M_{зч.} \cdot u_1$	1,6 M_{φ}	1,6 M_{φ}
Піввісь			$\frac{1,5}{2} M_{зч.} \cdot u_1 \cdot u_0$	1,6 M_{φ}	1,6 M_{φ}	1,6 M_{φ}
Вхідний вал роздавальної коробки		вища ступень				1,5 M_{φ}
		нижча ступень				1,6 M_{φ}

Примітки:

1. $M_{зч.}$ - статичний момент тертя фрикційного зчеплення.

$M_{зч.} = \beta_{зч.} \cdot M_{M_д}$, де β - коефіцієнт запасу фрикційного зчеплення; $M_{M_д}$ - максимальний крутний момент двигуна.

2. M_{φ} - граничний крутний момент на валу зубчастого колеса, яке розглядається, за умовах зчеплення шин ведучих коліс.

2 РОЗРАХУНОК НА ВИТРИВАЛІСТЬ І МІЦНІСТЬ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС ТРАНСМІСІЇ АВТОМОБІЛЯ

Задачею розрахунку є визначення напруги в зубчастих колесах і їх терміну служби в кілометрах пробігу.

Висловлювані нижче рекомендації передбачають виконання перевірочного розрахунку, при якому основні розміри і параметри зубчастих коліс являються заданими або попередньо вибраними, згідно вказівкам розділу 1.1.

Види розрахунків на витривалість і міцність зубчастих коліс згідно ДОСТ 21354-75 [8] приведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 - Види розрахунків на витривалість і міцність зубчастих коліс

Види вироблюваних розрахунків	Призначення
Розрахунок на контактну витривалість активних поверхонь зуб'ів	Запобігання втомного викришування активних поверхонь зуб'ів
Розрахунок на витривалість при вигині	Запобігання втомного зламу зуб'ів
Розрахунок на контактну міцність активних поверхонь зуб'ів при дії максимального навантаження	Запобігання залишкової деформації або крихкого руйнування поверхневого шару
Розрахунок на міцність при вигині максимального навантаження	Запобігання залишкової деформації або крихкого зламу зуб'ів

Приступаючи до розрахунку, послідовність якого розглядається нижче, необхідно визначити характеристики режиму навантаження зубчастої передачі, користуючись рекомендаціями, даними в розділі 1.2.

2.1 Розрахунок зубчастих коліс на витривалість

При розрахунку на витривалість рекомендується [9] визначати термін служби зубчастого колеса, що забезпечується контактною витривалістю активних поверхонь зуб'ів і витривалістю при вигині. Термін служби зубчастих коліс трансмісії виражається пробігом автомобіля в кілометрах.

2.1.1 Розрахунок на контактну витривалість

Розрахунок на контактну витривалість включає:

- визначення розрахункової контактної напруги ($П_H$) і граничної контактної напруги ($П_{HPO}$) при базовому числі (N_{HO}) циклів;
- визначення пробігу (L_H) автомобіля до появи прогресуючого викришування активних поверхонь зуб'ів.

Визначення напруг.

Розрахункова контактна напруга в полюсі зачеплення ($П_H$), Н/мм^2 (кгс/мм^2) визначається по формулі

$$П_H = \frac{Ft}{b_\omega d_\omega} Z_H Z_\varepsilon K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} K_{H\mu} K_{Hx}. \qquad (2.1)$$

Рівняння (2.1) повинне задовольняти умові

$$П_H < 0{,}9\, П_{HPO}, \qquad (2.2)$$

де
$$П_{HPO} = П^{\circ}_{H\lim} Z_R.$$

Якщо $П_H \geq 0{,}9\ П_{HPO}$, то визначають пробіг L_H автомобіля до появи прогресуючого викришування активних поверхонь зуб'ів.

Якщо $П_H < 0{,}9\ П_{HPO}$, то розрахунок завершується визначенням напруг (рівняння 2.1 и 2.2).

Визначення пробігу автомобіля до появи прогресуючого викришування активних поверхонь зуб'ів.

Для оцінки контактної витривалості зубчастих коліс за терміном служби, перш за все визначають ресурс, що витрачається зубчастим колесом за 1 км пробігу автомобіля (міру накопиченої втомленості за 1 км пробігу)

$$R_{1H} = n_S \cdot a(П^{mH}_{H\,I}\ \gamma_I\ K_{ПН\,I}\ u_{(з-K)I} + \\ + П^{mH}_{H\,II}\ \gamma_{II}\ K_{ПН\,II}\ u_{(З-K)II} + ...), \qquad (2.3)$$

де n_S - частота обертання ведучого колеса автомобіля за 1 км пробігу, рівна $1000/(2\pi r_K)$;

$u_{(З-K)}$ - передаточні числа від зубчастого колеса, яке розраховується, до ведучих коліс на відповідних передачах $u_{(З-K)I}, u_{(З-K)II}$ й т.д.);

a - число циклів, відповідних одному відносному обороту зубчастого колеса (a=I для зубчастих коліс, що мають одне зачеплення, а також для проміжних зубчастих коліс і сателітів; $a=n_p$ для зубчастих коліс, що зачіпляються з n_p однойменними сателітами);

$П_H^{mH}$ - величини розрахункових контактних напруг на кожній передачі ($П_{H\,I}^{mH}$, $П_{H\,II}^{mH}$ й т.д.);

γ - відносні пробіги автомобіля на відповідних передачах (γ_I, γ_{II} й т.д.);

$K_{ПН}$ - коефіцієнти пробігу на відповідних передачах ($K_{ПН\,I}$, $K_{ПН\,II}$ й т.д.).

В число доданків рівняння (2.3) включаються лише ступені (передачі), на яких дане зубчасте колесо знаходиться під навантаженням. Крім того, з числа доданків в формулі (2,3) виключаються ступені, на яких $П_H < 0{,}6\ П_{HPO}$. Якщо немає ступенів, на яких $П_H < 0{,}9\ П_{HPO}$, то величина R_{iH} не визначається взагалі.

Термін служби, або пробіг автомобіля, який забезпечений контактною витривалістю активних поверхонь зуб'ів, км

$$L_H = \frac{R_{H\lim}}{R_{iH}}, \qquad (2.4)$$

де $R_{H\lim}$ - міра контактної усталеності активних поверхонь зуб'ів в умовних одиницях, за накопиченням якої можливо прогресуюче викришування цих поверхонь (з вірогідністю приблизно 0,1)

$$R_{H\lim} = П_{HPO}^{mH} \cdot N_{HO}. \qquad (2.5)$$

Умовою достатньої витривалості є

$$L_H \geq L_o,$$

де L_o - плануючий пробіг автомобіля до капітального ремонту агрегату, в який входить зубчасте колесо, яке розраховується (км).

2.1.2 Розрахунок на витривалість при вигині

Розрахунок на витривалість при вигині включає наступні етапи:

- визначення розрахункової напруги вигину (σ_F) і граничної напруги вигину (σ_{FPO}) при базовому числі (N_{FO}) циклів;
- визначення пробігу (L_F) автомобіля до втомної поломці зуба.

Визначення напруг.

Розрахункова напруга вигину (σ_F), Н/мм^2 (кгс/мм^2), визначається по формулі

$$\sigma_F = \frac{F_{Ft}}{b_f \cdot m_n} Y_F \, Y_\varepsilon \, K_{F\beta} \, K_{Fv} \, K_{F\mu} \, K_{Fx} . \qquad (2.6)$$

Рівняння (2.6) повинне задовольняти умові

$$\sigma_F < 0{,}9 \, \sigma_{FPO} , \qquad (2.7)$$

де $$\sigma_{FPO} = \sigma^c_{F\lim} Y_R \, K_{Fc} .$$

Якщо $\sigma_F \geq 0{,}9\sigma_{FPO}$ визначають пробіг L_F автомобіля до втомної поломки зуба. Якщо $\sigma_F < 0{,}9 \ \sigma_{FPO}$, то розрахунок завершується визначенням напруг (рівняння 2.6 і 2.7).

Визначення пробігу автомобіля до втомної поломки зуба.

Для оцінки вигинистої витривалості зубчастих коліс за терміном служби перш за все визначають ресурс, що витрачається зубчастим колесом за 1 км пробігу автомобіля (зламну міру накопиченої втоми за 1 км пробігу).

$$R_{1F} = n_S a(\sigma^{mF}_{F\,\mathrm{I}} \, \gamma_I \, K_{nFI} \, u_{(3-K)I} + \\ + \sigma^{mF}_{F\,II} \, \gamma_{II} \, K_{nPII} \, u_{(3-K)_{II}} + \ldots) , \qquad (2.8)$$

де σ_F^{mF} - величини розрахункових напруг вигину на кожній передачі (σ_{FI}^{mF}, σ_{FII}^{mF} й т.д.). Решта позначень в формулі (2.8) ідентичні формулі (2.3).

В числі доданків рівняння (2.8) включаються лише ступені (передачі), на яких дане колесо находиться під навантаженням. Ступені, на яких $\sigma_F < 0{,}6\ \sigma_{FPO}$ з числа доданків рівняння (2.8) виключаються. Якщо немає ступенів, на яких $\sigma_F \geq 0{,}9\sigma_{FPO}$ то величина R_{1F} не визначається взагалі.

Термін служби або пробіг автомобіля, який забезпечується витривалістю зубчастого колеса при вигині зуб'ів, км

$$L_F = \frac{R_{F\lim}}{R_{1F}}, \tag{2.9}$$

де $R_{F\lim}$ - міра втоми при вигині зуб'ів в умовних одиницях, по накопиченню якої можлива втомна поломка зуб'ів (з вірогідністю приблизно 0,1).

$$R_{F\lim} = G_{FPO}^{mF} \cdot N_{FO}. \tag{2.10}$$

Умовою достатньої витривалості є

$$L_F \geq L_o.$$

Величини, які входять до формули (2.1-2.10), визначати за рекомендаціями, викладених в літературі [9, с.142-169; 12, с.188-204].

2.2 Розрахунок зубчастих коліс на міцність

Розрахунок на міцність включає наступні основні етапи: визначення коефіцієнта максимального динамічного навантаження, максимальних напруг і оцінку міцності.

2.2.1 Визначення коефіцієнта максимального динамічного навантаження

Коефіцієнт максимального динамічного навантаження визначається як відношення максимального динамічного моменту M_j до розрахункового моменту M, по якому виконується розрахунок на витривалість

$$K_{jM} = \frac{M_j}{M}. \qquad (2.11)$$

При визначенні K_{jM} встановлюється передача, на якій величина M_j має найбільше значення. При цьому величини M_j і M повинні бути визначені на одній і тій же передачі та віднесені до одного і того ж валу.

Для визначення максимального динамічного моменту слід користуватися рекомендаціями пункту 1.2.5 методичних вказівок.

2.2.2 Визначення максимальних напруг

Розрахункова максимальна контактна напруга на активних поверхнях зуб'ів $П_{H\,max}$, Н/мм^2 (кгс/мм^2) визначається по виразу

$$П_{H\max} = K_{jM}\frac{Ft}{b_\omega d_\omega} Z_H\, Z_\varepsilon\, K_{H\alpha}\, K_{H\beta}\, K_{Hx}. \qquad (2.12)$$

Розрахункова максимальна напруга вигину зуб'ів $\sigma_{F\max}$, Н/мм^2 (кгс/мм^2)

$$\sigma_{F\max} = K_{jM}\frac{Ft}{b_f m_n} Y_F Y_\varepsilon K_{F\alpha}\, K_{F\beta}\, K_{F\mu} K_{Fx}. \qquad (2.13)$$

В формулах (2.12) і (2.13) усі величини, крім K_{jM} мають ті ж числові значення, які використані в розрахунку на витривалість по формулах (2.1) і (2.6).

Передача, для якої визначалось K_{jM} повинна відповідати передачі, на якій виконувались розрахунки по формулах (2.1) і (2.6).

2.2.3 Оцінка міцності зуб'ів

Умови достатньої контактної міцності активних поверхонь зуб'ів

$$П_{H\max} \le 0{,}9П_{H\lim M}. \qquad (2.14)$$

Умови достатньої міцності зуб'ів при вигині

$$\sigma_{F\max} \le 0{,}9\sigma_{F\lim M}. \qquad (2.15)$$

В формулах (2.14) і (2.15):

$П_{H\lim M}$ - гранична контактна напруга, при якій можливо пошкодження активної поверхні зуба (зім'яння, продавлювання, розтріскування зміцненого шару) від одноразової дії динамічного навантаження M_j;

$\sigma_{F\lim M}$ - гранична напруга вигину, при якому можливі поява залишків деформації зуба або його крихкий злам від одноразової дії динамічного навантаження M_j.

Твердість HRC, характеристики витривалості ($\sigma^c_{F\lim}M$, N_{FO}, $П^o_{H\lim}$, N_{HO}) і міцності ($\sigma_{F\lim M}$, $П_{H\lim M}$) зуб'ів зубчастих коліс, виготовлених з різних матеріалів за технологією автомобільних заводів слід визначати по табл. 3.12 [9, с.161] або табл. 33 [12].

Значення усіх величин, які входять до формул для визначення вигинистої і контактної напруги зубчастих коліс можуть бути визначені згідно даних додатку А.

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 16530-70. Передачи зубчатые цилиндрические эгольвентные внешнего зацепления. Термины, определения и обозначения.

2. ГОСТ 16531-70. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внутреннего зацепления. Термины, определения и обозначения.

3. ГОСТ 19325-73. Передачи зубчатые конические. Термины, определения и обозначения.

4. ГОСТ 16532-70. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии.

5. ГОСТ 19274-73. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внутреннего зацепления. Расчет геометрия.

6. ГОСТ 19326-73. Передачи зубчатые конические с круговыми зубьями. Расчет геометрии.

7. ГОСТ 19624-74. Передачи зубчатые конические с прямыми зубьями. Расчет геометрии.

8. ГОСТ 21354-75. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентнве. Расчет на прочность.

9. Цитович И. С., Каноник И. В., Вавуло В. А. Трансмиссии автомобилей. Минск : Наука и техника, 1979. 225 с.

10. Бухарин И. А. и др. Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля. Л. : Машиностроение, 1973. 503 с.

11. Цитович И. С. и др. Зубчатые колеса автомобилей в тракторов. Минск : Изд. Минвуз БССР, 1962. 394 с.

12. Высоцкий М. С. и др. Грузовые автомобили. М. : Машиностроение.

Додаток А

Визначення модуля m_n, коефіцієнтів:

$$Z_H, Z_\varepsilon, K_{H_\alpha}, K_{H_\beta}, K_{H_v}, K_{H_\mu}, K_{H_x}$$

$$Y_F, Y_\varepsilon, Y_R, K_{F_a}, K_{F_\beta}, K_{F_v}, K_{F_\mu}, K_{F_x}, K_{F_c}$$

Розрахунковий нормальний модуль m_n (мм) підставляють у формулу (2.6) для розрахунку циліндричних передач. Для конічних і гепоїдних передач приймають нормальний середній модуль m_{nm} (мм).

Одинична контактна напруга (коефіцієнт контактної напруги) Z_H для циліндричної передачі визначають по формулі

$$Z_H = 2(u \pm 1)\cos^2_\beta / (u \sin 2\alpha_{n\omega}),$$

при цьому для прямозубої передачі $cos^2\beta = 1$, $\alpha_{n\omega} = \alpha_\omega$. Знак «плюс» відноситься до передачі зовнішнього зачеплення, мінус – внутрішнього.

Одинична напруга вигину (коефіцієнт напруги вигину Y_F) знаходять за номінальним значенням коефіцієнта Y_F^0 для зубчастих коліс зовнішнього зачеплення по графіку (рис. А.1), для зубчастих коліс внутрішнього зачеплення – по табл. А.1. Його визначають, виходячи із числа зуб'ів (для циліндричних прямих зуб'ів) або еквівалентного числа зуб'ів $z_{v1,2}$ (для косих і конічних зуб'ів) і коефіцієнта зсуву x. При внутрішньому зачепленні враховується число зуб'ів сполученого зубчастого колеса.

На рис. А.1 і в табл. А.1 наведені значення Y_F^0 для зубчастих коліс зі стандартним вихідним контуром циліндричних передач, відповідні прикладенню повної окружної сили на профілі зуба у верхній граничній точці однопарного зачеплення.

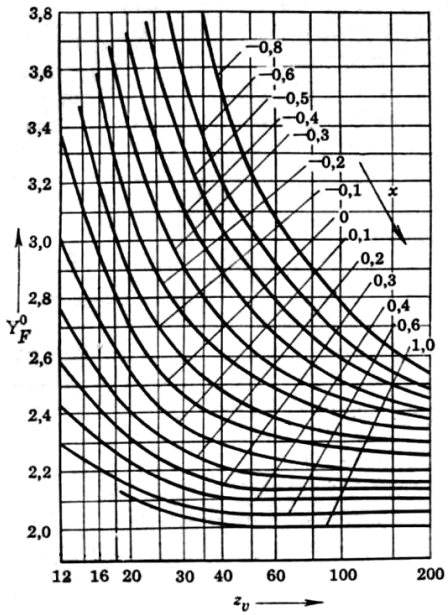


Рисунок А.1 – Графік для визначення коефіцієнта Y_F при розрахунку зубчастих коліс зовнішнього зачеплення

Розрахункове значення коефіцієнта напруги вигину $Y_F = Y_F^0 k_u k_\alpha k_\rho k_\tau$, де k_u, k_α, k_ρ та k_τ – коефіцієнти, що враховують параметри парного зубчастого колеса, кут профілю, радіус кривизни перехідної кривої профілю зуба ρ_f, прийнятий перерозподіл товщини сполучених зуб'ів.

Таблиця А.1 - Значення коефіцієнта Y_F^0 для зубчастих коліс внутрішнього зачеплення при $x_1=x_2$

Коефіцієнт зміщення, x	Число зуб'ів шестерні, z_{v1}	z_{v2}			Число зуб'ів шестерні, z_{v1}	z_{v2}			Число зуб'ів шестерні, z_{v1}	z_{v2}		
		50	80	100		50	80	100		50	80	100
0	13	2,46 / 2,73	2,35 / 2,73	2,35 / 2,72	17	2,4 / 2,63	2,3 / 2,63	2,2 / 2,62	25	2,3 / 2,55	2,12 / 2,55	2,02 / 2,54
+0,3		2,46 / 2,52	2,35 / 2,66	2,35 / 2,7		2,4 / 2,43	2,3 / 2,56	2,2 / 2,6		2,28 / 2,36	2,1 / 2,5	2,02 / 2,53
+0,6		2,44 / 2,33	2,35 / 2,54	2,35 / 2,63		2,38 / 2,24	2,25 / 2,46	2,2 / 2,53		2,26 / 2,18	2,08 / 2,39	2,02 / 2,46
+1,0		2,44 / 2,12	2,35 / 2,41	2,35 / 2,5		2,38 / 2,05	2,25 / 2,32	2,2 / 2,41		2,26 / 2	2,06 / 2,26	2,02 / 2,34
0	14	2,44 / 2,73	2,32 / 2,73	2,3 / 2,72	19	2,38 / 2,63	2,28 / 2,63	2,1 / 2,62	33		2,04 / 2,55	2 / 2,54
+0,3		2,44 / 2,52	2,32 / 2,66	2,3 / 2,7		2,36 / 2,43	2,26 / 2,56	2,1 / 2,6			2,04 / 2,5	2 / 2,53
+0,6		2,42 / 2,33	2,3 / 2,54	2,3 / 2,63		2,35 / 2,24	2,24 / 2,46	2,1 / 2,53			2,02 / 2,39	2,00 / 2,46
+1,0		2,42 / 2,12	2,3 / 2,41	2,3 / 2,5		2,35 / 2,05	2,2 / 2,32	2,1 / 2,41			2,02 / 2,26	2 / 2,34

Примітки: 1. У чисельнику значення для шестерні, у знаменнику – для колеса.
2. Зуб'я колеса нарізуються долбяком з числом зуб'ів $z_0 = 20$

Для шестірні та колеса передачі внутрішнього зачеплення

$$k_{u_1} = k_{u_2} \approx 1 + 0{,}125(x_2 - x_1);$$

для шестірні циліндричної передачі зовнішнього зачеплення

$$k_{u_1} \approx 1 + 0{,}125(z_{ф_1} / z_{v_2} + x_\Sigma - 1);$$

для колеса циліндричної передачі зовнішнього зачеплення

$$k_{u_2} \approx 1 + 0{,}125(z_{ф_2} / z_{v_1} + x_\Sigma - 1),$$

де x_Σ – коефіцієнт суми зсувів (x_1+x_2);

z_{v_1}, z_{v_2} – еквівалентне число зуб'ів;

$z_ф$ – число зуб'ів умовного парного колеса передачі, для якої розраховані точки на графіку (рис. А.1);

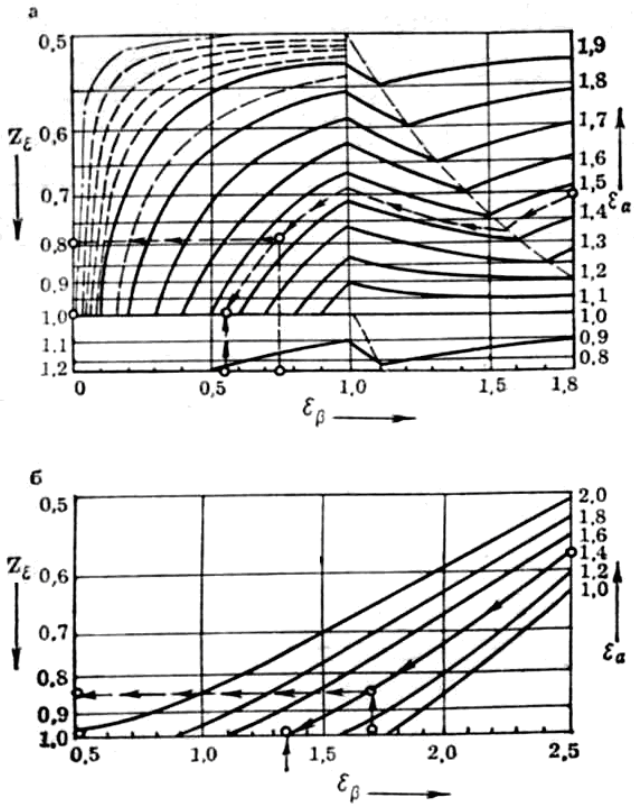
$z_{ф_{1,2}} = 14+20\,x_{1,2}$. Якщо $x < -0{,}3$, $z_ф = 2-20x$.

Для конічних і гепоїдних передач можна приймати $k_{u_1} = k_{u_2} = 1$.

Для зубчастих коліс, вихідний контур яких задовольняє ДОСТ 13755-81 ($\alpha = 20°$, $r_i^* = 0{,}4$), приймають $k_\alpha = k_p = 1$. В інших випадках приймають k_α – в залежності від α, а k_p – від відносного радіуса кривизни перехідної кривої ρ_f^*:

при $\alpha = 15°$; 17°30'; 20°; 22°30'; 25° $k_\alpha = 1{,}14$; 1,07; 1; 0,935; 0,88;

при $\rho_f^* = 0$, 0,1; 0,2; 0,3; 0,4 $k_p = 1{,}22$; 1,12; 1,07; 1,03; 1.



а – циліндричних косозубих;

б – конічних з криволінійним зубцем і гепоїдних

Рисунок А.2 - Номограми для визначення коефіцієнта Z_ε при розрахунку передач

Коефіцієнт, що враховує прийнятий перерозподіл товщини зуб'ів шестерні і колеса, $k_\tau \approx 1{,}57/(1{,}57 + x_\tau)$, де x_τ – коефіцієнт зміни товщини зуба; підставляється із знаком, вказаним на кресленнях зубчастих коліс. У циліндричних передачах $x_\tau = 0$, тому для них $k_\tau = 1$.

Коефіцієнти Z_ε і Y_ε для циліндричних і конічних передач з прямими зуб'ями приймають рівними одиниці. Коефіцієнт Z_ε для передач з непрямими зуб'ями визначається залежно від коефіцієнтів осьового ε_β і торцевого ε_α перекриттів. Графіком на рис. А.2,*а* слід користуватися при визначенні значень Z_ε для циліндричних передач з косими зуб'ями, а графіком на рис. А.2,*б* – для гепоїдних і конічних передач з криволінійними зуб'ями. Значення ε_β і ε_α визначають при геометричному розрахунку передачі. Коефіцієнт Y_ε для циліндричних і конічних передач з непрямими зуб'ями приймають рівними значенню Z_ε; при розрахунку гепоїдних передач його визначають окремо для шестерні та колеса. Для гепоїдної шестерні $Y_{\varepsilon_1} = Z_\varepsilon \cos\beta_{сер.} / \cos\beta_{m_1}$; для колеса $Y_{\varepsilon_2} = Z_\varepsilon \cos\beta_{сер.} / \cos\beta_{m_2}$, де $\beta_{сер.} = 0{,}5(\beta_{m_1} + \beta_{m_2})$; β_{m_1}, β_{m_2} – кут нахилу лінії зуба шестерні і колеса середній.

Коефіцієнт $K_{H\alpha}$ знаходять із співвідношення $K_{H\alpha} = K_{H\psi} K_{H\gamma}$, де $K_{H\psi}$ враховує підвищення інтенсивності навантаження на похилих контактних лініях у навколополюсних ділянок внаслідок меншої сумарної деформації зуб'ів в середній фазі зачеплення в порівнянні з сумарною деформацією в початковій і кінцевій фазах; $K_{H\gamma}$ – враховує неточність розподілу навантаження між зуб'ями. Для передач з прямими зубцями приймають $K_{H\psi} = K_{H\gamma} = 1$. Для передач з непрямими зуб'ями $K_{H\psi}$ визначають залежно від ε_β: при ε_β =0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1 і більше $K_{H\psi}$ =1,16; 1,19; 1,22; 1,26; 1,3; 1,33; $K_{H\gamma}$ – в залежності від міри точності передачі по нормах плавності: при мірі точності 6; 7; 8; 9 $K_{H\gamma}$ =1; 1,05; 1,1; 1,15.

Коефіцієнт K_{Fa}, приймають також залежно від міри точності передачі по нормах плавності: при мірі точності 6; 7; 8; 9 K_{Fa} =1, 1; 1,04; 1,08.

Коефіцієнти $K_{H\beta}$ і $K_{F\beta}$ визначають залежно від групи, до якої відноситься дана зубчаста передача.

Для однопарних передач:

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{\beta}^{0} - 1) K_{H\omega};\ K_{F\beta} = 1 + (K_{\beta}^{0} - 1) K_{F\omega}.$$

Для багатосателітних передач:

$$K_{H\beta} = 1 + (\gamma_n K_{\beta}^{0} - 1) K_{H\omega};\ K_{F\beta} = 1 + (\gamma_n K_{\beta}^{0} - 1) K_{F\omega},$$

де K_{β}^{0} – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця в початковий період роботи передачі;

$K_{H\omega}$, $K_{F\omega}$ – коефіцієнти, що враховують вплив прироблення зубців в процесі експлуатації;

γ_n – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між сателітами в початковий період роботи передачі.

Коефіцієнт K_{β}^{0} приблизно визначають по графіках (рис. А.3, А.4). Заздалегідь слід розрахувати $\psi_{\mathrm{bd}} = b_{\omega} / d_{\omega 1}$ для циліндричної і $\psi_{\mathrm{bd}} = b_{\omega} / d_{\omega m1}$ для конічної і гепоїдної передач. Значення коефіцієнтів $K_{H\omega}$, $K_{F\omega}$ приведені в таблиці А.2.

Таблиця А.2 – Значення коефіцієнтів $K_{H\omega}$ та $K_{F\omega}$, які враховують вплив приробки зуб'ів

Твердість $HRC_Э$ активних поверхонь зуб'ів	Окружна швидкість v, м/с			
	1	2	4	6
47,5	$\frac{0,62}{0,9}$	$\frac{0,65}{0,96}$	$\frac{0,7}{1}$	$\frac{0,8}{1}$
51,5	$\frac{0,72}{0,95}$	$\frac{0,76}{1}$	$\frac{0,85}{1}$	$\frac{0,96}{1}$
61	$\frac{0,8}{1}$	$\frac{0,85}{1}$	$\frac{0,96}{1}$	$\frac{1}{1}$

Примітки: 1. У чисельнику - $K_{H\omega}$, у знаменнику - $K_{F\omega}$.

2. При окружній швидкості v = 8 м/с та вище $K_{H\omega}=K_{F\omega}$.=1.

Окружна швидкість v (м/с) визначається по розрахунковій частоті обертання валу зубчастого колеса. Для циліндричної передачі

$$v = \pi d_{\omega}\, n_p /(60 \cdot 10^3)\,.$$

Для конічної передачі в цю формулу підставляється $d_{\omega m}$.

Розрахункова частота обертання вхідного валу даного агрегату n_p (хв$^{-1}$) визначається по розрахунковим швидкостям руху автомобіля на передачах по формулі

$$n_{pi} = 2{,}65 v_{pi} u''_{\text{T}} / r_0\,,$$

де v_{pi} - розрахункова швидкість автомобіля на передачі, яка відповідає середній швидкості руху автомобіля на цій передачі: $v_{pi} = v_{mi}$.

Якщо немає інших даних, середню швидкість автомобіля на передачі v_{mi} можна знайти виходячи з припущення, що діапазон роботи двигуна на всіх передачах приблизно однаковий. Тоді справедливе співвідношення:

$$v_{mi} = v_{mв} u_в / u_{\,i}\,; \quad v_{mв} = \frac{v_{am}}{u_в} \Sigma \xi_i u_i\,,$$

де $v_{mв}$ - швидкість автомобіля на вищій передачі;
$u_в$, u_i - передавальні числа вищої й i-й передач;
ξ_i - відносні пробіги на передачах.

З цього виходить:

$$v_{mi} = \frac{v_{am}}{u_i} \Sigma \xi_i u_i\,,$$

де v_{am} - швидкість руху автомобіля.

Середня швидкість автомобіля v_{am} залежить головним чином від дорожніх умов і питомої потужності двигуна. Приблизно середню швидкість автомобіля можна знайти по виразу

$$v_{am} = k_v v_{a\max},$$

де k_v - коефіцієнт, що приймається залежно від умов руху і питомої потужності автомобіля в межах k_v=0,5...0,75. Для середніх умов експлуатації можна вважати k_v=0,6; $v_{a\ max}$ – максимальна швидкість.

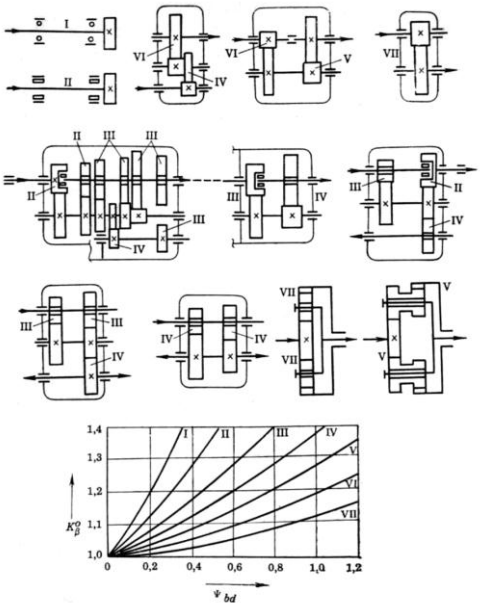


Рисунок А.3 – Схеми і графік для визначення коефіцієнта K_β^0 для розрахунку зубчастих коліс з твердістю активних поверхонь зуб'ів не менше НВ 350 (без подовжньої модифікації і корекції кута нахилу зуб'ів) при розташуванні зубчастих циліндричних передач: *I, II* – консольному відповідно на кулькових, роликових підшипниках; *III...V* – в частині редуктора агрегату

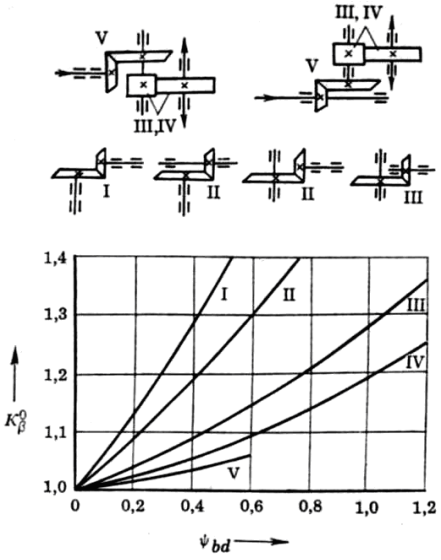


Рисунок А.4 – Схеми і графік для визначення коефіцієнта K_β^0 при розрахунку зубчастих коліс нерегульованих конічних передач і регульованих головних передач автомобілів з твердістю активних поверхонь зуб'ів не менше НВ 350: *I…III* – нерегульовані конічні передачі; *IV* – циліндрична передача центрального редуктора; *V* – конічна регульована передача центрального редуктора

Для зубчастих коліс планетарної передачі з водилом, що обертається, розрахункова частота обертання визначається у відносному русі.

Значення γ_n знаходять по таблиці. А.3 залежно від числа сателітів n_p і наявності самовстановлюваних ланок в механізмі.

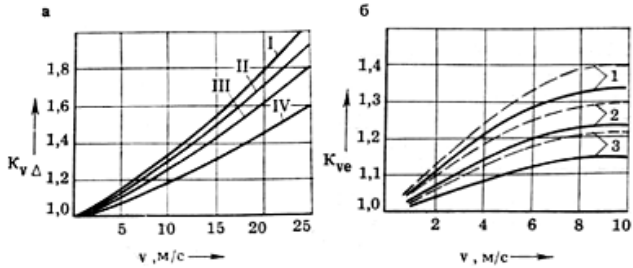
Коефіцієнти $K_{H\nu}$ та $K_{F\nu}$ при окружній швидкості не більше 1 м/с приймають рівними одиниці. У загальному випадку $K_{\mathrm{F}\nu} = K_{\nu\Delta} K_{\nu e}$ та $K_{H\nu} = \sqrt{K_{F\nu}}$, де $K_{\nu\Delta}$ і $K_{\nu e}$ враховують відповідно динамічне навантаження, обумовлене погрішностями зубчастих коліс, і динамічне навантаження від дії ланок, зовнішніх по відношенню до зубчастої передачі. Наближені значення $K_{\nu\Delta}$ і $K_{\nu e}$ можна визначити

по графіках (рис. А.5). Рис. А.5,*а* можна використовувати для визначення $K_{\nu\Delta}$ залежно від окружної швидкості і вигляду зубчастої передачі; рис. А.5,*б* – для визначення $K_{\nu e}$ залежно від окружної швидкості, вигляду трансмісії і особливостей підвіски вузла, що включає зубчасту передачу, що розраховується.

Коефіцієнти $K_{H\mu}$, $K_{F\mu}$ визначаються з врахуванням властивостей змащувального матеріалу, який використовується, і характеру роботи зубчастого колеса в передачі. При використанні змащувальних матеріалів, що рекомендуються в даний час інструкціями по технічному обслуговуванню вузлів трансмісії, слід приймати: $K_{H\mu}=1$, $K_{F\mu}=1{,}05$ - для ведучого зубчастого колеса передачі зовнішнього зачеплення; $K_{F\mu}=0{,}95$ - для веденого. При розрахунку передачі внутрішнього зачеплення для ведучого і веденого зубчастих коліс $K_{F\mu}=1$.

Таблиця А.3 - Значення коефіцієнта γ_n, який враховує нерівномірність розподілу навантаження в передачах з розгалуженим силовим потоком при виготовленні зубчастих коліс по 7–8-му ступеням точності

Механізм	Ланка, що самовстановлюється	n_p				
		2	3	4	5	6
Однорядний типів *А* і *В* та дворядний типу *С*	Відсутня	–	1,25 / 1,3	1,3 / 1,35	1,35 / 1,4	1,4 / 1,45
	Водило або два центральних зубчастих колеса	–	1,1 / 1,15	1,15 / 1,2	1,2 / 1,25	1,25 / 1,3
	Одне центральне зубчасте колесо	1,1 / –	1,15 / 1,2	1,2 / 1,25	1,25 / 1,3	1,3 / 1,35
Примітка: У чисельнику – для однорядного механізму, у знаменнику – дворядного.						



а – внутрішніх, $K_{v\Delta}$; *I* – прямозубих передач; *II* – конічних передач з криволінійним зубом; *III* – циліндричних косозубих передач; *IV* – гепоїдних передач; *б* – зовнішніх, K_{ve}; *1, 2* – відповідно вантажних і легкових автомобілів з механічною трансмісією; *3* – автомобілів з гідромеханічною трансмісією; — — — — — — — – зубчасті колеса непідресорених агрегатів; _____ – зубчасті колеса підресорених агрегатів

Рисунок А.5 - Графіки для визначення коефіцієнтів динамічних навантажень

Для зубчастих коліс, що мають d_ω < 700мм, приймають $K_{Hx} = 1$. Коефіцієнт K_{Fx} визначають по таблиці А.4 залежно від модуля і діаметру зубчастого колеса.

Межі витривалості $\sigma_{H\lim b}$, $\sigma^c_{F\lim b}$ встановлюють при стендових випробуваннях зубчастих коліс із заданими конкретними розмірами, способом термообробки і чистотою поверхонь зуб'ів. Для зубчастих коліс з d_ω < 300мм і модулем (m, m_n, m_{nm}) 3...4 мм значення меж витривалості, відповідна вірогідність неруйнування 90%, вказані в таблиці А.5. Значення межі витривалості при вигині зубів $\sigma^c_{F\lim b}$ відносяться до знакоперемінного симетричного циклу при базі випробувань N_{FO}. Між межею контактної витривалості (МПа) і його параметром (МПа) є наступна залежність:

$$П_{H\lim b} = (\sigma_{H\lim b} / 275)^2. \qquad (А.1)$$

Таблиця А.4 - Значення коефіцієнта K_{Fx} в залежності від модуля та діаметра зубчастого колеса

d_ω, $d_{\omega m}$, мм	m, m_n, m_{nm}, мм											
	2	3	4	5	5	6	7	8	9	10	11	12
До 300	0,96	1,00	1,02	1,04	1,07	1,10	1,13	1,16	1,19	1,22	1,25	0,96
300…400	0,98	1,02	1,04	1,06	1,09	1,12	1,15	1,18	1,21	1,24	1,27	0,98
400…500	1,00	1,04	1,06	1,08	1,12	1,16	1,19	1,22	1,25	1,27	1,30	1,00
500…600	1,03	1,07	1,09	1,11	1,15	1,18	1,22	1,26	1,29	1,32	1,35	1,03
600…700	1,06	1,1	1,12	1,14	1,18	1,21	1,26	1,30	1,33	1,37	1,40	1,06

Таблиця А.5 – Характеристики втомленості і міцності зуб'ів зубчастих коліс, які виготовляються з різноманітних матеріалів

Марка сталі	Вид термо-обробки	Твердість HRC_e		Характеристики втомленості			Характеристики міцності	
		поверх-ні зуба	серцеви-ни зуба	$\Pi_{H\lim b}$, МПа	$\sigma_{H\lim b}$, МПа	$\sigma^c_{F\lim b}$, МПа	поверх-ні зуба	серцеви-ни зуба
12Х2Н4А	Цемен-тація	57…64	36…42	19	1200	430	3800	1900
12ХН3А		57…64	27…35	18,5	1180	380	3800	1850
15ХГНТ2А	Те ж	57…64	32…43	19	1200	420	3800	1750
18ХГТ	«	57…64	30…37	18	1170	370	3800	1600
18Х2Н4ВА	«	57…64	37…41	21	1260	430	3800	1950
20Х2Н4А	«	57…64	38…42	21	1260	460	3800	1950
20ХН3А	«	57…64	33…42	19	1200	400	3800	1900
20ХН2М	«	57…64	30…37	20	1220	420	3800	1800
20ХГНР	«	57…64	30…37	18	1170	410	3800	1650
20ХГР	«	57…64	30…37	19	1200	380	3800	1500
25ХГТ	«	57…64	30…37	19	1200	400	3800	1700
30ХГТ	«	57…64	31…43	19	1200	410	3800	1700
35Х	Ціану-вання	57…64	37…46	18	1170	410	3800	1750
40ХА		57…64	37…46	18	1170	420	3800	1800
55ПП	Гарт СВЧ по контуру	57…63	31…34	16	1100	420	3800	1600

Примітки: 1. Показники кривих втомленості: $m_H = 3$ для всіх вказаних сталей;

$m_F = 7$ для сталі 55 ПП та $m_F = 9$ для всіх інших.

2. Бази випробувань: $N_{HO} = 10^8$ циклів для сталі 55 ПП і $N_{HO} = 1{,}2 \cdot 10^8$ для всіх інших;

$N_{FO} = 2 \cdot 10^6$ циклів для сталей 55 ПП, 35Х і 40Х та $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ для всіх інших.

Таблиця А.6 - Значення коефіцієнтів Z_R

Параметри шорсткості, мкм		Z_R
середнє арифметичне відхилення профілю, R_a	висота нерівностей профілю по десяти точках, R_z	
–	40…20	0,82
–	20…10	0,88
2,5…1,25	–	0,94
1,25…0,63	–	1

Значення коефіцієнта Z_R приведені в таблиці. А.6. Значення Y_R для зубчастих коліс з невідшліфованою перехідною поверхнею без грубих слідів обробки, що не піддавалися зміцнюючій обробці дробом, приймається рівним одиниці. Значення Y_R, відмінного від одиниці, може прийматися за наявності перевірених експериментальних даних про міру впливу технології обробки перехідної поверхні зуба у небезпечного по вигину перетину.

Коефіцієнт K_{Fc} можна визначити залежно від характеру навантаження зубчастого колеса таким чином. При явно вираженому знакозмінному циклі вантаження (наприклад, проміжних зубчастих коліс в реверсивних однорядних передачах, сателітів із зовнішнім і внутрішнім зачепленням в планетарних передачах) або періодичному реверсуванні при однаковій тривалості роботи в обох напрямах $K_{Fc} = 1$. В разі однобічного віднульового циклу або циклу, досить близького до нього (наприклад, зубчастих коліс нижчих передач в коробках передач) $K_{Fc} = 1{,}3$. При періодичній зміні напряму навантаження, коли відношення чисел циклів максимального навантаження при задньому ході та русі вперед може досягати $N_p / N_n \approx 0{,}3...0{,}4$ (наприклад, зубчасті колеса трансмісій, розташовані за коробкою передач, зубчасті колеса роздавальних коробок, головних передач та ін.), $K_{Fc} = 1{,}2$. Якщо $N_p / N_n \approx 0{,}65...0{,}75$ (зубчасті колеса вищих передач коробок передач автомобілів при русі накатом і при коливальних процесах в трансмісії), $K_{Fc} = 1{,}08$ і, якщо $N_p / N_n \approx 0{,}45...0{,}6$ (зубчасті колеса проміжних передач коробок передач), $K_{Fc} = 1{,}14$.

Показники кривих втоми і бази випробувань, відповідні тривалим межам витривалості, вказані в таблиці. А.5.

Еквівалентне число циклів зміни напруги N_{1HE}, N_{1FE} визначається шляхом множення реального числа циклів зміни напруги N_1, що приходяться на даний рівень передавального числа і 1км загального пробігу автомобіля, на коефіцієнт пробігу для відповідного рівня (передачі):

$$N_{1HEi} = N_{1i} K_{ПHi} = [500/(\pi r_0)] u_{в.кі} \xi_i K_{ПHi} a; \quad (А.2)$$

$$N_{1FEi} = N_{1i} K_{ПFi} = [500/(\pi r_0)] u_{в.кі} \xi_i K_{ПFi} a, \quad (А.3)$$

де $K_{ПHi}$, $K_{ПFi}$ – коефіцієнти пробігу для даної передачі;

r_0 – розрахунковий радіус ведучих коліс автомобіля, м;

$u_{в.кі}$ – передавальне число від валу зубчастого колеса до ведучих коліс на даній передачі;

ξ_i – відносний пробіг автомобіля на даній передачі;

a – число зачеплень одного зуба однією і тією ж стороною за один оберт валу зубчастого колеса (для планетарних передач з водилом, що обертається, а визначається з урахуванням відносного руху деталей).

Якщо зубчасте колесо працює під навантаженням на декількох передачах, формули (А.2) і (А.3) не використовуються. Розрахунок ведеться по формулах (А.4) і (А.5).

Ресурс по втомленості R_{1H}, R_{1F} при роботі зубчастого колеса лише на одній передачі визначають по формулах $R_{1H} = П_H^{mH} N_{1HE}$ та $\mathrm{R}_{1H} = \Sigma П_H^{mH} N_{1HEi}$ відповідно. При роботі зубчастого колеса на декількох передачах R_{1H} та R_{1F} слід визначати по формулах

$$R_{1H} = [500/(\pi r_0)] a \Sigma П_{Hi}^{mH} u_{в.кі} \xi_i K_{ПHi}; \quad (А.4)$$

$$R_{1F} = [500/(\pi r_0)] a \Sigma П_{Fi}^{mF} u_{в.кі} \xi_i K_{ПFi}. \quad (А.5)$$

У число додатків включаються передачі, на яких зубчасте колесо навантажене. Проте з числа додатків у відповідних формулах виключаються передачі, на яких напруга в зубчастих колесах мала: $П_H < 0{,}6П_{HPO}$ або $\sigma_F < 0{,}6\sigma_{FPO}$. Якщо немає передач, на яких $П_H \geq 0{,}9П_{HPO}$ або $\sigma_F \geq 0{,}9\sigma_{FPO}$, відповідне значення R_{1H} або R_{1F} не визначається.

Пробіг автомобіля до появи втомленого граничного пошкодження зубчастого колеса L_H та L_F (км) визначають по формулах $L_H = R_{H\lim} / R_{1H}$ та $L_F = R_{F\lim} / R_{1F}$. Опір втомленості у зубчастого колеса достатній, якщо $L_H \geq L_0$ та $L_F \geq L_0$, де L_0 – планований пробіг автомобіля до капітального ремонту, км.

Коефіцієнти довговічності K_{HL}, K_{FL} розраховують таким чином. Спочатку знаходять загальне еквівалентне число циклів вантаження:

$$N_{HE} = R_{1H} L_0 / П_H^{mH}; \quad \text{(А.6)}$$

$$N_{FE} = R_{1F} L_0 / \sigma_F^{mF}. \quad \text{(А.7)}$$

Для зубчастого колеса, що працює на декількох передачах, у формули (А.6), (А.7) слід підставляти більше з отриманої вище напруги.

Коефіцієнти довговічності:

$$K_{HL} = \sqrt[mH]{N_{HO} / N_{HE}}; \quad \text{(А.8)}$$

$$K_{FL} = \sqrt[mF]{N_{FO} / N_{FE}}. \quad \text{(А.9)}$$

Якщо K_{HL} <0,9 або K_{FL} <0,9, слід прийняти значення 0,9.

Коефіцієнт $Z_M \left(H^{1/2} / мм \right)$ для зубчастих коліс трансмісії автомобіля, що виготовляються з конструкційних легованих сталей, зберігає постійне значення. Якщо напруга вимірюється в мегапаскалях, $Z_M = 275$.

Напруження, які допускаються, σ_{HP} та σ_{FP}, які визначаються по формулах $\sigma_{HP} = Z_M \sqrt{\Pi_{HPO} K_{HL}}$ та $\sigma_{FP} = \sigma_{FPO} K_{FL}$, з розрахунку на втому не мають бути близькими до напруги, при якій можливе пошкодження зуб'ів від однократного додатка максимального динамічного навантаження. Якщо отримано $\sigma_{HP} > 0{,}75\sigma_{H\lim M}$ слід прийняти $\sigma_{HP} = 0{,}75\sigma_{H\lim M}$, якщо ж $\sigma_{FP} > 0{,}6\sigma_{F\lim M}$ – $\sigma_{FP} = 0{,}6\sigma_{F\lim M}$, але не більше 900 МПа. Значення $\sigma_{H\lim M}$,та $\sigma_{F\lim M}$ дані в табл. А.5. Опір втомленості у зубчастого колеса досить, якщо $\sigma_H \le \sigma_{HP}$ та $\sigma_F \le \sigma_{FP}$.

При отриманні дуже великого терміну служби (наприклад, $L > 6\,L_0$) слід спочатку переконатися, чи достатня міцність зубчастого колеса. Якщо є великий її запас, можливе коректування розмірів. В деяких випадках вибрані розміри можуть бути збережені і при надмірно великому розрахунковому терміні служби по даному вигляду граничного стану, оскільки слід враховувати: розрахункові терміни служби по інших видах граничного стану; вимоги уніфікації і перспективності конструкцій; необхідні розміри зв'язаних деталей (наприклад, валу, зубчастої муфти).