



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**Белорусский национальный
технический университет**

Кафедра «Автомобили»

В.А. Сергеенко

**ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ
ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ
ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЕЙ**

Учебно-методическое пособие

**Минск
БНТУ
2016**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Автомобили»

В. А. Сергеенко

**ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ
ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЕЙ**

Учебно-методическое пособие
для студентов специальностей
1-37 01 02 «Автомобилестроение»,
1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей»
и 1-37 01 07 «Автосервис»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением
по образованию в области транспорта
и транспортной деятельности*

Минск
БНТУ
2016

УДК 629.113(075.8)
ББК 39.33-04я73
С32

Рецензенты:

А. Н. Колесникович, А. В. Рудницкий

Сергеенко, В. А.

С32 Проверочный расчет зубчатых передач трансмиссии автомобилей : учебно-методическое пособие для студентов специальностей 1-37 01 02 «Автомобилестроение», 1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей» и 1-37 01 07 «Автосервис» / В. А. Сергеенко. – Минск : БНТУ, 2016. – 61 с.

ISBN 978-985-550-444-4.

Изложена методика проверочного расчета на сопротивление усталости и прочность зубчатых передач механических трансмиссий автомобилей.

Методика излагается в адаптированном варианте, облегчающем изучение материала при проведении групповых практических занятий. Предполагается, что читатель знаком с основными положениями методики расчета по первоисточникам, приведенным в списке рекомендуемой литературы.

Для студентов машиностроительных специальностей.

УДК 629.113 (075.8)
ББК 39.33-04я73

ISBN 978-985-550-444-4

© Сергеенко В.А., 2016
© Белорусский национальный
технический университет, 2016

ВВЕДЕНИЕ

Зубчатые передачи редукторных узлов трансмиссии автомобилей подвергаются следующим видам повреждений:

1) усталостным поломкам зубьев и выкрашиванию их активных поверхностей, которые вызываются длительно действующими эксплуатационными нагрузками;

2) поломкам зубьев и смятию их активных поверхностей при однократном воздействии максимальной (пиковой, ударной) нагрузки, называемой динамической.

Соответственно характеру и виду нагрузок и вызываемым ими повреждениям выполняются четыре вида проверочных расчетов:

1) расчет на сопротивление усталости зубьев при изгибе;

2) расчет на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев;

3) расчет на прочность зубьев при изгибе;

4) расчет на контактную прочность зубьев.

Результатами расчета колес зубчатой пары на сопротивление усталости являются расчетные пробеги до усталостной поломки зуба L_F и до появления прогрессирующего выкрашивания активных поверхностей зубьев L_H , выраженные в километрах пробега автомобиля.

Расчетные пробеги зубчатых колес L_F , км, и L_H , км, сопоставляются с требуемым пробегом автомобиля L_0 , км.

Результатами расчета на прочность являются напряжения изгиба $\sigma_{Fj \max}$, действующие в опасном сечении ножки зуба колес зубчатой пары, и контактное напряжение $\Pi_{Hj \max}$, действующее в полюсе зацепления.

Полученные напряжения $\sigma_{Fj \max}$, МПа, сопоставляются с напряжением поломки зуба $\sigma_{F \lim M}$, МПа, а напряжение $\Pi_{Hj \max}$, МПа, – с напряжением смятия активной поверхности зуба $\Pi_{H \lim M}$, МПа.

В данном пособии, как и в исходной методике [1], под контактным напряжением и напряжением смятия активных поверхностей зубьев понимается параметр контактного напряжения Π_H :

$$\Pi_H = (\sigma_H / 275)^2, \text{ МПа,}$$

где σ_H – контактное напряжение по Г.Р. Герцу.

При выполнении проверочного расчета редукторного узла **выпускаемого автомобиля** исходные данные назначаются с использованием технической характеристики автомобиля, сборочных чертежей узла, рабочих чертежей зубчатых колес.

При выполнении проверочного расчета редукторного узла **проектируемого автомобиля** необходимо использовать данные, полученные в результате его тягового расчета и анализа его тягово-скоростных свойств, результаты кинематического и геометрического расчетов проектируемого редукторного узла, параметры исходного контура рассчитываемой зубчатой передачи.

1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ НАГРУЗОЧНОГО РЕЖИМА

Параметры нагрузочного режима зубчатой передачи определяются для каждой ступени нагружения, соответствующей передаточному числу трансмиссии при включении тех передач в коробке передач и раздаточной коробке (при ее наличии), на которых рассчитываемые зубчатые колеса участвуют в передаче мощности от двигателя к ведущим колесам автомобиля.

При расчете на сопротивление усталости определяются следующие параметры нагрузочного режима:

- 1) расчетный крутящий момент на первичном валу коробки передач $M_{\text{расч п}}$ (п. 1.1);
- 2) расчетная частота вращения первичного вала коробки передач $n_{\text{расч п}}$ (п. 1.2);
- 3) коэффициент относительного пробега автомобиля ξ (п. 1.3);
- 4) коэффициент эквивалентного пробега автомобиля при расчете на сопротивление усталости зубьев при изгибе $K_{\Pi F}$ (п. 1.4);
- 5) коэффициент эквивалентного пробега автомобиля при расчете на сопротивление контактной усталости зубьев $K_{\Pi H}$ (п. 1.4).

При расчете на прочность определяется максимальный динамический крутящий момент на первичном валу коробки передач $M_{j \max \Pi}$ (п. 1.5).

Полученные для каждой ступени нагружения расчетные крутящие моменты $M_{\text{расч } \Pi}$ и $M_{j \max \Pi}$, а также расчетные частоты вращения $n_{\text{расч } \Pi}$ приводятся от первичного вала коробки передач к валу рассчитываемого зубчатого колеса в соответствии с указаниями п. 1.6.

Для большей наглядности определение крутящих моментов и расчетной частоты вращения для первичного вала коробки передач с последующим их приведением к валу рассчитываемого зубчатого колеса рекомендуется по методическим соображениям.

1.1. Расчетный крутящий момент $M_{\text{расч}}$

Расчетный крутящий момент на первичном валу коробки передач $M_{\text{расч } \Pi}$ на каждой i -й ступени нагружения принимается равным максимальному крутящему моменту двигателя с учетом ограничения его величины сцеплением шин ведущих колес автомобиля с опорной поверхностью:

$$M_{\text{расч } \Pi i} = \min(M_{e \max}, M_{\Phi \Pi i}), \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где $M_{e \max}$ – максимальный крутящий момент двигателя, Н·м;

i – номер ступени нагружения:

$$i = (1, k, 1),$$

где k – число ступеней нагружения, на которых работает рассчитываемая зубчатая пара;

$M_{\Phi \Pi}$ – крутящий момент сцепления шин с дорогой, приведенный к первичному валу коробки передач:

$$M_{\Phi \Pi i} = m_{\Phi} g \varphi r_{k0} / (u_{\text{Тр}i} \eta_{\text{Тр}i}), \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (1.1)$$

где m_{ϕ} – масса автомобиля, приходящаяся на его ведущие колеса, кг;
 $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;
 ϕ – коэффициент сцепления шин с дорогой;
 $r_{к0}$ – расчетный радиус ведущих колес автомобиля, м;
 $u_{\text{тp}i}$ – передаточное число трансмиссии автомобиля:

$$u_{\text{тp}i} = u_{\text{кп}i} u_{\text{рк}i} u_0,$$

где $u_{\text{кп}i}$, $u_{\text{рк}i}$, u_0 – передаточные числа коробки передач, раздаточной коробки и главной передачи соответственно;
 $\eta_{\text{тp}i}$ – КПД трансмиссии автомобиля:

$$\eta_{\text{тp}i} = \eta_{\text{кп}i} \eta_{\text{рк}i} \eta_0,$$

где $\eta_{\text{кп}i}$, $\eta_{\text{рк}i}$, η_0 – КПД коробки передач, раздаточной коробки и главной передачи соответственно.

При отсутствии раздаточной коробки $u_{\text{рк}i}$ и $\eta_{\text{рк}i}$ принимаются равными единице.

1.2. Расчетная частота вращения $n_{\text{расч}}$

Расчетная частота вращения первичного вала коробки передач $n_{\text{расчп}}$ для всех ступеней нагружения может быть принята по выражению

$$n_{\text{расчп}} \approx \begin{cases} 0,5n_{pe} & \text{– для автомобилей с бензиновым двигателем;} \\ 0,6n_{pe} & \text{– для автомобилей с дизельным двигателем,} \end{cases}$$

где n_{pe} – частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин, при максимальной мощности двигателя $P_{e \text{ max}}$.

1.3. Коэффициент относительного пробега автомобиля ξ

Коэффициент относительного пробега ξ представляет собой долю пробега автомобиля на i -й ступени нагружения в общем пробеге автомобиля;

$$\xi_i = L_i / L_0,$$

где L_i – пробег автомобиля на i -й ступени нагружения, км;

L_0 – требуемый (общий) пробег автомобиля, км.

При выборе коэффициентов относительного пробега ξ предпочтительно использовать результаты ходовых испытаний аналогичных типов автомобилей в конкретных условиях эксплуатации.

При отсутствии экспериментальных данных о распределении общего пробега автомобиля на отдельных ступенях нагружения коэффициенты ξ выбираются по табл. 1.1 и 1.2, в которых приведены среднестатистические значения ξ для различных типов автомобилей при наличии в коробке передач прямой высшей передачи ($u = 1$) либо ускоряющей высшей передачи ($u < 1$).

В табл. 1.1 и 1.2 значения ξ приведены для легковых автомобилей в зависимости от удельного крутящего момента $M_{e \max} / m_a$, Н·м/т, а для грузовых автомобилей – в зависимости от удельной мощности $P_{e \max} / m_a$, кВт/т, где m_a – полная масса автомобиля.

Окончание табл. 1.1

Типы автомобилей	Число КП	и вышей передачи КП	Ступень коробки передач											Задний ход					
			I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI		XII				
Грузовые $\frac{P_e \max}{m_b} < 7,4 \text{ кВт/т}$	5	1	0,007	0,020	0,083	0,240	0,650											0,005	
	5	Менее 1	0,007	0,020	0,083	0,600	0,290												0,005
	6	1	0,006	0,018	0,056	0,120	0,230	0,57											0,005
	6	Менее 1	0,006	0,018	0,056	0,120	0,500	0,30											0,005
	8	1	0,004	0,008	0,012	0,026	0,060	0,14	0,25	0,50									0,005
	8	Менее 1	0,004	0,008	0,012	0,026	0,060	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	Менее 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	Менее 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	0,020	0,04	0,07	0,08	0,10	0,12	0,15	0,40					0,005
	12	Менее 1	0,001	0,003	0,005	0,011	0,020	0,04	0,07	0,08	0,10	0,12	0,30	0,25					0,005

Таблица 1.2

Коэффициенты относительного пробега ξ в долях общего пробега на отдельных ступенях коробок передач автобусов, самосвалов и полноприводных автомобилей

Типы автомобилей	Число передач КП	"и вышшей КП"	Ступень коробки передач								Задний ход	
			I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII		
Городские	4	1	0,02	0,06	0,27	0,65						0,03
	5	1	0,015	0,045	0,15	0,30	0,49					0,03
	5	Менее 1	0,015	0,045	0,15	0,49	0,30					0,03
	6	1	0,01	0,025	0,065	0,11	0,30	0,49				0,03
	6	Менее 1	0,01	0,025	0,065	0,11	0,49	0,30				0,03
	5	1	0,007	0,013	0,03	0,10	0,85					0,002
Междугородные	5	Менее 1	0,007	0,013	0,025	0,35	0,60					0,002
	6	1	0,005	0,01	0,025	0,06	0,10	0,80				0,002
	6	Менее 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

Окончание табл. 1.2

Типы автомобилей	Число передач КП	"и вышшей КП" передач	Ступень коробки передач											
			I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	Задний ход			
Полноприводные автомобили	Ступень раздаточной коробки	5	1	С грузом	0,03	0,07	0,10	0,14	0,16					0,02
				Без груза	0,01	0,04	0,08	0,12	0,25					0,005
		5	Менее 1	С грузом	0,03	0,07	0,10	0,16	0,14					0,02
				Без груза	0,01	0,04	0,08	0,25	0,12					0,005
		6	1	С грузом	0,02	0,04	0,07	0,09	0,12	0,16				0,02
				Без груза	0,01	0,02	0,04	0,07	0,11	0,25				0,005
	6	Менее 1	С грузом	0,02	0,04	0,07	0,09	0,14	0,14				0,02	
			Без груза	0,01	0,02	0,04	0,07	0,24	0,12				0,005	
	Ступень раздаточной коробки	5	1	Высшая	0,02	0,03	0,07	0,20	0,60					0,01
				Низшая	0,02	0,03	0,03							0,005
		5	Менее 1	Высшая	0,02	0,03	0,07	0,50	0,30				0,01	
				Низшая	0,02	0,03	0,03							0,005
6		1	Высшая	0,015	0,025	0,06	0,10	0,17	0,55			0,01		
			Низшая	0,02	0,03	0,03							0,005	
6	Менее 1	Высшая	0,015	0,025	0,06	0,10	0,45	0,27			0,01			
		Низшая	0,02	0,03	0,03							0,005		

1.4. Коэффициенты эквивалентного пробега автомобиля

$K_{ПF}$ и $K_{ПH}$

Коэффициенты эквивалентного пробега служат для приведения по износоусталостному действию выбранного нагрузочного режима – с постоянным крутящим моментом – к нагрузочному режиму с переменным крутящим моментом, действующим в реальных условиях эксплуатации.

Коэффициенты эквивалентного пробега $K_{ПF}$ (при расчете на сопротивление усталости зубьев при изгибе) и $K_{ПH}$ (при расчете на сопротивление контактной усталости зубьев) представлены на графике (рис. 1.1), построенном по результатам ходовых испытаний автомобилей в типовых условиях эксплуатации.

Коэффициенты $K_{ПFi}$ и $K_{ПHi}$ определяются для каждой i -й ступени нагружения по величине отношения $\gamma_{расчi}/\gamma_{срi}$, где $\gamma_{расчi}$ – расчетная удельная тяговая сила автомобиля, $\gamma_{срi}$ – средняя удельная тяговая сила автомобиля.

Расчетная удельная тяговая сила автомобиля определяется по формуле

$$\gamma_{расчi} = \frac{F_{к расчi}}{m_a g} = \frac{M_{расчi} u_{тpи} \eta_{тpи}}{r_{к0} m_a g},$$

где $F_{к расчi}$ – расчетная окружная сила на ведущих колесах автомобиля, Н;

m_a – полная масса автомобиля, кг.

Средняя удельная тяговая сила автомобиля определяется по формуле

$$\gamma_{срi} = \gamma_{\psi сp} + \gamma_{w сp i} + \gamma_{a сp i},$$

где $\gamma_{\psi сp}$, $\gamma_{w сp i}$, $\gamma_{a сp i}$ – средние удельные сопротивления соответственно **дороги, воздуха и разгону** автомобиля.

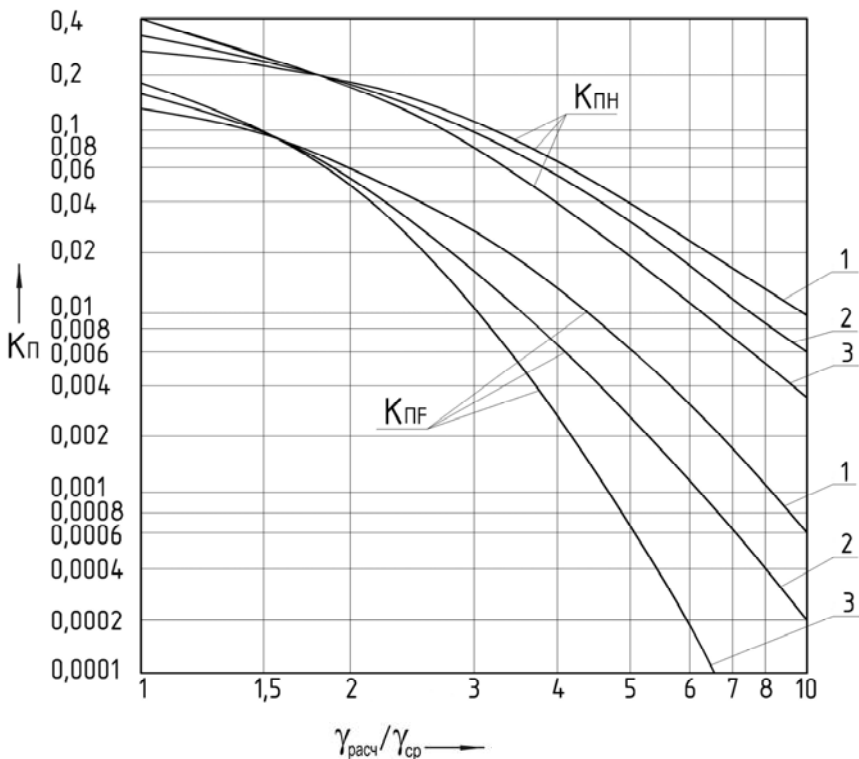


Рис. 1.1. Коэффициенты эквивалентного пробега $K_{ПФ}, K_{ПН} = f(\gamma_{расч} i / \gamma_{ср} i)$:

- 1 – самосвалы и автомобили повышенной проходимости;
- 2 – грузовые автомобили и автобусы; 3 – легковые автомобили

Среднее удельное сопротивление **дороги** $\gamma_{\psi ср} = \psi ср$,

где $\psi ср$ – средний коэффициент сопротивления дороги; на всех ступенях нагружения $\gamma_{\psi ср}$ принимается равным:

- 0,018 – для легковых автомобилей;
- 0,03 – для грузовых автомобилей и автобусов;
- 0,05 – для автомобилей-самосвалов.

Среднее удельное сопротивление **воздуха** $\gamma_{w\text{cp}i}$ определяется по формуле

$$\gamma_{w\text{cp}i} = A (v_{a\text{cp}i})^2 / (m_a g).$$

Параметр A на всех ступенях нагружения принимается равным:

0,005 – для легковых автомобилей;

0,02 – для грузовых автомобилей и автобусов;

0,024 – для автомобилей-самосвалов;

$v_{a\text{cp}i}$ – средняя скорость автомобиля на i -й передаче, км/ч, принимается равной:

$0,5v_{a\text{max}i}$ – для автомобилей с бензиновым двигателем;

$0,6v_{a\text{max}i}$ – для автомобилей с дизельным двигателем;

$v_{a\text{max}i}$ – максимальная скорость автомобиля:

$$v_{a\text{max}i} = 0,377n_{e\text{max}} r_{к0} / u_{\text{тр}i}, \text{ км/ч,}$$

где $n_{e\text{max}}$ – максимальная частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин.

При $v_{a\text{cp}i} < 40$ км/ч значение $\gamma_{w\text{cp}i} = 0$.

Среднее удельное сопротивление **разгону** автомобиля определяется по формуле

$$\gamma_{a\text{cp}i} = B(\gamma_{\text{расч}i} - \gamma_{\psi\text{cp}} - \gamma_{w\text{cp}i}).$$

Параметр B на всех ступенях нагружения принимается равным:

0,2 – для легковых автомобилей;

0,3 – для грузовых автомобилей и автобусов;

0,24 – для автомобилей-самосвалов.

1.5. Максимальный динамический крутящий момент $M_{j\text{max}}$

Максимальный динамический крутящий момент $M_{j\text{max}i}$ на первичном валу коробки передач на каждом i -м режиме нагружения

при известных значениях коэффициента запаса сцепления β_c и передаточного числа трансмиссии $u_{\text{тp}i}$ может быть рассчитан по эмпирическим формулам:

при $u_{\text{тp}i} \leq 20$

$$M_{j \max \Pi i} = 2\beta_c M_{e \max};$$

при $20 < u_{\text{тp}i} < 50$

$$M_{j \max \Pi i} = 2\beta_c M_{e \max} - (\beta_c M_{e \max} - 1,35M_{\varphi \Pi i})(u_{\text{тp}i} - 20) / 30; \quad (1.2)$$

при $u_{\text{тp}i} \geq 50$

$$M_{j \max \Pi i} \approx 1,35M_{\varphi \Pi i}. \quad (1.3)$$

В формулах (1.2) и (1.3) $M_{\varphi \Pi i}$ – приведенный к первичному валу коробки передач момент сцепления шин с дорогой для i -й ступени нагружения, рассчитанный по формуле (1.1).

1.6. Приведение расчетных крутящих моментов и расчетных частот вращения первичного вала коробки передач к валу рассчитываемого зубчатого колеса

При выполнении дальнейших расчетов необходимо определенные для первичного вала коробки передач в п. 1.1 и 1.5 значения крутящих моментов $M_{\text{расч} \Pi}$ и $M_{j \max \Pi}$, а также значения расчетной частоты вращения $n_{\text{расч} \Pi}$ п. 1.2 привести к валу рассчитываемого зубчатого колеса.

Расчетный крутящий момент на валу рассчитываемого зубчатого колеса $M_{\text{расч} \text{зк} i}$ определяется для каждой i -й ступени нагружения по формуле

$$M_{\text{расч} \text{зк} i} = \lambda \theta M_{\text{расч} \Pi i} u_{\text{п-зк} i} \eta_{\text{п-зк} i}, \quad \text{Н}\cdot\text{м},$$

где λ – доля мощности, передаваемая рассчитываемым зубчатым колесом при разветвлении силового потока:

$\lambda = 1$ при передаче полной мощности (разветвления силового потока нет);

$\lambda = G_{\text{фзк}} / G_{\text{ф}}$ при расположении зубчатого колеса за узлом деления мощности (раздаточной коробкой, дифференциалом);

$$G_{\text{фзк}} = m_{\text{фзк}} g,$$

где $G_{\text{фзк}}$, $m_{\text{фзк}}$ – вес и масса, приходящиеся на ведущие колеса автомобиля, к которым мощность передается при участии рассчитываемого зубчатого колеса;

$$G_{\text{ф}} = m_{\text{ф}} g,$$

где $G_{\text{ф}}$, $m_{\text{ф}}$ – сцепной вес и сцепная масса автомобиля соответственно;

Параметр θ учитывает увеличение крутящего момента, вызванного паразитной мощностью при заблокированном приводе выходных валов узлов деления:

$\theta = 1$ при **отсутствии узлов деления мощности** либо **дифференциальном приводе** выходных валов узлов деления;

при **блокированном приводе** выходных валов узлом деления:

$\theta = 1,1$ на низших передачах коробки передач,

$\theta = 1,2$ на высших передачах коробки передач;

$M_{\text{расч п } i}$ – расчетный крутящий момент на первичном валу коробки передач, Н·м;

$u_{\text{п-зк } i}$ и $\eta_{\text{п-зк } i}$ – передаточное число и КПД участка трансмиссии от первичного вала коробки передач до вала рассчитываемого зубчатого колеса.

Максимальный динамический крутящий момент на валу рассчитываемого зубчатого колеса $M_{j \text{ max зк}}$ определяется для каждой i -й ступени нагружения по формуле

$$M_{j \max \text{ зк } i} = \lambda \theta M_{j \max \text{ п } i} u_{\text{п-зк } i} \eta_{\text{п-зк } i}, \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $M_{j \max \text{ п } i}$ – максимальный динамический крутящий момент на первичном валу коробки передач;

$u_{\text{п-зк } i}$ и $\eta_{\text{п-зк } i}$ – передаточное число и КПД участка трансмиссии от первичного вала коробки передач до вала рассчитываемого зубчатого колеса.

Расчетная частота вращения вала рассчитываемого зубчатого колеса $n_{\text{расч зк } i}$ определяется для каждой i -й ступени нагружения по формуле

$$n_{\text{расч зк } i} = n_{\text{расч п}} / u_{\text{п-зк } i}, \text{ об/мин},$$

где $n_{\text{расч зк } i}$ – расчетная частота вращения вала рассчитываемого зубчатого колеса на i -й ступени нагружения;

$n_{\text{расч п}}$ – расчетная частота вращения первичного вала коробки передач;

$u_{\text{п-зк } i}$ – передаточное число от первичного вала коробки передач до вала рассчитываемого зубчатого колеса.

2. ПОРЯДОК РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС НА СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ И ПРОЧНОСТЬ

С методической точки зрения рекомендуется прежде выполнить, как несколько более сложный, расчет зубчатых колес на сопротивление усталости зубьев при изгибе, а затем – на сопротивление контактной усталости зубьев; далее, выполняется расчет на прочность зубьев при изгибе и контактную прочность активных поверхностей зубьев.

Проверочные расчеты ведутся параллельно для ведущего и ведомого колес зубчатой пары.

Наименование и порядок расчета параметров, входящих в формулы гл. 2, необходимых для расчета зубчатых колес на сопротивление усталости и прочность, приводятся в гл. 3.

2.1. Расчет на сопротивление усталости зубьев при изгибе

2.1.1. Расчетные напряжения изгиба зубьев $\sigma_{F_{вщ}}$ и $\sigma_{F_{вм}}$ ведущего и ведомого колес зубчатой пары

Расчетные напряжения изгиба зубьев ведущего и ведомого колес зубчатой пары $\sigma_{F_{вщ}}$ и $\sigma_{F_{вм}}$ соответственно определяются для каждой i -й ступени нагружения по формулам

$$\sigma_{F_{вщ}i} = \frac{F_{ti}}{b_{f_{вщ}} m_n} Y_{F_{вщ}} Y_{\varepsilon} K_{F\alpha} K_{F\beta i} K_{F\psi i} K_{F\mu_{вщ}} K_{F\chi_{вщ}}, \text{ МПа}, \quad (2.1)$$

$$\sigma_{F_{вм}i} = \frac{F_{ti}}{b_{f_{вм}} m_n} Y_{F_{вм}} Y_{\varepsilon} K_{F\alpha} K_{F\beta i} K_{F\psi i} K_{F\mu_{вм}} K_{F\chi_{вм}}, \text{ МПа}. \quad (2.2)$$

2.1.2. Предельное напряжение изгиба зубьев σ_{FP0} при базовом числе циклов перемены напряжений

$$\sigma_{FP0} = \sigma_{F_{\text{limb}}}^{\text{сим}} Y_R K_{F_{\text{сим}}}, \text{ МПа}. \quad (2.3)$$

2.1.3. Требуемые ресурсы зубчатых колес по напряжениям изгиба $R_{1F \text{ ВЩ}}$ и $R_{1F \text{ ВМ}}$

$$R_{1F \text{ ВЩ}} = \frac{10^3}{2\pi r_{к0}} a \sum_{i=1}^k \left(\sigma_{F \text{ ВЩ} i}^{m_F} u_{(3K-K) \text{ ВЩ} i} \xi_i K_{\Pi F i} \right), \quad (2.4)$$

$$R_{1F \text{ ВМ}} = \frac{10^3}{2\pi r_{к0}} a \sum_{i=1}^k \left(\sigma_{F \text{ ВМ} i}^{m_F} u_{(3K-K) \text{ ВМ} i} \xi_i K_{\Pi F i} \right). \quad (2.5)$$

2.1.4. Располагаемый ресурс зубчатых колес по напряжениям изгиба $R_{F \text{ lim}}$

$$R_{F \text{ lim}} = \sigma_{F P 0}^{m_F} N_{F 0}. \quad (2.6)$$

2.1.5. Расчетные пробеги автомобиля до усталостной поломки зуба колес зубчатой пары $L_{F \text{ ВЩ}}$ и $L_{F \text{ ВМ}}$

$$L_{F \text{ ВЩ}} = R_{F \text{ lim}} / R_{1F \text{ ВЩ}}, \text{ км},$$

$$L_{F \text{ ВМ}} = R_{F \text{ lim}} / R_{1F \text{ ВМ}}, \text{ км}.$$

2.1.6. Оценка сопротивления усталости зубьев при изгибе

Сопротивление усталости зубьев при изгибе достаточно, если:

$$L_{F \text{ ВЩ}} \geq L_0,$$

$$L_{F \text{ ВМ}} \geq L_0.$$

2.2. Расчет на сопротивление усталости активных поверхностей зубьев

2.2.1. Расчетное контактное напряжение Π_H активных поверхностей зубьев

Расчетное контактное напряжение Π_H активных поверхностей зубьев колес зубчатой пары для каждой i -й ступени нагружения определяется по формуле

$$\Pi_{Hi} = \frac{F_{ti}}{b_w d_{w1}} Z_H Z_\varepsilon K_{H\alpha} K_{H\beta i} K_{H\psi i} K_{H\mu} K_{Hx}, \text{ МПа.} \quad (2.7)$$

2.2.2. Предельное контактное напряжение зубьев Π_{HP0} при базовом числе циклов перемены напряжений

$$\Pi_{HP0} = \Pi_{Hlim} Z_R, \text{ МПа.} \quad (2.8)$$

2.2.3. Требуемые ресурсы зубчатых колес по контактным напряжениям $R_{1H\text{вщ}}$ и $R_{1H\text{вм}}$

$$R_{1H\text{вщ}} = \frac{10^3}{2\pi r_{k0}} a \sum_{i=1}^k \left(\Pi_{Hi}^{m_H} u_{(3K-K)\text{вщ}i} \xi_i K_{\Pi Hi} \right), \quad (2.9)$$

$$R_{1H\text{вм}} = \frac{10^3}{2\pi r_{k0}} a \sum_{i=1}^k \left(\Pi_{Hi}^{m_H} u_{(3K-K)\text{вм}i} \xi_i K_{\Pi Hi} \right). \quad (2.10)$$

2.2.4. Располагаемый ресурс зубчатых колес по контактным напряжениям R_{Hlim}

$$R_{Hlim} = \Pi_{HP0}^{m_H} N_{H0}. \quad (2.11)$$

2.2.5. Расчетные пробеги автомобиля до усталостного выкрашивания активных поверхностей зубьев колес

зубчатой пары $L_{H\text{ вщ}}$ и $L_{H\text{ вм}}$

$$L_{H\text{ вщ}} = R_{H\text{ лим}} / R_{1H\text{ вщ}}, \text{ км},$$

$$L_{H\text{ вм}} = R_{H\text{ лим}} / R_{1H\text{ вм}}, \text{ км}.$$

2.2.6. Оценка сопротивления контактной усталости активных поверхностей зубьев

Сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев достаточно, если

$$L_{H\text{ вщ}} \geq L_0,$$

$$L_{H\text{ вм}} \geq L_0.$$

2.3. Расчет зубчатых колес на прочность

2.3.1. Коэффициент максимальной динамической нагрузки $K_{j\text{ max}}$

Коэффициент максимальной динамической нагрузки $K_{j\text{ max}}$ определяется для каждой i -й ступени нагружения по формуле

$$K_{j\text{ max } i} = M_{j\text{ max } i} / M_{\text{ расч } i}.$$

2.3.2. Максимальные напряжения изгиба зубьев

$\sigma_{F j\text{ max вщ}}$ и $\sigma_{F j\text{ max вм}}$

Предварительно для каждой i -й ступени нагружения рассчитываются максимальные напряжения изгиба зубьев $\sigma_{F j\text{ max вщ } i}$

и $\sigma_{F j\text{ max вм } i}$ по формулам

$$\sigma_{F j\text{ max вщ } i} = K_{j\text{ max } i} \frac{F_{ti}}{b_{f\text{ вщ}} m_n} Y_{F\text{ вщ}} Y_\varepsilon K_{F\alpha} K_{F\beta i}, \text{ МПа}, \quad (2.12)$$

$$\sigma_{F j \max \text{ вв } i} = K_{j \max i} \frac{F_{t i}}{b_{f \text{ вв } m_n}} Y_{F \text{ вв }} Y_{\varepsilon} K_{F \alpha} K_{F \beta i}, \text{ МПа.} \quad (2.13)$$

Итоговые значения максимальных напряжений изгиба зубьев колес зубатой пары $\sigma_{F j \max \text{ вв } i}$ и $\sigma_{F j \max \text{ вв } i}$ определяются по выражениям

$$\sigma_{F j \max \text{ вв } i} = \max[\sigma_{F j \max \text{ вв } i} \quad i = (1, k, 1)], \text{ МПа,} \quad (2.14)$$

$$\sigma_{F j \max \text{ вв } i} = \max[\sigma_{F j \max \text{ вв } i} \quad i = (1, k, 1)], \text{ МПа.} \quad (2.15)$$

2.3.3. Максимальное контактное напряжение $\Pi_{H j \max}$

Предварительно для каждой i -й ступени нагружения рассчитываются максимальные контактные напряжения $\Pi_{H j \max i}$ по формуле

$$\Pi_{H j \max i} = K_{j \max i} \frac{F_{t i}}{b_w d_{w1}} Z_H Z_{\varepsilon} K_{H \alpha} K_{H \beta i}, \text{ МПа.} \quad (2.16)$$

Итоговое значение максимального контактного напряжения активных поверхностей колес зубатой пары $\Pi_{H j \max}$ определяется по выражению

$$\Pi_{H j \max} = \max[\Pi_{H j \max i} \quad i = (1, k, 1)], \text{ МПа.} \quad (2.17)$$

2.3.4. Оценка прочности зубьев при изгибе и контактной прочности активной поверхности зубьев

Условие достаточной прочности зубьев при изгибе

$$\sigma_{F j \max \text{ вв } i} \leq 0,9 \sigma_{F \text{ lim } M};$$

$$\sigma_{F j \max \text{ вв } i} \leq 0,9 \sigma_{F \text{ lim } M}.$$

Условие достаточной контактной прочности зубьев

$$\Pi_{H j \max} \leq 0,9 \Pi_{H \text{ lim } M}.$$

3. ПОРЯДОК ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ, ВХОДЯЩИХ В ФОРМУЛЫ РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС, НА СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ И ПРОЧНОСТЬ

3.1. Расчетная окружная сила в зубчатом зацеплении F_t

Расчетная окружная сила F_t используется в формулах (2.1), (2.2), (2.12), (2.7), (2.13), (2.16) при определении расчетных напряжений изгиба σ_F и контактных напряжений Π_H зубьев, а также в формуле для определения коэффициента внутренней динамической нагрузки в зацеплении зубчатых колес $K_{j\Delta}$.

Для однопарной зубчатой передачи, т. е. передачи, имеющей одно зацепление:

$$F_t = 2 \cdot 10^3 M_{\text{расч}} / d_w, \text{ Н},$$

для передачи с разветвлением силового потока, в том числе многосателлитной передачи:

$$F_t = 2 \cdot 10^3 M_{\text{расч}} / (d_w n_c), \text{ Н},$$

где $M_{\text{расч}}$ – расчетный крутящий момент, действующий на валу рассчитываемого зубчатого колеса, Н·м;

d_w – начальный диаметр **того же** рассчитываемого зубчатого колеса, мм;

n_c – число сопряженных зубчатых колес, т. е. находящихся в зацеплении с рассчитываемым зубчатым колесом.

Для цилиндрической однопарной зубчатой передачи

$$F_{t \text{ вщ}} = F_{t \text{ вм}} = 2 \cdot 10^3 M_{\text{расч вщ}} / d_{w \text{ вщ}}, \text{ Н}.$$

Для цилиндрической зубчатой передачи с разветвлением силового потока

$$F_{t \text{ вщ}} = F_{t \text{ вм}} = 2 \cdot 10^3 M_{\text{расч вщ}} / (d_{w \text{ вщ}} n_c), \text{ Н}.$$

Для конической однопарной зубчатой передачи

$$F_{t \text{ вщ}} = F_{t \text{ вм}} = 2 \cdot 10^3 M_{\text{расч вщ}} / d_{wm \text{ вщ}}, \text{ Н.}$$

Для конической зубчатой передачи с разветвлением силового потока

$$F_{t \text{ вщ}} = F_{t \text{ вм}} = 2 \cdot 10^3 M_{\text{расч вщ}} / (d_{wm \text{ вщ}} n_c), \text{ Н.}$$

где d_{wm} – средний начальный диаметр зубчатого колеса:

$$d_{wm} = d_w.$$

Для гипоидной зубчатой передачи

$$F_{t \text{ вщ}} = F_{t1} = 2 \cdot 10^3 M_{\text{расч вщ}} / d_{wm \text{ вщ}}, \text{ Н.}$$

$$F_{t \text{ вм}} = F_{t2} = 2 \cdot 10^3 M_{\text{расч вщ}} u_{\text{гип}} / d_{wm \text{ вщ}}, \text{ Н.}$$

где d_{wm} – средние начальные диаметры зубчатых колес: $d_{wm} = d_w$;

$u_{\text{гип}}$ – передаточное число гипоидной передачи:

$$u_{\text{гип}} = Z_{\text{вм}} / Z_{\text{вщ}}.$$

При расчете контактных напряжений Π_H и $\Pi_{Hj \text{ max}}$ в формулы (2.7) и (2.16) следует подставлять окружную силу на гипоидном колесе F_{t2} .

3.2. Расчетные значения рабочей ширины зубчатого венца

$$b_{f1}, b_{f2} \text{ и } b_w$$

Значения рабочей ширины зубчатого венца при расчете напряжений изгиба шестерни b_{f1} и колеса b_{f2} , а также при расчете контактных напряжений b_w определяются согласно рис. 3.1.

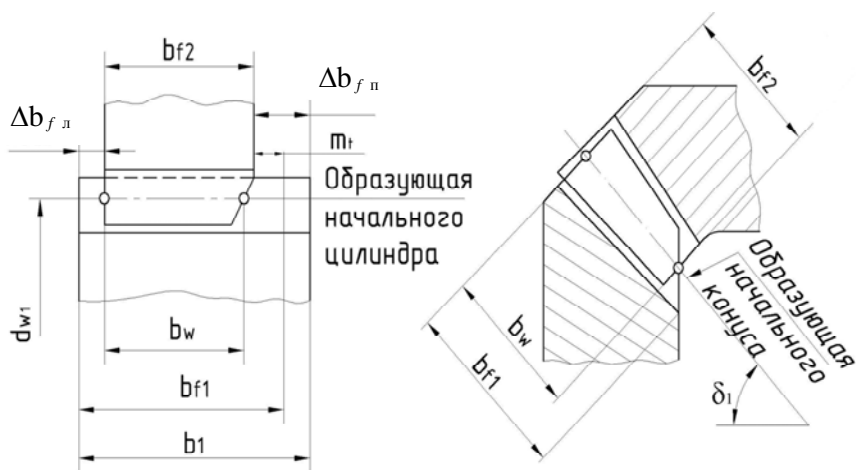


Рис. 3.1. Расчетные значения рабочей ширины зубчатого венца:
 b_{f1} , b_{f2} – рабочая ширина венца шестерни и венца колеса соответственно,
 учитываемая при расчете напряжения изгиба зуба;
 b_w – рабочая ширина контакта зубьев;
 $\Delta b_{fл}$, $\Delta b_{fп}$ – свободные участки венца шестерни; в состав величины
 b_{f1} включаются свободные участки не более m_t на каждую сторону венца

Свободные участки Δb_f , включаемые в состав рабочей ширины зубчатого венца b_f , не должны превышать величины m_t на каждую из сторон венца.

3.3. Расчетный нормальный модуль зубьев m_n

Расчетный нормальный модуль зубьев используется в формулах (2.1) и (2.2) при определении расчетных напряжений изгиба зубьев $\sigma_{F_{вц}}$ и $\sigma_{F_{вм}}$, в табл. 3.10 значений расчетной производственной погрешности зубчатых колес Δ_0 и в табл. 3.11 значений коэффициента K_{Fx} .

Для различных видов зубчатых передач в качестве расчетного модуля нормального зубьев m_n принимается:

m – модуль зубьев для цилиндрических прямозубых передач;

m_m – модуль нормальный для цилиндрических косозубых передач;

m_m – модуль средний для конических прямозубых передач:

$$m_m = m_e R_m / R_e,$$

где m_e – внешний модуль зубьев;

R_e – внешнее конусное расстояние;

R_m – среднее конусное расстояние:

$$R_m = R_e - 0,5 b_w;$$

m_{nm} – нормальный средний модуль для конических передач с круговыми зубьями:

$$m_{nm} = m_{te} \cos(\beta_m) R_m / R_e,$$

где m_{te} – внешний модуль зубьев;

R_e – внешнее конусное расстояние;

R_m – среднее конусное расстояние:

$$R_m = R_e - 0,5 b_w;$$

m_{nm} – нормальный средний модуль; для гипоидных передач

$$m_{nm} = m_{te2} \cos(\beta_{m2}) R_{m2} / R_{e2},$$

где m_{te2} – внешний окружной модуль колеса;

R_{e2} – внешнее конусное расстояние колеса;

R_{m2} – среднее конусное расстояние колеса:

$$R_{m2} = R_{e2} - 0,5 b_w.$$

3.4. Начальный диаметр шестерни d_{w1}

Начальный диаметр шестерни зубчатой пары d_{w1} используется в формулах (2.7) и (2.16) при определении расчетных контактных напряжений Π_H и $\Pi_{Hj \max}$ **цилиндрических прямозубых и косозубых передач.**

При определении расчетных контактных напряжений Π_H и $\Pi_{Hj \max}$ **конических прямозубых и косозубых передач, а также гипоидных передач** следует использовать средний делительный диаметр шестерни d_{m1} , равный d_{wm1} :

$$d_{m1} = d_{e1} R_m / R_e,$$

где d_{e1} – внешний делительный диаметр шестерни;

R_m и R_e – среднее и внешнее конусные расстояния соответственно.

3.5. Коэффициенты единичного напряжения изгиба зубьев

$$Y_{F \text{ вщ}} \text{ и } Y_{F \text{ вм}}$$

Коэффициент единичного напряжения Y_F представляет собой напряжение изгиба зубьев условного зубчатого колеса, имеющего модуль $m = 1$ мм и ширину зубчатого венца $b_f = 1$ мм, при приложении окружной силы $F_t = 1$ Н.

Коэффициент Y_F используется в формулах (2.1), (2.2), (2.12), (2.13) при определении расчетных напряжений изгиба $\sigma_{F \text{ вщ}}$ и $\sigma_{F \text{ вм}}$, $\sigma_{Fj \max \text{ вщ}}$ и $\sigma_{Fj \max \text{ вм}}$:

$$Y_F = Y_F^0 K_u K_\alpha K_\rho K_\tau,$$

где Y_F^0 – номинальное значение коэффициента Y_F , рассчитанное для некоторого определенного сочетания зубьев цилиндрической прямозубой передачи стандартного исходного контура;

K_u , K_α , K_ρ и K_τ – коэффициенты, учитывающие влияние параметров сопряженного зубчатого колеса и отличие параметров рассчитываемого зубчатого колеса от стандартных значений.

Значение коэффициента Y_F^0 определяется по графику на рис. 3.2 для зубчатых колес внешнего зацепления и по табл. 3.1 для зубчатых колес внутреннего зацепления:

$$Y_F^0 = f(x, Z_v),$$

где x – коэффициент смещения исходного контура;

Z_v – эквивалентное число зубьев.

Для прямозубых цилиндрических колес

$$Z_v = Z.$$

Для косозубых цилиндрических колес

$$Z_v = Z / \cos^3 \beta.$$

Для прямозубых конических колес

$$Z_v = Z / \cos \delta.$$

Для конических колес с круговыми зубьями и гипоидных зубчатых колес

$$Z_v = Z / (\cos \delta \cos^3 \beta).$$

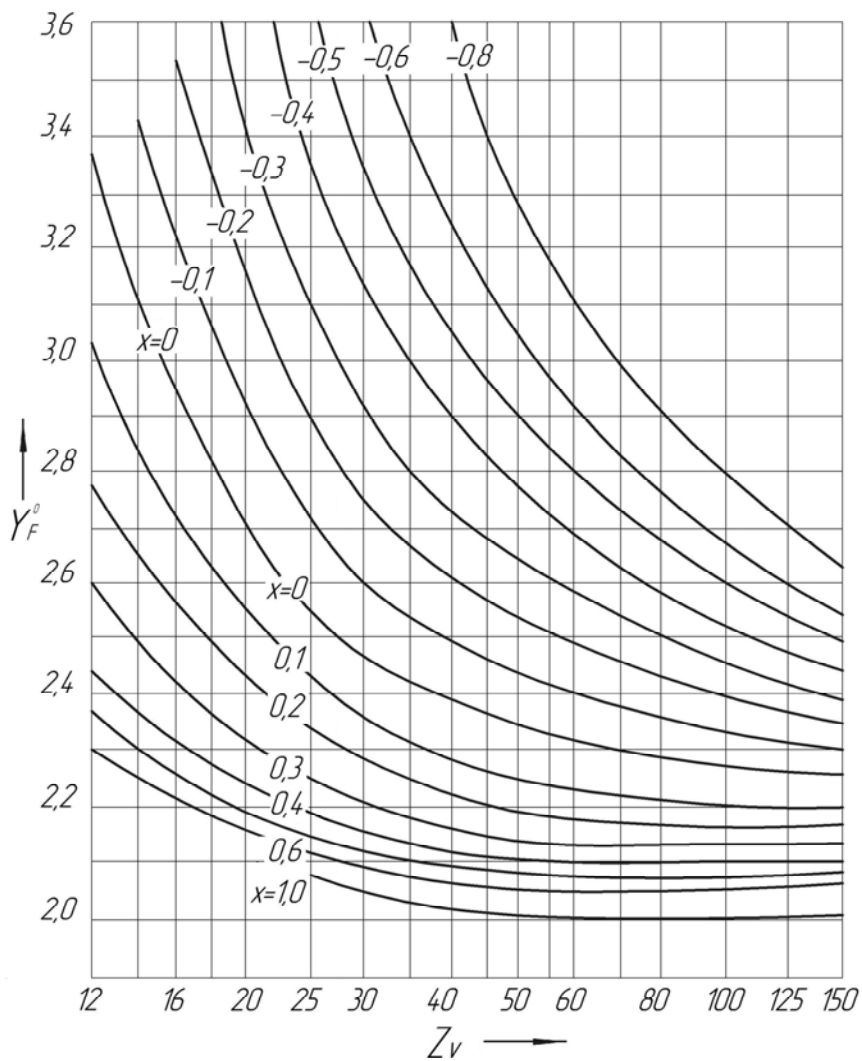


Рис. 3.2. График номинальных значений Y_F^0 коэффициента единичных напряжений изгиба зубчатых колес **внешнего зацепления**

Таблица 3.1

Номинальные значения Y_F^0 коэффициента единичных напряжений
изгиба зубчатых колес **внутреннего зацепления** при $x_1 = x_2$

Z_{v1}	x	Z_{v2}									
		40		50		60		80		100	
		Y_{F1}^0	Y_{F2}^0	Y_{F1}^0	Y_{F2}^0	Y_{F1}^0	Y_{F2}^0	Y_{F1}^0	Y_{F2}^0	Y_{F1}^0	Y_{F2}^0
13	0	2,52	2,72	2,46	2,73	2,40	2,74	2,35	2,73	2,35	2,72
	+0,3	2,50	2,43	2,46	2,52	2,40	2,58	2,35	2,66	2,35	2,70
	+0,6	2,48	2,23	2,44	2,33	2,38	2,41	2,35	2,54	2,35	2,63
	+1,0	2,48	2,00	2,44	2,12	2,38	2,23	2,35	2,41	3,35	2,50
14	0	2,50	2,72	2,44	2,73	3,38	2,74	2,32	2,73	2,30	2,72
	+0,3	2,48	2,43	2,44	2,52	2,38	2,58	2,32	2,66	2,30	2,70
	+0,6	2,46	2,23	2,42	2,33	2,36	2,41	2,30	2,54	2,30	2,63
	+1,0	2,46	2,06	2,42	2,12	2,36	2,23	2,30	2,41	2,30	2,50
17	0	2,48	2,62	2,40	2,63	2,35	2,64	2,30	2,63	2,20	2,62
	+0,3	2,46	2,36	2,40	2,43	2,35	2,49	2,30	2,56	2,20	2,60
	+0,6	2,44	2,15	2,38	2,24	2,32	2,32	2,25	2,46	2,20	2,53
	+1,0	2,44	2,00	2,38	2,05	2,32	2,15	2,25	2,32	2,20	2,41
19	0	2,45	2,62	2,38	2,63	2,32	2,64	2,28	2,63	2,10	2,62
	+0,3	2,43	2,36	2,36	2,43	2,32	2,49	2,26	2,56	2,10	2,60
	+0,6	2,42	2,15	2,35	2,24	2,30	2,32	2,24	2,46	2,10	2,53
	+1,0	2,42	2,00	2,35	2,05	2,30	2,15	2,20	2,32	2,10	2,41
25	0	–	–	2,30	2,55	2,20	2,56	2,12	2,55	2,02	2,54
	+0,3	–	–	2,28	2,36	2,20	2,42	2,10	2,50	2,02	2,53
	+0,6	–	–	2,26	2,18	2,18	2,26	2,08	2,39	2,02	2,46
	+1,0	–	–	2,26	2,00	2,18	2,09	2,06	2,26	2,02	2,34
33	0	–	–	–	–	2,08	2,56	2,04	2,55	2,00	2,54
	+0,3	–	–	–	–	2,08	2,42	2,04	2,50	2,00	2,53
	+0,6	–	–	–	–	2,06	2,26	2,02	2,39	2,00	2,46
	+1,0	–	–	–	–	2,06	2,09	2,02	2,26	2,00	2,34

K_u – коэффициент, учитывающий влияние параметров сопряженного зубчатого колеса.

Для цилиндрических передач внешнего зацепления

$$K_{u1} \approx 1 + 0,125 \left(\frac{Z_{\phi 1}}{Z_{v2}} + x_{\Sigma} - 1 \right),$$

$$K_{u2} \approx 1 + 0,125 \left(\frac{Z_{\phi 2}}{Z_{v1}} + x_{\Sigma} - 1 \right),$$

где Z_{ϕ} – число зубьев условного колеса, сопряженного с рассчитываемым зубчатым колесом:

при $x \geq -0,3$

$$Z_{\phi 1} = 14 + 20x_1, \quad Z_{\phi 2} = 14 + 20x_2;$$

при $x < -0,3$

$$Z_{\phi 1} = 2 - 20x_1, \quad Z_{\phi 2} = 2 - 20x_2.$$

Z_v – эквивалентное число зубьев.

x_{Σ} – коэффициент суммы смещений шестерни и колеса:

$$x_{\Sigma} = x_1 + x_2.$$

Для цилиндрических передач внутреннего зацепления

$$K_{u1} = K_{u2} \approx 1 + 0,125(x_2 - x_1).$$

Для конических и гипоидных передач

$$K_{u1} = K_{u2} = 1.$$

K_{α} – коэффициент, учитывающий отличие угла зацепления от стандартного значения $\alpha = 20^{\circ}$. Значения $K_{\alpha} = f(\alpha^{\circ})$ представлены в табл. 3.2.

Таблица 3.2

Коэффициент $K_\alpha = f(\alpha^\circ)$

α	15°	17°30'	20°	22°30'	25°
K_α	1,14	1,07	1	0,935	0,88

K_ρ – коэффициент, учитывающий отличие коэффициента радиуса переходной кривой выкружки ножки зуба от стандартного значения $\rho_f^* \approx 0,38$. Значения $K_\rho = f(\rho_f^*)$ представлены в табл. 3.3.

Таблица 3.3

Коэффициент $K_\rho = f(\rho_f^*)$

ρ_f^*	0	0,1	0,2	0,3	0,4
K_ρ	1,22	1,12	1,07	1,03	1

K_τ – коэффициент, учитывающий коррекцию толщины зуба колес конических и гипoidных передач:

$$K_\tau = 1,57 / (1,57 + x_\tau),$$

где x_τ – коэффициент тангенциальной коррекции зубьев.

При $x_\tau = 0$ коэффициент $K_\tau = 1$.

В цилиндрических передачах тангенциальная коррекция не применяется, при этом $x_\tau = 0$, а коэффициент $K_\tau = 1$.

3.6. Коэффициент единичного контактного напряжения зубьев Z_H

Коэффициент единичного напряжения Z_H представляет собой контактное напряжение в полюсе зацепления сопряженных профилей

зубьев условных колес, имеющих модуль $m = 1$ мм и контактную ширину венца $b_w = 1$ мм при приложении окружной силы $F_t = 1$ Н.

Коэффициент Z_H используется в формулах (2.7) и (2.16) при определении расчетных контактных напряжений Π_H и $\Pi_{Hj \max}$.

Для **цилиндрической** прямозубой передачи внешнего или внутреннего зацепления

$$Z_H = \frac{d_{w1} a_w \operatorname{tg} \alpha_w}{2\rho_{T1} \rho_{и2}},$$

где a_w – межосевое расстояние зубчатой передачи;

α_w – угол зацепления;

ρ_{T1} и $\rho_{и1}$ – радиусы кривизны профиля зуба в точках пересопряжения шестерни и колеса соответственно.

Порядок определения радиусов кривизны профиля зуба в точках пересопряжения шестерни и колеса ρ_{T1} и $\rho_{и1}$ цилиндрической прямозубой передачи приводится ниже.

Исходные данные: $Z_1, Z_2, \alpha_w, m, \alpha, d_{a1}$.

- 1) $a = 0,5m(Z_1 + Z_2)$.
- 2) $\alpha_w = \arccos(\cos \alpha a / a_w)$.
- 3) $d_1 = Z_1 m$.
- 4) $d_{b1} = d_1 \cos \alpha$.
- 5) $p_\alpha = \pi m \cos \alpha$.
- 6) $\rho_{a1} = 0,5\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2}$.
- 7) $\rho_{T1} = \rho_{a1} - p_\alpha$.
- 8) $\rho_{и2} = a_w \sin \alpha_w \pm \rho_{T1}$;

знак «минус» – для передачи внешнего зацепления.

Для **цилиндрической** косозубой передачи внешнего зацепления

$$Z_H = \frac{2(u_{1-2} + 1) \cos^2 \beta}{u_{1-2} \sin 2\alpha_{nw}},$$

для **цилиндрической** косозубой передачи внутреннего зацепления

$$Z_H = \frac{2(u_{1-2} - 1) \cos^2 \beta}{u_{1-2} \sin 2\alpha_n},$$

где u_{1-2} – передаточное число зубчатой пары:

$$u_{1-2} = Z_2 / Z_1.$$

Для **конической** обкатной передачи с межосевым углом $\Sigma = 90^\circ$

$$Z_H = \frac{2\sqrt{u_{1-2}^2 + 1} \cos^2 \beta_m}{u_{1-2} \sin 2\alpha_n},$$

для **конической** полуобкатной передачи с межосевым углом $\Sigma = 90^\circ$

$$Z_H = \frac{2u_{1-2} \cos^2 \beta_m}{\sqrt{u_{1-2}^2 + 1} \sin 2\alpha_n},$$

для **конической** передачи с межосевым углом $\Sigma \neq 90^\circ$

$$Z_H = \frac{2 \sin \delta_1 (u_{1-2}^2 + 2u_{1-2} \cos \Sigma + 1) \cos^2 \beta_m}{u_{1-2} \sin 2\alpha_n}.$$

Для **гипоидной** обкатной передачи

$$Z_H = \frac{2 \sin \delta_2 (\operatorname{ctg} \delta_1 + k_r^2 \operatorname{ctg} \delta_2) \cos^2 \beta_{cp}}{k_r u_{1-2} \sin 2\alpha_n},$$

для **гипоидной** полуобкатной передачи

$$Z_H = \frac{2 \sin \delta_2 \operatorname{ctg} \delta_1 \cos^2 \beta_{cp}}{k_r u_{1-2} \sin 2\alpha_n},$$

где k_r – коэффициент увеличения размера шестерни:

$$k_r = \cos \beta_{m2} / \cos \beta_{m1},$$

β_{cp} – среднее значение углов наклона линии зубьев шестерни и колеса:

$$\beta_{cp} = 0,5(\beta_{m1} + \beta_{m2}).$$

3.7. Коэффициенты Y_ε и Z_ε , учитывающие величину перекрытия зубьев

Коэффициенты перекрытия зубьев Y_ε и Z_ε используются в формулах (2.1), (2.2), (2.7), (2.12), (2.13) и (2.16) при определении расчетных напряжений изгиба σ_F и контактных напряжений Π_H зубьев.

Для прямозубых цилиндрических и конических передач

$$Y_\varepsilon = Z_\varepsilon = 1.$$

Для цилиндрических косозубых передач и конических передач с круговыми зубьями $Y_\varepsilon = Z_\varepsilon$.

Для гипоидных передач

$$Y_{\varepsilon 1} = Z_\varepsilon \cos \beta_{cp} / \cos \beta_{m1};$$

$$Y_{\varepsilon 2} = Z_\varepsilon \cos \beta_{cp} / \cos \beta_{m2}.$$

Коэффициент $Z_\varepsilon = f(\varepsilon_\alpha, \varepsilon_\beta)$, определяется для цилиндрических передач по графику на рис. 3.3, а для конических и гипоидных передач – по графику на рис. 3.4. ε_α и ε_β – коэффициенты торцового и осевого перекрытия зубчатой передачи.

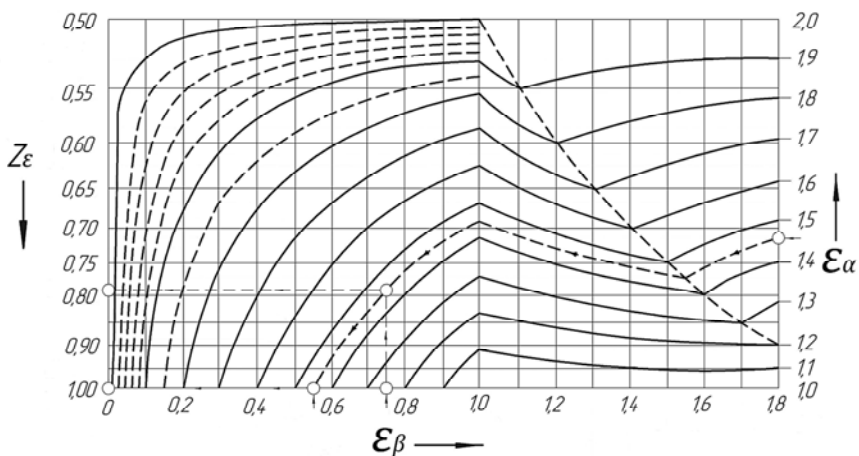


Рис. 3.3. График для определения коэффициента Z_ϵ при расчете **цилиндрических** зубчатых передач.

Примеры: 1) $\epsilon_\alpha = 1,45$; $\epsilon_\beta = 0,75$; $Z_\epsilon = 0,795$;

2) $\epsilon_\alpha = 1,45$; $\epsilon_\beta = 0,55$; $Z_\epsilon = 1,0$

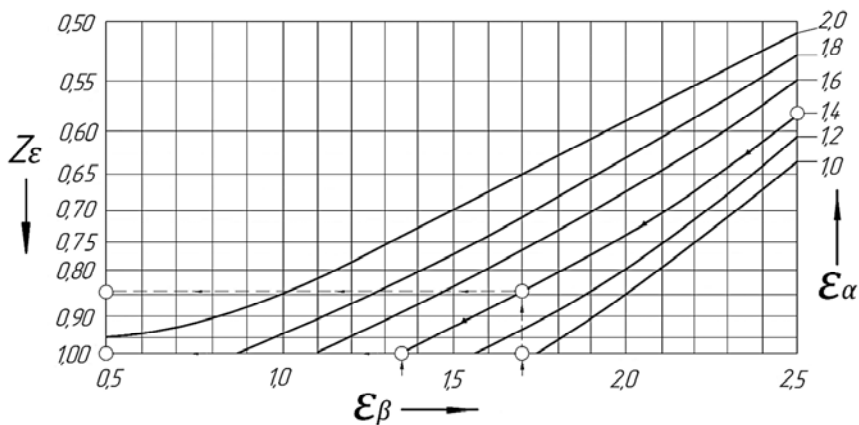


Рис. 3.4. График для определения коэффициента Z_ϵ при расчете **конических** и **гипоидных** передач.

Примеры: 1) $\epsilon_\alpha = 1,4$; $\epsilon_\beta = 1,7$; $Z_\epsilon = 0,848$;

2) $\epsilon_\alpha = 1,4$; $\epsilon_\beta = 1,35$; $Z_\epsilon = 1,0$

Справочно порядок определения коэффициентов ε_α и ε_β приведен в п. 3.7.1–3.7.4.

3.7.1. Порядок определения коэффициентов перекрытия ε_α и ε_β цилиндрической косозубой передачи внешнего зацепления

Исходные данные: $Z_1, Z_2, a_w, m_n, \alpha_n, \beta, d_{a1}, d_{a2}, b_w$.

1) $m_t = m_n / \cos \beta$.

2) $\alpha_t = \arctg(\alpha_n / \cos \beta)$.

3) $a = 0,5 m_t (Z_1 + Z_2)$.

4) $\alpha_{t w} = \arccos(\cos \alpha_t a / a_w)$.

5) $d_1 = Z_1 m_t$.

6) $d_2 = Z_2 m_t$.

7) $d_{b1} = d_1 \cos \alpha_t$.

8) $d_{b2} = d_2 \cos \alpha_t$.

9) $\alpha_{a1} = \arccos(d_{b1} / d_{a1})$.

10) $\alpha_{a2} = \arccos(d_{b2} / d_{a2})$.

11) $\varepsilon_\alpha = \frac{Z_1 \operatorname{tg} \alpha_{a1} + Z_2 \operatorname{tg} \alpha_{a2} - (Z_1 + Z_2) \operatorname{tg} \alpha_{t w}}{2 \pi}$.

12) $\varepsilon_\beta = b_w \sin \beta / (\pi m_n)$.

3.7.2. Порядок определения коэффициентов перекрытия ε_α и ε_β цилиндрической косозубой передачи внутреннего зацепления

Исходные данные: $Z_1, Z_2, a_w, m_n, \alpha_n, \beta, d_{a1}, d_{a2}, b_w$.

1) $m_t = m_n / \cos \beta$.

2) $\alpha_t = \arctg(\alpha_n / \cos \beta)$.

$$3) a = 0,5 m_t (Z_2 - Z_1).$$

$$4) \alpha_{t_w} = \arccos(\cos \alpha_t a / a_w).$$

$$5) d_1 = Z_1 m_t.$$

$$6) d_2 = Z_2 m_t.$$

$$7) d_{b1} = d_1 \cos \alpha_t.$$

$$8) d_{b2} = d_2 \cos \alpha_t.$$

$$9) \alpha_{a1} = \arccos(d_{b1} / d_{a1}).$$

$$10) \alpha_{a2} = \arccos(d_{b2} / d_{a2}).$$

$$11) \varepsilon_\alpha = \frac{Z_1 \operatorname{tg} \alpha_{a1} - Z_2 \operatorname{tg} \alpha_{a2} + (Z_2 - Z_1) \operatorname{tg} \alpha_{t_w}}{2\pi}.$$

$$12) \varepsilon_\beta = b_w \sin \beta / (\pi m_n).$$

3.7.3. Определение коэффициентов перекрытия ε_α и ε_β конической передачи с круговыми зубьями

Исходные данные: $Z_1, Z_2, R_e, m_{te}, \alpha_n, \beta_m, \delta_1, \delta_2, x_{t1}, x_{t2}, h_a^*, b_w$.

$$1) \alpha_t = \operatorname{arctg}(\alpha_n / \cos \beta_m).$$

$$2) R_m = R_e - 0,5 b_w.$$

$$3) m_{nm} = m_{te} \cos \beta_m R_m / R_e.$$

$$4) \varepsilon_\alpha = \left(\sqrt{(0,5 Z_1 / \cos \delta_1 + h_a^* + x_{t1})^2 - (0,5 Z_1 \cos \alpha_t / \cos \delta_1)^2} + \right. \\ \left. + \sqrt{(0,5 Z_2 / \cos \delta_2 + h_a^* + x_{t2})^2 - (0,5 Z_2 \cos \alpha_t / \cos \delta_2)^2} - \right. \\ \left. - \sin \alpha_t (0,5 Z_1 / \cos \delta_1 + 0,5 Z_2 / \cos \delta_2) \right) / (\pi \cos \alpha_t).$$

$$5) \varepsilon_\beta = b_w \sin \beta_m / (\pi m_{nm}).$$

3.7.4. Определение коэффициентов перекрытия ε_α и ε_β гипойдной передачи

Исходные данные: Z_1 , R_{e2} , m_{te2} , β_{m1} , β_{m2} , b_w .

1) Приближенные значения коэффициента $\varepsilon_\alpha = f(Z_1)$:

Z_1	6	7	8	9	10	11	12	13
ε_α	0,87	0,95	1,02	1,07	1,11	1,15	1,19	1,20

Z_1	14	15	16	17	18	19	20
ε_α	1,21	1,22	1,23	1,24	1,25	1,25	1,26

2) $R_{m2} = R_{e2} - 0,5b_w$.

3) $\beta_{cp} = 0,5(\beta_{m1} + \beta_{m2})$.

4) $K_b = b_w R_{m2} \operatorname{tg} \beta_{cp} / (R_{e2} (R_{e2} - 0,5b_w))$.

5) $\varepsilon_\beta = (3K_b - K_b^3) R_{e2} / (3\pi m_{te2})$.

3.8. Коэффициенты $K_{F\alpha}$ и $K_{H\alpha}$, учитывающие распределение нагрузки между зубьями

Коэффициенты $K_{F\alpha}$ и $K_{H\alpha}$ используются в формулах (2.1), (2.2), (2.7), (2.12), (2.13) и (2.16) при определении расчетных напряжений изгиба σ_F и контактных напряжений Π_H зубьев.

Значения коэффициента $K_{F\alpha}$ принимаются в зависимости от степени точности по нормам плавности зубчатой передачи по табл. 3.4.

Таблица 3.4

Значения коэффициента распределения нагрузки $K_{F\alpha}$

Степень точности	6	7	8	9
$K_{F\alpha}$	1	1	1,04	1,08

Значение коэффициента $K_{H\alpha}$ зависит от вида, степени точности по нормам плавности и коэффициента осевого перекрытия ε_β зубчатой передачи.

$K_{H\alpha} = 1$ для прямозубых передач.

Для передач с криволинейными зубьями $K_{H\alpha}$ вычисляется по формуле

$$K_{H\alpha} = K_{H\psi} K_{H\gamma},$$

где $K_{H\psi}$ – учитывает изменение интенсивности нагрузки контактной линии зубьев в начальной, средней и конечной фазах их зацепления; значения коэффициента $K_{H\psi}$ приведены в табл. 3.5.

Таблица 3.5

Значения коэффициента $K_{H\psi} = f(\varepsilon_\beta)$

ε_β	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00 и более
$K_{H\psi}$	1,16	1,17	1,19	1,21	1,22	1,24	1,26	1,28	1,30	1,32	1,33

$K_{H\gamma}$ учитывает влияние точности изготовления передачи на распределение нагрузки между зубьями; определяется по табл. 3.6.

Таблица 3.6

Значения коэффициента распределения нагрузки $K_{H\gamma}$

Степень точности	6	7	8	9
$K_{H\gamma}$	1	1,05	1,10	1,15

3.9. Коэффициенты $K_{F\beta}$ и $K_{H\beta}$, учитывающие влияние перекоса зубчатых колес под нагрузкой

Коэффициенты $K_{F\beta}$ и $K_{H\beta}$ используются в формулах (2.1), (2.2), (2.7), (2.12), (2.13) и (2.16) при определении расчетных напряжений изгиба σ_F и контактных напряжений Π_H зубьев.

Коэффициенты $K_{F\beta}$ и $K_{H\beta}$ зависят от структурной группы, к которой относится рассчитываемая зубчатая передача, относительной ширины зубчатого венца шестерни, твердости активной поверхности зубьев и окружной скорости в зацеплении зубчатых колес.

Для однопарной передачи, т. е. передачи, имеющей одно зацепление, коэффициенты $K_{F\beta}$ и $K_{H\beta}$ определяются по формулам

$$K_{F\beta} = 1 + (K_{\beta}^0 - 1) K_{Fw}; \quad (3.1)$$

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{\beta}^0 - 1) K_{Hw}. \quad (3.2)$$

Для передачи с разветвлением силового потока, в том числе многосателлитной передачи, коэффициенты $K_{F\beta}$ и $K_{H\beta}$ определяются по формулам

$$K_{F\beta} = 1 + (\gamma_n K_{\beta}^0 - 1) K_{Fw}; \quad (3.3)$$

$$K_{H\beta} = 1 + (\gamma_n K_{\beta}^0 - 1) K_{Hw}. \quad (3.4)$$

В формулах (3.1)–(3.4):

K_{β}^0 – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца в начальный период работы передачи; зависит от конструкции редукторного узла, вида зубчатой передачи и варианта установки ее в узле, значения коэффициента ширины зубчатого венца ψ_{bd} .

$K_{\beta}^0 = f(\psi_{bd}, N^0)$; для цилиндрических передач определяется по схемам и графику рис. 3.5, для конических передач – по схемам и графикам рис. 3.6; при этом:

$\Psi_{bd} = b_w / d_{w1}$ – для цилиндрических передач;

$\Psi_{bd} = b_w / d_{wm1}$ – для конических передач;

N^0 – номер варианта расположения рассчитываемой зубчатой пары в редукторном узле.

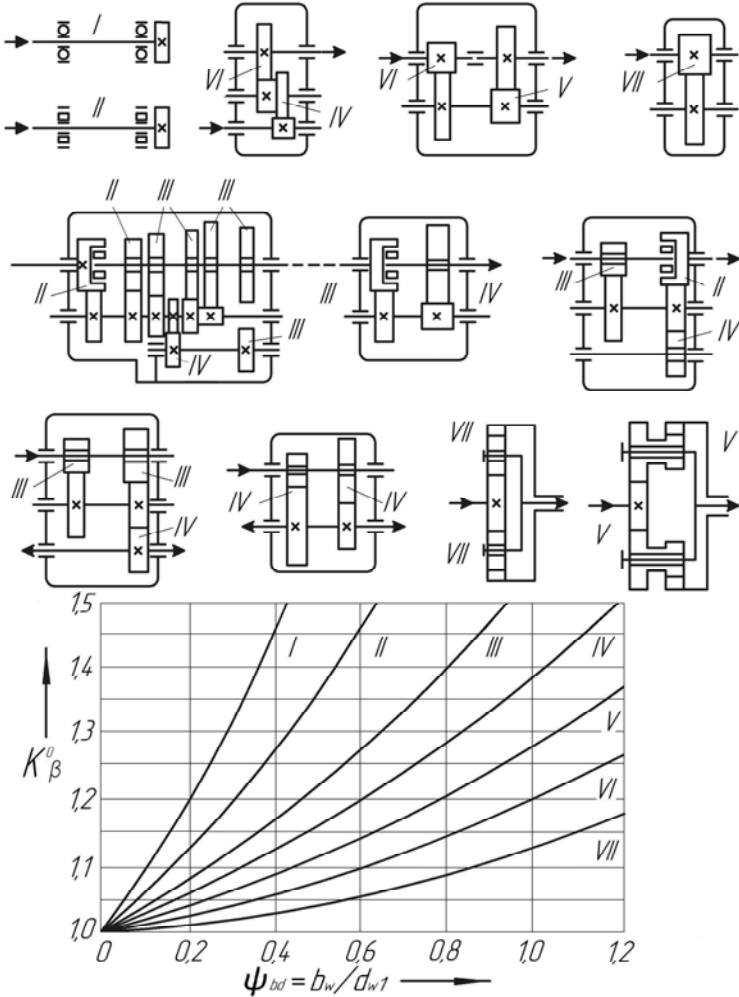


Рис. 3.5. Схемы и график для определения коэффициента K_{β}^0 при расчете цилиндрических передач

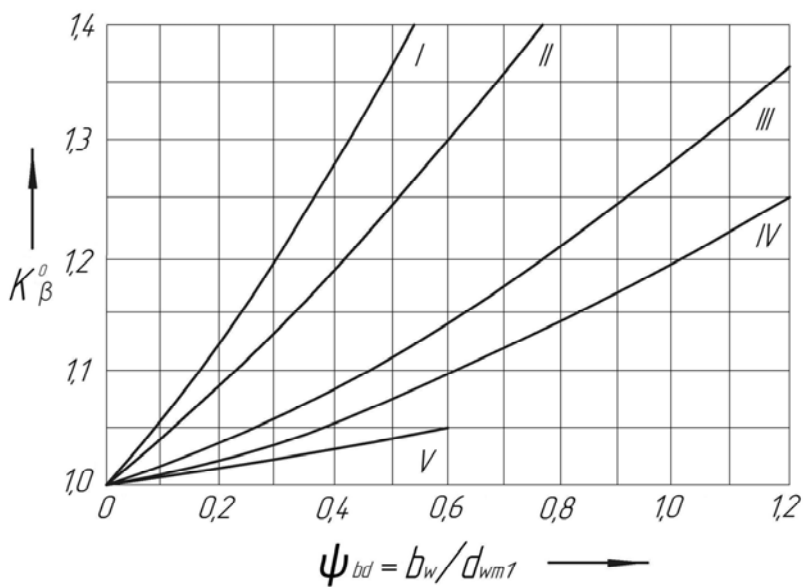
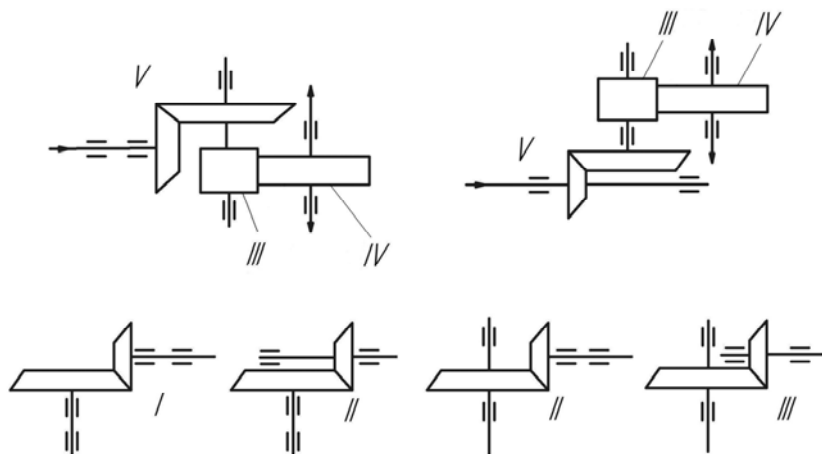


Рис. 3.6. Схемы и график для определения коэффициента K_{β}^0 при расчете **главных передач** автомобилей

$K_{F w}$, $K_{H w}$ – коэффициенты, учитывающие влияние приработ-ки зубьев в процессе эксплуатации;

$K_{F w}, K_{H w} = f(\text{HRC}, v_{\text{окр}})$, определяются по табл. 3.7; при этом:

HRC – твердость активной поверхности зубьев;

$v_{\text{окр}}$ – расчетная окружная скорость в зацеплении зубчатых ко-лес, м/с;

для цилиндрических передач

$$v_{\text{окр}} = \frac{\pi d_{w \text{ вщ}} n_{\text{расч вщ}}}{60 \cdot 10^3} = \frac{\pi d_{w \text{ вм}} n_{\text{расч вм}}}{60 \cdot 10^3}, \text{ м/с}; \quad (3.5)$$

для конических передач

$$v_{\text{окр}} = \frac{\pi d_{w t \text{ вщ}} n_{\text{расч вщ}}}{60 \cdot 10^3} = \frac{\pi d_{w t \text{ вм}} n_{\text{расч вм}}}{60 \cdot 10^3}, \text{ м/с}. \quad (3.6)$$

Таблица 3.7

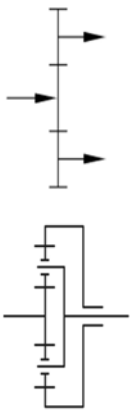
Значения коэффициентов $K_{F w}, K_{H w} = f(\text{HRC}, v_{\text{окр}})$

Коэффициенты	HRC	$v_{\text{окр}}, \text{ м/с}$				
		1	2	4	6	8 и более
$K_{F w}$	47	0,90	0,96	1,00	1,00	1,00
	50	0,95	1,00	1,00	1,00	1,00
	60	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
$K_{H w}$	47	0,62	0,65	0,70	1,00	1,00
	50	0,72	0,76	0,86	1,00	1,00
	60	0,80	0,85	0,96	1,00	1,00

γ_n – коэффициент неравномерности распределения нагрузки в многосателлитном механизме либо при разветвлении силового потока в вальном механизме; определяется по табл. 3.8 в зависимости от вида механизма, наличия и вида самоустанавливающегося звена, числа сателлитов либо числа ветвей силового потока n_c .

Таблица 3.8

Значения коэффициента γ_n , учитывающего неравномерность распределения нагрузки в однорядных механизмах с разветвленным силовым потоком

Виды механизмов	Самоустанавливающееся звено	γ_n				
		Число ветвей силового потока n_c				
		2	3	4	5	6
	Отсутствует	1,20	1,25	1,30	1,35	1,40
	Одно из центральных колес	1,10	1,15	1,20	1,25	1,30
	Водило или два центральных зубчатых колеса	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25

3.10. Коэффициенты K_{F_v} и K_{H_v} , учитывающие влияние динамической нагрузки в зацеплении

Коэффициенты K_{F_v} и K_{H_v} используются в формулах (2.1), (2.2) и (2.7) при определении расчетных напряжений изгиба $\sigma_{F_{вщ}}$, $\sigma_{F_{вм}}$ и контактных напряжений Π_H зубьев.

Значения коэффициентов K_{F_v} и K_{H_v} зависят от расчетной окружной скорости $v_{окр}$, м/с, и расчетной производственной погрешности Δ_0 , мкм.

При $v_{\text{окр}} \leq 1$ м/с

$$K_{Fv} = K_{Hv} = 1.$$

При $v_{\text{окр}} > 1$ м/с

$$K_{Fv} = K_{j\Delta} K_{ve} \quad \text{и} \quad K_{Hv} = \sqrt{K_{Fv}},$$

где $K_{j\Delta}$ – учитывает динамическую нагрузку, обусловленную погрешностями изготовления зубчатых колес:

$$K_{j\Delta} = 1 + (v_{\text{окр}} N_{\Delta} b_{\text{ср}} \sqrt{d_{w1} \Delta_0 (u_{1-2} + 1) / u_{1-2} / F_t}),$$

где $v_{\text{окр}}$ – окружная скорость в зацеплении; определяется по формулам (3.5), (3.6);

N_{Δ} – коэффициент, учитывающий влияние вида передачи на проявление погрешности Δ_0 ; выбирается по табл. 3.9;

$b_{\text{ср}}$ – средняя ширина зубчатых венцов колес зубчатой пары:

$$b_{\text{ср}} = 0,5(b_{f1} + b_{f2}), \text{ мм};$$

d_{w1} – начальный диаметр шестерни зубчатой пары, мм;

u_{1-2} – передаточное число зубчатой пары:

$$u_{1-2} = Z_2 / Z_1;$$

Δ_0 – расчетная производственная погрешность зубчатых колес; выбирается по табл. 3.10.

Таблица 3.9

Значения коэффициента N_{Δ} ,
учитывающего влияние вида передачи

Вид передачи	Цилиндрическая		Коническая		Гипоидная
	Прямо-зубая	Косо-зубая	Прямо-зубая	С круговыми зубьями	
N_{Δ}	0,18	0,10	0,20	0,14	0,08

Таблица 3.10

Значения расчетной производственной погрешности
зубчатых колес Δ_0 , мкм

Степень точности по нормам плавности	$m(m_n, m_m, m_{nm})$, мм					
	1–2,25	2,5–3,75	4–5,75	6–7,75	8–9,75	10 и более
6	10	12	14	16	18	22
7	18	20	22	25	28	34
8	28	32	36	42	48	56

K_{ve} – коэффициент, учитывающий влияние внешних динамических нагрузок; зависит от типа автомобиля, вида трансмиссии и демпфирующего влияния подвески; определяется по графику на рис. 3.7.

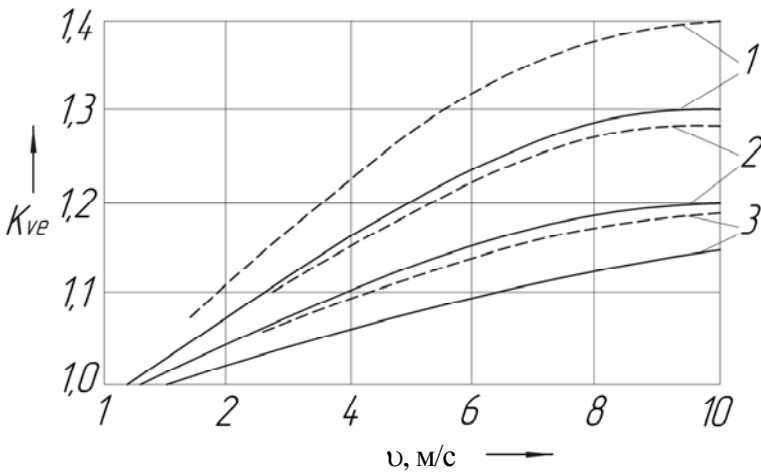


Рис. 3.7. График для определения коэффициента K_{ve} ,
учитывающего влияние внешних динамических нагрузок:
1 – механическая трансмиссия грузового автомобиля;
2 – механическая трансмиссия легкового автомобиля;
3 – гидромеханическая трансмиссия автомобиля (справочно);
штриховые линии – для зубчатых передач неподдрессоренных узлов;
сплошные линии – для зубчатых передач поддрессоренных узлов

3.11. Коэффициенты $K_{F\mu}$ и $K_{H\mu}$, учитывающие влияние трения и смазки в зацеплении

Коэффициенты $K_{F\mu\text{вщ}}$, $K_{F\mu\text{вм}}$ и $K_{H\mu}$ используются в формулах (2.1), (2.2) и (2.7) при определении расчетных напряжений изгиба $\sigma_{F\text{вщ}}$, $\sigma_{F\text{вм}}$ и контактных напряжений P_H зубьев.

Значение коэффициентов $K_{F\mu\text{вщ}}$, $K_{F\mu\text{вм}}$ и $K_{H\mu}$ определяется видом передачи, функцией зубчатого колеса в передаче и свойствами смазочного материала.

При расчете передачи внешнего зацепления принимают:

$K_{F\mu\text{вщ}} = 1,05$ для ведущего колеса зубчатой пары;

$K_{F\mu\text{вм}} = 0,95$ для ведомого колеса зубчатой пары.

При расчете передачи внутреннего зацепления для обоих колес зубчатой пары принимают $K_{F\mu} = 1$.

Для зубчатых передач как внешнего, так и внутреннего зацепления при использовании смазочных материалов, рекомендованных для редукторных узлов и механизмов трансмиссии, коэффициент $K_{H\mu} = 1$.

3.12. Коэффициенты $K_{F x\text{вщ}}$, $K_{F x\text{вм}}$, и $K_{H x}$, учитывающие влияние размеров зубчатого колеса

Коэффициенты $K_{F x\text{вщ}}$, $K_{F x\text{вм}}$ и $K_{H x}$ используются в формулах (2.1), (2.2) и (2.7), учитывают влияние на сопротивление усталости зубьев размерного фактора – диаметра зубчатого колеса и модуля его зубьев.

Значение коэффициентов $K_{F x}$ принимается по табл. 3.11 в зависимости от величины начального диаметра рассчитываемого зубчатого колеса d_w цилиндрических передач (d_{wm} – конических и гипоидных передач) и модуля зуба m цилиндрических прямозубых колес (m_n – цилиндрических косозубых колес, m_m – конических прямозубых колес, m_{nm} – конических колес с круговыми зубьями и колес гипоидных передач), путем линейной интерполяции.

Таблица 3.11

Коэффициенты K_{Fx} , учитывающие влияние размерного фактора на сопротивление усталости зубьев при изгибе

$d_w(d_{wm}), \text{мм}$	$m(m_n, m_m, m_{nm}), \text{мм}$										
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
300 и менее	0,96	1,00	1,02	1,04	1,07	1,10	1,13	1,16	1,19	1,22	1,25
400	0,98	1,02	1,04	1,06	1,09	1,12	1,15	1,18	1,21	1,24	1,27
500	1,00	1,04	1,06	1,08	1,12	1,16	1,19	1,22	1,25	1,27	1,30
600	1,03	1,07	1,09	1,11	1,15	1,18	1,22	1,26	1,29	1,32	1,35
700	1,06	1,10	1,12	1,14	1,18	1,21	1,26	1,30	1,33	1,37	1,40
800 и более	1,10	1,13	1,16	1,19	1,22	1,26	1,30	1,34	1,38	1,42	1,46

Коэффициент K_{Hx} при $(d_w, d_{wm}) < 700$ мм принимается равным единице;

при $(d_w, d_{wm}) \geq 700$ мм коэффициент K_{Hx} рассчитывают по формулам:

$$K_{Hx} = 1 / (1,07 - 10^{-4} d_w) \text{ – для цилиндрических передач}$$

и $K_{Hx} = 1 / (1,07 - 10^{-4} d_{wm})$ – для конических и гипоидных передач.

3.13. Коэффициенты Y_R и Z_R , учитывающие особенности обработки активных поверхностей зубьев и переходной поверхности ножки зубьев

Коэффициенты Y_R и Z_R используются в формулах (2.3) и (2.8) при определении предельного напряжения изгиба зубьев σ_{FP0} при базовом числе циклов перемены напряжений N_{F0} и предельного контактного напряжения зубьев Π_{HP0} при базовом числе циклов перемены напряжений N_{H0} .

Коэффициент Y_R учитывает особенности обработки переходной поверхности у опасного по изгибу сечения ножки зуба.

Значение $Y_R = 1$ принимается для цементированных, цианированных, закаленных по контуру токами высокой частоты, нормализованных и улучшенных зубчатых колес, имеющих нешлифованную переходную поверхность зубьев без грубых следов обработки и не подвергавшихся упрочняющей обработке дробью.

Значение $Y_R \neq 1$ устанавливается при наличии экспериментальных данных.

Коэффициент Z_R учитывает особенность обработки активных поверхностей зубьев. В табл. 3.12 представлены значения коэффициента Z_R для 4–7-го классов шероховатости поверхностей с параметрами среднеарифметических значений отклонения профиля Ra и высоты неровностей профиля Rz , снятых в 10 точках.

Таблица 3.12

Значение коэффициента Z_R

Класс шероховатости поверхности	Параметры шероховатости		Z_R
	Ra , мкм	Rz , мкм	
4	–	От 20–40	0,82
5	–	10–20	0,88
6	От 1,25–2,50	–	0,94
7	0,63–1,25	–	1,00

3.14. Коэффициент $K_{F \text{ сим}}$, учитывающий влияние характера симметричности цикла напряжения зубьев

Коэффициент $K_{F \text{ сим}}$ используется в формуле (2.3) при расчете предельного напряжения изгиба зубьев σ_{FP0} и учитывает влияние на сопротивление усталости характера действительного цикла нагружения зубьев при его отличии от симметричного.

В зависимости от соотношения чисел циклов максимальной нагрузки реверсивного направления $N_{\text{рев}}$ и прямого направления $N_{\text{прям}}$ могут быть приняты следующие значения коэффициента $K_{F \text{ сим}}$:

$K_{F \text{ сим}} = 1,30$ – при одностороннем отнулевом цикле или близком к нему, характерном для зубчатых колес низших передач и передач заднего хода коробок передач;

$K_{F \text{ сим}} = 1,20$ – при периодическом изменении направления нагрузки и соотношении чисел циклов ($N_{\text{рев}} / N_{\text{прям}}$) $\approx 0,30-0,40$, характерном для зубчатых колес, расположенных за узлом реверса, раздаточных коробок и ведущих мостов;

$K_{F \text{ сим}} = 1,14$ – при периодическом изменении направления нагрузки и соотношении чисел циклов ($N_{\text{рев}} / N_{\text{прям}}$) $\approx 0,45-0,60$, характерном для зубчатых колес средних передач коробок передач;

$K_{F \text{ сим}} = 1,08$ – при периодическом изменении направления нагрузки и соотношении чисел циклов ($N_{\text{рев}} / N_{\text{прям}}$) $\approx 0,65-0,75$, характерном для зубчатых колес высших передач коробок передач, испытывающих реверсирование нагрузки при движении накатом;

$K_{F \text{ сим}} = 1,00$ – при явно выраженном знакопеременном цикле или периодическом реверсировании при одинаковой продолжительности работы в обоих направлениях; соотношение чисел циклов $N_{\text{рев}} / N_{\text{прям}}$ близко к единице; данный режим характерен для паразитных зубчатых колес в реверсных однорядных передачах, для сателлитов с внешним и внутренним зацеплением в планетарных передачах.

3.15. Расчетные величины $r_{к0}$, a , $u_{\text{зк-к}}$

$r_{к0}$ – расчетный радиус ведущих колес автомобиля; при отсутствии экспериментальных данных можно принять

$$r_{к0} = 0,5(r_{\text{св}} + r_{\text{ст}}), \text{ мм,}$$

где $r_{\text{св}}$ – свободный радиус колеса,

$r_{\text{ст}}$ – статический радиус колеса;

$r_{\text{св}}$ и $r_{\text{ст}}$ выбираются из каталогов по типоразмеру шин автомобиля.

a – фактор цикличности, число вхождений в зацепление одного зуба одной и той же стороной за один оборот вала зубчатого колеса:

$a = 1$ для зубчатых колес однопарной передачи, в том числе и для паразитного зубчатого колеса реверсивного механизма;

$a = n_c$ для ведущего колеса вальной передачи с разветвлением силового потока, для ведомых зубчатых колес такой передачи $a = 1$;

a равно числу сателлитов для центральных зубчатых колес многосателлитной передачи; для самих сателлитов $a = 1$, поскольку во второе зацепление зубья сателлита входят другой стороной.

$u_{зк-к}$ – передаточное число от вала рассчитываемого зубчатого колеса к ведущим колесам автомобиля; для планетарных передач

$$u_{зк-к} = u_{зк-к}^{\circ},$$

где $u_{зк-к}^{\circ}$ – передаточное число в относительном движении (табл. 3.13).

Таблица 3.13

Передаточные числа $u_{зк-к}^{\circ}$ в относительном движении зубчатых колес однорядной планетарной передачи с остановленным эпициклом Z_b ($u_{h-к}$ – передаточное число от водила h к ведущим колесам автомобиля)

Схема механизма	Функции звеньев механизма	$u_{зк-к}^{\circ}$	
		От солнца Z_a	От сателлита Z_g
	Z_a – ведущее звено h – ведомое звено Z_b – неподвижное звено	$\frac{Z_b}{Z_a} u_{h-к}$	$u_{h-к}$

3.16. Пределы сопротивления усталости зубьев

$$\sigma_{F \lim b}^{\text{сим}} \text{ и } \Pi_{H \lim b}$$

Напряжения $\sigma_{F \lim b}^{\text{сим}}$ и $\Pi_{H \lim b}$ используются в формулах (2.3) и (2.8) при расчете предельного напряжения изгиба зубьев $\sigma_{F P 0}$

при базовом числе циклов перемены напряжений N_{F0} и предельного контактного напряжения зубьев Π_{HP0} при базовом числе циклов перемены напряжений N_{H0} .

Пределы сопротивления усталости $\sigma_{F\text{limb}}^{\text{сим}}$ и $\Pi_{H\text{limb}}$ установлены при стендовых испытаниях колес с заданными размерами, термообработкой и чистотой поверхностей зубьев, обработанных по технологии, принятой на автомобильных заводах, и соответствуют вероятности неразрушения $p = 90\%$.

Пределы сопротивления усталости при изгибе зубьев относятся к знакопеременному симметричному циклу при базе испытаний N_{F0} . Пределы сопротивления контактной усталости зубьев $\Pi_{H\text{limb}}$ относятся к базовому числу циклов напряжений N_{H0} .

Значения пределов сопротивления усталости $\sigma_{F\text{limb}}^{\text{сим}}$ и $\Pi_{H\text{limb}}$ выбираются по табл. 3.14 для материала рассчитываемых зубчатых колес.

3.17. Показатели кривых усталости материала зубчатых колес m_F и m_H

Показатель кривых усталости материала зубчатых колес m_F используется в формулах (2.4), (2.5) и (2.6) при расчете требуемых ресурсов зубчатых колес по напряжениям изгиба $R_{1F\text{вщ}}$ и $R_{1F\text{вм}}$ и располагаемого ресурса зубчатых колес по напряжениям изгиба $R_{F\text{lim}}$, а показатель кривых усталости материала зубчатых колес m_H используется в формулах (2.9), (2.10) и (2.11) при расчете требуемых ресурсов зубчатых колес по контактным напряжениям $R_{1H\text{вщ}}$ и $R_{1H\text{вм}}$ и располагаемого ресурса зубчатых колес по контактным напряжениям $R_{H\text{lim}}$.

Показатели m_F и m_H выбираются по табл. 3.14 для материала рассчитываемых зубчатых колес.

Показатели сопротивления усталости и прочности зубьев зубчатых колес,
изготовленных из стали

Марка стали	Вид термо-обработки	Твердость, HRC		Показатели сопротивления усталости						Показатели прочности	
		поверхности зуба	сердцевина зуба	$\sigma_{F\text{limb}}^{\text{сим}}$, МПа	N_{F0}	m_F	$\Gamma_{H\text{limb}}$, МПа	N_{H0}	m_H	$\sigma_{F\text{limb}}$, МПа	$\Gamma_{H\text{limb}}$, МПа
12X2H4A	Цементация	56-63	33-41	430	$4 \cdot 10^6$	9	19,0	$1,2 \cdot 10^8$	3	1900	190
12XH3A	Цементация	56-63	25-33	380	$4 \cdot 10^6$	9	18,5	$1,2 \cdot 10^8$	3	1850	190
15X1H1A	Цементация	56-63	30-42	410	$4 \cdot 10^6$	9	19,0	$1,2 \cdot 10^8$	3	1700	190
15X1H2ГА	Цементация	56-63	30-42	420	$4 \cdot 10^6$	9	19,0	$1,2 \cdot 10^8$	3	1750	190
18ХГТ	Цементация	56-63	28-35	370	$4 \cdot 10^6$	9	18,0	$1,2 \cdot 10^8$	3	1600	190
18X2H4BA	Цементация	56-63	35-40	430	$4 \cdot 10^6$	9	21,0	$1,2 \cdot 10^8$	3	1950	190
20X2H4A	Цементация	56-63	36-41	460	$4 \cdot 10^6$	9	21,0	$1,2 \cdot 10^8$	3	1950	190
20XH3A	Цементация	56-63	31-41	400	$4 \cdot 10^6$	9	19,0	$1,2 \cdot 10^8$	3	1900	190
20X1H1A	Цементация	56-63	30-42	420	$4 \cdot 10^6$	9	19,0	$1,2 \cdot 10^8$	3	1750	190
20XHM	Цементация	56-63	28-35	420	$4 \cdot 10^6$	9	20,0	$1,2 \cdot 10^8$	3	1700	190
20X1HP	Цементация	56-63	28-35	410	$4 \cdot 10^6$	9	18,0	$1,2 \cdot 10^8$	3	1650	190
20X1P	Цементация	56-63	28-35	380	$4 \cdot 10^6$	9	19,0	$1,2 \cdot 10^8$	3	1500	190
25X1T	Цементация	56-63	28-35	400	$4 \cdot 10^6$	9	19,0	$1,2 \cdot 10^8$	3	1700	190
30X1T	Цементация	56-63	29-42	410	$4 \cdot 10^6$	9	19,0	$1,2 \cdot 10^8$	3	1700	190

Окончание табл. 3.14

Марка стали	Вид термо-обработки	Твердость, HRC		Показатели сопротивления усталости						Показатели прочности	
		поверхности зуба	сердцевины зуба	$\sigma_{F\text{limb}}^{\text{сим}}$, МПа	N_{F0}	m_F	$\sigma_{H\text{limb}}$, МПа	N_{H0}	m_H	$\sigma_{F\text{limb}}$, МПа	$\sigma_{H\text{limb}}$, МПа
35Х	Цилиндрование	56–63	35–45	410	$2 \cdot 10^6$	9	18,0	$1,2 \cdot 10^8$	3	1750	190
38ХА	Цилиндрование	56–63	35–45	420	$2 \cdot 10^6$	9	18,0	$1,2 \cdot 10^8$	3	1800	190
40ХА	Цилиндрование	56–63	35–35	420	$2 \cdot 10^6$	9	18,0	$1,2 \cdot 10^8$	3	1800	190
40ХН	Закалка										
	объемная	45–55	45–55	300	$2 \cdot 10^6$	6	11,0	$6,0 \cdot 10^7$	3	1600	100
40ХН	Улучшение	25–30	25–30	240	$1 \cdot 10^6$	6	5,0	$1,6 \cdot 10^7$	3	700	40
45	Закалка ТВЧ по контуру	53–58	28–35	280	$2 \cdot 10^6$	7	13,0	$1,0 \cdot 10^8$	3	1500	160
55ПП	Закалка ТВЧ по контуру	56–62	29–32	420	$2 \cdot 10^6$	7	16,0	$1,0 \cdot 10^8$	3	1600	190

Указанные в табл. 3.14 пределы выносливости даны для зубчатых колес с размерами $d_w < 300$ мм, модулем зубьев $m \approx 3$ мм и соответствующую вероятность неразрушения $p \approx 90$ %.

3.18. Базовые числа циклов напряжений зубьев

$$N_{F0} \text{ и } N_{H0}$$

Базовые числа напряжений зубьев N_{F0} и N_{H0} используются в формулах (2.6) и (2.11) при расчете располагаемых ресурсов $R_{F \text{ lim}}$ и $R_{H \text{ lim}}$ рассчитываемого зубчатого колеса соответственно по напряжениям изгиба и по контактным напряжениям, и соответствуют длительным пределам сопротивления усталости зубьев $\sigma_{F \text{ lim}b}^{\text{сим}}$ и $\Pi_{H \text{ lim}b}$.

Значения N_{F0} и N_{H0} приведены в табл. 3.14 показателей сопротивления усталости и прочности материала зубчатых колес.

3.19. Предельное напряжение изгиба $\sigma_{F \text{ lim}M}$ и предельное контактное напряжение $\Pi_{H \text{ lim}M}$

Предельные напряжения $\sigma_{F \text{ lim}M}$ и $\Pi_{H \text{ lim}M}$ используются в формулах (2.15), (2.16) и (2.17) при расчете максимальных напряжений изгиба $\sigma_{F j \text{ max} \text{ вц}}$, $\sigma_{F j \text{ max} \text{ вм}}$ и максимального контактного напряжения $\Pi_{H j \text{ max}}$ на активной поверхности зубьев зубчатых колес.

$\sigma_{F \text{ lim}M}$ – предельное напряжение изгиба, при котором возможно появление остаточной деформации зуба или его излом при однократном воздействии максимальной динамической нагрузки.

$\Pi_{H \text{ lim}M}$ – предельное контактное напряжение, при котором возможно повреждение активной поверхности зуба (смятие, продавливание, растрескивание упроченного слоя) при однократном воздействии максимальной динамической нагрузки.

Значения $\sigma_{F \text{ lim}M}$ и $\Pi_{H \text{ lim}M}$ приведены в табл. 3.14.

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Цитович, И.С. Трансмиссии автомобилей / И.С. Цитович, И.В. Каноник, В.А. Вавуло. – Минск : Наука и техника, 1979. – 256 с.

2. Вавуло, В.А. Расчеты зубчатых колес и подшипников трансмиссии автомобилей : методическое пособие по курсовому и дипломному проектированию для студентов специальностей 15.02 «Автомобили и тракторостроение» и 15.05 «Автомобили и автомобильное хозяйство» / В.А. Вавуло. – Минск : БПИ, 1990. – 67 с.

3. Проектирование полноприводных колесных машин : учебник для вузов : в 3 т. Т. 2 / Б.А. Афанасьев [и др.]. – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – С. 124–147.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1. Определение параметров нагрузочного режима	4
1.1. Расчетный крутящий момент $M_{\text{расч}}$	5
1.2. Расчетная частота вращения $n_{\text{расч}}$	6
1.3. Коэффициенты относительного пробега автомобиля ξ	7
1.4. Коэффициенты эквивалентного пробега автомобиля $K_{\text{ПФ}}$ и $K_{\text{ПН}}$	12
1.5. Максимальный динамический крутящий момент $M_{j \text{ max}}$	14
1.6. Приведение расчетных крутящих моментов и расчетных частот вращения первичного вала коробки передач к валу рассчитываемого зубчатого колеса	15
2. Порядок расчета зубчатых колес на сопротивление усталости и прочность	18
2.1. Расчет на сопротивление усталости зубьев при изгибе	18
2.1.1. Расчетные напряжения изгиба зубьев $\sigma_{F \text{ вщ}}$ и $\sigma_{F \text{ вм}}$ ведущего и ведомого колес зубчатой пары	18
2.1.2. Предельное напряжение изгиба зубьев $\sigma_{F P 0}$ при базовом числе циклов перемены напряжений	18
2.1.3. Требуемые ресурсы зубчатых колес по напряжениям изгиба $R_{1F \text{ вщ}}$ и $R_{1F \text{ вм}}$	19
2.1.4. Располагаемый ресурс зубчатых колес по напряжениям изгиба $R_{F \text{ lim}}$	19
2.1.5. Расчетные пробеги автомобиля до усталостной поломки зуба колес зубчатой пары $L_{F \text{ вщ}}$ и $L_{F \text{ вм}}$	19
2.1.6. Оценка сопротивления усталости зубьев при изгибе	19
2.2. Расчет на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев	20
2.2.1. Расчетное контактное напряжение Π_H активных поверхностей зубьев	20

2.2.2. Предельное контактное напряжение зубьев Π_{HP0} при базовом числе циклов перемены напряжений.....	20
2.2.3. Требуемые ресурсы зубчатых колес по контактным напряжениям $R_{1H\text{ вщ}}$ и $R_{1H\text{ вм}}$	20
2.2.4. Располагаемый ресурс зубчатых колес по контактным напряжениям $R_{F\text{ лим}}$	20
2.2.5. Расчетные пробеги автомобиля до усталостного выкрашивания активных поверхностей зубьев колес зубчатой пары $L_{H\text{ вщ}}$ и $L_{H\text{ вм}}$	21
2.2.6. Оценка сопротивления контактной усталости активной поверхности зубьев.....	21
2.3. Расчет зубчатых колес на прочность	21
2.3.1. Коэффициент максимальной динамической нагрузки $K_{j\text{ max}}$	21
2.3.2. Максимальное напряжение изгиба зубьев $\sigma_{Fj\text{ max вщ}}$ и $\sigma_{Fj\text{ max вм}}$	21
2.3.3. Максимальное контактное напряжение $\Pi_{Hj\text{ max}}$	22
2.3.4. Оценка прочности зубьев при изгибе и контактной прочности активной поверхности зубьев	22
3. Порядок определения параметров, входящих в формулы расчета зубчатых колес на сопротивление усталости и прочность	23
3.1. Расчетная окружная сила в зубчатом зацеплении F_t	23
3.2. Расчетные значения рабочей ширины зубчатого венца b_{f1} , b_{f2} и b_w	24
3.3. Расчетный нормальный модуль зубьев m_n	25
3.4. Начальный диаметр шестерни d_{w1}	27
3.5. Коэффициенты единичного напряжения изгиба зубьев $Y_{F\text{ вщ}}$ и $Y_{F\text{ вм}}$	27
3.6. Коэффициент единичного контактного напряжения зубьев Z_H	32

3.7. Коэффициенты Y_ε и Z_ε , учитывающие величину перекрытия зубьев	35
3.7.1. Порядок определения коэффициентов перекрытия ε_α и ε_β цилиндрической косозубой передачи внешнего зацепления.....	37
3.7.2. Порядок определения коэффициентов перекрытия ε_α и ε_β цилиндрической косозубой передачи внутреннего зацепления.....	37
3.7.3. Определение коэффициентов перекрытия ε_α и ε_β конической передачи с круговыми зубьями	38
3.7.4. Определение коэффициентов перекрытия ε_α и ε_β гипоидной передачи	39
3.8. Коэффициенты $K_{F\alpha}$ и $K_{H\alpha}$, учитывающие распределение нагрузки между зубьями	39
3.9. Коэффициенты $K_{F\beta}$ и $K_{H\beta}$, учитывающие влияние перекоса зубчатых колес под нагрузкой	41
3.10. Коэффициенты $K_{F\nu}$ и $K_{H\nu}$, учитывающие влияние динамической нагрузки в зацеплении	45
3.11. Коэффициенты $K_{F\mu}$ и $K_{H\mu}$, учитывающие влияние трения и смазки в зацеплении	48
3.12. Коэффициенты $K_{F x_{вщ}}$, $K_{F x_{вм}}$ и $K_{H x}$, учитывающие влияние размеров зубчатого колеса.....	48
3.13. Коэффициенты Y_R и Z_R , учитывающие особенности обработки активных поверхностей зубьев и переходной поверхности ножки зубьев	49
3.14. Коэффициент $K_{F_{сим}}$, учитывающий влияние характера симметричности цикла напряжения зубьев	50
3.15. Расчетные величины Z_R , a , $u_{зк-к}$	51
3.16. Пределы сопротивления усталости зубьев $\sigma_{F_{limb}}^{сим}$ и $\Pi_{H_{limb}}$	52

3.17. Показатели кривых усталости материала зубчатых колес m_F и m_H	53
3.18. Базовые числа циклов напряжения зубьев N_{F0} и N_{H0}	56
3.19. Предельное напряжение изгиба $\sigma_{F \lim M}$ и предельное контактное напряжение $\Pi_{H \lim M}$	56
Рекомендуемая литература.....	57

Учебное издание

СЕРГЕЕНКО Вячеслав Андреевич

**ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ
ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЕЙ**

Учебно-методическое пособие
для студентов специальностей
1-37 01 02 «Автомобилестроение»,
1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей»
и 1-37 01 07 «Автосервис»

Редактор *Т. Н. Микулик*
Компьютерная верстка *С. А. Маслера*

Подписано в печать 23.11.2016. Формат 60×84 ¹/₈. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 3,60. Уч.-изд. л. 2,82. Тираж 120. Заказ 11.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.