

Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва»

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ
ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ
ПРИ РАСЧЁТЕ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ**

Методические указания к курсовому проекту

Самара 2008

Составители: Е.П. Жильников, В.П. Тукмаков

УДК 621.8 (075)

Определение допускаемых напряжений при расчёте зубчатых передач: Метод. указания к курсовому проекту / Самарский гос. аэрокосм. ун-т; *Сост. Е.П. Жильников, В.П. Тукмаков*; Самара, 2008. 24 с.

Методические указания содержат требования к содержанию и оформлению курсового проекта по деталям машин раздела расчёта допускаемых напряжений зубчатых передач авиационных редукторов. Даны примеры расчёта допускаемых напряжений зубчатых передач авиационных редукторов.

Рекомендованы студентам инженерно-технических специальностей. Подготовлены на кафедре основ конструирования машин.

Печатаются по решению редакционно-издательского совета Самарского государственного аэрокосмического университета.

Рецензент: С.В. Фалалеев

Выбор материала зубчатых колёс и обоснование термической обработки

Нагрузка, допускаемая по контактной прочности зубьев, определяется в основном твёрдостью материала. Высокую твёрдость в сочетании с другими характеристиками, а, следовательно, малые габариты и массу передачи можно получить при изготовлении зубчатых колёс из сталей, подвергнутых термообработке.

В зависимости от твёрдости (или термообработки) стальные зубчатые колёса разделяют на *две основные группы: твёрдостью $H \leq 350$ HB – зубчатые колеса, нормализованные или улучшенные; твёрдостью $H > 350$ HB – с объёмной закалкой, закалкой ТВЧ, цементацией, азотированием и др.* Эти группы различны по технологии, нагрузочной способности и способности к приработке.

Твёрдость материала $H < 350$ HB позволяет производить чистовое нарезание зубьев после термообработки. При этом можно получать высокую точность без применения дорогих отделочных операций (шлифовки, притирки и т. п.). Колёса этой группы хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению при динамических нагрузках.

При $H > 350$ HB (вторая группа материалов) твёрдость выражается обычно в единицах Роквелла – HRC ($1HRC \approx 10$ HB).

Специальные виды термообработки позволяют получить твёрдость $H = (50...60)$ HRC. При этом допускаемые контактные напряжения увеличиваются до двух раз, а нагрузочная способность передачи – до четырёх раз по сравнению с нормализованными или улучшенными сталями. Возрастают также износостойкость и стойкость против заедания.

Применение высокотвёрдых материалов является большим резервом повышения нагрузочной способности зубчатых передач. Однако с высокой твёрдостью связаны некоторые дополнительные трудности:

1. Высокотвёрдые материалы плохо прирабатываются, поэтому они требуют повышенной точности изготовления, повышенной жёсткости валов и опор, желательно фланкирование зубьев прямозубых колёс.
2. Нарезание зубьев при высокой твёрдости затруднено, поэтому термообработку выполняют после нарезания. Некоторые виды термообработки (объёмная закалка, цементация) сопровождаются значительным короблением зубьев. Для исправления формы зубьев требуются дополнительные операции: шлифовка, притирка, обкатка и т. п.

Объёмная закалка – наиболее простой способ получения высокой твёрдости зубьев. При этом зуб становится твёрдым по всему объёму. Для объёмной закалки используют углеродистые и легированные стали со средним содержанием углерода (стали 45, 40X, 40XH). Твёрдость на по-

верхности зуба $H = (45 \dots 55) \text{ HRC}$.

Недостатки объёмной закалки: коробление зубьев и необходимость последующих операций, понижение изгибной прочности при ударных нагрузках (материал приобретает хрупкость); ограничение размеров заготовок. Объёмную закалку во многих случаях заменяют поверхностным термическим и химико-термическими видами обработки, которые обеспечивают поверхностную твёрдость (высокую контактную прочность) при сохранении вязкой сердцевины зуба (высокой изгибной прочности при ударных нагрузках).

Цементация (насыщение углеродом поверхностного слоя с последующей закалкой) – длительный и дорогой процесс. Однако она обеспечивает очень высокую твёрдость ($58 \dots 63 \text{ HRC}$). При закалке после цементации форма зуба искажается, а поэтому требуются отделочные операции. Для цементации применяют низкоуглеродистые стали простые (сталь 15 и 20) и легированные (20X, 12ХНЗА и др.). Легированные стали обеспечивают повышенную прочность сердцевины и этим предохраняют продавливание хрупкого поверхностного слоя при перегрузках. Глубина цементации около $0,1 \dots 0,15$ от толщины зуба, но не более $1,5 \dots 2 \text{ мм}$.

При цементации хорошо сочетаются весьма высокие контактная и изгибная прочности. Её применяют в изделиях, где масса и габариты имеют решающее значение (транспорт, авиация и т. п.).

Высокая твёрдость зубьев значительно повышает их контактную прочность. В этих условиях решающей может оказаться не контактная, а изгибная прочность. Для повышения изгибной прочности высокотвёрдых зубьев рекомендуют проводить упрочнение галтелей путем дробеструйного наклепа, накатки и т. п.

Нитроцементация – насыщение углеродом в газовой среде. При этом по сравнению с цементацией сокращаются длительность и стоимость процесса, упрочняется тонкий поверхностный слой ($0,3 \dots 0,8 \text{ мм}$) до $60 \dots 63 \text{ HRC}$, коробление уменьшается, что позволяет избавиться от последующего шлифования. Нитроцементация удобна в массовом производстве и получила широкое применение в редукторах общего назначения, в автомобилестроении и других отраслях – материалы 25ХГМ, 25ХГТ и др.

В зависимости от способа получения заготовки различают литые, кованные, штампованные колёса и колёса, изготавливаемые из круглого проката. Стальное литые обладает пониженной прочностью и используется обычно для колёс крупных размеров, работающих в паре с кованой шестерней.

Определение допускаемых контактных напряжений

Допускаемое контактное напряжение определяем по формуле [1, 2]

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} k_{HL},$$

где σ_{Hlimb} – базовый предел контактной выносливости, МПа;

S_H – коэффициент безопасности по контактным напряжениям;

k_{HL} – коэффициент долговечности.

Так как начало контактного выкрашивания не приводит к катастрофическому разрушению, запас прочности по контактным напряжениям принимают небольшим: $S_H = 1,1$ – для нормализованных, улучшенных и сталей объёмной заковки (однородная структура по объёму); $S_H = 1,2$ – для сталей поверхностной заковки, цементированных, азотированных (неоднородная структура по объёму).

Основные виды разрушений зубчатых передач носят усталостный характер, разрушающие напряжения в передачах определяются с использованием экспериментальных кривых выносливости, пример которой показан на рис. 1. Уравнение кривой контактной выносливости имеет вид:

$$\sigma_H^{m_H} N_H = \text{const}.$$

Для контакта двух цилиндров по образующей принимают значение $m_H = 6$.

По оси ординат на кривой усталости откладывается наибольшее напряжение цикла, при котором испытывается образец, по оси абсцисс – число циклов перемены напряжений, которые образец выдержал до разрушения.

Точка, где кривая фактически переходит прямую, параллельную оси N_H , является характерной (базовой) точкой, которой соответствует базовое число циклов перемены напряжений N_{H0} и базовый предел контактной выносливости σ_{Hlimb} .

Координаты точки перехода зависят от твёрдости поверхности зубьев и определяются по эмпирическим формулам:

$$N_{H0} = 30 HB^{2,4} \quad \text{при HRC} < 56 \text{ или } HB > 200;$$

$$N_{H0} = 12 \cdot 10^7 \quad \text{при HRC} > 56.$$

Величина базового разрушающего напряжения σ_{Hlimb} зависит от вида и твёрдости материала. Расчётные формулы для σ_{Hlimb} приведены в табл. 1.

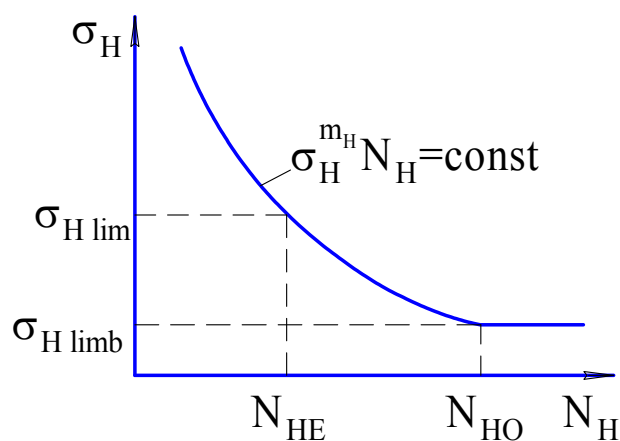


Рис. 1

Таблица 1. Базовый предел контактной выносливости

Способ обработки зубьев	Твёрдость поверхности зубьев	Группа стали	σ_{Hlimb} , МПа
Отжиг, нормализация	$HB \leq 350$	Углеродистая или легированная	$2 HB + 70$
Объёмная закалка	$HRC = 38 - 50$		$18 HRC + 150$
Поверхностная закалка	$HRC = 40 - 56$		$17 HRC + 200$
Цементация	$HRC = 54 - 64$	легированная	$23 HRC$
Азотирование	$HRC = 50 - 59$		1050

Расчёт числа циклов перемены напряжений выполняют с учётом режима нагружения передачи. Различают режимы постоянной и переменной нагрузки. На практике режимы со строго постоянной нагрузкой встречаются редко.

Разрушающее напряжение σ_{Hlim} на кривой выносливости будет соответствовать эквивалентному числу циклов перемены контактных напряжений N_{HE} , определяемому по следующей зависимости

$$N_{HE} = 60 c n t_h k_{HE},$$

где c – число нагружений зуба за один оборот зубчатого колеса (рис. 2); n – частота вращения, об/мин; t_h – долговечность, час; k_{HE} – коэффициент эквивалентности по контактным напряжениям, учитывающий переменный характер нагружения передачи.

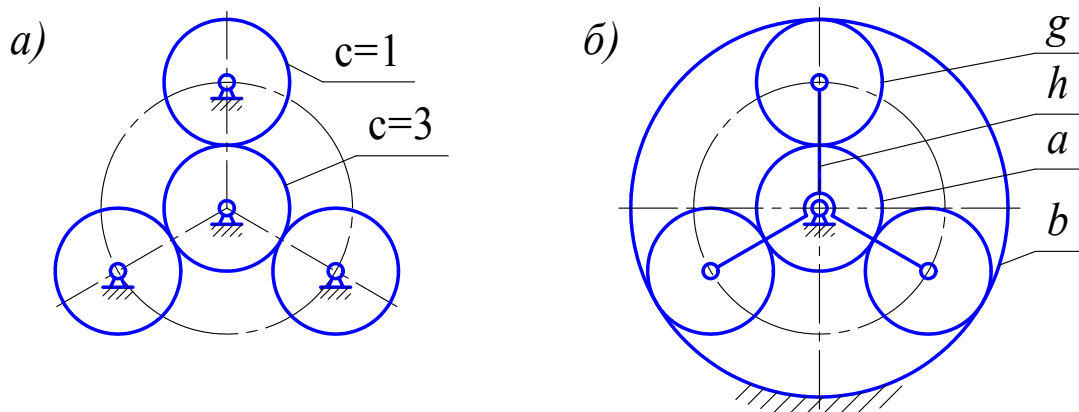


Рис. 2

Для постоянного режима нагружения передачи $k_{HE} = 1,0$.

У простых ступеней число нагружений зуба – $c = 1$; у многопоточных передач (рис. 2, а) число нагружений зуба для центрального колеса равно числу потоков – $c = 3$; у планетарных передач (рис. 2, б) для центральных колёс (а и б) число нагружений зуба равно числу сателлитов –

$c_a = c_b = a_c$, у сателлита g зацепление с центральными колёсами происходит разными сторонами зуба, поэтому $-c_g = 1$.

При переменном режиме нагружения (рис. 3) коэффициент эквивалентности k_{HE} определяем по формуле

$$k_{HE} = \sum \left(\frac{T_{p_i}}{T_H} \right)^3 \frac{n_{p_i} t_{h_i}}{n_H t_h}$$

где T_H и n_H – номинальный крутящий момент на валу и соответствующая ему частота вращения (для первого вала T_1 и n_1 , для второго вала T_2 и n_2 , для третьего вала T_3 и n_3); T_{p_i} – один из числа крутящих моментов, которые учитывают при расчёте на выносливость; n_{p_i} и t_{h_i} – соответствующие этим моментам частота вращения и время работы.

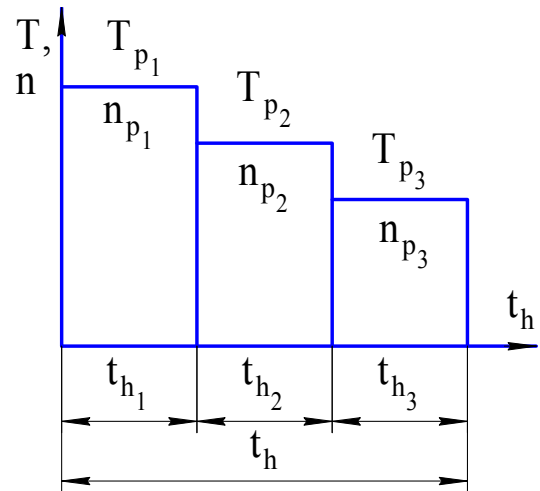


Рис. 3

На основе уравнения кривой выносливости запишем равенство:

$$\sigma_{H \lim}^6 N_{HE} = \sigma_{H \lim b}^6 N_{H0}.$$

Обозначим $k_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}}$ – коэффициент долговечности при расчёте

по контактным напряжениям. Коэффициент долговечности k_{HL} учитывает возможность повышения допускаемых напряжений для кратковременно работающих передач (при $N_{HE} < N_{H0}$). На участке $N_{HE} > N_{H0}$ (длительно работающие передачи) кривая усталости приближенно параллельна оси абсцисс. Это значит, что на этом участке предел выносливости не изменяется и при большой длительности эксплуатации вводится ограничение $k_{HL} \geq 1$.

При кратковременной работе передачи значение коэффициента долговечности также ограничивается:

- $k_{HL} < 2,6$ – при объёмном упрочнении материала (нормализация, улучшение и объёмная закалка);
- $k_{HL} < 1,8$ – при поверхностном упрочнении материала (цементация, азотирование и поверхностная закалка).

При расчёте передачи вычисляются допускаемые напряжения для всех зубчатых колёс. В качестве расчётных допускаемых напряжений для каждой пары зубчатых колёс принимаем наименьшее значение из двух полученных.

Определение допускаемых напряжений изгиба

Допускаемое напряжение изгиба определяем по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim b}}{S_F} k_{FL} k_{FC},$$

где $\sigma_{F\lim b}$ – базовый предел выносливости по изгибу, МПа;

S_F – коэффициент безопасности по напряжениям изгиба;

k_{FL} – коэффициент долговечности;

k_{FC} – коэффициент, учитывающий условия нагружения зуба.

Разрушающее напряжение изгиба $\sigma_{F\lim}$ определяется по экспериментальной кривой выносливости при изгибе, пример которой показан на рис. 4. Уравнение кривой выносливости имеет вид:

$$\sigma_F^{m_F} N_F = \text{const}.$$

На основе опыта показатель степени в уравнении принимают:

– $m_F = 6$ – для незакалённых передач;

– $m_F = 9$ – для закалённых передач.

Точка, начиная с которой кривая переходит в горизонтальную прямую, имеет координаты: $\sigma_{F\lim b}$ – базовое разрушающее напряжение при изгибе; N_{F0} – базовое число циклов перемены напряжений изгиба.

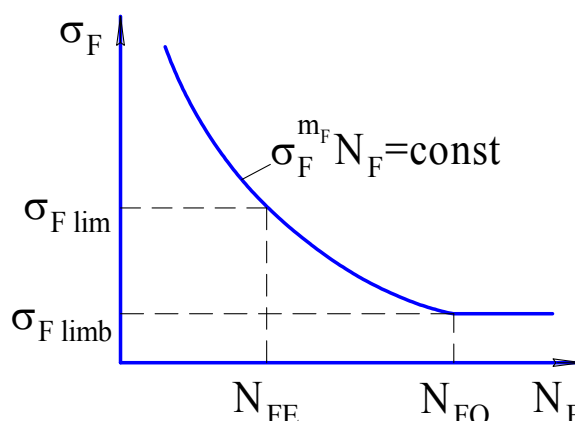


Рис. 4

Величина базового разрушающего напряжения при изгибе $\sigma_{F\lim b}$ зависит от вида и твёрдости материала. Расчётные формулы для $\sigma_{F\lim b}$ приведены в табл. 2.

Таблица 2. Базовый предел выносливости по изгибу

Способ обработки зубьев	Твёрдость зубьев		Группа стали	$\sigma_{F\lim b}$, МПа
	поверхн.	сердцев.		
Нормализация, улучшение	НВ 180 – 350		Углеродистая или легированная	1,8 НВ
Объёмная закалка	HRC 45–55			500 – 600
Поверхностная закалка ТВЧ	HRC 45–55	HRC 25–35		650
Цементация	HRC 56–62	HRC 25–40	легированная	750 – 850
Азотирование	HRC 50–65	HRC 32–45		300 + 12 HRC

Так как поломка зуба является катастрофическим видом разрушения, то запасы прочности по напряжениям изгиба принимаются достаточно большими: $S_F = 1,65 \dots 2,3$ (большее значение для литых заготовок).

Базовое число циклов перемены напряжений изгиба принимается постоянной величиной, равной $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$.

Разрушающее напряжение $\sigma_{F \text{ lim}}$ на кривой выносливости будет определяться в зависимости от эквивалентного числа циклов перемены напряжений изгиба N_{FE} , определяемого по формуле:

$$N_{FE} = 60 c n t_h k_{FE},$$

где k_{FE} – коэффициент эквивалентности по напряжениям изгиба, учитывающий переменный характер нагружения передачи.

Для постоянного режима нагружения передачи $k_{FE} = 1,0$;

Для переменного режима нагружения передачи

$$k_{FE} = \sum \left(\frac{T_{pi}}{T_H} \right)^9 \frac{n_{pi} t_{hi}}{n_H t_h}.$$

В формулу для расчёта допускаемых напряжений при изгибе вводится дополнительный коэффициент k_{FC} , учитывающий снижение прочности при знакопеременном режиме нагружения зуба (реверсивные передачи, сателлитные шестерни планетарных передач и т. п.). Значение коэффициента k_{FC} зависит от материала и характера изменения нагрузки зубчатого колеса. При работе зубьев двумя сторонами $k_{FC} = 0,7 \dots 0,8$ (большее значение для $NB > 350$). При работе зубьев одной стороной $k_{FC} = 1,0$.

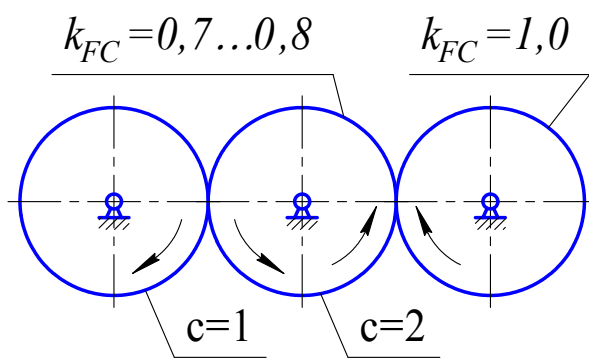


Рис. 5

На основе уравнения кривой выносливости запишем равенство:

$$\sigma_{F \text{ lim}}^9 N_{FE} = \sigma_{F \text{ lim b}}^9 N_{F0}.$$

Обозначим $k_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}$ – коэффициент долговечности при расчёте

по напряжениям изгиба. Как следует из вида кривой выносливости, при большой длительности эксплуатации вводится ограничение $k_{FL} \geq 1$.

При кратковременной работе передачи значение коэффициента долговечности также ограничивается:

- $k_{FL} < 2,08$ – для незакалённых передач;
- $k_{FL} < 1,63$ – для закалённых передач.

Пример расчёта 1.

Рассмотрим расчёт допускаемых напряжений для коническо-планетарного редуктора (рис. 6)

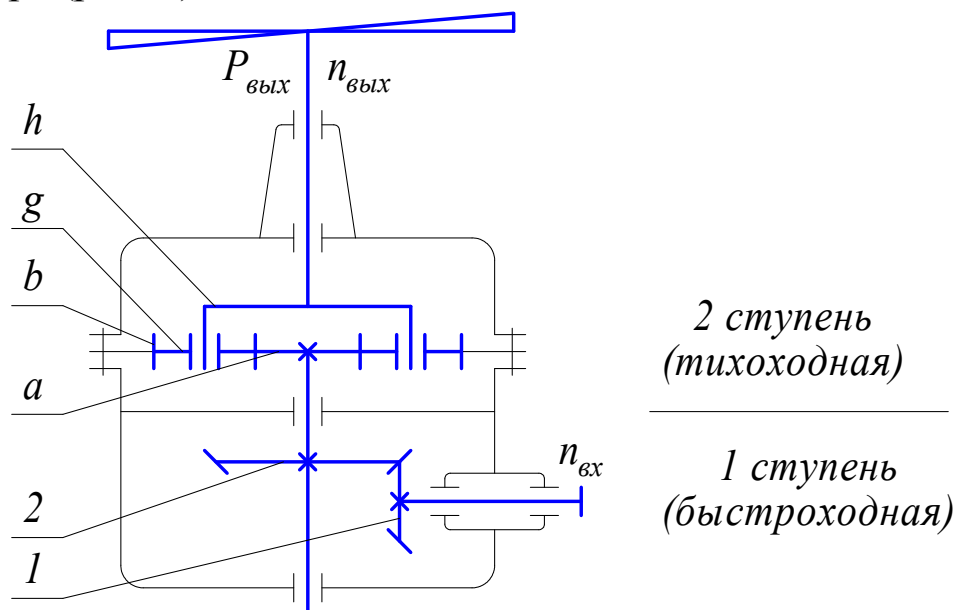


Рис. 6

Согласно заданию имеем:

- частота вращения входного вала $n_{вх} = n_1 = 2400$ об/мин;
- частота вращения выходного вала $n_{вых} = n_3 = 200$ об/мин;
- выходная мощность $P_{вых} = P_3 = 180$ кВт;
- срок службы редуктора $t_h = 1500$ час;
- режим нагружения передачи 1 (рис. 3).

Исходные данные по режимам нагружения даны в долях от параметров работы передачи:

$$T_{pi} = k_{Ti} T_H;$$

$$n_{pi} = k_{ni} n_H;$$

$$t_{pi} = k_{ti} t_h,$$

где T_H и n_H – номинальный крутящий момент на валу и соответствующая ему частота вращения (для первого вала T_1 и n_1 , для второго вала T_2 и n_2 , для третьего вала T_3 и n_3); T_{pi} – один из числа крутящих моментов, которые учитывают при расчёте на выносливость; n_{pi} и t_{hi} – соответствующие этим моментам частота вращения и время работы; k_{Ti} , k_{ni} , k_{ti} – коэффициенты, учитывающие характеристики режимов нагружения.

Согласно заданию имеем:

на первом режиме $k_{T1} = 1,0$; $k_{n1} = 1,0$; $k_{t1} = 0,50$;

на втором режиме $k_{T2} = 0,9$; $k_{n2} = 1,1$; $k_{t2} = 0,25$;

на третьем режиме $k_{T3} = 0,8$; $k_{n3} = 1,2$; $k_{t3} = 0,25$.

В результате кинематического и энергетического расчёта [3] получено: передаточное отношение редуктора $u_{ред} = 12,0$; передаточное отношение конической передачи $u_1 = 2,5$; передаточное отношение планетарной передачи $u_2 = 4,8$; частота вращения второго вала $n_2 = 960$ об/мин; частота вращения в обращенном движении: центральных колёс $n_a^h = 760$ об/мин, $n_b^h = 200$ об/мин, сателлита $n_g^h = 542,86$ об/мин; передаточные отношения в обращенном движении $u_{ag}^h = 1,4$ и $u_{gb}^h = 2,714$. Число сателлитов планетарной ступени $a_c = 4$.

Мощность на втором валу $P_2 = 185,83$ кВт, на первом валу – $P_1 = 191,57$ кВт.

Крутящие моменты: на первом валу – $T_1 = 0,7623 \cdot 10^6$ Н·м; на втором валу – $T_2 = 1,8486 \cdot 10^6$ Н·м; на третьем валу – $T_3 = 8,595 \cdot 10^6$ Н·м; от солнечного колеса к сателлиту – $T_{ag} = 0,5084 \cdot 10^6$ Н·м; от сателлита к корончатому колесу – $T_{gb} = 0,7117 \cdot 10^6$ Н·м;

2.1. Выбор материала зубчатых колёс и обоснование термической обработки

Так как передача авиационная, тяжелоагрессивная и требует обеспечения высокой надёжности и малых значений массогабаритных характеристик, то для всех зубчатых колёс выбираем высокопрочную легированную сталь 12Х2Н4А с химико-термической обработкой цементацией на глубину 1,0...1,2 мм с последующей закалкой, заготовка штамповка.

Механические свойства приведены в таблице:

Марка стали	Вид термо-обработки	Механические характеристики			
		Твёрдость зубьев		Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа
		на поверхности	в сердце-вине		
12Х2Н4А	Цементация	HRC 58...63	HRC 35...40	1200	1000

2.2. Определение допускаемых контактных напряжений

Допускаемые контактные напряжения для каждого зубчатого колеса определяются по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim b}}{S_H} k_{HL},$$

где $\sigma_{Hlim b}$ – базовый предел контактной выносливости, МПа;

S_H – коэффициент безопасности по контактным напряжениям;

k_{HL} – коэффициент долговечности.

Для стали 12Х2Н4А твёрдость поверхности составит 58...63 HRC. Принимаем HRC = 60.

Базовый предел контактной выносливости поверхности цементированных зубьев всех колёс

$$\sigma_{Hlim b} = 23 \text{ HRC} = 23 \cdot 60 = 1380 \text{ МПа.}$$

Для цементированных зубьев коэффициент безопасности $S_H = 1,2$.

Коэффициенты долговечности при расчёте по контактным напряжениям определяются по формуле

$$k_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}},$$

где N_{H0} – базовое число циклов перемены контактных напряжений, N_{HE} – эквивалентное число циклов перемены контактных напряжений. При большой длительности эксплуатации, когда $N_{HE} > N_{H0}$, вводится ограничение $k_{HL} \geq 1$. При кратковременной работе передачи – $k_{HL} < 1,8$ (при поверхностном упрочнении материала).

При твёрдости поверхности зубьев HRC > 56 имеем $N_{H0} = 12 \cdot 10^7$.

Зубчатая передача работает при переменном режиме нагружения (рис. 3). Эквивалентное число циклов перемены контактных напряжений определяется по формуле

$$N_{HE} = 60 c n t_h k_{HE},$$

где c – число нагружений зуба за один оборот зубчатого колеса (рис. 2); n – частота вращения, об/мин; t_h – долговечность, час; k_{HE} – коэффициент эквивалентности по контактным напряжениям, учитывающий переменный характер нагружения передачи.

При переменном режиме нагружения (рис. 3) коэффициент эквивалентности k_{HE} определяем по формуле

$$k_{HE} = \sum \left(\frac{T_{pi}}{T_H} \right)^3 \frac{n_{pi} t_{hi}}{n_H t_h} = \sum k_{Ti}^3 k_{ni} k_{ti}.$$

Рассчитаем коэффициент эквивалентности по контактным напряжениям, учитывающий переменный характер нагружения передачи

$$k_{HE} = 1,0^3 \cdot 1,0 \cdot 0,5 + 0,9^3 \cdot 1,1 \cdot 0,25 + 0,8^3 \cdot 1,2 \cdot 0,25 = 0,8541.$$

Коэффициент эквивалентности по контактным напряжениям k_{HE} будет одинаковым для всех зубчатых колёс.

Рассчитаем эквивалентное число циклов перемены контактных напряжений для зубчатых колёс (конической ступени 1, 2 и планетарной ступени a , b , g):

Для шестерни 1:

$$c_1 = 1; n = n_1;$$

$$N_{HE1} = 60 c_1 n_1 t_h k_{HE} = 60 \cdot 1 \cdot 2400 \cdot 1500 \cdot 0,8541 = 18,488 \cdot 10^7.$$

Для зубчатого колеса 2:

$$c_2 = 1; n = n_2;$$

$$N_{HE2} = 60 c_2 n_2 t_h k_{HE} = 60 \cdot 1 \cdot 960 \cdot 1500 \cdot 0,8541 = 7,3792 \cdot 10^7.$$

Для шестерни a :

$$c_a = a_c = 4; n = n_a^h;$$

$$N_{HEa} = 60 c_a n_a^h t_h k_{HE} = 60 \cdot 4 \cdot 760 \cdot 1500 \cdot 0,8541 = 23,367 \cdot 10^7.$$

Для сателлита g :

$$c_g = 1; n = n_g^h;$$

$$N_{HEg} = 60 c_g n_g^h t_h k_{HE} = 60 \cdot 1 \cdot 542,86 \cdot 1500 \cdot 0,8541 = 4,1728 \cdot 10^7.$$

Для корончатого колеса b :

$$c_b = a_c = 4; n = n_b^h;$$

$$N_{HEb} = 60 c_b n_b^h t_h k_{HE} = 60 \cdot 4 \cdot 200 \cdot 1500 \cdot 0,8541 = 6,1493 \cdot 10^7.$$

Для зубчатых колёс 1 и a получили, что $N_{HE1} > N_{H0}$ и $N_{HEa} > N_{H0}$.

Коэффициенты долговечности по контактным напряжениям:

$$k_{HL1} = 6 \sqrt{\frac{N_{HO}}{N_{HE1}}} = 6 \sqrt{\frac{12 \cdot 10^7}{18,448 \cdot 10^7}} = 0,9308; \quad \text{принимаем } k_{HL1} = 1,0;$$

$$k_{HL2} = 6 \sqrt{\frac{N_{HO}}{N_{HE2}}} = 6 \sqrt{\frac{12 \cdot 10^7}{7,3792 \cdot 10^7}} = 1,0844;$$

$$k_{HLa} = 6 \sqrt{\frac{N_{HO}}{N_{HEa}}} = 6 \sqrt{\frac{12 \cdot 10^7}{23,367 \cdot 10^7}} = 0,8949; \quad \text{принимаем } k_{HLa} = 1,0;$$

$$k_{HLg} = 6 \sqrt{\frac{N_{HO}}{N_{HEg}}} = 6 \sqrt{\frac{12 \cdot 10^7}{4,1728 \cdot 10^7}} = 1,1925;$$

$$k_{HLb} = 6 \sqrt{\frac{N_{HO}}{N_{HEb}}} = 6 \sqrt{\frac{12 \cdot 10^7}{6,1493 \cdot 10^7}} = 1,1179.$$

Тогда допускаемые контактные напряжения будут равны:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} k_{HL1} = \frac{1380}{1,2} 1,0 = 1150 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} k_{HL2} = \frac{1380}{1,2} 1,0844 = 1247,1 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_a = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} k_{HLa} = \frac{1380}{1,2} 1,0 = 1150 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_g = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} k_{HLg} = \frac{1380}{1,2} 1,1925 = 1371,4 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_b = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} k_{HLb} = \frac{1380}{1,2} 1,1179 = 1285,6 \text{ МПа}.$$

В качестве расчётных допускаемых напряжений для каждой пары зубчатых колёс принимаем наименьшее значение из двух полученных:

$$[\sigma_H]_{12} = [\sigma_H]_1 = 1150 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_{ag} = [\sigma_H]_a = 1150 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_{gb} = [\sigma_H]_b = 1285,6 \text{ МПа}.$$

2.3. Определение допускаемых напряжений изгиба

Допускаемое напряжение изгиба для каждого зубчатого колеса определяются по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim b}}{S_F} k_{FL} k_{FC},$$

где $\sigma_{F\lim b}$ – базовый предел выносливости по изгибу, МПа;

S_F – коэффициент безопасности по напряжениям изгиба;

k_{FL} – коэффициент долговечности;

k_{FC} – коэффициент, учитывающий условия нагружения зуба.

Базовый предел выносливости по изгибу для цементированных зубьев принимаем $\sigma_{F\lim b} = 800$ МПа.

Коэффициент безопасности $S_F = 1,8$.

Базовое число циклов перемены напряжений будет $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$.

Коэффициенты долговечности при расчёте по напряжениям изгиба определяются по формуле

$$k_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}},$$

где N_{F0} – базовое число циклов перемены напряжений изгиба, N_{FE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений изгиба. При большой длительности эксплуатации, когда $N_{FE} > N_{F0}$, вводится ограничение $k_{FL} \geq 1$. При кратковременной работе передачи – $k_{FL} < 1,63$ (для закалённых передач).

Эквивалентное число циклов перемены напряжений изгиба определяется по формуле

$$N_{FE} = 60 c n t_h k_{FE},$$

где k_{FE} – коэффициент эквивалентности по напряжениям изгиба, учитывающий переменный характер нагружения передачи.

При переменном режиме нагружения (рис. 3) коэффициент эквивалентности k_{FE} определяем по формуле

$$k_{FE} = \sum \left(\frac{T_{pi}}{T_H} \right)^9 \frac{n_{pi} t_{hi}}{n_H t_h} = \sum k_{Ti}^9 k_{ni} k_{ti},$$

где T_{pi} – один из числа крутящих моментов, которые учитывают при расчёте на выносливость; T_H – номинальное значение момента, учитываемое при расчёте на выносливость; n_{pi} и t_{hi} – соответствующие этим моментам частота вращения и время работы; k_{Ti} , k_{ni} , k_{ti} – коэффициенты, учитывающие характеристики режимов нагружения.

Рассчитаем коэффициент эквивалентности по напряжениям изгиба, учитывающий переменный характер нагружения передачи

$$k_{FE} = 1,0^9 \cdot 1,0 \cdot 0,5 + 0,9^9 \cdot 1,1 \cdot 0,25 + 0,8^9 \cdot 1,2 \cdot 0,25 = 0,6468.$$

Коэффициент эквивалентности по напряжениям изгиба k_{FE} будет одинаковым для всех зубчатых колёс.

Рассчитаем эквивалентное число циклов перемены напряжений изгиба для зубчатых колёс (конической ступени 1, 2 и планетарной ступени a, b, g):

Для шестерни 1:

$$c_1 = 1; n = n_1;$$

$$N_{FE1} = 60 c_1 n_1 t_h k_{FE} = 60 \cdot 1 \cdot 2400 \cdot 1500 \cdot 0,6468 = 139,71 \cdot 10^6.$$

Для зубчатого колеса 2:

$$c_2 = 1; n = n_2;$$

$$N_{FE2} = 60 c_2 n_2 t_h k_{FE} = 60 \cdot 1 \cdot 960 \cdot 1500 \cdot 0,6468 = 55,884 \cdot 10^6.$$

Для шестерни a:

$$c_a = a_c = 4; n = n_a^h;$$

$$N_{FEa} = 60 c_a n_a^h t_h k_{FE} = 60 \cdot 4 \cdot 760 \cdot 1500 \cdot 0,6468 = 176,97 \cdot 10^6.$$

Для сателлита g:

$$c_g = 1; n = n_g^h;$$

$$N_{FEg} = 60 c_g n_g^h t_h k_{FE} = 60 \cdot 1 \cdot 542,86 \cdot 1500 \cdot 0,6468 = 31,601 \cdot 10^6.$$

Для корончатого колеса b:

$$c_b = a_c = 4; n = n_b^h;$$

$$N_{FEb} = 60 c_b n_b^h t_h k_{FE} = 60 \cdot 4 \cdot 200 \cdot 1500 \cdot 0,6468 = 46,57 \cdot 10^6.$$

Для всех зубчатых колёс получили, что $N_{FE1} > N_{F0}$, и $N_{FE2} > N_{F0}$, $N_{FEa} > N_{F0}$, $N_{FEg} > N_{F0}$, $N_{FEb} > N_{F0}$.

Коэффициенты долговечности по напряжениям изгиба:

$$k_{FL1} = 9 \sqrt{\frac{N_{F0}}{N_{FE1}}} = 9 \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6}{139,71 \cdot 10^6}} = 0,6738; \quad \text{принимает } k_{FL1} = 1,0;$$

$$k_{FL2} = 9 \sqrt{\frac{N_{F0}}{N_{FE2}}} = 9 \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6}{55,884 \cdot 10^6}} = 0,746; \quad \text{принимает } k_{FL2} = 1,0;$$

$$k_{FLa} = 9 \sqrt{\frac{N_{F0}}{N_{FEa}}} = 9 \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6}{176,97 \cdot 10^6}} = 0,6563; \quad \text{принимает } k_{FLa} = 1,0;$$

$$k_{FLg} = 9 \sqrt{\frac{N_{F0}}{N_{FEg}}} = 9 \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6}{31,601 \cdot 10^6}} = 0,7948; \quad \text{принимает } k_{FLg} = 1,0;$$

$$k_{FLb} = 9 \sqrt{\frac{N_{F0}}{N_{FEb}}} = 9 \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6}{46,57 \cdot 10^6}} = 0,7613; \quad \text{принимает } k_{FLb} = 1,0.$$

При работе зубьев колёс 1, 2, *a*, *b* одной стороной коэффициент $k_{FC} = 1,0$. Сателлит *g* работает при знакопеременном режиме нагружения (рис. 2, 5), поэтому коэффициент $k_{FCg} = 0,75$.

Тогда допускаемые напряжения изгиба будут равны:

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_F} k_{FL1} k_{FC1} = \frac{800}{1,8} 1,0 \cdot 1,0 = 444,44 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_F} k_{FL2} k_{FC2} = \frac{800}{1,8} 1,0 \cdot 1,0 = 444,44 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_a = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_F} k_{FLa} k_{FCa} = \frac{800}{1,8} 1,0 \cdot 1,0 = 444,44 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_g = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_F} k_{FLg} k_{FCg} = \frac{800}{1,8} 1,0 \cdot 0,75 = 333,33 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_b = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_F} k_{FLb} k_{FCb} = \frac{800}{1,8} 1,0 \cdot 1,0 = 444,44 \text{ МПа}.$$

В качестве расчётных допускаемых напряжений изгиба для каждой пары зубчатых колёс принимаем наименьшее значение из двух полученных:

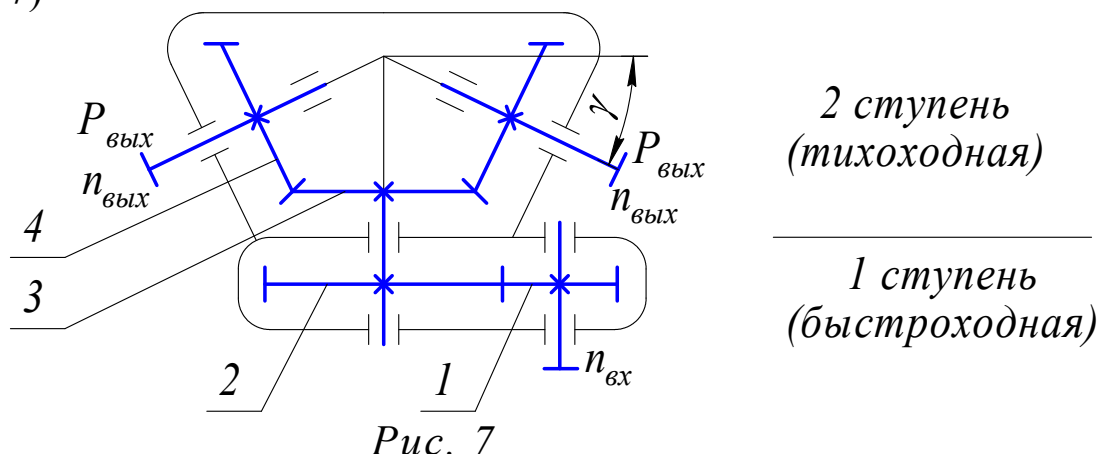
$$[\sigma_F]_{12} = [\sigma_F]_1 = 444,44 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_{ag} = [\sigma_F]_g = 333,33 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_b = 444,44 \text{ МПа}.$$

Пример расчёта 2.

Рассмотрим расчёт допускаемых напряжений для раздаточного редуктора (рис. 7)



Согласно заданию имеем:

- частота вращения входного вала $n_{вх} = n_1 = 500$ об/мин;
- частота вращения выходного вала $n_{вых} = n_3 = 210$ об/мин;
- выходная мощность $P_{вых} = P_3 = 2,0$ кВт;
- срок службы редуктора $t_h = 5000$ час.
- режим нагружения передачи 0 (постоянный).

В результате кинематического и энергетического расчёта получено: передаточное отношение редуктора $u_{ред} = 2,381$; передаточное отношение цилиндрической передачи $u_1 = 2,0$; передаточное отношение конической передачи $u_2 = 1,1905$; частота вращения второго вала $n_2 = 250,0$ об/мин; Мощность на втором валу $P_2 = 4,1237$ кВт, на первом валу – $P_1 = 4,2079$ кВт.

Крутящие моменты: на первом валу – $T_1 = 0,08037 \cdot 10^6$ Н·м; на втором валу – $T_2 = 0,15754 \cdot 10^6$ Н·м; на третьем валу – $T_3 = 0,09095 \cdot 10^6$ Н·м;

2.1. Выбор материала зубчатых колёс и обоснование термической обработки

Так как передача авиационная, тяжелонагруженная и требует обеспечения высокой надёжности и малых значений массогабаритных характеристик, то для всех зубчатых колёс выбираем высокопрочную легированную сталь 12Х2Н4А с химико-термической обработкой цементацией на глубину 1,0...1,2 мм с последующей закалкой, заготовка штамповка.

Механические свойства приведены в таблице:

Марка стали	Вид термообработки	Механические характеристики			
		Твёрдость зубьев		Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа
		на поверхности	в сердцеvine		
12X2H4A	Цементация	HRC 58...63	HRC 35...40	1200	1000

2.2. Определение допускаемых контактных напряжений

Допускаемые контактные напряжения для каждого зубчатого колеса определяются по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim b}}{S_H} k_{HL},$$

где $\sigma_{Hlim b}$ – базовый предел контактной выносливости, МПа;

S_H – коэффициент безопасности по контактным напряжениям;

k_{HL} – коэффициент долговечности.

Для стали 12X2H4A твёрдость поверхности составит 58...63 HRC. Принимаем HRC = 60.

Базовый предел контактной выносливости поверхности цементированных зубьев всех колёс

$$\sigma_{Hlim b} = 23 \text{ HRC} = 23 \cdot 60 = 1380 \text{ МПа.}$$

Для цементированных зубьев коэффициент безопасности $S_H = 1,2$.

Коэффициенты долговечности при расчёте по контактным напряжениям определяются по формуле

$$k_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}},$$

где N_{H0} – базовое число циклов перемены контактных напряжений, N_{HE} – эквивалентное число циклов перемены контактных напряжений. При большой длительности эксплуатации, когда $N_{HE} > N_{H0}$, вводится ограничение $k_{HL} \geq 1$. При кратковременной работе передачи – $k_{HL} < 1,8$ (при поверхностном упрочнении материала).

При твёрдости поверхности зубьев HRC ≥ 56 имеем $N_{H0} = 12 \cdot 10^7$.

Зубчатая передача работает при постоянном режиме нагружения. Эквивалентное число циклов перемены контактных напряжений определяется по формуле

$$N_{HE} = 60 \text{ c n } t_h k_{HE},$$

где n – частота вращения, об/мин; t_h – долговечность, ч; c – число нагружений зуба за один оборот зубчатого колеса (рис. 2), k_{HE} – коэффициент

эквивалентности по контактным напряжениям, учитывающий переменный характер нагружения передачи.

Для постоянного режима нагружения передачи $k_{HE} = 1,0$.

Зубчатое колесо 3 находится в зацеплении с колёсами 4, поэтому для зубчатого колеса 3 число нагружений $c_3 = 2$ (рис. 5).

Рассчитаем эквивалентное число циклов перемены контактных напряжений для зубчатых колёс (цилиндрической ступени 1, 2 и конической ступени 3, 4):

Для шестерни 1:

$$c_1 = 1; n = n_1;$$

$$N_{HE1} = 60 c_1 n_1 t_h k_{HE} = 60 \cdot 1 \cdot 500 \cdot 5000 \cdot 1,0 = 15 \cdot 10^7.$$

Для колеса 2:

$$c_2 = 1; n = n_2;$$

$$N_{HE2} = 60 c_2 n_2 t_h k_{HE} = 60 \cdot 1 \cdot 250,0 \cdot 5000 \cdot 1,0 = 7,5 \cdot 10^7.$$

Для шестерни 3:

$$c_3 = 2; n = n_2;$$

$$N_{HE3} = 60 c_3 n_3 t_h k_{HE} = 60 \cdot 2 \cdot 250,0 \cdot 5000 \cdot 1,0 = 15,0 \cdot 10^7.$$

Для колеса 4:

$$c_4 = 1; n = n_4;$$

$$N_{HE4} = 60 c_4 n_4 t_h k_{HE} = 60 \cdot 1 \cdot 210 \cdot 5000 \cdot 1,0 = 6,3 \cdot 10^7.$$

Для зубчатых колёс 1 и 3 получили, что $N_{HE1} > N_{H0}$ и $N_{HE3} > N_{H0}$.

Коэффициенты долговечности по контактным напряжениям:

$$k_{HL1} = 6 \sqrt{\frac{N_{H0}}{N_{HE1}}} = 6 \sqrt{\frac{12 \cdot 10^7}{15 \cdot 10^7}} = 0,9635; \quad \text{принимаем } k_{HL1} = 1,0;$$

$$k_{HL2} = 6 \sqrt{\frac{N_{H0}}{N_{HE2}}} = 6 \sqrt{\frac{12 \cdot 10^7}{7,5 \cdot 10^7}} = 1,0815;$$

$$k_{HL3} = 6 \sqrt{\frac{N_{H0}}{N_{HE3}}} = 6 \sqrt{\frac{12 \cdot 10^7}{15,0 \cdot 10^7}} = 0,9635; \quad \text{принимаем } k_{HL3} = 1,0;$$

$$k_{HL4} = 6 \sqrt{\frac{N_{H0}}{N_{HE4}}} = 6 \sqrt{\frac{12 \cdot 10^7}{6,3 \cdot 10^7}} = 1,1134.$$

Тогда допускаемые контактные напряжения будут равны:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} k_{HL1} = \frac{1380}{1,2} 1,0 = 1150,0 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} k_{HL2} = \frac{1380}{1,2} 1,0815 = 1243,71 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_3 = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} k_{HL3} = \frac{1380}{1,2} 1,0 = 1150,0 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_4 = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} k_{HL4} = \frac{1380}{1,2} 1,1134 = 1280,38 \text{ МПа}.$$

В качестве расчётных допускаемых напряжений для каждой пары зубчатых колёс принимаем наименьшее значение из двух полученных:

$$[\sigma_H]_{12} = [\sigma_H]_1 = 1150 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_{34} = [\sigma_H]_3 = 1150 \text{ МПа}.$$

2.3. Определение допускаемых напряжений изгиба

Допускаемое напряжение изгиба для каждого зубчатого колеса определяются по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_F} k_{FL} k_{FC},$$

где σ_{Flimb} – базовый предел выносливости по изгибу, МПа;

S_F – коэффициент безопасности по напряжениям изгиба;

k_{FL} – коэффициент долговечности;

k_{FC} – коэффициент, учитывающий условия нагружения зуба.

Базовый предел выносливости по изгибу для цементированных зубьев принимаем $\sigma_{Flimb} = 800 \text{ МПа}$.

Коэффициент безопасности $S_F = 1,8$.

Базовое число циклов перемены напряжений будет $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$.

Коэффициенты долговечности при расчёте по напряжениям изгиба определяются по формуле

$$k_{FL} = 9 \sqrt{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}},$$

где N_{F0} – базовое число циклов перемены напряжений изгиба, N_{FE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений изгиба. При большой длительности эксплуатации, когда $N_{FE} > N_{F0}$, вводится ограничение $k_{FL} \geq 1$. При кратковременной работе передачи – $k_{FL} < 1,63$ (для закалённых передач).

Эквивалентное число циклов перемены напряжений изгиба определяется по формуле

$$N_{FE} = 60 c n t_h k_{FE},$$

где k_{FE} – коэффициент эквивалентности по напряжениям изгиба, учитывающий переменный характер нагружения передачи. Для постоянного режима работы передачи $k_{FE} = 1,0$.

Рассчитаем эквивалентное число циклов перемены напряжений изгиба для зубчатых колёс (цилиндрической ступени 1, 2 и конической ступени 3, 4):

Для шестерни 1:

$$c_1 = 1; n = n_1;$$

$$N_{FE1} = 60 c_1 n_1 t_h k_{FE} = 60 \cdot 1 \cdot 500 \cdot 5000 \cdot 1,0 = 150 \cdot 10^6.$$

Для колеса 2:

$$c_2 = 1; n = n_2;$$

$$N_{FE2} = 60 c_2 n_2 t_h k_{FE} = 60 \cdot 1 \cdot 231,0 \cdot 5000 \cdot 1,0 = 75,0 \cdot 10^6.$$

Для шестерни 3:

$$c_3 = 2; n = n_2;$$

$$N_{FE3} = 60 c_3 n_3 t_h k_{FE} = 60 \cdot 2 \cdot 231,0 \cdot 5000 \cdot 1,0 = 150,0 \cdot 10^6.$$

Для колеса 4:

$$c_4 = 1; n = n_4;$$

$$N_{FE4} = 60 c_4 n_4 t_h k_{FE} = 60 \cdot 1 \cdot 210 \cdot 5000 \cdot 1,0 = 63,0 \cdot 10^6.$$

Для всех зубчатых колёс получили, что $N_{FE1} > N_{F0}$, и $N_{FE2} > N_{F0}$, $N_{FE3} > N_{F0}$, $N_{FE4} > N_{F0}$.

Коэффициенты долговечности по напряжениям изгиба:

$$k_{FL1} = 9 \sqrt{\frac{N_{F0}}{N_{FE1}}} = 9 \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6}{150,0 \cdot 10^6}} = 0,6685; \quad \text{принимает } k_{FL1} = 1,0;$$

$$k_{FL2} = 9 \sqrt{\frac{N_{F0}}{N_{FE2}}} = 9 \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6}{75,0 \cdot 10^6}} = 0,7220; \quad \text{принимает } k_{FL2} = 1,0;$$

$$k_{FL3} = 9 \sqrt{\frac{N_{F0}}{N_{FE3}}} = 9 \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6}{150,0 \cdot 10^6}} = 0,6685; \quad \text{принимает } k_{FL3} = 1,0;$$

$$k_{FL4} = 9 \sqrt{\frac{N_{F0}}{N_{FE4}}} = 9 \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6}{63,0 \cdot 10^6}} = 0,7362; \quad \text{принимает } k_{FL4} = 1,0.$$

При работе зубьев колёс 1, 2, 4 одной стороной коэффициент $k_{FC} = 1,0$. Зубчатое колесо 3 работает при знакопеременном режиме нагружения (рис. 5), поэтому коэффициент $k_{FC3} = 0,75$.

Тогда допускаемые напряжения будут равны:

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_F} k_{FL1} k_{FC1} = \frac{800}{1,8} 1,0 \cdot 1,0 = 444,44 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_F} k_{FL2} k_{FC2} = \frac{800}{1,8} 1,0 \cdot 1,0 = 444,44 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_3 = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_F} k_{FL3} k_{FC3} = \frac{800}{1,8} 1,0 \cdot 0,75 = 333,33 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_4 = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_F} k_{FL4} k_{FC4} = \frac{800}{1,8} 1,0 \cdot 1,0 = 444,44 \text{ МПа}.$$

В качестве расчётных допускаемых напряжений для каждой пары зубчатых колёс принимаем наименьшее значение из двух полученных:

$$[\sigma_F]_{12} = [\sigma_F]_1 = 444,44 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_{34} = [\sigma_F]_3 = 333,33 \text{ МПа}.$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для вузов – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
2. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин: Учебник для машиностроительных специальностей вузов – М.: Высшая школа, 2007. – 408 с.
3. Жильников Е.П., Тукмаков В.П. Кинематический и энергетический расчёт авиационных редукторов: Метод. указания к курсовому проекту – Самарский гос. аэрокосм. ун-т; Самара, 2008. – 24 с.

