

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
НОВГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМЕНИ ЯРОСЛАВА МУДРОГО

РАСЧЁТ
ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

*Методические указания
к расчетно-графической работе*

Великий Новгород
2006

УДК 621.81 (075.4)
Р24

Печатается по решению
РИС НовГУ

Рецензент

кандидат технических наук, доцент А. Н. Липаков

Р24 **Расчёт** цилиндрической зубчатой передачи: Метод. указания
к расчетно-графической работе / Сост. Б. А. Дикалов, Л. А. Шеина;
НовГУ им. Ярослава Мудрого. – Великий Новгород, 2006. – 36 с.

Излагается методика расчета цилиндрической зубчатой передачи
силового привода, состоящего из двигателя и редуктора. Приведены ос-
новные кинематические и силовые зависимости. Даны указания по вы-
полнению графической части. Приведен пример выполнения работы.

УДК 621.81 (075.4)

© Новгородский государственный
университет, 2006
© Б. А. Дикалов, Л. А. Шеина,
составление, 2006

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
1. Исходные данные	4
2. Выбор материалов	5
3. Определение допускаемых напряжений	10
4. Определение межосевого расстояния	14
5. Определение модуля m	17
6. Геометрический расчёт	18
7. Проверка по контактным напряжениям	19
8. Проверка на изгибную выносливость зубьев	21
9. Расчёт на контактную прочность при действии максимальной нагрузки	22
9.1. Расчёт на изгибную прочность при действии максимальной нагрузки	22
10. Определение усилий в зацеплении	23
11. Графическая часть	23
12. Пример расчёта	24
Литература	33
Приложение 1	34
Приложение 2	36

Введение

В настоящих указаниях приведена методика расчета косозубой цилиндрической передачи с параллельными осями, являющейся одной из передач многоступенчатого редуктора. Прямозубые и шевронные передачи представляют собой частные случаи косозубой (у прямозубых угол наклона зуба равен нулю, у шевронных равно нулю осевое усилие). Цилиндрические передачи, как наиболее простые по конструкции и более дешевые, широко применяются в зубчатых редукторах. Расчет редуктора является составной частью курсового проекта по деталям машин, причем цилиндрическая передача, как правило, входит в качестве одной из ступеней в рассчитываемый редуктор. Овладение методикой расчета цилиндрических передач облегчает работу над расчетом передач других видов, так как общий подход к расчету любых передач редуктора одинаков. Таким образом, выполнение расчетно-графической работы № 2 служит важным этапом подготовки к работе над курсовым проектом по деталям машин. Последовательность расчета складывается из следующих этапов:

1. Выбор материалов и определение допускаемых напряжений.
2. Проектные расчеты.
3. Геометрический расчет.
4. Уточнение данных (проводится в случае необходимости).
5. Проверочные расчеты.
6. Определение усилий, действующих в зацеплении. Расчетно-графическая работа должна иметь титульный лист (первый), оформленный по СТП1.701-98 и второй лист – по СТП1.701-98 (правила оформления имеются в пособии (8)).

При проведении расчетов следует строго выдерживать требования ЕСКД, ЕСПД СЭВ и ГОСТа 21354-75 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчеты на прочность».

1. Исходные данные

Расчету подлежит зубчатая цилиндрическая передача с параллельными осями. После выполнения расчетно-графической работы № 1, в которой произведены кинематический и энергетический расчеты механизма, известны следующие исходные данные (индекс «1» относится к шестерне, индекс «2» к колесу).

1. Передаточное число передачи U .
 2. Угловые скорости W_1 и W_2 или частоты вращения n_1 и n_2 шестерни и колеса.
 3. Крутящие моменты T_1 и T_2 на шестерне и колесе.
- В общем случае в техническом задании приводятся дополнительные данные:

4. Серийность производства.
5. Требования к габаритам и стоимости.
6. Вид смазки.
7. График нагрузки (рис. 1).
8. Годовой коэффициент (K_T).
9. Суточный коэффициент (K_c).
10. Срок службы в годах (t_r).

По указанию преподавателя в техническое задание могут входить и другие данные, которые нужно учитывать.

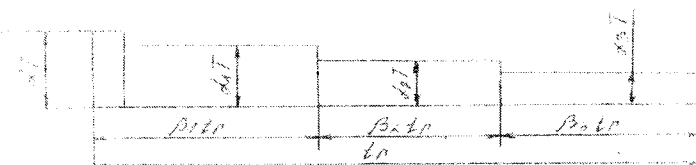


Рис. 1

На графике нагрузки (рис. 1) коэффициент α показывает возможное превышение номинальной нагрузки (момента) T , коэффициенты $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ – изменение этой нагрузки в процессе работы ($\alpha_1 = 1$); коэффициенты β_1 – время действия указанных нагрузок.

При расчете зубчатых передач нужно знать точность их изготовления, которая определится в значительной мере областью применения передачи и окружной скоростью. Для ориентировочного выбора степени точности можно пользоваться данными, приведенными в таблицах (1).

Углом наклона зубьев задаются для косозубых передач в пределах от 8° до 18° (иногда до 35°), для шевронных – от 25° до 40° .

2. Выбор материалов

От выбора материалов в значительной степени зависят надежность работы передачи, ее долговечность, стоимость, технологичность, габариты и прирабатываемость. Работоспособность зубчатых передач определяется их рабочими элементами, т.е. зубьями. В соответствии с критериями работоспособности материал зубчатых колес должен обеспечивать прочность зубьев на изгиб и контактную прочность (стойкость поверхностных слоев на усталостное выкрашивание). Эти условия определяют общие требования к выбираемым материалам: высокие прочность, жесткость, твердость поверхностных слоев и износостойкость, которым в наибольшей степени соответствуют термообработываемые стали.

Для сужения круга выбираемых материалов используются требования технического задания. В зависимости от твердости поверхностей зубьев стальные зубчатые колеса разделяют на две группы:

1) с твердостью $HV \leq 350$ – зубчатые колеса нормализованные или улучшенные;

2) с твердостью $HV > 350$ – закаленные, цементированные, азотированные, нитроцементированные и цианированные зубчатые колеса.

Стали первой группы применяют в условиях мелкосерийного и индивидуального производства. Относительно невысокая твердость позволяет проводить нарезание зубьев после термообработки, что упрощает технологию изготовления. Такие колеса хорошо прирабатываются. Однако габариты передачи получаются увеличенными. Для уменьшения опасности заедания и сближения долговечности шестерни и колеса твердость шестерни должна быть на несколько десятков единиц HV выше, чем колеса. Твердость шестерен косозубых и шевронных передач рекомендуется выбирать возможно выше.

Стали второй группы (высокой твердости) применяются преимущественно в массовом и крупносерийном производствах. Допускаемые контактные напряжения пропорциональны твердости материалов, а несущая способность передач – квадрату твердости, поэтому увеличение твердости ведет к резкому уменьшению размеров передачи. Однако технология получения стальных колес высокой твердости сложнее, чем при использовании материалов первой группы. Сами виды термических упрочнений сложнее и дороже, кроме того, они проводятся после нарезания зубьев, что в дальнейшем требует отделочных операций для обеспечения нужных степеней точности.

При окончательном выборе материалов следует учитывать номенклатуру предприятия (традиционные для конкретного предприятия материалы) и стоимость (самые дешевые по стоимости и последующей фрезеровки материалы).

Данные для выбора материалов приводятся в литературе (1, 2, 3, 4, 5, 6). Механические свойства стали, применяемой для изготовления зубчатых колес, приведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

**Механические свойства стали, применяемой
для изготовления зубчатых колес**

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	σ_B , Н/мм ²	σ_T , Н/мм ²	Твердость, HV , кгс/мм ²	Термообработка
40	До 100 100–300 300–500	550 530 510	280 270 260	152–207	Нормализация
45	До 100 100–300 300–500	590 570 550	300 290 280	167–217	
45	До 90 90–120 130–150	780 730 690	440 390 340	207–250 194–222 180–207	Улучшение
50 Г	До 150 150–400	640 610	370 320	190–229	Нормализация
50 Г	До 100 100–200	740 690	410 390	241–285	Улучшение
30ХГС	До 60 100–160 160–250	980 890 790	840 690 640	215–229	Нормализация
30ХГС	До 140 140–300	1020 930	840 740	235–280	Улучшение
35Х	До 60 60–100 100–200	940 740 690	740 490 440	190–241	Нормализация
35Х	До 200	740	490	220–260	Улучшение
35СГ	До 120 120–150 150–180 180–250	930 880 830 780	690 590 540 490	257–285 243–271 230–257 215–243	Улучшение

40X	До 60 100-200 200-300 300-600	980 760 740 690	790 490 490 440	200-230	Нормализация
40X	До 120 120-150 150-180 180-250	930 880 830 780	690 590 540 490	257-285 243-271 230-257 215-243	Улучшение
40XH	До 60 60-100 100-300 300-500	980 840 790 740	790 590 570 550	220-250	Нормализация
40 XH	До 150 150-180 180-250	930 880 835	690 590 540	265-295 250-280 235-265	
40XHMA 50Г2	До 120 120-200 До 80 100-300	1080 980 740 690	900 740 400 350	275-310 265-240 195-240	Улучшение Нормализация
50Г2	До 100	790	440	269-320	Улучшение
Отливки из углеродистой и легированной стали					
35Л		420	270	≥ 145	Нормализация
40Л		520	290	≥ 147	
45Л		540	310	153	
50Л		570	330	174	
55Л 40ГЛ		590 630	340 320	155-217 174	

Таблица 2.2

Назначение конструкционных сталей основных марок

Марка стали	Наиб. размер в сеч.	σ_b , Н/мм ²	σ_t , Н/мм ²	Твердость HRC	Область применения	Термообработка
15	до 50 мм	450-550	250-300	56-62	Валики, втулки пальцы, оси	Закалка в воде, отпуск
135	до 20 мм	1000	650	30-40	Валики, втулки штифты, упоры	Закалка в воде, отпуск
45	До 100 мм	900-200	700-900	38-46	Ролики, валики винты, собачки	Закалка с нагревом ТВЧ, отпуск
				50-80	Зубчатые колеса, валы, шпиндели	
20X	до 40 мм	850	630	56-62	Зубчатые колеса, шлиц. валы, валы в подш. скольж.	Закалка в масле, отпуск
40X	до 50 мм	1500-1600	1300-1400	45-50	Зубчатые колеса, втулки, рейки	Закалка в масле, отпуск
				50-54	Зубчатые колеса, валы, оси	Закалка с нагревом ТВЧ, отпуск
45X	до 100 мм	850	600	НВ 230-300	Зубчатые колеса, валы в подш. кач.	Закалка, отпуск
40XH	до 40 мм	1600	1400	48-54	Зубчатые колеса, червяки	Закалка в масле, отпуск
18ХГТ	до 50 мм	1000	800	56-62	Зубчатые колеса, червяки, валы	Закалка в масле, отпуск
12ХНЗА	до 100 мм	850	700	58-62	Зубчатые колеса, червяки, валы	Закалка в масле, отпуск
35ХМ	до 40 мм	1600	1400	45-53	Зубчатые колеса для точных передач	Закалка в масле, отпуск

3. Определение допускаемых напряжений

Допускаемые контактные напряжения $\sigma_{нр}$ определяются по формуле (3.1):

$$\sigma_{нр} = ((\sigma_{н \text{ lim } b})/S_H) \cdot K_{HL} \quad (3.1)$$

где $\sigma_{н \text{ lim } b}$ – предел контактной выносливости поверхности зуба, соответствующий базовому числу циклов (табл. 3.1);

S_H – коэффициент безопасности, $S_H=1,2$ для поверхностного упрочнения, $S_H=1,1$ для объемного упрочнения;

K_{HL} – коэффициент долговечности.

В рекомендуемой литературе (1) для выбранных материалов и их термообработки вместо отношения $\sigma_{н \text{ lim } b}/S_H$ в таблице дается его результат $\sigma'_{нр}$ и формула (3.1) записывается в виде формулы (3.2):

$$\sigma_{нр} = \sigma'_{нр} \cdot K_{HL} \quad (3.2)$$

Коэффициент долговечности K_{HL} определяется с помощью графика нагрузки (рис. 1), он учитывает возможность повышения допускаемых напряжений из-за недогрузки передачи (см. участки β_{2t_r} и β_{3t_r} на рис. 1):

$$K_{HL} = \sqrt[6]{N_{HO}/N_{HE}} \quad (3.3)$$

где N_{HO} – базовое число циклов перемен напряжений;

N_{HE} – эквивалентное число циклов перемен напряжений.

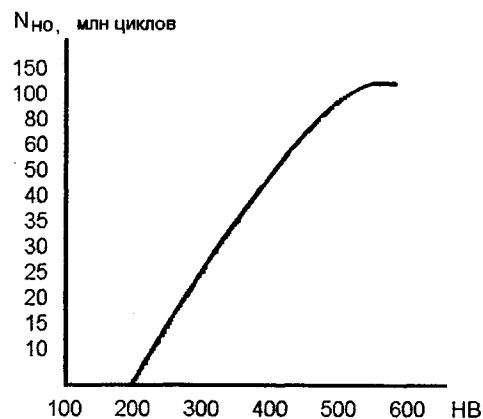


Рис. 2

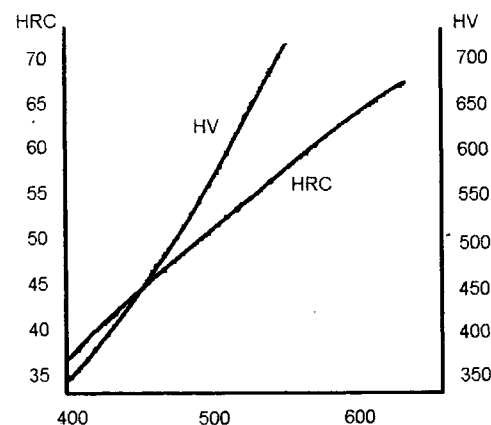


Рис. 3

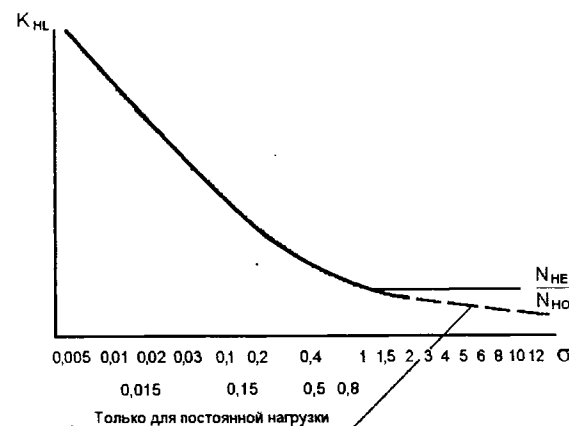


Рис. 4

График зависимости K_{HL} от отношения N_{HO}/N_{HE} приведен на рис. 4. Величина N_{HO} определяется по графику на рис. 2, используя при необходимости график HRC, HB, HV на рис. 3. Значение N_{HE} определяется зависимостью (3.4):

$$N_{HE} = 60 \cdot c \cdot \sum (T_i / T_{\max})^3 n_i \cdot t_i \quad (3.4)$$

где c – число зацеплений зуба за один оборот колеса ($C=1$);

T_i – текущие значения моментов по графику нагрузки;

$T_{\max}$ – максимальное значение рабочего момента,

n_i – частота вращения в течение времени t_i .

В рассматриваемом случае для конкретного колеса $n = \text{const}$, поэтому зависимость (3.4) удобнее представить в виде:

$$N_{HE} = 60 \cdot c \cdot n \cdot t_q \cdot \sum \alpha_i^3 \beta_i, \quad (3.5)$$

где t_q – полный срок службы в часах;

$$t_q = 365 \cdot 24 \cdot K_c \cdot K_r \cdot t_r; \quad (3.6)$$

n – частота вращения рассматриваемых шестерни или колеса. Следует иметь в виду, что

$$1 \leq K_{HL} \leq 1,8 \text{ при поверхностном упрочнении};$$

$$1 \leq K_{HL} \leq 2,6 \text{ при объемном упрочнении}.$$

Как уже говорилось ранее, шестерня должна иметь большую твердость поверхности зубьев, чем колесо, поэтому при расчете следует определить σ_{HP1} и σ_{HP2} – допускаемые напряжения и для шестерни, и для колеса, а затем найти расчетное допускаемое напряжение для передачи по формуле (3.7):

$$\sigma_{HP} = 0,45(\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) \leq 1,23\sigma_{HP2}. \quad (3.7)$$

Значения пределов выносливости $\sigma_H \lim b$ приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Значение $\sigma_H \lim b$ при $V \leq 5 \text{ м/с}$

Термическая обработка	Твердость поверхности зубьев	$\sigma_H \lim b$, МПа
Нормализация или улучшение	$H_{HB} \leq HB 350$	$2 HB + 70$
Объемная закалка	$H_{HRC} = HRC 40-50$	$18 HRC + 150$
Поверхностная закалка	$H_{HRC} = HRC 40-56$	$17 HRC + 200$
Цементация или нитроцементация	$H_{HRC} = HRC 54-64$	23 HRC
Азотирование	$H_{HV} = HV 550-750$	1050

Аналогична методика определения допускаемых напряжений изгиба σ_{FP} при расчете на выносливость:

$$\sigma_{FP} = ((\sigma_F \lim b) / S_F) \cdot K_{FL} \cdot K_{FC}, \quad (3.8)$$

где $\sigma_F \lim b$ – предел выносливости на изгиб. Значение $\sigma_F \lim b$ приведено в табл. 3.2.

S_F при вероятности разрушения нормальной $S_F = 1,7$; при повышенной $S_F = 2,2$.

Таблица 3.2

Пределы выносливости $\sigma_F \lim b$

Вид термообработки и марки стали	Твердость зубьев HRC		$\sigma_F \lim b$, МПа
	на поверхности	в сердцевине	
Цементация легированных сталей 20ХН2М, 12ХН2, 12ХН3А (никеля 1%, хрома 1% и меньше)	57–63	32–45	950
– стали марок 18ХГТ, 30ХГТ, 12ХН4А	57–63	32–45	800
Дитроцементация легированных сталей 25ХГМ, 25ХГТ, 30ХГТ и др.	57–63	32–45	1000
Закалка при нагреве ТВЧ по всему контуру	57–63	32–45	750
– стали пониженной прокаливаемости марки 55ПП	58–62	28–35	900
– стали марок 60ХВ, 60Х, 60ХН	54–60	25–35	700
– стали марок 35ХМА, 40Х, 40ХН	48–60	25–35	600
Нормализация или улучшение	HB	180–350	$1,35HB + 100$
Азотирование легированных сталей	–	24–40	$18HRC_{\text{сердц}} + 50$

В формуле (3.8) K_{FC} – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки (реверсивные передачи, сателлиты планетарных передач и т.п.). При односторонней нагрузке $K_{FC} = 1$, при реверсивной $K_{FC} = 0,7 - 0,8$ (0,8 при $HB > 350$).

В источнике /1/ формула (3.8) приведена к виду (3.9):

$$\sigma_{FP} = \sigma'_{FP} \cdot K_{FL}. \quad (3.9)$$

Коэффициент долговечности K_{FL} определяется зависимостью (3.10)

$$K_{FL} = m_F \sqrt{N_{FO} / N_{FE}}, \quad (3.10)$$

где m_F – показатель степени кривой усталости;

$m_F = 6$ для колес с твердостью поверхности зубьев $HV \leq 350$ и для колес со шлифованной переходной поверхностью;

$m_F = 9$ для колес с нешлифованной переходной поверхностью $HV > 350$ (также для чугунных колес). Для сталей $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$, для чугунов 10^6 .

Эквивалентное число циклов перемен напряжений по аналогии с (3. 4) и (3.5):

$$N_{FE} = 60 \cdot c \cdot \sum (T_i / T_{max})^{m_F} \cdot n_i \cdot t_i = 60 \cdot c \cdot n \cdot t_c \cdot \sum \alpha_i^{m_F} \cdot \beta_i. \quad (3.11)$$

Величина коэффициента долговечности ограничивается:

$$1 \leq K_{FL} \leq 2,08 \text{ при } m_F = 6;$$

$$1 \leq K_{FL} \leq 1,63 \text{ при } m_F = 9,$$

при $N_{FE} > N_{FO}$ $K_{FL} = 1$ принимают.

Допускаемые напряжения σ_{FP1} и σ_{FP2} определяются для шестерни и колеса. Для проведения дальнейших расчетов следует определить допускаемые изгибные напряжения и для шестерни (σ_{FP1}), и для колеса (σ_{FP2}).

Для проверки прочности зубьев при перегрузках (см. график нагрузки) следует определить допускаемые максимальные контактные (σ_{Hmax}) и изгибные (σ_{FPmax}) напряжения:

$\sigma_{Hmax} = 2,8\sigma_t$ для колес, подвергнутых нормализации, улучшению или объемной закалке с низким отпускком;

$\sigma_{Hmax} = 40 \text{ HRC}$ для цементованных и подвергнутых контурной закалке ТВЧ зубьев;

$\sigma_{Hmax} = 1,8\sigma_B$ для чугунных колес;

$\sigma_{FPmax} = 1,7\sigma_{FP}$ для нормализованных, улучшенных и азотированных колес;

$\sigma_{FPmax} = 2\sigma_{FP}$ для зубьев с объемной и поверхностной закалкой;

$\sigma_{FPmax} = 2,2\sigma_{FP}$ для зубьев из цементованной стали.

4. Определение межосевого расстояния

Определение a_o является проектным расчетом на контактную прочность, проводимым для предупреждения усталостного выкрашивания в пределах заданного срока службы.

$$a_o = K_a \cdot (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{T_2 \cdot K_{H\beta} / u^2 \cdot \Psi_{ba} \cdot \sigma_{H\beta}^2}, \quad (4.1)$$

где K_a – коэффициент межосевого расстояния (/1/, /6/, ГОСТ 21354-75);

$K_a = 495$ для прямозубой передачи;

$K_a = 430$ для косозубой передачи;

u – передаточное число передачи;

T_2 – крутящий момент на шестерне;

$K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки по длине зуба, определяются по графику на рис. 5;

Ψ_{ba} – коэффициент ширины по отношению к межосевому расстоянию

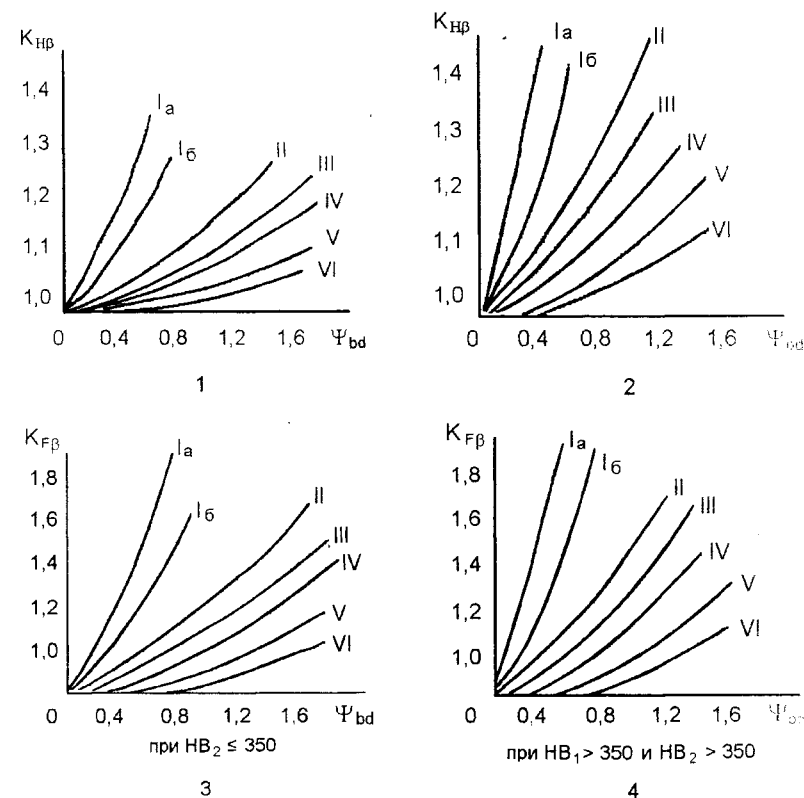


Рис. 5

Для косозубых колес $\Psi_{ba} = 0,3-0,6$, для прямозубых $\Psi_{ba} = 0,2-0,4$.

Рекомендуется выбирать Ψ_{ba} из ряда:

$\Psi_{ba} : 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25$

При различной ширине сопряженных зубчатых колес значение Ψ_{ba} относится к более узкому из них.

Для зубчатых колес из улучшенных сталей при несимметричном расположении $\Psi_{ba} = 0,35-0,4$, из закаленных сталей $\Psi_{ba} = 0,25-0,315$, при симметричном расположении зубчатых колес относительно опор $\Psi_{ba} = 0,4-0,5$; для зубчатых колес коробок скоростей $\Psi_{ba} = 0,1-0,2$.

Знак «+» в множителе, $(u \pm 1)$ ставится для внешнего зацепления и знак «-» для внутреннего.

Полученное значение a_{ω} следует согласовать со стандартным рядом межосевых расстояний (см. табл. 4.1).

Таблица 4.1

Стандартные значения a_{ω} , мм

1 ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630
2 ряд	-	-	71	90	112	140	180	225	280	355	450	560	710

При отыскании параметров, входящих в формулу (4.1), нужно использовать зависимость (4.2):

$$\Psi_{ba} = 2\Psi_{bd} / (u + 1); \Psi_{bd} = 0,5\Psi_{ba} \cdot (u + 1) \quad (4.2)$$

с округлением до стандартного значения.

Ψ_{bd} — коэффициент ширины зубчатого колеса по отношению к его делительному диаметру. При симметричном расположении зубчатых колес относительно опор $\Psi_{bd} = 0,4-1,6$; при несимметричном расположении на жестких валах $\Psi_{bd} = 0,3-1,4$; при консольном расположении зубчатых колес $\Psi_{bd} = 0,2-0,6$.

5. Определение модуля m

Данный расчет является проектным расчетом на изгибную выносливость зубьев. Он проводится для предупреждения излома зуба в пределах заданного срока службы:

$$m = K_{ma} \cdot T_1(u \pm 1) Y_{F1} / a_{\omega} \cdot b_{\omega} \cdot \sigma_{FP1}. \quad (5.1)$$

В силовых передачах $m \geq 1,5$,

где K_{ma} — вспомогательный коэффициент;

$K_{ma} = 1400$ для прямозубых передач;

$K_{ma} = 1100$ для косозубых передач при $\epsilon_{\beta} \leq 1$;

$K_{ma} = 850$ для шевронных передач и при $\epsilon_{\beta} > 1$;

Y_{F1} — коэффициент формы зуба (выбирается по ориентировочному эквиваленту числа зубьев $Z_{\sigma 1} = Z_1 / \cos^3 \beta$ при $Z_1 = 20-25$ по графику на рис. 6;

b_{ω} — ширина зубчатого венца, $b_{\omega} = \Psi_{ba} \cdot a_{\omega}$.

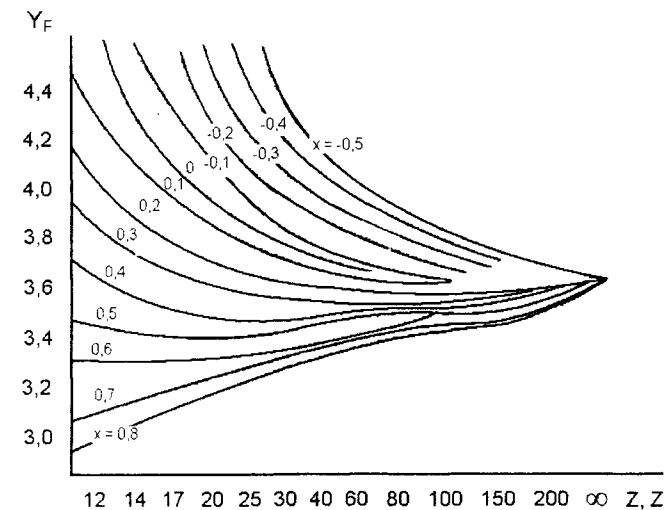


Рис. 6

Окончательное значение модуля должно быть стандартным. Для косозубых передач стандартным является нормальный модуль m_n . Значения стандартных модулей m приведены в табл. 5.1.

Таблица 5.1

m модуль СТ СЭВ 310 – 75

1 ряд	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25
2 ряд	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14		

6. Геометрический расчёт

При проведении геометрического расчета на основании проектных расчетов по основным критериям работоспособности определяются основные геометрические и вспомогательные параметры рассчитываемой передачи:

6.1. Суммарное число зубьев $Z_c = 2a_{\omega} \cdot \cos\beta / m_n$

6.2. Число зубьев шестерни $Z_1 = Z_c / (u \pm 1)$

6.3. Число зубьев колеса $Z_2 = Z_1 \cdot u$ и $Z_2 = Z_c - Z_1$

(с уточнением передаточного числа)

6.4. Угол наклона зуба $\beta = \arccos((Z_1 + Z_2) m_n / 2a_{\omega})$

6.5. Делительный диаметр шестерни $d_1 = m_n \cdot Z_1 / \cos\beta$

6.6. Диаметр вершин зубьев шестерни $d_{a1} = d_1 + 2m_n$

6.7. Диаметр впадин зубьев шестерни $d_{f1} = d_1 - 2,5m_n$

6.8. Делительный диаметр колеса $d_2 = m_n \cdot Z_2 / \cos\beta$

6.9. Диаметр вершин зубьев колеса $d_{a2} = d_2 + 2m_n$

6.10. Диаметр впадин зубьев колеса $d_{f2} = d_2 - 2,5m_n$

6.11. Ширина зубчатого венца колеса $b_{\omega 2} = \Psi_{ba} \cdot a_{\omega}$

6.12. Ширина зубчатого венца шестерни $b_{\omega 1} = b_{\omega 2} + (2 \div 10) \text{ мм}$

6.13. Передаточное число (уточняется, если $Z_2 = Z_c - Z_1$ и $u = Z_2 / Z_1$)

6.14. Окружная скорость $v = 0,5d_{1,2} \cdot \omega_{1,2}$

Вычисления диаметров проводятся с точностью до третьего знака после запятой.

Приведенные геометрические параметры соответствуют «нулевым» колесам, т.е. изготовленным без смещения исходного контура ($x=0$).

7. Проверка по контактным напряжениям

Действующие в передаче контактные напряжения σ_H сравниваются с допускаемыми:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_E \cdot \sqrt{(\omega_{nt} / d_1) \cdot (u \pm 1 / u)} \leq \sigma_{Hr}, \quad (7.1)$$

где Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев:

$$Z_H = \sqrt{2 \cos\beta / \sin 2\alpha} \quad (7.2)$$

для прямозубых передач $\alpha = 20^\circ$ $Z_H = 1,76$;

Z_H – для косозубых передач при $\beta = 8-18^\circ$ (по формуле 7.2);

Z_H – для шевронных передач при $\beta = 25-40^\circ$ (по формуле 7.2);

Z_M – коэффициент, учитывающий механические свойства сопряженных колес:

$$Z_M = \sqrt{(1 / \pi(1 - \nu^2)) \cdot ((2E_1 \cdot E_2) / (E_1 + E_2))}, \quad (7.3)$$

где ν – коэффициент Пуассона;

E_1 и E_2 – модули нормальной упругости материалов шестерни и колеса;

$Z_M = \sqrt{E / [\pi(1 - \nu^2)]}$, если оба колеса стальные, $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$;

$\nu = 0,3$;

Z_E – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, при $\varepsilon_\beta < 0,9$ $Z_E = \sqrt{(4 - \varepsilon_\beta)^3}$, при $\varepsilon_\beta \geq 0,9$ $Z_E = \sqrt{1 / \varepsilon_\alpha}$;

$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(1/Z_1 \pm 1/Z_2)] \cos\beta$ – коэффициент торцового перекрытия;

$\varepsilon_\beta = (b\omega_2 \cdot \sin\beta) / \pi m$ – коэффициент осевого перекрытия;

$W_{Ht} = F_t \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} / b\omega_2$ – удельная расчетная окружная сила.

Здесь F_t – расчетная окружная сила;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между парами зубьев, находящихся в зацеплении (см. график на рис. 7);

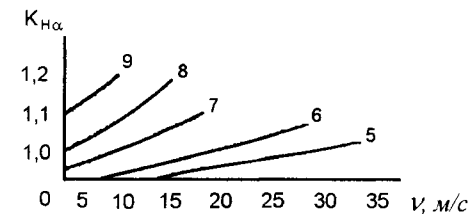


Рис. 7

$K_{H\beta}$ – коэффициент, зависящий от схемы сборки, твердости зубьев и Ψ_{ba} (см. график на рис. 5);

K_{Hv} – коэффициент динамичности, определяемый по формуле (7.4)

$$K_{Hv} = 1 + (\omega_{Hv} \cdot b \omega_2) / (F_t \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}), \quad (7.4)$$

где $\omega_{Hv} = \delta_H \cdot g_0 \cdot \sqrt{a_0} / H$ – удельная окружная динамическая сила (коэффициент δ_H учитывает влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев, δ_H значения приведены в табл. 7.1).

Таблица 7.1

Значения коэффициента δ_H

Твердость поверхности	Виды зубьев	δ_H
при $H1 < 350$ HB $H2 \leq 350$ HB	прямые без смещения	0,006
	прямые со смещением	0,004
	косые	0,002
при $H1 > 350$ HB $H2 > 350$ HB	прямые без смещения	0,014
	прямые со смещением	0,01
	косые	0,004

Коэффициент g_0 учитывает влияние разности шагов зацепления шестерни и колеса – определяется из табл. 7.2.

Окружная скорость v подставляется в м/с, межосевое расстояние a_0 в мм.

Проведенный расчет является основным, именно он свидетельствует об обеспечении контактной прочности и оптимальных габаритах.

Разрешается перегрузка передачи

$$((\sigma_H - \sigma_{Hr}) / \sigma_H) \cdot 100\% \leq 5\%,$$

недогрузка

$$((\sigma_{Hr} - \sigma_H) / \sigma_{Hr}) \cdot 100\% \leq 5\%.$$

Таблица 7.2

Значение коэффициента g_0

Модули: прямоугольной m косозубой m_n конич. косозубой m_{nm} передачи	Степень точности по нормам плавности			
	6	7	8	9
до 3,55	38	47	56	73
свыше 3,55 до 10	42	53	61	82
свыше 10	48	64	73	100

8. Проверка на изгибную выносливость зубьев

Расчет определяет надежность передачи со стороны изгибной прочности зубьев и заключается в выполнении неравенства (8.1):

$$\sigma_F = Y_e \cdot Y_\beta \cdot Y_F \cdot \omega_{Ft} / m_n \leq \sigma_{FP}, \quad (8.1)$$

где Y_e – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев (для косозубых и шевронных колес $Y_e = 1$);

Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зуба $Y_\beta = 1 - \beta_0 / 140$;

Y_F – коэффициент, определяемый по фактическому эквивалентному числу зубьев колеса и шестерни (Y_{F1} и Y_{F2}) (см. график на рис. 6);

σ_{FP} – берутся из раздела 3 для шестерни и колеса.

Из пары сопряженных колес расчет ведут по колесу с меньшим значением отношения σ_{FP} / Y_F .

Удельная расчетная окружная сила определяется по формуле (8.2)

$$\omega_{Ft} = (F_t / b \omega) K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}, \quad (8.2)$$

где $K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями (при $\epsilon_\beta \leq 1$ $K_{F\alpha} = 1$; при $\epsilon_\beta > 1$ $K_{F\alpha} = [4 + (\epsilon_\alpha - 1)(n' - 5)] / 4\epsilon_\alpha$);

n' – степень точности передачи по нормам плавности работы по ГОСТ 1643-73), рекомендуется назначать 8 или 9 степень (см. табл. 7.2 и график на рис. 8), n' – по табл. 2 прил. 1;

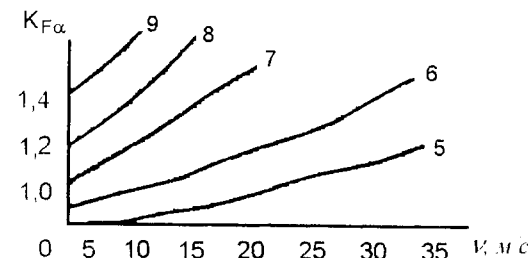


Рис. 8

$K_{F\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки (см. график на рис. 5);

K_{Fv} – коэффициент динамичности, определяется по формуле (8.3)

$$K_{Fv} = 1 + (\omega_{Fv} \cdot b \omega) / F_t \cdot K_{FL} \cdot K_{F\beta}, \quad (8.3)$$

где ω_{Fv} – удельная окружная динамическая сила.

Все параметры, входящие в формулу (8.3), определяются аналогично зависимости (7.4). Значения коэффициента δ_F приведены в табл. 8.1.

Таблица 8.1

Значение коэффициента δ_F

Вид зубьев	δ_F
Косозубые и шевронные	0,006
Прямозубые со смещением	0,011
Прямозубые без смещения	0,016

Перегрузка не должна превышать 5%.

9. Расчёт на контактную прочность при действии максимальной нагрузки

Этот расчет проводится для предотвращения пластического течения материала вблизи полосной линии или хрупкого разрушения поверхностного слоя зубьев. Расчет является проверочным:

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \cdot \sqrt{T_{\text{наиб}} / T_{\max}} \leq \sigma_{HP\max}, \quad (9.1)$$

где $\sigma_{H\max}$ – контактные напряжения, возникающие при перегрузках;

σ_H – контактные напряжения, возникающие в передаче и определяемые по формуле (7.1);

$\sigma_{HP\max}$ – допускаемые контактные напряжения при действии перегрузок (см. раздел 3);

$T_{\text{наиб}} / T_{\max}$ – отношение момента при перегрузках к максимальному рабочему моменту (по рис. 1 $T_{\text{наиб}} / T_{\max} = \alpha$).

9.1. Расчёт на изгибную прочность при действии максимальной нагрузки

Этот расчет проводится для предохранения зубьев от остаточных деформаций или хрупкого излома при действии изгибающих зубья перегрузок:

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \cdot T_{\text{наиб}} / T_{\max} \leq \sigma_{FP\max}. \quad (9.2)$$

Обозначения аналогичны приведенным в разделе 9. Для определения σ_F см. формулу (8.1).

10. Определение усилий в зацеплении

Определение составляющих полного усилия, действующего в зацеплении, необходимо для проведения последующих расчетов, в основном для расчета валов и выбора подшипников:

F_t – окружная сила, определяется по формуле (10.1):

$$F_t = P / v = 2T_{1,2} / d_{1,2}; \quad (10.1)$$

F_r – радиальная сила, определяется по формуле (10.2):

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta. \quad (10.2)$$

где α – угол зацепления (при $x = 0$; $\alpha = 20^\circ$).

F_a – осевая сила, определяется по формуле (10.3):

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (10.3)$$

11. Графическая часть

Графическая часть представляет собой чертеж зубчатой передачи вместе с рабочими элементами валов, выполненными в масштабе 1:1 или 1:2 на листе ватмана или миллиметровки формата А4 или А3. Для выполнения чертежа необходимо выполнить некоторые дополнительные вычисления (см. приложение 2).

Ориентировочное значение диаметра вала в месте посадки на вал колеса:

$$d_b = \sqrt[3]{5T_2 / [\tau]_k}, \quad (11.1)$$

где T_2 – момент на валу (удобно взять в Н мм);

$[\tau]_k$ – допускаемые напряжения на кручение (поскольку изгибающий момент неизвестен, берется заниженное значение $[\tau]_k = 20$ МПа).

Диаметр ступицы $d_{ст} \cong 1,6d_b$.

Длина ступицы $l_{ст} \cong (1,2-1,5)d_b$.

Толщина обода зубчатого венца $\delta_0 = 2,5m + 2$ мм.

Толщина диска $\delta_d = 0,5(\delta_0 + \delta_{ст}) \geq 0,25b\omega$.

Внутренний диаметр обода $D_o = d_{12} - 2\delta_o$.

Диаметр отверстий $d_{отв} = 0,25(D_o - d_{ст})$.

Диаметр центров отверстий $D_{отв} = 0,5(D_o + d_{ст})$.

На рис. приложения 2 зубчатое колесо 1 посажено на валу 3 (как правило, посадка с натягом типа H7/p6, H7/r6, H7/s6). Для надежности передачи крутящего момента использована шпонка 4 (размер $b_{\text{шп}}$ шпонки определяется по диаметру вала [1]. $l_{\text{шп}} = l_{\text{ст}} - (5-10)$ мм. Иногда шпонка выполняется длиннее ступицы.

Для предотвращения осевого смещения колеса последнее с одной стороны упирается в бурт вала, с другой – фиксируется при помощи втулки 2.

Следует иметь в виду, что все найденные размеры должны соответствовать нормальному ряду длин.

Может получиться так, что диаметр одного из колес (как правило, шестерни) незначительно отличается от диаметра вала. Если расстояние от шпоночного паза до окружности впадин не превышает, то шестерня изготавливается заодно с валом, получается так называемый вал-шестерня.

12. Пример расчёта

1. Исходные данные

Произведём расчёт косозубой цилиндрической передачи редуктора привода крана.

Передаточное число $U=4.6$.

Передача расположена несимметрично относительно опор.

$$\omega_1 = 19,25 \text{ рад} \setminus \text{с.}$$

Угловые скорости валов:

$$\omega_2 = 4,1 \text{ рад} \setminus \text{с.}$$

$$n_1 = 184 \text{ об} \setminus \text{мин.}$$

Частоты вращения валов:

$$n_2 = 40 \text{ об} \setminus \text{мин.}$$

Крутящие моменты на шестерне и колесе:

$$T_1 = 113 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_2 = 512 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Серийность производства – мелкосерийная.

Передача смазывается окунанием в масляную ванну.

График нагрузки:

$$\alpha = 1,5 \quad \beta_1 = 0,002;$$

$$\alpha_1 = 1 \quad \beta_2 = 0,3;$$

$$\alpha_2 = 0,5 \quad \beta_3 = 0,7.$$

Годовой коэффициент $K_g = 0,5$.

Суточный коэффициент $K_s = 0,4$.

Срок службы в годах 5 лет.

Редуктор имеет герметическое закрытое исполнение.

2. Выбор материалов

На основании требований ТЗ – ограничение габаритов и стоимости нужно выбирать стали, имеющие сравнительно невысокую стоимость, но обладающие высокими механическими свойствами. При этом желательно, чтобы колёса прирабатывались и необходимо, чтобы шестерня имела высокую твёрдость.

В целях уменьшения стоимости и лучшей прирабатываемости для колеса выбираем сталь 40X с улучшением до HB 243–271, для шестерни сталь 40 X с закалкой ТВЧ до HRC 50–54.

3. Определение допускаемых напряжений

Допускаемые касательные напряжения определяем по формуле:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_H \lim b}{S_H} K_{HL},$$

где $\sigma_H \lim b$ – предел контактной выносливости поверхности зуба;

S_H – коэффициент безопасности, равный 1.2;

K_{HL} – коэффициент долговечности.

По табл. 3.1 определяем:

$$\sigma_{H \lim b1} = 17 HRC + 200 = 17 \cdot 50 + 200 = 1050 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \lim b2} = 2 HB + 70 = 2 \cdot 26 + 70 = 590 \text{ МПа}.$$

Полный срок службы передачи:

$$t_v = 360 \cdot 24 \cdot K_c \cdot K_s \cdot t = 360 \cdot 24 \cdot 0,4 \cdot 0,5 \cdot 5 = 8640 \text{ час}.$$

Эквивалентное число циклов нагружения:

$$N_{HE} = 60 \cdot C \cdot n \cdot t \cdot \sum \alpha_i^3 \beta_i.$$

Для шестерни:

$$N_{HE1} = 60 \cdot 147 \cdot 8640 \cdot (1,5^3 \cdot 0,002 + 1 \cdot 0,3 + 0,5^3 \cdot 0,7) = 30 \cdot 10^6 \text{ циклов}.$$

Для колеса:

$$N_{HE} = 60 \cdot 32,7 \cdot 8640 \cdot (1,5^3 \cdot 0,002 + 1 \cdot 0,3 + 0,5^3 \cdot 0,7) = 6,68 \cdot 10^6 \text{ циклов}.$$

Базовые числа циклов напряжения находим по графику на рис. 2. Переведём твердость HRC50 в HB 480 и по графику находим

$$N_{H01} = 8 \cdot 10^7 \text{ циклов, для колеса } N_{H02} = 2 \cdot 10^7.$$

Коэффициент долговечности для шестерни и колеса принимаем равным единице.

Допускаемые контактные напряжения для шестерни:

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_H \lim b}{S_H} K_{HL} = \frac{1050}{1,2} = 875 \text{ МПа};$$

для колеса:

$$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_H \lim b}{S_H} K_{HL} = \frac{590}{1,1} = 535 \text{ МПа};$$

для передачи

$$\sigma_{HP} = 0,45(\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) = 635 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HP} \leq 1,23\sigma_{HP\min} = 1,23 \cdot 535 = 660 \text{ МПа}$$

условие выполняется, поэтому окончательно принимаем

$$\sigma_{HP} = 635 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения на изгиб определяем по формуле

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_F \lim b}{S_F} K_{FL},$$

где $\sigma_F \lim b$ – предел выносливости на изгиб определяется по табл. 3.2.

В нашем случае для шестерни равен 600 МПа, для колеса – 462 МПа;

S_F – для шестерни и колеса принимаем равным 1,75.

Эквивалентное число циклов для шестерни:

$$N_{FE1} = 60 \cdot n_1 \cdot t \cdot \sum \alpha_i \beta_i = 60 \cdot 147 \cdot 8640 (1,5^6 \cdot 0,002 + 1 \cdot 0,3 + 0,5^6 \cdot 0,7) = 25,3 \cdot 10^6 \text{ циклов};$$

$$N_{FE2} = \frac{N_{FE1}}{u} = \frac{25,3 \cdot 10^6}{4,5} = 5,6 \cdot 10^6 \text{ циклов}.$$

Базовые числа циклов для колеса и шестерни:

$$N_{FO} = 4 \cdot 10^6 \text{ циклов}.$$

Считаем допускаемые напряжения для шестерни и колеса:

$$\sigma_{FP1} = \frac{600}{1,75} = 345 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{462}{1,75} = 260 \text{ МПа}.$$

Допускаемые контактные напряжения при действии максимальных нагрузок:

$$\sigma_{HP\max 1} = 40 HRC = 40 \cdot 50 = 2000 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HP\max 2} = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 520 = 1460 \text{ МПа};$$

$\sigma_T = 520 \text{ МПа}$ выбираем из табл. 2,1.

Для передачи выбираем $\sigma_{HP\max} = 1460 \text{ МПа}$.

Допускаемые напряжения изгиба при действии максимальных нагрузок:

$$\sigma_{FP\max 1} = 2,2\sigma_F \lim b_1 / S_f = 2,2 \cdot 600 / 1,75 = 759 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP\max 2} = 1,7\sigma_F \lim b_2 / S_f = 1,7 \cdot 462 / 1,75 = 442 \text{ МПа}.$$

Принимаем $\sigma_{FP\max 2} = 442 \text{ МПа}$.

4. Определение межосевого расстояния:

$$a_o = Ka \cdot (U \pm 1) \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{u \cdot \psi_{ba} \cdot \sigma_{HP}^2}}.$$

Передача имеет внешнее зацепление, значит, в скобках берём знак плюс.

Для косозубой передачи принимаем коэффициент $Ka = 430 \text{ МПа}$. Момент $T_1 = 113 \text{ Нм}$.

Коэффициент $\psi_{ba} = 0,315$.

Коэффициент ширины зуба $\psi_{hd} = \psi_{ba} \frac{u+1}{2} = 0,315 \frac{4,6+1}{2} = 0,88$.

Коэффициент концентрации нагрузки определяем по рис. 5 $K_{HP} = 1,06$:

$$a_o = 430 \cdot 5,6 \sqrt{\frac{512 \cdot 1,06}{4,6 \cdot 0,315 \cdot 635^2}} = 142 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 2185-66 назначаем стандартное значение, равное 145 мм.

5. Определение модуля

Определение модуля производим по шестерне:

$$m = \frac{K_{ma} \cdot T_1 \cdot (U+1)}{a_o \cdot b_o \cdot \sigma_{FP1}}.$$

Коэффициент $K_{ma} = 1100$.

Назначаем ориентировочное число зубьев $Z = 22$.

Назначаем ориентировочный угол наклона зубьев $\beta = 12 \text{ град}$.

Эквивалентное число зубьев:

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos^3 12} = 24 \text{ зуба}.$$

Коэффициент формы зуба для шестерни по графику 6:

$Y_F = 3,81$

$$b_o = a_o \cdot \psi_{ba} = 142 \cdot 0,315 = 44,7.$$

Из ряда стандартных длин принимаем $b = 50 \text{ мм}$:

$$m = \frac{1100 \cdot 113 \cdot (4,6+1)}{145 \cdot 50 \cdot 375} = 0,25 \text{ мм}.$$

Так как рассматриваемая передача силовая, принимаем значение $m = 1,5$.

6. Геометрический расчёт

Суммарное число зубьев:

$$Z_0 = \frac{2a_w \cdot \cos \beta}{m} = \frac{2 \cdot 145 \cdot 0,97}{1,5} = 188.$$

Число зубьев шестерни:

$$Z_1 = \frac{Z_0}{U+1} = \frac{188}{5,6} = 34.$$

Число зубьев колеса:

$$Z_2 = Z_1 \cdot U = 34 \cdot 4,6 = 156.$$

Фактический угол наклона зубьев:

$$\beta = \arccos \frac{(Z_1 + Z_2)m}{2a_w} = 10,6.$$

Делительный диаметр шестерни:

$$d_1 = m \cdot z_1 / \cos \beta = 1,5 \cdot 34 / 0,98 = 52 \text{ мм}.$$

Диаметр вершин зубьев шестерни:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 52 + 3 = 55 \text{ мм}.$$

Диаметр впадин зубьев шестерни

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 52 - 3,75 = 48 \text{ мм}.$$

Делительный диаметр колеса:

$$d_2 = m \cdot z_2 / \cos \beta = 1,5 \cdot 156 / 0,98 = 239 \text{ мм}.$$

Диаметр вершин зубьев колеса:

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 239 + 3 = 242 \text{ мм}.$$

Диаметр впадин зубьев колеса:

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 239 - 3,75 = 235 \text{ мм}.$$

Ширина зубчатого венца колеса:

$$b_w = \psi_{ba} \cdot a_w = 45,6 \text{ мм} = 50 \text{ мм}.$$

Ширина зубчатого венца шестерни = 55 мм.

Окружная скорость:

$$V = 0,5 d_1 \omega_1 = 0,5 \cdot 52 \cdot 19,25 \cdot 10^{-3} = 0,5 \text{ м/с}.$$

7. Проверка по контактным напряжениям:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\epsilon \sqrt{\frac{\omega_{H1} \cdot (U+1)}{d_1} \cdot \frac{1}{U}} \leq \sigma_{HP}.$$

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряжённых поверхностей:

$$Z_H = \sqrt{2 \cos \beta / \sin 2\alpha} = 1,74.$$

Z_M – коэффициент, учитывающий механические свойства сопряжённых колес:

$$Z_M = \sqrt{\frac{E}{3,14(1-0,9)}} = 798 \text{ МПа}.$$

Коэффициент торцового перекрытия:

$$\epsilon_\alpha = (1,88 - 3,2(1/Z_1 + 1/Z_2)) \cos \beta = 1,73.$$

Коэффициент осевого перекрытия:

$$\epsilon_\beta = b_w \sin \beta / 3,14m = 50 \cdot 0,18 / 4,71 = 1,91.$$

Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактной линии:

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}} = 0,76.$$

Удельная расчётная окружная сила:

$$W_{HT} = F_t \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} / b_w.$$

Расчётная окружная сила:

$$F_t = 2T_1 / d_1 = 226 / 52 \cdot 10^{-3} = 4346 \text{ Н}.$$

По табл. 2 прил. 1 [1] выбираем 9 класс точности передачи.

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями определяем по рис. 7 [1].

$$K_{H\alpha} = 1,11.$$

Для определения $K_{H\nu}$ найдём удельную окружную динамическую силу по формуле:

$$\omega_{H\nu} = \delta_H \cdot g_0 \cdot V \cdot \sqrt{a_w / n},$$

где δ_H – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи, определяется по табл. 7.1 [1], равен 0,002; g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления шестерни и колеса, определяем по табл. 7.2 [1], равен 73:

$$\omega_{HV} = 0,002 \cdot 73 \cdot 0,5 \sqrt{145/184} = 0,06 \text{ Н/мм.}$$

Коэффициент динамичности:

$$K_{HV} = 1 + \frac{\omega_{HV} \cdot b_w}{Ft \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}} = 1 + \frac{0,06 \cdot 50}{4346 \cdot 1,11 \cdot 1,06} = 1,0006.$$

Удельная расчётная окружная сила:

$$W_{HT} = 4346 \cdot 1,11 \cdot 1,06 \cdot 1,0006 / 50 = 102 \text{ Н/мм.}$$

Контактные напряжения:

$$\sigma_H = 1,74 \cdot 798 \cdot 0,76 \sqrt{\frac{102 \cdot (4,6+1)}{52 \cdot 4,6}} = 1630.$$

8. Проверка на изгибную выносливость зуба:

$$\sigma_F = Y_\epsilon \cdot Y_\beta \cdot Y_F \cdot \frac{\omega_{F1}}{m} \leq \sigma_{FP}.$$

Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев для косозубых колес: $Y_\epsilon = 1$.

Коэффициент, учитывающий наклон зуба:

$$Y_\beta = 1 - \beta/140 = 1 - 10,6/140 = 0,92.$$

Коэффициент формы зуба определяем по графику на рис. 6 [1]. Для шестерни $Y_{F1} = 3,93$, для колеса $Y_{F2} = 3,6$.

$$\text{Отношение } \frac{\sigma_{FP}}{Y_F} \text{ для шестерни } \frac{\sigma_{FP1}}{Y_{F1}} = \frac{345}{3,93} = 87,7 \text{ МПа.}$$

$$\text{Для колеса } \frac{\sigma_{FP2}}{Y_{F2}} = \frac{260}{3,6} = 72,2 \text{ МПа.}$$

Расчёт производим по колесу $Y_{F2} = 3,6$.

Удельная расчётная окружная сила:

$$W_{FT} = F_t \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} / b_w;$$

$$K_{F\alpha} = (4 + (\epsilon_\alpha - 1)(n - 5)) / 4\epsilon_\alpha = (4 + (1,73 - 1)(9 - 5)) / 4 \cdot 1,73 = 1;$$

$K_{F\beta} = 1,15$ — по рис. 5, графику 4[1].

Для определения K_{FV} определим W_{F1} при коэффициенте $\delta_F = 0,006$ (для косозубых и шевронных колёс по табл. 8 [1]).

$$W_{F1} = \delta_F \cdot g_0 \cdot V \sqrt{a_w / u} = 0,006 \cdot 73 \cdot 0,5 \sqrt{142/4,6} = 1,21 \text{ Н/мм.}$$

$$K_{F1} = 1 + \frac{\omega_{F1} \cdot b_w}{Ft \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}} = 1 + \frac{1,21 \cdot 50}{4346 \cdot 1 \cdot 1,15} = 1,012;$$

$$W_{FT} = F_t \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} / b_w = 4346 \cdot 1 \cdot 1,15 \cdot 1,012 / 55 = 92 \text{ Н/мм.}$$

$$\sigma_F = 1 \cdot 0,92 \cdot 3,6 \cdot \frac{92}{1,5} = 203 \text{ МПа.}$$

9. Расчёт на контактную прочность при действии максимальных нагрузок:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\min}}} \leq \sigma_{HP \max};$$

$$\sigma_H = 1630 \text{ МПа.}$$

$$\frac{T_{\max}}{T_{\min}} = 1,5;$$

$$\sigma_{HP \max} = 1460;$$

$$\sigma_{H \max} = 1630 \sqrt{1,5} = 2030 \text{ МПа.}$$

10. Расчёт на изгибную прочность при действии максимальных нагрузок:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot T_{\max} / T_{\min} \leq \sigma_{FP \max};$$

$$\sigma_F = 203 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{FP \max} = 442 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{F \max} = 203 \cdot 1,5 = 305 \text{ МПа.}$$

11. Определение усилий в зацеплении:

Окружная сила $F_t = 4346 \text{ Н}$.

Радиальная сила $F_r = F_t \cdot \tan \alpha / \cos \beta = 4346 \cdot 0,36 / 0,98 = 1600 \text{ Н}$

Осевая сила $F_a = F_t \cdot \tan \beta = 4346 \cdot 0,187 = 813 \text{ Н}$.

12. Графическая часть

Определим ориентировочные диаметры валов под шестерню:

$$d_{e1} = \sqrt[3]{\frac{5T_1}{[\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 113 \cdot 10^3}{20}} = 30,5 \text{ мм.}$$

$[\tau_k] = 20 \text{ МПа}$ — допускаемое напряжение на кручение независимо от марки стали при ориентировочных расчётах.

Под колесо:

$$d_{e2} = \sqrt[3]{\frac{5T_2}{[\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 512 \cdot 10^3}{20}} = 50,5 \text{ мм.}$$

Диаметры ступиц:

Шестерни $d_{cm1} = 1,6 d_{e1} = 1,6 \cdot 30,5 = 50 \text{ мм}$.

Колеса $d_{cm2} = 1,6 \cdot 50 = 80 \text{ мм}$.

Толщина ступицы $\delta_{cm2} = (d_{cm2} - d_{e2})0,5 = (80 - 50)0,5 = 15 \text{ мм}$.

Длина ступицы $l_{cm2} = 1,2d_{e2} = 1,2 \cdot 50 = 60 \text{ мм}$.

Толщина обода зубчатого

венца $\delta_{e2} = 2,5m + 2 = 2,5 \cdot 1,5 + 2 = 5,75 \text{ мм} \approx 6 \text{ мм}$.

Внутренний диаметр обода $D_{o2} = d_{f2} - 2\delta_{o2} = 235 - 12 = 223 \text{ мм}$.

Толщина диска $\delta_{o2} = 0,5(\delta_{e2} + \delta_{cm2}) = 0,5(6 + 15) = 10,5 \text{ мм} \approx 10 \text{ мм}$.

Диаметр отверстий $d_{om2} = 0,25(D_{o2} - d_{cm2}) = 35 \text{ мм}$.

Диаметр центров отверстий $D_{om2} = 0,5(D_{o2} + d_{cm2}) = 150 \text{ мм}$.

Длина шпонки $l_{шп} = l_{cm} - 5 = 60 - 5 = 55 \text{ мм}$.

Литература

1. Расчет и проектирование деталей машин / Под ред. Г.Б. Столбня и К.П. Жукова. — М.: Высш. шк., 1978.
2. Решетов Д.Н. Детали машин. — М.: Машиностроение, 1975.
3. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. — М.: Машиностроение, 1979.
4. Чернавский С.А. и др. Проектирование механических передач. — М.: Машиностроение, 1984.
5. Кудрявцев В.Н. Детали машин. — Л.: Машиностроение, 1980.
6. Иванов М.Н. Детали машин. — М.: Высш. шк., 1984.
7. Допуски и посадки: Справочник: В 2 ч. — Ч. 1 / Под ред. В.Г. Мягкова. Л.: Машиностроение, 1978.
8. Памятка по оформлению курсовых проектов по учебной дисциплине «Детали машин».

Приложение 1

Таблица 1

Нормальные линейные размеры (диаметров, длин, высот)
в диапазоне от 10 до 400 мм по СТ СЭВ 514-77

Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	Ra5	Ra10	Ra20	Ra40
10	10	10	10	63	63	63	63
			10.5				67
		11	11			71	71
			11.5				75
	12	12	12		80	80	80
			13				85
		14	14			90	90
			15				95
16	16	16	16	100	100	100	100
			17				105
		18	18			110	110
			19				120
	20	20	20		125	125	125
			21				130
		22	22			140	140
			24				150
25	25	25	25	160	160	160	160
			26				170
		28	28			180	180
			30				190
	32	32	32		200	200	200
			34				210
		36	36			220	220
			38				240
40	40	40	40	250	250	250	250
			42				260
		45	45			280	280
			48				300
	50	50	50		320	320	320
			53				340
		56	56			360	360
			60				380

Примечание: при выборе размеров предпочтение следует отдавать ряду с более крупной градацией, т.е. ряд Ra5 следует предпочитать Ra10, ряд Ra10 – ряду Ra20 и т.д.

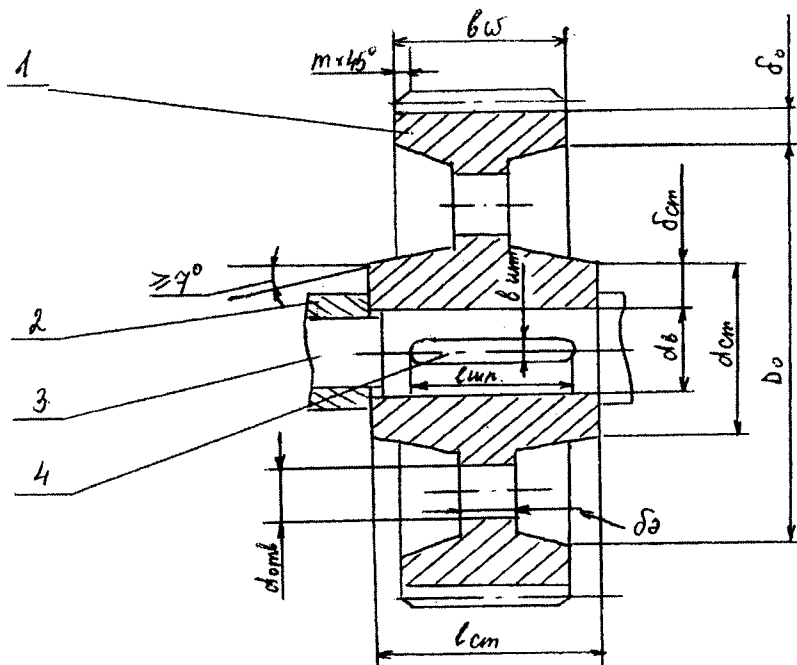
Таблица 2

Ориентировочные рекомендации
по выбору степени точности передач

Степень точности по нормам плавности не ниже	Окружная скорость м/с не более		Примечание
	Прямозубые	Косозубые	
6 (высокоточные)	15	25	Высокоскоростные передачи, механизмы точной кинематической связи
7 (точные)	10	17	Передачи, работающие с повышенными скоростями и умеренными нагрузками или наоборот
8 (средней точности)	6	10	Передачи общего машиностроения
9 (пониженной точности)	2	3,5	Тихоходные передачи

Приложение 2

Пример оформления графической части



Учебное издание

РАСЧЁТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Методические указания
к расчетно-графической работе

Составители:

Дикалов Борис Афанасьевич
Шенна Любовь Алексеевна

Редактор В. Г. Павлов
Художник В. В. Попович
Компьютерная вёрстка И. В. Люля

Изд. лиц. ЛР № 020815 от 21.09.98.

Подписано в печать 18.12.2006. Бумага офсетная. Формат 60×84 1/16.

Гарнитура Times New Roman. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 2,1. Уч.-изд. л. 2,3. Тираж 300 экз. Заказ № 160.

Издательско-полиграфический центр
Новгородского государственного университета им. Ярослава Мудрого
173003, Великий Новгород, ул. Б. Санкт-Петербургская, 41.

Отпечатано в ИПЦ НовГУ им. Ярослава Мудрого.
173003, Великий Новгород, ул. Б. Санкт-Петербургская, 41