ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН
РАСЧЕТ ЗАКРЫТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Методические указания

Методические указания разъясняют порядок и содержание расчёта закрытой цилиндрической передачи. В приложении приводится пример расчёта и рекомендации по конструированию зубчатых колёс. Тематика методических указаний и уровень изложения материала соответствуют требованиям федеральных государственных образовательных стандартов высшего профессионального образования по направлениям подготовки бакалавров и специалистов: 08.03.01 – Строительство; 15.03.02 – Технологические машины и оборудование; 15.03.04 – Автоматизация технологических процессов и производств; 18.03.02 – Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии; 18.05.01 – Химическая технология энергонасыщенных материалов и изделий. Методические указания предназначены для студентов механических специальностей заочного и дневного обучения при выполнении задач, расчетно-графических работ и курсовых проектов.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ 4

1 Общие сведения о конструкции и расчёте цилиндрических зубчатых передач 6

2 Порядок расчёта закрытой зубчатой передачи 10

ЛИТЕРАТУРА 23

ПРИЛОЖЕНИЕ А 24

ПРИЛОЖЕНИЕ Б 29

ПРИЛОЖЕНИЕ В 30

Введение

Механические передачи предназначены для передачи движения с изменением его параметров, таких как частота вращения вала (n) и крутящий момент (T). Зубчатые передачи наиболее распространенный вид механических передач. Простейшая зубчатая передача (рис. А) состоит из ведущего элемента – *шестерни* (1) *с числом зубьев* z_1 и ведомого элемента – *колеса* (2) *с числом зубьев* z_2, которые закрепляются на валах, устанавливаемых на подшипниковых опорах в корпусе передачи на определённом межосевом расстоянии a_w. Зубчатые передачи широко применяются, так как обладают рядом положительных качеств: высокой нагрузочной способностью, сравнительно малыми габаритами, достаточной долговечностью и надежностью работы, высоким КПД (до 0,97-0,98 в одной ступени). К числу их достоинств также относятся постоянство передаточного отношения ($i = n_1/n_2$); возможность применения в широком диапазоне частот вращения колёс, до n_i = 150 об/мин, мощностей N_i, до десятков тысячах киловатт, и передаточных чисел ($u = z_2/z_1$; $u = i$), до нескольких сот.

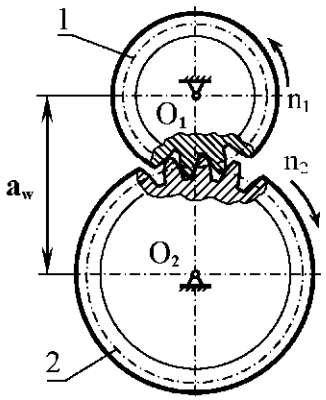


Рис. А

Среди недостатков зубчатых передач можно отметить повышенные требования к точности изготовления, шум при больших скоростях, для прямозубых передач высокую жесткость, не позволяющую компенсировать динамические нагрузки. Отмеченные недостатки могут быть компенсированы различными конструктивными мерами и не снижают существенных преимуществ зубчатых передач.

Зубчатые передачи различают:

1. По расположению осей валов: с параллельными осями и цилиндрическими зубчатыми колесами; с пересекающимися осями и коническими зубчатыми колесами; с перекрещивающимися осями (цилиндрические винтовые, конические гипоидные, червячные).
2. По расположению зубьев на колесах: с прямыми, косыми, шевронными, арочными, и круговыми зубьями.

Основной тип зубчатых передач — это передачи с параллельными осями и цилиндрическими зубчатыми колесами, с эвольвентным профилем зуба и внешним зацеплением. Такие передачи используются в виде отдельных унифицированных механизмов, выполняемых в специальном корпусе; они также могут входить в узлы машин и аппаратов.

Цилиндрические зубчатые передачи применяются во всех основных типах химических машин и аппаратов: аппараты с перемешивающими устройствами, центрифуги и сепараторы, машины барабанного типа (во вращающихся печах и сушилках) и др.

Важнейшим этапом проектирования зубчатой передачи является расчет на выносливость. Цель решения данной задачи получение первых практических навыков по расчету на прочность цилиндрических зубчатых колес по контактным и изгибным напряжениям.

1. Общие сведения о конструкции и расчёте цилиндрических зубчатых передач

Зубчатые колёса изготавливают из сталей, чугуна и неметаллических материалов, например, пластмасс. Выбор материала определяется назначением передачи, условиями работы, габаритами колёс, типом производства (единичное, серийное или массовое), технологическими, а также экономическими соображениями.

Чугунные зубчатые колёса дешевле стальных, их применяют в малонагруженных открытых передачах, работающих со скоростью до 3 м/с. Применяют серые, модифицированные и высокопрочные чугуны, обладающие хорошими литейными свойствами. Они имеют малую склонность к заеданию, хорошо работают при бедной смазке, но не выдерживают ударных нагрузок.

Основные материалы для изготовления зубчатых колёс термообработанные углеродистые и легированные стали, обеспечивающие высокую объёмную прочность зубьев, твёрдость и износостойкость их активных поверхностей. Наибольшее распространение в силовых передачах имеют колёса из сталей 35, 35Л, 45, 40Х и др.

Для оценки поверхностной, а так же объёмной прочности готовой термообработанной детали – колеса или шестерни пользуются неразрушающим методом механических испытаний: определяют число твёрдости по Бринеллю (НВ) или по Роквеллу (HRB, HRC).

В зависимости от твёрдости активных поверхностей зубьев стальные колёса делятся на две группы:

а – колёса с твёрдостью ≤ 350 НВ (число твёрдости по Бринеллю), зубья которых хорошо прирабатываются;

б колёса с твёрдостью > 350 НВ, зубья которых прирабатываются плохо, а при твёрдости активных поверхностей обоих колёс ≥ 45 HRC (число твёрдости по Роквеллу, шкала твёрдости С) являются неприрабатывающимися.

От материала колеса, а также от его размеров (преимущественно от диаметра), от вида производства (единичное, массовое, серийное и др.), от способа соединения колеса с валом (насадные колёса или шестерни, изготовленные как одно целое с валом), от способа изготовления самого колеса (штамповка, литьё и т.д.) зависит конструкция колеса (см. Приложение А).

Нагрузка от шестерни к колесу в зависимости от геометрических параметров передачи передаётся одновременно одной, двумя или тремя парами зубьев, находящимися в зацеплении (рис. А). Нагрузка между парами зубьев в различные моменты работы распределяется неравномерно. Контакт

между соприкасающимися зубьями представляет собой высшую кинематическую пару, т.е. контакт вдоль ширины зуба имеет вид линии (для «идеальных» недеформируемых материалов площадь такого контакта, т.е. линии равна нулю). Напряжения, возникающие в зоне контакта, называются *контактными*. При работе зубья колёс помимо контактных испытывают действие напряжений *изгиба*, принимающих максимальные значения возле основания ножки зуба на его растянутой стороне.

Работоспособность и качество зубчатых передач в значительной мере определяется точностью изготовления зубчатых колёс. Стандарты устанавливают 12 степеней точности зубчатых передач (1-я наиболее точная, 12-я самая грубая). Степень точности выбирают в зависимости от назначения и условий работы передачи. В машиностроении наибольшее распространение получили следующие степени точности: 6 (высокоточная), 7 (точная), 8 (средняя) и 9 (пониженная). Степени точности определяются погрешностями при изготовлении колёс. Основными погрешностями изготовления зубчатых колёс являются ошибки шага и формы профиля зубьев, ошибки в направлении зубьев.

В силовых передачах ошибки шага и профиля вызывают дополнительные динамические нагрузки, удары и шум при вхождении зубьев в зацепление.

Ошибки в направлении зубьев в сочетании с перекосом валов приводят к неравномерному распределению нагрузки по длине зуба.

Таким образом, для работы зубчатой передачи наиболее характерны такие явления, как:

- *неравномерность распределения нагрузки между зубьями;*
- *неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий;*
- *возникновение внутренних динамических нагрузок при вхождении зубьев в зацепление и т.д.*

При расчёте передач эти явления, а также влияние конструктивных особенностей передач, механических свойств материалов, точности передач, условий их работы учитываются при помощи соответствующих коэффициентов и параметров, имеющих определённую буквенную индексацию:

- *индекс «H» для величин, учитываемых при расчёте на контактную прочность;*
- *индекс «F» для величин, учитываемых при расчёте на изгиб.*

Контактные напряжения σ_H и *напряжения изгиба* σ_F, оказывающие решающее влияние на работоспособность зуба колеса, действуют на зуб только во время нахождения его в зацеплении и являются, по этой причине, *повторно-переменными*, изменяющимися по пульсирующему (отнулевому) циклу (рис. 1.1). Время действия σ_H и σ_F за время полного оборота t_1 колеса

равно продолжительности зацепления одного зуба (t_2). Разрушения, возникающие при длительном действии переменных напряжений, называются *усталостными*.

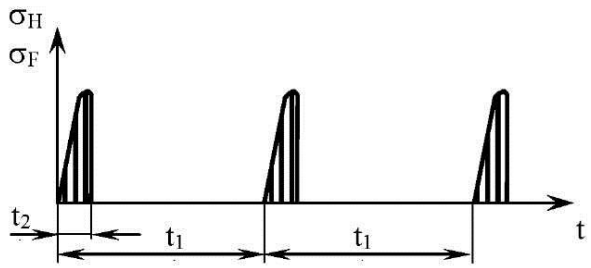


Рисунок 1.1

Переменные напряжения изгиба вызывают появление усталостных трещин у растянутых слоёв основания зуба, что со временем приводит к поломке зуба (рис. 1.2, а, б). Основной мерой предупреждения излома зубьев является увеличение модуля.

Переменные контактные напряжения и силы трения приводят к усталостному изнашиванию активных поверхностей зубьев, причём, как следует из установленной в теории механизмов и машин закономерности, износ ножек зубьев выше, чем головок зубьев (рис. 1.2, в). На ножках зуба в первую очередь начинается отслаивание и выкрашивание частиц материала.

В открытых передачах и в передачах с некачественной смазкой усталостное изнашивание опережается абразивным износом активных поверхностей зубьев (рис. 1.2, г).

В тяжелонагруженных и высокоскоростных передачах в зоне контакта зубьев из-за трения температура повышенная, что может привести к разрыву масляной плёнки и последующему заеданию зубьев (рис. 1.2, д). При этом частицы материала отрываются от рабочей поверхности зубьев одного из колёс и привариваются к рабочей поверхности зубьев другого зубчатого колеса с образованием наростов, которые задирают сопряжённые зубья, оставляя на них глубокие борозды. Подобные разрушения происходят также при отсутствии в передаче смазки (например, при утечке масла из картера редуктора). Заедание зубьев может привести к полной остановке передачи.

Общими мерами предупреждения разрушения активных поверхностей

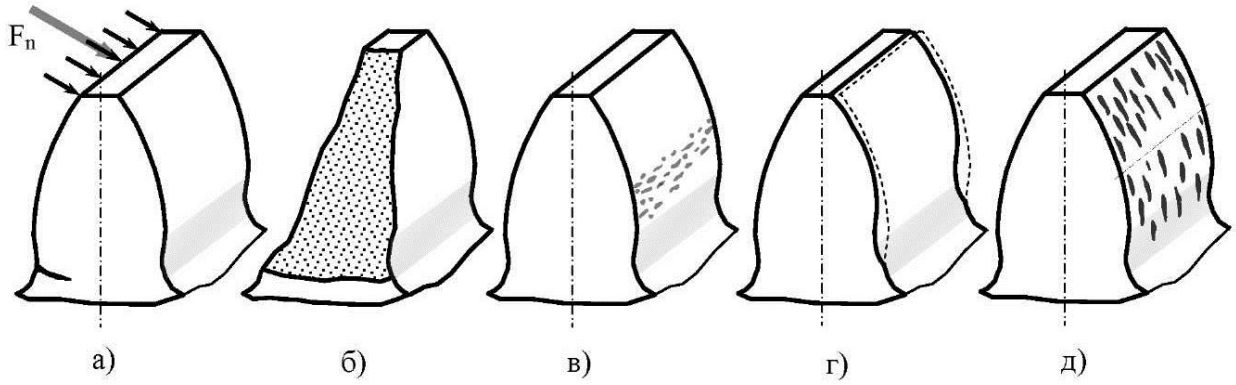


Рисунок 1.2

зубьев являются повышение твёрдости, повышение точности, применение смазочных материалов с повышенной вязкостью.

В косозубой передаче зубья входят в зацепление не по всей длине, а постепенно. В зацеплении при этом одновременно находится несколько пар зубьев, что приводит к уменьшению нагрузки на один зуб. Нагрузка между зубьями пропорциональна длинам контактных линий 1, 2, 3 (рис. 1.3). При движении зуба линия контакта перемещается от линии 1 к линии 3. При этом опасным может оказаться первое положение, при котором у зуба отламывается угол (рис. 1.3).

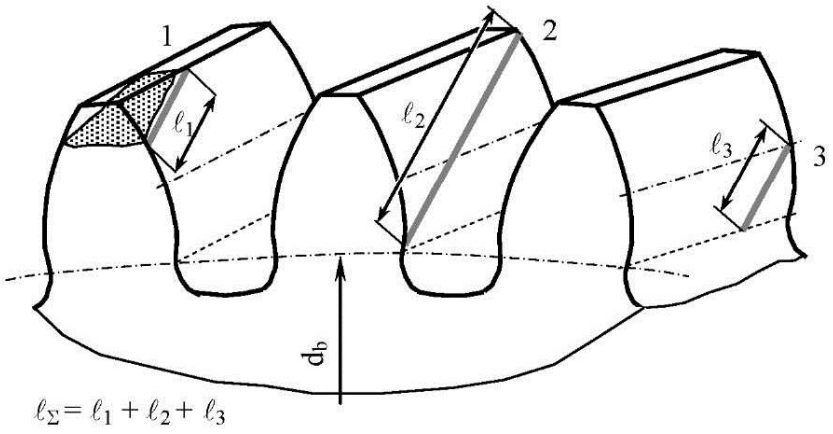


Рисунок 1.3

Методика выбора допускаемых напряжений для расчётов на усталость базируется не на диаграмме растяжения (сжатия) как при расчётах на прочность при статическом нагружении, а на анализе кривых усталости, полученных при испытании образцов – аналогов зубчатых колёс.

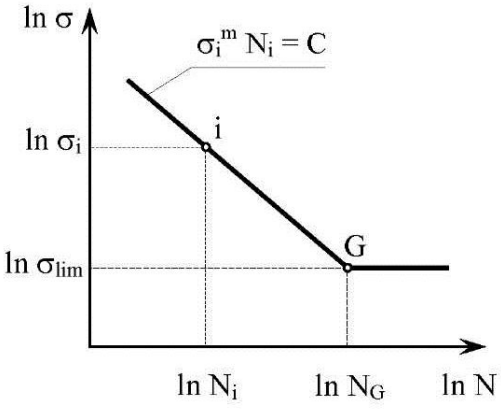


Рисунок 1.4

На рисунке 1.4 показана кривая усталости, построенная в логарифмической системе координат σ – N (амплитуда переменных напряжений цикла – число циклов нагружения до разрушения образца). Число циклов N_G соответствует точке G (абсциссе точке перегиба кривой усталости). Напряжение σ_{lim}, соответствующее N_G – *предел выносливости, т.е. это такое максимальное амплитудное напряжение, которое образец может выдержать без разрушения бесконечное число циклов.* Для контактных напряжений предел выносливости – σ_{Hlim}, для напряжений изгиба – σ_{Flim}. Допускаемые напряжения (контактные и изгиба) при заданном коэффициенте запаса прочности S вычисляются по известной формуле

$$[\sigma]=\frac{\sigma_{\lim}}{S}.$$

При напряжениях $\sigma \le \sigma_{lim}$ передача может работать практически неограниченное время, при $\sigma > \sigma_{lim}$ – ограниченное время. Если при расчёте передачи суммарное число циклов N_i будет принято меньше N_G, то напряжения в изделии можно повысить до σ_i (рис. 1.4).

Соотношение

$$\sqrt[m]{\frac{N_G}{N_i}},$$

называют *коэффициентом долговечности*,

Коэффициент долговечности учитывает возможность повышения допускаемых напряжений для кратковременно работающих передач (при $N_i < N_G$).

Таким образом, *критериями работоспособности зубчатых передач является сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев (износостойкость), а так же сопротивление усталости при изгибе. Расчёт на контактную усталость является основным для закрытых (работающих в условиях смазки) передач. Расчёт зубьев открытых передач обычно ограничивается расчётом на усталость при изгибе.*

2 Порядок расчёта закрытой зубчатой передачи

Задание: по исходным данным (приложение 1) произвести расчет зубчатой передачи на *сопротивление контактной и изгибной усталости.* Параметрам, относящимся к шестерни присваивается индекс *«1»*, а к колесу – *«2»*.

Исходными являются:

- передаточное число u;
- число оборотов шестерни n_1 (об/мин);
- максимальный момент на валу колеса при нормально протекающем технологическом процессе T_{max_2} (Н·мм);
- ресурс работы t (час);
- характер типового режима нагрузки;
- степень точности передачи (предварительно назначают степень точности 8).

1) Выбор материалов

1.1) Выбор материалов и их твёрдости при определённой термообработке регламентируются заданным типовым режимом нагружения передачи: тяжелым, средним или лёгким. Числа твердости по Бринеллю (*HB*) находятся в диапазоне от минимального HB_{1min} до максимального HB_{1max} значений. Возможные пары материалов:

Тяжелый режим: HB_1 – *269-302;* сталь 40 Х, улучшение;
HB_2 = *235-262;* сталь 45, улучшение;

Средний режим: HB_1 – *235-262;* сталь 40 Х, улучшение
HB_2 – *179-207;* сталь 45, нормализация;

Легкий режим: HB_1 = *235-262;* сталь 35 ХМ, улучшение
HB_2 – *163-192;* сталь 35, нормализация;

1.2) Определение средней твердости для материалов шестерни и колеса

$$HB_{1cp} = 0{,}5\ (HB_{1min} + HB_{1max})$$

$$HB_{2cp} = 0{,}5\ (HB_{2min} + HB_{2max}).$$

2) Определение допускаемых напряжений для расчётов зубьев по контактным напряжениям и напряжениям изгиба

2.1) Расчётное число циклов работы (наработка):

для шестерни $N_1 = t\ 60 n_1 c$

для колеса $N_2 = t\ 60 \left(n_1 / u \right) c$,

где c – число вхождений в зацепления каждого зуба зубчатого колеса за один оборот колеса ($c = 1$).

2.2) Определение базы контактных напряжений N_{H0} в соответствии с твердостью выбранных материалов (табл. 2.1).

Таблица 2.1 - База контактных напряжений, или число циклов перемены напряжения, соответствующее пределу выносливости

HB_{cp}*	200	250	300	350	400	450	500	550	600
HRC_{cp}*	-	25	32	38	43	47	52	56	60
N_{H_0}**, *млн. циклов*	10	16,5	25	36,5	50	68	87	114	143

* *Средняя твердость зубьев шестерни HB_{1cp} (HRC_{1cp}) или колеса HB_{2cp} определяется как среднее арифметическое предельных значений твердости выбранного материала, например, для стали 40Х HB_{cp}– 0,5(269+302)−285,5 и т.д.*

** *Величина N_{H_0} при значениях HB_{1cp} (HRC_{1cp}), отличающихся от табличных, находится интерполяцией, например для HB_{cp}– 285,5 получим* N_{H_0} = [(25-16,5)(285,5-250)/(300-250)]+16,5=22,53≈23

2.3) Определение коэффициентов долговечности по контактным напряжениям для зубьев шестеренки K_{HL_1} и колеса K_{HL_2}:

$$K_{HL_1} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0_1}}{N_1}}, \qquad K_{HL_2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0_2}}{N_2}}.$$

Для нормализованных или улучшенных колес

$$1 \le K_{HL} \le 2{,}6,$$

в случае объёмного упрочнения принимают

$$1 \le K_{HL} \le 1{,}8.$$

Если же $N > N_{H_0}$ (т.е. если по расчёту $K_{HL} < 1$), то принимают $K_{HL} = 1$.

2.4) Определение значений пределов выносливости σ_{Hlim_1} для шестерни, σ_{Hlim_2} для колеса и коэффициента запаса прочности S_H (табл. 2.2).

Таблица 2.2 - Пределы выносливости и коэффициенты безопасности

Средняя твердость	Обработка	Марки стали	$\sigma_{Hlim1,2}$ МПа	S_H	$\sigma_{Flim1,2}$ МПа	S_F
$HB_{ср} \leq 350HB$	Нормализация или улучшение	35, 40Х, 45, 40, 35ХМ, 40ХН	**2**$HB_{ср}$+70	1,1	1,75$HB_{ср}$	1,5
$HB_{ср} \geq 38...50$	Объемная или поверхностная закалка	40Х, 35ХМ, 35ХГСА, 40ХН	17$HRC_{ср}$+200	1,2	550-700	2

2.5) Определение допускаемых контактных напряжений для шестерни и колеса:

$$[\sigma_{H_1}] = \frac{0{,}9\ \sigma_{H\lim_1} K_{HL_1}}{S_H}$$

$$[\sigma_{H_2}] = \frac{0{,}9\ \sigma_{H\lim_2} K_{HL_2}}{S_H}$$

2.6) Определение допускаемого контактного напряжения для косозубой передачи $[\sigma_{II}]$. Для косозубых колёс принимается наименьшее из двух значений:

$$|\sigma_H| = 0{,}45\ (|\sigma_{H1}| + |\sigma_{H2}|)$$

$$|\sigma_H| = 1{,}23\ |\sigma_{H2}|.$$

3) Расчёт зубьев на сопротивление усталости по контактным напряжениям (проектный расчёт)

3.1) Определение предварительного значения коэффициента нагрузки в расчётах на сопротивление контактной усталости:

$$K'_H = K'_{H_\alpha} K'_{H_\beta} K'_{H_V}$$

где K'_{H_α} - коэффициент распределения нагрузки, изменяющийся от 1 до 1,2 и предварительно для косозубой передачи 8-й степени принимаемый равным 1,1;

K'_{H_β} - коэффициент концентрации нагрузки по ширине венца, изменяющийся от 1,05 до 1,4 и предварительно для прирабатываемой зубчатой пары ($НВ_2 <$ 350) принимаемый равным 1,12;

K'_{H_v} - коэффициент динамичности, изменяющийся от 1,03 до 1,5 и предварительно для тихоходной ступени 8-й степени точности косозубых колес принимаемый равным 1,15.

3.2) Определение (предварительное) межосевого расстояния зубчатой передачи из условия сопротивления контактной усталости (проектный расчёт)

$$a'_w = (u+1)\sqrt[3]{\left(\frac{270}{[\sigma_H]\,u}\right)^2 \frac{T'_p}{\psi_{ba}}},$$

где T'_p $T_{max}K'_H$; ψ_{ba} b_2/a' - коэффициент ширины колеса, принимаемый из ряда : 0,063; 0,08; 0,10; 0,125; 0,16; 0,20; 0,25; 0,315; 0,40; 0,50; 063; 0,80; 1,00; 1,25. Можно принять ψ_{ba} *0,4* для тихоходной передачи и ψ_{ba} *0,4* для быстроходной.

Полученная величина a'_w округляется до ближайшего большего значения a_w из ряда главных параметров: 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710.

3.3) Определение ширины колеса и шестерни:

$$b_2 = \psi_a a_w; \quad b_1 \approx 1{,}12\, b_2$$

3.4) Определение фактической окружной скорости

$$v = \frac{2a'_w \pi\, n_1}{60\ (u+1)}.$$

3.5) Уточнение степени точности передачи в соответствии с фактической окружной скоростью v и типом передачи (табл. 2.3).

Таблица 2.3 - Рекомендуемые степени точности

Тип передачи	Скорость v , м/с			
	<5	5...8	8...12,5	>12,5
Цилиндрическая:				
прямозубая	9	8	7	6
косозубая	9	9	8	7
Коническая:				
прямозубая	8	7	-	-
с круговыми зубьями	9	9	7	6

3.6) Уточнение коэффициента нагрузки (K'_H) до значения K_H в соответствии с фактической скоростью и степенью точности:

$$K_H = K_{H_\alpha} K_{H_\beta} K_{H_v}$$

Для косозубой передачи по уточненному значению степени точности определяем K_{H_α} по графику (рис. 2.1, а). Значение K_{H_β} уточняется по графику на рис. 2.3, а. K_{H_v} определяется по степени точности, фактической скорости и твердости при $HB_2 \le 350$ (табл.2.4).

Таблица 2.4 - Значения коэффициента K_{H_v}

Степень точности	v , *м/с*					
	1	2	4	6	8	10
6-я	1,03 / *1,01*	1,06 / *1,02*	1,12 / *1,03*	1,17 / *1,04*	1,23 / *1,06*	1,28 / *1,07*
7-я	1,04 / *1,02*	1,07 / *1,03*	1,14 / *1,05*	1,21 / *1,06*	1,29 / *1,07*	1,36 / *1,08*
8-я	1,04 / *1,01*	1,08 / *1,02*	1,16 / *1,04*	1,24 / *1,06*	1,32 / *1,07*	1,40 / *1,08*
9-я	1,05 / *1,01*	1,10 / *1,03*	1,20 / *1,05*	1,30 / *1,07*	1,40 / *1,09*	1,50 / *1,12*

В числителе приведены данные для прямозубых колес, в знаменателе (*курсивом*) - для косозубых;

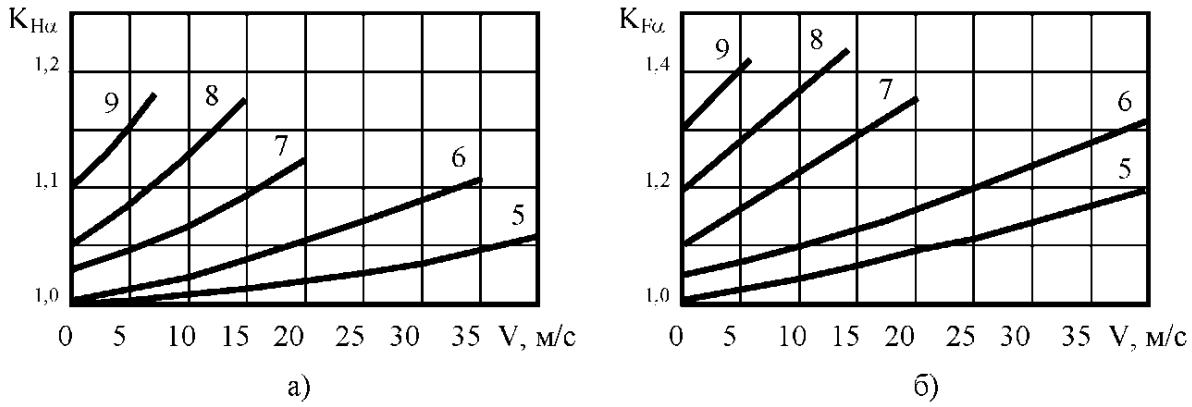


Рисунок 2.1

Для косозубых передач значения коэффициента распределения нагрузки – K_α, учитывающего одновременное участие в передачи нагрузки нескольких пар зубьев принимают по рис. 14.22 в зависимости от окружной скорости V передачи ($V = \omega d/2$ или $V=(2\pi a_w n_1)/((u+1)60)$, здесь n_1 – частота вращения шестерни, об/мин) и степени точности (кривые с цифрами). Для прямозубых передач $K_\alpha=1$.

Коэффициент концентрации K_β (коэффициент распределения нагрузки по ширине зуба b) учитывает следующие факторы:

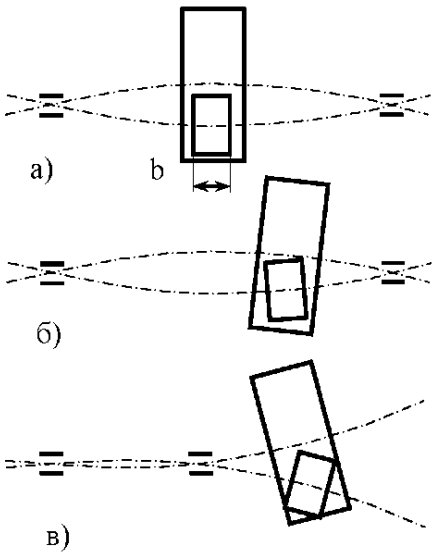


Рисунок 2.2

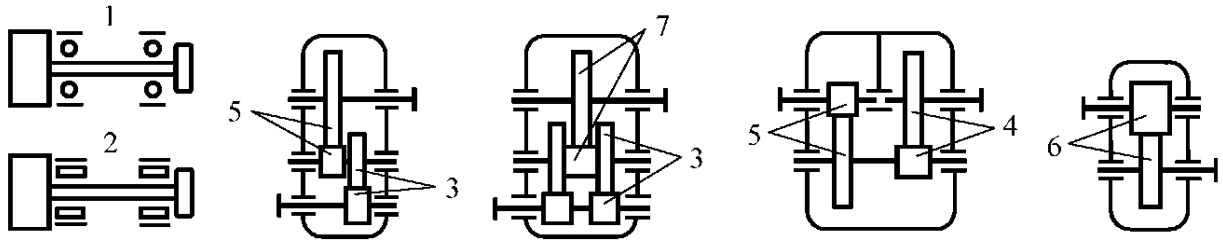
- непараллельность и перекос осей валов за счёт неточностей

изготовления корпусных деталей и неточности сборки;

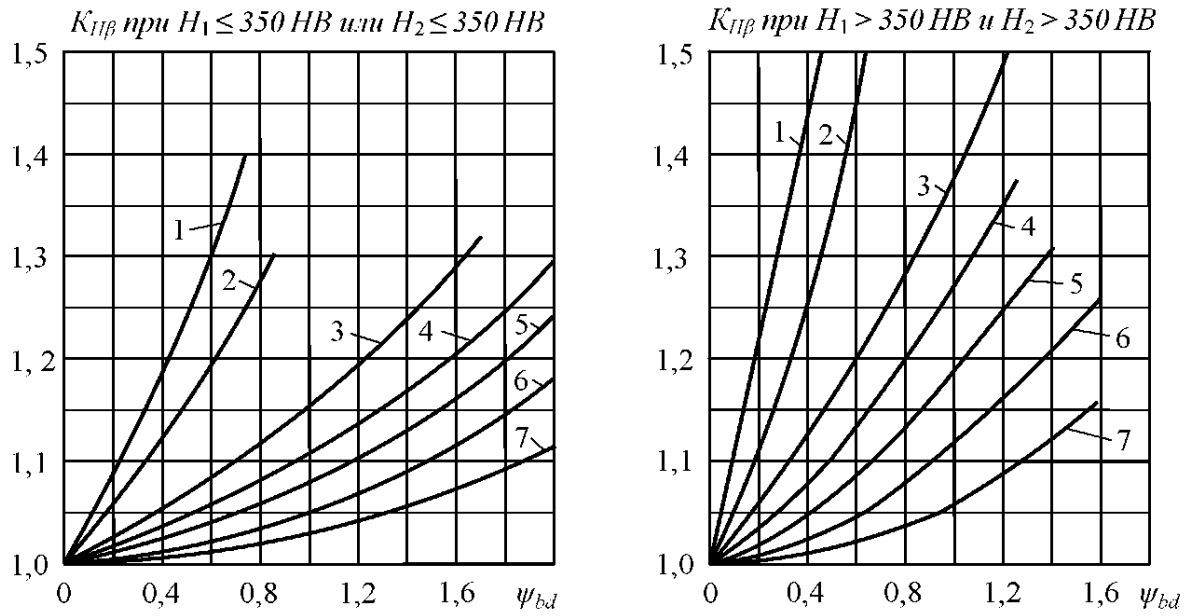
- погрешностей при изготовлении зубчатых колёс и валов;

- деформации валов (изгиб (рис. 2.2, а, б, в) и кручение) под нагрузкой в зависимости от расположения колеса относительно опор вала (симметричное расположение рис. 2.2, а, несимметричное расположение рис. 2.2, б, консольное расположение рис. 2.2, в колеса).

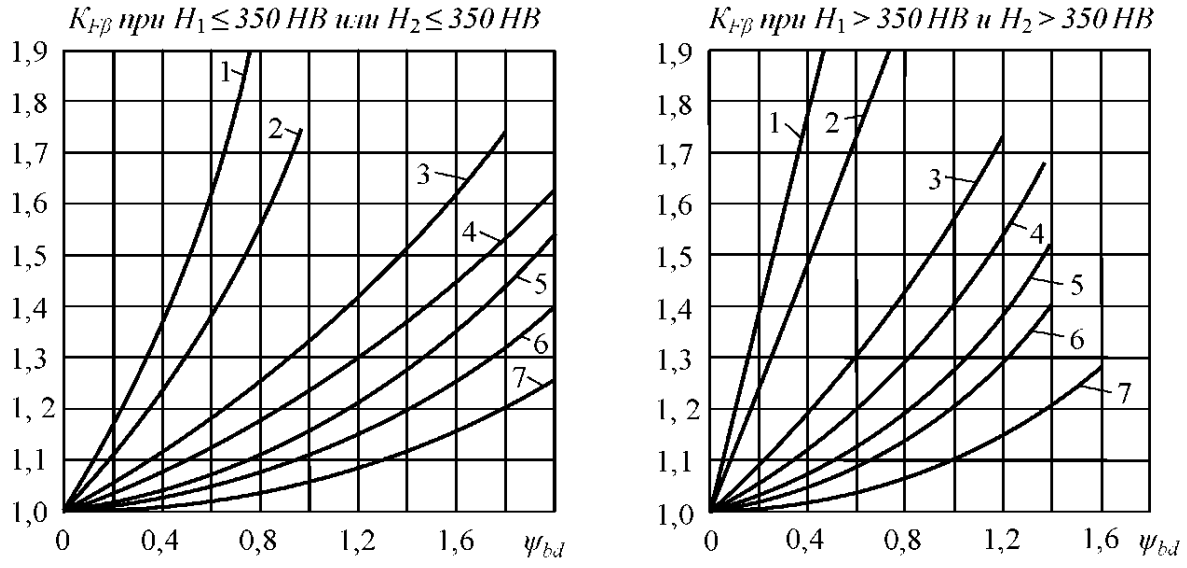
На этих графиках $K_{1\beta}$ – коэффициент неравномерности при расчёте на контактную выносливость; $K_{1'\beta}$ – коэффициент неравномерности при расчёте изгиб; ψ_{bd} – коэффициент ширины венца колеса по диаметру делительной окружности шестерни.



а)



б)



в)

Рисунок 2.3

3.7 Определение фактические значений расчётного крутящего момента и контактных напряжений напряжения (проверочный расчёт)

$$\sigma_H = 270\frac{u+1}{a_w u}\sqrt{\frac{u+1}{b_2}T_p} \le [\sigma_H],$$

где $T_p = T_{max} K_H$ – расчётный крутящий момент, (Нмм).

Если это условие не выполняется, то, выбрав материал с HB_{cp} выше принятого, повторить расчёт.

4) Определение геометрических параметров зубчатых колёс

4.1) Определение модуля зацепления m_n :

$$m_n \approx (0{,}01 \div 0{,}02)a_w ,$$

полученное значение округляется до стандартного значения модуля из ряда, мм: 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10; 12,5; 16; 20; 25.

4.2) Определение угла наклона линии зуба для косозубого колеса

$$\beta \ge \beta_{\min} = \arcsin\frac{3{,}5\ m_n}{b_2},$$

угол наклона зубьев β рекомендуется принимать в пределах от $8°$ до $15°$ (если неравенство по данному пункту не выполняется, осевой шаг колеса окажется больше ширины колеса b, а осевой коэффициент перекрытия, соответственно, окажется меньше единицы, что приведёт к ударам при вхождении зубьев в зацепление; если угол наклона зубьев меньше $8°$ теряются преимущества косозубой передачи перед прямозубой в виде повышенной нагрузочной способности и плавности работы; если же угол больше $15°$, то значительно возрастают осевые силы на подшипники, что нежелательно).

4.3) Определение суммарного числа зубьев для косозубой передачи

$$Z_\Sigma = Z_1 + Z_2 = \frac{2a}{m_n}\cos\beta .$$

Полученное значение округляется до ближайшего целого.

4.4) Определение числа зубьев шестерни и колеса

$$Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{u+1} > 15,$$

округлить Z_1 до ближайшего целого,

$$Z_2 = Z_\Sigma - Z_1$$

4.5) Определение основных геометрических размеры шестерни и колеса

- делительные диаметры $d_{1,2} = m_n Z_{1,2} / \cos\beta$;

- диаметры вершин зубьев $d_{a\ 1,2} = d_{1,2} + 2m_n$;

- диаметры впадин зубьев $d_{f\ 1,2} = d_{1,2} - 2{,}5m_n$.

4.6) Определение диаметров отверстий в ступице колеса; диаметры отверстий должны быть равны диаметрам валов; расчёт диаметра вала (ориентировочный) проводится по пониженным допускаемым касательным напряжениям $[\tau] \approx 15 \div 25$ МПа

$$d_{в1} = \sqrt[3]{\frac{T_p}{0{,}2[\tau]u}}$$

$$d_{в2} = \sqrt[3]{\frac{T_p}{0{,}2[\tau]}}$$

Полученные значения округляются до целых чисел. Если диаметр вала шестерни $d_{в1}$ меньше или примерно равен диаметру впадин, то в конструкции, в качестве ведущего звена, используют вал-шестерню, т.е. зубья нарезают непосредственно на ведущем валу.

5) Определение допускаемых напряжений для расчёта зубьев на изгиб

5.1) Определение пределов длительной выносливости по изгибным напряжением $\sigma_{Flim_{1,2}}$ и запаса прочности S_F в зависимости от средней твёрдости материалов (см. табл. 2.2).

5.2) Определение допускаемых напряжений изгиба для материалов шестерни и колеса (при работе только одной стороны зуба):

$$\left[\sigma_{F_1}\right] = \frac{\sigma_{F\lim_1}}{S_F},$$

$$\left[\sigma_{F_2}\right] = \frac{\sigma_{F\lim_2}}{S_F}.$$

6) Расчёт на сопротивление усталости по напряжениям изгиба (проверочный расчёт)

6.1) Определение эквивалентного числа зубьев шестерни и колеса (для унификации расчётов косозубые колёса приводятся к прямозубым)

$$Z_{v1,2} = \frac{Z_{1,2}}{\cos^3 \beta}.$$

6.2) Определение коэффициентов формы зуба Y_F по эквивалентному числу зубьев (табл. 5).

Таблица 2.5 - Значения коэффициента Y_F

z_v	Y_F
12	—
16	4,28
20	4,07
25	3,90
32	3,78
40	3,70
50	3,68
60	3,62
71	3,61
80	3,60
90	3,60
100	3,60
180	3,62

6.3) Определение коэффициента наклона зуба Y_β:

$$Y_\beta \quad 1 - (\beta / 140).$$

6.4) Определение окружной силы, действующей на зубья колеса

$$F_t = \frac{T_{\max_2}(u+1)}{a_w u}$$

6.5) Определить коэффициент долговечности по изгибу для зубьев шестерни и колеса:

$$K_{FL_1} = \sqrt[6]{\frac{N_{F_0}}{N_1}}, \qquad K_{FL_2} = \sqrt[6]{\frac{N_{F_0}}{N_2}}$$

где $N_{F_0} = 10^4$ – база изгибных напряжений.

6.6) Определение коэффициентов K_F нагрузки при расчёте на изгиб:

$$K_F = K_{F_\alpha} K_{F_\beta} K_{F_V}$$

где K_{F_α} - коэффициент распределения нагрузки; для прямозубых передач $K_{F_\alpha} \quad 1$; для косозубых передач коэффициент зависит от степени точности (табл. 2.6)

Таблица 2.6 Значения коэффициента K_{F_α}

Степень точности	6	7	8	9
K_{F_α}	0,72	0,81	0,91	1,00

K_{F_β} - коэффициент концентрации нагрузки для прирабатываемой передачи $HB_2 \le 350$ (см. рис. 2-б);

K_{F_V} - коэффициент динамичности, определяется в зависимости от скорости v (табл. 2.7).

Таблица2.7 - Значения коэффициента K_{F_v}

Степень точности	v, м/с					
	1	2	4	6	8	10
6-я	1,06 *1,02*	1,13 *1,05*	1,26 *1,1*	1,4 *1,15*	1,58 *1,2*	1,67 *1,25*
7-я	1,08 *1,03*	1,16 *1,06*	1,33 *1,11*	1,5 *1,16*	1,67 *1,22*	1,8 *1,27*
8-я	1,1 *1,03*	1,2 *1,06*	1,38 *1,11*	1,58 *1,17*	1,78 *1,23*	1,96 *1,29*
9-я	1,13 *1,04*	1,28 *1,07*	1,5 *1,14*	1,77 *1,21*	1,98 *1,28*	2,25 *1,35*

См. примечание к таблице 2.4.

6.7) Определение фактических изгибных напряжений

$$\sigma_{F1,2} = \frac{Y_F Y_\beta}{bm_n} F_t K_{F\alpha 1,2} K_F .$$

6.8) Проверка прочности зубьев шестерни и колеса на сопротивление усталости при изгибе

$$\sigma_{F1} \le [\sigma_{F1}]$$

$$\sigma_{F2} \le [\sigma_{F2}]$$

Фактические напряжения не должны превышать допускаемые больше, чем на 5%: Если условие прочности не выполняется, необходимо указать конструктивные решения по повышению изгибной выносливости (например, увеличить модуль и провести повторный расчёт).

Если фактический запас прочности слишком велик,

$$S'_F = \sigma_{Flim} / \sigma_F > 2{,}5,$$

рекомендуется уменьшить модуль и повторить расчёт.

3)Оформление выполненной задачи

Приведённая выше методика расчёта закрытой зубчатой передачи может использоваться при выполнении задач, расчётно-графических работ, этапов курсового проектирования по таким учебным дисциплинам как «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Основы проектирования».

Если заданием предусматривается выполнение задачи (задание по приложению Б), то по результатам выполненных расчётов составляется отчет по следующему плану:

1. Цель выполнения задачи.
2. Исходные данные.
3. Решение.
4. Выводы.
5. Эскиз колеса (рис. 2.4, а) и зубчатой передачи (рис. 2.4, б) (по указанию преподавателя).

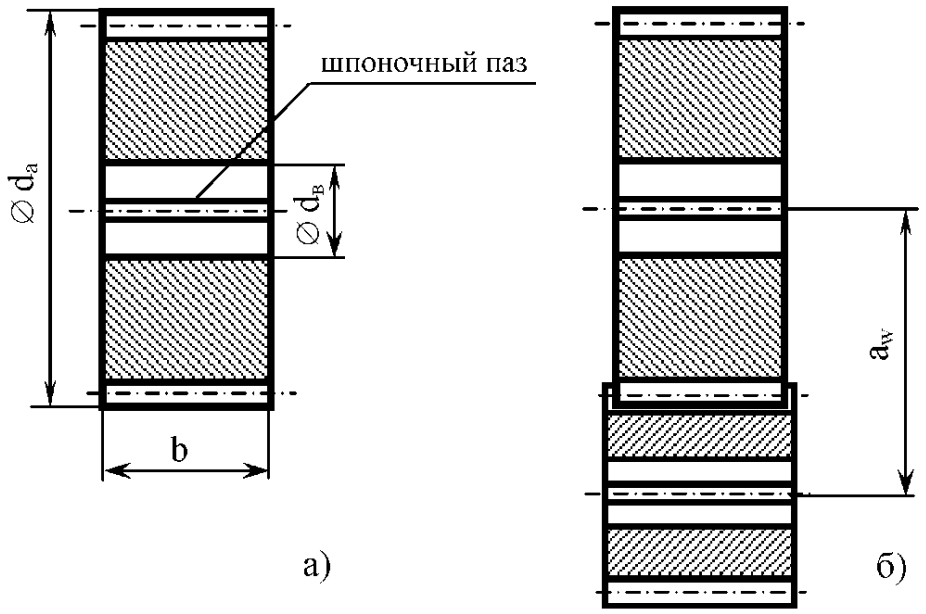


Рис. 2.4

Если данная методика использовалась для выполнения расчётно-графической работы РГР, то выполненные расчёты включаются в состав пояснительной записки, и по их результатам выполняется чертёж тихоходного колеса на формате А3.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 9-е изд., перераб. и доп. – М. : Издательский центр «Академия», 2006. - 496 с.
2. Курмаз, Л.В. Конструирование узлов и деталей машин: Справочное учебно-методическое пособие / Л.В. Курмаз, О.Л. Курмаз. – М. :Высш. шк., 2007. – 455 с.
3. Марцулевич, Н.А. Техническая механика. Часть II. Сопротивление материалов, Детали машин: Учебное пособие / Н.А. Марцулевич, А.Н. Луцко, Д.А. Бартенев; под ред. Н.А. Марцулевича. – СПб. : СПбГТИ (ТУ), 2010. – 493
4. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчеты на прочность. – М. : Изд-во стандартов, 1988. – 127 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А
(рекомендуемое)

Стальные шестерни с диаметром вершин зубьев $d_a \le 2d_{вал}$ ($d_{вал}$ – диаметр вала шестерни) чаще всего изготовляются непосредственно на валу в виде вала-шестерни (рис. А.1) из кованных заготовок или из проката (пруток, круг). Качество (жесткость, точность и т.д.) вала-шестерни оказывается выше, а стоимость изготовления ниже, чем вала и насадной шестерни (рис. А.2), поэтому все шестерни редукторов, обычно, выполняют

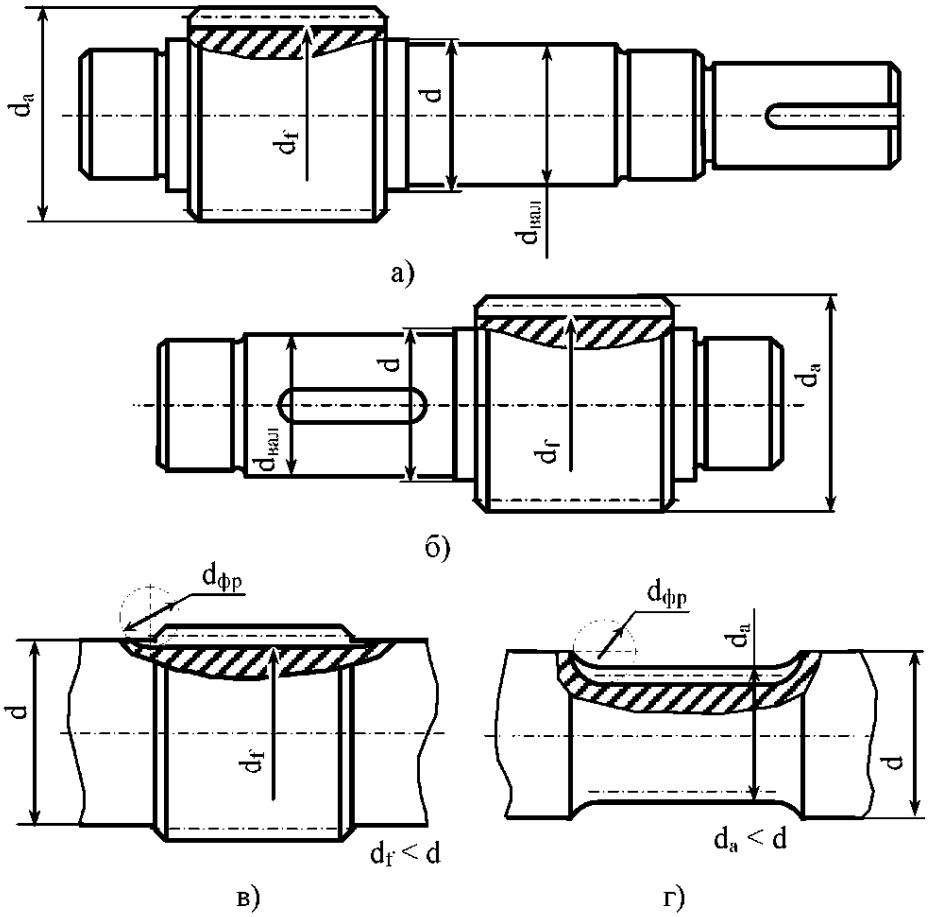


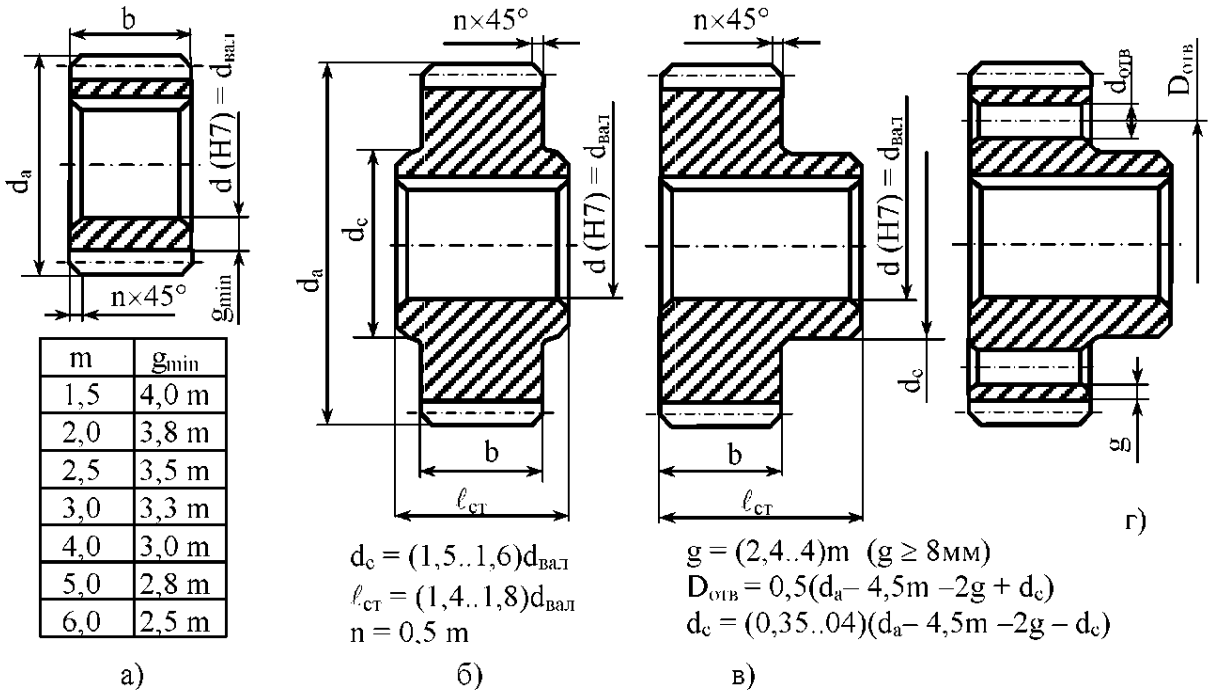
Рисунок А.1

за одно целое с валом. Насадные шестерни применяют в тех случаях, когда они в должны быть подвижными вдоль оси вала, например, в коробках перемены передач.

На рисунке А.1 показаны конструкции вала-шестерни быстроходной (рис. А.1, а) и тихоходной (промежуточной) (рис. А.1, б) передачи. Конструкция вала-шестерни с учётом особенностей нарезания зубьев и размеров режущего инструмента (диаметр фрезы $d_{фр}$) зависит от соотношения диаметра вала и диаметров зубчатого колеса: диаметр участка вала d меньше диаметра впадин d_f (рис. А.1, а, б); диаметр вала d

больше диаметра впадин d_f (рис. А.1, в); диаметр вала d больше диаметра вершин d_a (рис. А.1, г).

Зубчатые колёса небольшого диаметра ($d_a \le 200$ мм) выполняют сплошными дисками без ступицы (рис. А.2, а) или со ступицей (рис. А.2, б, в). Стальные зубчатые колёса такой конструкции изготавливают из проката ($d_a \le 150$ мм), штампованных заготовок без углублений ($d_a < 80$мм) или поковкой. Кованые колёса диаметром $d_a \le 200$ мм могут иметь отверстия облегчения (рис. А.2, г).



m	g_{min}
1,5	4,0 m
2,0	3,8 m
2,5	3,5 m
3,0	3,3 m
4,0	3,0 m
5,0	2,8 m
6,0	2,5 m

а)

$d_c = (1{,}5..1{,}6)d_{вал}$
$\ell_{ст} = (1{,}4..1{,}8)d_{вал}$
n = 0,5 m

б)

g = (2,4..4)m (g ≥ 8мм)
$D_{отв} = 0{,}5(d_a - 4{,}5m - 2g + d_c)$
$d_c = (0{,}35..04)(d_a - 4{,}5m - 2g - d_c)$

в)

Рисунок А.2

Колёса большего диаметра ($200 \text{ мм} < d_a \le 500$ мм) для уменьшения веса выполняют с отверстиями и углублениями (рис. А.3), толщина диска значительно меньше ширины обода. В единичном и мелкосерийном производстве заготовки таких колёс получают из сортового проката (рис. А.3, а) или поковок (рис. А.3, б) в односторонних штампах, а в крупносерийном производстве поковкой в двусторонних штампах (штамповкой) (рис. А.3, а, в). Для свободной выемки заготовок из штампа предусматриваются штамповочные уклоны $\gamma \ge 7°$ и радиусы закруглений $R \ge 6$ мм (рис. А.3, в), которые после обработки резанием могут быть частично или полностью удалены (см. вариант рис. А.3, а). В зависимости от соотношения размеров колёс выемки в дисках могут быть выполнены по одной дуге (рис. А.3, г) или двум дугам (рис. А.3, д) радиуса R, с толщиной диска $C \approx 0{,}5$ b.

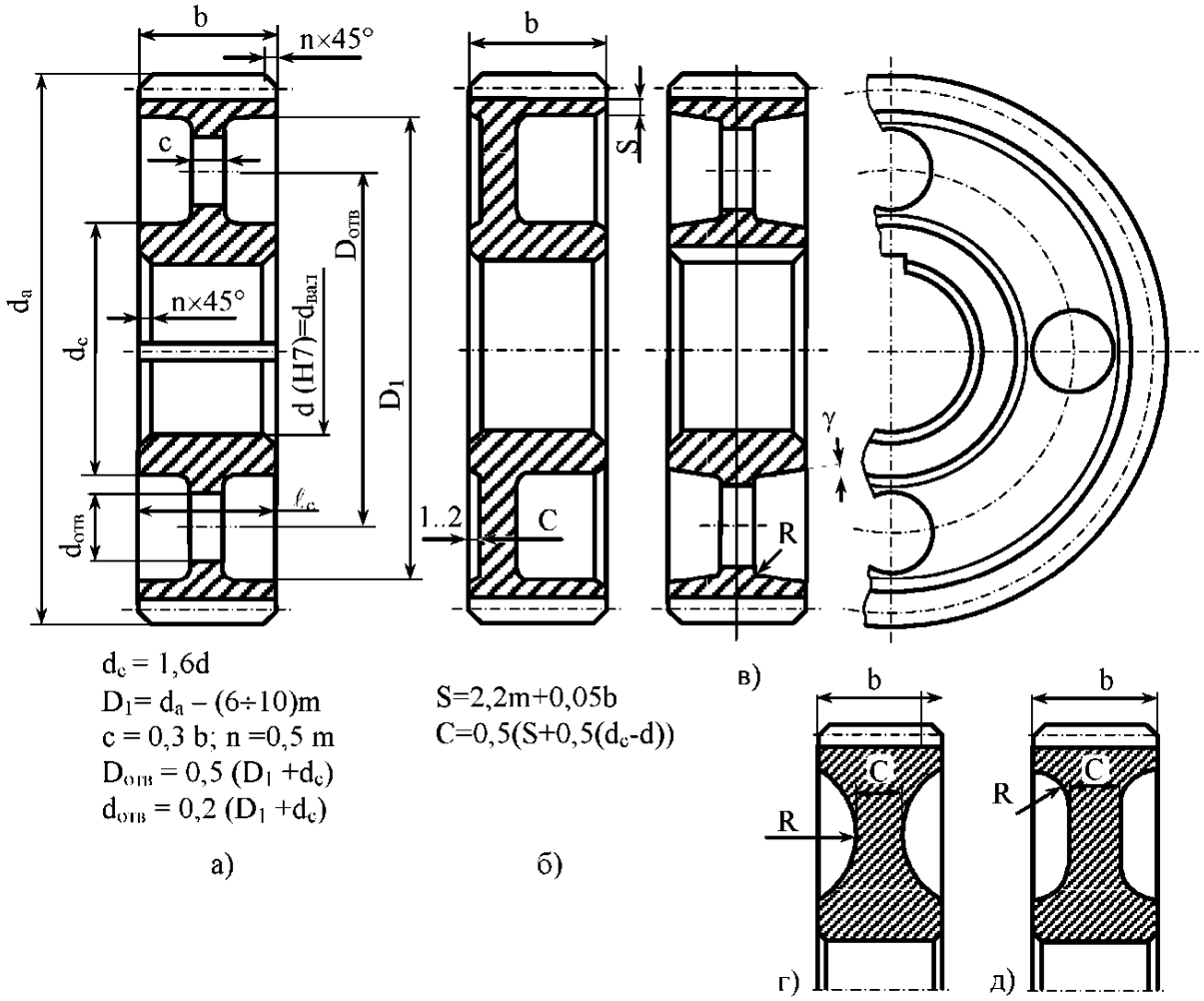


Рисунок А.3

Колёса больших диаметров (d_a > 500 мм) в единичном и мелкосерийном производстве изготавливают сварными (рис. А.4). Помимо зубчатого венца, ступицы и диска в конструкции таких колёс предусматривают и рёбра жесткости толщиной s.

В крупносерийном и массовом производстве колёса больших диаметров изготавливают литьём с последующей механической обработкой с одним или двумя дисками облегчённой формы, со спицами крестообразного (рис. А.5, а) или двутаврового сечения. В целях экономии высококачественной стали колёса больших диаметров могут делать бандажированными, т.е. составными (рис. А.5, б).

Стальной обод (зубчатый венец) из легированной стали насаживается с натягом на чугунный (реже стальной) диск до упора в кольцевой выступ высотой t, который предотвращает осевые смещения обода. От проворачивания обода относительно центра колеса предохраняют винты, ввинчиваемые в резьбовые отверстия на стыке сопряжённых деталей; головки винтов срезают.

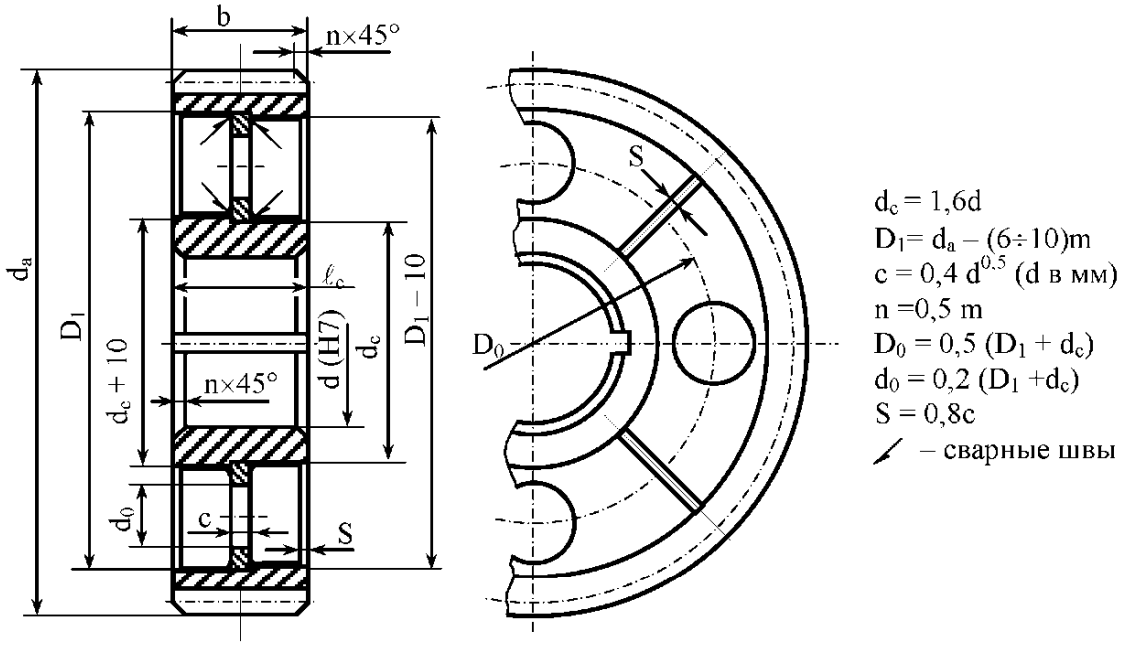
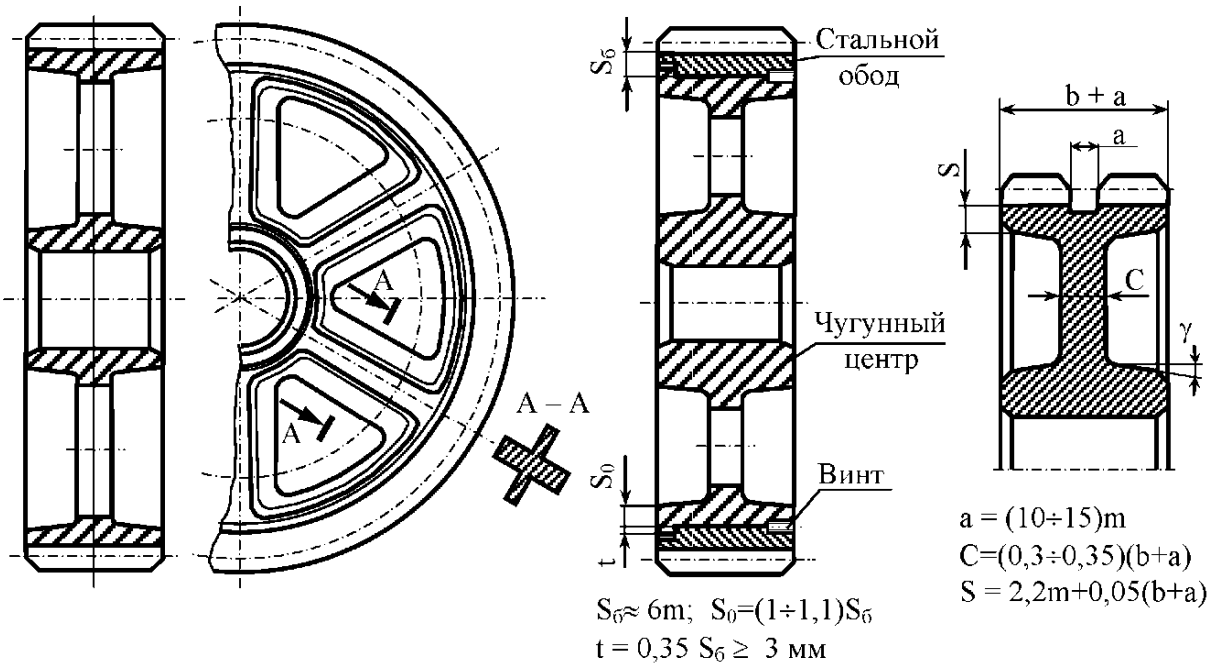


Рисунок А.4



а) б) в)

Рисунок А.5

Шевронные зубчатые колёса (рис. А.5, в) отличаются от других цилиндрических колёс увеличенной шириной. Наиболее часто шевронные колёса изготовляют с канавкой по середине. Канавка предназначена для выхода червячной фрезы, нарезающей зубья.

ПРИЛОЖЕНИЕ Б
(обязательное)

Исходные данные к индивидуальной задаче					
Вариант	u	n_1, об/мин	$T_{max2} \cdot 10^{-3}$, Нмм	t, час	Режим нагрузки
1	2,0	146	1000	8000	Тяжелый
2	3,15	146	2000	10000	Средний
3	4,0	146	3000	8000	Лёгкий
4	5,6	146	4000	4000	Тяжелый
5	6,3	146	5000	2000	Средний
6	2,0	146	4000	1000	Лёгкий
7	3,15	146	3000	2000	Тяжелый
8	4,0	192	2000	4000	Средний
9	5,6	192	1000	8000	Лёгкий
10	6,3	192	2000	10000	Тяжелый
11	2,0	192	3000	8000	Средний
12	3,15	192	4000	10000	Лёгкий
13	4,0	192	5000	8000	Тяжелый
14	5,6	192	4000	4000	Средний
15	6,3	192	3000	2000	Лёгкий
16	2,0	192	2000	1000	Тяжелый
17	3,15	284	1000	2000	Средний
18	4,0	284	2000	4000	Лёгкий
19	5,6	284	3000	8000	Тяжелый
20	6,3	284	4000	10000	Средний
21	2,0	284	5000	8000	Лёгкий
22	3,15	284	4000	10000	Тяжелый
23	4,0	284	3000	8000	Средний
24	5,6	284	2000	4000	Лёгкий
25	6,3	284	1000	2000	Тяжелый
26	2,0	570	2000	1000	Средний
27	3,15	570	3000	2000	Лёгкий
28	4,0	570	4000	4000	Тяжелый
29	5,6	570	5000	8000	Средний
30	6,3	570	4000	10000	Лёгкий
31	2,0	570	3000	8000	Тяжелый
32	3,15	570	2000	10000	Средний
33	4,0	146	1000	6000	Лёгкий
34	5,6	146	2000	5000	Тяжелый
35	6,3	192	3000	2000	Средний
36	2,0	192	4000	3000	Лёгкий

ПРИЛОЖЕНИЕ В

(рекомендуемое)

ПРИМЕР РАСЧЁТА ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Выполнил студент -

Вариант := 00

Группа := 000

Исходные данные

Передаточное число данной передачи - $u := 5$

Число оборотов шестерни (об/мин) - $n_1 := 10.796$

Максимальный момент на валу колеса (Нмм) - $T_2 := 1502100$

Ресурс работы (ч) - $t := 8000$

Режим нагружения (номер режима) Тяжёлый

Схема расположения передач -7

Число колёс находящихся в зацеплении с рассчитываемым $c := 1$

Степень точности - 8

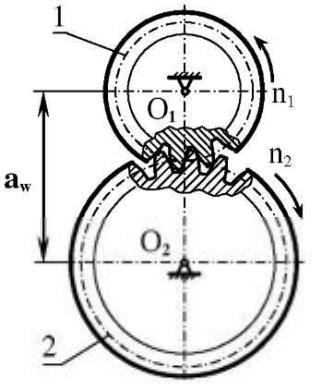


Рис. А

Расчет

1) Выбор материалов шестерни и колеса, определение твердости выбранных материалов

Для, приведенного в исходных данных, тяжелого режима нагружения подбираем рекомендованную пару материалов; для выбранных материалов, по максимальному и минимальному значениям, определяем среднее значение числа твердости:

шестерня - сталь 40Х *улучшение*; минимальное и максимальное число твердости $HB_{1min} := 269$ $HB_{1max} := 302$

среднее число твердости материала шестерни $HB_{1cp} := 0.5(HB_{1min} + HB_{1max}) = 285.5$

колесо - сталь 45 *улучшение*; минимальное и максимальное числа твердости $HB_{2min} := 235$ $HB_{2max} := 262$

среднее число твердости материала колеса $HB_{2cp} := 0.5(HB_{2min} + HB_{2max}) = 248.5$

2) Определение допускаемых контактных напряжений для шестерни $\sigma_{H1доп}$ и для колеса $\sigma_{H2доп}$

2.1) Расчётное число циклов нагружения (наработка) для шестерни и колеса

$$N_1 := 60 \cdot n_1 \cdot c \cdot t = 5.182 \times 10^6$$

$$N_2 := 60 \cdot n_1 \cdot c \cdot \frac{t}{u} = 1.036 \times 10^6$$

2.2) Определение базы контактных напряжений N_{H0}, соответствующей пределу выносливости

Базу контактных напряжений определяем интерполяцией по данным таблицы 1, в соответствии со средней твёрдостью выбранных материалов; ориентируемся, при этом, на табличные интервалы по графе твердости $HB_{ср}$ и графе числа циклов N_{H0}

$N_{H01} := 2.253 \times 10^7$ $\quad \frac{25 - 16.5}{300 - 250} \cdot 10^6 \cdot (285.5 - 250) + 16.5 \cdot 10^6 = 2.253 \times 10^7$

$N_{H02} := 1.631 \times 10^7$ $\quad \frac{16.5 - 10}{250 - 200} \cdot 10^6 \cdot (248.5 - 200) + 10 \cdot 10^6 = 1.631 \times 10^7$

2.3) Определение коэффициентов долговечности по контактным напряжениям для зубьев шестерни и колеса

$K_{HL1} := \sqrt[6]{\frac{N_{H01}}{N_1}} = 1.278$ $\qquad K_{HL2} := \sqrt[6]{\frac{N_{H02}}{N_2}} = 1.583$

Должно выполняться условие: $1 \le K_{HL} \le K_{HL.max}$

причём, для материала с однородной структурой (нормализация, *улучшение*) $K_{HL.max} := 2.6$

В случае объёмного упрочнения принимают $K_{HL.max} := 1.8$

Если $K_{HL}<1$, то принимают $K_{HL}=1$

2.4) Определение значений пределов контактной выносливости σ_{Hlim} для материалов шестерни и колеса, МПа

По таблице 2, с учётом вида термообработки (улучшение) и числа твёрдости (НВ не превышает 350) вычисление производим по следующим формулам:

$\sigma_{Hlim1} := 2 \cdot HB_{1ср} + 70 = 641$

$\sigma_{Hlim2} := 2 \cdot HB_{2ср} + 70 = 567$

2.5) Определение допускаемых контактных напряжений для шестерни и колеса, МПа

Для колёс, по данным таблицы 2, коэффициент безопасности (допускаемый запас прочности) принимаем

$S_H := 1.1$

$\sigma_{H1доп} := \frac{0.9\sigma_{Hlim1}}{S_H} \cdot K_{HL1} = 670.014$

$\sigma_{H2доп} := \frac{0.9\sigma_{Hlim2}}{S_H} \cdot K_{HL2} = 734.378$

2.6) Окончательное значение допускаемого контактного напряжения $[\sigma_H]$, МПа

для косозубых колёс принимается наименьшим из двух значений

$\sigma_{Hдоп} := 0.45 \cdot (\sigma_{H1доп} + \sigma_{H2доп}) = 631.976$

$\sigma_{Hдоп} := 1.23 \cdot \sigma_{H2доп} = 903.285$

Таким образом, допускаемое контактное напряжение принимаем равным $\sigma_{Hдоп} := 651.038$

3) Расчёт зубьев на выносливость по контактным напряжениям (проектный расчёт)

3.1) Определение предварительного коэффициента нагрузки K'_H в расчётах на контактную усталость

- задаемся предварительными значениями коэффициентов: распределения нагрузки между зубьями $K_{H\alpha}$, концентрации нагрузки $K_{H\beta}$, динамичности нагрузки K_{Hv}

$K'_{H\alpha} := 1.1$ $K'_{H\beta} := 1.12$ $K'_{Hv} := 1.01$

$K'_H := K'_{H\alpha} \cdot K'_{H\beta} \cdot K'_{Hv} = 1.244$

3.2) Расчёт предварительного межосевого расстояния a'_w из условия контактной выносливости активных поверхностей зубьев

предварительное значение расчетного момента на валу колеса, Нм $T'_p := T_2 \cdot K'_H = 1.869 \times 10^6$

коэффициент ширины колеса $\psi_{ba} := 0.4$

$$a'_w := (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T'_p}{\psi_{ba}} \cdot \left(\frac{270}{\sigma_{Hдоп} \cdot u}\right)^2} = 190.78 \quad \text{мм}$$

Полученную величину $a`_w$ округляем до ближайшего значения межосевого расстояния a_w из ряда: 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710 (мм).

Принимаем $a_w := 200$

3.3) Определение ширины колеса и шестерни

$b_2 := \psi_{ba} \cdot a_w = 80$ $b_1 := 1.12 \cdot b_2 = 89.6$

3.4) Определение фактической окружной скорости, (мм/с)

$$v := \frac{2 \cdot a_w \cdot \pi \cdot n_1}{60 \cdot (u + 1)} = 37.685$$

3.5) Уточнение степни точности передачи по величине окружной скорости

Поскольку окружная скорость (м/с) равна $V := 0.001v = 0.038$

Принимаем по таблице 2.3 степень точности - 9

3.6) Уточнение коэффициентов распределения нагрузки $K_{H\alpha}$, концентрации нагрузки $K_{H\beta}$, динамичности K_{Hv} с использованием графиков (на рис. 2.1, а), (рис. 2.3, б) и таблицы 2.4.

$K_{H\alpha} := 1.1$ $K_{H\beta} := 1.08$ $K_{Hv} := 1.01$

- Определение уточнённого значения коэффициента нагрузки в расчётах на контактную усталость

$K_H := K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} = 1.2$

3.7) Определение фактических значений расчётного крутящего момента T_p и контактных напряжений σ_H (проверочный расчёт)

$$T_p := T_2 \cdot K_H = 1.802 \times 10^6 \quad \text{(Нмм)}$$

$$\sigma_H := 270 \cdot \frac{u+1}{a_w \cdot u} \cdot \sqrt{\left(\frac{u+1}{b_2}\right) \cdot T_p} = 595.613 \quad \text{(МПа)}$$

Если $\sigma_H < \sigma_{Hдоп}$, то условие контактной прочности выполняется

Поскольку $\sigma_{Hдоп} = 651.038$ условие контактной прочности выполняется

В случае невыполнения условия контактной прочности выбирают другой материал с твёрдостью $HB_{ср}$ больше принятого, повторяют расчёты

4) Определение геометрических параметров зубчатых колёс

4.1) Определение модуля зацепления по соотношению $m_n = (0{,}01 \ \ 0{,}02)a_w$

Получим $m_n := 0.01 \cdot a_w = 2$

Значение модуля округляем до стандартной величины из ряда 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10; 12,5; 16; 20; 25, (мм).

Принимаем $m_n := 2.5$

4.2) Определение угла наклона зуба

$$\beta_{min} := \operatorname{asin}\left(\frac{3.5 \cdot m_n}{b_2}\right) = 0.11 \quad \text{(рад)} \qquad \beta min := \beta_{min} \cdot \frac{180}{\pi} = 6.279 \quad \text{(град)}$$

Назначаем угл наклона зуба в пределах от 8 до 15 градусов, так чтобы $\beta > \beta_{min}$

$$\beta' := 8 \quad \text{(град)} \qquad \beta := \beta' \cdot \frac{\pi}{180} = 0.14 \quad \text{(рад)}$$

суммарное число зубьев

4.3) Определение суммарного число зубьев для косозубой передачи

$$Z_\Sigma := \frac{2 \cdot a_w}{m_n} \cdot \cos(\beta) = 158.443$$

Округление суммарного числа зубьев до целого числа

принимаем $Z_\Sigma := 158$

4.4) Определение числа зубьев шестерни и колеса (z>17) с округлением до ближайшего целого

$$Z_1 := \frac{Z_\Sigma}{u+1} = 26.333 \qquad \text{принимаем} \qquad Z_1 := 26$$

$$Z_2 := Z_\Sigma - Z_1 = 132 \qquad \text{принимаем} \qquad Z_2 := 132$$

4.5) Определение основных геометрических размеров шестерни (индекс 1) и колеса (индекс 2), (мм)

делительные диаметры $d_1 := m_n \cdot \frac{Z_1}{\cos(\beta)} = 65.639$ $d_2 := m_n \cdot \frac{Z_2}{\cos(\beta)} = 333.243$

диаметры вершин $d_{a1} := d_1 + 2 \cdot m_n = 70.639$ $d_{a2} := d_2 + 2 \cdot m_n = 338.243$

диамстры впадин $d_{f1} := d_1 - 2.5 \cdot m_n = 59.389$ $d_{f2} := d_2 - 2.5 \cdot m_n = 326.993$

4.6) Определение диаметров отверстий в ступицах шестерни и колеса; диаметры отверстий должны быть равны диамстрам валов; расчёт диамстра вала (оринтировочный) проводится по пониженным допускаемым касательным напряжениям $[\tau] = 15 - 25$ МПа.

назначаем $\tau_{доп} := 25$

$d_{в1} := \sqrt[3]{\frac{T_p}{0.2 \cdot \tau_{доп} \cdot u}} = 41.62$ (мм) $d_{в2} := \sqrt[3]{\frac{T_p}{0.2 \cdot \tau_{доп}}} = 71.169$ (мм)

Если диаметр вала шестерни $d_{в1}$ меньше или примерно равен диамстру впадин d_{f1} - в качестве ведущего звена используют вал-шестерню, т.е. зубья нарезают непосредственно на ведущем валу.

5) Определение допускаемых напряжений для расчёта зубьев на изгиб

5.1) Определение предела длительной выносливости по изгибным напряжениям σ_{Flim} и запаса прочности S_F

Для материалов, твёрдость которых по параметру НВ не превышает 350 используются зависимости (см. табл 2.2)

$\sigma_{Flim1} := 1.75 \cdot HB_{1ср} = 499.625$ МПа

$\sigma_{Flim2} := 1.75 \cdot HB_{2ср} = 434.875$ МПа

$S_F := 1.5$

5.2) Определение допускаемых напряжений изгиба, МПа

$\sigma_{F1доп} := \frac{\sigma_{Flim1}}{S_F} = 333.083$ $\sigma_{F2доп} := \frac{\sigma_{Flim2}}{S_F} = 289.917$

6) Расчёт на выносливость по напряжениям изгиба (проверочный расчёт)

6.1) Определение эквивалентных чисел зубьев шестерни и колеса

$Z_{v1} := \frac{Z_1}{\cos(\beta)^3} = 26.774$ $Z_{v2} := \frac{Z_2}{\cos(\beta)^3} = 135.93$

6.2) Определение коэффициентов формы зуба Y_F по эквивалентным числам зубьев (см. табл 2.5)

$Y_{F1} := 3.9$ $Y_{F2} := 3.62$

6.3) Определение коэффициента наклона зуба Y_β

$Y_\beta := 1 - \left(\frac{\beta'}{140}\right) = 0.943$

6.4) Определение окружной силы, действующей на зубья колеса, (Н)

$$F_t := \frac{T_2 \cdot (u + 1)}{a_w \cdot u} = 9.013 \times 10^3$$

6.5) Определение коэффициентов долговечности по изгибу для зубьев шестерни и колеса

Для базы изгибных напряжений $N_{F0} := 10^4$

$$K_{FL1} := \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_1}} = 0.353 \qquad K_{FL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_2}} = 0.461$$

6.4) Определение коэффициента нагрузки K_F при расчете на изгиб

коэффициент распределения нагрузки $K_{F\alpha} := 1.00$

коэффициент концентрации нагрузки $K_{F\beta} := 1.22$

коэффициент динамичности $K_{Fv} := 1.04$

коэффициент нагрузки $K_F := K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} = 1.269$

6.5) Определение фактических напряжений изгиба σ_F для шестерни и колеса, (МПа)

$$\sigma_{F1} := \frac{Y_{F1} \cdot Y_\beta}{b_1 \cdot m_n} \cdot F_t \cdot K_{FL1} \cdot K_F = 66.235 \qquad \sigma_{F2} := \frac{Y_{F2} \cdot Y_\beta}{b_2 \cdot m_n} \cdot F_t \cdot K_{FL2} \cdot K_F = 90.042$$

6.6) Прверка прочности по переменным изгибным напряжениям

$\sigma_{F1} = 66.235$ $\sigma_{F1доп} = 333.083$

$\sigma_{F2} = 90.042$ $\sigma_{F2доп} = 289.917$

Вывод: поскольку допускаемые изгибные напряжения превышают фактические напряжения, условие прочности выполняется.