

**А.А. ОСИПОВ, В.Ф. ПЕРШИН,
О.В. ДЁМИН**

МЕХАНИКА

Часть 2

Издательство ГОУ ВПО ТГТУ

Министерство образования и науки Российской Федерации
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Тамбовский государственный технический университет»

А.А. ОСИПОВ, В.Ф. ПЕРШИН, О.В. ДЁМИН

МЕХАНИКА

Часть 2

Утверждено Учёным советом университета
в качестве учебного пособия
для студентов специальностей 190702, 280202,
230104, 240401, 200503 всех форм обучения



УДК 531(075.8)
ББК К44я73
О741

Рецензенты:

Доктор технических наук, профессор ИГЭУ
заведующий кафедрой прикладной математики
В.Е. Мизонов

Доктор технических наук, профессор ГОУ ВПО ТГТУ
заведующий кафедрой ТММ и ДМ
В.М. Червяков

Осипов, А.А.

О741 **Механика : учебное пособие / А.А. Осипов, В.Ф. Першин,
О.В. Дёмин. – Тамбов : Изд-во ГОУ ВПО ТГТУ, 2010. – Ч. 2. –
88 с. – 100 экз. – ISBN 978-5-8265-0946-3.**

Изложены методы расчёта приводов, редукторов, передач (зубчатых, червячных). Даны примеры проектирования редукторов и задание на курсовое проектирование.

Предназначено для студентов специальностей 190702, 280202, 230104, 240401, 200503 всех форм обучения.

УДК 531(075.8)
ББК К44я73

ISBN 978-5-8265-0946-3

© Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Тамбовский государственный технический
университет» (ГОУ ВПО ТГТУ), 2010

Учебное издание

ОСИПОВ Алексей Александрович,
ПЕРШИН Владимир Фёдорович,
ДЁМИН Олег Владимирович

МЕХАНИКА

Часть 2

Учебное пособие

Редактор Л.В. Комбарова
Инженер по компьютерному макетированию И.В. Евсеева

Подписано в печать 19.10.2010
Формат 60×84/16. 5,12 усл. печ. л. Тираж 100 экз. Заказ № 493

Издательско-полиграфический центр ГОУ ВПО ТГТУ
392000, Тамбов, Советская, 106, к. 14

ВВЕДЕНИЕ

Цель учебного пособия – закрепление знаний студентов в результате выполнения практических расчётов по курсам «Механика» и «Детали приборов (машин) и основы конструирования».

Модернизация промышленности и сельского хозяйства невозможна без создания точных, энергосберегающих и надёжных приводов различных устройств. Представленное пособие позволяет получить практические навыки при проектировании или модернизации электромеханических приводов, используемых в подавляющем большинстве технологических процессов различных отраслей промышленности.

Одной из важных задач является поиск оптимального решения поставленной задачи проектирования или модернизации оборудования с учётом тех или иных критериев: прочности, жёсткости, износостойкости, теплостойкости и т.д.

В процессе проектирования того или иного механизма необходимо в зависимости от его назначения выбрать наиболее целесообразную схему и конструкцию; расчётом найти основные параметры, обеспечивающие выполнение механизмом заданных функций; подобрать материал; определить размеры; установить необходимую точность изготовления.

Изложение теоретических сведений и примеры решения конкретных практических задач, связанных с расчётами определённых механизмов помогают быстрее освоить подходы и методы проектирования электромеханических приводов, осуществлять выбор оптимальной конструкции, научиться пользоваться справочной литературой и другими нормативными документами.

В учебном пособии представлены основные типы механических передач, примеры их расчёта, задания для самостоятельной работы студентов, тесты для проверки усвоенных знаний и глоссарий с основными терминами и определениями.

1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ПРИВОДА

1.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТРЕБУЕМОЙ МОЩНОСТИ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И ЕГО ВЫБОР

В задании на курсовое проектирование «Расчёт электрического привода» в исходных данных приведена кинематическая схема устройства, мощность и угловая скорость на выходном валу, ряд геометрических требований к передачам. По исходным данным необходимо выбрать электродвигатель, для этого необходимо определить мощность электродвигателя и частоту вращения входного вала.

Мощность электродвигателя должна быть не ниже той, которая определяется по формуле

$$P_{\text{вх}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_{\text{общ}}}, \quad (1.1.1)$$

где $\eta_{\text{общ}}$ – коэффициент полезного действия (КПД) привода, равный произведению частных КПД передач, входящих в кинематическую схему:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_k. \quad (1.1.2)$$

Значение КПД передач отдельных типов приведены в табл. 1.1.1.

Определяем частоту вращения вала электродвигателя по следующей формуле

$$n_{\text{дв}} = n_{\text{вых}} i_{\text{общ}}, \quad (1.1.3)$$

где $n_{\text{вых}}$ – частота вращения на выходе $n_{\text{вых}} = \frac{30\omega_{\text{вых}}}{\pi}$; $i_{\text{общ}}$ – общее передаточное отношение всего механизма.

По найденным значениям мощности и частоте вращения по табл. 1.1.2. выбираем электродвигатель трёхфазного тока единой серии 4А.

При возрастании нагрузки частота вращения вала электродвигателя уменьшается вследствие скольжения s . Определяем асинхронную частоту вращения двигателя:

$$n_{\text{ас}} = \frac{n(100 - s)}{100}. \quad (1.1.4)$$

По найденному значению определяем общее передаточное число механизма:

$$i_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{ас}}}{n_{\text{вых}}}. \quad (1.1.5)$$

1.1.1. Значение КПД механических передач

Передача	КПД
Зубчатая в закрытом корпусе (редуктор): с цилиндрическими колёсами с коническими колёсами	0,97 ... 0,98
	0,95 ... 0,97
Зубчатая открытая	0,95 ... 0,96
Червячная в закрытом корпусе при числе витков червяка: $z_1 = 1$ $z_1 = 2$ $z_1 = 4$	0,7 ... 0,75
	0,8 ... 0,85
	0,85 ... 0,95
Цепная закрытая	0,95 ... 0,97
Цепная открытая	0,9 ... 0,95
Ремённая: с плоским ремнём с клиновыми ремнями	0,96 ... 0,98
	0,95 ... 0,97

Примечание. Потери на трение в опорах каждого вала учитывается множителем $\eta_0 = 0,99 \dots 0,995$.

1.1.2. Электродвигатели асинхронные 4А (ГОСТ 19523–81)

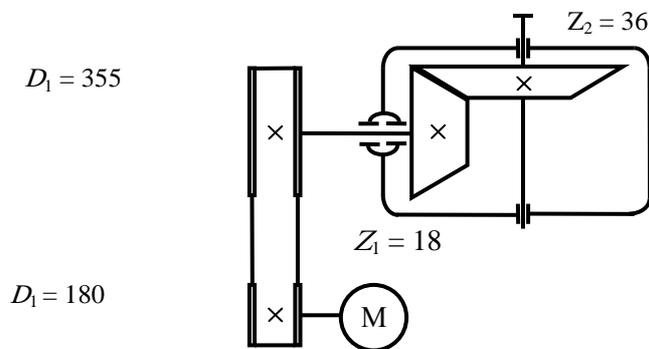
Мощность, кВт	Синхронная частота вращения, об/мин											
	3000			1500			1000			750		
	типоразмер	s, %	$\frac{T_{п}}{T_{н}}$	типоразмер	s, %	$\frac{T_{п}}{T_{н}}$	типоразмер	s, %	$\frac{T_{п}}{T_{н}}$	типоразмер	s, %	$\frac{T_{п}}{T_{н}}$
0,55	63B2	8,5		71A4	7,3		71B6	10		80B8	9	
0,75	71A2	5,9		71B4	7,5		80A6	8,4		90LA8	8,4	1,6
1,1	71B2	6,3		80A4	5,4		80B6	8,0		90LB8	7,0	
1,5	80A2	4,2		80B4	5,8		90L6	6,4		100L8	7,0	
2,2	80B2	4,3	2,0	90L4	5,1	2,0	100L6	5,1	2,0	112MA8	6,0	
3,0	90L2	4,3		100S4	4,4		112MA6	4,7		112M8	5,8	1,8
4,0	100S2	3,3		100L4	4,7		112MB6	5,1		132S8	4,1	
5,5	100L2	3,4		112M4	3,7		132S2	3,3		132M8	4,1	
7,5	112M2	2,5	1,6	132S4	3,0		132M6	3,2		160S8	2,5	1,4
11,0	132M2	2,3		132M4	2,8		160S6	2,7		160M8	2,5	
15,0	160S2	2,1		160S4	2,3		160M6	2,6		180M8	2,5	
18,5	160M2	2,1		160M4	2,2		180M6	2,7		200M8	2,3	
22,0	180S2	2,0	1,4	180S4	2,0	1,4	200M6	2,8	1,2	200L8	2,7	
30,0	180M2	1,9		180M4	1,9		200L6	2,1		225M8	1,8	1,2
37,0	200M2	1,9		200M4	1,7		225M6	1,8		250S8	1,5	
45,0	200L2	1,8		200LA	1,6		250S6	1,4		250M8	1,4	
55,0	225M2	1,8		225M4	1,4		250M6	1,3		280S8	2,2	
75,0	250S2	1,4		250S4	1,2		280S6	2,0		280M8	2,2	
90,0	250M2	1,4	1,2	250M4	1,3	1,2	280M6	2,0		315S8	2,0	1,0
110,0	280S2	2,0		280S4	2,3		315S6	2,0		315M8	2,0	

Примечание: s – скольжение; $\frac{T_{п}}{T_{н}}$ – значение отношения величин пускового и номинального вращающего моментов.

Отклонение передаточного числа от заданного не должно превышать $\pm 3\%$. В противном случае необходимо изменить передаточное число ремённой или цепной передачи.

Определяем частоты вращения и угловые скорости валов редуктора, а также крутящие моменты на валах.

Пример. Подобрать электродвигатель для данной кинематической схемы, если: мощность на выходе $P_{\text{вых}} = 4,0$ кВт; угловая скорость рабочего органа $\omega_{\text{вых}} = 70$ рад/с (рис. 1.1.1).



**Рис. 1.1.1. Кинематическая схема привода
Выбор электродвигателя и кинематический расчёт привода**

Мощность электродвигателя, подбираемого для проектируемого привода, должна быть не ниже той, которая определена по формуле

$$P_{\text{вх}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_{\text{общ}}},$$

где $\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \eta_2 \eta_0^2$.

По таблице 1.1.1 примем: КПД зубчатой передачи в закрытом корпусе с коническими колёсами $\eta_1 = 0,96$; КПД ремённой передачи $\eta_2 = 0,96$; коэффициент, учитывающий потери на трение в опорах трёх валов $\eta_0^2 = 0,99^2$.

КПД всего привода

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \eta_2 \eta_0^3 = 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,99^2 = 0,903.$$

Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{\text{вх}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{4,0}{0,903} = 4,43 \text{ кВт.}$$

Определим необходимую частоту вращения вала электродвигателя исходя из следующего соотношения:

$$n_{\text{дв}} = n_{\text{вх}} i_{\text{общ}}.$$

Общее передаточное отношение привода

$$i_{\text{общ}} = i_1 i_2,$$

$$\text{передаточное отношение ремённой передачи } i_1 = \frac{D_2}{D_1} = \frac{355}{180} = 1,972;$$

$$\text{передаточное отношение конической передачи } i_2 = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{36}{18} = 2,0;$$

$$i_{\text{общ}} = i_1 i_2 = 1,972 \cdot 2,0 = 3,944.$$

Определяем количество оборотов на двигателе:

$$n_{\text{дв}} = \frac{30 \omega_{\text{вх}}}{\pi} i_{\text{общ}} = \frac{30 \cdot 70}{\pi} \cdot 3,944 = 2637 \text{ об/мин.}$$

По таблице 1.1.2 по требуемой мощности выбираем электродвигатель асинхронный серии 4А, закрытый обдуваемый (ГОСТ 19523–81). Мощность 5,5 кВт; синхронная частота вращения 3000 об/мин; типоразмер 100L2; скольжение $s = 3,4\%$.

Асинхронная частота вращения двигателя

$$n_{\text{ас}} = \frac{n(100 - s)}{100} = \frac{3000(100 - 3,4)}{100} = 2898 \text{ об/мин.}$$

Определяем общее передаточное число механизма

$$i_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{ас}}}{n_{\text{вых}}} = \frac{n_{\text{ас}}}{\frac{30\omega_{\text{вх}}}{\pi}} = \frac{2898}{668} = 4,34.$$

Отклонение передаточного числа от заданного больше чем $\pm 3\%$.
Изменим передаточное отношение ремённой передачи

$$i_1 = \frac{i_{\text{общ}}}{i_2} = \frac{4,34}{2} = 2,17.$$

Уменьшим диаметр ведущего колеса. В соответствии с диаметрами шкивов из стандартного ряда по ГОСТ 17383–73 примем $D_1 = 160$ мм.

Тогда общее передаточное отношение привода

$$i_{\text{общ}} = i_1 i_2 = \frac{355}{160} \cdot \frac{36}{18} = 4,44.$$

Отклонение передаточного числа от заданного

$$\varepsilon = \frac{4,34 - 4,44}{4,34} \cdot 100\% = -2,3\%,$$

что удовлетворяет требованиям на проектирование (менее $\pm 3\%$).

Угловые скорости валов привода:

$$\omega_1 = \omega_{\text{вх}} = \frac{\pi n_{\text{ас}}}{30} = \frac{\pi \cdot 2898}{30} = 303,5 \text{ рад/с},$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i_1} = \frac{303,5}{2,22} = 136,7 \text{ рад/с},$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{i_2} = \frac{136,7}{2} = 68,4 \text{ рад/с}.$$

Вращающие моменты на валах:

$$T_1 = \frac{P_{\text{вх}}}{\omega_1} = \frac{5500}{303,5} = 18,1 \text{ Н·м},$$

$$T_2 = \frac{P_{\text{вх}} \eta_1 \eta_0}{\omega_2} = \frac{5500 \cdot 0,96 \cdot 0,99^2}{136,7} = 38,2 \text{ Н·м},$$

$$T_3 = \frac{P_{\text{вх}} \eta_1 \eta_2 \eta_0^2}{\omega_3} = \frac{5500 \cdot 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,99^2}{68,4} = 72,6 \text{ Н·м}.$$

2. СВЕДЕНИЯ О РЕДУКТОРАХ

2.1. РАСЧЁТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Различают два вида зубчатых передач – закрытые и открытые. Эти передачи обычно разрабатывают в курсовых проектах учащиеся.

Закрытые, заключённые в отдельный корпус (например, редукторного типа) или встроенные в машину. *Проектировочный* расчёт выполняют на выносливость по контактным напряжениям во избежание усталостного выкрашивания рабочих поверхностей зубьев. Определив на основе этого расчёта размеры колёс и параметры зацепления, выполняют затем *проверочный* расчёт на выносливость зубьев по напряжениям изгиба для предотвращения усталостного разрушения зубьев; обычно напряжения изгиба в зубьях, рассчитанных на контактную прочность, оказываются ниже допускаемых. Однако при выборе слишком большого суммарного числа зубьев колёс (более 200) или применении термохимической обработки поверхностей зубьев до высокой твёрдости (HRC > 45) может возникнуть опасность излома зубьев. Для предотвращения этого размеры зубьев следует определять из расчёта их на выносливость по напряжениям изгиба.

Открытые зубчатые передачи рассчитывают на выносливость по напряжениям изгиба с учётом износа зубьев в процессе эксплуатации. В этом случае нет необходимости проверять выносливость поверхностей зубьев по контактным

напряжениям, так как абразивный износ поверхностей зубьев предотвращает выкрашивание их от переменных контактных напряжений.

Зубчатые передачи, работающие с большими кратковременными (пиковыми) перегрузками, необходимо проверять на отсутствие опасности хрупкого разрушения или пластических деформаций рабочих поверхностей зубьев от контактных напряжений, а также на отсутствие хрупкого излома или пластических деформаций при изгибе. Это относится равно как к закрытым, так и открытым передачам.

Кратковременное действие пиковых нагрузок не оказывает влияния на поверхностную и общую усталостную прочность зубьев. Поэтому определение напряжений, вызываемых такими нагрузками, следует рассматривать как проверку зубьев на поверхностную и общую статическую прочность. Расчётные формулы имеют тот же вид, что и формулы для расчётов на усталостную прочность, но значения допускаемых напряжений, принимаемых в этих расчётах, различны.

Расчёт закрытых зубчатых передач на выносливость рабочих поверхностей зубьев по контактным напряжениям основан на формуле Герца. Эта формула служит для определения максимального нормального напряжения в точках средней линии контактной полоски в зоне соприкосновения двух круговых цилиндров с параллельными образующими (рис. 2.1.1).

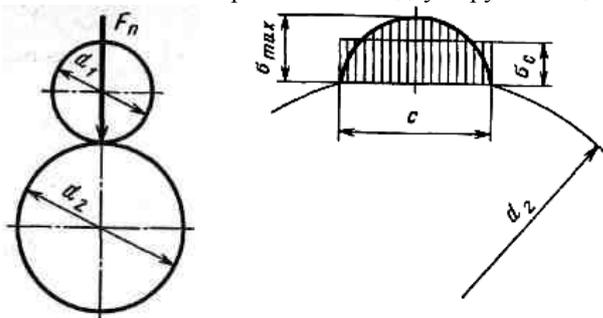


Рис. 2.1.1. Контактные напряжения в зоне соприкосновения цилиндров вдоль образующей

При выводе формулы были приняты допущения: материал цилиндров идеально упругий, в точках контакта он находится в условиях объёмного напряжённого состояния – трёхосного сжатия; наибольшее (по модулю) напряжение сжатия – главное напряжение σ_3 – принято обозначать σ_{\max} ; при эллиптическом законе распределения давления по ширине площадки контакта

$$\sigma_{\max} = \frac{4q}{\pi c}, \quad (2.1.1)$$

где q – нагрузка на единицу длины контактной линии; c – ширина контактной площадки, определяемая из выражения

$$c = 3,04 \sqrt{\frac{q \rho_{\text{пр}} (1 - \nu^2)}{E}}.$$

Подставив это значение в формулу (2.1.1), получим

$$\sigma_{\max} = 0,418 \sqrt{\frac{qE}{\rho_{\text{пр}} (1 - \nu^2)}}. \quad (2.1.2)$$

Здесь $\frac{1}{\rho_{\text{пр}}}$ приведённая кривизна цилиндров, $\frac{1}{\rho_{\text{пр}}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}$, где ρ_1 и ρ_2 – радиусы цилиндров; отсюда $\rho_{\text{пр}} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$; ν – коэффициент Пуассона, принятый равным 0,3; E – модуль упругости материала цилиндров; если цилиндры изготовлены из разных материалов, то определяют приведённый модуль упругости

$$E = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}. \quad (2.1.3)$$

2.2. РАСЧЁТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС НА КОНТАКТНУЮ ВЫНОСЛИВОСТЬ

Для расчёта передач с цилиндрическими зубчатыми колёсами (рис. 2.2.1) на выносливость рабочих поверхностей зубьев пользуются формулой (2.1.2); максимальное нормальное напряжение σ_{\max} принято обозначать σ_H ; индекс H (лат.) соответствует первой букве фамилии знаменитого физика Hertz'a; нагрузка на единицу длины контактной линии зубьев

$$q = \frac{F_n K_H}{b k_\epsilon}, \quad (2.2.1)$$

где $F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_\omega \cos \beta}$ – нормальная сила в зацеплении; $F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2}$ – окружная сила; α_ω – угол зацепления; по ГОСТ 13755–81 он принят равным 20° ; β – угол наклона зуба по отношению к образующей делительного цилиндра; K_H – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку и неравномерность распределения нагрузки между зубьями и по ширине венца; b – ширина венца; k_ϵ – коэффициент степени перекрытия.

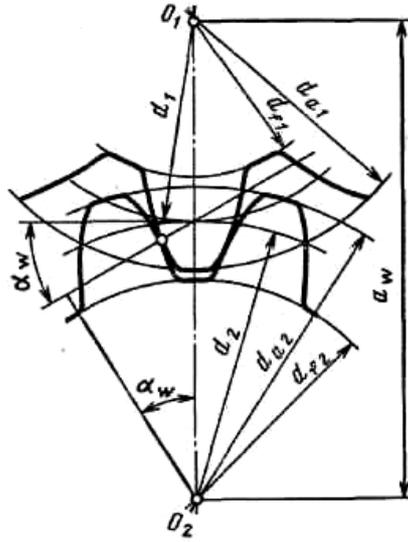


Рис. 2.2.1. Геометрия зубчатого эвольвентного зацепления

Приведённый радиус цилиндров $\rho_{пр}$ следует заменить величиной приведённого радиуса эвольвентных профилей зубьев в полюсе зацепления, так как

$$\rho_1 = \frac{d_1 \sin \alpha}{2 \cos \beta}, \quad \rho_2 = \frac{d_2 \sin \alpha}{2 \cos \beta}, \quad \frac{d_1}{d_2} = i,$$

то

$$\rho_{пр} = \frac{d_2 \sin \alpha}{2 \cos \beta (i + 1)}.$$

Подстановка приведённых значений величин в формулу (2.1.2) даёт возможность выразить зависимость σ_H от параметров зубчатой передачи в виде

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E}{\pi(1-\nu^2)} \frac{2 \cos \beta}{\sin 2\alpha} \frac{1}{k_\epsilon} \frac{2T_2 K_H (i+1)}{d_2^2 b}}. \quad (2.2.2)$$

Дальнейшие расчёты даны в соответствии с рекомендациями ГОСТ 21354–75. Допущенные в отдельных случаях незначительные отступления, практически не влияющие на величину конечного результата, имеют целью некоторое упрощение расчёта.

Для практических расчётов по ГОСТ 21354–75 введены следующие условные обозначения:

$$Z_M = \sqrt{\frac{E}{\pi(1-\nu^2)}} \quad \text{– коэффициент, учитывающий механические свойства материала сопряжённых зубчатых колёс; его}$$

размерность соответствует размерности \sqrt{E} ;

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin 2\alpha_\omega}} \quad \text{– безразмерный коэффициент, учитывающий форму сопряжённых поверхностей зубьев в полюсе зацепления;}$$

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{k_\epsilon}} \quad \text{– безразмерный коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий; для прямозубых колёс}$$

$k_\epsilon = \frac{3}{4 - \epsilon_\alpha}$; косоозубых и шевронных $k_\epsilon = \epsilon_\alpha$, где ϵ_α – степень перекрытия.

С этими обозначениями формула (2.2.2) примет вид:

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{2T_2 K_H (i+1)}{d_2^2 b}}. \quad (2.2.3)$$

Все величины, входящие в эту формулу, должны быть выражены в соответствующих единицах. В ГОСТ 21354–75 допущено отклонение от этого правила: момент выражен в Н·м, а d и b в мм, напряжение и модуль упругости в МПа (численно соответствует Н/мм²).

В дальнейшем, следуя правилу теории размерностей, будем выражать момент в Н·мм, d и b в мм, σ_H и E в МПа (что численно соответствует Н/мм²).

Для стали принимают: $E = 2,15 \cdot 10^5$ МПа; коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$. При этих значениях коэффициент

$$Z_M = \sqrt{\frac{E}{\pi(1-\nu^2)}} = \sqrt{\frac{2,15 \cdot 10^5}{3,14(1-0,3^2)}} = 275 \text{ (Н}^{0,5}\text{/мм)}.$$

Численные значения коэффициента Z_H :

для прямозубых колёс при $\alpha = 20^\circ$, $\beta = 0$, $Z_H = 1,76$;

для косозубых колёс при $\alpha = 20^\circ$, $\beta = 8 \dots 15$, $Z_H = 1,74 \dots 1,71$;

для шевронных колёс $Z_H = 1,57$.

Средние значения коэффициента Z_ϵ :

для прямозубых передач при $\alpha = 20^\circ$, $Z_\epsilon = 0,9$;

для косозубых передач $Z_\epsilon = 0,8$.

После подстановки указанных значений коэффициентов в формулу (2.2.3) и замены в ней d_2 через межосевое расстояние

$$d_2 = \frac{2a_\omega i}{i+1}$$

получим формулы для *проверочного* расчёта: прямозубых передач

$$\sigma_H = \frac{310}{a_\omega} \sqrt{\frac{2T_2 K_H (i+1)}{b i^2}} \leq [\sigma_H]; \quad (2.2.4)$$

косозубых передач

$$\sigma_H = \frac{270}{a_\omega} \sqrt{\frac{2T_2 K_H (i+1)}{b i^2}} \leq [\sigma_H]. \quad (2.2.5)$$

Выражая в этих формулах величину b через a_ω с помощью коэффициента ширины зубчатого венца $\psi_{ba} = \frac{b}{a_\omega}$, получим формулу для проектировочного расчёта a_w , мм

$$a_w = K_a (i+1) \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 i^2 \psi_{ba}}}. \quad (2.2.6)$$

Для прямозубых передач $K_a = 49,5$; для косозубых и шевронных передач $K_a = 43,0$.

Коэффициент $K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}$ где $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями; для прямозубых колёс принимают $K_{H\alpha} = 1,0$; для косозубых колёс в зависимости от окружной скорости v при $v = 10 \dots 20$ м/с и 7-й степени точности $K_{H\alpha} = 1,0 \dots 1,1$, при $v < 10$ м/с и 8-й степени точности $K_{H\alpha} = 1,05 \dots 1,15$; $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца. При проектировании закрытых зубчатых передач редукторного типа принимают значения $K_{H\beta}$ по табл. 2.2.1.

Динамический коэффициент K_{Hv} определяют в зависимости от окружной скорости v колёс и степени точности их изготовления.

Для прямозубых колёс при v до 5 м/с следует назначать 8-ю степень точности по ГОСТ 1643–81; при этом $K_{Hv} = 1,05 \dots 1,10$.

2.2.1. Ориентировочные значения коэффициента $K_{H\beta}$ для зубчатых передач редукторов, работающих при переменной нагрузке

Расположение зубчатых колёс относительно опор	Твёрдость НВ поверхностей зубьев	
	< 350	> 350
Симметричное	1,00 ... 1,15	1,05 ... 1,25
Несимметричное	1,10 ... 1,25	1,15 ... 1,35
Консольное	1,20 ... 1,35	1,25 ... 1,45

Примечание. Меньшие значения принимают для передач с отношением $\psi_{bd} = b/d_1 = 0,4$; при увеличении ψ_{bd} до 0,6 для консольно расположенных колёс и ψ_{bd} до 0,8 при несимметричном расположении их следует принимать большие из указанных в таблице значений $K_{H\beta}$. При постоянной нагрузке $K_{H\beta} = 1,0$. Определение ψ_{bd} – см. формулу (2.2.7).

Для косозубых колёс при v до 10 м/с назначают также 8-ю степень точности и принимают $K_{Hv} = 1,0 \dots 1,05$. При v свыше 10 до 20 м/с и 7-й степени точности $K_{Hv} = 1,05 \dots 1,1$. Меньшие из указанных значений относятся к колёсам с твёрдостью поверхностей зубьев НВ < 350, большие – при твёрдости НВ > 350.

Коэффициенты $K_{H\alpha}$ и K_{Hv} могут быть определены только тогда, когда известны размеры передачи (надо знать скорость v). Поэтому при проектировочных расчётах по формуле (2.2.6) предварительно используют один коэффициент $K_{H\beta}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца (см. табл. 2.2.1).

При проектировании редукторов обычно задаются величиной $\psi_{ba} = b/a$; для прямозубых передач принимают $\psi_{ba} = 0,125 \dots 0,25$; для косозубых $\psi_{ba} = 0,25 \dots 0,40$; для шевронных $\psi_{ba} = 0,5 \dots 1,0$. Чтобы вычислить ψ_{bd} по выбранному значению ψ_{ba} , следует воспользоваться равенством $d_1 = \frac{2a}{i+1}$; тогда

$$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1} = \frac{b(i+1)}{2a} = 0,5\psi_{ba}(i+1). \quad (2.2.7)$$

Допускаемое контактное напряжение определяют при проектировочном расчёте по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim b} K_{HL}}{[S_H]}. \quad (2.2.8)$$

Здесь $\sigma_{H\lim b}$ – предел контактной выносливости при базовом числе циклов (значения $\sigma_{H\lim b}$ указаны в табл. 2.2.2); K_{HL} – коэффициент долговечности; если число циклов нагружения каждого зуба колеса больше базового, то принимают $K_{HL} = 1$.

В других условиях, когда эквивалентное число циклов перемены напряжений N_{HE} меньше базового N_{HO} , то

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}.$$

Если при расчёте колёс из нормализованной или улучшенной стали K_{HL} получается больше 2,6, то принимают $K_{HL} = 2,6$; для колёс из закалённой стали $K_{HL} \leq 1,8$; $[S_H]$ – коэффициент безопасности; для колёс из нормализованной и улучшенной стали, а также при объёмной закалке принимают $[S_H] = 1,1 \dots 1,2$; при поверхностном упрочнении зубьев $[S_H] = 1,2 \dots 1,3$.

Данные для выбора материалов шестерни и колеса приведены в табл. 2.2.3. Рекомендуется назначать для шестерни и колеса сталь одной и той же марки, но обеспечивать соответствующей термической обработкой твёрдость поверхности зубьев шестерни на 20 – 30 единиц Бринелля выше, чем колеса.

2.2.2. Предел контактной выносливости при базовом числе циклов

Способ термохимической обработки зубьев	Средняя твёрдость поверхности зубьев	Сталь	$\sigma_{H\lim b}$, МПа
Нормализация или улучшение	HB < 350	Углеродистая и легированная	2HB + 70
Объёмная закалка	HRC 38 ... 50		18HRC + 150
Поверхностная закалка	HRC 40 ... 50		17HRC + 200
Цементация и нитроцементация	HRC > 56	Легированная	23HRC
Азотирование	HV 550 ... 750		1050

Примечание. Базовое число циклов N_{HO} определяют в зависимости от твёрдости стали, при твёрдости HB < 200 принимают $N_{HO} = 10^7$, при твёрдости HB 200 ... 500 значение N_{HO} возрастает по линейному закону от 10^7 до $6 \cdot 10^7$.

2.2.3. Механические свойства сталей, применяемых для изготовления зубчатых колёс

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Предел прочности σ_B , МПа	Твёрдость HB (средняя)	Термообработка
45	100 ... 500	570	190	Нормализация
45	До 90	780	230	Улучшение
	90 ... 120	730	210	
	Св. 120	690	200	
30ХГС	До 140	1020	260	
	Св. 140	930	250	
40Х	До 120	930	270	
	120 ... 160	880	260	
	Св. 160	830	245	
40ХН	До 150	930	280	
	150 ... 180	880	265	
	Св. 180	835	250	
40Л	–	520	160	Нормализация
45Л		540	180	
35ГЛ	–	590	190	Улучшение
35ХГСЛ		790	220	

Продолжение табл. 2.2.3

Марка стали	Твёрдость HRC	Термообработка
30ХГС, 35ХМ, 40Х, 40ХН	45 ... 55	Закалка
12ХНЗА, 18Х2Н4МА, 20ХМ	50 ... 63	Цементация, закалка
20ХГМ, 25ХГТ, 30ХГТ, 35Х	56 ... 63	Нитроцементация
30Х2МЮА, 38Х2Ю, 40Х	56 ... 63	Азотирование
40Х, 40ХН, 35ХМ	45 ... 63	Поверхностная закалка с нагревом ТВЧ

Для непрямозубчатых колёс расчётное допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]), \quad (2.2.9)$$

где $[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{H2}]$ – допускаемые контактные напряжения соответственно для шестерни и колеса; после определения этих величин следует проверить выполнение условия

$$[\sigma_H] \leq 1,23[\sigma_{H\min}],$$

где $[\sigma_{H\min}]$ как правило, равно $[\sigma_{H2}]$.

Последовательность проектировочного расчёта

1. Определяют величины, входящие в правую часть формулы (2.2.6), соответственно для прямозубых или косозубых передач; при этом передаваемый момент T_2 входит в число заданных (исходных) величин; коэффициент $K_{H\beta}$ и допустимое напряжение $[\sigma_H]$ находят по приведённым выше данным; передаточное число i равно отношению чисел зубьев колеса и шестерни; так как z_1 и z_2 в начале расчёта ещё не установлены, то принимают

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2},$$

где угловые скорости ω_1 , ω_2 или частоты вращения n_1 , n_2 обусловлены заданием. Если поставлено условие придерживаться стандартных значений i , то следует округлить вычисленное значение i до величины по ГОСТ 2185–66:

1-й ряд: 1; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0;

2-й ряд: 1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0; 11,2.

Первый ряд следует предпочитать второму.

Стандартные значения передаточного числа следует рассматривать как номинальные. В дальнейшем при установлении значений z_1 и z_2 уточняют фактическую величину i .

Коэффициенты ширины венца ψ_{ba} рекомендуется выбирать из ряда по ГОСТ 2185–66: 0,10; 0,125; 0,16; 0,25; 0,315; 0,40; 0,50; 0,63; 0,80; 1,00; 1,25.

Для прямозубых колёс рекомендуется ограничивать $\psi_{ba} \leq 0,25$; для косозубых предпочтительно принимать $\psi_{ba} = 0,25 \dots 0,63$, проверяя (при $\psi_{ba} < 0,4$) выполнение условия

$$\psi_{ba} \geq \frac{2,5m_n}{a_w \sin \beta}.$$

2. Определяют межосевое расстояние a_w по формуле (2.2.6) и округляют его до ближайшего значения по ГОСТ 2185–66 (в мм):

1-й ряд: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500;

2-й ряд: 71, 90, 112, 140, 180, 224, 280, 355, 450, 560, 710, 900, 1120, 1400, 1800, 2240.

Первый ряд следует предпочитать второму.

3. Выбирают модуль в интервале $(0,01 \dots 0,02)a_w$ и выравнивают его по ГОСТ 9563–60 (в мм):

1-й ряд: 1; 1,25; 2; 2,5; 3; 4; 6; 8; 10; 12; 16; 20.

2-й ряд: 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22.

Первый ряд следует предпочитать второму.

Для косозубых колёс стандартным модулем считают нормальный m_n . Для шевронных колёс стандартным модулем может быть как нормальный модуль m_n так и окружной m_t .

4. Определяют суммарное число зубьев $z_\Sigma = z_1 + z_2$.

Для колёс со стандартным *окружным* модулем (прямозубых и шевронных)

$$z_\Sigma = \frac{a_w}{m_t}. \quad (2.2.10)$$

Для косозубых и шевронных со стандартным *нормальным* модулем

$$z_\Sigma = \frac{2a_w \cos \beta}{m_n}. \quad (2.2.11)$$

Угол наклона линии зуба β принимают для косозубых колёс в интервале $\beta = 8 \dots 15^\circ$, для шевронных $\beta = 25 \dots 40^\circ$ (до 45°).

5. Определяют числа зубьев шестерни и колеса:

$$\begin{cases} z_1 = \frac{z_\Sigma}{i+1}; \\ z_2 = z_\Sigma - z_1. \end{cases} \quad (2.2.12)$$

По округлённым значениям z_1 и z_2 уточняют передаточное число

$$i = \frac{z_2}{z_1}.$$

Расхождение с принятым ранее номинальным передаточным отношением не должно превышать 2,5% при $i \leq 4$ и 4% при $i > 4$.

После всех указанных округлений необходимо проверить межосевое расстояние: для прямозубых и шевронных колёс со стандартным окружным модулем

$$a_w = 0,5(z_1 + z_2)m_t; \quad (2.2.13)$$

обычно такая проверка подтверждает отсутствие расхождения; для косозубых и шевронных колёс с нормальным стандартным модулем

$$a_w = 0,5(z_1 + z_2) \frac{m_n}{\cos \beta}. \quad (2.2.14)$$

При проверке может обнаружиться несоответствие полученного результата с ранее принятым значением a_w по стандарту. В этом случае надо устранить расхождение изменением угла β :

$$\cos \beta = 0,5(z_1 + z_2) \frac{m_n}{a_w}. \quad (2.2.15)$$

Вычисление надо выполнять с точностью до пяти значащих цифр. Затем рекомендуется проверить расчёты, определив

$$d_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} z_1; \quad d_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} z_2 \quad (2.2.16)$$

с точностью до сотых долей миллиметра, и убедиться, что принятое ранее

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2).$$

6. Возможен иной вариант расчёта: задаются числом зубьев шестерни; оно должно быть не меньше z_{\min} по условию отсутствия подрезания;

для прямозубых колёс

$$z_{\min} = 17;$$

для косозубых и шевронных

$$z_{\min} = 17 \cos^3 \beta.$$

Затем определяют

$$m_t = \frac{2a_w}{z_1 + z_2} \quad \text{или} \quad m_n = \frac{2a_w \cos \beta}{z_1 + z_2}, \quad (2.2.17)$$

округляют полученные значения и далее ведут расчёт так же, как описано выше.

После установления окончательных размеров шестерни и колеса необходимо проверить величину расчётных контактных напряжений [см. формулу (2.2.3), а также формулы (2.2.4) и (2.2.5)], так как после округлений и уточнений размеров передачи коэффициенты Z_M , Z_H , Z_ϵ и K_H могут быть выражены точнее, чем это было принято в предварительном проектировочном расчёте.

Коэффициент Z_M для стальных колёс был определён выше $Z_M = 275$ ($\text{H}^{0,5}/\text{мм}$). Подстановка этого значения Z_M в формулу (2.2.3) и значения $d_2 = 2a_w i / (i+1)$ приводит её к виду

$$\sigma_H = 195 \frac{Z_H Z_\epsilon}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 K_H (i+1)^3}{b i^2}}. \quad (2.2.18)$$

Значения величин, входящих в эту формулу, и единицы их измерения были указаны в пояснениях к формуле (2.2.3). Но так как в предварительных расчётах коэффициенты Z_ϵ и K_H определялись ориентировочно, то в проверочных расчётах их необходимо уточнить:

для прямозубых передач

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}};$$

для косозубых передач

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_{\alpha}}},$$

где торцовый коэффициент перекрытия

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta.$$

Для уточнения величины коэффициента $K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{H\nu}$ служат табл. 2.2.4, 2.2.5 и 2.2.6.

2.2.4. Значение коэффициента $K_{H\alpha}$ для косозубых и шевронных передач

Степень точности	Окружная скорость v , м/с				
	до 1	5	10	15	20
6	1	1,02	1,03	1,04	1,05
7	1,02	1,05	1,07	1,10	1,12
8	1,06	1,09	1,13	–	–
9	1,1	4,16	–	–	–

Примечание. Для прямозубых колёс $K_{H\alpha} = 1$.

2.2.5. Значение коэффициента $K_{H\beta}$

$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1}$	Твёрдость поверхности зубьев					
	HB ≤ 350			HB > 350		
	I	II	III	I	II	III
0,4	1,15	1,04	1,0	1,33	1,08	1,02
0,6	1,24	1,06	1,02	1,50	1,14	1,04
0,8	1,30	1,08	1,03	–	1,21	1,06
1,0	–	1,11	1,04	–	1,29	1,09
1,2	–	1,15	1,05	–	1,36	1,12
1,4	–	1,18	1,07	–	–	1,16
1,6	–	1,22	1,09	–	–	1,21
1,8	–	1,25	1,11	–	–	–
2,0	–	1,30	1,14	–	–	–

Примечание. Данные, приведённые в столбце I, относятся к передачам с консольным расположением зубчатого колеса, II – к передачам с несимметричным расположением колёс по отношению к опорам; III – к передачам с симметричным расположением.

2.2.6. Значение коэффициента $K_{H\nu}$

Передача	Твёрдость HB поверхности зубьев	Окружная скорость v , м/с			
		до 5	10	15	20
		Степень точности			
		8		7	
Прямозубая	≤ 350	1,05	–	–	–
	> 350	1,10	–	–	–
Косозубая и шевронная	≤ 350	1,0	1,01	1,02	1,05
	> 350	1,0	1,05	1,07	1,10

При проверочном расчёте по контактным напряжениям можно внести уточнения, введя в формулу (2.2.8) ряд дополнительных множителей:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim} b K_{HL} Z_R Z_V K_L K_{xH}}{[S_H]}. \quad (2.2.19)$$

Здесь σ_{Hlimb} и K_{HL} имеют те же значения, что и в формуле (2.2.8); те же значения имеет коэффициент безопасности $[S]$.

Коэффициент Z_R учитывает влияние шероховатости сопряжённых поверхностей: $Z_R=1,0$ при $R_a=0,63 \dots 1,25$ мкм (боковые поверхности зубьев зубчатых колёс 7-й и 6-й степени точности); $Z_R=0,95$ при $R_a=1,25 \dots 2,5$ мкм (боковые поверхности зубьев зубчатых колёс 7-й степени точности); $Z_R=0,9$ при $R_a=10 \dots 20$ мкм (боковые поверхности зубьев зубчатых колёс 8-й и 9-й степени точности).

Коэффициент Z_v , учитывающий влияние окружной скорости, определяют в точных расчётах по графикам и эмпирическим зависимостям, приведённым в ГОСТ 21354-75; при курсовом проектировании можно принимать достаточно точные средние значения:

Твёрдость HB поверхности зубьев	Коэффициент Z_v при v , м/с			
	5	10	15	20
≤ 350	1,0	1,04	1,07	1,10
> 350	1,0	1,02	1,03	1,05

Коэффициент K_L , учитывающий влияние смазочного материала для закрытых передач, принимают равным единице.

Коэффициент K_{xH} , учитывающий влияние размеров колеса, принимают равным единице для колёс диаметром $d_2 \leq 700$ мм; при большем диаметре

$$K_{xL} = \sqrt{1,07 - d_2 \cdot 10^{-4}}.$$

Для закрытых передач, работающих со скоростями до 5 ... 10 м/с и имеющих $d_2 \leq 700$ мм, произведение коэффициентов $Z_R Z_v K_L K_{xH}$ оказывается близким к единице. Поэтому в этих случаях можно и при проверочном расчёте принимать значение $[\sigma_H]$, полученное по формуле (2.2.6).

Передачи, работающие с кратковременными перегрузками (пиковыми нагрузками), следует проверять на отсутствие пластических деформаций или хрупкого разрушения рабочих поверхностей зубьев; максимальное напряжение, возникающее при пиковой нагрузке, определяют по формуле

$$\sigma_{\max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{2\max}}{T_2}}, \quad (2.2.20)$$

оно не должно превышать предельного допускаемого напряжения $[\sigma_{Hпр}]$ принимаемого для стальных колёс при твёрдости $HB \leq 350$ равным $3,1\sigma_T$ и при $HB > 350$ равным $41,3HRC$; в формуле (2.2.20) σ_H – расчётное напряжение в поверхностном слое зубьев, определяемое по формуле (2.2.18); $T_{2\max}$ и T_2 – максимальный (пиковый) и номинальный моменты на валу колеса.

2.3. РАСЧЁТ ЗУБЬЕВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЁС НА ВЫНОСЛИВОСТЬ ПРИ ИЗГИБЕ

В расчётах цилиндрических прямозубых колёс зуб рассматривают как балку, жёстко защемлённую одним концом. Силу считают приложенной к вершине зуба по нормали к его поверхности; силу трения не учитывают. Расчётная схема нагружения зуба представлена на рис. 2.3.1.

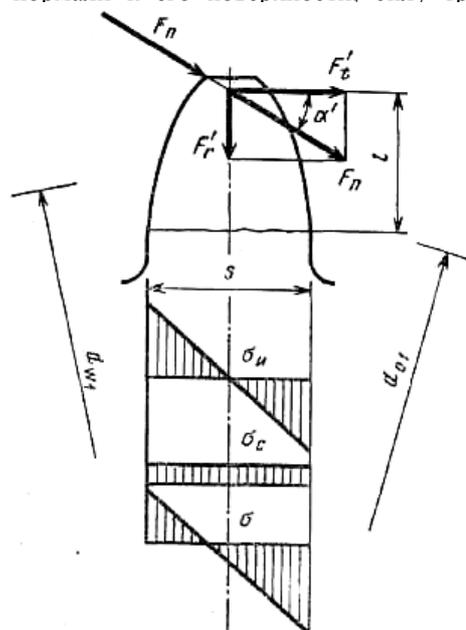


Рис. 2.3.1. Расчётная схема нагружения зуба прямозубого цилиндрического колеса

Формула для проверочного расчёта зубьев на выносливость по напряжениям изгиба имеет вид (см. ГОСТ 21354–75):

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F}{bm} \leq [\sigma_F]. \quad (2.3.1)$$

Чтобы вывести формулу для проектировочного расчёта на изгиб (такие случаи встречаются в курсовых проектах редко), вводят коэффициент $\psi_{bm} = b/m$, заменяют $F_t = 2T/(mz)$, $b = \psi_{bm}m$ и получают на основании формулы (2.3.1)

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T_1 K_F Y_F}{[\sigma_F] \psi_{bm} z_1}}. \quad (2.3.2)$$

Здесь моменты T (в Н·мм) и числа зубьев z могут быть взяты по шестерне или по колесу, так как соответственно

$$\frac{T_1}{z_1} = \frac{T_2}{z_2}.$$

Расчёт следует вести для зубьев того из колёс, для которого отношение $[\sigma_F]/Y_F$ меньше; Y_F – коэффициент, учитывающий форму зуба. При одинаковых материалах и их механических характеристиках Y_F больше для шестерни, поэтому в этих случаях именно для зубьев шестерни и ведут расчёт. Значения коэффициента Y_F даны в ГОСТ 21354–75 в виде графиков с учётом коэффициента смещения. Для зубчатых колёс, выполненных без смещения, Y_F имеет следующие значения:

z	17	20	25	30	40	50	60	70	80	100 и более
Y_F	4,28	4,09	3,90	3,80	3,70	3,66	3,62	3,61	3,61	3,60

Коэффициент нагрузки K_F представляет собой произведение двух коэффициентов: $K_{F\beta}$, учитывающего неравномерность распределения нагрузки по длине зуба (коэффициент концентрации нагрузки), и K_{Fv} , учитывающего динамическое действие нагрузки (коэффициент динамичности).

Значения коэффициента $K_{F\beta}$ приведены в табл. 2.3.1, составленной на основании графиков ГОСТ 21354–75 с некоторыми упрощениями.

Значения коэффициента динамичности K_{Fv} приведены в табл. 2.3.2.

2.3.1. Значение коэффициента $K_{F\beta}$

$\psi_{bd} = \frac{b}{d_{w1}}$	Твёрдость рабочих поверхностей зубьев							
	I	II	III	IV	I	II	III	IV
0,2	1,00	1,04	1,18	1,10	1,03	1,05	1,35	1,20
0,4	1,03	1,07	1,37	1,21	1,07	1,10	1,70	1,45
0,6	1,05	1,12	1,62	1,40	1,09	1,18	–	1,72
0,8	1,08	1,17	–	1,59	1,13	1,28	–	–
1,0	1,10	1,23	–	–	1,20	1,40	–	–
1,2	1,13	1,30	–	–	1,30	1,53	–	–
1,4	1,19	1,38	–	–	1,40	–	–	–
1,6	1,25	1,45	–	–	–	–	–	–
1,8	1,32	1,53	–	–	–	–	–	–

Примечание. Данные в столбце I относятся к симметричному расположению зубчатых колёс относительно опор; II – к несимметричному; III – к консольному при установке валов на шариковых подшипниках; IV – то же, но при установке валов на роликовых подшипниках.

2.3.2. Ориентировочные значения коэффициента K_{Fv}

Степень точности	Твёрдость НВ поверхности зубьев	Окружная скорость v , м/с		
		3	3 ... 8	8 ... 12,5
6	≤ 350	1/1	1,2/1	1,3/1,1
	> 350	1/1	1,15/1	1,25/1
7	≤ 350	1,15/1	1,35/1	1,45/1,2
	> 350	1,15/1	1,15/1	1,35/1,1
8	≤ 350	1,25/1,1	1,45/1,3	-/1,4
	> 350	1,2/1,1	1,35/1,2	-/1,3

Примечание. В числителе указаны значения K_{Fv} для прямозубых передач, в знаменателе – для косозубых.

В большинстве случаев напряжения изгиба зубьев изменяются во времени по прерывистому отнулевому циклу, поэтому допускаемые напряжения определяются в зависимости от $\sigma_{F\lim b}^0$ – предел выносливости (при отнулевом цикле), соответствующего базовому числу циклов.

Методику выбора допускаемых напряжений, изложенную в ГОСТ 21354–75, для учебных целей можно существенно упростить и определять допускаемое напряжение по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim b}^0}{[S_F]}. \quad (2.3.3)$$

Коэффициент безопасности $[S_F]$ определяют как произведение двух коэффициентов: $[S_F] = [S_F]' [S_F]''$.

Первый коэффициент $[S_F]'$ учитывает нестабильность свойств материала зубчатых колёс; его значения приведены в табл. 2.3.3 при вероятности неразрушения 99%. Таким образом, в этом коэффициенте отражена и степень ответственности зубчатой передачи; при вероятности неразрушения большей, чем 99%, значения $[S_F]'$ существенно возрастают.

Второй множитель $[S_F]''$ учитывает способ получения заготовки зубчатого колеса: для поковок и штамповок $[S_F]'' = 1,0$; для проката $[S_F]'' = 1,15$; для литых заготовок $[S_F]'' = 1,3$.

2.3.3. Значения предела выносливости при отнулевом цикле изгиба $\sigma_{F\lim b}^0$ и коэффициенте безопасности $[S_F]'$

Марка стали	Термическая или термохимическая обработка	Твёрдость зубьев		$\sigma_{F\lim b}^0$, МПа	$[S_F]'$
		на поверхности	в сердцевине		
40, 45, 50, 40X, 40XH, 40XФА	Нормализация, улучшение	НВ 180 ... 350		1,8НВ	1,75
40X, 40XH, 40XФА	Объёмная закалка	HRC 45 ... 55		500 ... 550	1,8
40XH, 40XH2МА	Закалка при нагреве ТВЧ	HRC 48 ... 58	HRC 25 ... 35	700	1,75
20XH, 20XH2М, 12XH2, 12XH3А	Цементация	HRC 57 ... 63	–	950	1,55
Стали, содержащие алюминий	Азотирование	HV 700 ... 950	HRC 24 ... 40	300+1,2 HRC сердцевины	1,75

Сведения о пределах выносливости $\sigma_{F\lim b}^0$ приведены в табл. 2.3.3; в дополнение к ней следует пользоваться также табл. 2.2.3, в которой приведены механические свойства сталей в зависимости не только от вида термической обработки, но и от размеров заготовки.

Для реверсируемых передач, в которых зубья работают попеременно обеими сторонами, допускаемое напряжение следует снижать на 25%.

При проверочных расчётах ГОСТ предлагает выбирать допускаемое напряжение по зависимости

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim}}{[S_F]} Y_S Y_R K_{xF},$$

где $\sigma_{F\lim}$ – предел выносливости при эквивалентном числе циклов;

$$\sigma_{F\lim} = \sigma_{F\lim 0}^0 K_{Fg} K_{Fd} K_{Fc} K_{FL},$$

где K_{Fg} – коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зубьев; при отсутствии шлифования $K_{Fg} = 1$; K_{Fd} – коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности; при отсутствии такого упрочнения $K_{Fd} = 1$; K_{Fc} – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки. При одностороннем приложении нагрузки $K_{Fc} = 1$; K_{FL} – коэффициент долговечности, зависящий от соотношения базового и эквивалентного чисел циклов. Поскольку для всех сталей ГОСТ принимает базовое число циклов $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$, а при эквивалентном числе циклов, большем базового, коэффициент $K_{FL} = 1,0$, то при учебном проектировании передач, имеющих $N_{F_{э\text{кв}}} > N_{FO}$, этот коэффициент можно принять равным единице. Y_S – коэффициент, учитывающий градиент напряжений, зависящий от модуля; при встречающихся в учебном проектировании значениях модуля от 1 до 8 мм этот коэффициент убывает от 1,1 до 0,92; Y_R – коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности; он отличен от единицы лишь в случае полирования переходной поверхности; K_{xF} – коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса; при $d_a \leq 300$ мм, $K_{xF} = 1,0$; при $d_a = 800$ мм, $K_{xF} = 0,95$.

Из анализа коэффициентов, входящих в формулы ГОСТа для определения $[\sigma_F]$ и $\sigma_{F\lim}$, следует, что численные значения этих коэффициентов для передач, рассчитываемых в курсовых проектах, весьма близки к единице. Поэтому в учебных целях рационально пользоваться при определении допускаемого напряжения формулой (2.3.3).

2.3.4. Основные параметры цилиндрических зубчатых передач, выполненных без смещения

Параметры	Шестерня	Колесо
	Расчётные формулы	
Делительный диаметр	$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta}$	$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta}$
Диаметр окружности вершин зубьев	$d_{a1} = d_1 + 2m_n$	$d_{a2} = d_2 + 2m_n$
Диаметр окружности впадин зубьев	$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n$	$d_{f2} = d_2 - 2,5m_n$
Межосевое расстояние	$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = 0,5 \frac{m_n}{\cos \beta} (z_1 + z_2)$	

Формулы для геометрического расчёта цилиндрических зубчатых колёс приведены в табл. 2.2.9.

Особенности расчёта косозубых и шевронных передач

Несущая способность косозубых и шевронных колёс выше, чем прямозубых. Повышение выносливости зубьев отражено в формуле для определения расчётных напряжений двумя дополнительными коэффициентами, не встречающимися в формуле (3.3.1) для прямозубых колёс.

Для проверочного расчёта косых зубьев служит формула

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F Y_\beta K_{F\alpha}}{b m_n} \leq [\sigma_F]. \quad (2.3.4)$$

Здесь коэффициент Y_F имеет то же значение, что и в формуле (2.3.1), с той, однако, разницей, что его следует выбирать по эквивалентному числу зубьев

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}.$$

Коэффициент Y_{β} введён для компенсации погрешности, возникающей из-за применения той же расчётной схемы зуба, что и в случае прямых зубьев. Этот коэффициент определяют по формуле

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta^{\circ}}{140},$$

где β° – угол наклона делительной линии зуба.

Коэффициент $K_{F\alpha}$ учитывает неравномерность распределения нагрузки между зубьями. Для узких зубчатых колёс, у которых коэффициент осевого перекрытия

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \tan \beta}{\pi m_t} < 1,$$

коэффициент $K_{F\alpha} = 1,0$ при $\varepsilon_{\beta} \geq 1$ определяют по формуле

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_{\alpha} - 1)(n - 5)}{4\varepsilon_{\alpha}},$$

где ε_{α} – коэффициент торцового перекрытия; n – степень точности зубчатых колёс. При учебном проектировании можно принимать среднее значение $\varepsilon_{\alpha} = 1,5$ и степень точности 8-ю; тогда $K_{F\alpha} = 0,92$; b – ширина венца того зубчатого колеса, зубья которого проверяют на изгиб.

При очень высокой поверхностной твёрдости зубьев и большом суммарном числе их ($z_{\Sigma} > 200$) может возникнуть необходимость в проектировочном расчёте зубьев на изгиб и определении модуля m_n . Из формулы (2.3.4) после соответствующих преобразований получают требующуюся зависимость

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2TK_F K_{F\alpha} Y_F Y_{\beta} \cos \beta}{\Psi_{bm} z [\sigma_F]}}. \quad (2.3.5)$$

Здесь значения T/z можно брать как по шестерне, так и по колесу. Коэффициент $\Psi_{bm} = b/m$. Рассчитывать следует то зубчатое колесо, для которого отношение $[\sigma_F]/Y_F$ меньше.

Пример. Рассчитать зубчатые колёса цилиндрического редуктора, если $z_1 = 20$, $z_2 = 70$, $m_n = 2,5$ мм, $\omega_1 = 152,37$ рад/с, $T_1 = 49,22$ Н·м, $T_2 = 163,8$ Н·м.

Так как в задании нет особых требований в отношении габаритов передачи, выбираем материал со средними механическими характеристиками: для шестерни сталь 45, термическая обработка – улучшение, твёрдость НВ 230; для колеса сталь 45, термическая обработка – улучшение, но твёрдость на 30 единиц ниже НВ 200.

Допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b} K_{HL}}{[S_H]},$$

где $\sigma_{H \lim b}$ — предел контактной выносливости при базовом числе циклов.

По таблице 2.2.2 для углеродистых сталей с твёрдостью поверхностей зубьев менее НВ 350 и термической обработкой (улучшением)

$$\sigma_{H \lim b} = 2\text{HB} + 70;$$

K_{HL} – коэффициент долговечности; при числе циклов нагружения больше базового, что имеет место при длительной эксплуатации редуктора, принимают $K_{HL} = 1$; коэффициент безопасности $[S_H] = 1,10$.

Для косозубых колёс расчётное допускаемое контактное напряжение определяют по формуле

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]);$$

для шестерни

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H \lim b} K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(2\text{HB} + 70) K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(2 \cdot 230 + 70) \cdot 1}{1,1} \approx 482 \text{ МПа};$$

для колеса

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{Hlim} K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(2HB + 70) K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(2 \cdot 200 + 70) \cdot 1}{1,1} \approx 427 \text{ МПа.}$$

Тогда расчётное допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma_H] = 0,45(482 + 427) = 409 \text{ МПа.}$$

Требуемое условие $[\sigma_H] \leq 1,23[\sigma_{H2}]$ выполнено.

Определяем угол наклона зубьев шестерни и колеса

$$\beta = \arccos \frac{(z_1 + z_2) m_n}{2 a_\omega} = \arccos \frac{(20 + 70) \cdot 2,5}{2 \cdot 160} = 45^\circ 32'.$$

Рекомендуемый угол наклона $\beta = 8 \dots 15^\circ$.

Примем предварительный угол наклона зубьев $\beta = 10^\circ$ и определим число зубьев шестерни и колеса

$$z_1 = \frac{2 a_\omega \cos \beta}{(i_1 + 1) m_n} = \frac{2 \cdot 160 \cdot 0,98}{(3,5 + 1) \cdot 2,5} = 28,$$

тогда $z_2 = z_1 i_1 = 28 \cdot 3,5 = 98$.

Уточнённое значение угла наклона зубьев

$$\beta = \arccos \frac{(z_1 + z_2) m_n}{2 a_\omega} = \arccos \frac{(28 + 98) \cdot 2,5}{2 \cdot 160} = 10^\circ 14'.$$

Основные размеры шестерни и колеса:

диаметры делительные:

$$d_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} z_1 = \frac{2,5}{0,984} \cdot 28 = 71,11 \text{ мм;}$$

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} z_2 = \frac{2,5}{0,984} \cdot 98 = 248,89 \text{ мм.}$$

$$\text{Проверка } a_\omega = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{71,11 + 248,89}{2} = 160 \text{ мм;}$$

диаметры вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2 m_n = 71,11 + 2 \cdot 2,5 = 76,11 \text{ мм;}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 m_n = 248,89 + 2 \cdot 2,5 = 253,89 \text{ мм;}$$

$$\text{ширина колеса } b_2 = \psi_{ba} a_\omega = 0,4 \cdot 160 = 64 \text{ мм;}$$

$$\text{ширина шестерни } b_1 = b_2 + 5 = 64 + 5 = 69 \text{ мм.}$$

Определяем коэффициент ширины шестерни по диаметру

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{69}{71,11} = 0,97.$$

Окружная скорость колёс и степень точности передачи

$$v = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{152,37 \cdot 71,11}{2 \cdot 10^3} = 5,42 \text{ м/с.}$$

При такой скорости для косозубых колёс следует принять 8-ю степень точности.
Коэффициент нагрузки

$$K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{Hv}$$

Значение $K_{H\beta}$ по табл. 2.2.5 при $\psi_{bd} = 0,97$, твёрдости $HВ \leq 350$ и несимметричном расположении колёс относительно опор с учётом изгиба вала от натяжения цепной передачи $K_{H\beta} \approx 1,105$.

По таблице 2.2.4 при $v = 5,42$ м/с и 8-ю степень точности $K_{H\alpha} \approx 1,093$. По таблице 2.2.6 для косозубых колёс при $v \geq 5$ м/с $K_{Hv} = 1,0$.

Таким образом

$$K_H = 1,105 \cdot 1,093 \cdot 1,0 = 1,208.$$

Проверим контактные напряжения

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 K_H (i_1 + 1)^3}{b_2 i_1^2}} = \frac{270}{160} \sqrt{\frac{163,8 \cdot 10^3 \cdot 1,208 \cdot (3,5 + 1)^3}{64 \cdot 3,5^2}} = 256 < [\sigma_H].$$

Силы, действующие в зацеплении:

$$\text{окружная } F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 49,22 \cdot 10^3}{71,22} = 1382 \text{ Н};$$

$$\text{радиальная } F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 1382 \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 10^\circ 14'} = 511 \text{ Н};$$

$$\text{осевая } F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = 1382 \operatorname{tg} 10^\circ 14' = 250 \text{ Н}.$$

Проверяем зубья на выносливость по напряжениям изгиба

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F Y_\beta K_{F\alpha}}{b m_n} \leq [\sigma_F].$$

Коэффициент нагрузки $K_F = K_{F\beta} K_{Fv}$. По таблице 2.2.5 при $\psi_{bd} = 0,97$, твёрдости $HВ \leq 350$ и несимметричном расположении колёс относительно опор с учётом изгиба вала от натяжения цепной передачи $K_{F\beta} \approx 1,22$. По таблице 2.2.6 $K_{Fv} = 1,3$. Таким образом, $K_F = 1,22 \cdot 1,3 = 1,59$; Y_F – коэффициент учитывающий форму зуба и зависящий от эквивалентного числа зубьев z_v :

$$\text{у шестерни } z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{28}{0,984^3} \approx 29;$$

$$\text{у колеса } z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{98}{0,984^3} \approx 103.$$

$$Y_{F1} = 3,82 \text{ и } Y_{F2} = 3,6.$$

Допускаемое напряжение

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim b}^0}{[S_F]}.$$

По таблице 2.3.3 для стали 45 улучшенной при твёрдости $HВ \leq 350$ $\sigma_{F\lim b}^0 = 1,8HВ$.

Для шестерни $\sigma_{F\lim b}^0 = 1,8HВ = 1,8 \cdot 230 = 414$ МПа; для колеса $\sigma_{F\lim b}^0 = 1,8HВ = 1,8 \cdot 200 = 360$ МПа. $[S_F] = [S_F]' [S_F]''$ – коэффициент безопасности, где $[S_F]' = 1,75$ (по табл. 2.3.3), $[S_F]'' = 1$ (для поковок и штамповок). Таким образом $[S_F] = 1,75$.

Допускаемые напряжения:

$$\text{для шестерни } [\sigma_{F1}] = \frac{414}{1,75} = 237 \text{ МПа};$$

$$\text{для колеса } [\sigma_{F2}] = \frac{360}{1,75} = 206 \text{ МПа}.$$

Находим отношение $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$:

$$\text{для шестерни } \frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{237}{3,82} = 62 \text{ МПа};$$

$$\text{для колеса } \frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{206}{3,6} = 57,5 \text{ МПа}.$$

Дальнейший расчёт ведём для зубьев колеса, для которого найденное значение меньше.

Определяем коэффициенты Y_{β} – компенсация погрешности, возникающей из-за применения той же расчётной схемы, что и в случае прямых зубьев и $K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями:

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta^{\circ}}{140} = 1 - \frac{12,8}{140} = 0,91;$$

$$K_{F\alpha} = 0,92.$$

Проверяем прочность зуба колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t K_F Y_F Y_{\beta} K_{F\alpha}}{b_2 m_n} \leq [\sigma_F];$$

$$\sigma_{F2} = \frac{1382 \cdot 1,59 \cdot 3,6 \cdot 0,91 \cdot 0,92}{64 \cdot 2,5} = 41 \text{ МПа} \leq [\sigma_{F2}] = 206 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполнено.

2.4. РАСЧЁТ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Хотя расчёт конических зубчатых передач ГОСТом ещё не регламентирован, тем не менее целесообразно выполнять его, ориентируясь на зависимости, приведённые выше для цилиндрических зубчатых колёс.

На основании формул (2.2.3) и (2.2.4) с учётом особенности геометрии конических зубчатых колёс (рис. 2.4.1) после соответствующих преобразований получают формулу для проверочного расчёта конических прямозубых колёс на контактную прочность:

$$\sigma_H = \frac{335}{R_e - 0,5b} \sqrt{\frac{T_2 K_H \sqrt{(i^2 + 1)^3}}{b i^2}} \leq [\sigma_H]. \quad (2.4.1)$$

При расчёте по среднему конусному расстоянию $R = R_e - 0,5b$ формула (2.4.1) принимает вид:

$$\sigma_H = \frac{335}{R} \sqrt{\frac{T_2 K_H \sqrt{(i^2 + 1)^3}}{b i^2}} \leq [\sigma_H].$$

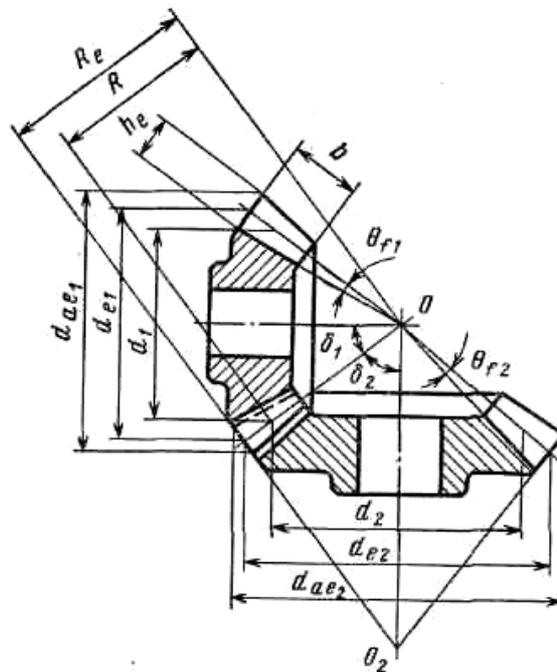


Рис. 2.4.1. Схема передачи коническими зубчатыми колёсами

Здесь R_e и R – внешнее и среднее конусные расстояния, мм; K_H – коэффициент нагрузки, принимаемый таким же, как и для цилиндрических прямозубых передач, при условии, что степень точности конических колёс на единицу выше, чем цилиндрических; T_2 – вращающий момент на колесе, Н·мм; b – ширина зубчатого венца, мм.

Аналогичный расчёт для конических колёс с круговыми зубьями основывается на формулах (2.2.3) и (2.2.5). Рекомендуют принимать средний угол наклона зуба ($\beta = 35^\circ$).

При этом коэффициент, учитывающий формулу сопряжённых поверхностей зубьев, $Z_H = 1,59$. Коэффициент Z_ϵ можно принять таким же, как и для цилиндрических косозубых колёс, т.е. $Z_\epsilon = 0,8$. Тогда для проверочного расчёта стальных конических колёс с круговыми зубьями на контактную прочность формула будет иметь вид:

$$\sigma_H = \frac{270}{R_e - 0,5b} \sqrt{\frac{T_2 K_H \sqrt{(i^2 + 1)^3}}{b i^2}} \leq [\sigma_H]. \quad (2.4.2)$$

Коэффициент нагрузки K_H представляет собой произведение трёх частных коэффициентов, определяемых так же, как и для цилиндрических косозубых колёс:

$$K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{H\gamma}.$$

При проектировочном расчёте определяют внешний делительный диаметр колеса, мм:

$$d_{e2} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} i}{[\sigma_H]^2 (1 - 0,5\psi_{bR})^2 \psi_{bR_e}}}, \quad (2.4.3)$$

для прямозубых передач $K_d = 99$; для колёс с круговыми зубьями $K_d = 86$.

Полученные значения d_{e2} округляют по ГОСТ 12289–76 (в мм): 50; (56); 63; (71); 80; (90); 100; (112); 125; (140); 160; (180); 200; (225); 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600.

Предпочтительными являются значения без скобок.

Фактические значения d_{e2} не должны отличаться от номинальных более чем на 2%.

Номинальные значения передаточных чисел i желательно округлить по ГОСТ 12289–76: 1; (1,12); 1,25; (1,40); 1,60; (1,80); 2,00; (2,24); 2,50; (2,80); 3,15; (3,55); 4,00; (4,50); 5,00; (5,60); 6,30.

Значения без скобок предпочтительнее.

Фактические значения i не должны отличаться от номинальных более чем на 3%.

Коэффициент ширины зубчатого венца $\psi_{bR_e} = b/R_e \leq 0,3$.

При проектировании редукторов с параметрами по ГОСТ 12289–76 рекомендуется принимать $\psi_{bR_e} = 0,285$.

Коэффициент $K_{H\beta}$ принимают предварительно для колёс с твёрдостью поверхностей зубьев $HV \leq 350$ от 1,2 до 1,35; при твёрдости $HV > 350$ – от 1,25 до 1,45 (см. табл. 2.2.1).

При проверочном расчёте значения коэффициента нагрузки уточняют. Далее определяют числа зубьев колёс. Для шестерни

$$z_{1\min} \geq 17 \cos \delta_1 \cos^3 \beta. \quad (2.4.4)$$

Рекомендуют выбирать $z_1 \approx 18 \dots 32$.

Число зубьев колеса $z_2 = z_1 i$. Так как найденные значения z_1 и z_2 округляют до целых чисел, то после этого следует уточнить i и угол $\delta_2 = \arctan i$. Внешний окружной модуль $m_e = d_{e2} / z_2$; округлять полученное значение m_e необязательно.

Остальные параметры передачи определяют по табл. 2.4.1.

Проверку зубьев конических прямозубых колёс на выносливость по напряжениям изгиба выполняют по формуле

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F}{\vartheta_F b m}. \quad (2.4.5)$$

Здесь K_F – коэффициент нагрузки при расчёте на изгиб, выбираемый так же, как и для цилиндрических прямозубых колёс; F_t – окружная сила, которую считают приложенной по касательной к средней делительной окружности

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2};$$

Y_F – коэффициент формы зубьев, выбираемый в зависимости от эквивалентного числа зубьев $z_v = z / \cos \delta$; $\vartheta_F = 0,85$ – опытный коэффициент, учитывающий понижение нагрузочной способности конической прямозубой передачи по сравнению с цилиндрической; m – средний модуль. Допускаемое напряжение $[\sigma_F]$ выбирают так же, как и для цилиндрических зубчатых колёс.

2.4.1. Конические прямозубые колёса по ГОСТ 19325–73 и по ГОСТ 19624–74 (при $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ и $\alpha = 20^\circ$)

Параметры	Обозначение	Формула
Внешний делительный диаметр	d_{e2}	$d_{e2} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} i}{[\sigma_H]^2 (1 - 0,5 \Psi_{bR})^2 \Psi_{bR_e}}}$
Внешнее конусное расстояние	R_e	$R_e = \frac{0,5 d_e}{\sin \delta}$
Ширина зубчатого венца	b	$b \leq 0,3 R_e$
Среднее конусное расстояние	R	$R = R_e - 0,5 b$
Средний окружной модуль	m	$m = \frac{m_e R}{R_e}$
Средний делительный диаметр	d	$d = m z$
Угол делительного конуса	δ	$\delta_2 = \arctan i; \delta_1 = 90 - \delta_2$
Внешняя высота зуба	h_e	$h_e = 2,2 m_e$
Внешняя высота головки зуба	h_{ae}	$h_{ae} = m_e$
Внешняя высота ножки зуба	h_{fe}	$h_{fe} = 1,2 m_e$
Угол головки зуба	θ_a	$\theta_{a1} = \theta_{r2}; \theta_{a2} = \theta_{r1}$
Угол ножки зуба	θ_f	$\theta_f = \arctan \frac{h_{fe}}{R_e}$

Внешний диаметр вершин зубьев	d_{ae}	$d_{ae} = d_e + 2h_{ae} \cos \delta$
-------------------------------	----------	--------------------------------------

Для зубчатых колёс с высокой твёрдостью рабочих поверхностей зубьев может оказаться, что их размеры будут определяться прочностью зубьев на изгиб. В этом случае проектировочный расчёт на изгиб выполняют для среднего модуля

$$m = \sqrt[3]{\frac{2TK_F Y_F}{\vartheta_F \Psi_{bm} z [\sigma_F]}}. \quad (2.4.6)$$

Коэффициент ширины венца по отношению к среднему модулю

$$\Psi_{bm} = \frac{b}{m} = \frac{z_1}{6 \sin \delta_1}.$$

Предельное значение этого коэффициента $\Psi_{bm\max} = \frac{z_1}{5,66 \sin \delta_1}$.

Расчёт ведут, как и для цилиндрических зубчатых передач, так и по тому колесу, для которого отношение $[\sigma_F]/Y_F$ меньше.

Пример. Рассчитать зубчатые колёса конического редуктора если $z_1 = 25$, $z_2 = 80$, $\omega_1 = 101,3$ рад/с, $T_2 = 191,4$ Н·м

Выберем для шестерни и колеса одну и ту же марку стали с термической обработкой (полагая, что диаметр заготовки не превысит 120 мм). По таблице 2.2.3 принимаем для шестерни сталь 40Х термическая обработка – улучшение, твёрдость НВ 270; для колеса сталь 40Х, термическая обработка – улучшение, но твёрдость на 30 единиц ниже НВ 240.

Допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim b} K_{HL}}{[S_H]},$$

где $\sigma_{H\lim b}$ — предел контактной выносливости при базовом числе циклов.

По таблице 2.2.2 для углеродистых сталей с твёрдостью поверхностей зубьев менее НВ 350 и термической обработкой (улучшением)

$$\sigma_{H\lim b} = 2\text{HB} + 70;$$

K_{HL} — коэффициент долговечности принимаем $K_{HL} = 1,0$; коэффициент безопасности $[S_H] = 1,15$.

Для косозубых колёс расчётное допускаемое контактное напряжение по формуле

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]);$$

для шестерни

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H\lim b} K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(2\text{HB} + 70) K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(2 \cdot 270 + 70) \cdot 1}{1,15} = 530 \text{ МПа};$$

для колеса

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H\lim b} K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(2\text{HB} + 70) K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(2 \cdot 240 + 70) \cdot 1}{1,15} = 478 \text{ МПа}.$$

Тогда расчётное допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma_H] = 0,45(530 + 478) = 454 \text{ МПа}.$$

Требуемое условие $[\sigma_H] \leq 1,23[\sigma_{H2}]$ выполнено.

Коэффициент $K_{H\beta} = 1,35$ – принятое значение в соответствии с рекомендациями табл. 2.2.1 (при консольном расположении шестерни).

Коэффициент ширины венца по отношению к внешнему конусному расстоянию $\Psi_{bR} = 0,285$ (рекомендации ГОСТ 12289–76).

Внешний делительный диаметр

$$d_{e2} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} i_1}{[\sigma_H]^2 (1 - 0,5 \psi_{bRe})^2 \psi_{bRe}}};$$

для косозубых передач $K_d = 86$;

$$d_{e2} = 86 \cdot \sqrt[3]{\frac{191,4 \cdot 10^3 \cdot 1,35 \cdot 3,2}{454^2 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,285)^2 \cdot 0,285}} = 230,1 \text{ мм.}$$

Принимаем по ГОСТ 12289–76 ближайшее стандартное значение $d_{e2} = 225$ мм.

Внешний окружной модуль

$$m_{te} = \frac{d_{e2}}{z_2} = \frac{225}{80} = 2,81 \text{ мм.}$$

Внешний делительный диаметр шестерни

$$d_{e1} = m_{te} z_1 = 2,81 \cdot 25 = 70 \text{ мм.}$$

Определяем угол делительного конуса

$$\delta_1 = \text{arcctg } i_1 = 17^\circ 21';$$

$$\delta_2 = 90 - \delta_1 = 72^\circ 39'.$$

Определяем внешнее конусное расстояние и ширину зуба

$$R_e = 0,5 m_{te} \sqrt{z_3^2 + z_4^2} = 0,5 \cdot 2,81 \cdot \sqrt{25^2 + 80^2} = 118 \text{ мм};$$

$$b = \psi_{bRe} R_e = 0,285 \cdot 118 = 33,6 \text{ мм.}$$

Принимаем $b = 34$ мм.

Средний делительный диаметр шестерни

$$d_1 = 2(R_e - 0,5b) \sin \delta_1 = 2 \cdot (118 - 0,5 \cdot 34) \sin 17^\circ 21' = 60,2 \text{ мм.}$$

Средний окружной модуль

$$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{60,2}{25} = 2,41 \text{ мм.}$$

Нормальный модуль зуба

$$m_n = m \cos \beta_n = 2,41 \cdot \cos 35^\circ = 1,97 \text{ мм.}$$

Определяем коэффициент ширины шестерни по среднему диаметру

$$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1} = \frac{34}{60,2} = 0,565.$$

Средне окружная скорость колёс

$$v = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{101,3 \cdot 60,2}{2 \cdot 10^3} = 3,05 \text{ м/с.}$$

При такой скорости для конических колёс следует принять 7-ю степень точности.

Коэффициент нагрузки для проверки контактных напряжений

$$K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{Hv}.$$

Значение $K_{H\beta}$ по табл. 2.2.5 при $\psi_{bd} = 0,565$, твёрдости $HВ \leq 350$ и консольным расположении колёс относительно опор $K_{H\beta} \approx 1,23$.

По таблице 2.2.4 [1] при $v = 3,12$ м/с и 7-ю степень точности $K_{H\alpha} \approx 1,04$. По таблице 2.2.6 для косозубых колёс $K_{Hv} = 1,0$.

Таким образом

$$K_H = 1,13 \cdot 1,04 \cdot 1,0 = 1,28.$$

Проверим контактные напряжения

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \frac{270}{R_e - 0,5b} \sqrt{\frac{T_2 K_H \sqrt{(i_1^2 + 1)^3}}{b i_1^2}} = \\ &= \frac{270}{118 - 0,5 \cdot 34} \sqrt{\frac{191,4 \cdot 10^3 \cdot 1,28 \cdot \sqrt{(3,2^2 + 1)^3}}{34 \cdot 3,2^2}} = 436 < [\sigma_H]. \end{aligned}$$

Силы, действующие в зацеплении:

$$\text{окружная } F_t = \frac{2T_1 \cos \beta_n}{m_n z_1} = \frac{2 \cdot 63,6 \cdot 10^3 \cos 35^\circ}{1,97 \cdot 25} = 2113 \text{ Н};$$

радиальная для шестерни, равна осевой для колеса

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \alpha_\omega \cos \delta_1 = 2113 \operatorname{tg} 20^\circ \cos 17^\circ 21' = 734 \text{ Н};$$

осевой для шестерни, равна радиальная для колеса

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha_\omega \sin \delta_2 = 2113 \operatorname{tg} 20^\circ \sin 72^\circ 39' = 229 \text{ Н}.$$

Проверяем зубья на выносливость по напряжениям изгиба

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F Y_\beta K_{F\alpha}}{b m_n} \leq [\sigma_F].$$

Коэффициент нагрузки $K_F = K_{F\beta} K_{Fv}$. По таблице 3.3.1 при $\psi_{bd} = 0,565$, твёрдости $HВ < 350$ и консольном расположении колёс относительно опор $K_{F\beta} \approx 1,375$. По таблице 3.3.2 $K_{Fv} = 1,0$. Таким образом, $K_F = 1,375 \cdot 1,0 = 1,375$; Y_F – коэффициент учитывающий форму зуба и зависящий от эквивалентного числа зубьев:

$$\text{у шестерни } z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cos^3 \beta_n} = \frac{25}{\cos 17^\circ 21' \cdot \cos^3 35^\circ} = 48, \quad Y_{F1} = 3,67;$$

$$\text{у колеса } z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2 \cos^3 \beta_n} = \frac{80}{\cos 72^\circ 39' \cdot \cos^3 35^\circ} = 488, \quad Y_{F2} = 3,60.$$

Коэффициент Y_β , учитывающий повышение прочности криволинейных зубьев по сравнению с прямолинейными

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta_n}{140} = 1 - \frac{35}{140} = 0,75.$$

Коэффициент $K_{F\alpha}$, учитывающий распределение нагрузки между зубьями.

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\epsilon_{\alpha} - 1)(n - 5)}{4\epsilon_{\alpha}} = \frac{4 + (1,3 + 1)(7 - 5)}{4 \cdot 1,3} = 0,884.$$

Допускаемое напряжение

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim b}^0}{[S_F]}.$$

По таблице 2.3.3 для стали 40Х улучшенной при твердости НВ < 350 $\sigma_{F\lim b}^0 = 1,8\text{НВ}$ МПа:

для шестерни $\sigma_{F\lim b}^0 = 1,8\text{НВ} = 1,8 \cdot 270 = 486$ МПа;

колеса $\sigma_{F\lim b}^0 = 1,8\text{НВ} = 1,8 \cdot 240 = 432$ МПа.

$[S_F] = 1,75$ – коэффициент безопасности, где (по табл. 2.3.3), Допускаемые напряжения:

для шестерни $[\sigma_{F1}] = \frac{486}{1,75} = 278$ МПа; $\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{278}{3,67} = 75,7$ МПа;

для колеса $[\sigma_{F2}] = \frac{432}{1,75} = 247$ МПа; $\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{247}{3,60} = 68,6$ МПа.

Дальнейший расчёт ведем для зубьев колеса, для которого найденное значение меньше, т.е. для колеса. Проверяем прочность зуба колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{2113 \cdot 1,375 \cdot 3,6 \cdot 0,75 \cdot 0,884}{34 \cdot 1,97} = 103 \text{ МПа} \leq [\sigma_F] = \text{МПа}.$$

Условие прочности выполнено.

3. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И КИНЕМАТИКА ПЕРЕДАЧИ

Червячные передачи применяют в случаях, когда геометрические оси ведущего и ведомого валов перекрещиваются (обычно под прямым углом).

По форме червяка различают передачи с цилиндрическими и с глобоидными (вогнутыми) червяками. Первые, в свою очередь, подразделяются на передачи с архимедовыми, конволютными и эвольвентными червяками. Здесь рассмотрены только передачи с архимедовыми червяками (в осевом сечении профиль витка трапецеидальный; в торцовом сечении витки очерчены архимедовой спиралью).

Червячные передачи выполняют в виде редукторов, реже – открытыми.

Передаточное отношение червячной передачи

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (3.1.1)$$

где ω_1 , n_1 и ω_2 , n_2 – угловые скорости, рад/с, и частоты вращения, об/мин, соответственно червяка и червячного колеса; z_2 – число зубьев червячного колеса; z_1 – число витков (заходов) червяка.

По ГОСТ 2144–76 (передачи червячные цилиндрические) предусмотрено два ряда передаточных чисел i в пределах 8 ... 80, осуществляемых при z_1 равным 1, 2 или 4 (червяки с $z_1 = 3$ в ГОСТ не включены) и $z_2 = 30 \dots 80$:

1-й ряд: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80;

2-й ряд: 9; 11,2; 14; 18; 22,4; 28; 35,5; 45; 56; 71.

Первый ряд следует предпочитать второму. Отклонение фактического i от стандартного допускается не более 4%.

Для получения больших i применяют двухступенчатые передачи.

С увеличением числа витков z_1 возрастает угол подъёма витка червяка и повышается КПД передачи. Применение однозаходных червяков без крайней необходимости не рекомендуется. Рекомендуют назначать: $z_1 = 4$ при $i = 15 \dots 60$ и $z_1 = 1$ при $i > 30$.

В ряде случаев целесообразно провести параллельно два расчёта передачи при разных числах зубьев колеса и заходов червяка и затем уже, исходя из полученных габаритов и КПД передачи, выбрать оптимальный вариант. Например, при $i = 16$ следует произвести расчёты, принимая $z_1 = 2$, $z_2 = 32$ и $z_1 = 4$, $z_2 = 64$ (в учебных проектах можно допустить $z_1 = 3$, $z_2 = 48$).

3.2. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПЕРЕДАЧИ

Ниже рассмотрены передачи без смещения с архимедовым червяком, имеющим угол профиля в осевом сечении $\alpha = 20^\circ$. Основные параметры передач даны в табл. 3.2.1.

Червяк. Обозначения основных размеров червяка приведены на рис. 3.2.1. Связь между расчётным шагом червяка p_1 , модулем m и ходом витка червяка p_d выражается формулой

$$p_1 = \pi m = \frac{p_d}{z_1}. \quad (3.2.1)$$

3.2.1. Основные параметры цилиндрических червячных передач, выполненных без смещения (по ГОСТ 2144–76)

a_w , мм 1-й ряд	m , мм	q	i	a_w , мм 1-й ряд	m , мм	q	i
40	2	8	32:4 32:2 32:1	40	1,6	10	40:4 40:2 40:1
50	2,5	8	32:4 32:2 32:1	50	2	10	40:4 40:2 40:1
63	3,15	8	32:4 32:2 32:1	63			
80	4	8	32:4 32:2 32:1	80			
100	5	8	32:4 32:2 32:1	100	4	10	40:4 40:2 40:1
125	5	10	40:4 40:2 40:1	125	4	12,5	50:4 50:2 50:1
140	5	16	40:4 40:2 40:1	140	4	10	46:4 46:2 46:1
160	8	8	32:4 32:2 32:1	160			
200	10	8	32:4 32:2 32:1	200	8	10	40:4 40:2 40:1
250	12,5 8	8 12,5	32:4 32:2 32:1 40:4 40:2 40:1	250	10	10	40:4 40:2 40:1
280	10	16	40:4 40:2 40:1	280	10	10	46:4 46:2 46:1
400	20	8	32:4 32:2 32:1	400	16	10	40:4 40:2 40:1
500	20	10	40:4 40:2 40:1	500	16	12,5	50:4 50:2 50:1

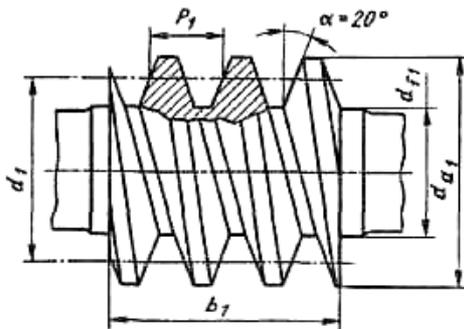


Рис. 3.2.1. Цилиндрический архимедов червяк

Применять червяки с левым направлением нарезки без специальных оснований не следует.

Делительный диаметр червяка, совпадающий в некорригированных передачах с начальным диаметром, берут кратным осевому модулю червяка:

$$d_1 = d_{н1} = qm, \quad (3.2.2)$$

где $q = d_1 / m$ – коэффициент диаметра червяка.

Для сокращения числа размеров фрез для нарезания червячных колёс в стандарте ограничены значения q (табл. 3.2.2).

Делительный угол подъёма витка червяка γ связан с z_1 и q соотношением

$$\tan \gamma = \frac{z_1}{q}. \quad (3.2.3)$$

С увеличением q увеличивается жёсткость червяка, но уменьшается угол γ и снижается КПД передачи. Поэтому целесообразно ориентироваться на минимальные значения q , однако с обеспечением достаточной жёсткости.

При больших z_2 возрастает расстояние между опорами червяка; для обеспечения достаточной жёсткости червяка приходится увеличивать q или m .

Значения угла γ в зависимости от q и z приведены в табл. 3.2.2.

3.2.2. Сочетания модулей m и коэффициентов q диаметра червяка (по ГОСТ 2144–76)

m , мм	q						
1,6	10,0	3,15	8,0	6,30	8,0	12,50	8,0
	12,5		10,0		10,0		10,0
	16,0		12,5		12,5		12,5
	20,0		16,0		14,0		16,0
2,0	8,0	4,00	8,0	8,00	8,0	16,00	8,0
	10,0		10,0		10,0		10,0
	12,5		12,5		12,5		12,5
	16,0		16,0		16,0		16,0
	20,0		20,0		20,0		20,0
	20,0		20,0		20,0		20,0
2,5	8,0	5,00	8,0	10,00	8,0	20,00	8,0
	10,0		10,0		10,0		10,0
	12,5		12,5		12,5		12,5
	16,0		16,0		16,0		16,0
	20,0		20,0		20,0		20,0
	20,0		20,0		20,0		20,0
	20,0		20,0		20,0		20,0
	20,0		20,0		20,0		20,0

Примечание. Для модулей $m \leq 10$ допускается $q = 25$.

3.2.3. Значения угла подъёма γ на делительном цилиндре червяка

z_1	Коэффициент q					
	8	10	12,5	14	16	20
1	7°07'	5°43'	4°35'	4°05'	3°35'	2°52'
2	14°02'	11°19'	9°05'	8°07'	7°07'	5°43'
3	20°33'	16°42'	13°30'	12°06'	10°37'	8°35'
4	26°34'	2°48'	17°45'	15°57'	14°02'	11°19'

Диаметр вершин витков червяка (при коэффициенте высоты головки, равном единице)

$$d_{a1} = d_1 + 2m = m(q + 2). \quad (3.2.4)$$

Диаметр впадин витков червяка (при коэффициенте радиального зазора 0,2 m)

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = m(q - 2,4). \quad (3.2.5)$$

Длину нарезанной части червяка b_1 принимают:

$$\text{при } z_1 = 1 \text{ или } 2 \quad b_1 \geq (11 + 0,06 z_2) m,$$

$$\text{при } z_1 = 3 \text{ или } 4 \quad b_1 \geq (12,5 + 0,09 z_2) m.$$

Для шлифуемых и фрезеруемых червяков величина b_1 , полученная по указанным соотношениям, должна быть увеличена при $m < 10$ мм на 25 мм; при $m = 10 \dots 16$ мм на 35 ... 40 мм и при $m > 16$ мм на 50 мм.

Червячное колесо. Сечение червяка и червячного колеса плоскостью, перпендикулярной к оси червяка, показано на рис. 3.2.2.

Делительный диаметр червячного колеса

$$d_2 = d_{w2} = z_2 m. \quad (3.2.6)$$

Диаметр вершин зубьев червячного колеса (при коэффициенте высоты головки, равном единице)

$$d_{a2} = d_2 + 2m = m(z_2 + 2). \quad (3.2.7)$$

Диаметр впадин зубьев червячного колеса (при радиальном зазоре $0,2m$)

$$d_{r2} = d_2 - 2,4m = m(z_2 - 2,4). \quad (3.2.8)$$

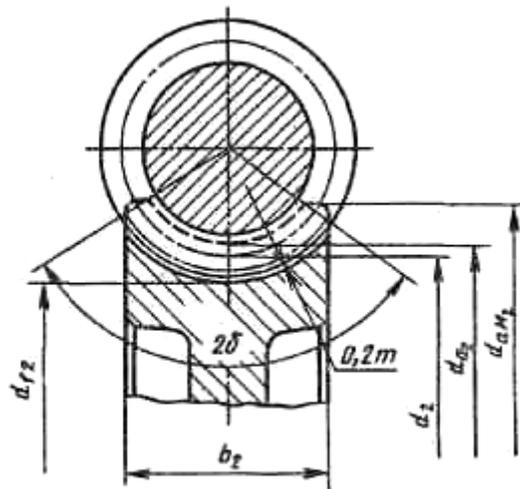


Рис. 3.2.2. Сечение червяка и колеса плоскостью, перпендикулярной к оси червяка

Наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}. \quad (3.2.9)$$

Ширину венца колеса b_2 рекомендуется принимать по соотношениям

$$\begin{aligned} \text{при } z_1 = 1 \dots 3 \quad & b_2 \leq 0,75 d_{a1}; \\ \text{при } z_1 = 4 \quad & b_2 \leq 0,67 d_{a1}. \end{aligned}$$

Условный угол обхвата 2δ червяка венца колеса определяется точками пересечения дуги окружности диаметром $d' = d_{a1} - 0,5m$ с контуром венца (см. рис. 3.2.2):

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}. \quad (3.2.10)$$

Коэффициент полезного действия червячного редуктора с учётом потерь в зацеплении, в опорах и на разбрызгивание и перемешивание масла

$$\eta = (0,95 \dots 0,96) \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \rho')}, \quad (3.2.11)$$

где ρ' – приведённый угол трения, определяемый опытным путём.

КПД возрастает с увеличением числа витков червяка (увеличивается γ) и с уменьшением коэффициента трения f' или угла трения ρ' .

При предварительном определении КПД, когда параметры передачи ещё неизвестны, для стального червяка и бронзового венца колеса можно принимать $f' \approx 0,04 \dots 0,06$, при стальном червяке и чугунном венце $f' \approx 0,08 \dots 0,12$ (большие значения для открытых передач).

При более точных расчётах редукторов рекомендуется принимать значение f' и ρ' в зависимости от скорости v_s по табл. 3.2.4.

Скорость скольжения (м/с), которая представляет собой геометрическую разность окружных скоростей червяка и колеса, определяют по формулам:

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} \quad (3.2.12)$$

или

$$v_s = \sqrt{v_1^2 + v_2^2}, \quad (3.2.13)$$

где $v_1 = 0,5\omega_1 d_1 10^{-3}$ и $v_2 = 0,5\omega_2 d_2 10^{-3}$ – окружные скорости червяка и колеса, м/с; ω_1 и ω_2 – угловые скорости червяка и колеса, рад/с; d_1 и d_2 – делительные диаметры червяка и колеса, мм.

3.2.4. Приведённые коэффициенты трения f' и углы трения ρ' при работе червячного колеса из оловянной бронзы по стальному червяку

v_s , м/с	f'	ρ'	v_s , м/с	f'	ρ'
0,1	0,08 ... 0,09	4°30' ... 5°10'	2,5	0,03 ... 0,04	1°40' ... 2°20'
0,25	0,065 ... 0,075	3°40' ... 4°20'	3,0	0,028 ... 0,035	1°30' ... 2°00'
0,5	0,055 ... 0,065	3°10' ... 3°40'	4,0	0,023 ... 0,030	1°20' ... 1°40'
1,0	0,045 ... 0,055	2°30' ... 3°10'	7,0	0,018 ... 0,026	1°00' ... 1°30'
1,5	0,04 ... 0,05	2°20' ... 2°50'	10,0	0,016 ... 0,024	0°55' ... 1°20'
2,0	0,035 ... 0,045	2°00' ... 2°30'	15,0	0,014 ... 0,020	0°50' ... 1°10'

Примечания: 1. Меньшие значения следует принимать при шлифованном или полированном червяке.

2. При венце колеса из безоловянной бронзы или латуни табличные значения следует увеличивать на 30 ... 50%.

Для ориентировочной оценки КПД червячного редуктора можно воспользоваться данными, приведёнными в гл. 1.

Вследствие низкого КПД червячных передач их применяют, как правило, для передачи мощности не свыше 45 кВт и лишь в исключительных случаях до 120 ... 150 кВт.

3.3. РАСЧЁТ НА КОНТАКТНУЮ ВЫНОСЛИВОСТЬ И НА ВЫНОСЛИВОСТЬ ПРИ ИЗГИБЕ

Зубья червячного колеса являются расчётным элементом зацепления, так как они имеют меньшую поверхностную и общую прочность, чем витки червяка.

Зубья червячных колёс рассчитывают так же, как и зубья зубчатых колёс – на контактную выносливость и на выносливость при изгибе; расчёт на контактную прочность должен обеспечить не только отсутствие выкрашивания рабочих поверхностей зубьев, но и отсутствие заедания, приводящего к задирам рабочих поверхностей зубьев.

Расчёт на контактную выносливость ведут как проективный, определяя требуемое межосевое расстояние:

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{0,463q}{z^2 [\sigma_H]} \right)^2 T_{p2} E_{np} }, \quad (3.3.1)$$

где z_2 – число зубьев червячного колеса; q – коэффициент диаметра червяка; $[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение;

$T_{p2} = T_2 K$ – расчётный момент на валу червячного колеса; $E_{np} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$ – приведённый модуль упругости (E_1 – модуль упругости материала червяка, E_2 – то же, венца червячного колеса). Формула справедлива при любых взаимно согласованных единицах измерения входящих в неё величин.

Формула (3.3.1) и приведённые ниже формулы (3.3.3), (3.3.4), (3.3.5) и (3.3.6) соответствуют наиболее распространённой форме венца червячного колеса, при которой условный угол обхвата $2\delta = 100^\circ$ (см. рис. 3.2.2). При ином значении δ числовые коэффициенты в указанных формулах следует умножить на коэффициент

$$k_\delta = \sqrt{\frac{100}{2\delta}}. \quad (3.3.2)$$

Данные по выбору коэффициента нагрузки K приведены в п. 3.4.

В начале расчёта предварительно принимают $q = 8$ или 10 , а для слабонагруженных передач ($T_2 < 300$ Н·м) $q = 12,5$ или 16 .

Значения $[\sigma_H]$ выбирают по табл. 3.4.3 – 3.4.4, предварительно принимая $v_s = 2,5 \dots 4$ м/с.

Приведённый модуль упругости $E_{пр}$ определяют по известным значениям модулей упругости материалов червяка и венца червячного колеса. Для стали $E_1 \approx 2,15 \cdot 10^5$ МПа; для чугуна $E_2 \approx (0,885 \dots 1,180) \cdot 10^5$ МПа; для бронзы $E_2 \approx (0,885 \dots 1,130) \cdot 10^5$ МПа (большие значения – для твёрдых безоловянных бронз).

Средние значения модуля упругости чугуна и бронзы примерно одинаковы, поэтому для сочетания материалов сталь – бронза и сталь – чугун формулу (3.3.1) можно упростить, введя среднее значение $E_{пр} \approx 1,32 \cdot 10^5$ МПа:

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{\left(\frac{170q}{z^2 [\sigma_H]} \right)^2} T_2 K, \quad (3.3.3)$$

где T_2 – в Н·мм; a_w – в мм; $[\sigma_H]$ – в МПа.

После определения a_w следует найти модуль зацепления из соотношения

$$m = \frac{2a_w}{q + z_2}. \quad (3.3.4)$$

Полученное значение модуля округляют до ближайшего стандартного (см. табл. 3.2.2). Округление модуля повлечёт за собой изменение межосевого расстояния. После выбора стандартных значений m и q необходимо вычислить фактическое значение межосевого расстояния, соответствующее принятым параметрам.

Пусть, например, при $z_1 = 4$, $z_2 = 40$ и $q = 10$ было получено по формуле (3.3.3) межосевое расстояние $a_w = 190$ мм. Вычисляем модуль

$$m = \frac{2a_w}{q + z_2} = \frac{2 \cdot 190}{10 + 40} = 7,6 \text{ мм.}$$

По таблице 3.2.2 принимаем $m = 8,0$ мм и убеждаемся, что при этом стандартном значении модуля имеется $q = 10$. Тогда межосевое расстояние

$$a_w = \frac{q + z_2}{2} m = \frac{10 + 40}{2} \cdot 8,0 = 200 \text{ мм.}$$

Желательно, чтобы окончательно принятое значение межосевого расстояния выражалось целым числом миллиметров (предпочтительно из стандартного ряда, табл. 3.2.1). Для этого в отдельных случаях (если допустимо некоторое отступление от заданной величины передаточного числа) надо увеличить или уменьшить z_2 на один-два зуба.

Например, для получения передаточного числа $15,5$ было принято $z_1 = 2$, $z_2 = 31$; после округления параметров получено $m = 5$ мм и $q = 8$. Тогда

$$a_w = \frac{q + z_2}{2} m = \frac{8 + 31}{2} \cdot 5,0 = 97,5 \text{ мм.}$$

Целесообразно принять $z_2 = 32$; тогда

$$a_w = \frac{8 + 32}{2} \cdot 5,0 = 100 \text{ мм.}$$

При этом передаточное число равно 16 .

Отклонение от заданного $\frac{16 - 15,5}{15,5} \cdot 100\% = 3,2\%$ при допустимом отклонении до 4% .

Если в задании на проектирование обусловлено, что проектируемый редуктор предназначен для серийного выпуска, то следует согласовать с ГОСТом не только m и q , но и величины a_w , z_1 , z_2 (см. табл. 4.2.1).

Так, редуктор со стандартными параметрами по ГОСТ 2144–76 будет иметь $a_w=125$ мм, $m=5$ мм, $q=10$
 $z_2 : z_1 = 40 : 2$.

После окончательного установления параметров зацепления следует уточнить коэффициент нагрузки и допускаемое напряжение (если оно зависит от скорости скольжения) и проверить расчётные контактные напряжения.

При любом сочетании материалов червяка и колеса

$$\sigma_H = \frac{1,31}{d_2} \sqrt{\frac{T_2 K E_{\text{нр}}}{d_1}} \leq [\sigma_H]. \quad (3.3.5)$$

При стальном червяке и червячном колесе, изготовленном из чугуна или имеющем бронзовый венец

$$\sigma_H = \frac{475}{d_2} \sqrt{\frac{T_2 K}{d_1}} \leq [\sigma_H] \quad (3.3.6)$$

или

$$\sigma_H = \frac{170q}{z_2} \sqrt{\frac{T_2 K \left(\frac{z_2}{q} + 1\right)^3}{a_w^3}} \leq [\sigma_H], \quad (3.3.7)$$

где σ_H и $[\sigma_H]$ – в МПа; d_1 , d_2 , a_w – в мм и T_2 – в Н·мм. Результат проверочного расчёта следует признать неудовлетворительным, если σ_H превышает $[\sigma_H]$ более чем на 5% (передача перегружена), а также в случае, если расчётное напряжение ниже допускаемого на 15% и более (передача недогружена). В том и другом случае надо изменить параметры передачи и повторить проверку напряжений.

Расчёт зубьев червячного колеса на выносливость по напряжениям изгиба (зубья колеса обладают меньшей прочностью, чем витки червяка) выполняют по формуле

$$\sigma_F = \frac{1,2 T_2 K Y_F \xi}{z_2 b_2 m^2} = \frac{0,6 F_{t2} K Y_F \xi}{b_2 m} \leq [\sigma_F], \quad (3.3.8)$$

где σ_F – расчётное напряжение изгиба; $T_2 K$ – расчётный момент на валу червячного колеса; F_{t2} – окружная сила на червячном колесе; K – коэффициент нагрузки (см. п. 3.4); величину F_{t2} определяют по известному моменту на валу червячного колеса:

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2};$$

3.3.1. Коэффициент Y_F формы зуба для червячных колёс

z_v	28	30	35	40	45	50	65	80	100	150
Y_F	2,43	2,41	2,32	2,27	2,22	2,19	2,12	2,09	2,08	2,04

Y_F – коэффициент формы зуба, принимаемый по табл. 3.3.1 в зависимости от эквивалентного числа зубьев червячного колеса

$$z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma};$$

ξ – коэффициент, учитывающий ослабление зубьев в результате износа; для закрытых передач $\xi = 1,0$, для открытых передач $\xi \approx 1,5$; $[\sigma_F]$ – допускаемое напряжение изгиба ($[\sigma_{0F}]$ – при работе зубьев одной стороны, $[\sigma_{-1F}]$ – при работе зубьев обеими сторонами); значения приведены в п. 3.4.

Как формула (3.3.8), так и приведённая ниже формула (3.3.9) справедливы при любых взаимно согласованных единицах измерения. Целесообразно принять σ_F и $[\sigma_F]$ – в МПа; d_1 , d_2 – в мм и F_{t2} , T_2 – в Н·мм.

Обычно расчётные напряжения изгиба в зубьях колёс, размеры которых определены из расчёта на контактную прочность, оказываются значительно ниже допускаемых.

В редких случаях для открытых передач при большом числе зубьев колеса ($z_2 > 80$) может оказаться, что изгибная прочность недостаточна. В таком случае модуль зацепления определяют из проекторочного расчёта зубьев на изгиб (при $\xi = 1,5$) по формуле

$$m = \sqrt{\frac{1,8T_2KY_F}{[\sigma_F]z_2q}}. \quad (3.3.9)$$

Предварительно принимают $q = 12,5$; в дальнейшем его значение уточняют по ГОСТу (см. табл. 3.2.2).

В тех случаях, когда в передаче возникают пиковые нагрузки, следует проверять рабочие поверхности зубьев на отсутствие хрупкого разрушения и пластических деформаций, то же относится к общей (изгибной) прочности зубьев. Эти проверки производят так же, как и для зубчатых передач (см. гл. 3); значения предельных допускаемых напряжений приведены в п 3.4.

Помимо рассмотренных расчётов на контактную выносливость и изгиб, для червячных передач обязательна проверка на жёсткость и тепловой расчёт редуктор.

3.4. КОЭФФИЦИЕНТ НАГРУЗКИ МАТЕРИАЛА И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Коэффициент нагрузки для червячных передач

$$K = K_\beta K_v,$$

где K_β – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий; K_v – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении.

Коэффициент K_β зависит от характера изменения нагрузки и от деформаций червяка

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta}\right)^3 (1 - x), \quad (3.4.1)$$

где θ – коэффициент деформации червяка, определяемый по табл. 3.4.1; x – вспомогательный коэффициент, зависящий от характера изменения нагрузки:

$$x = \frac{\sum T_i t_i n_i}{T_{\max} \sum t_i n_i}, \quad (3.4.2)$$

T_i , t_i , n_i – соответственно вращающий момент, продолжительность и частота вращения при режиме i ; T_{\max} – максимальный длительно действующий вращающий момент. В расчётах, когда не требуется особая точность, можно принимать: при постоянной нагрузке $x = 1,0$; при незначительных колебаниях нагрузки $x \leq 0,6$; при значительных колебаниях нагрузки $x \approx 0,3$. При постоянной нагрузке коэффициент $K_\beta = 1,0$.

Коэффициент K_v зависит от точности изготовления передачи и от скорости скольжения v_s (табл. 3.4.2). По этой таблице можно назначать степень точности передачи.

3.4.1. Коэффициент деформации червяка θ

z_1	Значения q					
	8	10	12,5	14	16	20
1	72	108	154	176	225	248
2	57	86	121	140	171	197
3	51	76	106	132	148	170
4	47	70	98	122	137	157

3.4.2. Коэффициент динамичности нагрузки K_v

Степень точности	Скорость скольжения v_s , м/с			
	до 1,5	св. 1,5 до 3	св. 3 до 7,5	св. 7,5 до 12
6	–	–	1,0	1,1
7	1,0	1,0	1,1	1,2
8	1,15	1,25	1,4	–
9	1,25	–	–	–

По ГОСТ 3675–81 установлено 12 степеней точности для червячных передач; для силовых передач предназначаются степени точности от 5-й до 9-й в порядке убывания точности; для редукторов общего назначения применяют в основном 7-ю и 8-ю степени точности.

Материалы червяка и червячного колеса выбирают с учётом условий работы проектируемой передачи и скорости скольжения: при $v_s < 2$ м/с допустимо применять чугунные червячные колёса, работающие в паре со стальными червяками. При больших значениях v_s червячное колесо делают составным: венец (бандаж) из бронзы, а колёсный центр – из чугуна. Наилучшими антифрикционными свойствами обладают оловянно-фосфорные бронзы (БрО10Ф1, БрО10Н1Ф1). Часто применяют также оловянно-цинково-свинцовые бронзы (например, БрО5Ц5С5) и безоловянные бронзы (БрА9ЖЗЛ, БрА10Ж4Н4Л).

Оловянные бронзы применяют при скоростях скольжения до 25 м/с. Безоловянные бронзы значительно дешевле оловянных, имеют высокие механические характеристики, но антифрикционные свойства их несколько хуже. Для безоловянных бронз допустимая скорость скольжения до 7 ... 8 м/с (в крайнем случае до 10 м/с) при работе в паре со стальным шлифованным или полированным червяком, имеющим твёрдость рабочей поверхности не ниже HRC 45 (закалка обеспечивает HRC 45 ... 50, а цементация и закалка – HRC 56 ... 62).

Для изготовления червяков применяют среднеуглеродистую конструкционную сталь (сталь 45, 50) и различные марки легированной стали (12ХНЗА, 15Х, 20Х, 20ХНЗА – цементуемые, а затем закаливаемые; 40Х, 40ХН, 30ХГС, 35ХМ подвергаемые закалке или улучшению; 38ХМЮА – азотируемую). Термическая или термохимическая обработка червяка до твёрдости выше HRC 45 и последующее шлифование или полирование позволяют повысить допускаемые напряжения для червячных пар (табл. 3.4.3).

Расчётные значения допускаемых напряжений изгиба $[\sigma_{0F}]$ и $[\sigma_{-1F}]$ контактных (в тех случаях когда эти напряжения определяются по сопротивлению усталостному выкрашиванию – см. табл. 3.4.3) получают умножением табличных значений $[\sigma_{0F}]'$, $[\sigma_{-1F}]'$, и $[\sigma_H]'$ на коэффициенты долговечности:

$$[\sigma_{0F}] = [\sigma_{0F}]' K_{FL}; \quad [\sigma_{-1F}] = [\sigma_{-1F}]' K_{FL}; \quad [\sigma_H] = [\sigma_H]' K_{HL}.$$

Значения K_{FL} при бронзовом венце червячного колеса определяют по формуле

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{\Sigma}}}, \quad (3.4.3)$$

где N_{Σ} – суммарное число циклов перемен напряжений.

3.4.3. Механические характеристики, основные допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]'$ и основные допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_{0F}]'$ и $[\sigma_{-1F}]'$ для материалов червячных колёс, МПа

Марка бронзы или чугуна	Способ отливки	Пределы		Допускаемые напряжения при твёрдости червяка					
		прочности σ_B	текучести σ_T	HRC < 45			HRC > 45		
				$[\sigma_{0F}]'$	$[\sigma_{-1F}]'$	$[\sigma_H]'$	$[\sigma_{0F}]'$	$[\sigma_{-1F}]'$	$[\sigma_H]'$
БрО10Ф1	П	200	100	45	30	115	55	40	168
БрО10Ф1	К	255	147	57	41	186	71	51	221
БрО10Н1Ф1	Ц	285	165	64	45	706	80	56	246
БрО5Ц5С5	П	150	80	35	25	111	45	32	133
БрО5Ц5С5	К	200	90	45	32	137	53	38	159
БрА9ЖЗЛ	П	392	196	81	63	–	98	75	–
БрА9ЖЗЛ	К	490	236	85	69	–	108	83	–
БрА10Ж4Н4Л	П; К	590	275	101	81	–	130	98	–
СЧ10	П	118	–	33	20	–	41	25	–
СЧ15	П	147	–	37	23	–	47	29	–
СЧ18	П	177	–	42	26	–	53	33	–
СЧ20	П	206	–	47	29	–	59	36	–

Примечание. К – отливка в кокиль; П – отливка в песчаную форму; Ц – отливка центробежная.

Для передач машинного привода при числе циклов каждого зуба колеса меньше, чем 10^6 , следует принимать $N_{\Sigma} = 10^6$; если окажется, что число циклов больше $25 \cdot 10^7$, надлежит принимать $N_{\Sigma} = 25 \cdot 10^7$. Следовательно, значения K_{FL} изменяются в пределах $\max K_{FL} = 1,0$; $\min K_{FL} = 0,543$.

Для передач с чугунными червячными колёсами, работающих длительное время, следует принимать $K_{FL} = 1,0$.

При ручном приводе независимо от материала венца червячного колеса рекомендуется принимать $K_{FL} = 1,5$.

Величину N_{Σ} вычисляют по формуле

$$N_{\Sigma} = 60n_2t, \quad (3.4.4)$$

где n_2 – частота вращения червячного колеса, об/мин; t – срок службы передачи, ч.

Коэффициент долговечности при вычислении $[\sigma_H]$ определяют по формуле

$$K_{HL} = \sqrt[3]{\frac{10^6}{N_{\Sigma}}}. \quad (3.4.5)$$

При нереверсивной работе передачи значение N_{Σ} вычисляют по формуле (3.4.5). В случае реверсивной нагрузки с одинаковым временем работы в обоих направлениях в формулу (3.4.5) следует подставлять значение N_{Σ} вдвое меньшее, чем вычисленное по формуле (3.4.5).

При числе циклов, превышающем $25 \cdot 10^7$, в формулу (3.4.5) следует подставлять $N_{\Sigma} = 25 \cdot 10^7$; следовательно, минимальное значение рассматриваемого коэффициента $\min K_{HL} = 0,67$.

Найденное по формуле (3.4.5) значение K_{HL} не должно превышать своего максимального значения $\max K_{HL} = 1,15$; если получится $K_{HL} > \max K_{HL}$, то надо принимать $K_{HL} = 1,15$.

Приведённые данные для определения коэффициентов K_{FL} и K_{HL} относятся к передачам, работающим с примерно постоянной нагрузкой; при переменной нагрузке следует исходить из эквивалентного числа циклов

$$N_{\Sigma} = \frac{60 \sum T_i^x t_i n_i}{T_{\max}^x},$$

T_i , t_i , n_i – соответственно вращающий момент, продолжительность и частота вращения при режиме i ; T_{\max} – максимальный длительно дейст-

3.4.4. Допускаемые контактные напряжения для червячных колёс из условия стойкости против заедания

Материал		$[\sigma_H]$, МПа, при скорости скольжения v_s , м/с								
венца червячного колеса	червяка	0	0,25	0,5	1	2	3	4	6	8
БрА9ЖЗЛ	Сталь, твёрдость HRC > 45	–	–	182	179	173	167	161	150	138
БрА10Ж4Н4Л	То же	–	–	196	192	187	181	175	164	152
СЧ15 или СЧ18	Сталь 20 или 20Х цементованная	184	155	128	113	84,5	–	–	–	–
СЧ10 или СЧ15	Сталь 45 или Ст6	170	141	113	98	71	–	–	–	–

3.4.5. Предельные допускаемые напряжения при пиковых нагрузках

Материал	$[\sigma_H]_{\text{пред}}$	$[\sigma_F]_{\text{пред}}$
Оловянные бронзы	$4\sigma_T$	$0,8\sigma_T$
Безоловянные бронзы	$2\sigma_T$	
Чугун	260 ... 300 МПа	$0,6\sigma_B$

вующий вращающий момент; показатель степени $x=9$ при определении K_{FL} и $x=4$ при определении степени K_{HL} .

Допускаемые контактные напряжения, если они установлены по условию сопротивления заеданию и зависят от скорости скольжения, выбирают по табл. 3.4.4. Табличные значения являются одновременно и расчётными, так как допускаемые напряжения не связаны с сопротивлением усталостному выкрашиванию и коэффициент долговечности в этом случае не должен учитываться.

Предельные допускаемые напряжения, по которым ведётся расчёт при пиковых нагрузках, приведены в табл. 3.4.5.

Пример. Рассчитать червячный редуктор, если $z_1 = 4$, $z_2 = 40$, $q = 10$, $m = 8$ мм, $n_2 = 1044$ об/мин, $T_2 = 63$ Н·м, $T_3 = 530,5$ Н·м.

Выберем материал червяка и венца червячного колеса. Принимаем для червяка сталь 45 с закалкой до твёрдости не менее HRC 45 и последующим шлифованием.

Так как к редуктору не предъявляются специальных требований, то в целях экономии принимаем для венца червячного колеса бронзу БрАЖ9ЖЗЛ (отливка в песчаную форму).

Предварительно примем скорость скольжения в зацеплении $v_s \approx 5$ м/с. Тогда при длительной работе допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H] = 155$ МПа.

Допускаемое контактное напряжение изгиба для нереверсивной работы

$$[\sigma_{0F}] = K_{FL}[\sigma_{0F}]' = 0,543 \cdot 98 = 53,3 \text{ МПа.}$$

Принимаем предварительно коэффициент диаметра червяка $q = 10$.

Межосевое расстояние при стандартных значениях m и q

$$a_w = \frac{m(q + z_4)}{2} = \frac{8(10 + 40)}{2} = 200 \text{ мм.}$$

Основные размеры червяка:

делительный диаметр червяка $d_1 = qm = 10 \cdot 8 = 80$ мм;

диаметр вершин витков червяка $d_{a1} = d_1 + 2m = 80 + 2 \cdot 8 = 96$ мм;

диаметр впадин витков червяка $d_{f1} = d_1 - 2,4m = 80 - 2,4 \cdot 8 = 60,8$ мм;

длина нарезной части шлифованного червяка

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_4)m = (11 + 0,06 \cdot 40) \cdot 8 = 132 \text{ мм,}$$

принимаем $b_1 = 132$ мм. Делительный угол подъёма витка γ (по табл. 3.2.3): при $z_3 = 4$ и $q = 10$ $\gamma = 21^\circ 48'$.

Основные размеры венца червячного колеса:

делительный диаметр червяка колеса

$$d_2 = z_4 m = 40 \cdot 8 = 320 \text{ мм;}$$

диаметр вершин витков червяка колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 320 + 2 \cdot 8 = 336 \text{ мм;}$$

диаметр впадин витков червяка колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m = 320 - 2,4 \cdot 8 = 300,8 \text{ мм;}$$

наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_3 + 2} = 336 + \frac{6m}{4 + 2} = 344 ;$$

ширина венца червячного колеса $b_2 \leq 0,75d_{a1} = 0,75 \cdot 96 = 72$ мм.

Окружная скорость червяка

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_2}{60} = \frac{\pi \cdot 80 \cdot 10^{-3} \cdot 1044}{60} = 4,37 \text{ м/с.}$$

Скорость скольжения

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{4,37}{\cos 21^\circ 48'} = 4,71 \text{ м/с;}$$

при этой скорости $[\sigma_H] = 152$ МПа.

При данной скорости скольжения по табл. 3.2.4 $f' = 0,02$ и приведённый угол трения $\rho' = 1^\circ 10'$.

КПД редуктора с учётом потерь в опорах, потерь на разбрызгивание и перемешивание масла

$$\eta = (0,95 \dots 0,96) \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \rho')} = (0,95 \dots 0,96) \frac{\tan 21^\circ 48'}{\tan(21^\circ 48' + 1^\circ 10')} \approx 0,9.$$

По таблице 3.4.2 выбираем 7-ю степень точности передачи. В этом случае коэффициент динамичности $K_v = 1,1$.

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки

$$K_{\beta} = 1 + \left(\frac{z_4}{\theta} \right)^3 (1 + x),$$

где коэффициент деформации червяка при $z_3 = 4$ и $q = 10$ по табл. 3.4.1 $\theta = 70$; принимаем вспомогательный коэффициент $x = 0,3$ (значительные колебания нагрузки):

$$K_{\beta} = 1 + \left(\frac{40}{70} \right)^3 (1 + 0,3) = 1,13.$$

Коэффициент нагрузки $K = K_{\beta} K_v = 1,13 \cdot 1,1 = 1,24$.

Проверяем контактное напряжение

$$\sigma_H = \frac{170}{\frac{z_4}{q}} \sqrt{\frac{T_3 K \left(\frac{z_4}{q} + 1 \right)^3}{a_{\omega}^3}} = \frac{170}{4} \sqrt{\frac{530,5 \cdot 10^3 \cdot 1,24 \cdot 5^3}{200^3}} = 136 \text{ МПа.}$$

Результат расчёта следует признать удовлетворительным, так как напряжение ниже допускаемого на 10,4%.

Проверка прочности зубьев червячного колеса на изгиб.

Эквивалентное число зубьев

$$z_v = \frac{z_4}{\cos^3 \gamma} = \frac{40}{\cos^3 21^\circ 48'} = 50, \quad Y_F = 2,19;$$

Напряжение изгиба

$$\sigma_F = \frac{1,2 T_3 K Y_F}{z_4 b_2 m^2} = \frac{1,2 \cdot 530,5 \cdot 10^3 \cdot 1,24 \cdot 2,19}{40 \cdot 72 \cdot 8^2} = 9,4 \leq [\sigma_F].$$

4. ВАЛЫ

4.1. НАГРУЗКИ ВАЛОВ

В процессе эксплуатации валы передач испытывают деформации от действия внешних сил, масс самих валов и насаженных на них деталей. Однако в типовых передачах, разрабатываемых в курсовых проектах, массы валов и деталей, насаженных на них, сравнительно невелики, поэтому их влиянием обычно пренебрегают, ограничиваясь анализом и учётом внешних сил, возникающих в процессе работы.

В цилиндрической прямозубой передаче силу в зацеплении одной пары зубьев раскладывают на две взаимно перпендикулярные составляющие (рис. 4.1.1, а):

окружную силу

$$F_t = \frac{P}{v} \quad (4.1.1)$$

и радиальную

$$F_r = F_t \tan \alpha. \quad (4.1.2)$$

Здесь F_t и F_r – в Н; P – передаваемая мощность, Вт; v – окружная скорость, м/с; α – угол зацепления.

В цилиндрической косозубой передаче; силу в зацеплении раскладывают на три составляющие (рис. 4.1.1, б):

окружную F_t , определяемую по формуле (4.1.1);

радиальную

$$F_r = F_t \frac{\tan \alpha}{\cos \beta}; \quad (4.1.3)$$

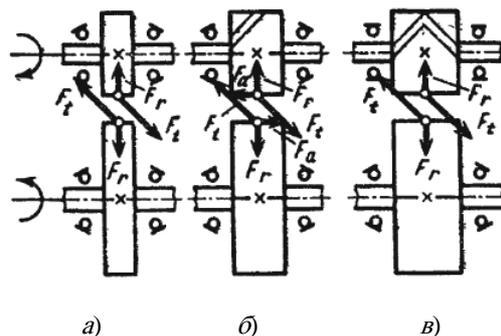


Рис. 4.1.1. Силы в зацеплении цилиндрических зубчатых колёс:
а – прямозубых; б – косозубых; в – шевронных

осевую

$$F_a = F_t \tan \beta, \quad (4.1.4)$$

где α – угол зацепления в нормальном сечении; β – угол наклона зубьев.

В цилиндрической шевронной передаче (рис. 4.1.1, в) осевые силы, действующие на каждую половину шеврона, уравниваются.

Радиальную и осевую силы определяют так же, как и для косозубой передачи.

В конической прямозубой передаче (рис. 4.1.2) окружная сила

$$F_t = \frac{P}{v_{cp}}, \quad (4.1.5)$$

где v_{cp} – окружная скорость на среднем диаметре зубчатого колеса, м/с; P – передаваемая мощность, Вт; радиальная сила на шестерне F_{r1} и осевая на колесе F_{a2} равны, но направлены в противоположные стороны:

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \tan \alpha \sin \delta_2; \quad (4.1.6)$$

аналогично осевая сила на шестерне F_{a1} равна радиальной силе на колесе F_{r2} :

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \tan \alpha \sin \delta_1, \quad (4.1.7)$$

здесь δ_1 и δ_2 – углы при вершинах начальных конусов, они связаны с передаточным числом и зависимостью

$$\tan \delta_1 = \tan \delta_2 = u. \quad (4.1.8)$$

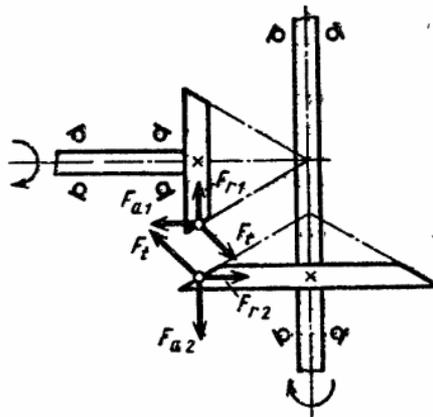


Рис. 4.1.2. Силы в зацеплении конических прямозубых колёс

В передачах коническими колёсами с косыми или криволинейными зубьями окружную силу F_t , определяют по формуле (4.1.5); радиальная сила на шестерне F_{r1} равна осевой силе на колесе F_{a2} :

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \frac{\sin \delta_1}{\cos \beta} (u \tan \alpha \pm \sin \beta); \quad (4.1.9)$$

осевая сила на шестерне F_{a1} равна радиальной силе на колесе F_{r2} :

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \frac{\sin \delta_1}{\cos \beta} (\tan \alpha \pm \sin \beta). \quad (4.1.10)$$

Здесь β – угол наклона линии зуба в середине ширины зубчатого венца; знак перед вторым слагаемым в скобках выбирают по табл. 4.1.1.

Если F_{a1} получится со знаком минус, то вектор этой силы следует направить к вершине конуса. При положительном значении силы F_{r1} её вектор надо направить от точки контакта зубьев к центру шестерни. Вектор F_{r2} должен быть направлен противоположно вектору F_{a1} , а вектор F_{a2} – противоположно вектору F_{r1} .

В червячной передаче (рис. 4.1.3) окружная сила на червяке F_{t1} и осевая на колесе F_{a2} равны, но противоположно направлены:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1}. \quad (4.1.11)$$

Такое же соотношение окружной силы на колесе и осевой силы на червяке

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha . \quad (4.1.12)$$

Здесь T_1 и T_2 – вращающие моменты на валах соответственно червяка и колеса, Н·мм; d_1 и d_2 – делительные диаметры червяка и колеса, мм.

4.1.1. Выбор знаков перед вторым слагаемым в формулах (4.1.9) и (4.1.10)

Направление вращения шестерни (если смотреть со стороны основания конуса к его вершине)	Направление наклона зуба	Знак перед вторым слагаемым в формуле	
		(4.1.9)	(4.1.10)
По часовой стрелке	Правое	+	–
	Левое	–	+
Против часовой стрелки	Правое	–	+
	Левое	+	–

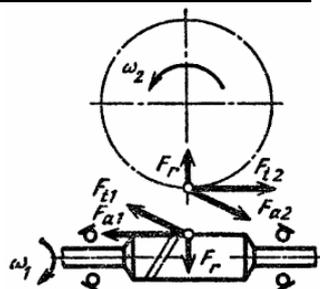


Рис. 4.1.3. Силы в зацеплении червячной пары

В ремённой передаче нагрузка на валы F_B равна геометрической сумме натяжений F_1 и F_2 ветвей ремня; при угле обхвата меньшего шкива $\alpha \leq 150^\circ$ принимают

$$F_B = 2F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} ; \quad (4.1.13)$$

здесь $F_0 = \sigma_0 A$, где σ_0 – напряжение от предварительного натяжения ремней; A – площадь поперечного сечения ремня (в случае клиноремённой передачи – площадь поперечного сечения всех ремней рассчитываемой передачи).

В цепной передаче нагрузка на валы звездочек, направленная по линии центров звездочек

$$F_B = F_t + 2 \cdot 9,81 k_f q a , \quad (4.1.14)$$

где F_t – окружная сила на звездочке; k_f – коэффициент, учитывающий влияние провисания цепи; q – масса одного метра цепи, кг/м; a – межосевое расстояние, м.

При расчёте валов редукторов общего назначения следует учитывать возможные консольные нагрузки F_k , приложенные в середине посадочной части вала. По ГОСТ 16162–78 для быстроходного вала одноступенчатого зубчатого редуктора при вращающемся моменте $T_B \leq 25$ Н·м консольная нагрузка, Н, $F_{kB} = 50\sqrt{T_B}$; при $T_B > 25$ до $T_B \leq 250$ Н·м $F_{kB} = 80\sqrt{T_B}$. Такое же значение F_{kB} принимают и для быстроходного вала червячного редуктора. Для тихоходного вала при $T_t \geq 250$ Н·м консольная нагрузка $F_{kt} = 125\sqrt{T_t}$.

4.2. РАСЧЁТ ВАЛОВ

Проектирование вала начинают с определения диаметра выходного конца его из расчёта на чистое кручение по пониженному допускаемому напряжению без учёта влияния изгиба

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau_k]}} , \quad (4.2.1)$$

где T – крутящий момент, Н·мм; $[\tau]$ – допускаемое напряжение на кручение; для валов из сталей 40, 45, Ст6 принимают пониженное значение $[\tau_k] = 15 \dots 20$ МПа (Н/мм²). Полученный результат округляют до ближайшего большего значения из

стандартного ряда: 10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 33; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130 и далее через 10 мм.

Примечание. В случае необходимости допускаются диаметры: в интервале от 12 до 26 мм – кратные 0,5; в интервале 26 – 30 – целые числа; в интервале 50 – 110 – размеры, оканчивающиеся на 2 и 8, далее – размеры, кратные 5.

Для редукторов общего назначения рекомендуется изготавливать валы одинакового диаметра по всей длине; допуски на отдельных участках вала назначают в соответствии с требуемыми посадками насаживаемых деталей. Однако для облегчения монтажа подшипников, зубчатых колёс и других деталей применяют и ступенчатую конструкцию вала. Для удобства соединения вала редуктора с валом электродвигателя стандартной муфтой соблюдают условие, чтобы диаметры соединяемых валов имели размеры, отличающиеся не более чем на 20%.

Наметив конструкцию вала, установив основные размеры его (диаметры и длины участков вала, расстояния: между серединами опор и др.), выполняют уточненный, проверочный расчёт, заключающийся в определении коэффициентов запаса прочности n в опасных сечениях:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}. \quad (4.2.2)$$

Расчётное значение n должно быть не ниже допускаемого $[n] = 2,5$.

При условии выполнения специального расчёта вала на жёсткость допускается снижение $[n]$ до 1,7.

В формуле (4.2.2) n_σ – коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma \beta} \sigma_v + \psi_\sigma \sigma_m}, \quad (4.2.3)$$

где σ_{-1} – предел выносливости при симметричном цикле изгиба; для углеродистых конструкционных сталей – $\sigma_{-1} = 0,43\sigma_B$ МПа; для легированных $\sigma_{-1} = 0,35\sigma_B + (70 \dots 120)$ МПа; k_σ – эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений (табл. 4.2.1 – 4.2.3); ϵ_σ – масштабный коэффициент для нормальных напряжений (табл. 4.2.4); β – коэффициент учитывающий шероховатость поверхности: при $R_a = 0,32 \dots 2,5$ мкм принимают $\beta = 0,9 \dots 0,97$; σ_a – амплитуда цикла нормальных напряжений, равная наибольшему напряжению изгиба σ_u в рассматриваемом сечении; σ_m – среднее напряжение цикла нормальных напряжений; если осевая нагрузка F_a на вал отсутствует или пренебрежимо мала, то $\sigma_m = 0$; в противном случае

$$\sigma_m = \frac{4F_a}{\pi d^2};$$

ψ_σ – коэффициент чувствительности к асимметрии цикла

$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0};$$

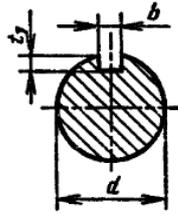
для углеродистых сталей, имеющих $\sigma_B = 650 \dots 750$ МПа, принимают $\psi_\sigma = 0,2$; для легированных сталей $\psi_\sigma = 0,25 \dots 0,30$;

n_τ – коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям,

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\epsilon_\tau \beta} \tau_v + \psi_\tau \tau_m}, \quad (4.2.4)$$

где τ_{-1} – предел выносливости при симметричном цикле кручения; для углеродистых конструкционных сталей $\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1}$; остальные обозначения в формуле имеют тот же смысл, что и в (4.2.3), с той разницей, что они относятся к напряжениям кручения. Значения ϵ_τ даны в табл. 4.2.4; k_τ – в табл. 4.2.1; для упомянутых выше сталей принимают $\psi_\tau = 0,1$; значения τ_v и τ_m определяются в предположении, что вследствие колебания крутящего момента T напряжения кручения изменяются по отнулевому циклу, т.е.

4.2.1. Значения k_σ и k_τ для валов с одной шпоночной канавкой



Коэффициенты	σ_B , МПа				Примечание. Момент сопротивления нетто: при изгибе $W_{\text{нетто}} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$; при кручении $W_{\text{кнетто}} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$
	600	700	800	900	
k_σ	1,6	1,75	1,80	1,90	
k_τ	1,5	1,6	1,7	1,9	

4.2.2. Значения k_σ и k_τ для шлицевых участков вала

Шлицы		σ_B , МПа			
		600	700	800	900
Прямобоочные	k_σ	1,55	1,60	1,65	1,70
	k_τ	2,35	2,45	2,55	2,65
Эвольвентные	k_σ	1,55	1,60	1,65	1,70
	k_τ	1,46	1,49	1,52	1,55

4.2.3. Значения $k_\sigma/\varepsilon_\sigma$ для валов с напрессованными деталями при давлении напрессовки свыше 20 МПа

d , мм	σ_B , МПа				Примечание
	600	700	800	900	
14	2,0	2,3	2,6	3,0	1. Для касательных напряжений $\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 0,6 \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + 0,4$. 2. При давлении напрессовки 10 ... 20 МПа снижать k_τ/ε_τ на 5 ... 15%
22	2,35	2,6	3,0	3,4	
30	2,6	2,8	3,3	3,8	
40	2,7	3,2	3,65	4,0	
50	3,3	3,6	4,0	4,5	

4.2.4. Значения ε_σ , ε_τ

Сталь		Диаметр вала d , мм						
		20	30	40	50	70	100	200
Углеродистая	ε_σ	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70	0,61
	ε_τ	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52
Легированная	$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52

$$\tau_v = \tau_m = 0,5\tau_{\text{max}} = \frac{0,5T}{W_k}, \quad (4.2.5)$$

где W_k – момент сопротивления кручения.

При частом реверсе полагают $\tau_v = T/W_k$; $\tau_m = 0$.

Если в рассматриваемом сечении несколько концентраторов напряжений, то учитывается один из них, для которого $k_\sigma/\varepsilon_\sigma$ больше.

Пример. Рассчитать ведущий вал конического редуктора. Исходные данные для проектирования: крутящий момент на валу $T_1 = 63,6$ Н·м; диаметр вала двигателя привода редуктора $d_{дв} = 38$ мм.

Предварительный расчёт проведём на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

Диаметр выходного конца при допускаемом напряжении $[\tau_k] = 20$ МПа

$$d_{в1} = \sqrt[3]{\frac{16T_1}{\pi[\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 63,6 \cdot 10^3}{\pi \cdot 20}} = 25,3 \text{ мм.}$$

Так как вал редуктора соединяется с валом электродвигателя муфтой, то целесообразно согласовать диаметры вала двигателя и вала редуктора. Выбранная муфта должна иметь полумуфты с разными диаметрами, но должна находиться в одной категории по расчётному моменту. Выбираем муфту МУВП 250-32-11-38-11 по ГОСТ 21424-75 с расточками муфт $d_{дв} = 38$ мм и $d_{в1} = 32$ мм. Примем под подшипники $d_{п1} = 40$ мм. Диаметр под шестерню $d_{к1} = 32$ мм. Конструкция ведущего вала представлена на рис. 4.2.1.

Выполнить уточнённый расчёт вала по заданной расчётной схеме рис. 4.2.2.

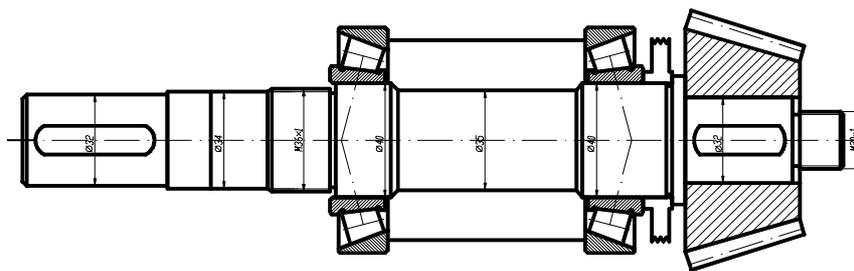


Рис. 4.2.1. Конструкция ведущего вала

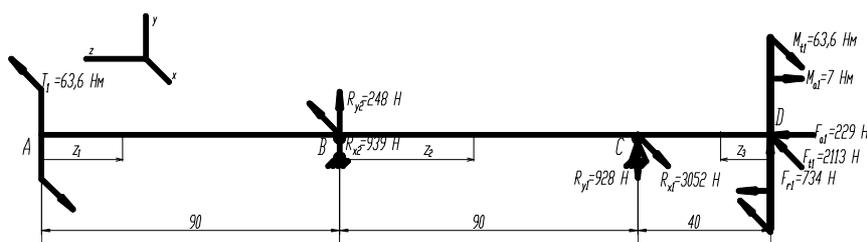


Рис. 4.2.2. Расчётная схема вала

Примем, что нормальные напряжения от изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные от кручения по отнулевому (пульсирующему).

Уточнённый расчёт валов ведётся по опасным сечениям. Построим эпюры изгибающих (M_X , M_Y) и крутящих моментов (T) для каждого из валов.

Участок AB $0 \leq z_1 \leq 0,09$ м

$$M_X = 0 \text{ Н·м; } M_Y = 0 \text{ Н·м; } M_{кр} = T_1 = 63,6 \text{ Н·м.}$$

Участок BC $0 \leq z_2 \leq 0,09$ м

$$M_X = R_{y2} z_2, \quad M_X(0) = 0 \text{ Н·м, } M_X(0,09) = 982 \cdot 0,09 = 22,3 \text{ Н·м;}$$

$$M_Y = -R_{x2} z_2, \quad M_Y(0) = 0 \text{ Н·м, } M_Y(0,09) = -939 \cdot 0,09 = -84,5 \text{ Н·м;}$$

$$M_{кр} = T_1 = 73,9 \text{ Н·м.}$$

Участок DC $0 \leq z_3 \leq 0,04$ м

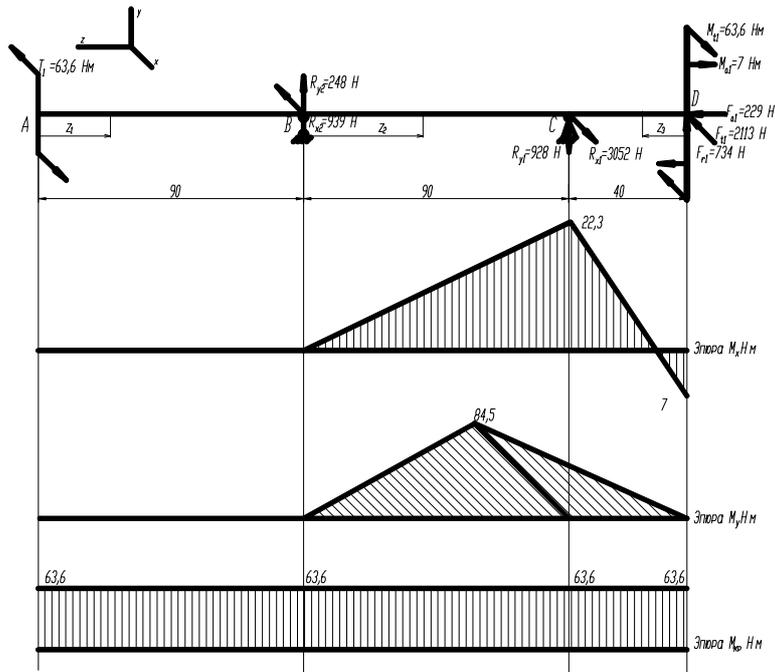
$$M_X = -M_{a1} + F_{r1} z_3, \quad M_X(0) = -7 \text{ Н·м,}$$

$$M_X(0,04) = -7 + 734 \cdot 0,04 = 22,3 \text{ Н·м;}$$

$$M_Y = -F_t z_3, \quad M_Y(0) = 0 \text{ Н·м, } M_Y(0,04) = -2113 \cdot 0,04 = -84,5 \text{ Н·м;}$$

$$M_{кр} = M_{r1} = 63,6 \text{ Н·м.}$$

Эпюры моментов ведущего вала



Из всех сечений ведущего вала наиболее опасным является сечение в месте посадки подшипника, ближнего к шестерне. Это вызвано тем, что для сечения точки С максимален суммарный крутящий и изгибающий момент.

Материал вала сталь 45, термическая обработка – улучшение.

По таблице 3.3 [9] при диаметре заготовки до 90 мм среднее значение $\sigma_B = 570$ МПа.

Предел выносливости при симметричном цикле изгиба

$$\sigma_{-1} \approx 0,43\sigma_B = 0,43 \cdot 570 = 245 \text{ МПа.}$$

Предел выносливости при симметричном цикле касательных напряжений

$$\tau_{-1} \approx 0,58\sigma_{-1} = 0,58 \cdot 245 = 142 \text{ МПа.}$$

Рассмотрим сечение С–С (рис. 4.2.2).

Суммарный изгибающий момент

$$M_p = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{22,3^2 + 84,5^2} = 87 \text{ Н·м.}$$

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} \sigma_a},$$

где амплитуда нормальных напряжений изгиба

$$\sigma_a = \frac{M}{W}; \text{ примем } \sigma_m = 0.$$

Момент сопротивления изгибу

$$W = \frac{\pi d_{\text{пл}}^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 40^3}{32} = 6,28 \cdot 10^3 \text{ мм}^3; \quad \sigma_a = \frac{M}{W_{\text{нетто}}} = \frac{87 \cdot 10^3}{6,28 \cdot 10^3} = 13,8 \text{ МПа.}$$

По таблице 4.2.3 $\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 3,1$, $n_\sigma = \frac{245}{3,1 \cdot 13,8} = 5,7$.

Коэффициент запаса прочности

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \beta} \tau_a + \psi_\tau \tau_m},$$

где амплитуда и среднее напряжение от нулевого цикла

$$\tau_a = \tau_m = \frac{M_{кр}}{2W_p}$$

Полярный момент сопротивления

$$W_p = \frac{\pi d_{II}^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 40^3}{16} = 12,56 \cdot 10^3 \text{ мм}^3;$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{M_{кр}}{2W_p} = \frac{63,6 \cdot 10^3}{2 \cdot 12,56 \cdot 10^3} = 2,5 \text{ МПа.}$$

$$\frac{k_\tau}{\epsilon_\tau} = 0,6 \frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma} + 0,4 = 0,6 \cdot 3,1 + 0,4 = 2,26 \text{ и } \psi_\tau = 0,1 \text{ [9, с. 166].}$$

$$n_\tau = \frac{142}{2,26 \cdot 2,5 + 0,1 \cdot 2,5} = 24,1.$$

Результирующий коэффициент запаса прочности

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{5,7 \cdot 24,5}{\sqrt{5,7^2 + 24,5^2}} = 5,5,$$

$$n > [n] = 2,5.$$

Запас статической прочности обеспечен.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Решение вопросов механического профиля, таких как выбор схем, кинематика и динамика, расчёты на прочность, оценка механических причин брака производимой продукции и т.д. являются необходимым условием эффективной работы инженера на любом производстве. Актуальной задачей на сегодняшний момент при подготовке высококвалифицированных инженеров в условиях модернизации отечественного производства является не только получение и знание теоретических аспектов деятельности предприятия, но и приобретение в процессе обучения практических навыков, в частности расчёта и конструирования типовых механических устройств, используемых в машинах, измерительных приборах и средствах автоматизации.

Многообразие решений задач расчёта механических устройств, деталей и узлов открывает огромные возможности для будущего инженера при проведении модернизации существующего или конструировании совершенно нового оборудования с учётом современных требований к работоспособности, экономичности, технологичности и надёжности. Обучающиеся знакомятся с источниками информации по деталям машин, основам конструирования деталей машин, появлением новых и развитием известных теорий, гипотез, представлений и проверки их опытным путём, методами расчёта элементов конструкций на прочность и жёсткость, проблемными вопросами прочностных расчётов. Студент в результате изучения представленного материала должен уметь оценивать принципы работы, технические характеристики, конструктивные особенности разрабатываемых и используемых технических средств, оценивать работоспособность деталей по критериям прочности, самостоятельно конструировать простейшие механические узлы, при конструировании учитывать требования собираемости, технологичности, стандартизации, экономичности, самостоятельно подбирать справочную литературу, ГОСТы, необходимый вспомогательный материал. Студент получает представление об основных задачах, решаемых данной наукой, о возможностях применения знаний, полученных в данном курсе, об основных законах данного курса и навыки определения основных конструктивных параметров и расчёта широко распространённых деталей машин (приборов) и аппаратов, составления кинематических схем; выполнения расчётов механических передач и их элементов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Иосилевич, Г.Б. Прикладная механика / Г.Б. Иосилевич, П.А. Лебедев, В.С. Стреляев. – М. : Машиностроение, 1985.
2. Заблонский, К.И. Прикладная механика : учебное пособие / К.И. Заблонский. – Киев : Высшая школа, 1989.
3. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В.И. Анурьев. – 8-е изд. – М. : Машиностроение, 2000.
4. Допуски и посадки справочник : в 2 ч. / В.Д. Мягков, М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – М. : Машиностроение, 1982.
5. Жуков, К.П. Детали машин / К.П. Жуков. – М. : МГТУ им. Баумана, 2000.
6. Ряховский, О.Ю. Детали машин / О.Ю. Ряховский, Ю.Е. Гуревич. – М. : МГТУ им. Баумана, 2002.
7. Современное машиностроение. Ч. 5. Основы машиноведения. Конструкция, параметры и основы конструирования. Кн. 2. Типовые изделия машиностроения: атлас / П.Н. Учаев, С.Г. Емельянов, И.С. Захаров [и др.] ; под ред. П.Н. Учаева. – М. : Высшая школа, 2006.
8. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка : энциклопедия. Машиностроение. Т. IV-1 / под общ. ред. Д.Н. Решетова. – М. : Машиностроение, 1995.
9. Курсовое проектирование деталей машин : учебное пособие / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин, Г.М. Ицкович. – М. : Альянс, 2005.
10. Шейнблит, А.Е. Курсовое проектирование деталей машин / А.Е. Шейнблит. – М. : Машиностроение, 1991.
11. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учебное пособие / П.Ф. Дунаев, О. Леликов. – М. : Академия, 2006.
12. Иванов, М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов. – М. : Высшая школа, 1991.

ТЕСТЫ ДЛЯ ПРОВЕРКИ УСВОЕННЫХ ЗНАНИЙ

1. Машины, преобразующие один вид энергии в другой (электродвигатели, гидромоторы, и т.д.) – это ...
 - а) машины-двигатели;
 - б) транспортные машины;
 - в) технологические машины;
 - г) вычислительные машины.
2. Изменяют состояние, форму и свойства материалов (токарные станки и т.д.) – это ...
 - а) машины-двигатели;
 - б) транспортные машины;
 - в) вычислительные машины;
 - г) технологические машины.
3. Перемещают тела (конвейеры и т.д.) – это ...
 - а) вычислительные машины;
 - б) транспортные машины;
 - в) технологические машины;
 - г) машины-двигатели.
4. Выполняют математические операции – это ...
 - а) технологические машины;
 - б) машины-двигатели;
 - в) вычислительные машины;
 - г) транспортные машины.
5. Контролируют и корректируют технологические процессы – это ...
 - а) технологические машины;
 - б) машины-двигатели;
 - в) транспортные машины;
 - г) контрольно-управляющие машины.
6. Математическое исследование всякого объекта начинается с его _____, при которой опускаются все частности, не оказывающие влияния на решение поставленной задачи.
 - а) идеализации;
 - б) усложнения;
 - в) абстракции;
 - г) урбанизации.
7. Совокупность связанных твёрдых тел, совершающих механическое движение, называют _____ машины.
 - а) сборочной единицей;
 - б) кинематической цепью;
 - в) агрегатом;
 - г) прибором.
8. Совокупность двух связанных звеньев называют _____.
 - а) соединением звеньев;
 - б) парой звеньев;
 - в) кинематической парой;
 - г) сборочной единицей.
9. Поверхности, которыми соприкасаются в процессе движения звенья кинематической пары называются ...
 - а) элементом звена;
 - б) сборочными поверхностями;
 - в) поверхностями контакта;
 - г) элементом пары.
10. Кривошипно-ползунные механизмы применяются для ...
 - а) преобразования вращательного движения в поступательное или наоборот;
 - б) преобразования вращательного движения во вращательное;
 - в) преобразования поступательного движения в поступательное;
 - г) преобразования вибрационного движения в поступательное или наоборот.
11. Во фрикционных механизмах передача движения осуществляется за счёт сил _____ между прижатыми друг к другу звеньями (двумя катками, катком и плоскостью и т.д.).
 - а) инерции;
 - б) трения;
 - в) тяжести;
 - г) скольжения.
12. Механизмы, в которых вращательное движение от ведущего звена к ведомому звену осуществляется через гибкие элементы называются: 1) ременными; 2) цепными; 3) зубчатыми; 4) винтовыми; 5) червячными.
 - а) 2; 3; б) 3; 5; в) 1; 2; г) 4; 5.
13. Ремни передач трением по форме поперечного сечения разделяются на: 1) плоские; 2) клиновые; 3) поликлиновые; 4) круглые; 5) квадратные; 6) конусные; 7) линейные.
 - а) 1; 2; 3; 4; 5;
 - б) 2; 3; 4; 5; 6;
 - в) 3; 4; 5; 6; 7;

г) 1; 4; 5; 6; 7.

14. Червячная передача относится к передачам зацепления со скрещивающимися осями валов. Угол скрещивания обычно равен ...

- а) 45°;
- б) 90°;
- в) 20°;
- г) 180°.

15. В зависимости от характера относительного движения винта и гайки различают пять типов _____ механизмов.

- а) винтовых;
- б) гаечных;
- в) волновых;
- г) комбинированных.

16. Изделие, изготовленное без применения сборочных операций называют ...

- а) сборочной единицей;
- б) деталью;
- в) прибором;
- г) аппаратом.

17. Изделие, составные части которого подлежат соединению на предприятии-изготовителе посредством сборочных операций называют ...

- а) прибором;
- б) аппаратом;
- в) деталью;
- г) сборочной единицей.

18. Законченная сборочная единица, состоящая из деталей общего функционального назначения называется ...

- а) узлом;
- б) прибором;
- в) аппаратом;
- г) агрегатом.

19. Детали машин классифицируют на типовые группы: передают движение от источника к потребителю – это ...

- а) передачи;
- б) валы и оси;
- в) опоры;
- г) муфты.

20. Детали машин классифицируют на типовые группы: несут на себе вращающиеся детали передач – это ...

- а) опоры;
- б) валы и оси;
- в) муфты;
- г) передачи.

21. Детали машин классифицируют на типовые группы: служат для установки валов и осей – это ...

- а) опоры;
- б) муфты;
- в) передачи;
- г) валы и оси.

22. Детали машин классифицируют на типовые группы: соединяют между собой валы и передают вращающий момент – это ...

- а) передачи;
- б) муфты;
- в) валы и оси;
- г) опоры.

23. Детали машин классифицируют на типовые группы: смягчают вибрацию и удары, накапливают энергию, обеспечивают постоянное сжатие деталей – это ...

- а) упругие элементы;
- б) корпусные детали;
- в) опоры;
- г) соединения.

24. Детали машин классифицируют на типовые группы: организуют внутри себя пространство для размещения всех остальных деталей, обеспечивают их защиту – это ...

- а) опоры;
- б) корпусные детали;
- в) соединения;
- г) упругие элементы.

25. Совокупность свойств, определяющих степень пригодности использования их по назначению называют ...

- а) качеством;
- б) работоспособностью;
- в) износостойкостью;
- г) теплостойкостью.

26. _____ конструкции механизма определяется удобством изготовления и сборки его деталей, а также общим количеством, степенью использования стандартизованных и унифицированных деталей и сборочных единиц
- надёжность;
 - работоспособность;
 - технологичность;
 - прочность.
27. Свойство изделия выполнять свои функции в течение заданного срока или наработки, сохраняя в заданных пределах эксплуатационные показатели, называют ...
- надёжностью;
 - работоспособностью;
 - прочностью;
 - технологичностью.
28. Отношение числа деталей, выдержавших испытание к числу деталей испытываемых называют ...
- работоспособностью;
 - прочностью;
 - технологичностью;
 - безотказностью.
29. Критериями работоспособности являются: 1) прочность; 2) износостойкость; 3) влагостойкость; 4) жёсткость; 5) надёжность; 6) теплостойкость; 7) виброустойчивость.
- 1; 2; 4; 6; 7;
 - 2; 3; 5; 6; 7;
 - 3; 4; 5; 6; 7;
 - 1; 3; 4; 5; 7.
30. Отношение мощности на выходе P_2 к мощности на входе P_1 механической передачи – это ...
- передаточное отношение;
 - степень свободы;
 - окружная скорость;
 - коэффициент полезного действия.
31. Разработка технического предложения это _____ стадия разработки.
- первая;
 - третья;
 - четвёртая;
 - вторая.
32. Механизм, который преобразует параметры движения двигателя при передаче исполнительным органам машины, называют _____ передачей.
- механической;
 - электрической;
 - гидравлической;
 - пневматической.
33. Разработка технического задания – это _____ стадия разработки.
- первая;
 - вторая;
 - третья;
 - четвёртая.
34. Разработка технического проекта – это _____ стадия разработки.
- четвёртая;
 - вторая;
 - первая;
 - третья.
35. Разработка эскизного проекта – это _____ стадия разработки.
- третья;
 - четвёртая;
 - вторая;
 - первая.
36. Совокупность расчётов, графических материалов и пояснений к ним, предназначенных для обоснования и определения параметров конструкции (кинематических, динамических, геометрических и др.), её производительности, экономической эффективности называется ...
- эскизом;
 - проектом;
 - запиской;
 - нормативным документом.
37. Разработка рабочей документации – это _____ стадия разработки.
- пятая;
 - вторая;
 - первая;
 - третья.
38. Отношение частоты вращения на входе к частоте вращения на выходе – это ...
- степень свободы;
 - окружная скорость;

- в) коэффициент полезного действия;
 г) передаточное отношение.
39. Отрыв мелких частичек от рабочей поверхности зубьев, называется ...
- а) износом;
 б) заеданием;
 в) выкрашиванием;
 г) изломом зуба.
40. В вариаторах передаточное число в процессе работы _____ .
- а) только увеличивается;
 б) изменяется;
 в) только уменьшается;
 г) постоянное.

ОТВЕТЫ

1	а
2	г
3	б
4	в
5	в
6	а

7	б
8	в
9	г
10	а
11	б
12	в

13	а
14	б
15	а
16	б
17	г
18	а

19	а
20	б
21	а
22	б
23	а
24	б

25	а
26	в
27	а
28	г
29	а
30	г

31	г
32	а
33	а
34	а
35	а
36	а

37	а
38	г
39	в
40	б

ПРИЛОЖЕНИЕ

ЗАДАНИЯ ДЛЯ РПР (КОНТРОЛЬНЫЕ РАБОТЫ)

Исходные данные для выполнения расчёта выбираются студентом из прилагаемых таблиц в соответствии с заданием, личным учебным шифром и первыми шестью буквами русского алфавита, которые следует расположить под шифром, например:

шифр	2	8	7	0	5	2
буквы	а	б	в	г	д	е

Из каждого вертикального столбца таблицы, обозначенного внизу буквой, надо взять только одно число, стоящее в той горизонтальной строке, номер которой совпадает с номером буквы.

Расчётно-проектировочная работа (Контрольная работа) № 1

«РАСЧЁТ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА»

Выполнить кинематический и силовой расчёт электромеханического привода конвейера (рис. П.1) . Порядок расчёта:

1. Кинематический и силовой расчёт привода.
 - 1.1. Определение передаточного отношения каждой передачи, входящей в привод.
 - 1.2. Определение общего передаточного отношения привода.
 - 1.3. Определение общего КПД привода.
 - 1.4. Определение требуемой частоты вращения вала электродвигателя.
 - 1.5. Определение требуемой мощности электродвигателя.
 - 1.6. Подбор стандартного асинхронного электродвигателя переменного тока.
 - 1.7. Уточнение передаточного отношения одной из передач привода.
 - 1.8. Определение частоты вращения валов привода.
 - 1.9. Определение угловых скоростей валов привода.
 - 1.10. Определение мощностей на валах привода.
 - 1.11. Определение вращающих моментов на валах привода.
2. Выбор материала зубчатых колёс и определение допускаемых напряжений для зубчатых колёс.
3. Проектный и проверочный расчёт второй ступени привода.

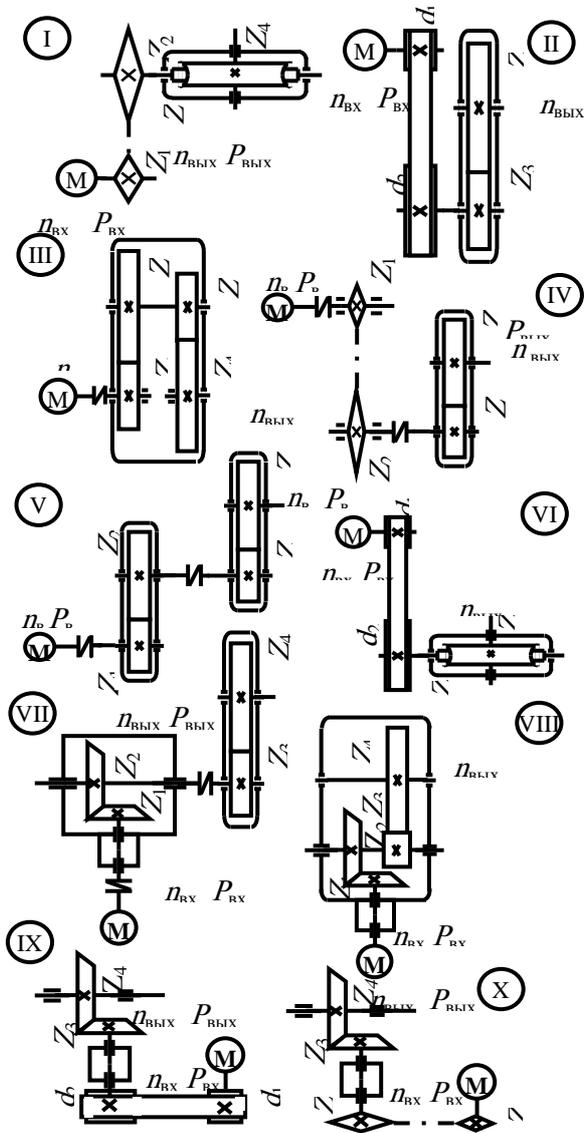


Рис. П1. Кинематическая схема привода
 П1. Исходные данные для РПР (контрольной работы) № 1

Цифра	№ схемы	$P_{\text{ВЫХ}}$, кВт	$n_{\text{ВЫХ}}$, мин ⁻¹
1	I	2	20
2	II	3	150
3	III	6	200
4	IV	7	160
5	V	4	180
6	VI	5	30
7	VII	8	120
8	VIII	9	100
9	IX	6	220
0	X	7	140
буква	а	в	а

Цифра	Червячная передача		Зубчатая цилиндрическая передача			Зубчатая коническая передача		
	$Z_{\text{ВХ}}$	$Z_{\text{ВЫХ}}$	β , °	$Z_{\text{ВХ}}$	$Z_{\text{ВЫХ}}$	β , °	$Z_{\text{ВХ}}$	$Z_{\text{ВЫХ}}$
1	1	32		30	75		20	40
2	1	40		40	80		30	120
3	1	28	10°	20	80		40	126
4	2	32		20	50		20	60
5	1	28	8°	30	60		40	160

6	2	40		40	160		30	60
7	1	28	15°	20	80		40	100
8	2	64		20	40	25°	20	80
9	2	32		30	75	20°	20	60
0	1	28		40	120	22°	40	160
букв а	г	д	а	е	в	а	д	б

цифра	Цепная передача		Ремённая передача	
	$Z_{ВХ}$	$Z_{ВЫХ}$	$d_{ВХ}, \text{ММ}$	$d_{ВЫХ}, \text{ММ}$
1	30	75	40	100
2	40	80	45	90
3	40	120	50	100
4	20	80	40	160
5	25	50	50	200
6	30	60	90	180
7	40	160	100	315
8	20	80	112	224
9	20	40	125	355
0	40	100	100	280
буква	б	в	г	б

Расчётно-проектировочная работа (Контрольная работа) № 2

«РАСЧЁТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛА»

Рассчитать и сконструировать вал механической передачи (рис. П2).

1. Предварительный расчёт вала.
2. Конструирование вала.
3. Проверочный расчёт вала.
4. Расчёт шпонки на прочность.
5. Расчёт подшипников качения.

Изобразить рабочий чертёж сконструированного вала.

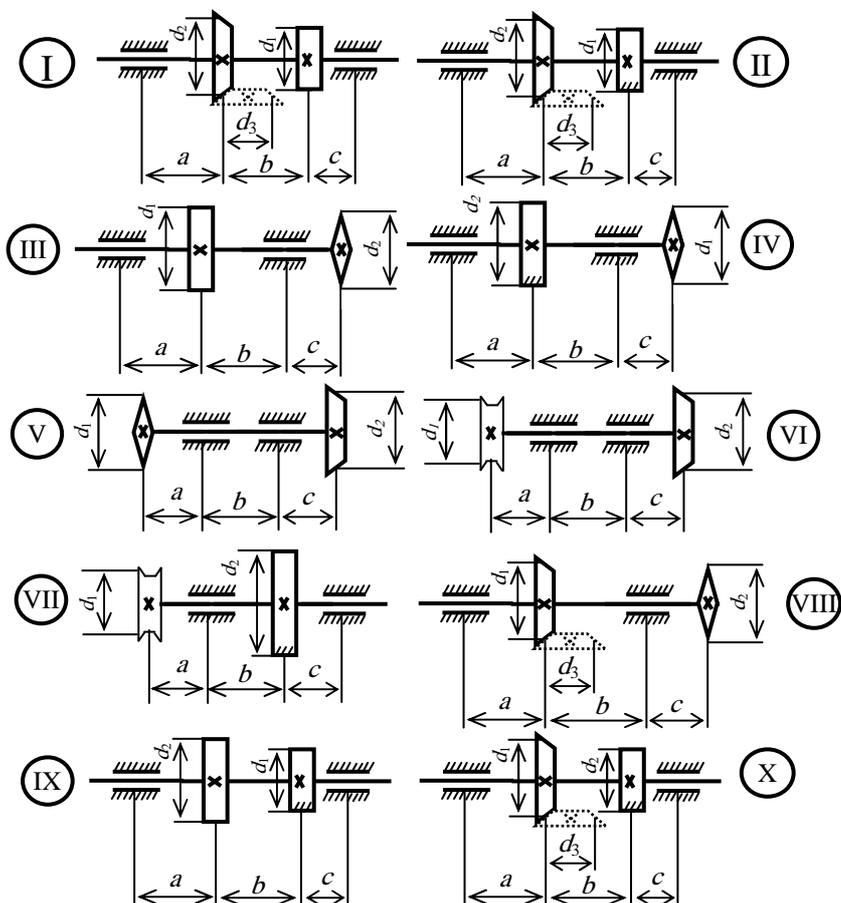


Рис. П2. Схема вала

П.2. Исходные данные для РПР (контрольной работы) № 2

Цифра	№ схемы	$d_{1, \text{ мм}}$	$d_{2, \text{ мм}}$	$d_{3, \text{ мм}}$
1	I	200	100	50
2	II	250	220	100
3	III	300	150	0
4	IV	250	200	0
5	V	150	50	0
6	VI	200	100	0
7	VII	220	300	0
8	VIII	400	250	125
9	IX	240	100	0
0	X	150	300	100
буква	а	б	в	а

Цифра	$T, \text{ Н·м}$	Угол наклона зубьев, °		Ψ_{bd}	Срок службы, год
		цилиндр., β	коничес., β_n		
1	260	0	18	1,4	3
2	120	10	30	1,2	2
3	170	0	0	2,0	4
4	270	12	0	1,8	3
5	300	0	20	0,6	1
6	180	0	25	0,8	2
7	240	15	0	1,2	3
8	220	0	16	1,6	2
9	150	10	0	1,4	3
0	200	12	25	1,0	2
буква	г	а	а	а	д

ГЛОССАРИЙ

- Аппарат** – устройство, совершающее различные процессы, в которых механическое движение отсутствует.
- Безотказность** – отношение числа деталей, выдержавших испытание к числу деталей испытываемых.
- Вал** – деталь в форме тел вращения, предназначенная для поддержания вращающихся деталей и для передачи вращающего момента от одной детали к другой (в осевом направлении).
- Виброустойчивость** – способность работать в нужном диапазоне режимов без недопустимых колебаний.
- Выкрашивание** – отрыв мелких частичек от рабочей поверхности зубьев.
- Грузоподъёмность** – способность подшипников воспринимать действующие внешние нагрузки без нарушения основных функциональных свойств.
- Деталь** – изделие, изготовленное без применения сборочных операций.
- Долговечность** – способность сохранять заданные показатели до предельного состояния с необходимыми перерывами для ремонтов и технического обслуживания.
- Жёсткость** – способность детали сопротивляться любой деформации.
- Звено** – твёрдые тела, составляющие кинематическую цепь.
- Идеализация** – подход к решению задачи, при котором опускаются все частности, не оказывающие влияния на решение поставленной задачи.
- Износостойкость** – способность сохранять первоначальную форму своей поверхности, сопротивляясь износу.
- Качество** – совокупность свойств, определяющих степень пригодности использования их по назначению.
- Кинематическая пара** – совокупность двух связанных звеньев.
- Кинематическая цепь** – совокупность связанных твёрдых тел, совершающих механическое движение.
- Конструирование машин** – творческий процесс со свойственными ему закономерностями построения и развития.
- Корпусные детали** – организуют внутри себя пространство для размещения всех остальных деталей, обеспечивают их защиту.
- Механизм** – кинематическая цепь, отличающаяся определённой движением всех звеньев относительно неподвижного звена – стойки.
- Механическая передача** – механизм, который преобразует параметры движения двигателя при передаче исполнительным органам машины.

Муфты – это устройства для соединения валов и передачи между ними вращающего момента.

Надёжность – свойство изделия выполнять свои функции в течении заданного срока или наработки, сохраняя в заданных пределах эксплуатационные показатели.

Оси – поддерживающие невращающиеся валы, работающие лишь в условиях изгиба и реже растяжения (сжатия).

Плавность хода – минимальные ускорения при работе машины.

Поля допусков – расположение отклонений от номинального размера детали.

Посадочная поверхность – поверхность соприкосновения соединяемых деталей.

Прибор – устройство, которое дополняет или заменяет человека в области интеллектуальной деятельности.

Проект – совокупности расчётов, графических материалов и пояснений к ним, предназначенных для обоснования и определения параметров конструкции (кинематических, динамических, геометрических и др.), её производительности, экономической эффективности.

Простые валы – валы, работающие в условиях кручения, изгиба и растяжения (сжатия).

Прочность – способность детали сопротивляться разрушению или необратимому изменению формы (деформации).

Сборочная единица – изделие, составные части которого подлежат соединению на предприятии-изготовителе посредством сборочных операций.

Технологичность – изготовление изделия при минимальных затратах труда, времени и средств при полном соответствии своему назначению.

Точность – способность максимально соответствовать заданному положению (скорости и т.п.).

Узел – законченная сборочная единица, состоящая из деталей общего функционального назначения.

Упругие элементы – детали, жёсткость которых намного меньше, чем у остальных, а деформации выше.

Цапфа – часть звена, внешняя поверхность которого служит элементом пары вращения.

Шейка – средняя цапфа.

Шип – концевая цапфа.

Шплинт – проволочный стержень полукруглого сечения, согнутый почти пополам.

Элемент пары – поверхности, которыми соприкасаются звенья кинематической пары в процессе движения.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ПРИВОДА	4
1.1. Определение требуемой мощности электродвигателя и его выбор	4
2. СВЕДЕНИЯ О РЕДУКТОРАХ	9
2.1. Расчёт зубчатых передач	9
2.2. Расчёт цилиндрических зубчатых колёс на контактную выносливость	11
2.3. Расчёт зубьев цилиндрических колёс на выносливость при изгибе	23
2.4. Расчёт конических зубчатых передач	34
3. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ	43
3.1. Общие сведения и кинематика передачи	43
3.2. Основные параметры передачи	44
3.3. Расчёт на контактную выносливость и на выносливость при изгибе	49
3.4. Коэффициент нагрузки материала и допускаемые напряжения	54
4. ВАЛЫ	61
4.1. Нагрузки валов	61
4.2. Расчёт валов	65
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	72
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	73
ТЕСТЫ ДЛЯ ПРОВЕРКИ УСВОЕННЫХ ЗНАНИЙ	74
ПРИЛОЖЕНИЕ	80
ГЛОССАРИЙ	85