

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ЕЛЕЦКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМ. И.А. БУНИНА»**

**КАФЕДРА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ
В МАШИНОСТРОЕНИИ И АГРОИНЖЕНЕРИИ**

**С.В. ЕЛЕЦКИХ, С. Ю. РАДИН,
С. Ю. ШУБКИН, С. С. БУНЕЕВ**

**КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ПО ДИСЦИПЛИНЕ
«ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ
КОНСТРУИРОВАНИЯ»**

Учебно-методическое
пособие

Елец – 2024

УДК 621.81

ББК 34.42

Е 50

*Печатается по решению редакционно-издательского совета
Елецкого государственного университета им. И.А. Бунина
от 29.02.2024 г., протокол № 1*

Р е ц е н з е н т ы:

И.А. Бакин, доктор технических наук, профессор
(Российский государственный аграрный университет –
МСХА имени К.А. Тимирязева);

А.И. Ключников, доктор технических наук, профессор
(Московский государственный университет технологий и
управления имени К.Г. Разумовского (Первый казачий университет))

С.В. Елецких, С. Ю. Радин, С. Ю. Шубкин, С. С. Бунеев

Е 50 **Курсовое проектирование по дисциплине «Детали машин и основы конструирования»:** учебно-методическое пособие. – Елец: Елецкий государственный университет им. И.А. Бунина, 2024. – 81 с.
ISBN 978-5-00151-415-2

Учебно-методическое пособие подготовлено в соответствии с рабочими программами дисциплины «**Детали машин и основы конструирования**», утвержденными для направлений подготовки бакалавров: **15.03.05 – Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств** и **35.03.06 – Агроинженерия** очной и очно-заочной форм обучения Елецкого государственного университета им. И.А. Бунина. Пособие предназначено для закрепления у обучающихся теоретических знаний, практических умений и навыков, полученных в ходе изучения дисциплин цикла обязательной части **Блока 1** учебного плана. Оно включает теоретические основы дисциплины «**Детали машин и основы конструирования**», примеры выполнения эскизного и технического проектов, а также разработки рабочей документации для механических приводов, используемых в заданиях на курсовое проектирование.

Учебно-методическое пособие может быть полезным также для обучающихся по направлению подготовки **20.03.01 – Техносферная безопасность** ЕГУ им. И.А. Бунина, изучающих дисциплину «**Механика**».

УДК 621.81

ББК 34.42

ISBN 978-5-00151-415-2

© Елецкий государственный
университет им. И.А. Бунина, 2024

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1. ПЕРЕДАЧИ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ	6
1.1. Зубчатые передачи (цилиндрические и конические).....	6
1.2. Червячные передачи	19
1.3. Поддерживающие и несущие детали механизмов и машин.....	25
1.3.1. Валы и оси.....	25
1.3.2. Опоры качения.....	30
1.4. Конструирование корпусов редукторов.....	35
1.5. Составление рабочей документации на редуктор.....	37
2. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРИВОДОВ	42
2.1. Проектирование привода с одноступенчатым цилиндрическим косозубым редуктором и цепной передачей.....	42
2.1.1. Техническое задание.....	42
2.1.2. Эскизный и технический проект.....	42
2.1.3. Рабочая документация.....	48
2.2. Проектирование привода с коническим одноступенчатым прямозубым редуктором и цепной передачей.....	49
2.2.1. Техническое задание.....	49
2.2.2. Эскизный и технический проект.....	50
2.2.3. Рабочая документация.....	58
2.3. Проектирование одноступенчатого червячного редуктора.....	59
2.3.1. Техническое задание.....	59
2.3.2. Эскизный и технический проект.....	59
2.3.3. Рабочая документация.....	66
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	68
ПРИЛОЖЕНИЯ	70

ВВЕДЕНИЕ

При создании машин и механизмов, которые будут использоваться в народном хозяйстве и услугах, важно обеспечить наивысший экономический эффект и высокие технические характеристики [2, 4].

Для разработки новых машин или улучшения уже существующих необходимо четко определить их функциональные характеристики, то есть то, что должна делать машина, какую продукцию производить и какие технологические процессы осуществлять. Для каждого типа машин устанавливаются индивидуальные показатели качества, зависящие от их назначения, но существуют общие стандарты качества для всех машин [3].

Основные требования к техническим устройствам включают высокую производительность, надежность, удобство в обслуживании, технологичность, возможность ремонта, компактность, привлекательный дизайн, безопасность и другие. Важно учитывать все эти факторы при проектировании и конструировании техники [5, 8].

Проектирование касается разработки общей конструкции изделия, а **конструирование** – детальной проработки всех аспектов, которые необходимы для превращения теоретической схемы в реальное устройство. Машина, над которой производится конструирование, является частью общей системы, и все характеристики ее эксплуатации могут зависеть от окружающей среды и технологического процесса. Значимость определенного критерия для конкретной детали зависит от ее функционального предназначения и условий эксплуатации [7].

Правила проектирования и оформления конструкторской документации стандартизированы (ЕСКД).

ГОСТ 2. 103-68 устанавливает следующие стадии разработки конструкторской документации на изделия всех отраслей промышленности и этапы выполнения работ: **техническое задание, техническое предложение, эскизный проект, технический проект, рабочая документация**. В условиях учебного заведения стадии проектирования несколько упрощаются, но основные моменты формируются и остаются с той целью чтобы: **систематизировать**, закрепить и расширить теоретические знания, а также развить расчетно-графические навыки студентов; **ознакомить** студентов с конструкциями типовых деталей и узлов и привить им навыки самостоятельного решения инженерно-технических задач, умение рассчитать и сконструировать механизмы детали общего назначения на основе полученных знаний по всем предшествующим общеобразовательным и общетехническим дисциплинам; **помочь** овладеть техникой разработки конструкторских документов на различных стадиях проектирования и конструирования; **научить** элементам научно-технического творчества и уметь защищать самостоятельно принятое техническое решение.

Работая над проектом, обучающиеся направлений подготовки **15.03.05 – Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств** и **35.03.06 – Агроинженерия** очной и очно-заочной форм обучения Елецкого государственного университета им. И.А. Бунина анализируют назначения и условия, в которых находится каждая проектируемая деталь, а также находят наиболее рациональное конструкторское решение с учетом технологических, монтажных, эксплуатационных и экономических требований; осуществляют расчеты кинематики, определяют силы, воздействующие на компоненты узлов, проверка прочности конструкций, выбор материалов и форм деталей, планирование процесса сборки и разборки узлов и всего механизма.

Курс «**Детали машин и основы конструирования**» завершает общую подготовку в области инженерии, обобщает знания, полученные ранее в общенаучных и инженерных дисциплинах, и служит основой для изучения специальных предметов.

Освоение этого курса и выполнение проекта способствует превращению теоретических знаний в практические инженерные расчеты и реальные конструкции [11].

Пособие содержит минимальное количество информации, необходимое для подготовки инженеров различных специальностей в высших учебных заведениях. Для более глубокого понимания различных аспектов дисциплины рекомендуется обратиться к ресурсам, перечисленным в конце пособия.

1. ПЕРЕДАЧИ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

1.1. Зубчатые передачи (цилиндрические и конические)

Зубчатыми называют механизмы (передачи), в которых силовое “замыкание” и движение между звеньями передается с помощью последовательно зацепляющихся зубьев (рис. 1.)

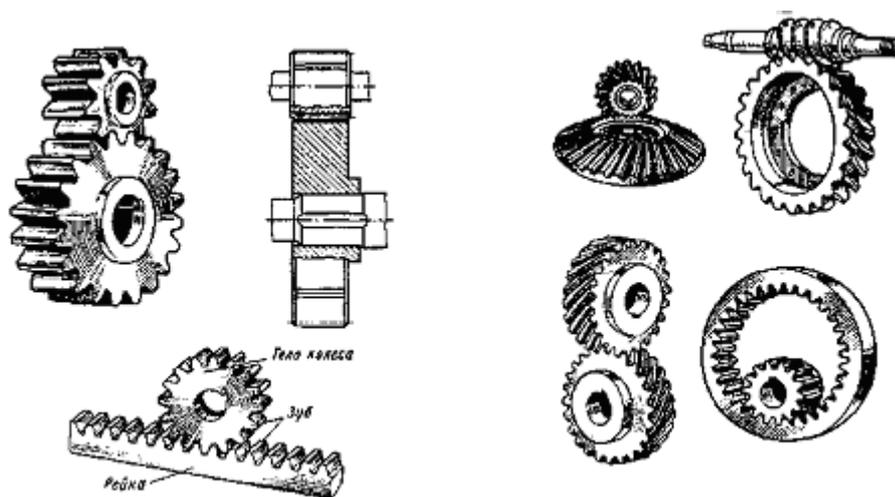


Рис. 1. Зубчатые передачи

Их используют в большинстве машин и приборов для передачи потока мощности от *ведущего звена* (шестерня) к *ведомому* (колесо) в широком диапазоне мощностей (до 300 МВт) и скоростей до 200 м/с, а также преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот. Они обладают достаточно высокими технико-экономическими показателями, высоким КПД, надежностью, компактностью и т.д. Недостатки их связывают со сравнительно сложной технологией изготовления, с шумом в работе и т.д. Эти передачи бывают *внешнего* и *внутреннего* зацепления, причем по направлению зубьев их делят на *прямозубые*, *косозубые* и *винтовые* [11, 12].

По конструктивному исполнению передачи делят на *открытые* и *закрытые*, причем последние располагают в герметических корпусах образующих с ними механизмы называемые *редукторами* [14].

По профилю зубьев зубчатых колес их подразделяют на передачи с *эвольвентным* зацеплением, передачи с циклоидным зацеплением и передачи с *зацеплением Новикова*. Передачи также подразделяют на *цилиндрические* (прямозубые, косозубые, шевронные) и *конические*. Особенности их геометрии, для наиболее распространенного эвольвентного зацепления, показаны на рис. 2.

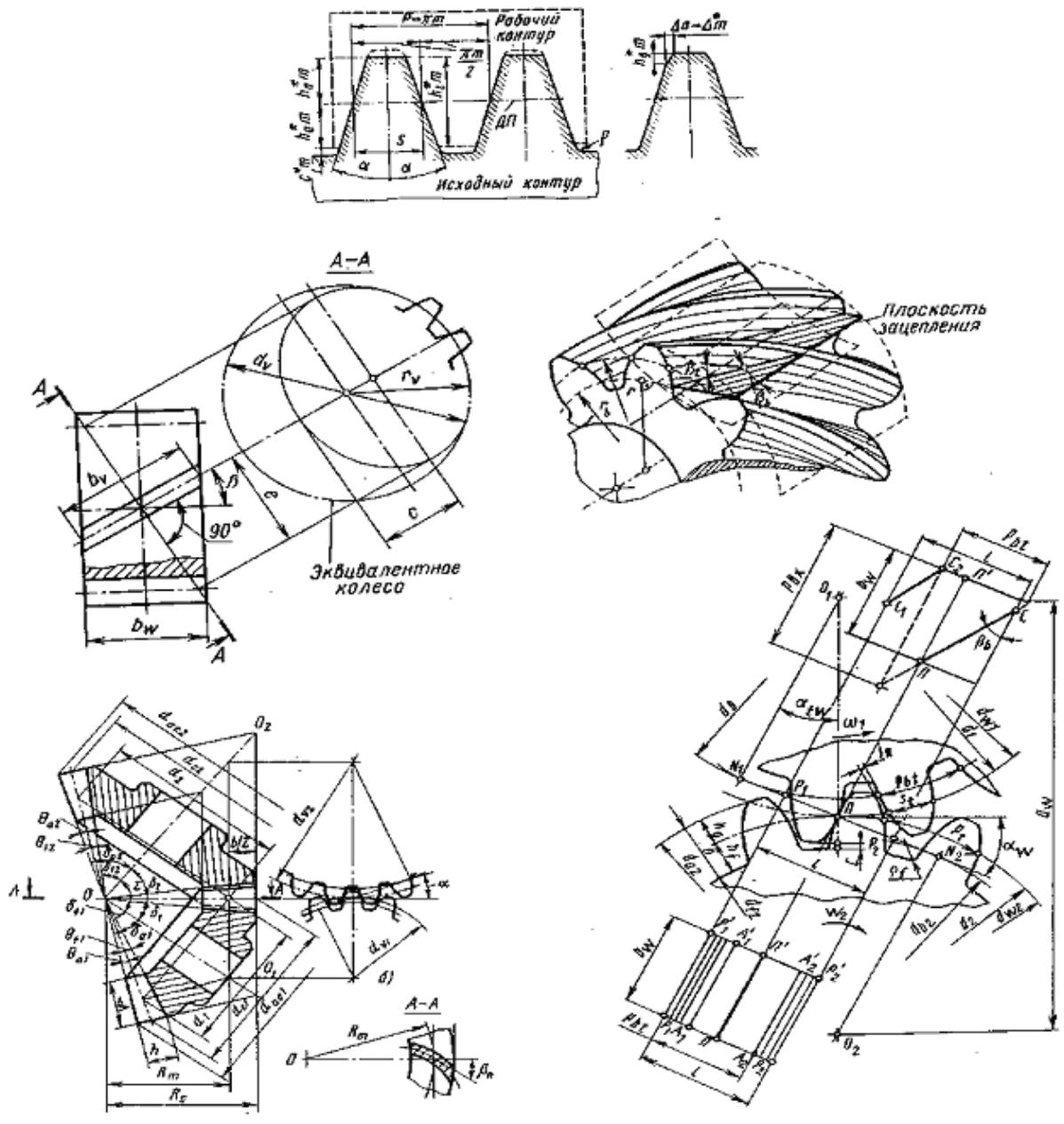


Рис. 2. Особенности геометрии зубчатого эвольвентного зацепления

Основными кинематическими параметрами зубчатой передачи являются – угловые скорости колес (ω_1 и ω_2) с^{-1} , частоты их вращения (n_1 и n_2) мин.^{-1} , подводимая и снимаемая мощность (P_1 и P_2) кВт, числа зубьев ведущего z_1 и ведомого z_2 колеса, вращающие моменты (T_1 и T_2) Нм, передаточное число U и КПД передачи η . На ведомых звеньях эти параметры находят:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{U} \text{с}^{-1}; n_2 = \frac{n_1}{U} \text{мин.}^{-1}; P_2 = \frac{N_1}{\eta} \text{кВт};$$

$$U = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}; T_2 = T_1 U \eta.$$
(1.1)

КПД зубчатой передачи обычно выбирают $\eta = 0,97 \div 0,99$, а передаточное число для редукторов устанавливают согласно рекомендациям ГОСТ – цилиндрическая передача $U=3 \div 6$ и коническая передача $U=8 \div 15$. Зубчатые колеса обычно изготавливают стальными, чугунами или же реже из неметаллических материалов. Колеса из неметаллических материалов намного дешевле, но из-за невысокой прочности применение их ограничено. Чугунные колеса стоят меньше стальных и используются в слабонагруженных открытых передачах. Они имеют низкую склонность к заеданию и хорошо функционируют при недостаточной смазке, однако не выдерживают динамические нагрузки. Наиболее часто в силовых передачах используются различные стали Ст 5, 35, 35Л, 40, 40Л и т.д., которые подвергают, как правило, термообработке для повышения нагрузочной способности. Механические свойства сталей представлены в табл. 1.

Таблица 1

**Механические свойства сталей,
применяемых для изготовления зубчатых колес**

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Твердость НВ (средняя)	Термообработка
45	100-500	570	290	190	Нормализация
45	До 90	780	440	230	Улучшение
	90-120	730	390	210	
	Св. 120	690	340	200	
30ХГС	До 140	1020	840	260	
	Св. 140	930	740	250	
40Х	До 120	930	690	270	
	120-160	880	590	260	
	Св. 160	830	540	245	
40ХН	До 150	930	690	280	
	150-180	880	590	265	
	Св. 180	835	540	250	
40Л	–	520	290	160	Нормализация
45Л		540	310	180	
35ГЛ	–	590	340	190	Улучшение
35ХГСЛ		790	590	220	
Марка стали		Твердость 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	

При выборе материала для шестерни и колеса рекомендуется использовать один сорт стали, причем твердость зубьев шестерни должна быть выше, чем у колеса на 20-30 единиц Бринелля. Зубчатые колеса, как и многие другие детали машин, работают в условиях, когда возникающие в них напряжения периодически изменяют свое значение или значение и знак. В этом случае характеристикой напряженности деталей является цикл напряжений, а напряжения называют циклическими. Разрушение материала, вызванное циклическим действием напряжений, называют *усталостью* [10].

Для расчетов на прочность при таких переменных напряжениях строят механические характеристики (кривые Веллера) того или иного материала путем испытаний образцов выполненных из последнего. При этом если, например, стальной образец выдержал такую нагрузку в 10^7 циклов, то принимают его за *базовое* (N_0) число циклов, при котором образец может быть повергнут последующему нагружению неограниченно долго. Напряжение соответствующее N_0 принимают за предел выносливости и обозначают $\sigma_0, \sigma_{-1}, \sigma_a$. В тоже время, работоспособность зубчатых колес и других деталей определяются *контактной* прочностью, т.е. прочностью их рабочих (контактирующих) поверхностей. Разрушение этих поверхностей вызывается действием *контактных напряжений*, которые обозначаются σ_H .

Допускаемое контактное напряжение в зоне зацепления определяют по зависимости:

$$[\sigma_{H_1}] = \frac{\sigma_{H \lim b} K_{HL}}{[S_H]}, \quad (1.2)$$

где $\sigma_{H \lim b}$ – предел контактной выносливости при базовом числе циклов (можно выбрать из табл. 2.);

K_{HL} – коэффициент долговечности (при выполнении курсовых проектов можно считать, что $K_{HL} = 1$);

$[S_H]$ – коэффициент безопасности. Для колес из нормализованной и улучшенной стали, а также при объемной закалке $[S_H] = 1,1-1,2$. При поверхностном упрочнении зубьев $[S_H] = 1,2-1,3$.

Коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагрузки передачи, определяют:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H_0}}{N}} \geq 1 \text{ но } \leq K_{HL(\max)}, \quad (1.3)$$

где N_{H_0} – число циклов напряжений соответствующее пределу выносливости, определяется твердостью рабочих поверхностей зубьев и его можно выбрать из таблицы 3;

N – число циклов перемены напряжений за весь срок службы передачи $N = 573\omega \cdot L_h$; ω – угловая скорость, а L_h – ресурс передачи в час.

$K_{HL(max)}$ – для нормализованных и улучшенных колес равен 2,6.
 $K_{HL(max)}$ – для колес с поверхностной закалкой равен 1,8.

Таблица 2

Предел контактной выносливости при базовом числе циклов

Способ термохимической обработки зубьев	Средняя твердость поверхностных зубьев	Сталь	$\sigma_{Hlimb}, МПа$
Нормализация или улучшение	HB < 350	Углеродистая и легированная	2 HB + 70
Объемная закалка	HRC 38-50		18 HRC + 150
Поверхностная закалка	HRC 40 -50		17 HRC + 200
Цементация и нитроцементация	HRC > 56	Легированная	23 HRC
Азотирование	HV 50-750		1050

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

Таблица 3

Число циклов напряжений

Средняя твердость поверхности зубьев	HB	<200	250	300	350	400	450	500	550	600
	HRC	220	225	332	338	443	447	552	556	600
N_{HO} млн. циклов	110	116,5	225	336,4	550	668	887	1114	1430	1757

Для косозубых колес:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H_1}] + [\sigma_{H_2}]), \quad (1.4)$$

где: $[\sigma_{H_1}]$ и $[\sigma_{H_2}]$ – допускаемые контактные напряжения, соответственно рассчитанные для шестерни и колеса по зависимости 1.2.

После определения этих величин необходимо проверить условие:

$$[\sigma_H] \leq 1,23[\sigma_{H_2}].$$

Выбранный материал для цилиндрических зубчатых колес и рассчитанная величина $[\sigma_H]$ позволяют вычислить межосевое расстояние передачи из условия контактной выносливости активных поверхностей зубьев по формуле:

$$a_w = K_a (U + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta^-}}{[\sigma_H]^2 U^2 \psi_{ba}}}, \quad (1.5)$$

где: K_a – коэффициент, устанавливаемый для прямозубых передач 49,5 и для косозубых 43,0;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий работу передачи при переменной нагрузке в зависимости от твердости зубьев колес и их расположения относительно опор. Выбирается табл. 4;

ψ_{ba} – коэффициент ширины венца зубчатого колеса по межосевому расстоянию для прямозубых передач равен 0,125–0,25, для косозубых 0,25–0,40.

Полученное значение a_w округляют согласно ГОСТ 2185-66 по рекомендуемому ряду $a_w=40, 50, 63, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000$ и 2500 мм.

Таблица 4

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

Расположение зубчатых колес относительно опор	Твердость 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

Меньшие значения принимают для передач с отношением $\psi bd = b/d_1 = 0,4$; при увеличении ψbd до 0,6 для консольно расположенных колес и ψbd до 0,8 при несимметричном расположении их следует принимать большие из указанных в таблице значений $K_{H\beta}$.
 При постоянной нагрузке $K_{H\beta} = 1$.
 При определении ψbd см. формулу $\psi bd = 0,5 \psi ba (U + 1)$.

По устанавливаемому a_w и условию $m = (0,01 - 0,02)a_w$ определяют модуль зацепления (ГОСТ 9563-60) который затем выравнивают по ряду $m=1; 1,25; 2; 2,5; 3; 4; 6; 8; 10; 12; 16; 20$ мм. После этого задаются углом наклона зубьев $\beta = 5^\circ - 13^\circ$ (для косозубой передачи) и определяют числа зубьев шестерни и колеса по зависимостям:

$$z_1 = \frac{2a_w \cos \beta}{(U + 1)m}; \quad (1.6)$$

$$z_2 = z_1 U.$$

Затем уточняют значение угла наклона зубьев по формуле:

$$\cos \beta = \frac{(z_1 + z_2)m}{2a_w}, \quad (1.7)$$

Геометрические размеры шестерни и колеса, соответственно диаметры начальных окружностей, диаметры выступов и диаметры впадин для косозубой передачи (см. рис. 2.) определяют по зависимостям:

$$\begin{aligned}d_1 &= \frac{mz_1}{\cos \beta}; \quad d_2 = \frac{mz_2}{\cos \beta}; \\d_{a_1} &= d_1 + 2m; \quad d_{a_2} = d_2 + 2m; \\d_{f_1} &= d_1 - 2,5m; \quad d_{f_2} = d_2 - 2,5m.\end{aligned}\tag{1.8}$$

Ширину колеса рассчитывают: $b_2 = \psi_{b_2} a_w$, а шестерни $b_1 = b_2 + 5$ мм. После установления вышеуказанных размеров шестерни и колеса, производят проверку величины расчетных контактных напряжений по зависимости:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 K_H (U + 1)^3}{b_2 U^2}} < [\sigma_H],\tag{1.9}$$

где: K_H – коэффициент нагрузки $K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{HV}$;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, зависящий от окружной скорости колес и степени их точности изготовления;

K_{HV} – коэффициент, зависящий также от окружной скорости колес и типа передачи. Их значения выбирают из табл. 5. и 6.

Таблица 5

Значения 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	1,16	–	–	–

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

Окружную скорость колес определяют по формуле:

$$V = \frac{\omega_1 d_1}{2},\tag{1.10}$$

а степень точности их изготовления устанавливают по данным табл. 6.

Выше рассмотрены геометрические параметры и некоторые кинематические особенности взаимодействия зубьев колес. Между тем достаточно точный расчет напряжений в точках зубчатого колеса связан со значи-

тельными математическими трудностями и может быть реализован только методами теории упругости. Однако в том и другом случае необходимо знать, какие силы возникают в зацеплении зубьев при передаче потока мощности от шестерни к колесу. Такие силы определяют с использованием методов теоретической механики, причем силами трения пренебрегают ввиду их малости. На рис. 3. показаны схемы взаимодействия колес с обозначенными силами в зоне контакта их зубьев соответственно для цилиндрических, прямозубых и косозубых колес.

Таблица 6

Значения коэффициента $K_{H\beta}$

Передача	Твердость $HВ$ 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

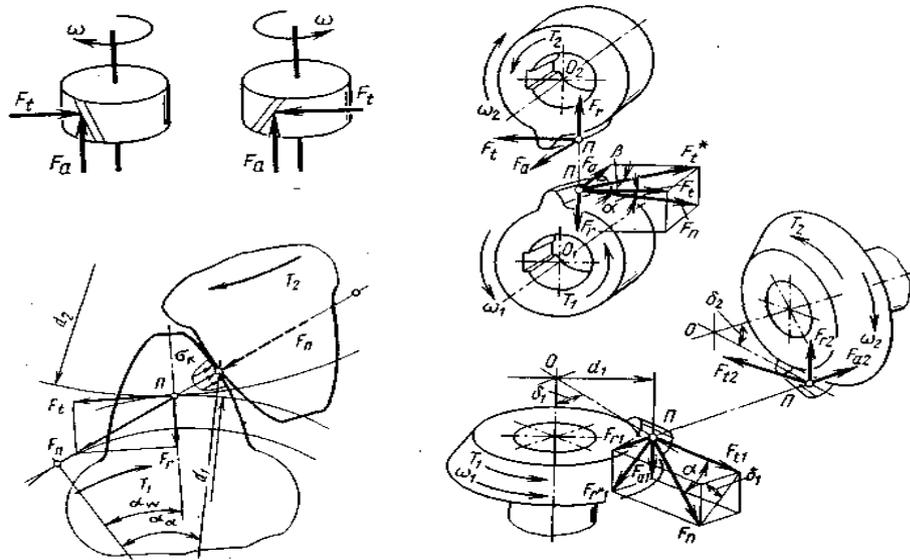


Рис. 3. Схемы взаимодействия зубчатых колес

Возникающие в зацеплении силы подразделяют на окружные F_t , радиальные F_z , осевые F_a и полные F_n . И их соответственно определяют по зависимостям 1.11, 1.12.

Цилиндрическая прямозубая передача:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}; F_z = F_t \operatorname{tg} \alpha; F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}. \quad (1.11)$$

где α – угол зацепления обычно равный 20° .

Цилиндрическая косозубая передача:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}; F_z = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}; F_a = F_t \operatorname{tg} \beta; \quad (1.12)$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha \cos \beta}.$$

где β – угол наклона зуба.

Таблица 7

Значения коэффициента $K_{F\beta}$

$\psi_{bd} = b/d$	Твердость рабочих поверхностей зубьев							
	$HB \leq 350$				$HB \geq 350$			
	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 колес относительно опор, II – к несимметричному, III – к консольному при установке валов на шариковых подшипниках, IV – то же, на при установке валов на роликовых подшипниках.

Таблица 8

Ориентировочные значения коэффициента K_{Fv}

Степень точности	Твердость HB рабочей 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	1,25/1	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.

Из рис. 3 видно, что полные силы F_n , действующие на зубья колес, вызывают общую деформацию тела зуба (изгиб и сдвиг) и местную де-

формацию поверхностного слоя в зоне контакта (контактную деформацию), и, поэтому помимо расчетов на контактную прочность зубьев по σ_H , осуществляют расчет на прочность зубьев при изгибе σ_F , и условие прочности в этом случае имеет вид: $\sigma_F \leq [\sigma_F]$. Для цилиндрических передач используют в этом случае зависимость:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F Y_\beta K_{F\alpha}}{b m} \leq [\sigma_F], \quad (1.13)$$

где K_F – коэффициент нагрузки $K_F = K_{F\beta} K_{FV}$;

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба, а K_{FV} – коэффициент, учитывающий динамическое действие нагрузки, которые выбираются из табл. 7 и табл. 8;

Y_F – коэффициент формы зуба, зависящий от числа зубьев, и выбираемый из ряда табл. 9;

Таблица 9

Значения коэффициента Y_F

Z	17	20	25	30	40	50	60	70	80	100 и более
Y_F	4,28	4,09	3,9	3,8	3,7	3,66	3,62	3,61	3,61	3,60

Y_β – коэффициент компенсации погрешностей, $Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140}$;

$K_{F\alpha}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки, для 7 и 8-ой степени точности изготовления колес его можно принять равным 0,92.

Допускаемое напряжение $[\sigma_F]$ определяют по зависимости:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ lim b}}^\circ}{[S_F]}, \quad (1.14)$$

где $\sigma_{F \text{ lim b}}^\circ$ – предел выносливости при отнулевом цикле изгиба;

$[S_F]$ – коэффициент безопасности.

Входящие формулу 1.14 параметры выбирают из табл. 10 и рассчитывают $[\sigma_{F1}]$ для шестерни и $[\sigma_{F2}]$ для колеса, затем выбирают из них наименьшее значение, которое записывают в формулу 1.13.

Для конической передачи (см. рис. 2.) геометрические размеры колес определяют после выбора их материала (методика определения аналогична для цилиндрической передачи), причем в первую очередь рассчитывают внешний делительный диаметр колеса d_{e2} по зависимости:

$$d_{e2} = K d_3 \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} U}{[\sigma_H]^2 (1 - 0,5\psi_{bRe})^2 \psi_{bRe}}}, \quad (1.15)$$

где K_d – коэффициент для прямозубых колес равный 99;

Таблица 10

Значения предела выносливости при отнулевом цикле изгиба $\sigma_{F\text{limb}}^0$ и коэффициента безопасности $[S_F]'$

Марка стали	Термическая или термохимическая обработка	Твердость зубьев		$\sigma_{F\text{limb}}^0$, МПа	$[S_F]'$
		на поверхности	в сердцевине		
40, 45, 50, 40X, 40XH, 40XФА	Нормализация, улучшение	HB 180 – 350		1,8 HB	1,75
40X, 40XH, 40XФА	Объемная 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

K_{HB} – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца (табл. 4.);

ψ_{bRe} – коэффициент ширины зубчатого венца $\psi_{bRe} = b/Re < 0,3$ и согласно ГОСТ 12289-76 его рекомендуется выбирать равным 0,285.

Полученное значение d_{e2} округляют по ГОСТ 12289-76 по ряду: 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 280, 315, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600 мм. Фактические значения d_{e2} не должны отличаться от номинальных более чем на 2%. Далее определяют число зубьев колес. Для шестерни $z_{1\text{min}} \geq 17 \cos \delta_1 \cos^3 \beta$ и рекомендуется $z_1 \approx 18 \div 32$. Число зубьев колеса $z_2 = z_1 U$. После этого уточняют $U = z_2 / z_1$, угол $\delta_2 = \arctg U$ и внешний окружной модуль $m = d_{e2} / z_2$. Остальные геометрические параметры конической передачи определяют по формулам, представленным в табл. 11.

**Конические прямозубые колеса по ГОСТ 19325-73 и ГОСТ 19624-74
(при $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ и $\alpha = 20^\circ$)**

Параметры	Обозначение	Формула
Внешний делительный диаметр	d_e^2	1.15
Внешнее конусное расстояние	R_e	$R_e = \frac{0,5d_e}{\sin \delta}$
Ширина зубчатого венца	b	$b \leq 0,3R_e$
Среднее конусное расстояние	R	$R = R_e - 0,5b$
Средний окружной модуль	m	$m = \frac{m_e R}{R_e}$
Средний делительный диаметр	d	$d = mz$
Угол делительного конуса	δ	$\delta_2 = \arctg u;$ $\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$
Внешняя высота зуба	h_e	$h_e = 2,2m_e$
Внешняя высота головки зуба	h_{ae}	$H_{ae} = m_e$
Внешняя высота ножки зуба	h_{fe}	$h_{fe} = 1,2m_e$
Угол головки зуба	θ_a	$\theta_{a1} = \theta_{f2}; \theta_{a2} = \theta_{f1}$
Угол ножки зуба	θ_f	$\theta_f = \arctg \frac{h_{fe}}{R_e}$
Внешний диаметр вершин зубьев	d_{ae}	$d_{ae} = d_e + 2h_{ae} \cos \delta$

После установления необходимых размеров конической шестерни и колеса производят проверку величины расчетных контактных напряжений по зависимости:

$$\sigma_H = \frac{335}{R_e - 0,5b} \sqrt{\frac{T_2 K_H \sqrt{(U^2 + 1)^3}}{b U^2}} < [\sigma_H], \quad (1.16)$$

где K_H – коэффициент нагрузки $K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{HV}$.

При этом $K_{H\beta}$ выбирают из табл. 12., $K_{H\alpha}$ из табл. 5. и K_{HV} из табл. 6, учитывая, что средняя окружная скорость колес определяется по зависимости (1.10).

Силы, возникающие в конической передаче, определяют по зависимостям:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}; F_z = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1;$$

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1; F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}.$$
(1.17)

Таблица 12

Значения коэффициента $K_{H\beta}$

$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1}$	Твердость 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, приведенные в столбце I, относятся к передачам с консольным расположением зубчатого колеса; II — к передачам с несимметричным расположением колес по отношению к опорам; III — к передачам с симметричным расположением.

Проверку зубьев конических прямозубых колес на выносливость по напряжениям изгиба выполняют по формуле:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F}{V_F b m} \leq [\sigma_F],$$
(1.18)

где: K_F , Y_F и V_F устанавливают подобно тому, как это было описано при расчете цилиндрической передачи.

1.2. Червячные передачи

Червячные передачи (рис.4) используются в ситуациях, где оси ведущего и ведомого валов пересекаются под углом. По типу червяка отличаются передачи с цилиндрическим или глобоидным червяками, которые, в свою очередь, могут быть архимедовыми, конволютными или эвольвентными. В нашем случае используются архимедовые червяки. Обычно червячные передачи выполняют как редукторы, иногда в несколько иных вариантах. Преимущества таких передач включают возможность получения высоких передаточных чисел – обычно до 60, реже до 100 и более, а также плавную и бесшумную работу, возможность самоторможения и т.д. Однако основным недостатком является их низкий эффективный коэффициент передачи, что приводит к высокому уровню тепловыделения и требует применения специальных систем охлаждения. Передаваемая мощность передачи до 60 кВт при окружной скорости до 15 м/с. Червяки изготавливают из термически улучшаемых сталей (35, 45, 50, 35ХМ и др.), а червячные колеса бронзовыми (БрА9ЖЗЛ, БОНФ и др.) и реже чугунными (СЧ10, СЧ15 и т.д.).

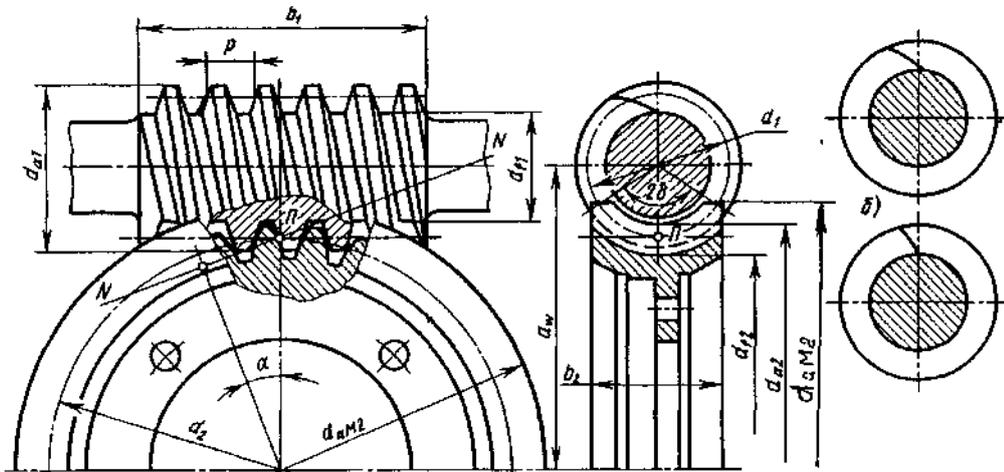


Рис. 4. Червячные передачи

Основными кинематическими параметрами червячной передачи являются те же что и для цилиндрических и конических зубчатых передач, с той лишь разницей что под z_1 понимают число витков (заходов) червяка. КПД червячного редуктора с учетом потерь в опорах и на разбрызгивание и перемешивание масла определяют по зависимости:

$$\eta = (0,95 - 0,96) \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')}, \quad (1.19)$$

где: γ – делительный угол подъема витка червяка $\gamma = z_1/q$. Численное значение этого угла в зависимости от q выбирают из табл. 14, а величину q назначают согласно модуля зацепления m по табл. 15.

ρ' – приведенный угол трения, выбираемый из табл. 13 в зависимости от коэффициента трения f и скорости скольжения $V_s = V_1/\cos\gamma, м/с$ (V_1 – окружная скорость червяка $V_1 = \omega_1 d_1/2$, а d_1 – диаметр червяка по делительной окружности).

Таблица 13

Приведенные 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%

Таблица 14

Значения угла подъема 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'	21°48'	17°45'	15°57'	14°02'	11°19'

Передаточные числа червячных редукторов устанавливают согласно ГОСТ 2144-76 из ряда - 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80 мм. Стандартные значения U следует считать номинальными и в дальнейшем при установлении z_1 и z_2 его уточняют. Отклонение передаточного числа U фактического от стандартного допускается не более 4%. С увеличением числа витков z_1 возрастает γ витка червяка, и КПД передачи повышается. Рекомендуется назначить $z_1=4$ при $U=8÷15$, $z_1=2$ при $U=15-30$ и $z_1=1$ при $U>30$. В практике [13] наиболее распространенными являются червячные передачи с архимедовым червяком, имеющим угол профиля в осевом се-

чении, и поэтому выбор основных параметров выполненных без смещения можно выбирать из табл. 18.

Обозначения основных геометрических размеров червяка и червячного колеса показаны на рис. 4. Связь между расчетным шагом червяка ρ и модулем зацепления m выражается формулой $\rho = \pi m$. Делительный диаметр червяка определяют: $d_1 = qm$, где q – коэффициент диаметра червяка выбираемый из табл. 14.

Диаметры выступов d_{a_1} и диаметр впадин d_{f_1} червяка соответственно определяют: $d_{a_1} = d_1 + 2m$; $d_{f_1} = d_1 - 2,4m$.

Длину нарезной части червяка определяют:

при $z_1 = 1$ или 2 $b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m$;

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

Для шлифуемых и фрезеруемых червяков величина b_1 , полученная по указанным формулам, должна быть увеличена так: при $m < 10$ мм на 25 мм, при $m = 10-16$ мм на 35-40 мм и при $m > 16$ мм на 50 мм.

Таблица 15

**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		16,0		16,0
			20,0		20,0		20,0
2,0	8,0	4,00	8,0	8,30	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		16,0
2,50	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		16,0

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

Количество зубьев червячного колеса z_2 , его делительный диаметр d_2 , диаметр вершин d_{a_2} и впадин d_{f_2} определяют соответственно по зависимостям: $z_2 = z_1 U$; $d_2 = z_2 m$; $d_{a_2} = d_2 + 2m$; $d_{f_2} = d_2 - 2,4m$.

Наибольший диаметр червячного колеса $d_{aM_2} = d_{a_2} + 6m/z_1 + 2$. Ширину венца колеса b_2 рекомендуется принимать:

$$\text{при } z_1=1-3 \quad b_2 \leq 0,75 d_{a_1};$$

$$\text{при } z_1=4 \quad b_2 \leq 0,67 d_{a_1}.$$

Материалы червяка и червячного колеса выбирают с учетом условия работы проектируемой передачи и скорости скольжения V_S (см. формулу 1.19). При $V_S < 2$ м/с можно принять чугунное червячное колесо в паре со стальным червяком, а при $V_S > 2$ м/с колесо выполняется составным из стальной или чугунной ступицы с бронзовым венцом (см. рис. 4.). Механические характеристики материалов для червячных колес представлены в табл. 16.

Таблица 16

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

Марка бронзы или чугуна	Способ отливки	Пределы		Допускаемые напряжения при твердости червяка					
		прочности σ_B	теку- чести σ_T	HRC < 45			HRC > 45		
				$[\sigma_{\theta F}]'$	$[\sigma_{-1F}]'$	$[\sigma_H]'$	$[\sigma_{\theta F}]'$	$[\sigma_{-1F}]'$	$[\sigma_H]'$
БрО10Ф1	П	200	100	45	30	135	55	40	168
БрО10Ф1	К	255	147	57	41	186	71	51	221
БрО10Н1Ф1	Ц	285	165	64	45	206	80	56	246
БрО5Ц5С5	П	150	80	35	25	111	45	32	133
БрО5Ц5С5	К	200	90	45	32	132	53	38	159
БрА9Ж3Л	П	392	196	81	63	-	98	75	-
БрА9Ж3Л	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.

Червяки выполняют из среднеуглеродистой стали (сталь 45, 50), а также легированной (сталь 20Х, 40Х, 35ХМ и др.). После изготовления их подвергают термообработке с последующим шлифованием.

Таблица 17

Допускаемые контактные напряжения для червячных колес 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	5	6
БрА9ЖЗЛ	Сталь, твердость HRC>45	-	-	18 2	17 9	173	16 7	16 1	15 0	13 8
БрА10Ж4Н4Л	То же	-	-	19 6	19 2	187	18 1	17 5	16 4	15 2
СЧ 15 или СЧ 18	Сталь 20 или 20Х цементованная	18 4	155	12 8	11 3	84, 5	-	-	-	-
СЧ 10 или СЧ 15	Сталь 45 или Ст6	17 0	141	11 3	98	71	-	-	-	-

Таблица 18

Основные параметры цилиндрических червячных передач, выполненных без смещения (по ГОСТ 2144-76*)

a_n , мм, 1-й ряд	m , мм	q	$z_2 \cdot z_1 = u$	a_n , мм, 1-й ряд	m , мм	q	$z_2 \cdot z_1 = u$
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*	5	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 50:4 50:2 50:1	250	10	10	40:4 40:2 40:1

Расчетные значения допускаемых напряжений изгиба $[\sigma_{0F}]$ и $[\sigma_{-1F}]$, а также контактных напряжений $[\sigma_H]$ определяют путем умножения табличных значений (см. табл. 16) на коэффициенты долговечности:

$$\begin{aligned} [\sigma_{0F}] &= [\sigma_{0F}]' K_{FL}; \\ [\sigma_{-1F}] &= [\sigma_{-1F}]' K_{FL}; \\ [\sigma_H] &= [\sigma_H]' K_{HL}. \end{aligned} \quad (1.20)$$

Значение K_{FL} и K_{HL} при бронзовом венце червячного колеса соответственно определяют по зависимостям:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{\Sigma}}};$$

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{\Sigma}}}.$$
(1.21)

где: N_{Σ} – суммарное число циклов перемен напряжений за срок эксплуатации передачи. $N_{\Sigma}=60n_2t$, где n_2 – частота вращения червячного колеса, мин.⁻¹; t – срок службы передачи в час.

Для передач с машинным приводом значение коэффициента K_{FL} выбирают $K_{FL}=1,0-0,543$. Для передач с чугунными колесами $K_{FL}=1,0$, а в ручном приводе независимо от материала венца $K_{FL}=1,5$.

Межосевое расстояние передачи из условия контактной выносливости определяют:

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{\frac{z_2}{q} [\sigma_H]} \right)^2} T_2 K,$$
(1.22)

где K – коэффициент нагрузки. $K=K_{\beta}K_V$, K_{β} – коэффициент неравномерности распределения нагрузки определяют:

$$K_{\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\Theta} \right)^3 (1 - x),$$
(1.23)

где Θ – коэффициент деформации червяка (табл. 19);

x – вспомогательный коэффициент, который можно принять: при постоянной нагрузке $x=1,0$; при незначительных ее колебаниях $x=0,6$ и при значительных $x=0,3$.

При постоянной нагрузке $K_{\beta}=1,0$ коэффициент динамичности нагрузки K_V выбирают из табл. 20.

Таблица 19

Коэффициент Y_F формы зуба для червячных колес

z_0	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

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

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

После таких расчетов выполняют проверку контактного напряжения по условию:

$$\sigma_H = \frac{q \cdot 170}{z_2} \sqrt{\frac{T_2 K \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right)^3}{a_w^3}} \leq [\sigma_H], \quad (1.24)$$

Затем зубья колеса рассчитывают на выносливость по напряжениям изгиба по зависимости:

$$\sigma_F = \frac{1,2 T_2 K Y_F}{z_2 b_2 m^2} \leq [\sigma_{0F}], \quad (1.25)$$

где K – коэффициент нагрузки. $K = K_\beta K_V$ (см. табл. 20);
 Y_F – коэффициент формы зуба (табл. 19).

1.3. Поддерживающие и несущие детали механизмов и машин**1.3.1. Валы и оси**

Для обеспечения вращения деталей и передачи энергии от одной детали к другой в продукции используются прямые валы, имеющие форму цилиндра и устанавливающиеся в подшипниковых опорах [9]. В зависимости от действующих сил выделяют простые валы, торсионные валы и оси. Для общих редукторов рекомендуется использовать простые гладкие валы, однако установка на них зубчатых колес и подшипников может быть затруднительной, поэтому валы делают ступенчатыми (рис.5).

Проектирование валов начинается с определения диаметра конца вала для чистого кручения при низком допускаемом напряжении без учета изгиба по зависимости:

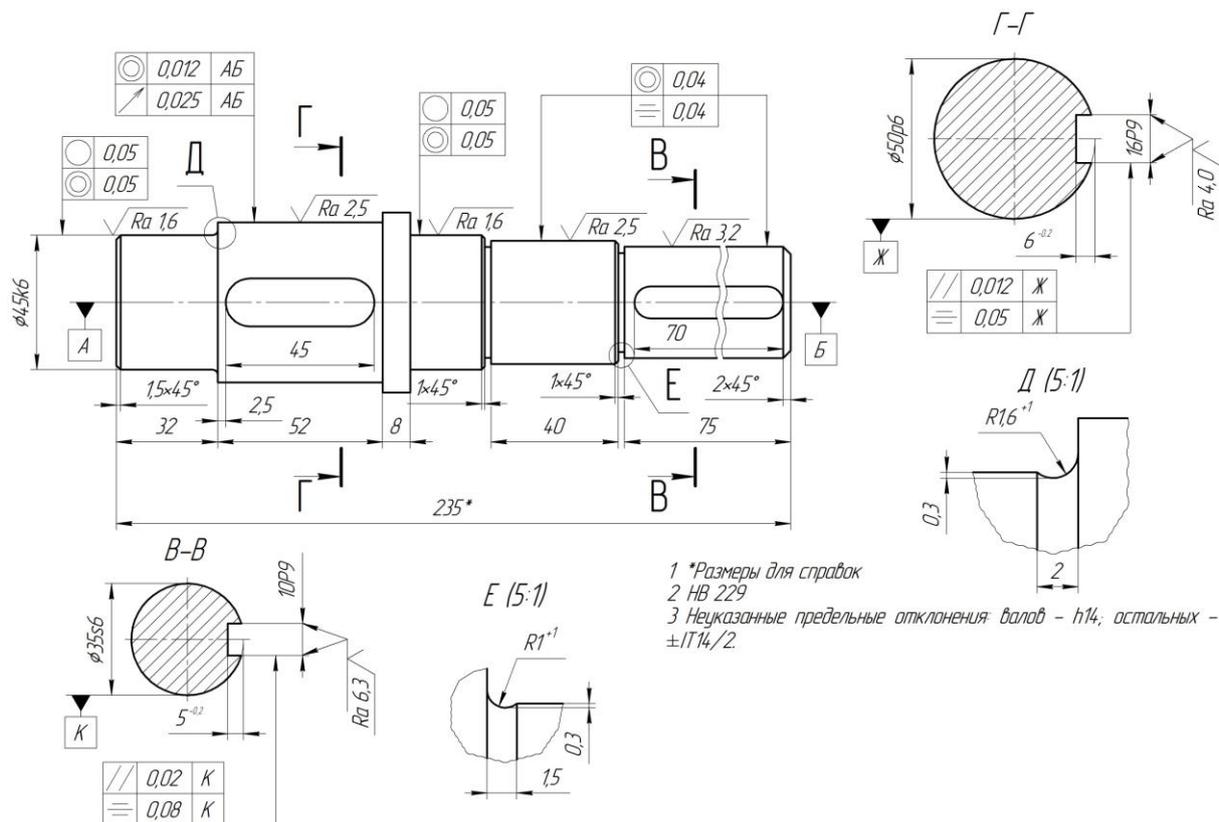


Рис. 5. Вал ступенчатый

$$d \leq \sqrt[3]{\frac{16T_{\max}}{\pi[\tau_k]}}, \quad (1.26)$$

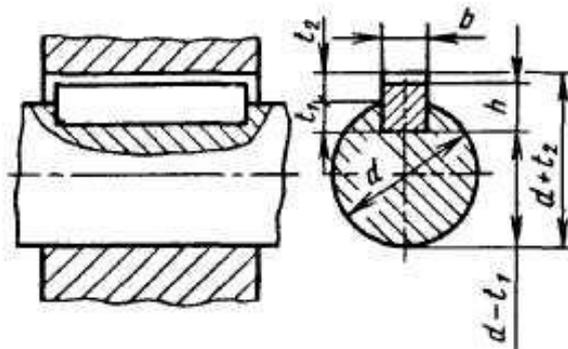
где $[\tau_k]$ – допускаемое напряжение на кручение для валов выполненных из сталей 40, 45, Ст6. Принимают $[\tau_k]=15-30 \text{ МПа}$ (Н/мм²);

T_{\max} – максимальное значение крутящего момента приложенного к валу (Н·мм).

Полученный результат округляют до большего ближайшего 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; 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. Для соединения вала с деталями передающими вращение в основном применяют призматические **шпонки** выполненные из стали с $\sigma_B \geq 600 \text{ МПа}$ (сталь 45, Ст6 и т.д.). При этом геометрические размеры их в зависимости от диаметра вала устанавливают согласно ГОСТ 23360-78 и выбирают из табл. 21.

Таблица 21

**Шпонки призматические (по ГОСТ 23360-78, с сокращениями)
Размеры, мм**



Диаметр вала d	Сечение шпонки $b \times h$	Глубина паза		Фаска $s \times 45^\circ$
		Вала t_1	Втулки t_2	
Св. 10 до 12	4x4	2,5	1,8	0,08-0,16
»12» 17	5x5	3,0	2,3	0,16-0,25
»17» 22	6x6	3,5	2,8	
»22» 30	8x7	4,0	3,3	
»30» 38	10x8	5,0	3,3	0,25-0,40
»38» 44	12x8	5,0	3,3	
»44» 50	14x9	5,5	3,8	
»50» 58	16x 10	6,0	4,3	
»58» 65	18x 11	7,0	4,4	
»65» 75	20x12	7,5	4,9	0,40-0,60
»75» 85	22x14	9,0	5,4	
»85» 95	25x14	9,0	5,4	
»95» 110	28x16	10,0	6,4	

Примечания: 1. Длину шпонки выбирают из ряда: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200 ... (до 500).

2. Материал шпонок – сталь чистотянутая с временным сопротивлением разрыву не менее 590 МПа.

3. Примеры условного обозначения шпонок:

исполнение 1, сечение $b \times h = 20 \times 12$, длина 90 мм:

Шпонка 20 x 12x90 ГОСТ 23360-78

То же, исполнение 2

Шпонка 2-20x12x90 ГОСТ 23360-78

Расчет шпоночных соединений производят на смятие и срез соответственно по зависимостям:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{dl(h-t_1)} \leq [\sigma]_{см};$$

$$\tau_{ср} = \frac{2T}{dlb} \leq [\tau]_{ср}.$$
(1.27)

где l – рабочая длина шпонки, мм;
 h – высота шпонки, мм;
 d – диаметр вала, мм;
 b – ширина шпонки, мм;
 t_1 – глубина паза вала под шпонку, мм;
 T – вращающий момент на валу, Н·мм.

Расчет валов также производят на жесткость и колебания. В первом случае необходимо соблюсти условие жесткости по зависимости:

$$\Theta = \frac{32T_{\max}}{\pi G d^4} \leq [\Theta],$$
(1.28)

где Θ – угол поворота сечения, рад/м;
 $[\Theta]$ – допускаемая величина угла закручивания, выбираемая для исключения рассогласования движения звеньев и для стальных валов составляющая $3 \cdot 10^{-2}$ рад/м;
 G – модуль упругости второго рода (модуль Юнга), Н/мм².

Во втором случае рассматривают совместно крутильные и изгибные колебания вала с установлением его критической угловой скорости, при которой возможна потеря его устойчивости и прочности. В этом случае $\omega_{кр} = \sqrt{1/\lambda m}$, где λ – коэффициент податливости вала, а m – его собственная масса. Поэтому в практике по соображениям безопасности стремятся применять в конструкциях жесткие валы, для которых рабочая угловая скорость соответствовала соотношению $\omega < 0,7 \omega_{кр}$.

Наметив конструкцию вала, устанавливают конструктивные размеры цилиндрических и конических колес, а также червяка и червячного колеса (см. рис. 6.)

Такие конструктивные размеры для цилиндрических и конических колес – вычисляют по формулам табл. 22., а для червячного колеса – по формулам:

$$C = 0,25b_2; \delta_1 = \delta_2 = 2m;$$

$$l_{см} = (1,6:1,8)d_b; l_{ср} = (1,2:1,7)d_b;$$

$$d_{винт} = (1,2-1,4)m; l_{винт} = (0,3-0,4)b_2; f = 0,2d_{винт}.$$
(1.29)

Определение размеров зубчатых металлических колес

Параметры	Формула
Диаметр ступицы стальных колес	$D_{CT} \approx 1,6d_B$
То же, чугунных колес	$D_{CT} \approx 1,8d_B$
Длина ступицы	$l_{CT} \approx (1,2 \div 1,5)d_B^*$
Толщина обода цилиндрических колес	$\delta_0 = (2,5 \div 4,0)m_n$
То же, конических колес	$\delta_0 = (3 \div 4)m$
Толщина диска кованных колес	$C = 0,3b$
То же, штампованных колес	$C = (0,2 \div 0,3)b$
» литых колес	$C = 0,2b$
» конических колес	$C = (0,1 \div 0,17)R_e$
Диаметр центральной окружности	$D_{OTB} = 0,5(D_0 + d_{CT})$
Диаметр отверстий (в шестернях малых размеров отверстия не делают)	$d_{OTB} \approx \left(\frac{D_0 - d_{CT}}{4} \right)$
Толщина ребер	$S = 0,8C$
Фаска	$n \approx 0,5m_n$
<p>В массовом производстве цилиндрические колеса при нарезании зубьев обрабатывают «пакетами» по два и более. При этом ступица не должна выступать за торец венца, т. е. $l_{CT} \leq b$.</p> <p>Обозначения: d_B - диаметр вала; m_n - модуль нормальный; m - средний окружной модуль; b - ширина венца; R_e - внешнее конусное расстояние; D_0 - внутренний диаметр обода</p>	

1.3.2. Опоры качения

Для комплектования подшипниковых узлов в редукторах используют различные схемы и наиболее характерные из них для цилиндрической и конической передачи показаны на рис. 7.

В таких узлах используются подшипники качения, которые характеризуют по форме тел качения; по направлению воспринимаемых относительно оси вала сил; по способности самоустановки; по числу рядов тел качения и т.д. Их конструктивное исполнение показано на рис. 8.

Подшипники качения промышленность выпускает пяти классов точности - 0; 6; 5; 4 и 2. Основные размеры подшипников установлены ГОСТ 3478-79 (СТ СЭВ 402-76) и в них входят внутренний d и наружный D диаметры, ширина B (высота H) и радиус r фасок колец. Кольца и тела качения подшипников изготавливают в основном из шарикоподшипниковых высокоуглеродистых сталей ШХ15, ШХ15СГ и т.д. Сепараторы изготавли-

вают из антифрикционных материалов – мягкой углеродистой стали, дюралюмина, бронзы, а также из неметаллических материалов – текстолита, фторопласта и т.д. Основные критерии работоспособности подшипника качения – его *динамическая* C и *статическая* C_0 грузоподъемность. Номинальная *долговечность* (ресурс) подшипника в миллионах оборотов:

$$L = \left(\frac{C}{F_9} \right)^P, \quad (1.30)$$

где: C – динамическая грузоподъемность по каталогу; кН;

F_9 – эквивалентная нагрузка; кН;

P – показатель степени. Для шарикоподшипников $P=3$, а для роликоподшипников $P=10/3$.

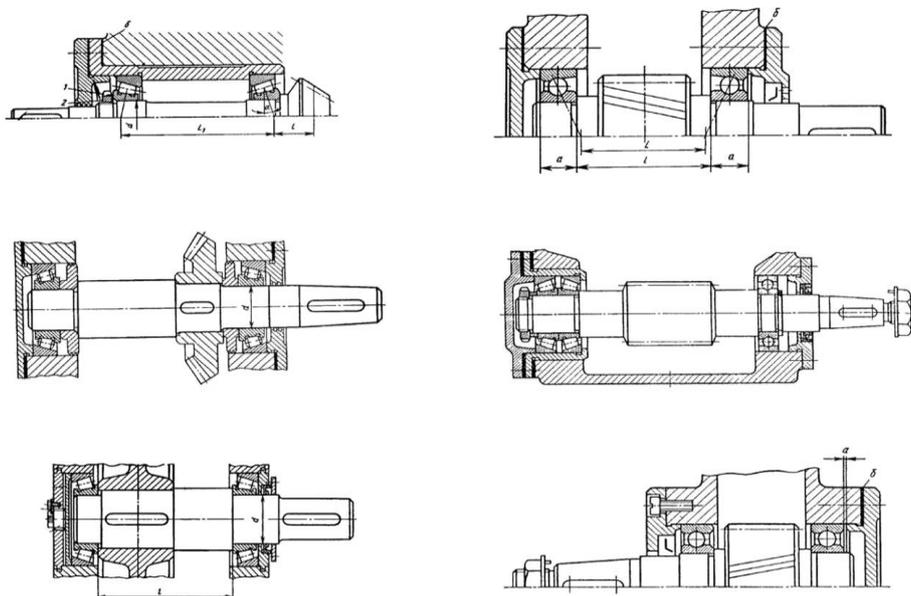


Рис 7. Схемы комплектования подшипниковых узлов в редукторе

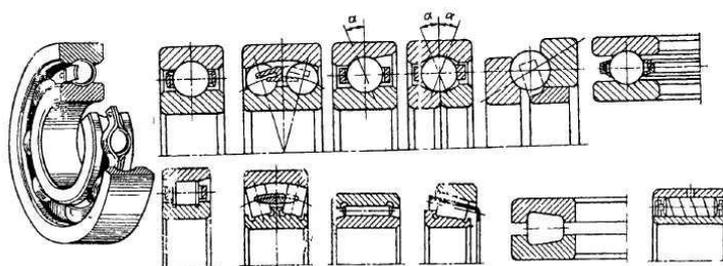


Рис. 8. Конструктивное исполнение подшипников качения

Номинальная долговечность в часах определяется по зависимости:

$$L_n = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^P, \quad (1.31)$$

где n – частота вращения подшипникового кольца, мин.⁻¹.

Эквивалентной динамической нагрузкой называется радиальная нагрузка, которая приложена к подшипнику с вращающимся внутренним кольцом и неподвижным внешним [15, 16]. Эта нагрузка обеспечивает такой же расчетный срок службы, как и под действительными условиями нагружения и вращения. На рисунке 9 показаны схемы нагружения эквивалентной нагрузкой F_3 .

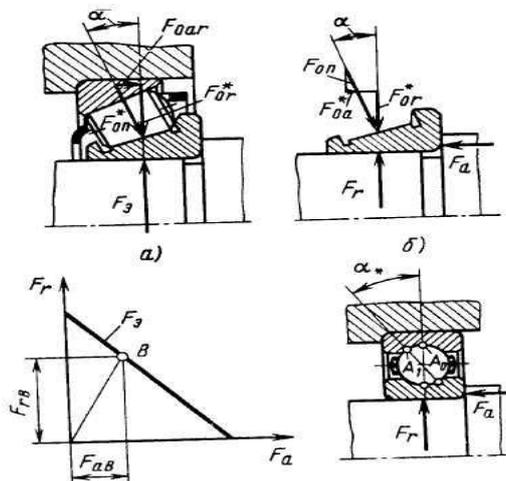


Рис 9. Схемы нагружения эквивалентной нагрузкой F_3 .

Для однорядных и двухрядных сферических радиальных шариковых подшипников, однорядных радиально-упорных шариковых подшипников и роликовых подшипников, эквивалентная нагрузка вычисляется как:

$$\text{при } \frac{F_a}{VF_r} > e$$

$$F_3 = (XVF_r + YF_a) K_\sigma K_T, \quad (1.32)$$

$$\text{при } \frac{F_a}{VF_r} < e$$

$$F_3 = VF_r K_\sigma K_T, \quad (1.33)$$

где V – коэффициент, принимаемый при вращении внутреннего кольца равным 1, а при вращении внешнего - 1,2;

X, Y – выбираются из табл. 23;

K_σ – коэффициент, зависящий от характера работы подшипника, и выбираемый из табл. 24;

K_T – коэффициент, зависящий от рабочей температуры подшипника, и устанавливаемый из табл. 25.

Полученную в результате расчета расчетную долговечность L_n сравнивают с рекомендуемой, по ГОСТ 16162-85 минимальная величина которой для зубчатых колес равна 10000 часов, а для червячных 5000 часов.

Значения X и Y для подшипников

Радиальные однорядные и двухрядные

$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} \geq e$		e
	X	Y	X	Y	
0,014	1	0	0,56	2,30	0,19
0,028				1,99	0,22
0,056				1,71	0,26
0,084				1,55	0,28
0,11				1,45	0,30
0,17				1,31	0,34
0,28				1,15	0,38
0,42				1,04	0,42
0,56				1,00	0,44

Радиально-упорные конические и радиальные самоустанавливающиеся роликоподшипники

Однорядные				Двухрядные				e
$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} \geq e$		$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} \geq e$		
X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	
1	0	0,4	$0,4 \operatorname{ctg} \alpha$	1	$0,45 \operatorname{ctg} \alpha$	0,67	$1,5 \operatorname{ctg} \alpha$	$1,5 \operatorname{tg} \alpha$

Радиально-упорные шарикоподшипники

α°	$\frac{iF_a}{C_0}$	Однорядные				Двухрядные				e
		$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} \geq e$		$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} \geq e$		
		X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
12	0,014	1	0	0,45	1,81	1	2,08	0,74	2,94	0,30
	0,029				1,62		1,84		2,63	0,34
	0,057				1,46		1,60		2,37	0,37
	0,086				1,34		1,52		2,18	0,41
	0,11				1,22		1,39		1,98	0,45
	0,17				1,13		1,30		1,84	0,48
	0,29				1,04		1,20		1,69	0,52
	0,43				1,01		1,16		1,64	0,54
	0,57				1,00		1,16		1,62	0,54

Продолжение табл. 23

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
15	0,015	1	0	0,44	1,47	1	1,65	0,72	2,39	0,38
	0,029				1,40		1,57		2,28	0,40
	0,058				1,30		1,46		2,11	0,43
	0,087				1,23		1,38		2,00	0,46
	0,12				1,19		1,34		1,93	0,47
	0,17				1,12		1,26		1,82	0,50
	0,29				1,02		1,14		1,66	0,55
	0,44				1,00		1,12		1,63	0,56
0,58	1,00	1,12	1,63	0,56						
18, 19, 20	1	0	0,43	1,00	1	0,02	0,70	1,63	0,57	
24, 25, 26				0,41		0,87	0,92	0,67	1,44	0,68
30				0,39		0,76	0,78	0,63	1,24	0,80
35, 36				0,37		0,66	0,66	0,60	1,07	0,95
40				0,35		0,57	0,55	0,57	0,93	1,14
Примечание: i - число рядов качения										

Таблица 24

Значение коэффициента K_σ

Нагрузка на подшипник	K_σ	Примеры использования
1	2	3
Спокойная без толчков	1,0	Ролики ленточных конвейеров
Легкие толчки, кратковременные перегрузки до 125% номинальной (расчетной) нагрузки	1,0 – 1,2	Прецизионные зубчатые передачи, металлорежущие станки (кроме строгальных и долбежных), блоки, электродвигатели малой и средней мощности, легкие вентиляторы и воздуходувки
Умеренные толчки, вибрационная нагрузка, кратковременная перегрузка до 150% номинальной (расчетной нагрузки)	1,3 – 1,5	Буксы рельсового подвижного состава, зубчатые передачи 7-й и 8-й степени точности, редукторы всех конструкций, винтовые конвейеры

1	2	3
То же, в условиях повышенной надежности	1,5 – 1,8	Центрифуги, мощные электрические машины, энергетическое оборудование
Нагрузки со значительными толчками и вибрацией, кратковременные перегрузки до 200% номинальной (расчетной) нагрузки	1,8 – 2,5	Зубчатые передачи 9-й степени точности, дробилки и копры, кривошипно-шатунные механизмы, валки прокатных станков, мощные вентиляторы и эксгаустеры
Нагрузки с сильными ударами, кратковременные перегрузки до 300% номинальной (расчетной) нагрузки	2,5 – 3,0	Тяжелые ковочные машины, лесопильные рамы, рабочие рольганги у крупносортовых станков, блюмингов и слябингов

Таблица 25

Значение коэффициента K_T

Рабочая температура подшипника, °С	125	150	175	200	225	250	350
Температурный коэффициент K_T	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,40	1,45

1.4. Конструирование корпусов редукторов

Редуктором называют агрегат содержащий передачи зацеплением и предназначенный для повышения вращающего момента T и уменьшения угловой скорости ω выходного его вала. Кинематические схемы цилиндрических, конических и червячных редукторов показаны на рис. 10.

Потребительские характеристики редукторов определяются следующими основными параметрами: передаточным отношением (передаточным числом), кинематической характеристикой редуктора, вращающим моментом и допускаемой консольной нагрузкой на выходном валу, силовой характеристикой редуктора, а также КПД. Для общего машиностроительного применения редукторы выпускают соответственно требований ГОСТ 16162-85Е. Номинальные значения передаточных чисел редукторов установлены СТСЭВ221-75 следующим рядом: 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20 и т.д. редукторы общемашиностроительного применения допускают вращающие моменты T на выходном валу от 31,5 до 125 000 Н·м.

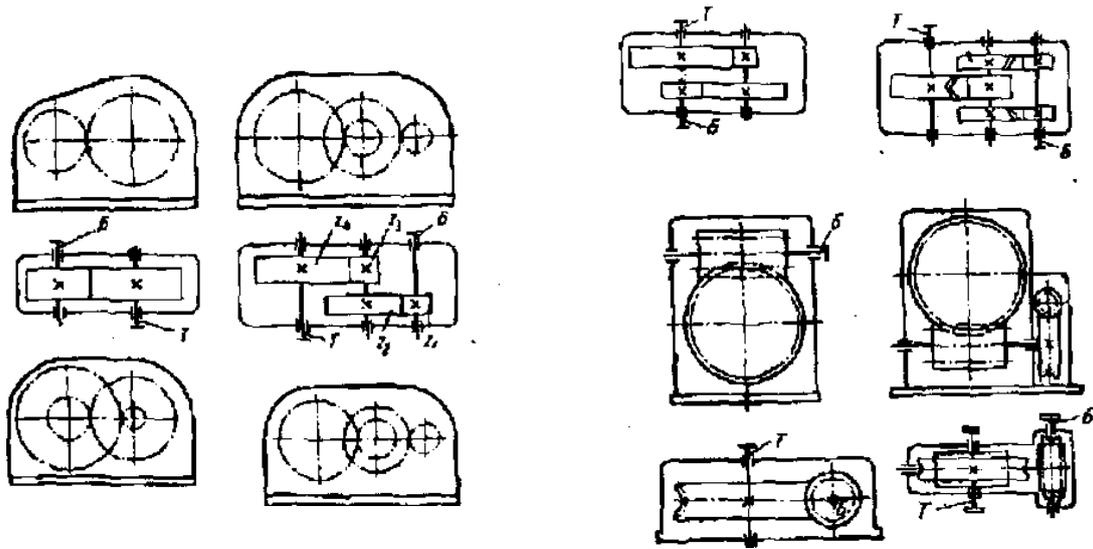


Рис. 10. Кинематические схемы редукторов

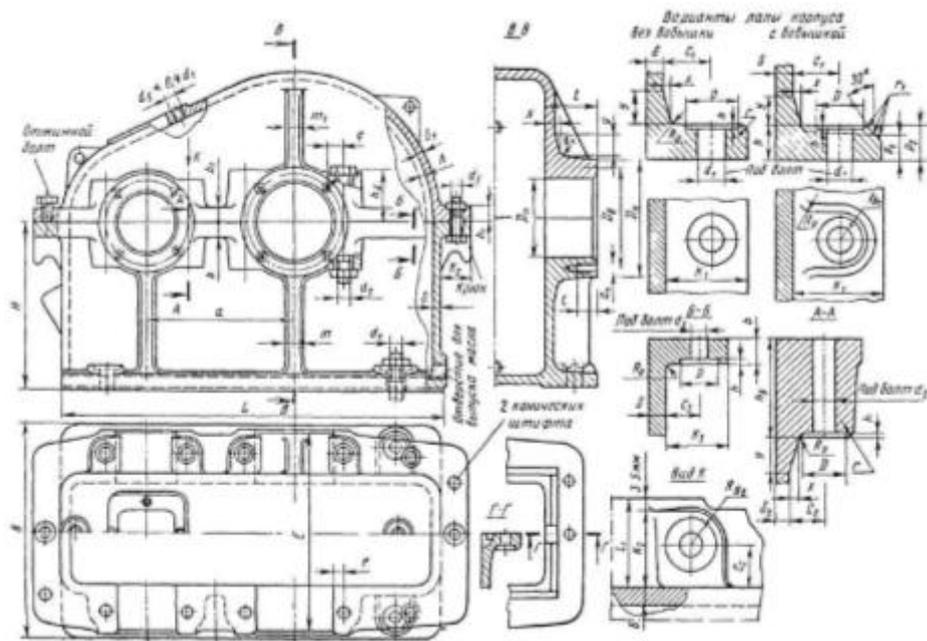


Рис. 11. Корпус цилиндрического редуктора

Редукторы разделяют на типы, типоразмеры и исполнение. Смазка деталей редуктора осуществляется саморазбрызгиванием. Материалом корпусов редукторов обычно служит чугун СЧ 10 или СЧ 15 и изготавливают их методом литья. Иногда корпуса выполняют сварными из листовой стали Ст2, Ст3. На рис. 11 показан корпус цилиндрического редуктора, а основные размеры, указанные на чертеже, определяются по формулам, представленным в табл. 26.

Основные элементы корпуса из чугуна

Параметры	Ориентировочные соотношения (размеры, мм)
1	2
Толщина стенки корпуса и крышки редуктора:	Во всех случаях $\delta \geq 8 \text{ мм}$; и $\delta_1 \geq 8 \text{ мм}$.
одноступенчатого цилиндрического	$\delta = 0,025a + 1$; $\delta_1 = 0,02a + 1$
одноступенчатого конического	$\delta = 0,05R_C + 1$; $\delta_1 = 0,04R_C + 1$
одноступенчатого червячного	$\delta = 0,04a + 2$; $\delta_1 = 0,032a + 2$
двухступенчатого	$\delta = 0,025a_T + 3$; $\delta_1 = 0,02a_T + 3$
Толщина верхнего пояса (фланца) корпуса	$b = 1,5\delta$
Толщина нижнего пояса (фланца) крышки корпуса	$b_1 = 1,5\delta_1$
Толщина нижнего пояса корпуса: без бобышки при наличии бобышки	$p = 2,35\delta$; $p_1 = 1,5\delta$; $p_2 = (2,25 \div 2,75)\delta$
Толщина ребер основания корпуса	$m = (0,85 \div 1)\delta$
Толщина ребер крышки	$m_1 = (0,85 \div 1)\delta_1$
Диаметр фундаментных болтов (их число ≥ 4)	$d_1 = (0,03 \div 0,036)a_T + 12$; $d_1 = 0,072R_e + 12$.
Диаметр болтов: у подшипников соединяющих основание корпуса с крышкой	$d_2 = (0,7 \div 0,75)d_1$; $d_3 = (0,5 \div 0,6)d_1$.
Размеры, определяющие положение болтов d_2	$e \approx (1 \div 1,2)d_2$; $q \geq 0,5d_2 + d_4$; d_4 - крепление крышки подшипника
Высота бобышки h_6 под болт d_2	h_6 выбирают конструктивно так, чтобы образовалась опорная поверхность под головку болта и гайку. Желательно у всех бобышек иметь одинаковую высоту h_6 .

1.5. Составление рабочей документации на редуктор

Разработка сборочного чертежа редуктора производится в соответствии с ГОСТ 2.109-73. Чертеж выполняется на чертежной бумаге формата А1 карандашом в выбранном масштабе или на компьютере с использованием графического редактора (пакетов прикладных программ), и должен содержать две его проекции. Все размеры на сборочном чертеже наносят в соответствии с ГОСТ 2.307-68. Текстовая часть рабочей документации выполняется по ГОСТ 2.306-68 и необходима для лучшего понимания конструктивного устройства редуктора. Ее помещают на свободном поле чертежа (см. рис. 12, 13 и 14).

Спецификация сборочного чертежа составляется в соответствии с ГОСТ 2.108-68 и определяет состав редуктора, а также она необходима для комплектования конструкторских документов, его изготовления и планирования запуска в производство. Спецификация выполняется на чертежной бумаге формата А4 в виде, как это представлено, например, на рис. 15.

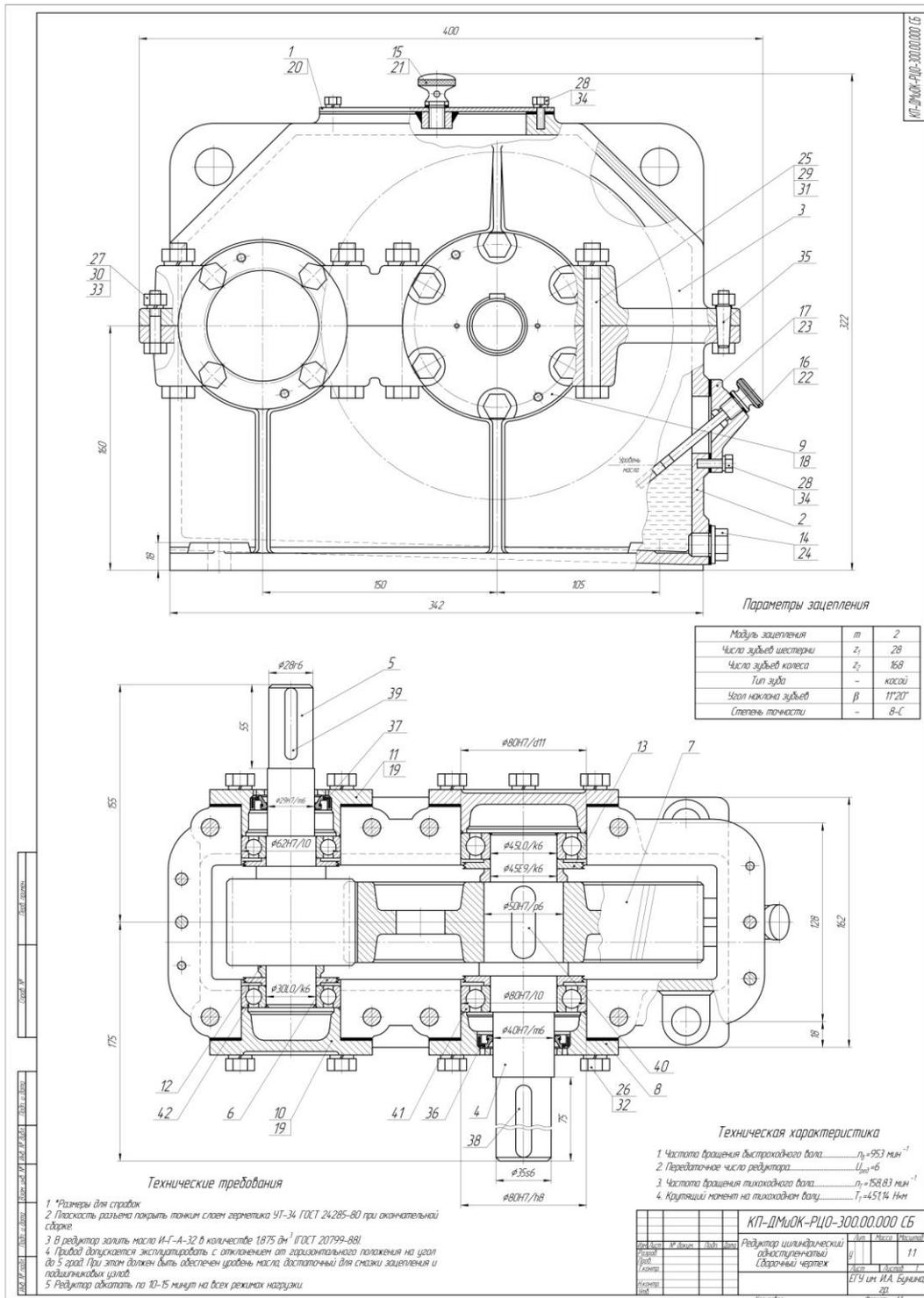


Рис. 12. Редуктор цилиндрический. Сборочный чертеж

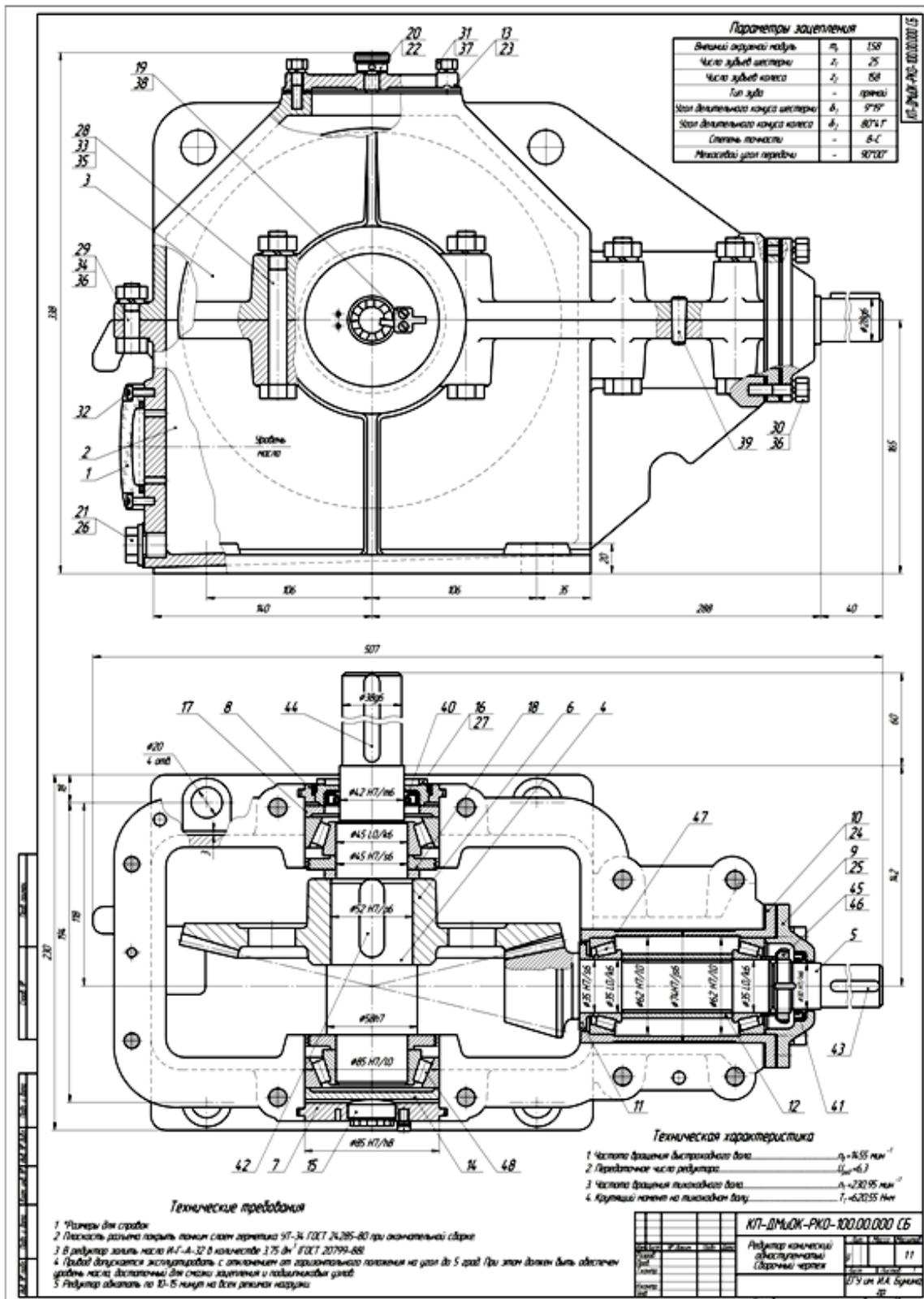
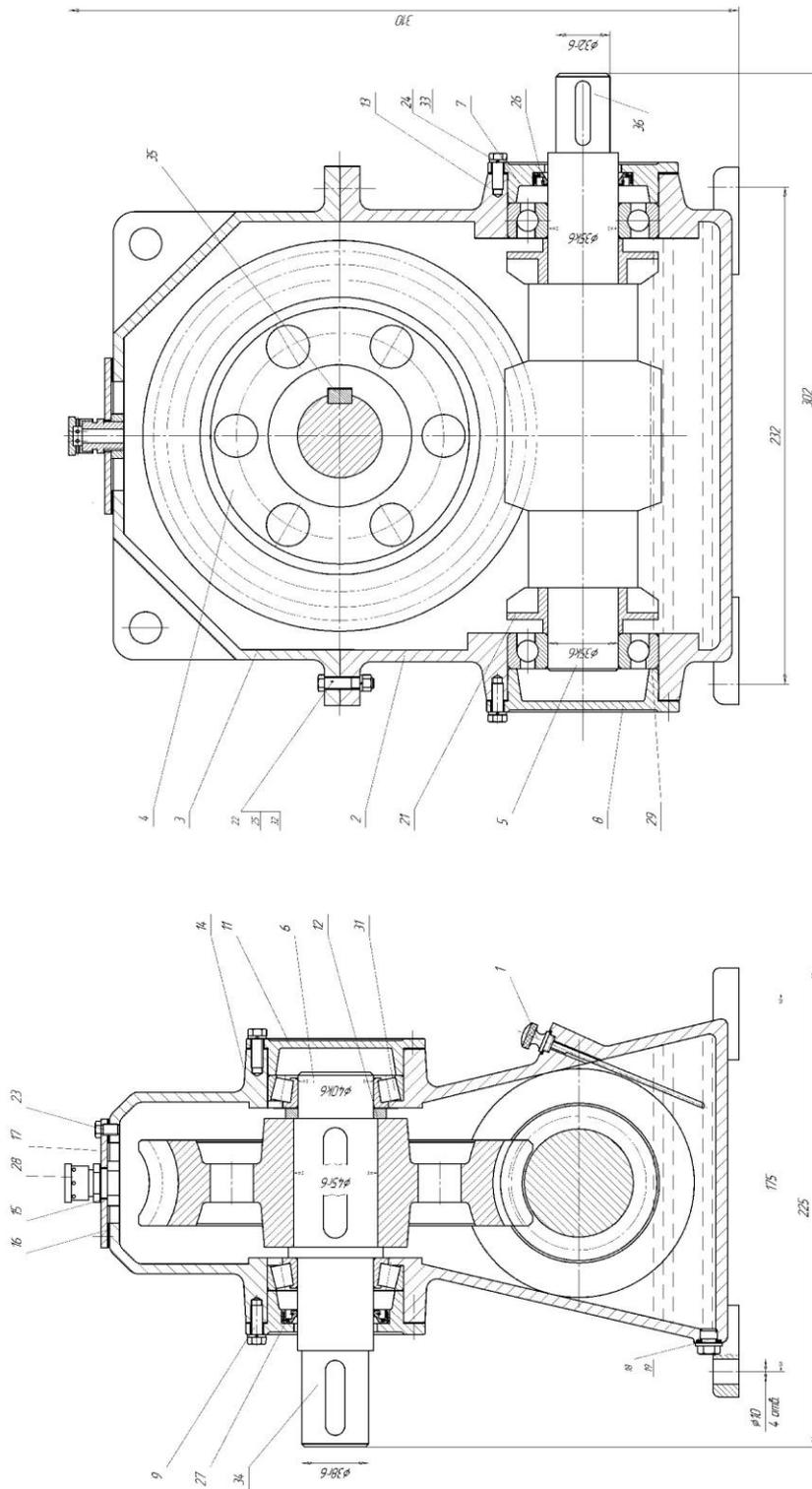


Рис. 13. Редуктор конический. Сборочный чертеж

ЖУМПП по шкатулке редуктору



Техническая характеристика

- 1 Чистота вращающей червяка..... $n = 2031 \text{ мм}^{-1}$
- 2 Передаточные числа редуктора..... $i_{\text{ред}} = 40$
- 3 Частота вращения выходного вала..... $n = 73,94 \text{ мин}^{-1}$
- 4 Крутящий момент на выходном валу..... $T = 978 \text{ Нм}$

Технические требования

- 1. Размеры для справок
- 2. Поверхность детали покрыть тонким слоем эпоксидной смолы ЭП-34
- 3. В редуктор заливать масло ИЛ-А-32 в количестве 175 дм^3 ГОСТ 20759-80
- 4. После доработки эксплуатировать с применением отработанного масла на валу 40 в 3-м при этом балки и подшипники смазать маслом, предназначенным для смазки валов и подшипников (См. таб.)
- 5. Редуктор обкатать по 0-15 минут на всех режимах нагрузки.

Курсовой проект по ИМЧК		№ 21
Редуктор червячный		
Имя Фамилия	Имя Фамилия	Имя Фамилия
Группа	Группа	Группа
Дата	Дата	Дата
Лист	Лист	Лист
1	1	1
Итого	Итого	Итого
1	1	1

Рис. 14. Редуктор червячный. Сборочный чертеж

2. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРИВОДОВ

2.1. Проектирование привода с одноступенчатым цилиндрическим косозубым редуктором и цепной передачей

2.1.1. Техническое задание

Согласно заданию на курсовой проект (см. Приложение), выбран передаточный механизм, соответствующий схеме, представленной на рис. 16.

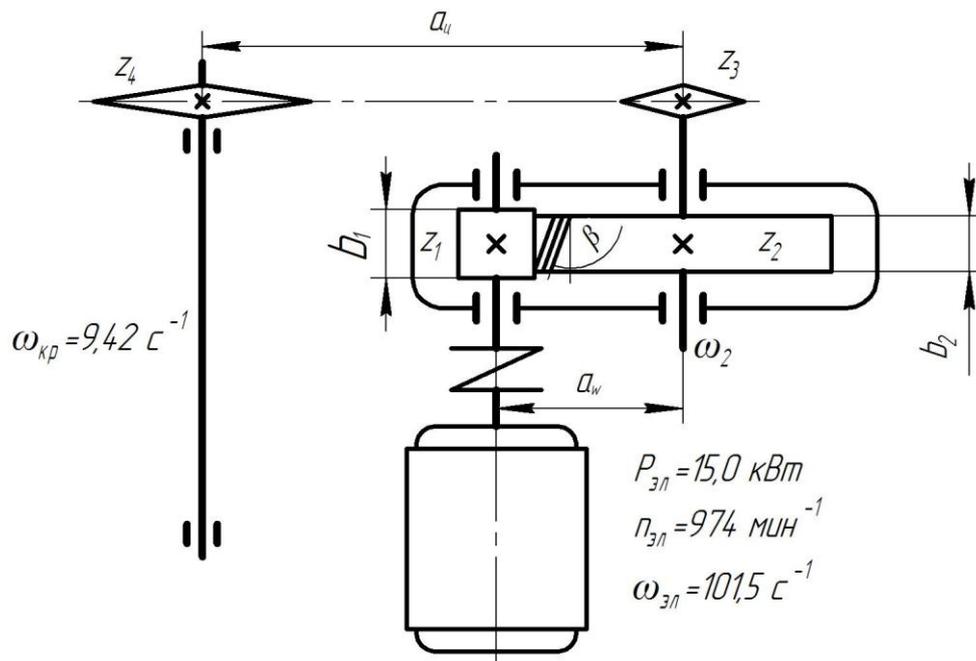


Рис. 16. Схема передаточного механизма

В качестве исходных данных имеем электродвигатель 4А160 М6 с параметрами: мощность $P_{эл} = 15,0 \text{ кВт}$; частота вращения $n_{эл} = 1000 \text{ мин}^{-1}$, с учетом скольжения $S = 2,6 \%$, $n_{эл} = n \cdot (1 - S) = 1000 \cdot (1 - 0,026) = 974 \text{ мин}^{-1}$. Необходимо выполнить эскизный и технический проекты, а также разработать рабочую документацию на одноступенчатый цилиндрический редуктор.

2.1.2. Эскизный и технический проект

Определим угловую скорость вала электродвигателя:

$$\omega_{эл} = \frac{\pi \cdot n_{эл}}{30} = \frac{3,14 \cdot 974}{30} = 101,5 \text{ с}^{-1}.$$

Проверим общее передаточное число привода, исходя из того, что угловая скорость кривошипа составляет $\omega_{кр} = 9,42 \text{ с}^{-1}$.

Тогда

$$U_{\text{общ}} = \frac{\omega_{\text{эл}}}{\omega_{\text{кр}}} = \frac{101,5}{9,42} = 10,7.$$

Такое передаточное число приемлемо, так как для такого типа приводов согласно ГОСТ его рекомендуется выбирать в пределах $9 \div 36$. Передаточное число редуктора U_p согласно рекомендациям раздела 1.1 выбираем равным $U_p=6$. Тогда передаточное число цепной передачи определяется:

$$U_{\text{ц.п.}} = \frac{U_{\text{общ}}}{U_p} = \frac{10,7}{6} = 1,78.$$

Определим частоты вращения n_T и $n_{кр}$, а также угловую скорость ω_T на тихоходном валу редуктора и кривошипа.

$$n_T = \frac{n_{\text{эл}}}{U_p} = \frac{974}{6} = 162,3 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{кр} = \frac{n_{\text{эл}}}{U_{\text{общ}}} = \frac{974}{10,7} = 91,02 \text{ мин}^{-1};$$

$$\omega_T = \frac{\omega_{\text{эл}}}{U_p} = \frac{101,5}{6} = 16,9 \text{ с}^{-1}.$$

Определим вращающие моменты на валу электродвигателя $T_{\text{эл}}$, тихоходном валу редуктора T_T и кривошипе исполнительного механизма:

$$T_{\text{эл}} = \frac{P_{\text{эл}}}{\omega_{\text{эл}}} = \frac{15 \cdot 10^3}{101,5} = 147,8 \text{ Н} \cdot \text{м} = 147,8 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$T_T = T_{\text{эл}} U_p = 147,8 \cdot 6 = 886,7 \text{ Н} \cdot \text{м} = 886,7 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$T_{кр} = T_{\text{эл}} U_{\text{общ}} = 147,8 \cdot 10,7 = 1578,3 \text{ Н} \cdot \text{м} = 1578,3 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Для шестерни выбран материал - сталь 45, подвергнутая термической обработке для увеличения твердости до НВ 230. Для колеса также выбрана сталь 45, прошедшая термическую обработку с улучшением, но при этом твердость ниже, чем у шестерни. Определяем для этой стали из табл. 2 предел контактной выносливости:

$$\sigma_{H \text{ limb}} = 2HB + 70 \text{ МПа},$$

что позволяет вычислить допускаемые контактные напряжения (см. зависимость 1.2) соответственно для шестерни и колеса:

$$[\sigma_{H_1}] = \frac{(2HB_1 + 70) K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(2 \cdot 230 + 70) \cdot 1}{1,1} = 482 \text{ МПа},$$

$$[\sigma_{H_2}] = \frac{(2HB_2 + 70) K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(2 \cdot 200 + 70) \cdot 1}{1,1} = 428 \text{ МПа}.$$

Следовательно, расчетное $[\sigma_H]$ для данной пары колес определится:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H_1}] + [\sigma_{H_2}]) = 0,45(482 + 428) = 410 \text{ МПа}$$

Передачу выбираем косозубую и определяем межосевое расстояние по формуле 1.5:

$$a_w = K_a (U + 1) \sqrt[3]{\frac{T_T K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 U^2 \psi_{ba}}} = 43,0 \cdot (6 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{886,7 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{410^2 \cdot 6^2 \cdot 0,4}} = 370 \text{ мм.}$$

где (здесь необходимо расписать все входящие в формулу коэффициенты и другие параметры, а также их значения, выбранные согласно рекомендациям к формуле 1.5).

Согласно рекомендуемому ряду выбираем $a_w = 400 \text{ мм}$. Определяем модуль зацепления $m = (0,01 - 0,02) a_w = 0,01 \cdot 400 = 4 \text{ мм}$. Примем угол наклона зубьев 10° , и определим число зубьев шестерни и колеса по зависимости 1.6:

$$z_1 = \frac{2a_w \cdot \cos \beta}{(U + 1)m} = \frac{2 \cdot 400 \cdot \cos 10^\circ}{(6 + 1) \cdot 4} = 28,1 \approx 28;$$

$$z_2 = z_1 \cdot U = 28 \cdot 6 = 168.$$

Уточняем угол наклона зубьев по зависимости 1.7:

$$\cos \beta = \frac{(z_1 + z_2)m}{2a_w} = \frac{(28 + 168) \cdot 4}{2 \cdot 400} = 0,98;$$

что соответствует $\beta = 11^\circ 20'$.

Определим диаметры делительных окружностей шестерни и колеса:

$$d_1 = \frac{mz_1}{\cos \beta} = \frac{4 \cdot 28}{0,98} = 114,29 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{mz_2}{\cos \beta} = \frac{4 \cdot 168}{0,98} = 685,71 \text{ мм.}$$

Произведем проверку межцентрового расстояния:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{114,29 + 685,71}{2} = 400,002 \text{ мм}$$

Определим диаметры вершин зубьев:

$$d_{a_1} = d_1 + 2m = 114,29 + 2 \cdot 4 = 122,29 \text{ мм}$$

$$d_{a_2} = d_2 + 2m = 685,71 + 2 \cdot 4 = 690,71 \text{ мм}$$

Ширина колес $b_2 = \psi_{ba} a_w = 0,4 \cdot 400 = 160 \text{ мм}$, тогда ширина шестерни $b_1 = b_2 + 5 \text{ мм} = 160 + 5 = 165 \text{ мм}$.

Окружную скорость колеса определим по зависимости 1.10:

$$V = \frac{\omega_T d_2}{2} = \frac{16,9 \cdot 685,71}{2 \cdot 10^3} = 5,79 \text{ м/с.}$$

При такой окружной скорости согласно табл. 6 устанавливаем 8-ю степень точности. Произведем проверку контактных напряжений для шестерни и колеса при $[\sigma_H]=410 \text{ МПа}$ (см. формулу 1.9):

$$\begin{aligned}\sigma_H &= \frac{270}{a_w} \sqrt{\frac{T_T K_H (U+1)^3}{b_2 U^2}} = \frac{270}{400} \sqrt{\frac{886,7 \cdot 10^3 \cdot 1,245 (6+1)^3}{160 \cdot 6^2}} = \\ &= 0,675 \sqrt{65738,16} = 173 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 410 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

где (здесь необходимо расписать все входящие в формулу коэффициенты и др. параметры, а также их значения, выбираемые согласно рекомендациям к формуле 1.9).

Вычислим силы, действующие в зацеплении по зависимости 1.12.

Окружная сила:

$$F_t = \frac{2T_{эл}}{d_1} = \frac{2 \cdot 147,8 \cdot 10^3}{122,9} = 2417 \text{ Н}.$$

Радиальная сила:

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 2417 \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 11^\circ 20'} = 2417 \frac{0,364}{0,98} = 898 \text{ Н}.$$

Осевая сила:

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = F_t \operatorname{tg} 11^\circ 20' = 2417 \cdot 0,2004 = 484 \text{ Н}.$$

Проверим прочность зубьев колеса на выносливость при изгибе используя зависимость 1.13:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F Y_\beta K_{F\alpha}}{b_2 m} = \frac{2417 \cdot 1,73 \cdot 3,6 \cdot 0,92 \cdot 0,92}{160 \cdot 4} = 197 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 206 \text{ МПа}$$

где (здесь необходимо расписать все входящие в формулу значения коэффициентов и др. параметров, подсчитанных по формуле 1.13).

Допускаемое значение напряжения $[\sigma_F]$ определяют по зависимости:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ limb}}^\circ}{[S_F]} = \frac{360}{1,75} = 206 \text{ МПа}.$$

Из расчетов видно, что условие прочности на выносливость при изгибе выполнено.

Определим диаметр быстроходного вала редуктора, который при помощи муфты соединяется с электродвигателем (см. рис. 12), учитывая, что допускаемые напряжения на кручение $[\tau]=20 \text{ МПа}$.

По формуле 1.26:

$$d_{B_1} = \sqrt[3]{\frac{16T_{эл}}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 147,8 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 33,5 \text{ мм}.$$

Принимаем согласно рекомендуемому ряду $d_{B_1} = 35 \text{ мм}$, и из каталога на подшипники (см. Приложение) выбираем шариковый радиальный

однорядный подшипник по ГОСТ8338-75 средней серии № 308 с $d=40$ мм, $D=90$ мм, $B=23$ мм и $C=41$ кН.

Определим диаметр выходного конца тихоходного вала редуктора, принимая $[\tau]=25$ МПа.

По формуле 1.26:

$$d_{B_1} = \sqrt[3]{\frac{16T_T}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 886,7 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25}} = 56,4 \text{ мм}.$$

Принимаем ближайшее значение из стандартного ряда $d_{B_2} = 60$ мм.

Диаметр вала под подшипники принимаем 65 мм и из каталога (**см. Приложение**) выбираем шариковый радиально однорядный подшипник ГОСТ8338-75 средней серии № 313 с $d=65$ мм, $D=140$ мм, $B=33$ мм и $C=104$ кН.

Произведем проверку долговечности подшипников, например, для быстроходного вала редуктора. Этот вал в зоне расположения шестерни нагружен вышеопределенными силами $F_T=2417$ Н, $F_r=898$ Н и $F_a=484$ Н. К валу приложен вращающий момент $T_{эл}=147,8$ Н·м.

Составим расчетную схему (см. рис. 17) и конструктивно устанавливаем $l_1=l_2=b_1=165$ мм. Под действием внешних сил в опорах вала возникнут реакции $R_{x_1}, R_{x_2}, R_{y_1}, R_{y_2}$.

Используя уравнение статики $\sum M_i = 0$, определим эти реакции:

$$R_{x_1} = R_{x_2} = \frac{F_t}{2} = \frac{24,7}{2} = 1208,5 \text{ Н}$$

$$R_{y_1} = \frac{1}{2L_1} \left(F_z l_1 + F_a \frac{d_1}{2} \right) = \frac{1}{2 \cdot 165} \left(898 \cdot 165 + 484 \frac{122,29}{2} \right) = 538,68 \text{ Н}$$

$$R_{y_2} = \frac{1}{2l_1} \left(F_z l_1 - F_a \frac{d_1}{2} \right) = \frac{1}{2 \cdot 165} \left(898 \cdot 165 - 484 \frac{122,29}{2} \right) = 359,32 \text{ Н}$$

Определяем правильность нахождения опорных реакций:

$$R_{y_1} + R_{y_2} - F_z = 0; 538,68 + 359,32 - 898 = 0$$

Реакции найдены правильно.

Найдем суммарные (равнодействующие) реакции в опорах:

$$P_{r_1} = \sqrt{R_{x_1}^2 + R_{y_1}^2} = \sqrt{1208^2 + 538,68^2} = 1322,5 \text{ Н}$$

$$P_{r_2} = \sqrt{R_{x_2}^2 + R_{y_2}^2} = \sqrt{1208^2 + 359,32^2} = 1260,2 \text{ Н}$$

Проверяем подшипники по более нагруженной опоре, т.е. где $P_{r_1} = 1322,5$ Н, и определяем эквивалентную нагрузку F_3 (см. формулу 1.32):

$$F_9 = (XVP_{r1} + YF_a) K_\sigma K_T = (0,56 \cdot 1 \cdot 1322,5 + 1,88 \cdot 484) \cdot 1 \cdot 1 = \\ = (740,6 + 909,9) \cdot 1 \cdot 1 = 1650 \text{ Н.}$$

где $x=0,56$ и $y=1,88$ определяются из соотношения F_a/P_{r1} согласно рекомендациям формулы 1.32 (остальные значения и обозначения коэффициентов и других параметров необходимо также расписать, как это сделано в формуле 1.32).

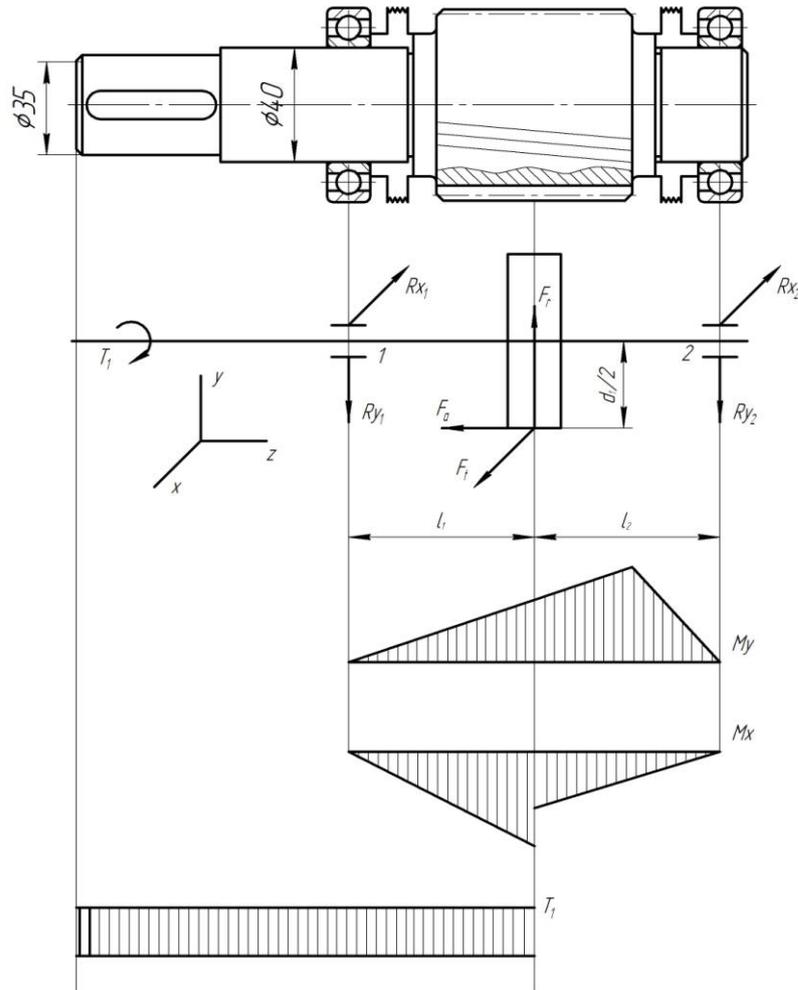


Рис. 17. Расчетная схема быстроходного вала цилиндрического редуктора

Определим расчетную долговечность подшипника, млн. об. (см. формулу 1.31):

$$L = \left(\frac{C}{F_9} \right)^3 = \left(\frac{104 \cdot 10^3}{16,5 \cdot 10^2} \right)^3 = 2500 \text{ млн. об.}$$

Определим расчетную долговечность подшипника:

$$L_n = \frac{L \cdot 10^6}{60n_{эл}} = \frac{2500 \cdot 10^6}{60 \cdot 974} \approx 42 \cdot 10^3 \text{ ч.}$$

Согласно рекомендациям ГОСТ минимальная величина $L_n=10000$ ч. В нашем случае $L_n=42000$ ч, следовательно, выбранные подшипники № 308 обеспечат надежность редуктора.

(В случае необходимости по заданию преподавателя проводится подобный расчет для подшипников тихоходного вала).

Произведем проверку прочности шпоночного соединения быстроходного вала. Согласно рассчитанному диаметру быстроходного вала $d_{B1} = 40$ мм, и, используя рекомендации (табл. 20 и формулы 1.27), выбираем шпонку $b \times h = 12 \times 8$ мм с $t_1 = 5$ мм и длиной 70 мм. Материал шпонки сталь 45 нормализованная. Определим напряжение смятия [1]:

$$\sigma_{см} = \frac{2T_{эл}}{dl(h-t_1)} = \frac{2 \cdot 147,8 \cdot 10^3}{40 \cdot 70(8-5)} = 35,19 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 120 \text{ МПа}$$

Следовательно, прочность на смятие обеспечена **(по необходимости по заданию преподавателя на смятие рассчитывается шпонка тихоходного вала).**

2.1.3. Рабочая документация

Мы создаем эскизы зубчатых колес в соответствии с рис. 6, затем, используя формулы из табл. 21, проводим расчет необходимых размеров вала шестерни и зубчатого колеса. После этого, с учетом конструктивных схем (см. рис. 7), мы приступаем к размещению редуктора в соответствии с эскизом, показанным на рис. 18.

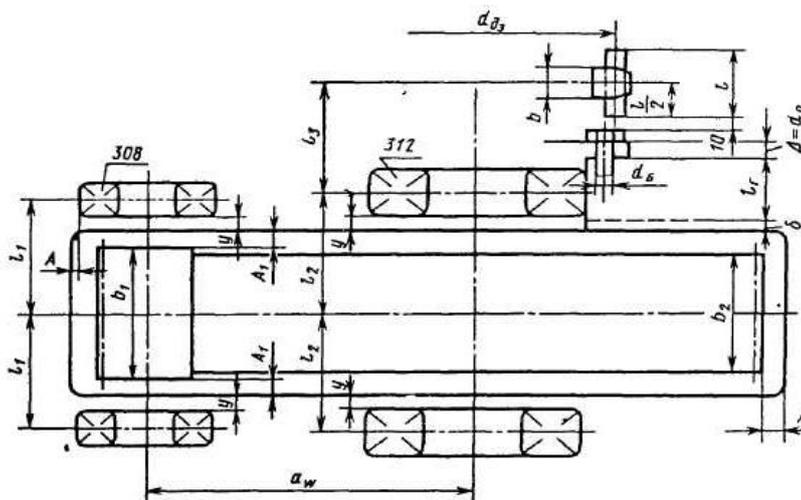


Рис. 18. Эскиз компоновки цилиндрического редуктора

Такой эскиз с учетом требований ЕСКД позволяет выполнить чертеж, представленный на рис. 12. К чертежу прикладывается спецификация (см. рис. 15).

Для смазывания зубчатых колес редуктора используется метод разбрызгивания смазки зубчатым колесом, которая заливается внутрь его корпуса. Объем масляной ванны определяется как $0,25 \text{ дм}^3$ масла на 1 кВт передаваемой мощности. При контактных напряжениях ниже 400 МПа и окружной скорости колес менее $4,0 \text{ м/с}$ рекомендуется использовать масло с вязкостью $28 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. Эта вязкость соответствует маслу И-30 по ГОСТ 20799-75. Камеры подшипников заполняются пластичным смазочным материалом УТ-1, который периодически пополняется или заменяется во время профилактических работ [6]. В заключение раздела 2.1.3. представляется подробное описание сборки редуктора в той последовательности, при которой будет обеспечена высокая ее технологичность.

2.2. Проектирование привода с коническим одноступенчатым прямозубым редуктором и цепной передачей

2.2.1. Техническое задание

Согласно заданию на курсовой проект (см. Приложение), выбран передаточный механизм, соответствующий схеме, представленной на рис. 19.

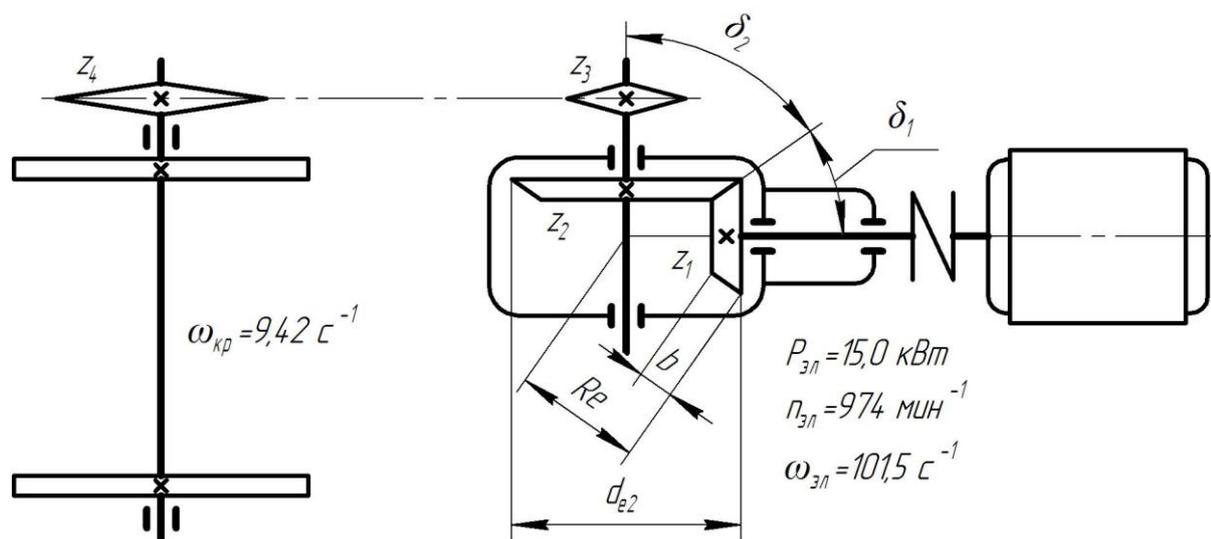


Рис. 19. Схема передаточного механизма

В качестве исходных данных имеем электродвигатель 4А160 М6 с параметрами: мощность $P_{эл} = 15,0 \text{ кВт}$ и частота вращения $n_{эл} = 1000 \text{ мин}^{-1}$, с учетом скольжения $S = 2,6\%$, $n_{эл} = n \cdot (1 - S) = 1000 \cdot (1 - 0,026) = 974 \text{ мин}^{-1}$. Необ-

ходимо выполнить эскизный и технический проекты, а также разработать рабочую документацию на одноступенчатый конический редуктор.

2.2.2. Эскизный и технический проект

Определим угловую скорость вала электродвигателя:

$$\omega_{эл} = \frac{\pi \cdot n_{эл}}{30} = \frac{3,14 \cdot 974}{30} = 101,5 \text{ с}^{-1}.$$

Проверим общее передаточное число привода, исходя из того, что угловая скорость кривошипа составляет $\omega_{кр} = 9,42 \text{ с}^{-1}$.

Тогда

$$U_{общ} = \frac{\omega_{эл}}{\omega_{кр}} = \frac{101,5}{9,42} = 10,7.$$

Такое передаточное число приемлемо, так как для такого типа приводов согласно ГОСТ его рекомендуется выбирать в пределах $9 \div 36$. Передаточное число конического редуктора согласно рекомендациям раздела 1.1. выбираем равным $U_p = 3,15$. Тогда передаточное число цепной передачи определится:

$$n_T = \frac{n_{эл}}{U_p} = \frac{10,7}{3,15} = 3,39 \text{ мин}^{-1}$$

Определим частоты вращения n_T и $n_{кр}$, а также угловую скорость ω_T на тихоходном валу редуктора и кривошипа:

$$n_T = \frac{n_{эл}}{U_p} = \frac{974}{3,15} = 309,2 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{кр} = \frac{n_{эл}}{U_{общ}} = \frac{974}{10,7} = 91,02 \text{ мин}^{-1};$$

$$\omega_T = \frac{\omega_{эл}}{U_p} = 32,2 \text{ с}^{-1}.$$

Определим вращающие моменты на валу электродвигателя $T_{эл}$, тихоходном валу редуктора T_T и кривошипе исполнительного механизма:

$$T_{эл} = \frac{P_{эл}}{\omega_{эл}} = \frac{15 \cdot 10^3}{101,5} = 147,8 \text{ Н} \cdot \text{м} = 147,8 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$T_T = T_{эл} U_p = 147,8 \cdot 3,15 = 465,6 \text{ Н} \cdot \text{м} = 465,6 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$T_{кр} = T_{эл} U_{общ} = 147,8 \cdot 10,7 = 1581,5 \text{ Н} \cdot \text{м} = 1581,5 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

При определении материала для шестерни и конического колеса, мы выбираем сталь 40Х с повышенной твердостью НВ 270 и сталь 40Х с улучшением твердости НВ 245 (см. табл. 2). Затем мы из той же таблицы

выбираем формулу для расчета предела контактной выносливости для колеса. $\sigma_{H\lim b} = 2HB + 70\text{МПа} = 2 \cdot 245 + 70 = 560\text{ МПа}$.

Допускаемые контактные напряжения определим по зависимости 1.2:

$$[\sigma_H] \frac{\sigma_{H\lim b} K_{HL}}{[S_H]} = \frac{560 \cdot 1}{1,15} = 485\text{ МПа}$$

где K_{HL} – коэффициент долговечности. $K_{HL} = 1$ (см. пояснение к формуле 1.2.)
 $[S_H]$ – коэффициент безопасности $[S_H] = 1,15$.

Определим внешний делительный диаметр конического колеса (см. формулу 1.15.):

$$d_{e_2} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_T K_{HB} U}{[\sigma_H]^2 (1 - 0,5\psi_{bRe})^2 \psi_{bRe}}} = 99 \sqrt[3]{\frac{465 \cdot 10^3 \cdot 1,35 \cdot 3,15}{485^2 (1 - 0,5 \cdot 0,285)^2 \cdot 0,285}} = 322\text{ мм}.$$

где (здесь необходимо расписать значения всех составляющих параметров входящих в формулу 1.15).

Согласно ряду по ГОСТ 12289-76 (см. формулу 1.15) выбираем ближайшее значение $d_{e_2} = 315\text{ мм}$. Примем число зубьев шестерни $z_1 = 25$ (см. формулу 1.15 и описание к ней).

Тогда число зубьев колеса определится:

$$z_2 = z_1 U = 25 \cdot 3,15 = 78,75 \text{ или } z_2 = 79.$$

Действительное передаточное число будет:

$$U = z_2 / z_1 = 79 / 25 = 3,16;$$

и отклонение от заданного составит:

$$((3,16 - 3,15) / 3,15) \cdot 100 = 0,32\%,$$

что меньше значения, установленного ГОСТ 12289-76 равное 2%.

Определим внешний окружной модуль:

$$m_e = \frac{d_{e_2}}{z_2} = \frac{315}{79} = 39,8 \approx 4\text{ мм}.$$

Уточним значение:

$$d_{e_2} = m z_2 = 4 \cdot 79 = 316\text{ мм}.$$

Отклонение от стандартного значения:

$$((316 - 315) / 315) \cdot 100\% = 0,32\%,$$

что меньше рекомендаций ГОСТ равное 2%.

Определим углы делительных конусов шестерни и колеса:

$$\text{ctg } \delta_1 = U = 3,16; \delta_1 = 17^\circ 34';$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 17^\circ 34' = 72^\circ 26'$$

Внешнее конусное расстояние Re и длина зуба b определится:

$$Re = 0,5m \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 4 \sqrt{25^2 + 79^2} = 166\text{ мм};$$

$$b = \psi_{bRe} Re = 0,285 \cdot 166 = 47,3\text{ мм}.$$

или $b = 48\text{ мм}$.

Внешний делительный диаметр шестерни d_{e_1} и средний делительный ее диаметр d_1 соответственно, определим по зависимостям:

$$d_{e_1} = m_e z_1 = 4 \cdot 25 = 100 \text{ мм};$$

$$d_1 = 2(\text{Re} - 0,5b) \sin \delta_1 = 2(166 - 0,5 \cdot 48) \cdot \sin 17^\circ 34' = 85,77 \text{ мм}.$$

Внешние диаметры шестерни и колеса по вершинам зубьев определяются:

$$d_{ae_1} = d_{e_1} + 2m_e \cos \delta_1 = 100 + 2 \cdot 4 \cdot \cos 17^\circ 34' = 107,62 \text{ мм};$$

$$d_{ae_2} = d_{e_2} + 2m_e \cos \delta_2 = 316 + 2 \cdot 4 \cdot \cos 72^\circ 26' = 318,41 \text{ мм}.$$

Определим средний окружной модуль:

$$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{85,77}{25} = 3,43 \text{ мм}.$$

Вычислим коэффициент ширины шестерни по среднему диаметру:

$$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1} = \frac{48}{85,77} = 0,56$$

Найдем численное значение средней окружной скорости колес:

$$V = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{101,5 \cdot 85,77}{2} = 4,35 \text{ м/с}$$

Согласно рекомендациям табл. 6 назначаем 7-ю степень точности. Произведем проверку контактных напряжений для шестерни и колеса при $[\sigma_H] = 485 \text{ МПа}$ (см. формулу 1.16):

$$\sigma_H = \frac{335}{\text{Re} - 0,5b} \sqrt{\frac{T_T K_H \sqrt{(U^2 + 1)^3}}{b U^2}} = \frac{335}{166 - 0,5 \cdot 48} \times$$

$$\times \sqrt{\frac{465 \cdot 10^3 \cdot 1,30 \sqrt{(3,16^2 + 1)^3}}{48 \cdot 3,16^2}} \approx 478 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 485 \text{ МПа}.$$

где (здесь необходимо расписать значения всех составляющих коэффициентов и параметров входящих в формулу 1.16).

Соответствующие силы, возникающие в зубчатом, зацеплении определяются как:

Окружная сила:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 147,8 \cdot 10^3}{85,77} = 3446 \text{ Н}.$$

Радиальная сила для шестерни равная осевой для колеса:

$$F_{r_1} = F_{a_2} = F_t \text{tg} \alpha \cos \delta_1 = 3446 \text{tg} 20^\circ \cos 17^\circ 34' = 1197 \text{ Н}.$$

Осевая сила для шестерни равная радиальной для колеса:

$$F_{a_1} = F_{r_2} = F_t \text{tg} \alpha \sin \delta_1 = 3446 \text{tg} 20^\circ \sin 17^\circ 34' = 374 \text{ Н}.$$

Произведем проверку зубьев на выносливость по напряжениям изгиба по формуле 1.18:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F}{V_F b m} < [\sigma_F].$$

Но, при этом произведем выбор и расчет следующих параметров коэффициента нагрузки $K_F = K_{F\beta} K_{FV}$. Используя табл. 7 определим величину коэффициента $K_{F\beta}$, который при $\psi_{bd} = 0,56$, консольном расположении колес, с использованием роликовых подшипников в опорах и твердости $HV < 350$ равен $K_{F\beta} = 1,38$. По табл. 8 при твердости $HV < 350$, скорости $V = 4,35$ м/с и 7-ой степени точности находим численное значение $K_{FV} = 1,45$, тогда $K_F = 1,38 \cdot 1,45 = 2,0$. Y_F - коэффициент формы зуба выбираем в зависимости от эквивалентных чисел зубьев:

для шестерни:

$$z_{V_1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{26}{\cos 17^\circ 24'} \approx 26;$$

для колеса:

$$z_{V_2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{79}{\cos 72^\circ 26'} \approx 262.$$

По табл. 9 находим значения Y_{F_1} и Y_{F_2} , которые соответственно будут равны $Y_{F_1} = 3,88$ и $Y_{F_2} = 3,6$.

По формуле 1.14 определим допускаемые напряжения при расчете зубьев на выносливость по зависимостям:

для шестерни:
$$[\sigma_{F_1}] = \frac{\sigma_{F_1 \text{ limb}}^\circ}{[S_{F_1}]} = \frac{490}{1,75} = 280 \text{ МПа.}$$

для колеса:
$$[\sigma_{F_2}] = \frac{\sigma_{F_2 \text{ limb}}^\circ}{[S_{F_2}]} = \frac{440}{1,75} = 250 \text{ МПа.}$$

где, используя данные табл. 10 для стали 40Х улучшенной при твердости $HV < 350$, находим $\sigma_{F \text{ limb}}^\circ = 1,8 HV$.

Тогда

для шестерни:

$$\sigma_{F_1 \text{ limb}}^\circ = 1,8 \cdot 270 = 490 \text{ МПа}$$

а для колеса:

$$\sigma_{F_2 \text{ limb}}^\circ = 1,8 \cdot 245 = 440 \text{ МПа.}$$

В дальнейшем расчет ведем для зубьев колеса:

$$\sigma_{F_2} = \frac{F_t K_F Y_F}{V_F b m} = \frac{3446 \cdot 2,0 \cdot 3,6}{0,85 \cdot 48 \cdot 3,43} = 117 \text{ МПа} < [\sigma_{F_2}] = 250 \text{ МПа.}$$

Условие прочности соблюдено.

Определим диаметр быстроходного вала редуктора, который при помощи муфты соединяется с электродвигателем (см. рис. 13).

Допускаемые касательные напряжения в этом случае $[\tau]=25\text{МПа}$:

$$d_{b_1} = \sqrt[3]{\frac{T_{эл}}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{147,8 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = \sqrt[3]{29560} = 30,9 \text{ мм.}$$

Диаметр вала у электродвигателя $d_{эл}=32 \text{ мм}$ (см. Приложение), тогда примем диаметр выходного конца быстроходного вала редуктора таким же $d_{B_1}=32 \text{ мм}$. Диаметр вала под подшипниками примем $d=40 \text{ мм}$, и, согласно каталогу (см. Приложение), выберем роликподшипник конический однорядный ГОСТ 333-79 № 7208 с $D=80 \text{ мм}$, $T=20 \text{ мм}$, $e=0,38$, $C=46,5 \text{ кН}$.

Определим диаметр выходного конца тихоходного вала d_{B_2} , учитывая, что $[\tau]=20\text{МПа}$:

$$d_{B_2} = \sqrt[3]{\frac{T_T}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{465,6 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = \sqrt[3]{116400} = 46,42 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{B_2} = 48 \text{ мм}$.

Под подшипник примем диаметр вала $d=55 \text{ мм}$. Согласно каталогу (см. Приложение), выбираем роликподшипник однородный конический ГОСТ 333-79 № 7211 с $D=100 \text{ мм}$, $T=23 \text{ мм}$, $e=0,41$ и $C=65 \text{ кН}$.

Произведем проверку долговечности подшипников, например, для быстроходного вала редуктора. Этот вал является консольно-расположенным и в зоне шестерни нагружен соответствующими силами $F_t=3446\text{Н}$, $F_r=1197\text{Н}$ и $F_a=374\text{Н}$.

Составим расчетную схему вала, показанную на рис. 20.

Из конструктивных соображений (см. рис. 20) задаемся размерами $f_1=73 \text{ мм}$ и $C_1=120 \text{ мм}$.

Используя уравнение статики $\sum M_i=0$ определим опорные реакции.

В плоскости xz :

$$\begin{aligned} R_{x_2} \cdot C_1 &= F_t f_1; \\ R_{x_2} &= \frac{F_t}{C_1} f_1 = \frac{3446}{120} \cdot 73 = 2096 \text{ Н}; \\ R_{x_1} C_1 &= F_t (C_1 + f_1); \\ R_{x_1} &= \frac{F_t (C_1 + f_1)}{C_1} = \frac{3446(120 + 73)}{120} = 5542 \text{ Н.} \end{aligned}$$

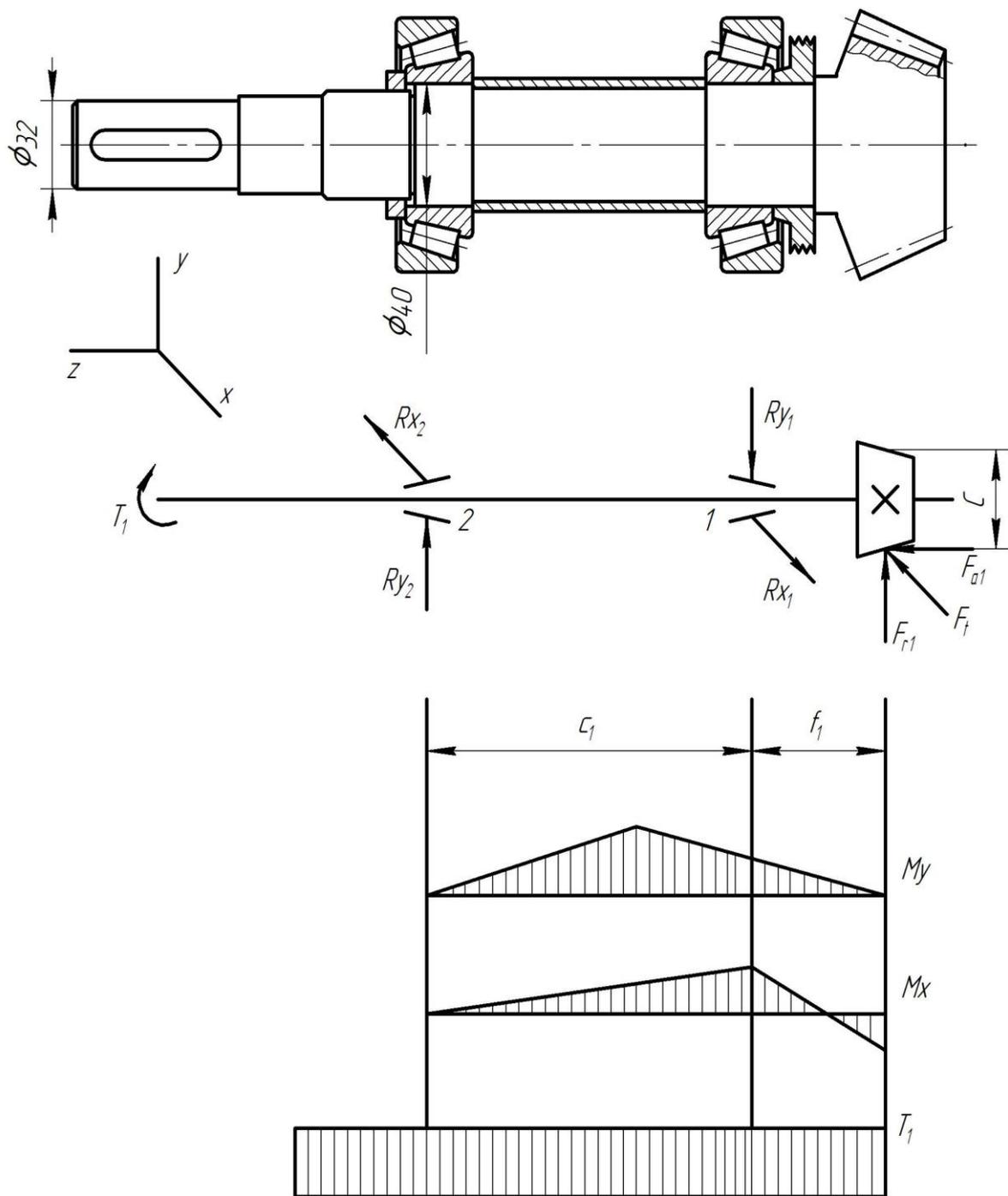


Рис. 20. Расчетная схема быстроходного вала конического редуктора

В плоскости уз:

$$-Ry_2 \cdot C_1 + F_r f_1 - F_a \frac{d_1}{2} = 0;$$

$$Ry_2 = \frac{1197 \cdot 73 - 374 \frac{85,77}{2}}{120} = 594 \text{ H};$$

$$-Ry_1 \cdot C_1 + F_2 (C_1 + f_1) - F_a \frac{d_1}{2} = 0;$$

$$Ry_1 = \frac{1197 \cdot 120 - 374 \frac{85,77}{2}}{120} = 1063 \text{ H}.$$

Произведем проверку правильности нахождения опорных реакций:

$$Ry_2 - Ry_1 + F_r = 594 - 1063 + 1197 = 0.$$

Реакции найдены правильно.

Найдем суммарные (равнодействующие) реакции в опорах:

$$P_2 = \sqrt{R^2 x_2 + R^2 y_2} = \sqrt{2096^2 + 594} = 2010 \text{ H};$$

$$P_1 = \sqrt{R^2 x_1 + R^2 y_1} = \sqrt{5542^2 - 1063^2} = 5439 \text{ H}.$$

Осевые составляющие радиальных реакций найдем по формулам:

$$S_2 = 0,83eP_2 = 0,83 \cdot 0,38 \cdot 2010 = 634 \text{ H};$$

$$S_1 = 0,83eP_1 = 0,83 \cdot 0,38 \cdot 5439 = 1715 \text{ H}.$$

В уравнениях для подшипников № 7208 используется параметр осевого нагружения $e=0,38$, который был выбран из таблицы 21. Осевые нагрузки, воздействующие на конические подшипники, обычно определяют с учетом схем действия внешних усилий в зависимости от относительного положения подшипников (см. рис. 21).

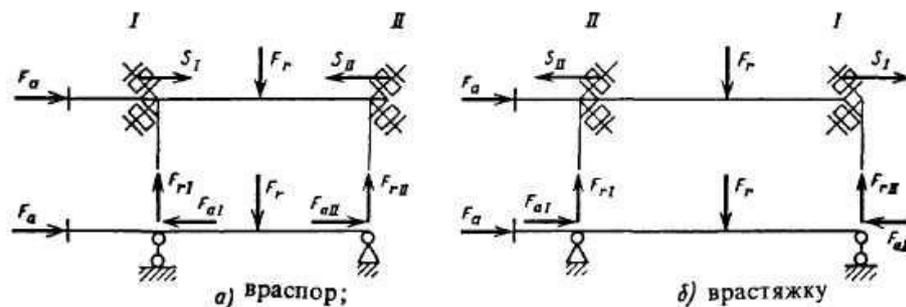
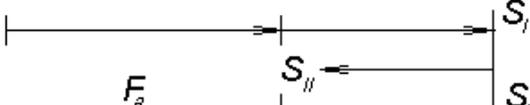
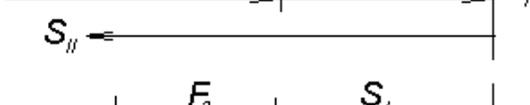


Рис. 21. Схемы действия внешних усилий в зависимости от относительного расположения подшипников

Результирующие же осевые нагрузки определяют по данным табл. 26.

Определение результирующих осевых нагрузок

№ п/п	Условие нагружения		Осевые нагрузки
1	$S_I \geq S_{II}$ $F_a \geq 0$		$F_{aI} = S_I$ $F_{aII} = S_I + F_a$
2	$S_I \leq S_{II}$ $F_a \geq S_{II} - S_I$		$F_{aI} = S_I - F_a$ $F_{aII} = S_{II}$
3	$S_I \leq S_{II}$ $F_a \leq S_{II} - S_I$		

В нашем случае $S_I > S_{II}$ и $F_a > 0$.

Тогда

$$P_{a1} = S_I = 1715 \text{ Н}, \text{ а } P_{a2} = S_I + F_a = 1715 + 374 = 2089 \text{ Н}.$$

Рассмотрим (рис. 21.) левый подшипник и для него:

$$\frac{P_{a2}}{P_{r2}} = \frac{2089}{2100} = 0,99;$$

и видно, что $0,99 > e = 0,38$, поэтому осевую нагрузку учитывать необходимо.

Эквивалентная нагрузка определяется по формуле (1.32):

$$P_{\Sigma} = (XVP_{r2} + YP_{a2})K_{\sigma}K_T = (0,4 \cdot 1 \cdot 2010 + 1,565 \cdot 2089) \cdot 1 \cdot 1 = 4073 \text{ Н}.$$

где (здесь все параметры и коэффициенты формулы расписываются с численными их значениями, которые устанавливаются согласно табл. 23; 24; 25).

Расчетную долговечность подшипников млн. об. определяем по зависимости (1.30):

$$L = \left(\frac{C}{P_{\Sigma}} \right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{C}{P_{\Sigma}} \right)^3 \sqrt[3]{\frac{C}{P_{\Sigma}}} = \left(\frac{46,5}{4,07} \right)^3 \sqrt[3]{\frac{46,5}{4,07}} = 1484,8 \cdot 2,251 = 3342 \text{ млн. об.}$$

Расчетную долговечность подшипников в часах определим по зависимости (1.31):

$$L_n = \frac{L \cdot 10^6}{60n_{эл}} = \frac{3342 \cdot 10^6}{60 \cdot 974} = 57 \cdot 10^3 \text{ ч.}$$

Согласно рекомендациям (см. раздел 1.3), минимальная величина L_n равна 10 000 ч. В нашем случае $L_n = 57 000 \text{ ч.}$, следовательно, выбранные подшипники № 7208 обеспечат надежность редуктора.

(В случае необходимости по заданию преподавателя проводится подобный расчет для подшипников тихоходного вала).

Проверку прочности шпоночного соединения быстроходного вала проводим аналогично тому, как это описано в разделе 2.1.2 по проектированию цилиндрического одноступенчатого редуктора.

2.2.3. Рабочая документация

Этот раздел пишется в соответствии с тем как это изложено в разделе 2.1.3. для цилиндрического редуктора с той лишь разницей, что компоновка одноступенчатого конического редуктора осуществляется так, как это показано на рис. 22.

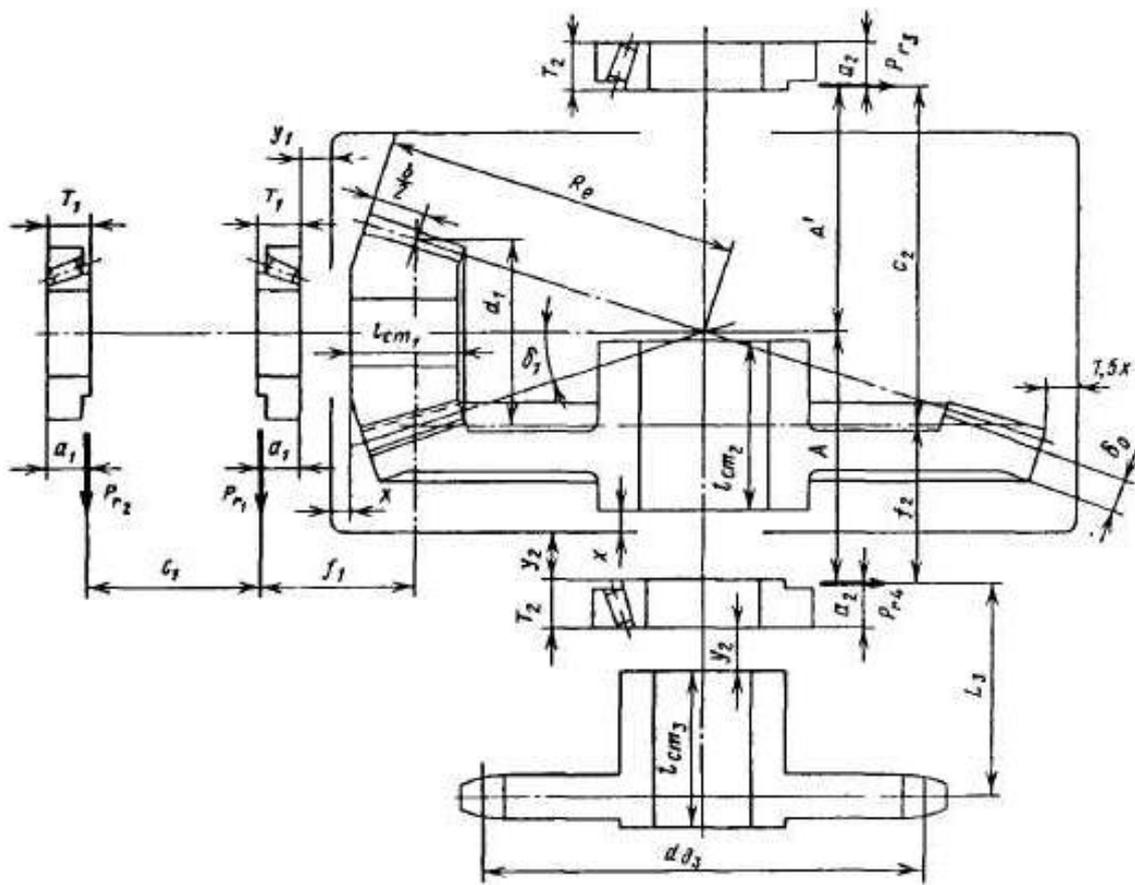


Рис. 22. Эскиз компоновки конического редуктора

2.3. Проектирование одноступенчатого червячного редуктора

2.3.1. Техническое задание

Согласно заданию на курсовой проект (см. Приложение), выбран передаточный механизм, соответствующий схеме, представленной на рис. 23.

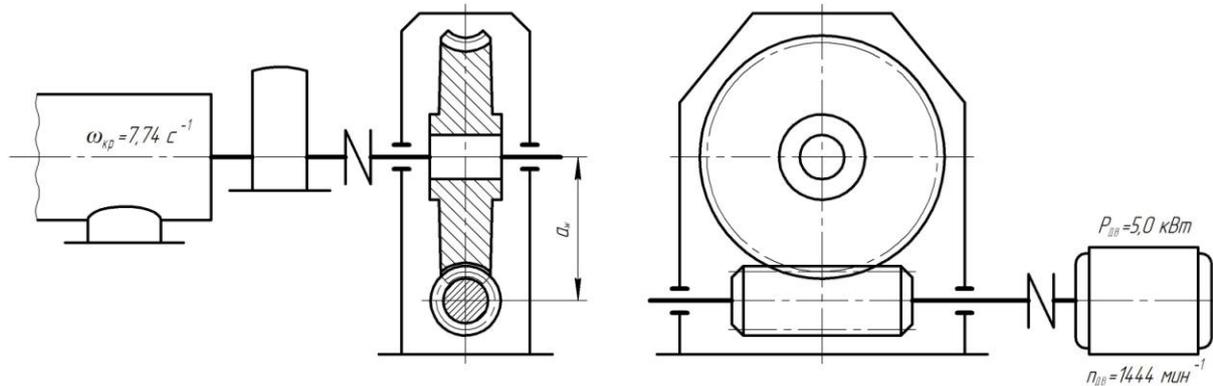


Рис. 23. Схема передаточного механизма

В качестве исходных данных имеем электродвигатель 4А 112М4 с параметрами: мощность $P_{эл} = 5,0 \text{ кВт}$; частота вращения $n_{эл} = 1500 \text{ мин}^{-1}$, с учетом скольжения $S = 3,7\%$, $n_{эл} = n \cdot (1 - S) = 1500 \cdot (1 - 0,037) = 1444 \text{ мин}^{-1}$. Необходимо выполнить эскизный и технический проекты, а также разработать рабочую документацию на червячный редуктор.

2.3.2. Эскизный и технический проект

Определим угловую скорость вала электродвигателя:

$$\omega_{эл} = \frac{\pi \cdot n_{эл}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1444}{30} = 151,1 \text{ с}^{-1}.$$

Проверим общее передаточное число привода, исходя из того, что угловая скорость кривошипа составляет $\omega_{кр} = 7,74 \text{ с}^{-1}$, а также вычислим частоту вращения тихоходного вала редуктора.

$$U_{общ} = \frac{\omega_{эл}}{\omega_{кр}} = \frac{151,1}{7,74} = 19,5;$$

$$n_2 = \frac{n_{эл}}{U_{общ}} = \frac{1444}{19,5} = 74,05 \text{ мин}^{-1}.$$

Число витков червяка z_1 принимаем в зависимости от передаточного числа (см. раздел 2.2), т.е. для $U = 19,5$ $z_1 = 2$.

Тогда число зубьев червячного колеса будет:

$$z_2 = z_1 U = 2 \cdot 19,5 = 39,2.$$

Принимаем стандартное значение $z_2=40$.

Определим откорректированное передаточное число:

$$U_{общ} = \frac{40}{2} = 20.$$

Отличие от заданного составит:

$$\left(\frac{20 - 19,5}{19,5} \right) \cdot 100\% = 2,04\%,$$

что вполне приемлемо, так как согласно ГОСТ 2144-76 допускаемое значение не должно превышать 4%.

Для червяка выбираем материал – сталь 45, закаленную до твердости HRC45 с последующим шлифованием. Венец червячного колеса изготавливаем из бронзы БрА9Ж3Л. Принимаем скорость скольжения в зацеплении $V_s=5$ м/с, и в случае длительной работы редуктора допускаемое контактное напряжение будет $[\sigma_H]=155$ МПа (см. табл. 17.). Допускаемое напряжение изгиба для нереверсивной работы $[\sigma_{oF}]=K_{FL}[\sigma_{oF}]'$. По рекомендации (см. раздел 2.2.) устанавливаем величину $K_{FL}=0,543$, а, исходя из табл. 17, $[\sigma_{oF}]'=98$ МПа, и определяем:

$$[\sigma_{oF}]=K_{FL}[\sigma_{oF}]'=53,3 \text{ МПа.}$$

Вычислим вращающие моменты на валу электродвигателя и червячного колеса, принимая предварительно коэффициент диаметра червяка $q=10$:

$$T_{эл} = \frac{P_{эл}}{\omega_{эл}} = \frac{5 \cdot 10^3}{151,1} = 33 \text{ Н} \cdot \text{м} = 33 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$T_{ч} = T_{эл} U_{общ} = 33 \cdot 20 = 662 \text{ Н} \cdot \text{м} = 662 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Предварительно коэффициент нагрузки возьмем $K=1,2$.

Определяем межосевое расстояние из условия контактной прочности по формуле 1.22:

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{\frac{z_2}{q} [\sigma_H]} \right)^2 T_{ч} K } = \left(\frac{40}{10} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{\frac{40}{10} \cdot 155} \right)^2 662 \cdot 10^3 \cdot 1,2 } = 5,0 \sqrt[3]{58811} = 194 \text{ мм.}$$

где: (здесь необходимо расписать все параметры и их численные значения, входящие в формулу 1.22).

Определим модуль зацепления:

$$m = \frac{2a_w}{z_2 + q} = \frac{2 \cdot 194}{40 + 10} = 7,76 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 2144-76 (см. табл. 15.) стандартные значения для нашего зацепления будут $m=8$ мм и $q=10$.

Исходя из этого, определим межосевое расстояние:

$$a_w = \frac{m(q + z_2)}{2} = \frac{8(10 + 40)}{2} = 200 \text{ мм.}$$

Определяем основные размеры червяка и червячного колеса (см. рис. 6).

Делительный диаметр червяка:

$$d_1 = qm = 10 \cdot 8 = 80 \text{ мм.}$$

Диаметр вершин витков червяка:

$$d_{a_1} = d_1 + 2m = 80 + 2 \cdot 8 = 96 \text{ мм.}$$

Диаметр впадин витков червяка:

$$d_{f_1} = d_1 - 2,4m = 80 - 2,4 \cdot 8 = 60,8 \text{ мм.}$$

Вычислим длину нарезной части шлифованного червяка по формуле:

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m + 25 = (11 + 0,06 \cdot 40)10 + 25 = 132 \text{ мм.}$$

Делительный угол подъема витка γ при $z_2 = 2$ и $q = 10$ равен $\gamma = 11^\circ 19'$ (см табл. 16).

Теперь установим основные размеры венца червячного колеса (см. рис. 6):

Делительный диаметр червячного колеса:

$$d_2 = z_2 m = 40 \cdot 8 = 320 \text{ мм.}$$

Диаметр вершин зубьев червячного колеса:

$$d_{a_2} = d_2 + 2m = 320 + 4 \cdot 8 = 336 \text{ мм.}$$

Диаметр впадин зубьев червячного колеса:

$$d_{f_2} = d_2 - 2,4m = 320 - 2,4 \cdot 8 = 300,8 \text{ мм.}$$

Ширина венца червячного колеса:

$$b_2 \leq 0,75d_{a_1} = 0,79 \cdot 96 = 72 \text{ мм.}$$

Окружная скорость червяка:

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 80 \cdot 10^{-3} \cdot 1444}{60} = 6,06 \text{ м/с.}$$

Определим скорость скольжения:

$$V_s = \frac{V_1}{\cos \gamma} = \frac{6,06}{\cos 11^\circ 19'} = 6,15 \text{ м/с.}$$

Из табл. 17 устанавливаем, что при скорости $V_s = 6,15 \text{ м/с}$ допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ могут быть приняты равными $[\sigma_H] = 149 \text{ МПа}$.

Определим отклонение их от ранее принятой величины $[\sigma_H] = 155 \text{ МПа}$:

$$\frac{155 - 149}{149} \cdot 100\% = 4\%,$$

что вполне допустимо и перерасчет a_w по $[\sigma_H] = 149 \text{ МПа}$ делать не нужно.

Определим КПД редуктора по зависимости 1.19, и, используя данные табл. 13:

$$\eta = (0,95 - 0,96) \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} = (0,95 - 0,96) \frac{\operatorname{tg} 11^\circ 19'}{\operatorname{tg}(11^\circ 19' + 1^\circ 43')} \approx 0,82.$$

По табл. 19 выбираем 7-ю степень точности передачи, соответственно коэффициент динамичности равен $K_v = 1,1$.

Определим коэффициент неравномерности распределения нагрузки по формуле:

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{z_2}{\Theta} \right)^3 (1 - x) = 1 + \left(\frac{40}{86} \right)^3 (1 - 0,6) = 1,04.$$

где (здесь необходимо определить и расписать все численные значения параметров определенных согласно рекомендациям, представленных в разделе 2.2).

Тогда коэффициент нагрузки определится $K = K_\beta K_v = 1,04 \cdot 1,1 = 1,14$.

Проверим контактные напряжения исходя из условия (см. формулу 1.24):

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \frac{q \cdot 170}{z_2} = \sqrt{\frac{T_v K \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right)^3}{a_w^3}} = \frac{10 \cdot 170}{40} \sqrt{\frac{662 \cdot 10^3 \cdot 1,14 \cdot 5^3}{200^3}} = \\ &= 42,5 \sqrt{11,79} = 145 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 149 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Для проверки прочности зубьев червячного колеса на изгиб, определим эквивалентное число зубьев:

$$z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{40}{(\cos 11^\circ 19')^3} = 42,4.$$

Определим коэффициент формы зуба Y_F (см. табл. 9), который будет равен $Y_F = 2,24$.

Напряжение изгиба определяется по зависимости:

$$\sigma_F = \frac{1,2 T_v K Y_F}{z_2 b_2 m} = \frac{1,2 \cdot 662 \cdot 10^3 \cdot 1,14 \cdot 2,24}{40 \cdot 72 \cdot 8^2} = 11 \text{ МПа} < [\sigma_{F_0}] = 53,3 \text{ МПа}.$$

где (здесь необходимо расписать все входящие в формулу параметры и представить их численные значения).

Видно, что условие прочности выполнено.

диаметр выходного конца ведущего вала по расчету по допускаемым напряжениям кручения $[\tau] = 25 \text{ МПа}$ определим по формуле:

$$d_{B_1} \geq \sqrt[3]{\frac{T_{эл}}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{33 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 18,7 \text{ мм}.$$

Для соединения червяка с валом электродвигателя конструктивно примем что $d_9 = d_{B_1} = 32 \text{ мм}$. Так как $d_{f_1} = 60,8 \text{ мм}$, то для того, чтобы при нарезке витков червяка резец свободно вышел из нарезной части червяка диаметры вала под подшипники установим $d = 60 \text{ мм}$. Это позволяет из каталога (см. Приложение) выбрать шарикоподшипники радиально-упорные однорядные по ГОСТ 831-75 № 66312 со следующими параметрами - $d = 60 \text{ мм}$, $D = 130 \text{ мм}$, $B = 31 \text{ мм}$, $r = 3,5 \text{ мм}$, $r_1 = 2 \text{ мм}$, $\alpha = 36^\circ$ и $C = 93,7 \text{ кН}$.

Определим диаметр выходного конца вала, т.е. вала червячного колеса также принимая $[\tau] = 25 \text{ МПа}$:

$$d_{b_2} = \sqrt[3]{\frac{T_u}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{662 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 50,92 \text{ мм}.$$

Принимаем диаметр вала $d_{B_2} = 50 \text{ мм}$, тогда диаметры вала под подшипники установим $d = 55 \text{ мм}$. Это позволяет из каталога (см. Приложение) выбрать роликподшипники конические однорядные по ГОСТ 333-79 № 7311 со следующими параметрами - $d = 55 \text{ мм}$; $D = 120 \text{ мм}$; $T = 31,5 \text{ мм}$; $B = 29 \text{ мм}$; $C = 25 \text{ мм}$; $r = 3 \text{ мм}$; $r_1 = 1,0 \text{ мм}$; $C = 107 \text{ кН}$; $e = 0,33$; $Y = 1,8$; $Y_0 = 0,99$.

Произведем проверку долговечности подшипников, например, для тихоходного вала редуктора.

Этот вал в зоне расположения червячного колеса нагружен следующими силами:

Окружная сила на червячном колесе, равная осевой силе на червяке:

$$F_{t_2} = \frac{2T_u}{d_2} = \frac{2 \cdot 662 \cdot 10^3}{320} = 4138 \text{ Н}.$$

Окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе:

$$F_{t_1} = F_{a_2} = \frac{2T_{эл}}{d_1} = \frac{2 \cdot 33 \cdot 10^3}{80} = 825 \text{ Н}.$$

Радиальные силы на колесе и червяке:

$$F_{r_2} = F_{r_1} = F_{t_2} \operatorname{tg} \alpha = 4138 \operatorname{tg} 20^\circ = 1506 \text{ Н}.$$

К валу приложен вращающий момент $T_u = 662 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Составим расчетную схему его нагружения (см. рис. 24).

Расстояние между центрами опорных шеек под подшипники конструктивно примем $l_2 = 125 \text{ мм}$. Под действием внешних сил в опорах вала возникнут реакции $R_{z_3}, R_{z_4}, R_{y_3}, R_{y_4}$.

Используя уравнение статики $\sum M = 0$, вычислим эти реакции, составив следующие зависимости:

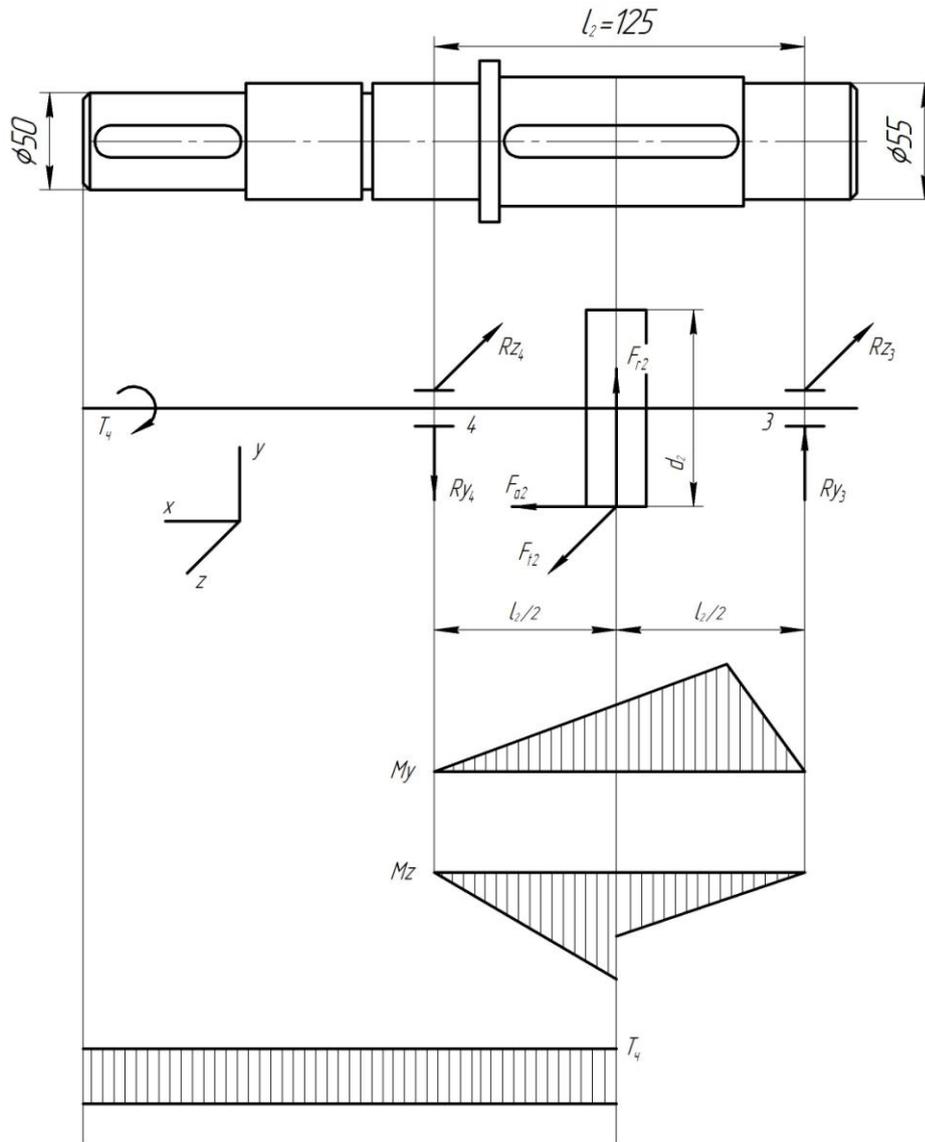


Рис. 24. Расчетная схема тихоходного вала червячного редуктора

В плоскости xz :

$$R_{z_3} = R_{z_4} = \frac{F_{t_2}}{2} = \frac{4138}{2} = 2069 \text{ Н.}$$

В плоскости yz :

$$R_{y_3} l_2 + F_{r_2} \frac{l_2}{2} - F_{a_2} \frac{d_2}{2} = 0;$$

$$R_{y_3} = \frac{-1506 \cdot 62,5 + 825 \cdot 160}{125} = 303 \text{ Н;}$$

$$R_{y_4} l_2 - F_{r_2} \frac{l_2}{2} - F_{a_2} \frac{d_2}{2} = 0;$$

$$R_{y_4} = \frac{1506 \cdot 62,5 + 825 \cdot 160}{125} = 1809 \text{ Н.}$$

Произведем проверку правильности нахождения опорных реакций:

$$R_{y_3} - R_{y_4} + F_{r_2} = 303 - 1809 + 1506 = 0.$$

Реакции найдены правильно.

Определим суммарные реакции:

$$P_3 = P_{r_3} = \sqrt{R_{z_3}^2 + R_{y_3}^2} = \sqrt{2062^2 + 303^2} = 2084 \text{ Н};$$

$$P_4 = P_{r_4} = \sqrt{R_{z_4}^2 + R_{y_4}^2} = \sqrt{2069^2 + 1809^2} = 2743 \text{ Н}.$$

Осевые составляющие радиальных реакций конических подшипников определяем по формулам:

$$S_3 = 0,83eP_{r_3} = 0,83 \cdot 0,33 \cdot 2084 = 571 \text{ Н};$$

$$S_4 = 0,83eP_{r_4} = 0,83 \cdot 0,33 \cdot 2743 = 751 \text{ Н}.$$

где e - для подшипника № 7311 коэффициент осевого нагружения $e=0,33$.

Осевые нагрузки подшипников (см. табл. 26) в нашем случае:

$$S_3 < S_4; P_{a_3} = F_a > S_4 - S_3;$$

тогда

$$P_{a_3} = S_3 = 571 \text{ Н}; P_{a_4} = S_3 + F_a = 571 + 825 = 1396 \text{ Н}.$$

Для правого подшипника отношение:

$$\frac{P_{a_3}}{P_{r_3}} = \frac{571}{2084} = 0,27 < e = 0,33;$$

поэтому при расчете эквивалентной нагрузки осевые силы не учитываем.

Эквивалентную нагрузку определим по зависимости:

$$P_{э_3} = P_{r_3} V K_{\sigma} K_T = 2084 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,3 = 2709 \text{ Н}.$$

В качестве опор вала червячного колеса применены одинаковые подшипники № 7311.

Определим долговечность и левого подшипника, для которого эквивалентная нагрузка значительно больше, т.е. для него отношение:

$$\frac{P_{a_4}}{P_{r_4}} = \frac{1396}{2743} = 0,508 > e = 0,33.$$

В этом случае необходимо учитывать осевые силы, и определять эквивалентную нагрузку по формуле 1.32 с учетом данных табл. 22; 23; 24.

$$P_{э_4} = (X P_{r_4} V + Y P_{a_4}) K_{\sigma} K_T = (0,4 \cdot 2743 \cdot 1 + 1,459 \cdot 1396) \cdot 1,3 \cdot 1 = 4074 \text{ Н} = 4,07 \text{ кН}.$$

где: (здесь необходимо расписать все параметры, входящие в формулу 1.32, и обосновать их численные значения).

Определяем расчетную долговечность подшипника в млн. об.:

$$L = \left(\frac{C}{P_{э_4}} \right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{107}{4,07} \right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{107}{4,07} \right)^3 \sqrt[3]{\frac{107}{4,07}} \approx 47277 \text{ млн. об.}$$

Расчетная долговечность работы подшипника в часах определится:

$$L_n = \frac{L \cdot 10^6}{60n_2} = \frac{47277 \cdot 10^6}{60 \cdot 74,05} = 10,6 \cdot 10^6 \text{ ч.}$$

Такой большой ресурс можно объяснить тем, что вал червячного колеса тихоходен $n_2=74,05 \text{ мин}^{-1}$. В тоже время можно было бы выбрать подшипник, например, № 7211 с $C=65 \text{ кН}$, и повторить расчет на долговечность и ресурс.

(В случае необходимости по заданию преподавателя проводится подобный расчет для подшипников червяка).

Проверку прочности шпоночного соединения вала червячного колеса в месте посадки последнего производим подобно тому, как это описано в разделе 2.1.2 по проектированию цилиндрического одноступенчатого редуктора.

2.3.3. Рабочая документация

Этот раздел пишется в соответствии с разделом 2.1.3. для цилиндрического редуктора с той лишь разницей, что компоновка червячного редуктора осуществляется так, как это показано на рис. 25, и что редуктор и его детали в процессе работы подвержены значительному нагреву.

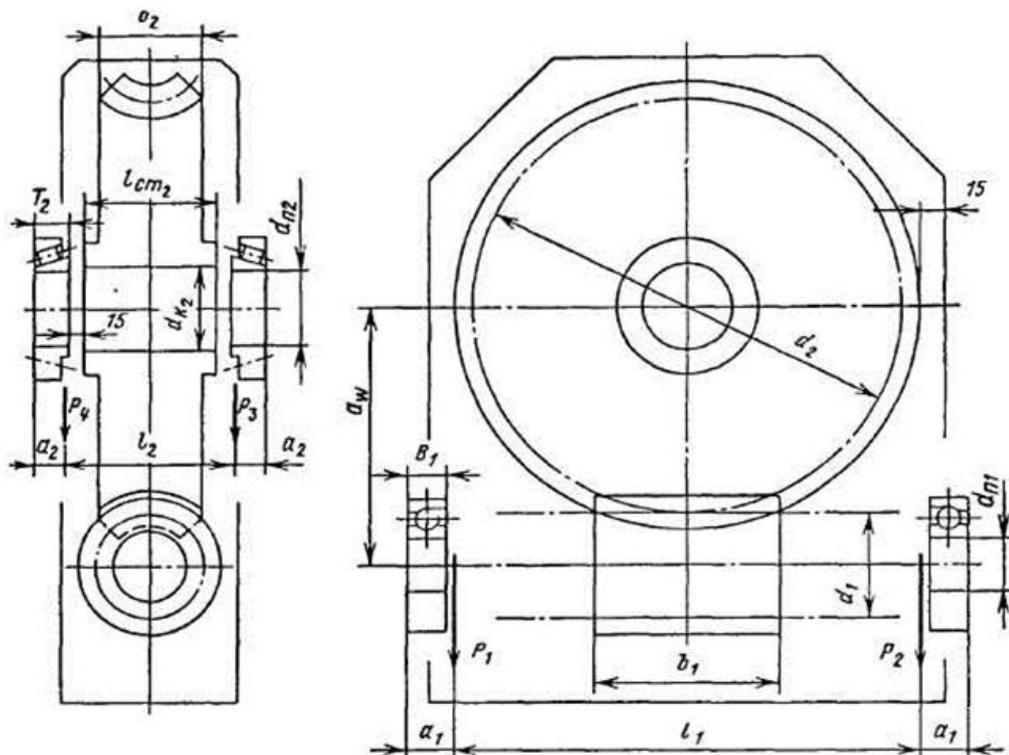


Рис. 25. Эскиз компоновки червячного редуктора

Поэтому произведем тепловой расчет редуктора, считая что его теплоотводящая поверхность $A \approx 0,73 \text{ м}^2$. При использовании редуктора мы предполагаем, что обеспечивается эффективная циркуляция воздуха, и принимаем коэффициент теплопередачи $K_t = 17 \text{ Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{С}$. Условие длительной работы редуктора без перегрева можно записать следующим образом:

$$\Delta t = \frac{P_{эл} (1 - \eta)}{K_t A} = \frac{5000(1 - 0,82)}{17 \cdot 0,73} = 72,5 \text{ } ^\circ\text{С} > [\Delta t] = 60 \text{ } ^\circ\text{С} ,$$

где Δt - допускаемый перепад температур $[\Delta t] = 60 \text{ } ^\circ\text{С}$.

Для уменьшения Δt следует увеличить теплопроводящую поверхность редуктора за счет выполнения его поверхностей ребристыми. Смазывание зацепления и подшипников редуктора производится разбрызгиванием жидкого масла вязкостью $15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ марки МС-22.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Под ред. И. Н. Жестковой. 8-е изд., перераб. и доп. Москва: Машиностроение, 2001. 864 с.
2. Гилета В. П. Детали машин: расчет и проектирование механических передач: учебное пособие / В. П. Гилета, Ю. В. Ванаг, Н. А. Чусовитин // Новосибирский государственный технический университет. Новосибирск: Новосибирский государственный технический университет, 2017. 116 с.: ил., табл.
3. Детали машин: учебно-методическое пособие / сост. Е. А. Пшенов // Новосибирск: Новосибирский государственный аграрный университет, 2010. 91 с.
4. Дунаев П.Ф., Леликов, О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для техн. спец. вузов. Москва: Высшая школа, 2000. 447с.
5. Иванов М.Н. Детали машин: учебник для вузов. Изд. 3-е, доп. и перераб. Москва: Высшая школа, 1976. 399 с.: ил.
6. Кадыров М. Р. Нормирование точности в соединениях деталей машин: учебное пособие / М. Р. Кадыров, М. И. Чеботарев. Москва: Директ-Медиа, 2022. 188 с.: ил., схем., табл.
7. Королев П. В. Детали машин: курсовое проектирование: учебное пособие / П. В. Королев. Москва: Директ-Медиа, 2023. 276 с.: ил., табл.
8. Курмаз Л.В., Скойбеда, А.Т. Детали машин. Проектирование: учеб. пособие. Минск: УП «Технопринт», 2001. 290 с.
9. Плотников П. Н. Детали машин: расчет и конструирование: учебное пособие / П. Н. Плотников, Т. А. Недошивина // Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б. Н. Ельцина. Екатеринбург: Издательство Уральского университета, 2016. 239 с. : схем., табл., ил.
10. Слесарчук В. А. Материаловедение и технология материалов: учебник. Минск: РИПО, 2019. 393 с. : ил., табл., схем.
11. Сливинский Е.В., Зайцев А.А. Курсовое проектирование по дисциплине «Основы функционирования систем сервиса»: учебное пособие. Елец: ЕГУ им. И.А. Бунина, 2005. 106 с.
12. Смирнов А. И. Детали машин: учебное пособие. Москва: Директ-Медиа, 2022. 676 с.: ил., схем., табл.
13. Фещенко В. Н. Справочник конструктора: учебно-практическое пособие. 2-е изд. перераб. и доп. Москва; Вологда: Инфра-Инженерия, 2017. Книга 1. Машины и механизмы. 401 с.: ил., схем., табл.
14. Чернавский, С.А. Курсовое проектирование деталей машин / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И. М. Чернин и др. 2-е изд., перераб. и доп. Москва: Машиностроение, 1988. 416 с.: ил.

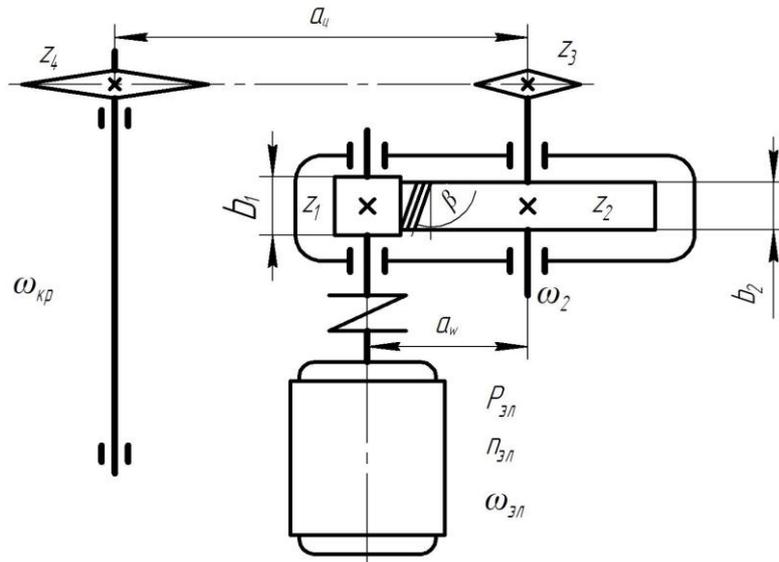
15. Шафиков В. В. Основы деталей машин и механизмов: учебное пособие. Липецк: Липецкий государственный педагогический университет им. П.П. Семенова-Тян-Шанского, 2021. 101 с. : ил., схем.

16. Шейнблит, А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. Москва: Высшая школа, 1991. 432 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

1. Варианты индивидуальных заданий на курсовой проект

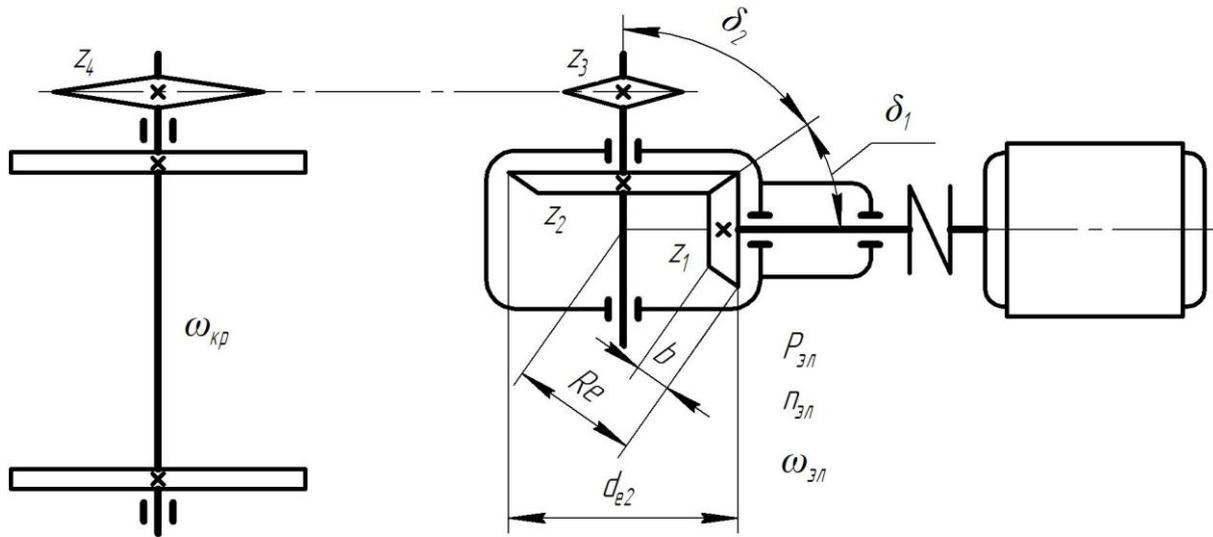
ЗАДАНИЕ № 1



ВАРИАНТЫ

№ п/п	Р, кВт	Синхронная частота вращения						$\omega_{кр}$
		1500		1000		750		
		<i>Tun</i>	<i>S, %</i>	<i>Tun</i>	<i>S, %</i>	<i>Tun</i>	<i>S, %</i>	
1	0,55	71A4	7,3	71B6	10	80B8	9	5,0
2	0,75	71B4	7,5	80A6	8,4	90LA8	8,4	5,5
3	1,1	80A4	5,4	80B6	8,0	90LB8	7,0	6,0
4	1,5	80B4	5,8	90 6	6,4	100L8	7,0	6,5
5	2,2	90L4	5,1	100L6	5,1	112MA8	6,0	7,0
6	3,0	100S4	4,4	112MA6	4,7	112M8	5,8	7,5
7	4,0	100L4	4,7	112MB6	5,1	132S8	4,1	8,0
8	5,5	112M4	3,7	132S2	3,3	132M8	4,1	8,5
9	7,5	132S4	3,0	132M6	3,2	160S8	2,5	9,0
10	11,0	132M4	2,8	160S6	2,7	160M8	2,5	9,5
11	15	160S4	2,3	160M6	2,6	180M8	2,5	5,0
12	18,5	160M4	2,2	180M6	2,7	200M8	2,3	5,5
13	22	180S4	2,0	200M6	2,8	200L8	2,7	6,0
14	30	180M4	1,9	200L6	2,1	225M8	1,8	6,5
15	37	200M4	1,7	225M6	1,8	250S8	1,5	7,0
16	45	200L4	1,6	250S6	1,4	250M8	1,4	7,5
17	55	225M4	1,4	250M6	1,3	280S8	2,2	8,0
18	75	250S4	1,2	280S6	2,0	280M8	2,2	8,5
19	90	250M4	1,3	280M6	2,0	315S8	2,0	9,0
20	110	280S4	2,3	315S6	2,0	315M8	2,0	9,5

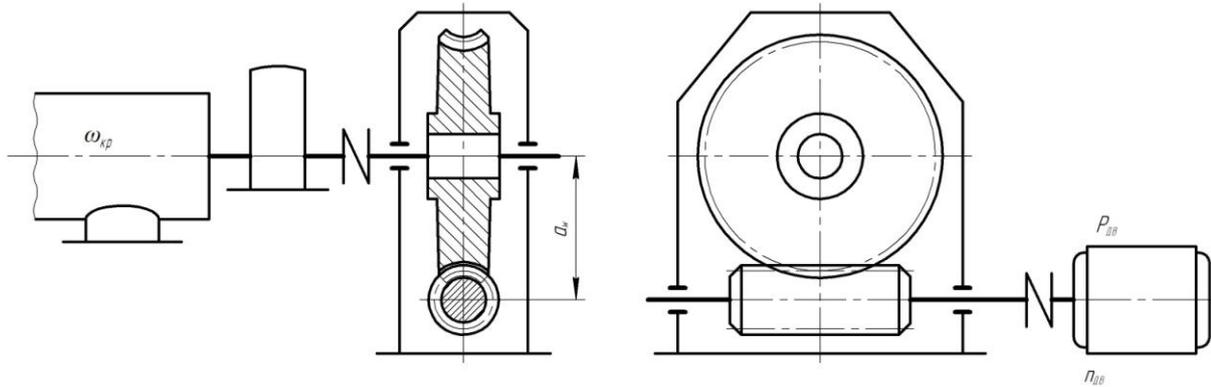
ЗАДАНИЕ № 2



ВАРИАНТЫ

№ п/п	P, кВт	Синхронная частота вращения						$\omega_{кр}$
		1500		1000		750		
		<i>Tun</i>	<i>S, %</i>	<i>Tun</i>	<i>S, %</i>	<i>Tun</i>	<i>S, %</i>	
1	0,55	71A4	7,3	71B6	10	80B8	9	5,0
2	0,75	71B4	7,5	80A6	8,4	90LA8	8,4	5,5
3	1,1	80A4	5,4	80B6	8,0	90LB8	7,0	6,0
4	1,5	80B4	5,8	90 6	6,4	100L8	7,0	6,5
5	2,2	90L4	5,1	100L6	5,1	112MA8	6,0	7,0
6	3,0	100S4	4,4	112MA6	4,7	112M8	5,8	7,5
7	4,0	100L4	4,7	112MB6	5,1	132S8	4,1	8,0
8	5,5	112M4	3,7	132S2	3,3	132M8	4,1	8,5
9	7,5	132S4	3,0	132M6	3,2	160S8	2,5	9,0
10	11,0	132M4	2,8	160S6	2,7	160M8	2,5	9,5
11	15	160S4	2,3	160M6	2,6	180M8	2,5	5,0
12	18,5	160M4	2,2	180M6	2,7	200M8	2,3	5,5
13	22	180S4	2,0	200M6	2,8	200L8	2,7	6,0
14	30	180M4	1,9	200L6	2,1	225M8	1,8	6,5
15	37	200M4	1,7	225M6	1,8	250S8	1,5	7,0
16	45	200L4	1,6	250S6	1,4	250M8	1,4	7,5
17	55	225M4	1,4	250M6	1,3	280S8	2,2	8,0
18	75	250S4	1,2	280S6	2,0	280M8	2,2	8,5
19	90	250M4	1,3	280M6	2,0	315S8	2,0	9,0
20	110	280S4	2,3	315S6	2,0	315M8	2,0	9,5

ЗАДАНИЕ № 3



ВАРИАНТЫ

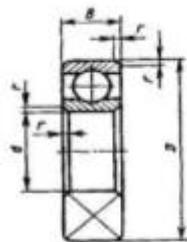
№ п/п	Р, кВт	Синхронная частота вращения						ω _{кр}
		3000		1500		1000		
		Tun	S, %	Tun	S, %	Tun	S, %	
1	0,55	63B2	8,5	71A4	7,3	71B6	10	7,0
2	0,75	71A2	5,9	71B4	7,5	80A6	8,4	7,5
3	1,1	71B2	6,3	80A4	5,4	80B6	8,0	8,0
4	1,5	80A2	4,2	80B4	5,8	90 6	6,4	8,5
5	2,2	80B2	4,3	90L4	5,1	100L6	5,1	9,0
6	3,0	90L2	4,3	100S4	4,4	112MA6	4,7	9,5
7	4,0	100S2	3,3	100L4	4,7	112MB6	5,1	6,5
8	5,5	100L2	3,4	112M4	3,7	132S2	3,3	7,0
9	7,5	112M2	2,5	132S4	3,0	132M6	3,2	7,5
10	11,0	132M2	2,3	132M4	2,8	160S6	2,7	8,0
11	15	160S2	2,1	160S4	2,3	160M6	2,6	8,5
12	18,5	160M2	2,1	160M4	2,2	180M6	2,7	9,0
13	22	180S2	2,0	180S4	2,0	200M6	2,8	9,5
14	30	180M2	1,9	180M4	1,9	200L6	2,1	6,5
15	37	200M2	1,9	200M4	1,7	225M6	1,8	7,0
16	45	200L2	1,8	200L4	1,6	250S6	1,4	7,5
17	55	225M2	1,8	225M4	1,4	250M6	1,3	8,0
18	75	250S2	1,4	250S4	1,2	280S6	2,0	8,5
19	90	250M2	1,4	250M4	1,3	280M6	2,0	9,0
20	110	280S2	2,0	280S4	2,3	315S6	2,0	9,5

**2. Электродвигатели асинхронные серии 4А, закрытые,
обдуваемые (по ГОСТ 19523-81)**

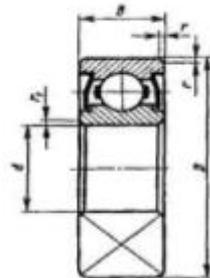
P, кВт	<i>Синхронная частота вращения</i>							
	<i>3000</i>		<i>1500</i>		<i>1000</i>		<i>750</i>	
	<i>Tun</i>	<i>S,%</i>	<i>Tun</i>	<i>S,%</i>	<i>Tun</i>	<i>S,%</i>	<i>Tun</i>	<i>S,%</i>
0,55	63B2	8,5	71A4	7,3	71B6	10	80B8	9
0,75	71A2	5,9	71B4	7,5	80A6	8,4	90LA8	8,4
1,1	71B2	6,3	80A4	5,4	80B6	8,0	90LB8	7,0
1,5	80A2	4,2	80B4	5,8	90 6	6,4	100L8	7,0
2,2	80B2	4,3	90L4	5,1	100L6	5,1	112MA8	6,0
3,0	90L2	4,3	100S4	4,4	112MA6	4,7	112M8	5,8
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	132S4	3,0	132M6	3,2	160S8	2,5
11,0	132M2	2,3	132M4	2,8	160S6	2,7	160M8	2,5
15	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	180S2	2,0	180S4	2,0	200M6	2,8	200L8	2,7
30	180M2	1,9	180M4	1,9	200L6	2,1	225M8	1,8
37	200M2	1,9	200M4	1,7	225M6	1,8	250S8	1,5
45	200L2	1,8	200L4	1,6	250S6	1,4	250M8	1,4
55	225M2	1,8	225M4	1,4	250M6	1,3	280S8	2,2
75	250S2	1,4	250S4	1,2	280S6	2,0	280M8	2,2
90	250M2	1,4	250M4	1,3	280M6	2,0	315S8	2,0
110	280S2	2,0	280S4	2,3	315S6	2,0	315M8	2,0

3. Шарикоподшипники радиальные однорядные

Размеры, мм



(по ГОСТ 8338-75)
100-200-300-400



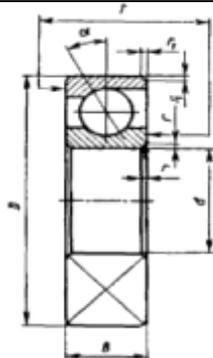
(по ГОСТ 7242-81)
80100-80200

<i>Условное обозначение</i>		<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>Грузоподъемность, кН</i>	
						<i>динамическая</i>	<i>статическая</i>
1	2	3	4	5	6	<i>C</i>	<i>C₀</i>
Легкая серия							
200	80200	10	30	9	1	5,9	2,65
201	80201	12	32	10	1	6,89	3,1
202	80202	15	35	11	1	7,8	3,55
203	80203	17	40	12	1	9,56	4,5
204	80204	20	47	14	1,5	12,7	6,2
205	80205	25	52	15	1,5	14,0	6,95
206	80206	30	62	16	1,5	19,5	10,0
207	-	35	72	17	2	25,5	13,7
208	80208	40	80	18	2	32,0	17,8
209	80209	45	85	19	2	33,2	18,6
209A	-	45	85	19	2	36,4	20,1
210	-	50	90	20	2	35,1	19,8
211	-	55	100	21	2,5	43,6	25,0
212	80212	60	110	22	2,5	52,0	31,0
213	80213	65	120	23	2,5	56,0	34,0
214	-	70	125	24	2,5	61,8	37,5
215	80215	75	130	25	2,5	66,3	41,0
216	-	80	140	26	3	70,2	45,0
217	-	85	150	28	3	83,2	53,0
217A	-	85	150	28	3	89,5	56,5
218	80218	90	160	30	3	95,6	62,0
219	-	95	170	32	3,5	108,0	69,5
219A	-	95	170	32	3,5	115,0	74,0
220	80220	100	180	34	3,5	124,0	79,0

Продолжение таблицы

1	2	3	4	5	6	7	8
Средняя серия							
300		10	35	11	1	8,06	3,75
301		12	37	12	1,5	9,75	4,65
302		15	42	13	1,5	11,4	5,4
303		17	47	14	1,5	13,5	6,65
304		20	52	15	2	15,9	7,8
305		25	62	17	2	22,5	11,4
306		30	72	19	2	28,1	14,6
307		35	80	21	2,5	33,2	18,0
308		40	90	23	2,5	41,0	22,4
309		45	100	25	2,5	52,7	30,0
310		50	110	27	3	65,8	36,0
311		55	120	29	3	71,5	41,5
312		60	130	31	3,5	81,9	48,0
313		65	140	33	3,5	92,3	56,0
314		70	150	35	3,5	104,0	63,0
315		75	160	37	3,5	112,0	72,5
316		80	170	39	3,5	124,0	80,0
316K5		80	170	39	3,5	130,0	89,0
317		85	180	41	4	133,0	90,0
318		90	190	43	4	143,0	99,0
319		95	200	45	4	153,0	110
319K5		95	200	45	4	161,0	120,0
320		100	215	47	4	174,0	132,0
Тяжелая серия							
403		17	62	17	2	22,9	11,8
405		25	80	21	2,5	36,4	20,4
406		30	90	23	2,5	47,0	26,7
407		35	100	25	2,5	55,3	31,6
408		40	110	27	3	63,7	36,5
409		45	120	29	3	76,1	45,5
410		50	130	31	3,5	87,1	52,0
411		55	140	33	3,5	100,0	63,0
412		60	150	35	3,5	108,0	70,0
413		65	160	37	3,5	119,0	78,1
414		70	180	42	4	143,0	105,0
416		80	200	48	4	163,0	125,0
417		85	210	52	5	174,0	135,0

**4. Шарикоподшипники радиально-упорные однорядные
(по ГОСТ 831 –75)**



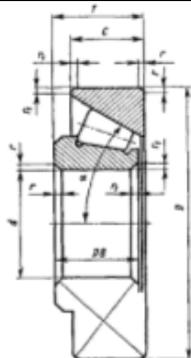
Размеры, мм

Условное обозначение	d	D	B	T	r	r ₁	C	C ₀
							кН	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Особолегкая серия, α=12°								
36104	20	42	12	12	1	0,5	10,6	5,32
36105	25	47	12	12	1	0,5	11,8	6,29
35106	30	55	13	13	1,5	0,5	15,3	8,57
36107	35	62	14	14	1,5	0,5	19,1	11,3
Легкая узкая серия, α=12°								
36204	20	47	14	14	1,5	0,5	15,7	8,31
36205	25	52	15	15	1,5	0,5	16,7	9,10
36206	30	62	16	16	1,5	0,5	22,0	12,0
36207	35	72	17	17	2	1	30,8	17,8
36208	40	80	18	18	2	1	38,0	23,2
36209	45	85	19	19	2	1	31,2	25,1
36210	50	90	20	20	2	1	43,2	27,0
36211	55	100	21	21	2,5	1,2	58,4	34,2
36212	60	110	22	22	2,5	1,2	61,5	39,3
36214	70	125	24	24	2,5	1,2	80,2	54,8
36216	80	140	26	26	3	1,5	93,6	65,0
36217	85	150	28	28	3	1,5	101,0	70,8
36218	90	160	30	30	3	1,5	118,0	83,0
36219	95	170	32	32	3,5	2	134,0	95,0
Средняя узкая серия, α=12°								
36302	15	42	13	13	1,5	0,5	13,6	6,80
36303	17	47	14	14	1,5	0,5	17,2	8,70
36308	40	90	23	23	2,5	1,2	53,9	32,8
36318	90	190	43	43	4	2	189,0	145,0

Продолжение таблицы

1	2	3	4	5	6	7	8	9
36318	90	190	43	43	4	2	189,0	145,0
Средняя узкая серия, $\alpha=26^0$								
46303	17	47	14		1,5	0,5	16,10	8,0
46304	20	52	15		2	1	17,8	9,0
46305	25	62	17		2	1	26,9	14,6
46306	30	72	19		2	1	32,6	18,3
46307	35	80	21		2,5	1,2	42,6	24,7
46308	40	90	23		2,5	1,2	50,8	31,1
46309	45	100	25		2,5	1,2	61,4	37,0
46310	50	110	27		3	1,5	71,8	44,0
46312	60	130	31		3,5	2	100,0	65,3
46313	65	140	33		3,5	2	113,0	75,0
46314	70	150	35		3,5	2	127,0	85,3
46316	80	170	39		3,5	2	136,0	99,0
46318	90	190	43		4	2	165,0	122,0
46320	100	215	47		4	2	213,0	177,0
Легкая узкая серия, $\alpha=36^0$								
66207	35	72	17		2,5	1,2	17,0	14,7
66211	55	100	21		2,5	1,2	46,3	28,4
66215	75	130	25		2,5	1,2	71,5	49,0
66219	95	170	32		3,5	2	121,0	85,0
66221	105	190	36		3,5	2	148,0	108,0
Средняя узкая серия, $\alpha=36^0$								
66309	45	100	25		3	1,5	60,8	36,4
66312	60	130	31		3,5	2	93,7	58,8
66314	70	150	35		3,5	2	119,0	76,8
Тяжелая узкая серия, $\alpha=36^0$								
66406	30	90	23		2,5	1,2	43,8	27,0
66408	40	110	27		3	1,5	72,2	42,3
66409	45	120	29		3	1,5	81,6	47,3
66410	50	130	31		3,5	2	98,9	60,1
66412	60	150	35		3,5	2	125,0	79,5
66414	70	180	42		4	2	152,0	109,0
66418	90	225	54		5	2,5	208,0	162,0

5. Роликоподшипники конические однорядные (по ГОСТ 333-79)



Размеры, мм

Условное обозначение	d	D	T	B	C	r	r ₁	C	C ₀	e	Y	Y ₀
								кН				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Легкая серия, α = 12 ÷ 18°												
7203	15	35	11,75	11	9	1,0	0,3	10,5	6,1	0,45	1,33	0,73
7204	20	47	15,25	14	12	1,5	0,5	21,0	13,0	0,36	1,67	0,92
7205	25	52	16,25	15	13	1,5	0,5	24,0	17,5	0,36	1,67	0,92
7206	30	62	17,25	16	14	1,5	0,5	31,5	22,0	0,36	1,64	0,9
7207	35	72	18,25	17	15	2,0	0,8	38,5	26,0	0,37	1,62	0,89
7208	40	80	19,25	19	16	2,0	0,8	46,5	32,5	0,38	1,56	0,86
7209	45	85	20,75	20	16	2,0	0,8	50,0	33,0	0,41	1,45	0,8
7210	50	90	21,75	21	17	2,0	0,8	56,0	40,0	0,37	1,6	0,88
7211	55	100	22,75	21	18	2,5	0,8	65,0	16,0	0,41	1,46	0,8
7212	60	110	23,75	23	19	2,5	0,8	78,0	58,0	0,35	1,71	0,94
7214	70	125	25,75	26	21	2,5	0,8	96,0	82,0	0,37	1,62	0,89
7215	75	130	27,75	26	22	2,5	0,8	107,0	84,0	0,39	1,55	0,85
7216	80	140	28,25	26	22	3,0	0,8	112,0	95,2	0,42	1,43	0,78
7217	85	150	30,50	28	24	3,0	1,0	130,0	109,0	0,43	1,38	0,76
7218	90	160	32,50	31	26	3,0	1,0	158,0	125,0	0,38	1,56	0,86
7219	95	170	34,50	32	27	3,5	1,0	168,0	131,0	0,41	1,48	0,81
7220	100	180	37,00	34	29	3,5	1,2	185,0	146,0	0,41	1,49	0,82
Средняя серия, α = 10 ÷ 14°												
7304	20	52	16,25	16	13	2,0	0,8	26,0	17,0	0,3	2,03	1,11
7305	25	62	18,25	17	15	2,0	0,8	33,0	23,2	0,36	1,67	0,92
7306	30	72	20,75	19	17	2,0	0,8	43,0	29,5	0,34	0,78	0,98
7307	35	80	22,75	21	18	2,5	0,8	54,0	38,0	0,32	1,38	1,03
7308	40	90	25,75	23	20	2,5	0,8	66,0	47,5	0,28	2,16	1,18
7309	45	100	27,25	26	22	2,5	0,8	83,0	60,0	0,28	2,16	1,19
7310	50	110	29,25	29	23	3,0	1,0	100,0	75,0	0,31	1,94	1,06
7311	55	120	31,5	29	25	3,0	1,0	107,0	81,5	0,33	1,8	0,99

Продолжение таблицы

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
7312	60	130	33,5	31	27	3,5	1,2	128,0	96,5	0,3	1,97	1,08
7313	65	140	36,0	33	28	3,5	1,2	146,0	112,0	0,3	1,97	1,08
7314	70	150	38,0	37	30	3,5	1,2	170,0	137,0	0,31	1,94	1,08
7315	75	160	40,0	37	31	3,5	1,2	180,0	148,0	0,33	1,93	1,06
7317	85	180	44,5	41	35	4,0	1,5	230,0	230,0	0,31	1,91	1,05
7318	90	190	46,5	43	36	4,0	1,5	250,0	250,0	0,32	1,88	1,03
Средняя широкая серия, $\alpha = 11 \div 16^0$												
7604	20	52	22,25	21,0	18,5	2	0,8	31,5	22,0	0,3	2,01	1,11
7605	25	62	25,25	24,0	21,0	2	0,8	47,5	36,6	0,27	2,19	1,21
7606	30	72	28,75	29,0	23,0	2	0,8	63,0	51,0	0,32	1,88	1,03
7607	35	80	32,75	31,0	27,0	2,5	0,8	76,0	61,5	0,3	2,03	1,11
7608	40	90	35,25	33,0	28,5	2,5	0,8	90,0	67,5	0,3	2,03	1,11
7609	45	100	38,25	36,0	31,0	2,5	0,8	114,0	90,5	0,29	2,06	1,13
7611	55	120	45,5	44,5	36,5	3,0	1,0	160,0	140,0	0,32	1,85	1,02
7612	60	130	48,5	47,5	39,0	3,5	1,2	186,0	157,0	0,3	1,97	1,08
7613	65	140	51,0	48,0	41,0	3,5	1,2	210,0	168,0	0,33	1,83	1,01
7614	70	150	54,0	51,0	43,0	3,5	1,2	240,0	186,0	0,35	1,71	0,94
7615	75	160	58,0	55,0	46,5	3,5	1,2	280,0	235,0	0,3	1,99	1,20
7616	80	170	61,5	59,5	49,0	3,5	1,2	310,0	290,0	0,32	1,89	1,04
7618	90	180	67,5	66,5	53,5	4,0	1,5	370,0	365,0	0,3	1,99	1,2
7620	100	215	77,5	73,0	61,5	4,0	1,5	460,0	460,0	0,31	1,91	1,65
Легкая широкая серия, $\alpha = 12 \div 16^0$												
7506	30	62	21,35	20,5	17	1,5	0,5	36,0	27,0	0,36	1,64	0,9
7507	35	72	24,25	23	20	2,0	0,8	53,0	40,0	0,35	1,73	0,95
7508	40	80	24,75	23,5	20	2,0	0,8	56,0	44,0	0,38	1,57	0,87
7509	45	85	24,75	23,5	20	2,0	0,8	60,0	46,0	0,42	1,44	0,79
7510	50	90	24,75	23,5	20	2,0	0,8	62,0	54,0	0,42	1,43	0,78
7511	55	100	26,75	25	21	2,5	0,8	80,0	61,0	0,36	1,67	0,92
7512	60	110	29,75	28	24	2,5	0,8	94,0	75,0	0,39	1,53	0,84
7513	65	120	32,75	31	27	2,5	0,8	110,0	98,0	0,37	1,62	0,89
7514	70	125	33,25	31	27	2,5	0,8	125,0	101,0	0,39	1,55	0,85
7515	75	130	33,25	31	27	2,5	0,8	130,0	108,0	0,41	1,48	0,81
7516	80	140	35,25	33	28	3,0	1,0	143,0	126,0	0,40	1,49	0,82
7517	85	150	38,50	36	30	3,0	1,0	162,0	141,0	0,39	1,58	0,85
7518	90	160	42,5	40	34	3,0	1,30	190,0	171,0	0,39	1,55	0,85
7519	95	170	45,5	45,5	37	3,5	1,2	230,0	225,0	0,38	1,56	0,85
7520	100	180	49,0	46,0	39	3,5	1,2	250,0	236,0	0,41	1,49	0,82

Учебное издание

Елецких Сергей Витальевич
Радин Сергей Юрьевич
Шубкин Сергей Юрьевич
Бунеев Сергей Сергеевич

**КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ПО ДИСЦИПЛИНЕ
«ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ
КОНСТРУИРОВАНИЯ»**

Учебно-методическое
пособие

Технический редактор – Г.Н. Бурганская
Техническое исполнение – В.М. Гришин
Книга печатается в авторской редакции

Лицензия на издательскую деятельность
ИД № 06146 Дата выдачи 26.10.01.
Формат 60x84/16. Гарнитура Times. Печать трафаретная.
Печ.л. 5,1 Уч.-изд. л. 5,0
Тираж 300 экз. Заказ 18

Отпечатано с готового оригинал-макета на участке оперативной полиграфии
Елецкого государственного университета им. И.А. Бунина

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Елецкий государственный университет им. И.А. Бунина»
399770, г. Елец, ул. Коммунаров, 28