

Министерство образования и науки Украины
НАЦИОНАЛЬНЫЙ ГОРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ



МЕХАНИКО-МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЙ ФАКУЛЬТЕТ
Кафедра основ конструирования механизмов и машин

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к выполнению курсового проекта по дисциплине
“Детали машин”

ЧАСТЬ ВТОРАЯ
Проектирование двухступенчатых редукторов
с использованием КОМПАСа

для студентов направлений «Горное дело»,
«Инженерная механика» та «Автомобильный транспорт»

Днепропетровск
НГУ
2009

Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни “Деталі машин” для студентів спеціальності 7.090258. Частина друга. Проектування двохступеневого редуктору / Упоряд.: В.В. Проців – Д.: НГУ, – 2009. – 271 с.

Упорядник: В.В. Проців, канд. техн. наук, доц.

Затверджено методичною комісією з напрямку 0902 Автомобілі (протокол №__ від _____.08) за поданням кафедри основ конструювання механізмів і машин (протокол № __ від _____.08).

Подані методичні вказівки до виконання курсового проекту двохступеневого редуктору з дисципліни "Деталі машин" для студентів спеціальності 7.090258 Автомобілі та автомобільне господарство.

Відповідальний за випуск: доцент кафедри основ конструювання машин і механізмів канд. техн. наук, доц. В.В. Проців.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 Объем, содержание и оформление курсового проекта	7
1.1 Получение задания на курсовое проектирование	8
1.2 Варианты заданий на курсовое проектирование.....	8
1.3 Выбор схемы компоновки и определение передаточного числа.....	8
1.4 Выбор приводного электродвигателя.....	10
1.5 Разбивка передаточного числа редуктора по ступеням.....	12
1.6 Последовательность расчета передач редуктора	15
1.7 Использование вычислительных средств	16
2 Расчет цилиндрической зубчатой передачи.....	17
2.1 Выбор материалов для изготовления зубчатых колес.....	17
2.2 Определение допустимых напряжений.....	20
2.2.1 Определение коэффициентов эквивалентности нагрузки	20
2.2.2 Определение допустимых напряжений	23
2.2.3 Определение коэффициентов нагрузки	23
2.3 Расчет цилиндрической зубчатой передачи.....	29
2.3.1 Определение межосевого расстояния передачи	29
2.3.2 Расчет зубьев на контактную прочность и определение ширины колеса и шестерни	30
2.3.3 Определение модуля зубчатых колес.....	32
2.3.4 Определение угла наклона зуба (для косозубых колес).....	32
2.3.5 Определение числа зубьев у колес	33
2.3.6 Проверочный расчет зубьев на изгибную выносливость	34
2.3.7 Определение диаметров зубчатых колес	36
2.3.8 Определение сил, возникающих в зацеплении зубчатых колес.....	37
2.3.9 Определение консольных сил.....	39
3 Расчет конической зубчатой передачи.....	40
3.1 Выбор материалов для изготовления зубчатых колес.....	40
3.2 Определение допустимых напряжений.....	41
3.2.1 Определение коэффициентов эквивалентности нагрузки	41
3.2.2 Определение допустимых напряжений	41
3.2.3 Определение коэффициентов нагрузки	41
3.3 Расчет конической зубчатой передачи	43
3.3.1 Определение диаметра основания делительного конуса.....	43
3.3.2 Расчет зубьев на контактную прочность и определение ширины колеса и шестерни	44
3.3.3. Определение числа зубьев зубчатых колес	45
3.3.4. Определение модуля зубчатых колес.....	46
3.3.5 Выбор угла наклона зуба (для косозубых и с круговым зубом)	47
3.3.6 Проверочный расчет зубьев на изгибную выносливость	47
3.3.7 Определение диаметров и углов зубчатых колес	48
3.3.8 Определение сил, возникающих в зацеплении зубчатых колес.....	51
4 Расчет червячной передачи	53

4.1	Выбор материалов для изготовления зубчатых колес	53
4.2	Определение допустимых напряжений	55
4.2.1	Определение коэффициентов эквивалентности нагрузки	55
4.2.2	Определение допустимых напряжений	56
4.2.3	Определение коэффициентов нагрузки	57
4.3	Расчет червячной зубчатой передачи	58
4.3.1	Определение межосевого расстояния	58
4.3.2	Определение числа зубьев червячного колеса	59
4.3.3	Определение модуля и коэффициента диаметра зубчатых колес ...	60
4.3.4	Определение коэффициента смещения исходного контура	60
4.3.5	Определение диаметров и углов зубчатых колес	60
4.3.6	Проверочный расчет зубьев на контактную прочность	63
4.3.7	Проверочный расчет зубьев на изгибную выносливость	65
4.3.8	Тепловой расчет червячной передачи	65
4.3.9	Определение сил, возникающих в зацеплении зубчатых колес	67
5	Построение трехмерных моделей зубчатых колес	69
5.1	Построение зубчатых колес цилиндрической передачи	71
5.2	Построение зубчатых колес конической передачи	89
5.3	Построение зубчатых колес червячной передачи	91
5.4	Построение 3D модели зубчатого зацепления	94
6	Расчет выходных концов валов	99
7	Выбор подшипников и построение сборок трехмерных моделей валов ...	100
7.1	Особенности компоновки валов цилиндрических передач	101
7.2	Особенности компоновки валов конических передач	101
7.3	Особенности компоновки валов червячных передач	101
7.4	Построение трехмерных моделей валов	102
7.5	Построение трехмерных моделей сборок валов	105
8	Проверочный расчет валов	114
8.1	Расчет вала на статическую прочность	114
8.1.1	Рекомендации к построению эпюр	114
8.1.2	Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов на валах ...	114
8.1.3	Определение величины суммарного изгибающего момента	120
8.1.4	Определение величины эквивалентного момента	122
8.1.5	Определение диаметров вала в опасных сечениях	123
8.2	Расчет вала на усталостную прочность	124
8.3	Расчет вала на жесткость	127
8.4	Проверочный расчет шпоночных соединений	128
9	Проверочный расчет подшипников	130
9.1	Проверочный расчет радиальных подшипников	130
9.1.1	Расчет при действии только радиальной нагрузки	130
9.1.2	Расчет при действии радиальной и осевой нагрузок	131
9.2	Проверочный расчет радиально-упорных подшипников	134
9.3	Проверочный расчет упорных подшипников	137
10	Расчет валов и подшипников в КОМПАС-SHAFT 2D	139
10.1	Расчет валов КОМПАС-SHAFT 2D	139

10.2	Расчет подшипников КОМПАС-SHAFT 2D.....	146
10.3	Редактирование 3D моделей валов	147
11	Компоновка редуктора	149
11.1	Построение 3D сборки зубчатой передачи	149
11.2	Построение вспомогательного эскиза плоскости разъема корпуса ...	150
11.3	Редактирование валов и мест размещения подшипников на валах ...	151
12	Построение корпусных деталей редуктора	154
12.1	Построение 3D моделей корпусных деталей добавлением стенок ...	156
12.2	Построение 3D моделей корпусных деталей методом оболочки	164
12.3	Изготовление сварных корпусных деталей	165
12.4	Проверочный расчет разъемных соединений.....	168
13	Построение 3D сборки редуктора	170
14	Построение 3D моделей других деталей	171
15	Установка стандартных крепежных деталей и уплотнений.....	173
16	Выполнение сборочных чертежей редуктора и его подборок.....	175
16.1	Создание чертежей	175
16.2	Простановка размеров и создание списка технических условий	183
16.2.1	Выбор допусков размеров	185
16.2.2	Ввод списка технических требований	186
16.3	Заполнение основной надписи	186
16.4	Указания по смазке редуктора	187
16.5	Расстановка позиций сборочных единиц и деталей.....	188
17	Выполнение рабочих чертежей деталей редуктора.....	189
17.1	Основные правила оформления рабочего чертежа	189
17.2	Расчет допусков формы и расположения поверхностей деталей	192
18	Составление спецификации редуктора и сборочных единиц	194
19	Составление пояснительной записки к курсовому проекту	199
19.1	Рекомендуемый состав пояснительной записки	201
19.2	Оформление пояснительной записки	201
20	Подготовка документов к печати и к защите курсового проекта	206
	СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	209
	ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ.....	210
	Приложение А. Варианты компоновки одноступенчатых редукторов.....	213
	Приложение Б. Пример оформления сборочного чертежа.....	245
	Приложение В. Пример оформления рабочего чертежа.....	247
	Приложение Г. Пример оформления спецификации	267
	Приложение Д. Пример оформления титульного листа	271

ВВЕДЕНИЕ

Приобретение навыков самостоятельного расчета размеров и прочности отдельных деталей и целых узлов машин и механизмов необходимы студентам машиностроительных специальностей не только для последующей работы в проектных организациях, но и для эксплуатации, обслуживания, ремонта основного технологического и вспомогательного оборудования.

Настоящие методические указания разработаны для оказания помощи студентам, выполняющим курсовой проект по курсу «Детали машин» (далее курсовой проект), целью которого есть проектирование двухступенчатого редуктора специального назначения с использованием САПР на базе программного комплекса КОМПАС российской компании АСКОН.

Задачей курсового проекта также есть формирование у студента целостного представления о составе и оформлении комплекта конструкторской документации, необходимой в соответствии с ЕСКД при создании новых видов техники или при ремонте и модернизации существующей.

При выполнении курсового проекта важная роль отводится приобретению студентом первого самостоятельного опыта в разработке электронных моделей деталей и сборочных единиц.

Предполагается, что студент, приступающий к выполнению курсового проекта, уже освоил курсы дисциплин «Машиностроительное черчение», «Технология машиностроения», «Допуски и посадки», САПР (хотя бы минимально) в среде КОМПАС-График и КОМПАС 3D не ниже версии V11SP1. Тем не менее, по тексту настоящих методических указаний даются пояснения последовательности выполнения построений и операций в КОМПАСе. Причем, при первом упоминании новой операции даются достаточно детальные указания по ее использованию, в последствии они становятся все более лаконичными. Поэтому студент, выполняя конкретный проект, должен внимательно прочитать все разделы настоящих методических указаний, посвященные трехмерному моделированию. Студент должен так же владеть Microsoft Windows на уровне достаточно квалифицированного пользователя, знать правила округления чисел, уметь интерполировать табличные функции.

Настоящие методические указания оформлены в соответствии с требованиями, предъявляемыми ЕСКД к текстовым документам, и могут быть использованы студентами в качестве образца оформления пояснительной записки к курсовому проекту, а по всему их тексту принята единая система условных обозначений параметров зубчатых передач.

1 Объем, содержание и оформление курсового проекта

Курсовой проект, предъявляемый студентом к защите, должен состоять из следующих компонентов:

а) файлы трехмерных моделей всех деталей и сборочных единиц, составляющих электронную модель спроектированного редуктора, в соответствующих форматах КОМПАСа;

б) чертежная документация (на бумаге) на трех листах формата А1 или равном по площади количестве в форматах А4, А3 или А2, в том числе следующее:

лист 1 – редуктор, сборочный чертеж, формат А1;

лист 2 – корпусная деталь (корпус или крышка по выбору студента), рабочий чертеж, формат А1;

лист 3 – промежуточный вал в сборе, сборочный чертеж, формат А3;
– промежуточный вал (вал-шестерня или червяк), рабочий чертеж, формат А3;

– зубчатое (червячное) колесо, рабочий чертеж, формат А3;

– две проходные крышки валов, рабочие чертежи, формат А4;

в) файлы двумерных чертежей всех деталей и сборочных единиц, изображенных на бумажных листах чертежной документации, построенные в параметрической связи с соответствующими трехмерными моделями КОМПАСа, а также файлы для печати с разрушенной параметрической связью;

г) пояснительная записка в электронном виде в файле текстового формата КОМПАСа, а также отпечатанная (и переплетенная) на бумаге формата А4;

д) спецификации редуктора в сборе и всех его составляющих сборочных единиц в электронном виде в файле формата спецификации КОМПАСа, а также отпечатанные (и скрепленные степлером) на бумаге формата А4.

Все электронные модели деталей должны быть выполнены в соответствии с ДСТУ 2.052-2006 (Электронная модель изделия. Общие документы), а сборочных единиц – ДСТУ 2.053-2006 (Электронная структура изделия. Общие положения).

Чертежная документация (сборочные и рабочие чертежи), а также текстовые документы (спецификации сборочных единиц и пояснительная записка) должны быть оформлены в соответствии с требованиями ЕСКД на бумаге любого качества.

Поскольку КОМПАС автоматически (по умолчанию) выдает точные размеры форматов чертежей и текстовых документов, знаков шероховатости поверхностей и допусков формы деталей, обозначений видов, разрезов, сечений, толщины линий, размеров стрелок, шрифтов и т.д., используемых при создании конструкторских документов, то студенту не нужно знать наизусть эти и многие другие нюансы оформления документации. Он может сосредоточиться на процессе творческого конструирования; определении нужного количества и расположения видов, сечений, разрезов в документе; правильной простановки размеров и указании допусков, посадок, шероховатости и

допусков формы; указании технических требований для правильного изготовления деталей, сборки редуктора и его узлов.

Точность вычислений обычно ограничивается тремя знаками после запятой (если иное не указано в тексте настоящих методических указаний).

1.1 Получение задания на курсовое проектирование

Каждый студент получает у преподавателя свой вариант технического задания на курсовое проектирование. Задание состоит из девяти показателей технических требований к изделию, которые должны быть учтены при проектировании редуктора.

1.2 Варианты заданий на курсовое проектирование

Варианты заданий для проектирования одноступенчатого редуктора приведены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 Варианты заданий на курсовой проект по деталям машин на тему «Проектирование двухступенчатого редуктора»

№ варианта	Объект проектирования, позначення редуктора*	Зуби**				Початкові дані																
		1 ступінь		2 ступінь		Номинальный момент на выходном валу редуктора T_{2p} , Н·м			Частота вращения выходного валу редуктора n_{2p} , мин ⁻¹			Синхронная частота вращения вала электродвигуна n_{1c} , мин ⁻¹			Розрахунковий ресурс, тис. год.			Номер варианту режиму навантаження			Обертання***	
		А	Б	В	Г	Д	Е	Ж	З	И	К	Л	М	Н	О	П	Р	С	Т	У	Ф	Х
1	Ц2	К	П	П	К	1200	550	1000	30	125	45	1500	3000	1000	16	8	4	1	4	5	Р	Н
2	Ц2В	К	К	П	К	640	950	1250	80	62	70	750	1500	1000	7	6	10	3	6	7	Н	Р
3	Ц2С	К	К	П	К	580	2800	1500	52	30	65	1500	750	1500	10	5	6	9	2	8	Н	Н
4	Ц2Св	К	П	К	К	450	1500	2800	45	65	30	1000	1500	750	3	6	9	5	1	9	Р	Н
5	КЦ	Крг	П	П	К	780	1250	950	125	70	62	750	1000	1500	8	10	5	3	4	2	Р	Р
6	Ц2Ш	К	К	П	К	1400	1000	880	65	45	125	750	1000	3000	4	7	6	6	2	1	Н	Р
7	ЧЦ	А	Е	П	К	500	750	1050	15	25	35	3000	1500	3000	5	7	8	4	9	7	Р	Н
8	ЦЧ	П	К	А	Е	1000	640	450	10	20	30	1500	3000	750	10	16	7	5	7	9	Н	Р
9	ЦКз	П	К	П	Крг	950	1600	2100	210	160	85	750	1500	3000	10	16	3	2	4	8	Н	Р

* Ц – цилиндричний; К – конічний; Ч – черв'ячний; Ш – шевронний; В – вертикальний; в – з внутрішнім зачепленням; з – зварний корпус.
 ** П – прями ($HRC_1 \leq 350$); К – косі ($HRC_1 > 350$); Крг – кругові ($HRC_1 > 50$); А – Архимедові ($HRC_1 \leq 50$); Е – евольвентні ($HRC_1 > 56$).
 *** Р – реверсивне; Н – неревверсивне

Режим нагружения определяется диаграммой, приведенной на рисунке 1.1, а значения параметров нагружения указаны в таблице 1.2.

1.3 Выбор схемы компоновки и определение передаточного числа

Первое с чего начинают, приступая к проектированию, – определяют вариант компоновочной схемы редуктора. Будет ли редуктор вертикальным

или горизонтальным; будет ли он выполнен по развернутой схеме или соосным; способ изготовления корпуса (литой или сварной) и положение плоскости его разъема; вид подшипниковых узлов и тип подшипников на каждом из валов; тип уплотнений и способ фиксации валов от продольных перемещений; тип смазки зубчатой пары, вид масло указателя, сапуна и смотрового окна; способ установки редуктора на основании; тип выходных концов валов (цилиндрические или конические). Все это нужно хотя бы ориентировочно выбрать на начальном этапе проектирования.

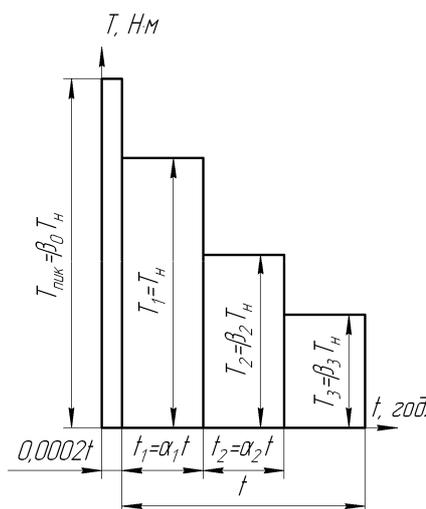


Рисунок 1.1 – Диаграмма нагружения привода

Некоторые основные указания к выбору компоновочной схемы уже указаны в техническом задании (см. п. 1.2, Варианты заданий на курсовое проектирование). Для этого, желательно, например, в атласе редукторов [1, 2] выбрать в качестве примера один из редукторов, наиболее полно соответствующий проектируемому или выбрать одну из компоновочных схем, указанных в Приложении А к настоящим методическим указаниям (следует обращать внимание лишь на конструктивные решения, поскольку оформление приведенных там чертежей уже не соответствует действующим стандартам).

Таблица 1.2 Значения параметров нагружения привода

Параметр	Варианты режиму навантаження								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
α_1	0,9	0,5	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,4
α_2	0,2	0,3	0,1	0,2	0,1	0,3	0,1	0,4	0,5
β_2	0,7	0,8	0,2	0,3	0,2	0,2	0,1	0,6	0,8
β_3	0,6	0,5	0,6	0,4	0,3	0,2	0,1	0,7	0,6
β_0	1,2	1,6	1,4	1,2	1,3	1,5	1,4	1,0	1,5

Можно также воспользоваться 2D библиотекой КОМПАСа «Библиотека редукторов» выбрав в меню библиотеки одноступенчатые редукторы, а Против В.В. Проектирование двухступенчатых редукторов с использованием КОМПАСа

затем опцию «Сборка». Здесь и далее для удобства его восприятия шрифтом выделен текст из меню, команд, операций и библиотек КОМПАСа, а рядом с их названиями стоят условные иконки (если они имеются).

На любом этапе работы отдельные элементы компоновки могут быть пересмотрены, поскольку студент должен выполнить их наиболее рациональным образом.

Исходя из данных варианта задания, предварительно определяют передаточное число редуктора как отношение частот вращения входного (быстроходного) и выходного (тихоходного) валов

$$u_p = \frac{n_{1c}}{n_{2p}}$$

где n_{1c} , n_{2p} – частота вращения входного (синхронная) и выходного валов редуктора соответственно, мин.⁻¹ (см. п. 1.2, Варианты заданий на курсовое проектирование).

Величину передаточного числа следует также учитывать при выборе схемы компоновки редуктора, поскольку в зависимости от него внешний вид редукторов одного типа может быть разным.

1.4 Выбор приводного электродвигателя

Электродвигатель, который будет приводить в движение входной вал редуктора, выбирают из числа трехфазных асинхронных, которые наиболее часто используются для привода редукторов любого назначения. Можно также воспользоваться 2D библиотекой КОМПАСа – «Библиотека электродвигателей» и выбрать в ее меню двигатели «Переменного тока трехфазные», а затем опцию «Асинхронные общего применения» (это нужно делать в открытом файле КОМПАСа типа  «Чертеж» или  «Фрагмент»). Параметры двигателей наиболее распространенной серии 4А приведены в таблице 1.3.

Мощность двигателя в киловаттах определяют по формуле

$$P_{\text{э}} = \frac{T_{2p} n_{2p}}{955 \cdot 10^4 \eta_{\Sigma}},$$

где T_{2p} – крутящий момент на выходном валу, Н·мм (см. п. 1.2, Варианты заданий на курсовое проектирование);

η_{Σ} – общий КПД привода

$$\eta_{\Sigma} = \eta_m \eta_m \eta_{\text{б}},$$

где η_m – КПД соединительной муфты (предварительно можно принять равным 0,98);

η_m, η_b – КПД тихоходной и быстроходной передач редуктора соответственно. Средние значения η передач различных типов с учетом потерь в опорах валов на подшипниках качения приведены в таблице 1.4.

При выборе двигателя нужно помнить, что завышение его мощности приводит к росту реактивного сопротивления в электросети и снижает $\cos \varphi$. Вместе с тем, допустима перегрузка электродвигателя от 5 % до 8 % при постоянной ее величине и от 10 % до 12 % от номинальной при переменных нагрузках.

По мощности двигателя и синхронной частоте вращения его вала из справочной литературы выбирают подходящую модель.

Таблица 1.3 – Двигатели закрытые обдуваемые единой серии 4А

Мощность $P_{\text{э}}, \text{кВт}$	Синхронная частота вращения $n_{1с}, \text{мин}^{-1}$							
	3000		1500		1000		750	
	тип*	$\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}}$	тип*	$\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}}$	тип*	$\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}}$	тип*	$\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}}$
0,25	–	–	–	–	–	–	71В8/680	1,6
0,37	–	–	–	–	71А6/910	2,0	80А8/675	1,6
0,55	–	–	71А4/1390	2,0	71В6/900	2,0	80В8/700	1,6
0,75	71А2/2840	2,0	71В4/1390	2,0	80А6/915	2,0	90LА8/700	1,6
1,10	71В2/2810	2,0	80А4/1420	2,0	80В6/920	2,0	90LВ8/700	1,6
1,50	80А2/2850	2,0	80В4/1415	2,0	90L6/935	2,0	100L8/700	1,6
2,20	80В2/2850	2,0	90L4/1425	2,0	100L6/950	2,0	112МА8/700	1,8
3,00	90L2/2840	2,0	100S4/1435	2,0	112МА6/955	2,0	112МВ8/700	1,8
4,00	100S2/2880	2,0	100L4/1430	2,0	112МВ6/950	2,0	132S8/720	1,8
5,50	100L2/2880	2,0	112М4/1445	2,0	132S6/965	2,0	132М8/720	1,8
7,50	112М2/2900	2,0	132S4/1455	2,0	132М6/970	2,0	160S8/730	1,4
11,00	132М2/2900	1,6	132М4/1460	2,0	160S6/975	1,2	160М8/730	1,4
15,00	160S2/2940	1,4	160S4/1465	2,0	160М6/975	1,2	180М8/730	1,2
18,50	160М2/2940	1,4	160М4/1465	2,0	180М6/975	1,2	–	–
22,00	180S2/2945	1,4	180S4/1470	2,0	–	–	–	–
30,00	180М2/2945	1,4	180М4/1470	2,0	–	–	–	–

* В числителе указан тип двигателя, а в знаменателе асинхронная частота вращения

Затем в пояснительную записку выписывают следующие характеристики принятого электродвигателя:

- обозначение;
- номинальную мощность, кВт;
- синхронную частоту вращения вала, мин.⁻¹;
- отношение пускового момента к номинальному $\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$;
- габаритные размеры, мм;
- тип, диаметр и длину выходного конца вала (если они указаны), мм;
- точная (асинхронная) частота вращения n_{1p} , которую находят, например, в колонке «Точная частота вращения» библиотеки электродвигателей КОМПАСа или в таблице 1.2.

Таблица 1.4 – Средние значения η передач различных типов с учетом потерь в опорах валов на подшипниках качения

Тип передачи	Закрытая, работающая в масляной ванне	Открытая
Зубчатая с колесами		
– цилиндрическими	0,96 – 0,98	0,92 – 0,94
– коническими	0,95 – 0,97	0,91 – 0,93
Червячная с червяком		
– однозаходным	0,70 – 0,80	
– двухзаходным	0,75 – 0,85	
– четырехзаходным	0,80 – 0,90	
Клиноременная		0,94 – 0,96
Цепная	0,94 – 0,96	0,92 – 0,95

Зная точную частоту вращения вала двигателя n_{1p} при номинальной нагрузке, уточняют передаточное число редуктора

$$u_p = \frac{n_{1p}}{n_{2p}}.$$

Эскиз электродвигателя с указанием главных размеров приводят в пояснительной записке как, например, на рисунке 1.1 (тип АИР56А4, мощность 12 кВт, синхронная частота 1500 мин.⁻¹, масса 3,5 кг).

1.5 Разбивка передаточного числа редуктора по ступеням

Общее передаточное число редуктора должно быть разбито на ступени.

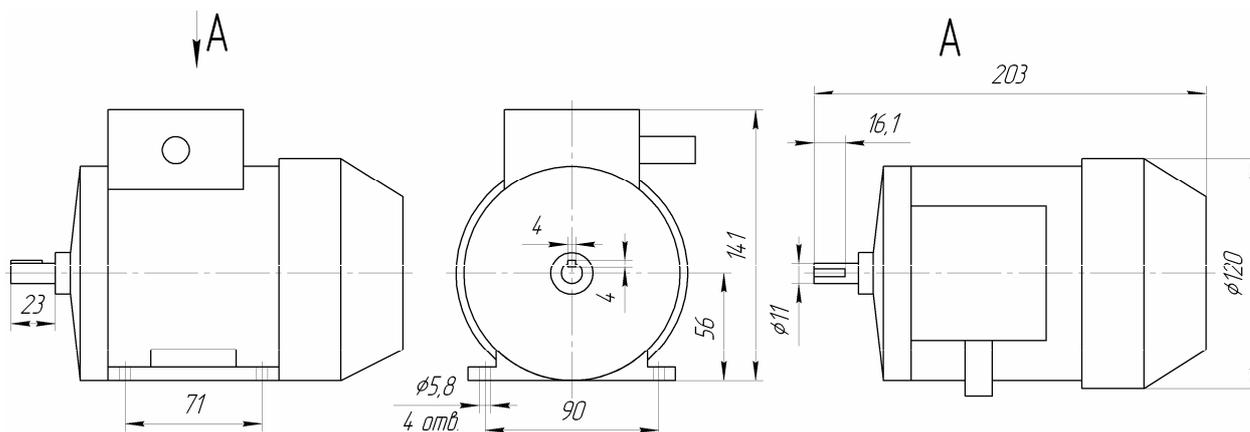


Рисунок 1.1 – Эскиз и главные размеры асинхронных двигателей серии 4А

В многоступенчатых редукторах общее передаточное число равно произведению передаточных чисел составляющих его ступеней. Для двухступенчатого редуктора

$$u_p = u_m u_{\delta}$$

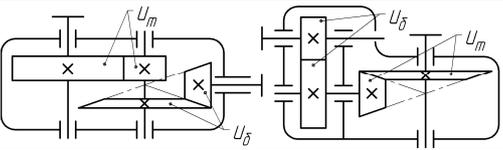
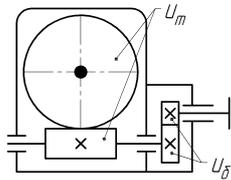
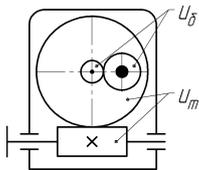
Обычно передаточное отношение тихоходной ступени меньше, чем быстроходной.

Передаточные числа быстроходной u_{δ} и тихоходной u_m ступеней двухступенчатых редукторов различных видов определяют по выражениям, приведенным в таблице 1.5.

Таблица 1.5 – Передаточные числа двухступенчатого редуктора

Вид редуктора	Схема	Передаточное число	
		u_{δ}	u_m
Двухступенчатый горизонтальный и вертикальный по развернутой схеме, шевронный		$\frac{u_p}{u_m}$	$0,88\sqrt{u_p}$
Двухступенчатый соосный с внешним зацеплением		$\frac{u_p}{u_m}$	$0,95\sqrt{u_p}$
Двухступенчатый соосный с внутренним зацеплением		$2\sqrt[3]{u_p}$	$\frac{u_p}{u_{\delta}}$

Продолжение таблицы 1.5

Коническо-цилиндрический и цилиндро-конический		$\frac{u_p}{u_m}$	$1,1\sqrt{u_p}$
Цилиндрическо-червячный		1,6 – 3,15	$\frac{u_p}{u_b}$
Червячно-цилиндрический		12 – 36	$\frac{u_p}{u_b}$

Вместе с тем, необходимо следить за тем, чтобы значения передаточных чисел для передач различных типов находились в допустимых рамках, представленных в таблице 1.6.

Таблица 1.6 – Рекомендуемые значения передаточных чисел механических передач

Тип передачи	Передаточное число	
	среднее значение	наибольшее значение
Цилиндрическая прямозубая	3 – 4	10
Цилиндрическая косозубая	3 – 5	10
Коническая прямозубая	2 – 3	6
Коническая с круговым зубом	3 – 5	10
Червячная закрытая	10 – 40	80
Червячная открытая	10 – 40	120
Плоскоременная	2 – 5	6
Плоскоременная с натяжным роликом	4 – 6	8
Клиноременная	2 – 5	7
Цепная	2 – 6	8
Фрикционная с цилиндрическими колесами	2 – 4	10

Частоты вращения валов коробок передач представляют геометрический ряд со знаменателем прогрессии φ . Потому, если частота вращения входного вала n_1 , то другие частоты вращения соответственно равны

$$n_2 = \frac{n_1}{\varphi}; \quad n_3 = \frac{n_1}{\varphi^2} = \frac{n_2}{\varphi}; \quad n_4 = \frac{n_1}{\varphi^3} = \frac{n_3}{\varphi}$$

и т.д. Наиболее употребительные значения φ равны 1,41; 1,34; 1,25; 1,18.

В цилиндрических передачах необходимо также следить за максимальным значением передаточного числа одной ступени в зависимости от твердости зубьев колес по рекомендациям, приведенным в таблице 1.7.

Таблица 1.7 – Наибольшие значения передаточных чисел в одной ступени цилиндрических передач

Тип передачи	Твердость	u_{max}
Тихоходная и промежуточная во всех редукторах	$HB \leq 350$	6,3
	$HB > 350^*$	6,3
	$HRC > 56-63$	5,6
Быстроходная во всех редукторах кроме соосных	$HB \leq 350$	8,0
	$HB > 350^*$	7,1
	$HRC > 56-63$	6,3
Быстроходная в соосных редукторах	$HB \leq 350$	10
	$HB > 350^*$	9
	$HRC > 56-63$	8
Открытая	$HB \leq 350$	25
* Указанная твердость не должна превышать $HRC56$		

1.6 Последовательность расчета передач редуктора

Расчет передач двухступенчатого редуктора начинают со второй (тихоходной) ступени, а затем переходят к первой (быстроходной). Последовательность расчета передач различных типов приведена в пп. 2, 3 и 4 (соответственно для цилиндрических, конических и червячных передач). В указанных расчетах приняты следующие обозначения для крутящих моментов, приложенных к валам одной ступени

T_1 – крутящий момент на быстроходном валу ступени (передачи);

T_2 – крутящий момент на тихоходном валу ступени (передачи).

Для тихоходной передачи редуктора T_2 равен номинальному моменту на выходном валу редуктора T_{2p} , заданному в таблице 1.1 (см. п. 1.2, Варианты заданий на курсовое проектирование), а T_1 соответственно

$$T_1 = \frac{T_{2p}}{u_m}.$$

Для быстроходной передачи редуктора T_2 равен моменту на промежуточном валу редуктора, определяемому как

$$T_2 = \frac{T_{2p}}{u_m},$$

а T_1 равен крутящему моменту на входном валу редуктора T_{1p} .

Частоты вращения валов в передаче обозначают соответственно

n_1 – частота вращения быстроходного вала ступени (передачи);

n_2 – частота вращения тихоходного вала ступени (передачи).

Для тихоходной передачи редуктора n_2 равна частоте вращения выходного вала редуктора n_{2p} , заданной в таблице 1.1 (см. п. 1.2, Варианты заданий на курсовое проектирование), а n_1 соответственно

$$n_1 = n_{2p} u_m.$$

Для быстроходной передачи редуктора n_2 равно частоте вращения промежуточного вала редуктора, определяемой как

$$n_2 = n_{2p} u_m,$$

а n_1 равно частоте вращения входного вала редуктора n_{1p} .

1.7 Использование вычислительных средств

Расчеты зубчатых передач, валов, подшипников и т.п., выполняемые по традиционной методике, можно вести на калькуляторе, в том числе и на встроенных калькулятора Windows и КОМПАСа (оба имеют научные функции). Но особенно удобно это делать в специализированных программах, таких как MatCad, Wolfram Mathematica и даже Microsoft Excel, когда удобно редактировать уже «набранный» расчет, изменять исходные данные или выбирать другие коэффициенты в случае неудовлетворительных результатов первой попытки расчета. В этом случае для исключения в тексте расчетной программы повторений одноименных обозначений первой и второй ступеней редуктора, к ним добавляют ее индекс, например,

$n_{1\sigma}$ – частота вращения входного вала быстроходной ступени редуктора;

T_{2m} – крутящий момент на выходном валу тихоходной ступени редуктора.

К сожалению, в текстовом документе КОМПАСа, где нужно будет оформлять пояснительную записку по курсовому проекту, пока нельзя проводить автоматические вычисления. Нельзя и переносить в него формулы, написанные в других программах.

2 Расчет цилиндрической зубчатой передачи

Расчет цилиндрической зубчатой передачи производят по несколько упрощенной традиционной методике [3] используя следующие обозначения:

T – крутящий момент на валу, Н·мм;

M – изгибающий момент на валу, Н·мм;

F_t – окружная сила в зацеплении, Н;

F_r – радиальная сила в зацеплении, Н;

F_a – осевая сила в зацеплении, Н;

n – частота вращения вала (зубчатого колеса), мин.⁻¹;

v – окружная скорость зубчатого венца, м/с;

u – передаточное число передачи;

a – межосевое расстояние (делительное) передачи, мм;

d – диаметр зубчатых колес, мм;

m – модуль зубчатых колес, мм;

z – число зубьев шестерни (колеса);

α – угол зацепления, град.;

β – угол наклона линии зуба шестерни (колеса), град.;

σ – нормальное напряжение в материалах, МПа;

σ_{Hlim}^0 – предел длительной контактной выносливости, МПа;

σ_{Flim}^0 – предел длительной изгибной выносливости, МПа;

ψ_a – коэффициент ширины зубчатого колеса;

x – смещение исходного контура зубчатого зацепления.

Указанная размерность величин должна соблюдаться при вычислениях.

При вышеприведенных обозначениях нижние индексы обозначают следующее:

i – индекс зубчатого колеса в передаче (1 – относящийся к шестерне, 2 – относящийся к колесу);

H – относящийся к контактной прочности;

F – относящийся к изгибной выносливости;

t – окружной или торцовый;

r – радиальный;

a – осевой.

2.1 Выбор материалов для изготовления зубчатых колес

Для изготовления зубчатых колес используют стали, чугуны, неметаллические материалы (для легконагруженных и малошумящих передач) и реже сплавы цветных металлов.

Колеса силовых передач делают, главным образом, из стали, реже из чугунного литья. Колеса больших диаметров (800 мм и более) изготавливают литыми, а меньших диаметров – из кованных или штампованных заготовок.

Для колес с твердостью активных поверхностей зубьев меньше 350 единиц по Бринелю ($HB \leq 350$) применяют стали марок 40, 45¹, 50, 50Г, 35Х40Х, 45Х, 38ХС, 35ХМА, 30ХН3А, 34ХМ и другие. Требуемую твердость активных поверхностей зубьев обеспечивают термообработкой нормализацией или улучшением. Эти стали позволяют изготовить колеса по упрощенной схеме с чистовой обработкой заготовки и зубьев после термообработки. Зубья таких колес способны к приработке.

Для увеличения нагрузочной способности, снижения габаритов и массы передачи целесообразно создавать высокую твердость активных поверхностей зубьев, чего достигают объемной и поверхностной закалкой ($HB > 350$) и химико-термической обработкой (цементация, азотирование, цианирование) ($HRC > 50$). Нарезание зубьев при этих видах обработки производят до термообработки, а возможные финишные операции – после нее. Зубья таких колес неспособны к приработке. Желательно использовать стали марок 18ХГТ, 12Х2Н4А, 20Х2Н4А, 12ХН3А, 20ХН3А, 30ХН3А.

В таблице 2.1 даны наиболее распространенные марки сталей, рекомендуемая термообработка и ориентировочная область применения. Основные механические характеристики наиболее применяемых для изготовления зубчатых колес сталей справочно (не для выбора) приведены в таблице 2.2.

Таблица 2.1 – Наиболее применяемые для зубчатых колес стали

Способ термообработки	Марка стали	Достижимая твердость	Основные особенности	Рекомендуемое применение
1	2	3	4	5
Объемная закалка	45, 40Х, 40ХН, 35ХМ, 40ХН4МА, 38ХС и др.	HRC 45 – 55	Повышенная чувствительность стали к концентрации напряжений; повышенные остаточные напряжения и коробление. Склонность к образованию закалочных трещин	Слабо- и средненагруженные передачи
Цементация объемная закалка	15Х, 20Х, 12ХН3А, 12ХН2, 12Х2Н4А, 20ХН3А, 20ХН3А, 20ХН, 18Х2Н4ВА, 25ХГМ, 18ХГТ, 15ХГН2ГА, 20ХГР, 20ХГНР, 20ХГНТР, 20ХГСА и др.	HRC 56 – 63	Наибольшая несущая способность зубьев; качество обработки в большей степени зависит от химического состава стали, ее прокаливаемости, от концентрации углерода в поверхностном слое, твердости сердцевины, режимов термообработки, применяемого оборудования и оснастки. Теплостойкость равна 200 °С. Глубина слоя от 0,1 до 2 мм	Тяжело нагруженные ответственные зубчатые колеса

¹ Желательно применять подчеркнутые марки сталей, они заложены в справочник материалов КОМПАСа

Продолжение таблицы 2.1

1	2	3	4	5
Азоти-рование	38Х2МЮА, 38Х2Ю, 40ХФА и др.	HRC 52 – 60	Наибольшая твердость поверхности и теплоемкость (400 – 500 °С), незначительное коробление, высокая поверхностная хрупкость, чувствительность к перегрузкам, длительность процесса азотирования. Глубина слоя от 0,1 до 0,8 мм	Средненагруженные зубчатые колеса с невозможностью зубошлифования, зубчатые колеса, работающие при высоких температурах
Цианирование	20Х, 35Х, 40Х, 40ХН, 25ХГТ, 25ХГМ, 30ХГТ, 40ХН2МА и большинство цементируемых сталей	HRC 56 – 64	Высокая твердость, износостойкость, нечувствительность к концентрации напряжений, отсутствие окалины, теплостойкость (250 °С). Глубина слоя от 0,1 до 0,8 мм	Средненагруженные нешлифованные зубчатые колеса в условиях мелкосерийного производства
Нитроцементация	20,40Х, 25ХГТ, 25ХГМ, 12ХН3Ф, 20ХЗНА, 20ХГНР, 20ХГР, 20Х, 18ХГТ, 20ХГТ и др.	HRC 56 – 63	Износостойкость, твердость, небольшие коробления, нечувствительность к внутреннему окислению, возможна хрупкость. Глубина слоя от 0,2 до 0,8 мм	Средненагруженные нешлифованные зубчатые колеса
Закалка ТВЧ	40, 45, 50, 50Г, 40Х, 40ХН, 38ХС, 40ХН2МА, 50ПМ, У6 и др.	HRC 42– 50	Небольшие деформация (зависят от способа закалки), отсутствие окалины, повышенная чувствительность к концентрации напряжений, прочность зубьев определяется глубиной закалки и формой закаленного слоя	Слабо- и средне нагруженные зубчатые колеса при изготовлении их из стали с пониженной прокаливаемостью

Таблица 2.2 – Основные механические характеристики наиболее распространенных сталей

Марка стали	Размеры, мм		Твердость поверхности, HRC	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Термообработка
	D	L				
35	Любой	Любой	–	550	270	Нормализация
45	Любой	Любой	–	600	320	Нормализация
45	125	80	–	780	540	Улучшение
45	80	50	–	890	650	Улучшение
40Х	200	125	–	790	640	Улучшение

Продолжение таблицы 2.2

40X	125	80	–	900	750	Улучшение
40X	125	80	45 – 50	900	750	Улучшение + закалка ТВЧ
35XM	315	200	–	800	670	Улучшение
35XM	200	125	–	920	790	Улучшение
35XM	200	125	48 – 53	920	790	Улучшение + закалка ТВЧ
40XH	315	200	–	800	630	Улучшение
40XH	200	125	–	920	750	Улучшение
40XH	200	125	48 – 53	920	750	Улучшение + закалка ТВЧ
20XHM	200	125	56 – 63	1000	800	Улучшение
16XGT	200	125	56 – 63	1000	800	Улучшение
12XH3A	200	125	56 – 63	1000	800	Улучшение
40XHMA	125	80	50 – 56	980	780	Улучшение + азотирование
35Л	Любой	Любой	–	550	270	Нормализация
45Л	315	200	–	680	440	Улучшение

2.2 Определение допустимых напряжений

2.2.1 Определение коэффициентов эквивалентности нагрузки

Коэффициенты эквивалентности (приведения) режима работы редуктора K_{HE} и K_{FE} определяют исходя из класса нагрузки, если он задан в техническом задании на курсовой проект, или исходя из параметров диаграммы нагружения привода (см. п. 1.2, Варианты заданий на курсовое проектирование). В первом случае они, как и коэффициент режима X , определяются по таблице 2.3 в зависимости от вида термообработки зубчатых колес передачи, во втором случае – их вычисляют по следующим формулам

$$K_{HE} = \sqrt[3]{\alpha_1 + \beta_2^3 \alpha_2 + \beta_3^3 (1 - \alpha_1 - \alpha_2)};$$

$$K_{FE} = \sqrt[m]{\alpha_1 + \beta_2^m \alpha_2 + \beta_3^m (1 - \alpha_1 - \alpha_2)};$$

$$X = \alpha_1 + \beta_2 \alpha_2 + \beta_3 (1 - \alpha_1 - \alpha_2),$$

где m – параметр термообработки, равный 6 для зубьев, подвергнутых нормализации, улучшению или азотированию, и 9 при объемной или поверхностной закалке и цементации.

Величины параметров α_1 , α_2 , β_2 , β_3 берут из технического задания на курсовой проект.

Таблица 2.3 – Коэффициенты эквивалентности и режима

Класс нагрузки	K_{HE}	X	K_{FE}	
			$HB \leq 350^*$	$HB > 350^{**}$
Н 1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
Н 0,800	0,800	0,750	0,810	0,840
Н 0,630	0,630	0,500	0,725	0,775
Н 0,560	0,560	0,400	0,680	0,745
Н 0,500	0,500	0,315	0,645	0,745
Н 0,400	0,400	0,200	0,575	0,665
Н 0,315	0,315	0,125	0,510	0,615

* Нормализация, улучшение, азотирование.
** Закалка и цементация

Коэффициенты долговечности $K_{H\partial i}$ и $K_{F\partial i}$ в зависимости от суммарного числа циклов N работы каждого зубчатого колеса передачи (наработка) определяют по формулам

$$K_{H\partial i} = K_{HE} \cdot \sqrt[3]{\frac{N_i}{N_{HG}}} \leq 1;$$

$$K_{F\partial i} = K_{FE} \cdot \sqrt[3]{\frac{N_i}{N_{FG}}} \leq 1,$$

где N_{FG} – база изгибных напряжений, принимают равной $4 \cdot 10^6$;

N_{HG} – база контактных напряжений, зависящая от твердости материала, определяемая по формуле $N_{HG} = 30HB^{2,4}$ после окончательного выбора материалов зубчатых колес по таблице 2.4. При этом для шестерни обычно выбирают материал тверже, чем для колеса не менее чем на 10 единиц твердости по Бринелю, поскольку оно совершает больше оборотов в единицу времени, чем колесо. Например, при твердости материала зубчатых колес передачи менее $HB350$, шестерню из стали 45 делают с термообработкой нормализация и улучшение (HB_1350), а колесо только с нормализацией (HB_2270). Аналогично для материалов с твердостью более $HRC_1 > 50$ и $HRC_1 > 56$, только термообработка должна быть соответствующей (закалка объемная или ТВЧ, цементация, азотирование, цианирование).

По номограмме, приведенной на рисунке 2.1 можно перевести значения твердости из HRC в HB.

Таблица 2.4 – Прочностные характеристики некоторых сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес

Термическая обработка	Твердость зубьев HRC на поверхности	Марка стали	σ_{Hlim}^0 **, МПа	S_H	σ_{Flim}^0 **, МПа	S_F	$[\sigma_{\text{Hmax}}]$ **, МПа	$[\sigma_{\text{Fmax}}]$ **, МПа
Нормализация Улучшение	HB 180 – 350	40; 45; 45X; 38XC; 35XM и др.	2HB+70	1,1	1,8HB	1,75	$2,8\sigma_T$	2,7HB
Объемная закалка	45 – 55	40X; 40XH; 35XM и др.	18HRC+ +150		500			
Закалка при нагреве ТВЧ по всему контуру (модуль $m_n \geq 3$)	56 – 63	50; У7	17HRC+ +200	1,2	630	40 HRC	40 HRC	1260
	42 – 50	40X; 35XM; 40XH и др.			420			
Закалка при нагреве ТВЧ сквозная с охватом впадины (модуль $m_n < 3$)*	42 – 50	40X; 35XM; 40XH и др.			375			
Азотирование	52 – 60	45X; 40XФА; 40XША и др.	1050	1,2	10HRC+ +240	30HRC	1000	
Цементация и закалка	56 – 63	18ХГТ; 12Х2Н4А; 20Х2Н4А;	23HRC	1,55	600	40HRC	40HRC	1200
		12ХН3А; 12Х2Н4А; 20ХН3А; 30ХН3А			710			
Нитроцементация и закалка	56 – 63	25ХГМ			750			

* Распространяется на все сечения зуба и часть тела зубчатого колеса под основанием впадин.
** Значения определяют по средней твердости зубьев

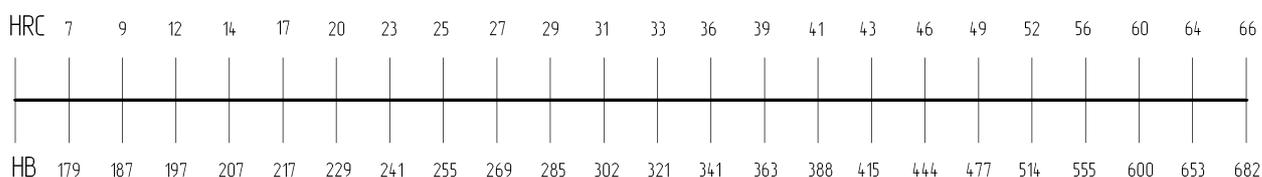


Рисунок 2.1

Наработку в течение срока эксплуатации редуктора определяют как

$$N_i = N_p \cdot n_i \cdot 60,$$

где N_p – ресурс работы редуктора, заданный в техническом задании на курсовой проект в часах (см. п. 1.2, Варианты заданий на курсовое проектирование). Если $N_i \geq 10^8$, то $K_{F\partial i} = 1$.

По наименьшему значению $K_{H\partial i}$ выбирают лимитирующий элемент передачи (шестерня или колесо). Если оба коэффициента равны единице, то лимитирует колесо.

2.2.2 Определение допустимых напряжений

Допускаемые контактные напряжения для лимитирующего элемента передачи определяют как

$$[\sigma_H]_i = \frac{\sigma_{H \lim i}^0}{S_H},$$

где S_H – коэффициент безопасности по контактным напряжениям. Допускаемые изгибные напряжения определяют как

$$[\sigma_F]_i = \frac{\sigma_{F \lim i}^0}{S_F},$$

где S_F – коэффициент безопасности по изгибным напряжениям. Значения $\sigma_{H \lim}^0$, $\sigma_{F \lim}^0$, S_H , S_F приведены в таблице 2.4.

2.2.3 Определение коэффициентов нагрузки

Вначале определяют примерную окружную скорость колеса (м/с), как

$$v_2 = \frac{n_1}{10^3 C_v} \sqrt[3]{\frac{T_2}{u^2 \psi_a}},$$

где C_v – коэффициент, зависящий от термообработки, выбирают по таблице 2.5;

ψ_a – коэффициент ширины колеса (отношение ширины колеса к межосевому расстоянию), задают в пределах от 0,10 до 0,25 для прямозубых передач, от 0,25 до 0,40 для косозубых и от 0,50 до 1,00 для шевронных передач из следующего ряда стандартных чисел: 0,100; 0,150; 0,200; 0,250; 0,315; 0,400; 0,500; 0,630; 1,000.

Далее из таблицы 2.6 выбирают степень точности передачи для обеспечения необходимой плавности хода.

Таблица 2.5 – Величина коэффициента влияния термообработки C_v ,

Вид передачи	Термообработка*				
	$Y_1 + Y_2$	$TBЧ_1 + Y_2$	$Ц_1 + Y_2$	$TBЧ_1 + TBЧ_2$ $З_1 + З_2$	$Ц_1 + Ц_2$
Прямозубая	13,0	14,0	15,5	17,5	21,0
Косозубая	15,0	16,0	17,5	19,5	23,5

* У – улучшение; З – закалка объемная; ТВЧ – закалка поверхностная при нагреве ТВЧ; Ц – цементация

Таблица 2.6 – Рекомендуемая степень точности передачи

Передача	Окружная скорость v , м/с			
	менее 5	от 5 до 8	от 8 до 12,5	более 12,5
Прямозубая	9	8	7	6
Косозубая	9	9	8	7

Нагрузку в зацеплении определяют с учетом неравномерности ее распределения между зубьями по длине зуба, а также с учетом ее ударного приложения. Поэтому определяют коэффициенты нагрузки K_H и K_F .

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

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv},$$

где $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ – коэффициенты распределения нагрузки по контактной прочности и изгибной выносливости соответственно. Для прямозубых колес они равны единице, а для косозубых в зависимости от степени точности передачи (определяемой по номограмме из рисунка 2.2) их находят из таблицы 2.7, соответственно;

$K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ – коэффициенты концентрации нагрузки по контактной прочности и изгибной выносливости соответственно. При изготовлении цилиндрических передач обычно выбирают материал для изготовления колес твердостью меньше 350 единиц по Бринелю ($HВ_2 < 350$), тогда

$$K_{H\beta} = K_{H\beta}^0 (1 - X) + X \geq 1,05,$$

если для изготовления колеса выбирают более твердый материал чем $HВ350$, то $K_{H\beta} = K_{H\beta}^0$,

где $K_{H\beta}^0$ – начальный коэффициент концентрации нагрузки по контактной прочности (до приработки зубьев), для различных схем передачи, изображенных на рисунке 2.3, его принимают соответствующей колонке 2.8.

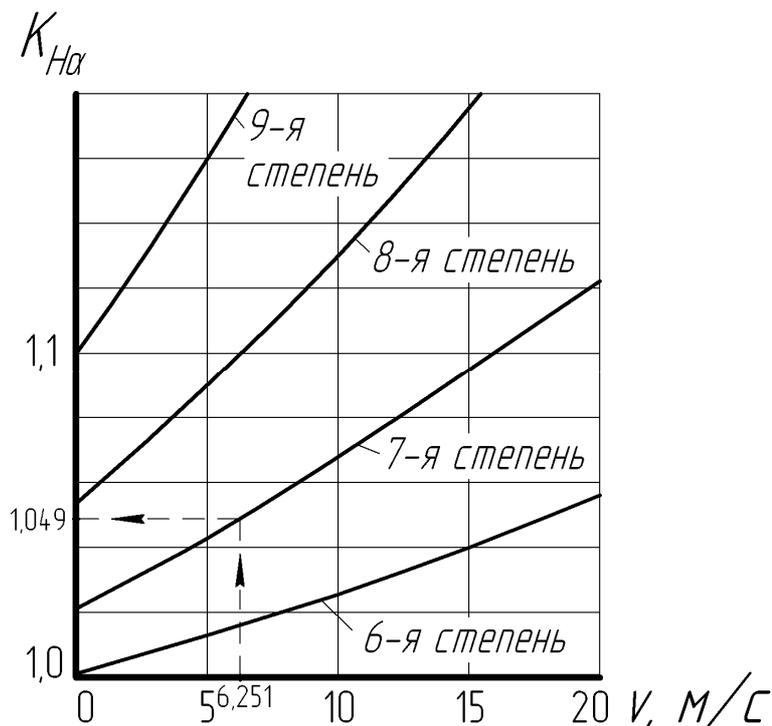


Рисунок 2.2 – Определение коэффициента $K_{H\alpha}$
(пример, при $v = 6,251$ м/с для 7-й степени точности $K_{H\alpha} = 1,049$)

Таблица 2.7 – Коэффициент точности изготовления колес передачи $K_{F\alpha}$

Степень точности	6	7	8	9
$K_{F\alpha}$	0,72	0,81	0,91	1,00

Коэффициент концентрации нагрузки по изгибной выности $K_{F\beta}$, для тех же условий изготовления колес определяют как

$$K_{F\beta} = K_{F\beta}^0(1 - X) + X \geq 1,04,$$

если для изготовления колеса выбирают более твердый материал, чем НВ350, то $K_{F\beta} = K_{F\beta}^0$,

где $K_{F\beta}^0$ – начальный коэффициент концентрации нагрузки по изгибной выносливости (до приработки зубьев) для различных схем передачи, изображенных на рисунке 2.3, его принимают по соответствующей колонке таблицы 2.9;

K_{Hv} и K_{Fv} – коэффициенты динамичности по контактной и изгибной прочности, принимают по таблице 2.10 и 2.11, соответственно.

Таблица 2.8 – Значения коэффициента $K_{H\beta}^0$

b/d_1^* (b/d_{m1})	Твердость поверхно- стей зубьев**	Схема передачи							
		1	2	3	4	5	6	7	8
0,2	а	1,70	1,40	1,30	1,18	1,08	1,04	1,02	1,00
	б	1,35	1,20	1,15	1,09	1,05	1,02	1,01	1,00
0,4	а	2,40	1,90	1,60	1,36	1,20	1,12	1,08	1,02
	б	1,70	1,45	1,30	1,18	1,10	1,06	1,05	1,01
0,6	а	3,10	2,40	2,00	1,60	1,34	1,24	1,14	1,06
	б	2,05	1,70	1,50	1,30	1,17	1,12	1,07	1,03
0,8	а	4,00	3,00	2,40	1,86	1,54	1,40	1,26	1,10
	б	2,50	2,00	1,70	1,43	1,27	1,20	1,13	1,05
1,0	а	–	3,60	2,80	2,12	1,80	1,60	1,40	1,20
	б	–	2,30	1,90	1,56	1,40	1,30	1,20	1,10
1,2	а	–	–	3,20	2,44	2,08	1,80	1,60	1,30
	б	–	–	2,10	1,72	1,54	1,40	1,30	1,15
1,4	а	–	–	–	2,80	2,40	2,00	1,80	1,42
	б	–	–	–	1,90	1,70	1,52	1,40	1,21
1,6	а	–	–	–	–	2,80	2,40	2,00	1,60
	б	–	–	–	–	1,90	1,70	1,50	1,30

* Для цилиндрических передач $\frac{b}{d_1} = \psi_a \frac{u+1}{2}$;

для конических передач $\frac{b}{d_{m1}} = 0,166\sqrt{u^2+1}$.

** а – $HB_2 \leq 350$; б – $HB_2 > 350$.

Примечание – Использовать интерполяцию. Например, при $b/d_1 = 1,073$, 5-й схеме передачи и твердости «а» из таблицы находят значения диапазона, в котором расположена искомая величина, $b/d_1 = 1,2 - 1,0 = 0,2$ и $2,08 - 1,80 = 0,28$. Затем определяют отклонение от начала диапазона $1,073 - 1,0 = 0,073$. Потом находят приращение искомого параметра как $0,073 \cdot 0,28 / 0,2 = 0,102$. Затем получают результат $1,8 + 0,102 = 1,902$

Таблица 2.9 – Значения коэффициента $K_{F\beta}^0$

bd_1^* (bd_{m1})	Твердость поверхно- стей зубьев**	Схема передачи							
		1	2	3	4	5	6	7	8
0,2	а	1,53	1,31	1,23	1,15	1,07	1,04	1,04	1,04
	б	1,25	1,16	1,12	1,08	1,04	1,04	1,04	1,04
0,4	а	2,01	1,67	1,46	1,27	1,16	1,09	1,06	1,04
	б	1,53	1,34	1,23	1,13	1,08	1,05	1,04	1,04
0,6	а	2,47	2,01	1,74	1,46	1,26	1,16	1,08	1,06
	б	1,75	1,53	1,38	1,23	1,14	1,08	1,06	1,04
0,8	а	3,03	2,41	2,01	1,62	1,41	1,31	1,21	1,08
	б	2,08	1,74	1,53	1,32	1,21	1,16	1,08	1,04
1,0	а	–	2,80	2,28	1,82	1,60	1,46	1,31	1,16
	б	–	1,95	1,67	1,42	1,31	1,23	1,16	1,08
1,2	а	–	–	2,54	2,04	1,80	1,60	1,46	1,23
	б	–	–	1,81	1,53	1,42	1,31	1,23	1,11
1,4	а	–	–	–	2,28	2,01	1,74	1,60	1,32
	б	–	–	–	1,67	1,53	1,40	1,31	1,16
1,6	а	–	–	–	–	2,23	2,01	1,74	1,46
	б					1,67	1,53	1,38	1,23

* Для цилиндрических передач $\frac{b}{d_1} = \psi_a \frac{u+1}{2}$;
для конических передач $\frac{b}{d_{m1}} = 0,166\sqrt{u^2+1}$.
** а – $HB_2 \leq 350$; б – $HB_2 > 350$.
Примечание. Использовать интерполяцию как в таблице 2.8

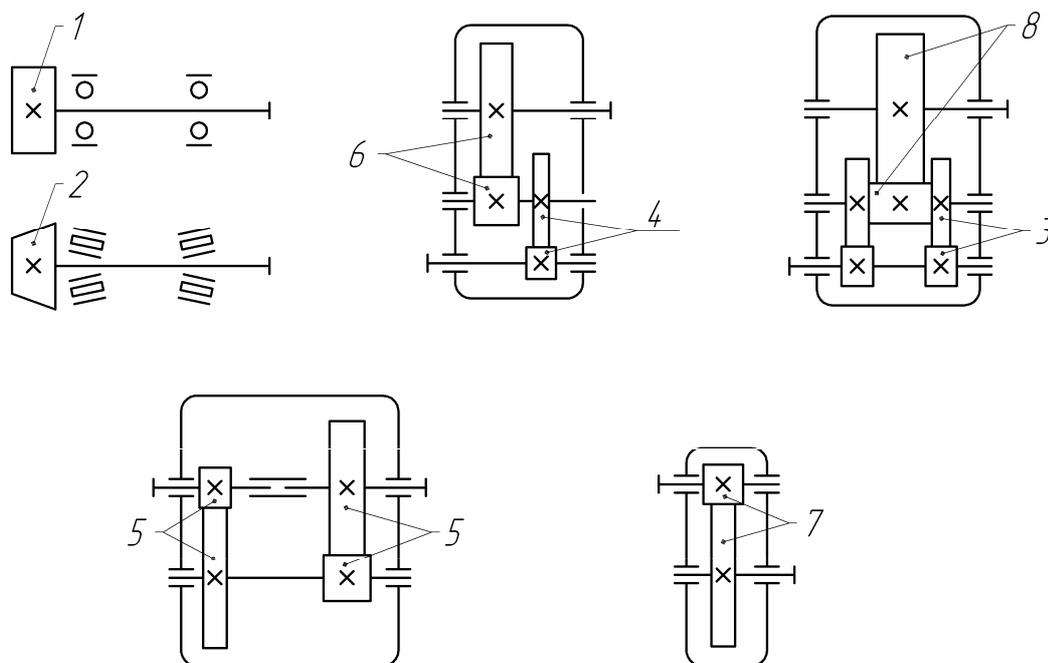


Рисунок 2.3

Таблица 2.10 – Значения коэффициента K_{Hv}

Степень точности	Твердость поверхностей зубьев*	Окружная скорость v , м/с					
		1	2	4	6	8	10
6-я	а	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,03}$	$\frac{1,17}{1,04}$	$\frac{1,23}{1,06}$	$\frac{1,28}{1,07}$
	б	$\frac{1,02}{1,00}$	$\frac{1,04}{1,00}$	$\frac{1,07}{1,02}$	$\frac{1,10}{1,02}$	$\frac{1,15}{1,03}$	$\frac{1,18}{1,04}$
7-я	а	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,07}{1,03}$	$\frac{1,14}{1,05}$	$\frac{1,21}{1,06}$	$\frac{1,29}{1,07}$	$\frac{1,36}{1,08}$
	б	$\frac{1,03}{1,00}$	$\frac{1,05}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,02}$	$\frac{1,14}{1,03}$	$\frac{1,19}{1,03}$	$\frac{1,24}{1,04}$
8-я	а	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,08}{1,02}$	$\frac{1,16}{1,04}$	$\frac{1,24}{1,06}$	$\frac{1,32}{1,07}$	$\frac{1,40}{1,08}$
	б	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,01}$	$\frac{1,10}{1,02}$	$\frac{1,16}{1,03}$	$\frac{1,22}{1,04}$	$\frac{1,26}{1,05}$
9-я	а	$\frac{1,05}{1,01}$	$\frac{1,10}{1,03}$	$\frac{1,20}{1,05}$	$\frac{1,30}{1,07}$	$\frac{1,40}{1,09}$	$\frac{1,50}{1,12}$
	б	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,07}{1,01}$	$\frac{1,13}{1,02}$	$\frac{1,20}{1,03}$	$\frac{1,26}{1,04}$	$\frac{1,32}{1,05}$

* а – $HB_2 \leq 350$; б – $HB_2 > 350$.

Примечания

1 В числителе приведены данные для цилиндрических прямозубых колес, а в знаменателе – для косозубых и конических.

2 Использовать интерполяцию как в таблице 2.8

Таблица 2.11 – Значения коэффициента K_{Fv}

Степень точно- сти	Твердость поверхно- стей зубьев*	Окружная скорость v , м/с					
		1	2	4	6	8	10
6-я	а	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,13}{1,05}$	$\frac{1,26}{1,10}$	$\frac{1,40}{1,15}$	$\frac{1,58}{1,20}$	$\frac{1,67}{1,25}$
	б	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,11}{1,04}$	$\frac{1,14}{1,06}$	$\frac{1,17}{1,07}$
7-я	а	$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,33}{1,11}$	$\frac{1,50}{1,16}$	$\frac{1,67}{1,22}$	$\frac{1,80}{1,27}$
	б	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,05}{1,02}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,13}{1,05}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,22}{1,08}$
8-я	а	$\frac{1,10}{1,03}$	$\frac{1,20}{1,06}$	$\frac{1,38}{1,11}$	$\frac{1,58}{1,17}$	$\frac{1,78}{1,23}$	$\frac{1,96}{1,29}$
	б	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,05}$	$\frac{1,21}{1,07}$	$\frac{1,26}{1,08}$
9-я	а	$\frac{1,13}{1,04}$	$\frac{1,28}{1,07}$	$\frac{1,50}{1,14}$	$\frac{1,77}{1,21}$	$\frac{1,98}{1,28}$	$\frac{2,25}{1,35}$
	б	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,07}{1,02}$	$\frac{1,14}{1,04}$	$\frac{1,21}{1,06}$	$\frac{1,27}{1,08}$	$\frac{1,34}{1,09}$

* а – $HB_2 \leq 350$; б – $HB_2 > 350$.

Примечания
1 В числителе приведены данные для цилиндрических прямозубых колес, а в знаменателе – для косозубых и конических.
2 Использовать интерполяцию как в таблице 2.8

2.3 Расчет цилиндрической зубчатой передачи

На этом этапе выполняют расчет основных параметров зубчатой передачи цилиндрического редуктора, основные геометрические размеры которой представлены на рисунке 2.4. Принятые на рисунке обозначения будут пояснены ниже по ходу расчета передачи.

2.3.1 Определение межосевого расстояния передачи

Предварительно межосевое расстояние зубчатой передачи (мм) определяют из условия контактной прочности активных поверхностей зубьев колеса (если оно – лимитирующий элемент, или шестерни) по формуле

$$a = (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{K}{[\sigma_H]_2 u}\right)^2 \frac{T_2 K_{H\alpha 2} K_H}{\psi_a}}$$

где K – коэффициент, для прямозубых колес он равен 315, а для косозубых, – 270.

Для внешнего зацепления в скобках принимают знак плюс, а для внутреннего – минус.

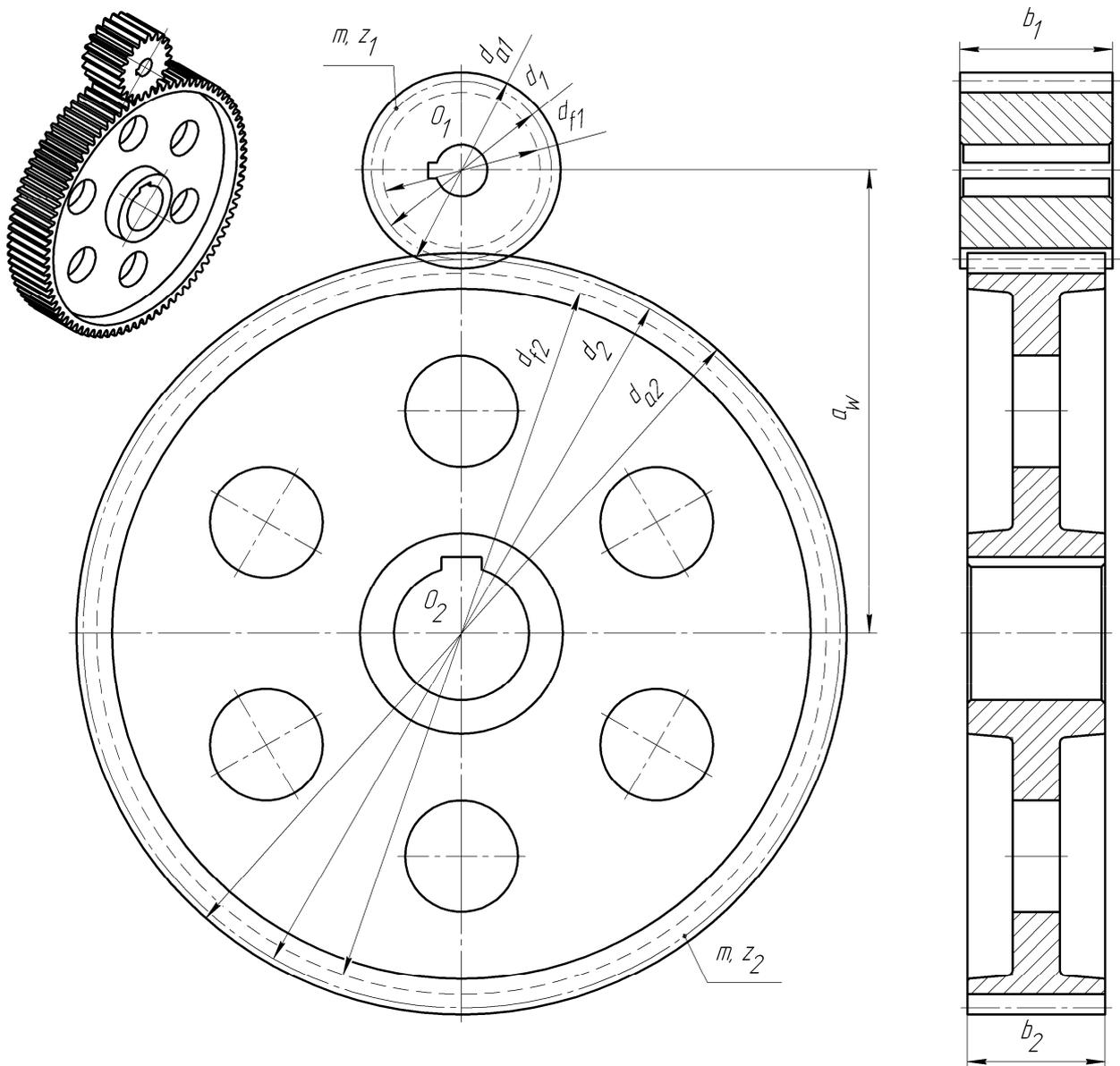


Рисунок 2.4

Затем из ниже приведенного единого ряда главных параметров редукторов принимают ближайшее стандартное значение.

25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710.

2.3.2 Расчет зубьев на контактную прочность и определение ширины колеса и шестерни

Ширину колеса (мм) определяют из выражения

$$b_2 = \psi_a a.$$

Полученное значение округляют до ближайшего большего из следующего ряда $Ra 40$ предпочтительных чисел:

1; 1,05; 1,1; 1,15; 1,2; 1,3; 1,4; 1,5;
 1,6; 1,7; 1,8; 1,9; 2; 2,1; 2,2; 2,4;
 2,5; 2,6; 2,8; 3; 3,2; 3,4; 3,6; 3,8;
 4; 4,2; 4,5; 4,8; 5; 5,3; 5,6; 6;
 6,3; 6,7; 7,1; 7,5; 8; 8,5; 9; 9,5;
 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; 53; 56; 60;
 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95;
 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150;
 160; 170; 180; 190; 200; 210; 220; 240;
 250; 260; 280; 300; 320; 340; 360; 380;
 400; 420; 450; 480; 500; 530; 560; 600;
 630; 670; 710; 750; 800; 850; 900; 950.

Числа приведены с такой разрядностью, с которой они должны быть указаны в размере на чертеже. При технически обоснованной необходимости допускается применять дополнительные размеры [4] (т. 1, стр. 481).

Ширину шестерни b_1 задают больше ширины колеса на величину от 3 до 7 мм и так же округляют до ближайшего большего значения из ряда предпочтительных чисел $Ra 40$.

Зубья колес на контактную прочность проверяют по условию

$$\sigma_{Hi} = K \frac{u \pm 1}{a u} \sqrt{\frac{u \pm 1}{b_2} T_2 K_{H\alpha i} K_H} \leq [\sigma_H]_i.$$

Отклонение напряжения не должно быть больше $\pm 5\%$ от допустимого. Если условие не выполняется, увеличивают a и b_2 , а затем повторяют проверку.

Далее производят проверку зубьев на статическую контактную прочность по кратковременному пиковому или пусковому крутящему моменту двигателя, который был выбран из справочной литературы в п. 1.4 (Выбор приводного электродвигателя), как

$$\sigma_{H \max i} = \sigma_{Hi} \sqrt{\frac{T_{пик}}{T_1 K_{H\alpha i}}} \leq [\sigma_{H \max}]_i.$$

Пиковый момент находят исходя из технического задания на курсовой проект (см. п. 1.2, Варианты заданий на курсовое проектирование) из диа-

граммы нагрузки привода как $T_{ник} = \beta_0 T_n$. Значение $[\sigma_{H \max}]$ определяют по таблице 2.4.

Если $\sigma_{H \max} > [\sigma_{H \max}]$, то увеличивают a и b_2 , а расчеты повторяют.

Затем вычисляют уточненное значение окружной скорости колеса (м/с) как

$$v_2 = \frac{2a \pi n_1}{10^3 \cdot 60 (u \pm 1)}.$$

Уточненное значение сравнивают с ранее полученным предварительным и, в случае, если они отличаются более чем на 10 %, вносят изменения в значение K_H и расчет повторяют с п. 2.2 (Определение допустимых напряжений).

2.3.3 Определение модуля зубчатых колес

Рекомендуется выбирать модуль m для прямозубых колес и нормальный модуль m_n для косозубых и шевронных колес зубчатого зацепления (для прямозубых модуль и есть нормальный модуль) пользуясь следующими соотношениями

$$m_n = 0,015a, \text{ при твердости зубьев } HB \leq 350;$$

$$m_n = 0,025a, \text{ при твердости зубьев } HB > 350.$$

Значение модуля в миллиметрах округляют до ближайшего из следующего стандартного ряда: 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,0; 3,15; 3,5; 4,0; 6,0; 6,3; 8,0; 10. Для силовых передач модуль меньше 1,6 мм не назначают.

На практике обычно выбирают такой модуль, который могут нарезать на имеющемся у предприятия оборудовании с помощью доступных оснастки и инструментов (модульные фрезы, резцы и гребенки).

В случае неудовлетворительных результатов последующих расчетов на прочность зубьев колес можно принимать и другие значения модуля из расширенного стандартного ряда [3] (стр. 51).

2.3.4 Определение угла наклона зуба (для косозубых колес)

Для косозубых и шевронных колес угол наклона зубьев определяют по выражению

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

но значение угла наклона не должно превышать 20° .

Для шевронных колес угол наклона зубьев обычно принимают от 25° до 30° .

Затем проверяют коэффициент осевого перекрытия как

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_2 \sin \beta}{m_n \pi} \geq 1,12.$$

2.3.5 Определение числа зубьев у колес

Суммарное число зубьев ($z_1 + z_2$) передачи с прямыми зубьями определяют по выражению

$$z_\Sigma = \frac{2a}{m}.$$

Это число должно быть целым, поэтому его округляют до ближайшего меньшего целого числа.

Число зубьев шестерни равно

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u \pm 1} \geq 17.$$

Его округляют в ближайшую сторону до целого числа. Число зубьев колеса определяют как $z_2 = z_\Sigma - z_1$. Оно также должно получиться целым.

Суммарное число зубьев ($z_1 + z_2$) передачи с косыми зубьями определяют по выражению

$$z_\Sigma = \frac{2a}{m_n} \cos \beta.$$

Это число должно быть целым, поэтому его округляют до ближайшего меньшего целого числа.

Число зубьев шестерни равно

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u \pm 1} \geq 17 \cos \beta.$$

Его округляют в ближайшую сторону до целого числа.

Если число зубьев шестерни оказалось на один – два зуба меньше допустимого (минимально возможное 13), такую передачу можно выполнить, применив высотную коррекцию с целью исключения подрезания ножек зубьев. Смещение исходного контура определяют как

$$x = \frac{17 - z_1}{17} \leq 0,6.$$

Для зубчатых колес передач с внешним зацеплением обычно принимают $x_2 = -x_1$, тогда суммарное смещение будет равно нулю. Для колеса внутреннего зацепления $x_2 = x_1$.

Для косозубых колес вместо x_1 и x_2 нужно подставлять $x_{n1} = x_1/\cos\beta$ и $x_{n2} = x_2/\cos\beta$.

Число зубьев колеса внешнего зацепления определяют как $z_2 = z_\Sigma - z_1$, для внутреннего зацепления $z_2 = z_\Sigma + z_1$. Оно должно получиться целым.

Фактическое передаточное число передачи можно определить как

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

Его вычисляют с точностью до пяти знаков после запятой и используют с такой точностью в расчетах геометрии зубчатых колес.

2.3.6 Проверочный расчет зубьев на изгибную выносливость

Расчет зубьев на изгибную выносливость является проверочным и выполняется последовательно для зубьев шестерни и колеса. Расчетные напряжения, возникающие в зубе под нагрузкой, не должны быть больше допустимых. Для прямозубых колес условие выглядит как

$$\sigma_{Fi} = \frac{T_2 K_{F\delta i} K_F Y_{Fi} (u \pm 1)}{b_i m a u} \leq [\sigma_F]_i,$$

а для косозубых и шевронных колес –

$$\sigma_{Fi} = \frac{T_2 K_{F\delta i} K_F K_{F\alpha} Y_{Fi} Y_\beta (u \pm 1)}{b_i m_n a u} \leq [\sigma_F]_i,$$

где Y_{Fi} – коэффициент формы зуба шестерни или колеса, который для внешнего зацепления определяют по таблице 2.12 в зависимости от смещения колеса x и эквивалентного числа зубьев зубчатого колеса z_{vi} ;

Y_β – коэффициент угла наклона линии зуба.

Эквивалентное число зубьев колеса рассчитывают как

$$z_{vi} = \frac{z_i}{\cos^3 \beta},$$

а коэффициент угла наклона линии зуба –

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{140}.$$

Таблица 2.12 – Коэффициент формы зуба Y_F

Эквивалентное (биэквивалентное) число зубьев в z_{vi}	Коэффициент смещения колеса x										
	-0,5	-0,4	-0,3	-0,2	-0,1	0	+0,1	+0,2	+0,3	+0,4	+0,5
12									3,9	3,67	3,46
14							4,24	4,00	3,78	3,59	3,42
17					4,5	4,27	4,03	3,83	3,67	3,53	3,40
20				4,55	4,28	4,07	3,89	3,75	3,61	3,50	3,39
25		4,6	4,39	4,20	4,04	3,90	3,77	3,67	3,57	3,48	3,39
30	4,6	4,32	4,15	4,06	3,90	3,80	3,70	3,62	3,55	3,47	3,40
40	4,12	4,02	3,92	3,84	3,77	3,70	3,64	3,58	3,53	3,48	3,42
50	3,97	3,88	3,81	3,76	3,70	3,65	3,61	3,57	3,53	3,49	3,44
60	3,85	3,79	3,73	3,70	3,66	3,63	3,59	3,56	3,53	3,50	3,46
80	3,73	3,70	3,68	3,66	3,62	3,61	3,58	3,56	3,54	3,52	3,50
100	3,68	3,67	3,65	3,62	3,61	3,60	3,58	3,57	3,55	3,53	3,52

Примечание – Использовать интерполяцию. Например, при $z_{vi} = 33$ и коэффициенте смещения $x = +0,2$ из таблицы находят значения диапазона, в котором расположена искомая величина, $z_{vi} = 40 - 30 = 10$ и $3,58 - 3,62 = -0,04$. Затем определяют отклонение от начала диапазона $33 - 30 = 3$. Потом находят приращение искомого параметра как $3 \cdot (-0,4)/10 = -0,012$. Затем получают результат $3,62 + (-0,012) = 3,608$

Если расчетные напряжения, возникающие в зубе под нагрузкой, превысят допустимые более чем на 5 %, то необходимо увеличить межосевое расстояние a и повторить расчеты с п. 2.3.2 (Определение рабочей ширины колеса и шестерни, а также проверка зубьев на контактную прочность). При меньшем отклонении используют высотную коррекцию, принимая (добавляя) смещение $x_1 = -x_2 = 0,1$ (для внутреннего зацепления $x_1 = x_2 = 0,1$) и повторяют проверочный расчет зубьев на изгибную выносливость.

Затем производят проверку зубьев на статическую изгибную выносливость по кратковременному пиковому (или пусковому) крутящему моменту двигателя, который был выбран из справочной литературы в п. 1.4 (Выбор приводного электродвигателя) как

$$\sigma_{F \max i} = \sigma_{Fi} \frac{T_{\text{ник}}}{T_1 K_{F\partial i}} \leq [\sigma_{F \max}]_i.$$

Здесь значение $[\sigma_{F \max}]$ определяют по таблице 2.4.

2.3.7 Определение диаметров зубчатых колес

Ниже приведены формулы для расчета диаметров косозубых цилиндрических колес без высотной коррекции (или при высотной коррекции $x_1 + x_2 = 0$). Для прямозубых расчеты производят по тем же формулам, но $\cos \beta$ равен единице, а нормальный модуль соответственно m . Расчеты производят с точностью до пяти знаков после запятой.

Делительный диаметр шестерни определяют как

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta},$$

а колеса внешнего зацепления

$$d_2 = 2a - d_1.$$

Делительный диаметр колеса внутреннего зацепления находят по формуле

$$d_2 = 2a + d_1.$$

Диаметры (мм) окружностей вершин и впадин зубчатых колес при внешнем зацеплении находят как

$$d_{a1} = d_1 + 2(1 + x_1) m_n;$$

$$d_{f1} = d_1 - 2(1,25 - x_1) m_n;$$

$$d_{a2} = d_2 + 2(1 + x_2) m_n;$$

$$d_{f2} = d_2 - 2(1,25 - x_2) m_n.$$

Для внутреннего зацепления эти же размеры находят по формулам

$$d_{a1} = d_1 + 2(1 + x_1) m_n;$$

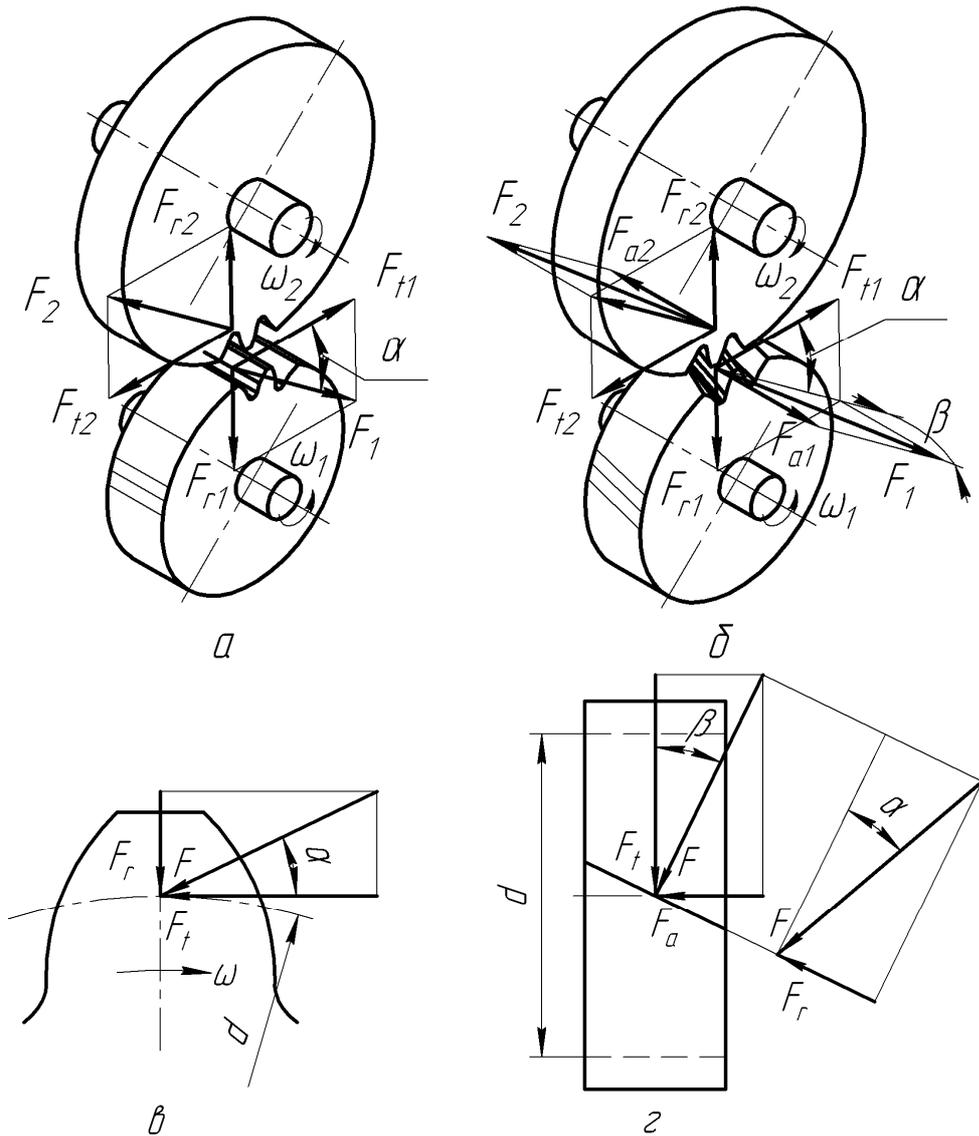
$$d_{f1} = d_1 - 2(1,25 - x_1) m_n;$$

$$d_{a2} = d_2 - 2(1 - x_2 - 0,2) m_n;$$

$$d_{f2} = d_2 + 2(1,25 - x_2) m_n.$$

2.3.8 Определение сил, возникающих в зацеплении зубчатых колес

Ниже приведены расчетные формулы для определения проекций нормальных сил F_1 и F_2 на соответствующие им оси, возникающих в зацеплении цилиндрических передач (силы указаны условно без индекса, поскольку одинаковы для каждого колеса передачи, но направлены взаимно противоположно) и представленных на рисунке 2.5. Для прямозубой цилиндрической передачи (см. рисунок 2.5 а, в) проекции нормальных сил определяют следующим образом.



а, в – силы, приложенные к зубу в прямозубой передаче
б, г – силы, приложенные к зубу в косозубой передаче

Рисунок 2.5

Окружная сила, Н

$$F_t = \frac{T_2(u \pm 1)}{a u} = \frac{2T_2}{d_2}.$$

Радиальная сила, Н

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha.$$

Для косозубой цилиндрической передачи (см. рисунок 2.5 а, з) силы, возникающие в зацеплении, определяют следующим образом.

Окружная сила, Н

$$F_t = \frac{T_2(u \pm 1)}{a u} = \frac{2T_2}{d_2}.$$

Радиальная сила, Н

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}.$$

Осевая сила, Н

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta.$$

Для шевронной цилиндрической передачи силы, возникающие в зацеплении, определяют следующим образом.

Окружная сила на полушевропе, Н

$$F_t = \frac{T_2(u \pm 1)}{2a u} = \frac{T_2}{d_2}.$$

Радиальная сила на полушевропе, Н

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}.$$

Осевая сила на полушевропе, Н

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta.$$

Осевые силы на полушевронах равны по величине и противоположны по направлению.

2.3.9 Определение консольных сил

На входном и выходном валах редукторов всех типов обычно приложены консольные радиальные (распорные) силы, возникающие под действием сил тяжести шкивов ременных передач, звездочек цепных передач и полумуфт, соединяющих валы редуктора с валами сопряженных с ним узлов и механизмов. В этом случае известны массы указанных деталей и соответственно величины и точки приложения радиальных сил (сил тяжести) на консолях валов.

Если же способ присоединения редуктора не задан как в техническом задании (см. п. 1.2, Варианты заданий на курсовое проектирование), то их ориентировочные значения вычисляют по следующим формулам.

Консольная сила на входном валу (шестерни), Н

$$F_{к1} = 3,5 \sqrt{\frac{T_2}{u}},$$

а на выходном валу (колеса), Н

$$F_{к2} = 3,5 \sqrt{T_2}.$$

Точкой приложения консольных сил считают середину выходных концов валов. Направление их назначают по направлению действия силы тяжести насаживаемых деталей.

3 Расчет конической зубчатой передачи

Расчет конической зубчатой передачи производят по несколько упрощенной традиционной методике [3] используя следующие обозначения:

T – крутящий момент на валу, Н·мм;

M – изгибающий момент на валу, Н·мм;

F_t – окружная сила в зацеплении, Н;

F_r – радиальная сила в зацеплении, Н;

F_a – осевая сила в зацеплении, Н;

n – частота вращения вала (зубчатого колеса), мин.⁻¹;

v – окружная скорость зубчатого венца, м/с;

u – передаточное число передачи;

d – диаметр зубчатых колес, мм;

m – модуль зубчатых колес, мм;

z – число зубьев шестерни (колеса);

α – угол зацепления, град.;

β – угол наклона линии зуба шестерни (колеса), град.;

R_e – конусное расстояние, мм;

δ – угол делительного конуса шестерни (колеса), град.;

σ – нормальное напряжение в материалах, МПа;

σ_{Hlim}^0 – предел длительной контактной выносливости, МПа;

σ_{Flim}^0 – предел длительной изгибной выносливости, МПа;

x – смещение исходного контура зубчатого зацепления.

Указанная размерность величин должна соблюдаться при вычислениях.

При вышеприведенных обозначениях нижние индексы обозначают следующее:

i – индекс зубчатого колеса в передаче (1 – относящийся к шестерне, 2 – относящийся к колесу);

H – относящийся к контактной прочности;

F – относящийся к изгибной выносливости;

t – окружной или торцовый;

r – радиальный;

a – осевой;

e – относящийся к большой окружности делительного конуса.

3.1 Выбор материалов для изготовления зубчатых колес

Выбор материалов конических зубчатых колес производят аналогично цилиндрическим (см. п. 2.1, Выбор материалов для изготовления зубчатых колес).

Для изготовления зубчатых колес конических передач применяют те же материалы, что и для цилиндрических передач.

Для объемного и поверхностного упрочнения конических зубчатых колес используют такие же методы, как и для цилиндрических колес.

3.2 Определение допустимых напряжений

3.2.1 Определение коэффициентов эквивалентности нагрузки

Определение коэффициентов эквивалентности нагрузки конических зубчатых колес производят аналогично цилиндрическим (см. п. 3.2.1, Определение коэффициентов эквивалентности нагрузки).

3.2.2 Определение допустимых напряжений

Определение допустимых напряжений конических зубчатых колес производят аналогично цилиндрическим (см. п. 2.2.2, Определение допустимых напряжений).

3.2.3 Определение коэффициентов нагрузки

Ориентировочное значение окружной скорости (м/с) на среднем диаметре зубчатого венца колеса находят из выражения

$$v_2 = \frac{n_1}{10^3 C_v} \sqrt[3]{\frac{T_2}{u^2}},$$

где C_v – коэффициент, учитывающий влияние разных видов термообработки зубьев шестерни и колеса, определяют из таблицы 3.1.

Таблица 3.1 – Величина коэффициента влияния термообработки C_v ,

Вид передачи	Термообработка*				
	$У_1 + У_2$	ТВЧ ₁ + $У_2$	$Ц_1 + У_2$	$\frac{ТВЧ_1 + ТВЧ_2}{3_1 + 3_2}$	$Ц_1 + Ц_2$
Прямозубая	15,0	16,0	17,5	19,5	23,5
С круговым зубом	10	10	11	11	13,5

* У – улучшение; З – закалка объемная; ТВЧ – закалка поверхностная при нагреве ТВЧ; Ц – цементация

Далее из таблицы 3.2 выбирают нужную степень точности передачи.

Нагрузку в зацеплении определяют с учетом неравномерности ее распределения между зубьями и по длине зуба, а также с учетом ее ударного приложения. Поэтому определяют коэффициенты нагрузки K_H и K_F .

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu},$$

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\nu},$$

где $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ – коэффициенты распределения нагрузки по контактной прочности и изгибной выносливости соответственно. Для конических колес в зависимости от степени точности передачи (см. таблицу 3.2) их находят из таблицы 2.7, соответственно;

$K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ – коэффициенты концентрации нагрузки по контактной прочности и изгибной выносливости соответственно. При изготовлении конических передач обычно выбирают материал для изготовления колес твердостью меньше 350 единиц по Бринелю ($HB_2 < 350$), тогда для прямозубых колес

$$K_{H\beta} = K_{H\beta}^0(1 - X) + X \geq 1,05,$$

а для колес с круговым зубом

$$K_{H\beta} = \sqrt{K_{H\beta}^0(1 - X) + X} \geq 1,1.$$

Таблица 3.2 – Рекомендуемая степень точности передачи

Передача	Окружная скорость, м/с			
	<5	5 – 8	8 – 12,5	>12,5
Прямозубая	8	7	–	–
С круговым зубом	9	9	8	7

Если для изготовления колеса выбирают более твердый материал, чем $HB350$, то $K_{H\beta} = K_{H\beta}^0$,

где $K_{H\beta}^0$ – начальный коэффициент концентрации нагрузки по контактной прочности (до приработки зубьев) для одноступенчатого конического редуктора принимают по колонке 2 таблицы 2.8.

Коэффициент концентрации нагрузки по изгибной прочности $K_{F\beta}$ для тех же условий изготовления прямозубых колес определяют как

$$K_{F\beta} = K_{F\beta}^0(1 - X) + X \geq 1,04,$$

а для колес с круговым зубом

$$K_{F\beta} = \sqrt{K_{F\beta}^0(1 - X) + X} \geq 1,08.$$

Если для изготовления колеса выбирают более твердый материал чем $HB350$, то $K_{F\beta} = K_{F\beta}^0$,

где $K_{F\beta}^0$ – начальный коэффициент концентрации нагрузки по изгибной прочности (до приработки зубьев) для одноступенчатого конического редуктора принимают по колонке 2 таблицы 2.9;

K_{Hv} и K_{Fv} – коэффициенты динамичности по контактной и изгибной прочности соответственно принимают по таблице 2.10 и 2.11, соответственно.

3.3 Расчет конической зубчатой передачи

На этом этапе выполняют расчет основных параметров зубчатой передачи конического редуктора, основные геометрические размеры которой представлены на рисунке 3.1. Принятые на рисунке обозначения будут пояснены ниже по ходу расчета передачи.

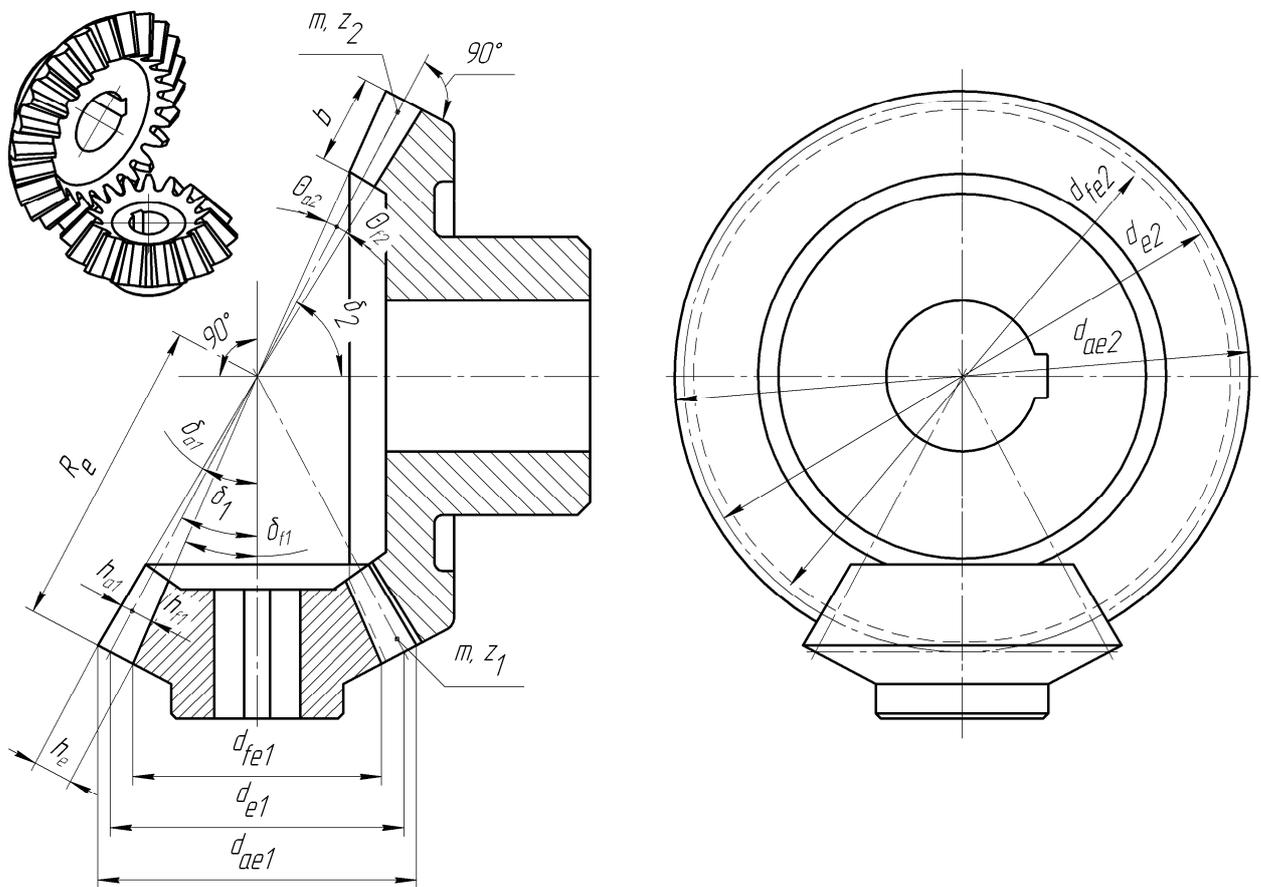


Рисунок 3.1

3.3.1 Определение диаметра основания делительного конуса

Диаметр основания делительного конуса колеса в миллиметрах приблизительно определяют как

$$d_{e2} = 165 \cdot \sqrt[3]{\frac{uT_2 K_{H\beta} K_H}{[\sigma_H]^2 \theta_H}},$$

где θ_H – коэффициент упрочнения, который определяют по таблице 3.3.

В соответствии с единым рядом главных параметров (см. п. 2.3.1, Определение межосевого расстояния передачи) принимают ближайшее стандартное значение d_{e2} .

Таблица 3.3 – Значения коэффициентов, зависящих от термообработки

Расчетные величины	Способ упрочнения зубьев*		
	$Y_1 + Y_2$	ТВЧ ₁ + У ₂ $Z_1 + Y_2$ $\Psi_1 + Y_2$	ТВЧ ₁ + ТВЧ ₂ $Z_1 + Z_2$ $\Psi_1 + \Psi_2$
θ_H	$1,22 + 0,21u$	$1,13 + 0,13u$	$0,81 + 0,15u$
θ_F	$0,94 + 0,08u$	$0,85 + 0,043u$	$0,65 + 0,11u$
K	18	14	11,2

* У – улучшение; Z – закалка объемная; ТВЧ – закалка поверхностная при нагреве ТВЧ; Ψ – цементация

3.3.2 Расчет зубьев на контактную прочность и определение ширины колеса и шестерни

Прежде всего, примерно определяют внешнее конусное расстояние (мм) по формуле

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2} \sqrt{1 + \frac{1}{u^2}}.$$

В конических передачах ширина колеса (мм) и шестерни одинаковы. Ее вычисляют как

$$b = 0,285R_e.$$

Полученное значение округляют до ближайшего из ряда Ra40 (см. п. 2.3.1 Определение межосевого расстояния передачи).

Чтобы удостовериться в отсутствии ошибок в определении основных параметров, и обеспечить полное использование материалов зубчатой пары, проверяют возникающие в зацеплении контактные напряжения, используя выражение

$$\sigma_{Hi} = \frac{2120}{d_{e2}} \sqrt{\frac{uT_2K_{H\alpha}K_H}{d_{e2}\theta_H}} \leq [\sigma_H]_i.$$

Отклонение напряжения не должно быть больше $\pm 5\%$ от допустимого.

Если $\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \leq 0,85$, то нужно уменьшить d_{e2} .

Затем определяют уточненное значение окружной скорости (м/с) зубчатого венца колеса по выражению

$$v_2 = \frac{0,857 d_{e2} \pi n_1}{10^3 \cdot 60 u}.$$

Уточненное значение сравнивают с ранее полученным предварительным и, в случае, если они отличаются более чем на 10% , вносят изменения в значение K_H и расчет повторяют с п. 3.2 (Определение допустимых напряжений).

Затем производят проверку зубьев на статическую контактную прочность по кратковременному пиковому или пусковому крутящему моменту двигателя, который был выбран из справочной литературы в п. 1.4 (Выбор приводного электродвигателя), как

$$\sigma_{H \max i} = \sigma_{Hi} \sqrt{\frac{T_{пик}}{T_1 K_{Hdi}}} \leq [\sigma_{H \max}]_i.$$

Пиковый момент находят исходя из технического задания на курсовой проект (см. п. 1.2, Варианты заданий на курсовое проектирование) из диаграммы нагрузки привода как $T_{пик} = \beta_0 T_H$. Значение $[\sigma_{H \max}]$ определяют по таблице 2.4.

Если $\sigma_{H \max} > [\sigma_{H \max}]$, то увеличивают d_{e2} , а расчеты повторяют.

3.3.3. Определение числа зубьев зубчатых колес

Вначале определяют число зубьев колеса по формуле

$$z_2 = K \cdot \sqrt[5]{u^2} \sqrt[6]{d_{e2}},$$

где K – коэффициент, выбираемый по таблице 3.3.

Затем, зная число зубьев колеса, вычисляют число зубьев шестерни как

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

Полученную величину округляют до ближайшего целого числа, но не менее минимально допустимого по условиям подрезания ножек зубьев. Лучше принять число зубьев шестерни не менее 17, чтобы не использовать вы-

сотную коррекцию зубьев. Если число зубьев шестерни оказалось на один-два зуба меньше допустимого (минимально возможное 12), такую передачу можно выполнить, применив высотную коррекцию с целью исключения подрезания ножек зубьев, или изменением величины конусного расстояния R_e . Величину относительного смещения в этом случае выбирают по таблице 3.4.

Таблица 3.4 – Относительное смещение конической шестерни x_{n1}

Число зубьев z_1	Передачное число u							
	1,00	1,25	1,60	2,00	2,25	3,15	4,00	5,00
12	–	–	–	0,32	0,37	0,39	0,41	0,42
13	–	–	–	0,30	0,35	0,37	0,39	0,40
14	–	–	0,23	0,29	0,33	0,35	0,37	0,38
15	–	0,12	0,22	0,27	0,31	0,33	0,35	0,36
16	–	0,11	0,21	0,26	0,30	0,32	0,34	0,35
18	0,00	0,10	0,19	0,24	0,27	0,30	0,32	0,32
20	0,00	0,09	0,17	0,22	0,26	0,28	0,29	0,29
25	0,00	0,08	0,15	0,19	0,21	0,24	0,25	0,25
30	0,00	0,07	0,11	0,16	0,18	0,21	0,22	0,22
40	0,00	0,05	0,09	0,11	0,14	0,16	0,17	0,17

Примечание – Использовать интерполяцию как в таблице 2.12

Для зубчатых колес конических передач обычно принимают $x_{n2} = -x_{n1}$, тогда суммарное смещение будет равно нулю, при этом толщина зуба шестерни увеличивается, а колеса уменьшается.

Теперь уточняют число зубьев колеса по фактически принятому числу зубьев шестерни как

$$z_2 = z_1 u.$$

Полученную величину округляют до ближайшего целого числа и определяют фактическое передаточное число передачи. Его вычисляют с точностью до пяти знаков после запятой и используют с такой точностью в расчетах геометрии зубчатых колес.

Передачное число уточняют по формуле

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

3.3.4. Определение модуля зубчатых колес

На этой стадии расчета находят внешний торцевой модуль (мм) как

$$m_{te} = \frac{d_{e2}}{z_2}.$$

В случае, если в дальнейшем построение зубьев на трехмерных моделях зубчатых колес будет производиться с использованием торцевого модуля (рекомендуется), то должно быть принято его ближайшее значение из стандартного ряда (см. п. 2.3.3, Определение модуля зубчатых колес). Если же построение зубьев на трехмерных моделях зубчатых колес будет производиться с использованием нормального модуля в среднем сечении m_{nm} , то округление m_{te} до стандартного модуля не обязательно.

3.3.5 Выбор угла наклона зуба (для косозубых и с круговым зубом)

Угол наклона линии зуба β_m в середине зубчатого венца конических колес с круговым зубом обычно принимают равным 35° ($\cos \beta_m = 0,81915$), хотя иногда применяют и другую величину угла наклона линии зуба (даже нулевой).

3.3.6 Проверочный расчет зубьев на изгибную выносливость

Расчет зубьев на изгибную выносливость является проверочным и выполняется последовательно для зубьев шестерни и колеса. Расчетные напряжения, возникающие в зубе под нагрузкой, не должны быть больше допустимых.

Для прямозубых и колес с круговым зубом условие выглядит как

$$\sigma_{Fi} = \frac{2,75 T_2 K_{F\delta i} K_F Y_{Fi} (u \pm 1)}{b m_{te} \theta_F d_{e2}} \leq [\sigma_F]_i,$$

где Y_{Fi} – коэффициент формы зуба шестерни или колеса, который для внешнего зацепления определяют по таблице 2.12 в зависимости от коэффициента смещения колеса x и биэквивалентного числа зубьев колеса z_{vi} . Биэквивалентное число зубьев колеса рассчитывают как

$$z_{vi} = \frac{z_i}{\cos^3 \beta_m \cos \delta_i},$$

где δ_i – угол делительного конуса в градусах, вычисляемый для колеса как

$$\delta_2 = \arctg u,$$

а для шестерни –

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2;$$

θ_F – коэффициент упрочнения, который определяют по таблице 3.3.

Если расчетные напряжения, возникающие в зубе под нагрузкой, превысят допустимые более чем на 5 %, то необходимо увеличить модуль и повторить расчеты с п. 3.3.4 (Определение модуля зубчатых колес). Можно также использовать более прочный материал или применить другую термообработку ранее выбранного. При меньшем отклонении иногда используют высотную коррекцию (см. таблицу 3.4) чтобы изменить коэффициент формы зуба Y_{Fi} , назначаемый по таблице 2.8.

Затем производят проверку зубьев на статическую изгибную выносливость по кратковременному пиковому или пусковому крутящему моменту двигателя, который был выбран из справочной литературы в п. 1.4 (Выбор приводного электродвигателя), как

$$\sigma_{F \max i} = \sigma_{Fi} \frac{T_{\text{пик}}}{T_1 K_{F\delta i}} \leq [\sigma_{F \max}]_i.$$

Значение $[\sigma_{F \max}]_i$ определяют по таблице 2.4.

3.3.7 Определение диаметров и углов зубчатых колес

Поскольку диаметр основания делительного конуса колеса уже определен, то теперь вычисляют диаметр делительного конуса основания шестерни (мм) как

$$d_{e1} = \frac{d_{e2}}{u}$$

и уточняют значение внешнего конусного расстояния по выражению

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2}.$$

Затем определяют число зубьев плоского колеса по формуле

$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}.$$

Далее вычисляют среднее конусное расстояние (мм) по выражению

$$R_{cp} = R_e - 0,5b.$$

Теперь может быть определен расчетный нормальный модуль (мм) в среднем сечении зуба как

$$m_{nm} = \frac{2R_{cp} \cos \beta_m}{z_c}.$$

В случае, если в дальнейшем построение зубьев на трехмерных моделях зубчатых колес будет производиться с использованием торцевого модуля m_{te} (рекомендуется), то округление нормального модуля в среднем сечении зуба до стандартного значения не нужно. Если же построение зубьев на трехмерных моделях зубчатых колес будет производиться с использованием нормального модуля в среднем сечении m_{nm} , то должно быть принято его ближайшее значение из стандартного ряда (см. п. 2.3.3, Определение модуля зубчатых колес).

Далее выполняют расчеты для определения остальных геометрических размеров колес конической передачи. Для удобства вычислений в расчетах используют нормальный модуль в среднем сечении m_{nm} . Расчеты линейных размеров производят в миллиметрах с точностью до пяти знаков после запятой, а угловых – вычисляют с точностью до градусов, минут и секунд.

Высота головки зуба в расчетном сечении

$$h_{a1} = (1 + x_{n1}) m_{nm};$$

$$h_{a2} = (1 - x_{n1}) m_{nm}.$$

Высота ножки зуба в расчетном сечении

$$h_{f1} = (1,25 - x_{n1}) m_{nm};$$

$$h_{f2} = (1,25 + x_{n1}) m_{nm}.$$

Угол ножки зуба

$$\theta_{f1} = \arctg \frac{h_{f1}}{R};$$

$$\theta_{f2} = \arctg \frac{h_{f2}}{R}.$$

Угол головки зуба

$$\theta_{a1} = \theta_{f2};$$

$$\theta_{a2} = \theta_{f1}.$$

Угол конуса вершин

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1};$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2}.$$

Угол конуса впадин

$$\delta_{f1} = \delta_1 + \theta_{f1};$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 + \theta_{f2}.$$

Увеличение высоты головки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец, определяют как

$$\Delta h_{ae1} = 0,5b \operatorname{tg} \theta_{a1};$$

$$\Delta h_{ae2} = 0,5b \operatorname{tg} \theta_{a2}.$$

Внешняя высота головки зуба

$$h_{ae1} = h_{a1} + \Delta h_{ae1};$$

$$h_{ae2} = h_{a2} + \Delta h_{ae2}.$$

Увеличение высоты ножки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец

$$\Delta h_{fe1} = \Delta h_{ae2};$$

$$\Delta h_{fe2} = \Delta h_{ae1}.$$

Внешняя высота ножки зуба

$$h_{fe1} = h_{f1} + \Delta h_{fe1};$$

$$h_{fe2} = h_{f2} + \Delta h_{fe2}.$$

Внешняя высота зуба

$$h_e = h_{ae1} + h_{fe1} = h_{ae2} + h_{fe2}.$$

Диаметр вершин зубьев шестерни и колеса

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1} \cos \delta_1;$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2} \cos \delta_2.$$

Диаметр впадин зубьев шестерни и колеса

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2h_{fe1} \cos \delta_1;$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2h_{fe2} \cos \delta_2.$$

3.3.8 Определение сил, возникающих в зацеплении зубчатых колес

Ниже приведены расчетные формулы для определения проекций нормальных сил F_1 и F_2 на соответствующие им оси, возникающих в зацеплении конической передачи и показанных на рисунке 3.2.

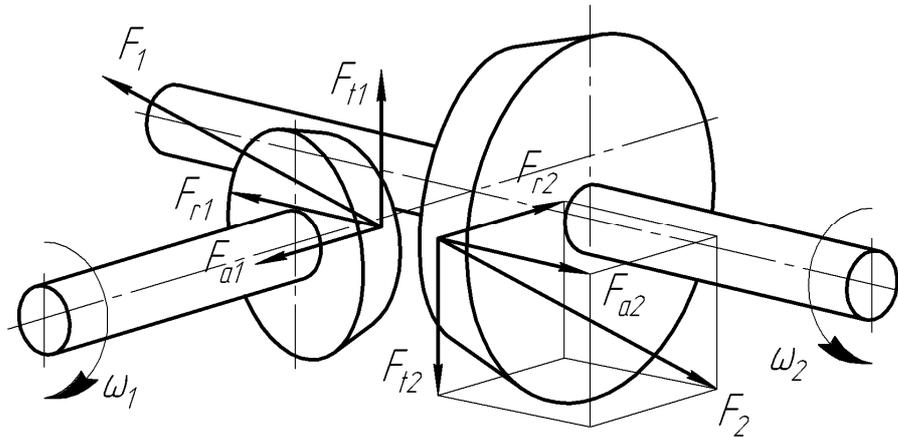


Рисунок 3.2

Окружная сила на шестерне, Н

$$F_{t1} = \frac{2T_2}{0,857d_{e2}}.$$

Осевая сила на шестерне, Н

$$F_{a1} = F_{t1} \gamma_a.$$

Радиальная сила на шестерне, Н

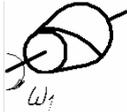
$$F_{r1} = F_{t1} \gamma_r.$$

Коэффициенты γ_a и γ_r вычисляются по таблице 3.5.

Окружная сила на колесе, Н

$$F_{t2} = -F_{t1}.$$

Таблица 3.5 – Формулы для расчета коэффициентов γ_a и γ_r

Схема шестерни	Направление линии зуба и вращения	Коэффициенты	
		γ_a	γ_r
	Правое, по ходу часовой стрелки	$\frac{1}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta_1 + \sin \beta_m \cos \delta_1),$	$\frac{1}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta_1 - \sin \beta_m \cos \delta_1),$
	Левое, против хода часовой стрелки	а при $\beta_m = 35^\circ$ $0,444 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1$	а при $\beta_m = 35^\circ$ $0,444 \cos \delta_1 - 0,7 \sin \delta_1$
	Правое, против хода часовой стрелки	$\frac{1}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta_1 - \sin \beta_m \cos \delta_1),$	$\frac{1}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta_1 + \sin \beta_m \cos \delta_1),$
	Левое, по ходу часовой стрелки	а при $\beta_m = 35^\circ$ $0,444 \sin \delta_1 - 0,7 \cos \delta_1$	а при $\beta_m = 35^\circ$ $0,444 \cos \delta_1 + 0,7 \sin \delta_1$

Осевая сила на колесе, Н

$$F_{a2} = -F_{r1}.$$

Радиальная сила на колесе, Н

$$F_{r2} = -F_{a1}.$$

Знак «минус» указывает на то, что направления сил противоположны.

Затем определяют консольные силы на выходных концах валов, как это делалось в п. 2.3.9 (Определение консольных сил) для цилиндрической зубчатой передачи.

4 Расчет червячной передачи

Расчет червячной зубчатой передачи производят по слегка упрощенной традиционной методике [3] используя следующие обозначения:

T – крутящий момент на валу, Н·мм;

M – изгибающий момент на валу, Н·мм;

F_t – окружная сила в зацеплении, Н;

F_r – радиальная сила в зацеплении, Н;

F_a – осевая сила в зацеплении, Н;

n – частота вращения вала (зубчатого колеса), мин.⁻¹;

$v_{ск}$ – скорость скольжения, м/с;

u – передаточное число передачи;

d – диаметр зубчатых колес, мм;

R – радиус скруглений зубчатых колес, мм;

m – модуль зубчатых колес, мм;

q – коэффициент диаметра червяка;

z – число заходов червяка и зубьев колеса;

α – угол зацепления, град.;

γ – угол подъема витка червяка, град.;

p_1 – расчетный шаг червяка, мм;

η – коэффициент полезного действия;

φ – приведенный угол трения, град.;

K_m – коэффициент теплоотдачи;

$t_{раб}$ – рабочая температура масла, °С;

σ – нормальное напряжение в материалах, МПа;

σ_{Hlim}^0 – предел длительной контактной выносливости, МПа;

σ_{Flim}^0 – предел длительной изгибной выносливости, МПа;

x – смещение исходного контура зубчатого зацепления.

Указанная размерность величин должна соблюдаться при вычислениях.

При вышеприведенных обозначениях нижние индексы обозначают следующее:

i – индекс зубчатого колеса в передаче (1 – относящийся к шестерне, 2 – относящийся к колесу);

H – относящийся к контактной прочности;

F – относящийся к изгибной выносливости;

t – окружной или торцовый;

r – радиальный;

a – осевой.

4.1 Выбор материалов для изготовления зубчатых колес

Материалы червячных пар должны обладать антифрикционными свойствами, хорошей прирабатываемостью и повышенной теплопроводностью,

поскольку вследствие наличия трения скольжения между ними выделяется большое количество тепла.

Червяки всегда испытывают больше циклов нагружения, чем червячные колеса. Поэтому червяки обычно изготавливают из цементуемых сталей. Для ответственных передач чаще всего применяют сталь марки 18ХГТ², 12Х2Н4А, 20Х2Н4А, 12ХН3А, 20ХН3А, 30ХН3А с цементованием и закалкой до твердости *HRC56* или даже *HRC63*. После закалки червяки шлифуют и полируют. Для передач, работающих с большими перерывами и редко испытывающих максимальные нагрузки, могут быть использованы червяки, закаленные нагревом ТВЧ до твердости от *HRC45* до *HRC50*. В этом случае применяют стали марок 40Х, 35ХМ, 40ХН.

В качестве материала для изготовления червячного колеса, работающего при интенсивной нагрузке, используют оловянистые бронзы. При менее напряженной эксплуатации и скорости скольжения до 3 м/с могут быть использованы безоловянистые бронзы и латуни. Если передача работает эпизодически со скоростью менее 2 м/с, то могут применяться серые чугуны.

Очень часто с целью экономии дорогих медьсодержащих сплавов зубчатое колесо делают составным, зубчатый венец изготавливают из цветного сплава, а центральную часть колеса ступицу (маточину) – из стали.

Выбор материала червяка в значительной мере зависит от скорости его скольжения по червячному колесу, поэтому вначале определяют примерную величину скорости (м/с) как

$$v_{ск} = \frac{4n_1}{10^5} \sqrt[3]{T_2}.$$

Затем по таблице 2.3 в зависимости от класса нагрузки или по диаграмме нагружения передачи, заданных в техническом задании на курсовой проект (см. п. 1.2, Варианты заданий на курсовое проектирование), находят коэффициент эквивалентности (приведения) по контактным нагрузкам K_{HE} . А с учетом него по таблице 4.1 выбирают группу материалов, подходящую для изготовления червячного колеса.

Таблица 4.1 – Выбор группы материалов для изготовления червячного колеса

Скорость скольжения $v_{ск}$	Коэффициент эквивалентности K_{HE}			
	более 0,4	от 0,2 до 0,4	от 0,1 до 0,2	менее 0,1
От 8 до 4	Ia	Ia	Iб	Iб
От 4 до 3	Ia	Iб	IIa	IIб
От 3 до 3	Iб	IIa	IIб	III
Менее 3	IIa	IIб	III	III

² Желательно применять подчеркнутые марки сплавов, они заложены в справочник материалов КОМПАСа

Если в техническом задании на проект указана относительная продолжительность включения редуктора (ПВ), то K_{HE} корректируют, умножая его на ПВ. Если же он не задан, то ПВ считают равным единице (безостановочная работа).

Далее переходят к выбору материала колеса. Механические свойства материалов, применяемых для изготовления червячных колес (зубчатых венцов) приведены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Механические свойства материалов, применяемых для изготовления червячных колес

Группа материала по сопротивляемости	Материал	Способ* отливки	Механические свойства, МПа	
			Предел прочности σ_B	Предел текучести σ_T
Ia	<u>БрОНФ-10-1-1</u>	Ц	285	165
	<u>БрОФ-10-1</u>	К	275	200
		З	230	140
Iб	<u>БрОЦС5-5-5</u>	К	200	90
		З	145	80
IIa	<u>БрАЖН-10-4-4</u>	Ц	700	460
		К	650	430
	<u>БрАЖМц-10-3-1,5</u>	К	550	360
		З	450	300
	<u>БрАЖ-9-4</u>	Ц	530	245
		К	500	230
З		425	195	
IIб	<u>ЛМцСО58-2-2-2</u>	Ц	550	330
		К	450	295
		З	400	260
III	<u>СЧ18-36</u>	З	355**	–
	<u>СЧ15-38</u>	З	315**	–

* Ц – центробежное; К – в кокиль; З – в землю.
 ** Указан предел прочности на изгиб

4.2 Определение допустимых напряжений

4.2.1 Определение коэффициентов эквивалентности нагрузки

В червячной передаче всегда лимитирует червячное колесо (поскольку оно изготовлено из менее прочного материала), поэтому режим работы и расчетная нагрузка относятся именно к нему.

Коэффициенты эквивалентности (приведения) режима работы редуктора K_{HE} и K_{FE} также как и в цилиндрических передачах определяют исходя

из класса нагрузки или по диаграмме нагружения передачи, заданных в техническом задании на курсовой проект (см. п. 1.2, Варианты заданий на курсовое проектирование). Они определяются по таблице 2.3 в зависимости от режима термообработки.

Коэффициенты долговечности $K_{H\partial 2}$ и $K_{F\partial 2}$ в зависимости от суммарного числа циклов N_2 работы червячного колеса передачи (наработка) определяют по формулам

$$K_{H\partial 2} = K_{HE} \cdot \sqrt[3]{\frac{N_2}{N_{HG}}};$$

$$K_{F\partial 2} = K_{FE} \cdot \sqrt[9]{\frac{N_2}{N_{FG}}},$$

где N_{HG} – база контактных напряжений, зависящая от твердости материала, определяемая по формуле

$$N_{HG} = 30\text{HB}^{2,4}.$$

По номограмме, приведенной на рисунке 2.1 можно перевести значения твердости из HRC в HB;

N_{FG} – база изгибных напряжений, для червячных передач принимают равной $1 \cdot 10^6$.

Наработку в течение срока эксплуатации редуктора определяют как

$$N_2 = N_p n_2 60,$$

где N_p – ресурс работы редуктора, заданный в техническом задании на курсовой проект в часах (см. п. 1.2, Варианты заданий на курсовое проектирование).

Для безоловянистых бронз, латуней и чугунов (II и III группа материала по сопротивляемости) $K_{H\partial 2}$ принимают равным единице.

4.2.2 Определение допустимых напряжений

Допустимые контактные напряжения $[\sigma_H]_2$ для червячного колеса передачи находят, используя определяемый по таблице 4.3 коэффициент износа C_v по рекомендациям, приведенным в таблице 4.4.

Приведенные в таблице 4.4 значения соответствуют компоновочной схеме редуктора с нижним расположением червяка, где зона зацепления по-

стоянно находится в масле. Если это условие не выполняется, то следует умножать полученные по таблице значения на коэффициент 0,85.

Таблица 4.3 – Значения коэффициента износа C_v

Скорость скольжения $v_{СК}$	менее 1	2	3	4	5	6	7	более 8
Коэффициент износа C_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,80

Таблица 4.4 – Допустимые напряжения материалов червячного колеса

Группа материала по сопротивляемости	$[\sigma_H]_2$, МПа,			$[\sigma_F]_2$, МПа	$[\sigma_{Hmax}]_2$, МПа,	$[\sigma_{Fmax}]_2$, МПа
	Червяк цементированный	Червяк закаленный ТВЧ	Червяк улучшенный			
Ia Iб	$C_v 0,9\sigma_B$	– $C_v 0,75\sigma_B$	–	$0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B$	$4\sigma_T$	$0,8\sigma_T$
IIa IIб	$300 - 25v_{СК}$ $275 - 25v_{СК}$	$275 - 25v_{СК}$ $250 - 25v_{СК}$	–		$2\sigma_T$	
III	–	$200 - 35v_{СК}$	$175 - 35v_{СК}$	$0,22\sigma_B$	$1,65\sigma_B$	$0,75\sigma_B$

Если передача реверсивная, то полученные значения $[\sigma_F]_2$ умножают на коэффициент реверсивности, равный 0,8.

4.2.3 Определение коэффициентов нагрузки

При расчете червячной передачи коэффициенты нагрузки определяют дважды. Вначале при расчете основных параметров передачи, а затем перед проверкой передачи на прочность.

При работе нагрузка, возникающая в зацеплении червячной передачи, неравномерно распределяется по ширине зуба, возникают толчки. Коэффициент нагрузки K_{HF} для червячной передачи используют и при расчете на контактную прочность, и на изгибную выносливость.

$$K_{HF} = K_\beta K_v,$$

где K_β – коэффициент концентрации нагрузки по контактной прочности и изгибной выносливости. При постоянной нагрузке его принимают равным единице. При переменной нагрузке его предварительное значение определяют как

$$K_{\beta} = 0,5(K_{\beta}^0 + 1),$$

где K_{β}^0 – начальный коэффициент концентрации нагрузки по контактной и изгибной прочности (до приработки зубьев), для одноступенчатого червячного редуктора его принимают в зависимости от заходности червяка (z_1) по номограмме на рисунке 4.1. Число заходов червяка выбирают по таблице 4.5;

K_v – коэффициент динамичности, при расчете его предварительное значение принимают равным единице.

Таблица 4.5 – Определение числа заходов червяка

Передаточное число u	от 8 до 14	от 16 до 30	более 31
Число заходов z_1	4	2	1

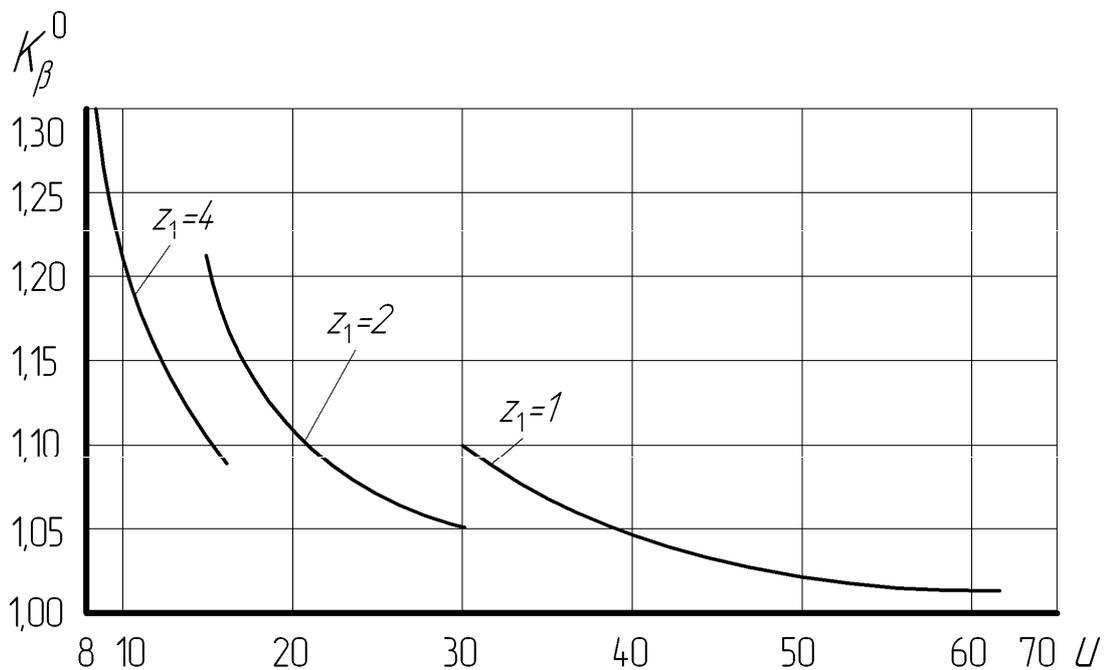


Рисунок 4.1 – Определение коэффициента K_{β}^0
(использовать номограмму как на рисунке 2.2)

4.3 Расчет червячной зубчатой передачи

На этом этапе выполняют расчет основных параметров зубчатой передачи червячного редуктора, основные геометрические размеры которой представлены на рисунке 4.2. Принятые на рисунке обозначения будут пояснены ниже по ходу расчета передачи.

4.3.1 Определение межосевого расстояния

Предварительное значение межосевого расстояния (мм) находят как

Против В.В. Проектирование двухступенчатых редукторов с использованием КОМПАСа

$$a = 61 \cdot 3 \sqrt{\frac{T_2 K_{H\delta 2} K_{HF}}{[\sigma_H]_2^2}}$$

Здесь используют предварительное значение коэффициента нагрузки K_{HF} . Допустимые контактные напряжения $[\sigma_H]_2$ находят по рекомендациям, приведенным в таблице 4.4 для червячного колеса передачи.

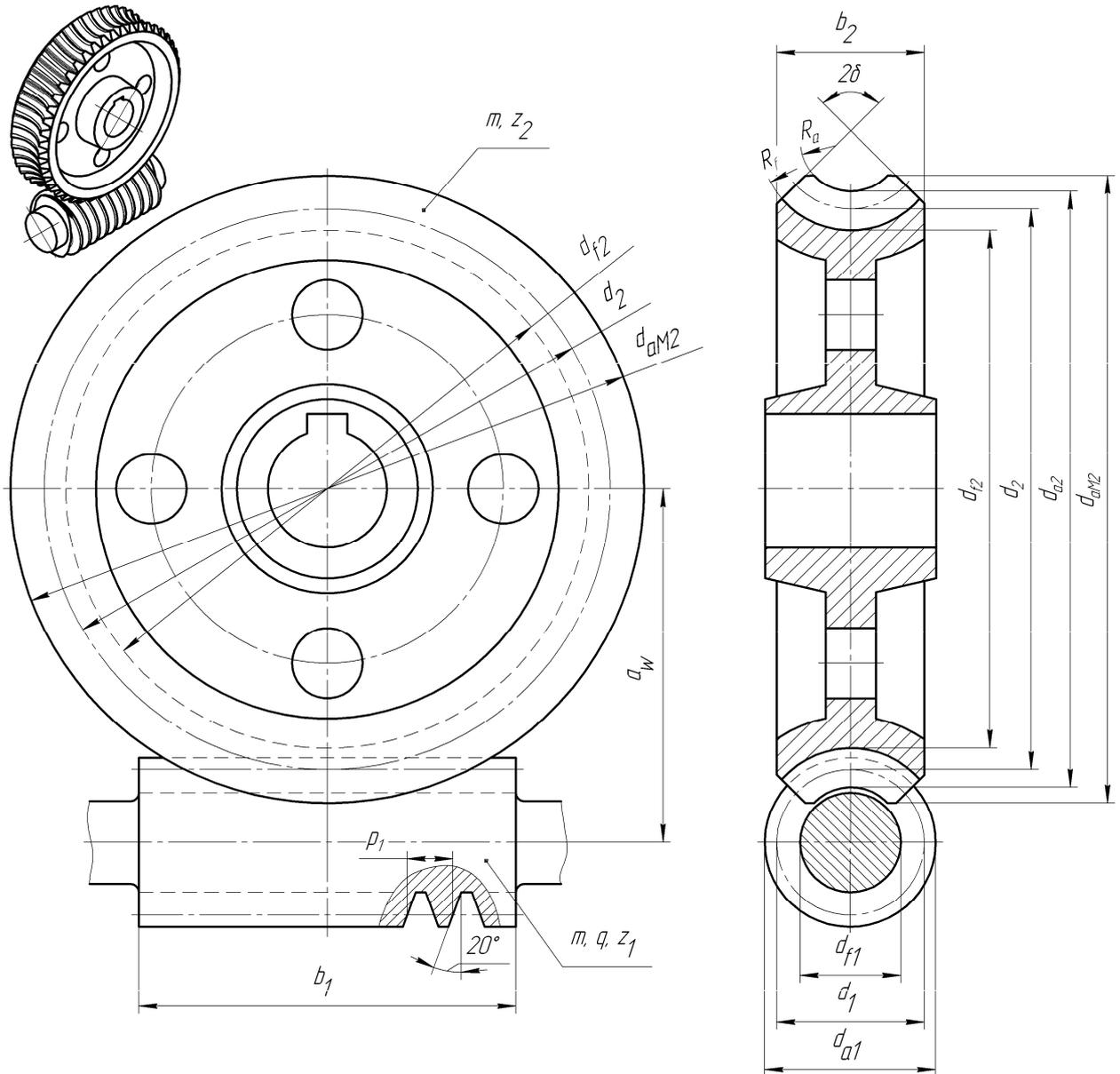


Рисунок 4.2

4.3.2 Определение числа зубьев червячного колеса

Предварительное число зубьев червячного колеса находят из выражения

$$z_2 = z_1 u.$$

4.3.3 Определение модуля и коэффициента диаметра зубчатых колес

Вначале предварительно определяют модуль m в миллиметрах по формуле

$$m = 1,6 \frac{a}{z_2},$$

который округляют до ближайшего значения из стандартного ряда (см. п. 2.3.3, Определение модуля зубчатых колес). Потом вычисляют коэффициент диаметра как

$$q = \frac{2a}{m} - z_2.$$

Полученное значение округляют до ближайшего значения из следующего стандартного ряда: 8; 10; 12,5; 14; 16; 20.

Все приведенные значения коэффициента диаметра червяка q разрешено применять при числе витков червяка z_1 , равном 1, 2 и 4. Значения коэффициента диаметра, равные 18 и 25 допустимо использовать только для однозаходного червяка.

4.3.4 Определение коэффициент смещения исходного контура

Коэффициент смещения определяют по формуле

$$x = \frac{1}{m} \left[a - \frac{m}{2} (z_2 + q) \right].$$

Он должен находиться в пределах ± 1 . Если это условие не выполняется, то изменяют a , m , z_2 , q и добиваются его соблюдения, пересчитывая параметры передачи с п. 4.3.1 (Определение межосевого расстояния). После этого определяют фактическое значение передаточного числа как

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

4.3.5 Определение диаметров и углов зубчатых колес

Далее определяют основные геометрические размеры в миллиметрах и углы в градусах червяка и червячного колеса

4.3.5.1 Червяк

Делительный диаметр

$$d_1 = m q.$$

Начальный диаметр

$$d_{w1} = m (q + 2x).$$

Диаметр вершин витков

$$d_{a1} = d_1 + 2 m.$$

Диаметр впадин витков

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 m_1.$$

Делительный угол подъема витков

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q}.$$

Начальный угол подъема витков

$$\gamma_w = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q + 2x}.$$

Расчетный шаг червяка (расстояние между характерными точками соседних витков червяка), мм

$$p_1 = \pi m.$$

Ход витка червяка (расстояние между характерными точками соседних витков спирали одного захода), мм

$$p_{z1} = p_1 z_1.$$

Длину нарезаемой части червяка b_1^0 определяют в зависимости от заходности червяка по рекомендациям, приведенным в таблице 4.6.

Длина шлифуемого червяка равна

$$b_1 = b_1^0 + 4m,$$

а нешлифуемого $b_1 = b_1^0$.

4.3.5.2 Червячное колесо

Делительный диаметр

$$d_2 = m z_2.$$

Таблица 4.6

Коэффициент смещения x	Заходность червяка z_1	
	1 и 2	4
-1,0	$b_1^0 \geq (10,5 + 0,06z_2) m$	$b_1^0 \geq (10,5 + 0,09z_2) m$
-1,5	$b_1^0 \geq (8 + 0,06z_2) m$	$b_1^0 \geq (9,5 + 0,09z_2) m$
0	$b_1^0 \geq (11 + 0,06z_2) m$	$b_1^0 \geq (12,5 + 0,09z_2) m$
+0,5	$b_1^0 \geq (11 + 0,1z_2) m$	$b_1^0 \geq (12,5 + 0,1z_2) m$
+1,0	$b_1^0 \geq (12 + 0,1z_2) m$	$b_1^0 \geq (13 + 0,1z_2) m$

Диаметр вершин зубьев

$$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x).$$

Наибольший диаметр колеса

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}.$$

Диаметр впадин

$$d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - x).$$

Радиус линии головок зубьев колеса, который обязательно проставляют на чертеже, поскольку он должен быть изготовлен на заготовке червячного колеса перед нарезанием зубьев, находят по формуле

$$R_a = 0,5d_1 - m.$$

Радиус линии ножек зубьев колеса. Этот размер не указывают на чертежах, поскольку он образуется автоматически при нарезании фрезой зубьев на колесе, определяют как

$$R_f = 0,5d_1 + 1,2m.$$

Угол подъема витка червяка на начальном цилиндре

$$\gamma_w = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q + 2x}.$$

Ширина венца червячного колеса

$$b_2 = \psi_a a,$$

где ψ_a – коэффициент ширины зубчатого венца. Принимают равным 0,355 для одно и двухзаходных червяков, и равным 0,315 для четырехзаходных.

4.3.6 Проверочный расчет зубьев на контактную прочность

После расчета основных параметров червячной передачи (межосевого расстояния a , модуля зацепления m , коэффициента диаметра червяка q , числа заходов червяка z_1 , числа зубьев колеса z_2 , начального диаметра червяка d_{w1} и др.) производят проверочный расчет зубьев на контактную прочность и изгибную выносливость. Для этого определяют уточненный коэффициент K_{HF} , который вычисляют по той же формуле (см. п 4.2.3, Определение коэффициентов нагрузки), подставляя уточненные коэффициенты K_β и K_v . Они определяются следующим образом.

Коэффициент концентрации нагрузки по контактной и изгибной прочности K_β при проверочном расчете определяют как

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 (1 - X).$$

где θ – коэффициент деформации червяка, определяют по таблице 4.7 в зависимости от заходности червяка z_1 и коэффициента его диаметра q .

Коэффициент режима X определяют по таблице 2.3.

Коэффициент динамичности по контактной и изгибной прочности K_v при проверочном расчете определяют в зависимости от окружной скорости колеса по таблице 2.10, как коэффициент K_{Hv} для цилиндрических передач, имеющих твердость рабочих поверхностей зубьев колес меньше 350 единиц по Бринеллю ($HV \leq 350$) и ту же степень точности, т.е. по знаменателю строка «а». Окружную скорость колеса (м/с) вычисляют как

$$v_2 = \frac{\pi m z_2 n_2}{60 \cdot 10^3} = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 10^3}.$$

Таблица 4.7

Число заходов червяка z_1		Коэффициент диаметра червяка q					
		8	10	12,5	14	16	20
1	γ	7°7'	5°43'	4°35'	4°05'	3°35'	2°25'
	θ	72	108	154	176	225	248
2	γ	14°2'	11°19'	9°6'	8°8'	7°7'	5°43'
	θ	57	86	121	140	171	197
4	γ	26°34'	21°48'	17°45'	15°57'	14°2'	11°19'
	θ	47	70	98	122	137	157

Степень точности передачи также определяют по номограмме, приведенной на рисунке 2.2 в зависимости от окружной скорости колеса.

Затем находят фактическую скорость скольжения (м/с) по формуле

$$V_{ск} = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60 \cdot 10^3 \cos \gamma_w}.$$

По фактической скорости скольжения, пользуясь таблицей 4.3 снова определяют коэффициент C_v , а затем в соответствии с указаниями таблицы 4.4 уточняют значения допустимых напряжений $[\sigma_H]_2$ и $[\sigma_F]_2$ для материала колеса.

Далее определяют фактическое контактное напряжение как

$$\sigma_{H2} = \frac{480}{d_2} \sqrt{\frac{T_2 K_{HF}}{d_{w1}}} \leq [\sigma_H]_2.$$

Отклонение напряжения не должно быть больше $\pm 5\%$ от допустимого. Если фактические напряжения меньше допустимых более чем на 10% , то целесообразно подобрать более дешевый материал для изготовления червячного колеса. Если $\frac{\sigma_{H2}}{[\sigma_H]_2} \leq 0,85$, то нужно уменьшить межосевое расстояние a из единого ряда размеров и вновь определить σ_{H2} .

Далее проверяют зубья на статическую контактную прочность по формуле

$$\sigma_{H \max 2} = \sigma_{H2} \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_1 K_{H\theta 2}}} \leq [\sigma_{H \max}]_2.$$

Пиковый момент находят исходя из технического задания на курсовой проект (см. п. 1.2, Варианты заданий на курсовое проектирование) из диа-

граммы нагрузки привода как $T_{ник} = \beta_0 T_H$. Значение $[\sigma_{H \max}]_2$ определяют по таблице 4.4. Если $\sigma_{H \max 2} > [\sigma_{H \max}]_2$, то увеличивают a , а расчеты повторяют.

4.3.7 Проверочный расчет зубьев на изгибную выносливость

Проверку зубьев червячного колеса на изгибную выносливость производят по формуле

$$\sigma_{F2} = \frac{1,54 T_2 K_{F\partial 2} K_{HF} Y_{F2} \cos \gamma_w}{m d_{w1} d_2} \leq [\sigma_F]_2,$$

где Y_{F2} – коэффициент формы зуба, определяемый в зависимости от эквивалентного числа зубьев по таблице 4.8.

Таблица 4.8

Эквивалентное число зубьев z_{v2}	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150
Коэффициент формы Y_{F2}	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27
Примечание – Использовать интерполяцию как в таблице 2.12											

Эквивалентное число зубьев червячного колеса вычисляют как

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma_w}.$$

Далее проверяют зубья червячного колеса на статическую изгибную выносливость как

$$\sigma_{F \max 2} = \sigma_{F2} \frac{T_{ник}}{T_1 K_{F\partial 2}} \leq [\sigma_{F \max}]_2.$$

Значение $[\sigma_{F \max}]_2$ определяют по таблице 4.4.

4.3.8 Тепловой расчет червячной передачи

Поскольку коэффициент полезного действия червячного редуктора не высок, при его работе выделяется большое количество тепловой энергии, что может привести к перегреву масла и заклиниванию редуктора. Поэтому не-

обходима проверка величины рабочей температуры смазывающего передачу масла.

Вначале определяют КПД редуктора по формуле

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \varphi)},$$

где φ – приведенный угол трения, зависит от материала червячного колеса и скорости скольжения, находят по таблице 4.9.

Затем определяют мощность на червяке как

$$P_1 = \frac{T_2 n_2}{10^3 \eta 9550}.$$

Таблица 4.9

Скорость скольжения $v_{ск}$, м/с	Приведенный угол трения φ	
	I группа материала	I, II и III группа материала
0,01	5°40'	6°50'
0,10	4°30'	5°10'
0,25	3°40'	4°20'
0,50	3°10'	3°40'
1,00	2°20'	3°10'
1,50	2°20'	2°50'
2,00	2°00'	2°30'
2,50	1°40'	2°20'
3,00	1°30'	2°00'
4,00	1°20'	1°40'
7,00	1°00'	1°30'
10,00	0°55'	1°20'
15,00	0°50'	1°10'

Примечание – Использовать интерполяцию как в таблице 2.12

Обычно редукторы не снабжают дополнительными вентиляторами, отводящими тепло от его корпуса струей воздуха. Температура нагрева смазывающего масла (°С) в масляной ванне червячного редуктора без обдува его вентилятором определяют по формуле

$$t_{раб} = \frac{(1 - \eta)P_1}{K_m A(1 + \psi)} + 20^\circ \leq [t]_{раб},$$

где K_m – коэффициент теплоотдачи, обычно принимают равным от 9 до 17 Вт/(м²·°С) в зависимости от условий охлаждения редуктора (большие значения выбирают при хороших условиях охлаждения);

A – поверхность охлаждения корпуса, м². Равна поверхности всех стенок и ребер, кроме поверхности дна. На этом этапе ее можно приближенно принять по таблице 4.10 в зависимости от межосевого значения передачи;

ψ – коэффициент, учитывающий отвод тепла от корпуса редуктора в раму или металлическую плиту основания, принимают равным 0,3;

$[t]_{раб}$ – максимально допустимая рабочая температура нагрева смазывающего передачу масла, при которой оно еще не теряет нужных свойств, обычно принимают равной 95 °С.

Таблица 4.10

Межосевое расстояние a , мм	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280
Поверхность охлаждения A , м ²	0,16	0,24	0,35	0,42	0,53	0,65	0,78	0,95	1,14	1,34
Примечание – Использовать интерполяцию как в таблице 2.12										

4.3.9 Определение сил, возникающих в зацеплении зубчатых колес

Ниже приведены расчетные формулы для определения проекций нормальных сил F_1 и F_2 на соответствующие и оси, возникающих в зацеплении червячной передачи и представленных на рисунке 4.3.

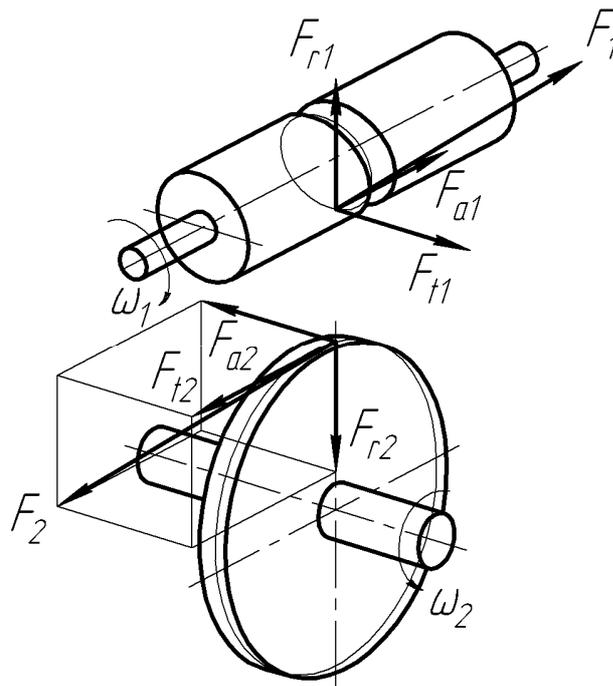


Рисунок 4.3

Окружная сила на червяке, Н

$$F_{t1} = \frac{2T_2}{d_{w1}u\eta}.$$

Осевая сила на червяке, Н

$$F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2}.$$

Радиальная сила на червяке, Н

$$F_{r1} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha.$$

Поскольку стандартный угол зацепления α равен 20° , поэтому

$$F_{r1} = 0,364F_{t2}.$$

Окружная сила на колесе, Н

$$F_{t2} = -F_{a1}.$$

Осевая сила на колесе, Н

$$F_{a2} = -F_{t1}.$$

Радиальная сила на колесе, Н

$$F_{r2} = -F_{r1}.$$

Знак «минус» указывает на то, что направления сил противоположны.

Затем определяют консольные силы на выходных концах валов, как это делалось в п. 2.3.9 (Определение консольных сил) для цилиндрической зубчатой передачи.

5 Построение трехмерных моделей зубчатых колес

В настоящих методических указаниях все примеры и комментарии по построению трехмерных моделей, графических и текстовых документов в среде КОМПАСа сделаны для стандартной (заводской) настройки интерфейса машиностроительного профиля в стиле Microsoft® Office 2003.

Существует несколько общих для всех электронных моделей правил (как для деталей, так и сборочных единиц), которые необходимо выполнять во избежание потери информации и накопления неточностей в документах.

Прежде всего, на USB устройстве флеш-памяти рекомендуется создать новую папку с названием, включающим личные данные студента – «Фамилия, группа, тип редуктора, вариант», в которую будут сохраняться все файлы, связанные с выполнением курсового проекта, как это показано на рисунке 5.1 (имя папки в заголовке окна).

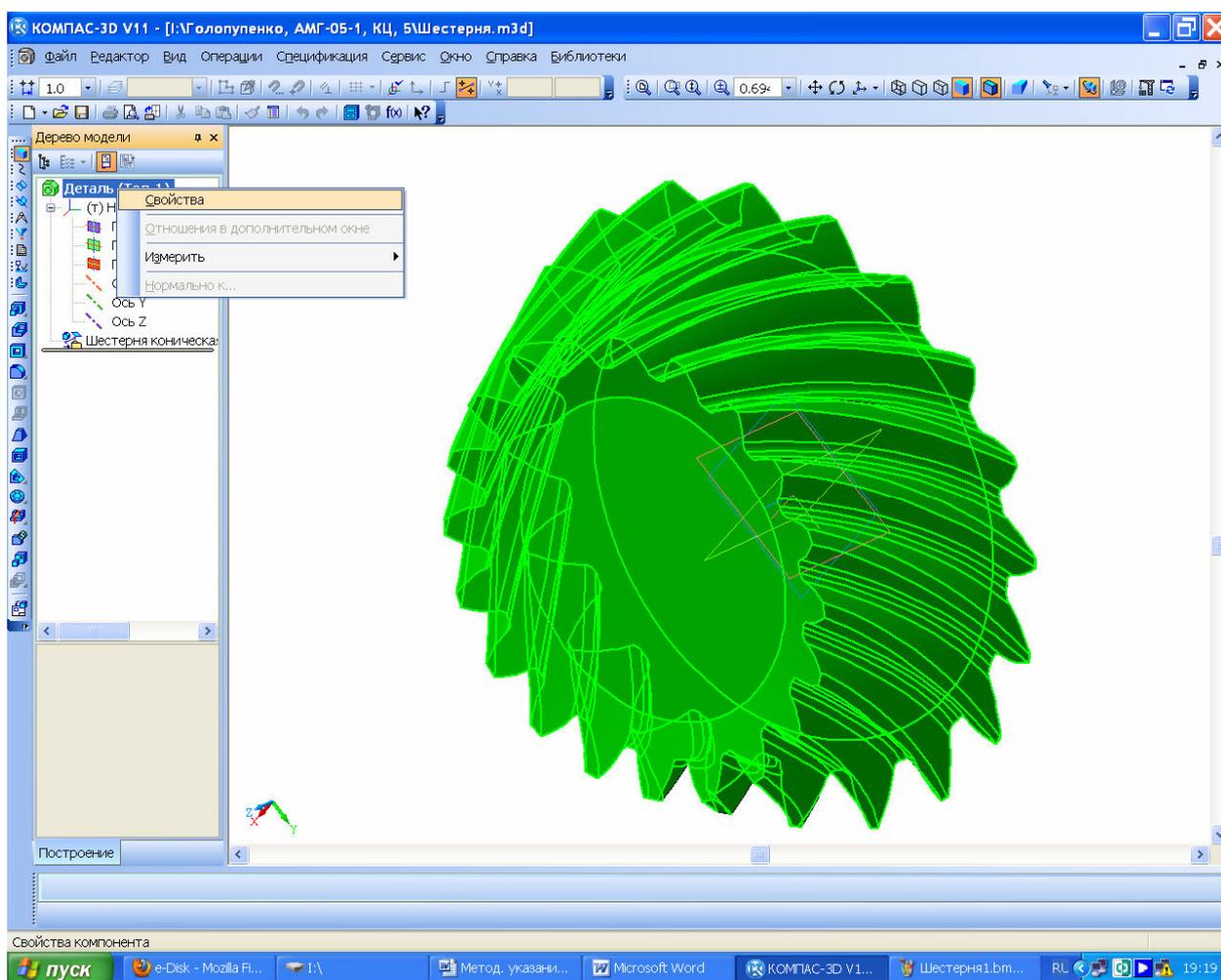


Рисунок 5.1

Ни в коем случае нельзя забывать сохранять файлы под узнаваемыми в последствии именами, например, «Шестерня», «Колесо», «Вал тихоходный», «Крышка проходная», «Редуктор» и всегда в одну и ту же папку.

Как на стадии построения трехмерной модели детали, так и впоследствии при ее редактировании нужно обязательно заполнить ячейки панели свойств файла детали. Для этого нужно навести курсор в дереве построения на его верхнюю строчку, и нажать правую кнопку мышки. Появится подменю, в котором следует выбрать строчку «Свойства» и нажать левую кнопку мышки (см. рисунок 5.1).

В нижней части экрана монитора, как это показано на рисунке 5.2, появится панель «Свойства», где обязательно заполняют ячейку «Наименование» присваивая детали состоящее из одного-двух слов имя (лучше такое же, как и имя файла).

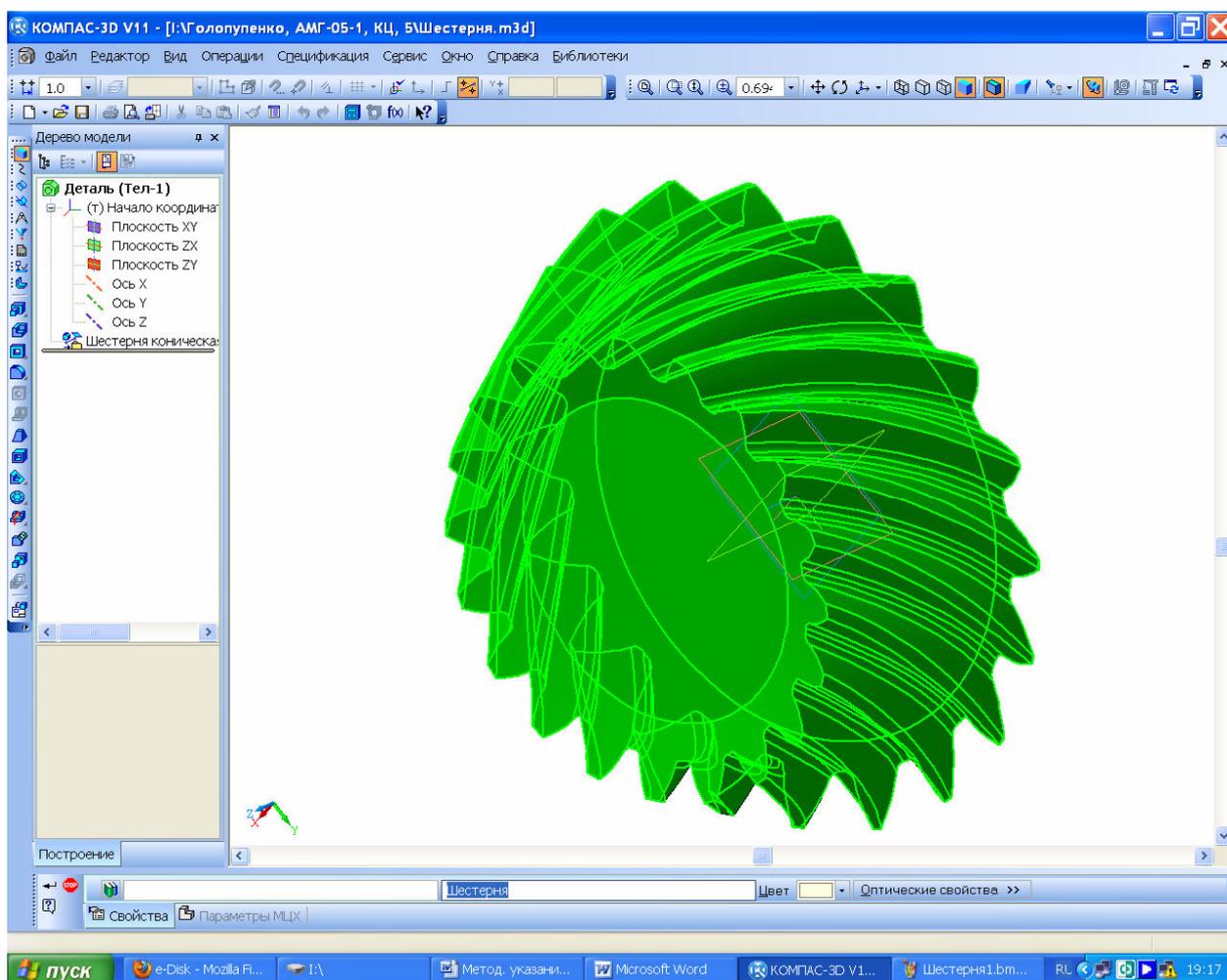


Рисунок 5.2

По возможности на этой стадии заполняют «Обозначение», Но перед выпуском чертежей в печать оно обязательно должно быть проверено и заполнено в соответствии со спецификацией к сборочной единице, в которой деталь будет участвовать как составная часть. Тоже касается сборок, за исключением выбора материала, поскольку он выбирается для каждой детали в отдельности. Для этого открывают закладку «Параметры МЦХ», как это показано на рисунке 5.3, и выбирают «Материал», из которого деталь должна изготавливаться. По умолчанию программа предлагает заложить в качестве

материала «*Сталь 10 ГОСТ 1050-88*» и если не изменить его, то именно этот материал будет в последствии передан в чертеж детали. Чтобы сохранить выбранные параметры нужно нажать на кнопку  «Создать объект» на панели «Свойства детали».

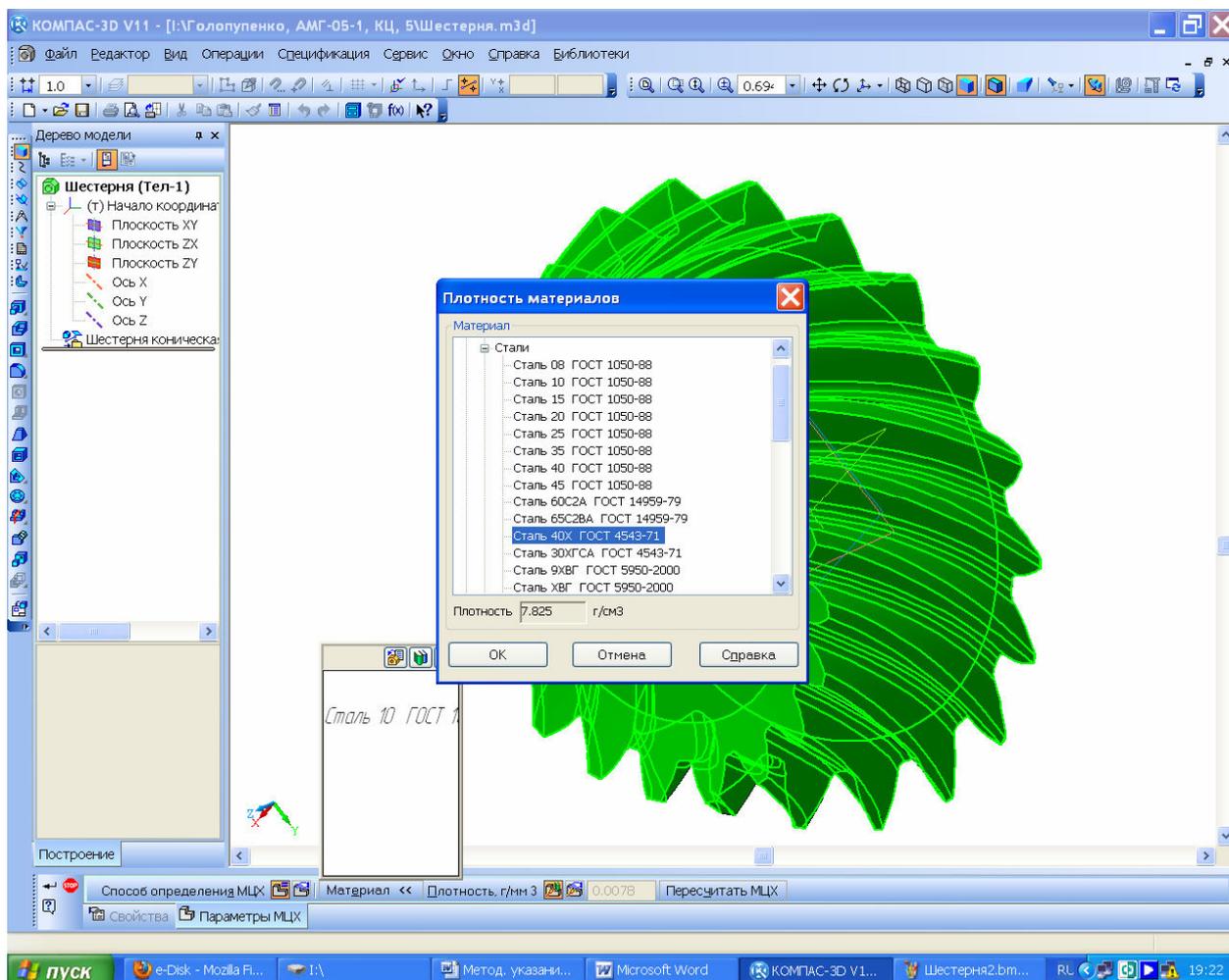


Рисунок 5.3

Часто изображения основных плоскостей и осей мешают восприятию изображения трехмерной модели и их скрывают при помощи команды «Вид→Скрыть». Можно даже «Скрыть все вспомогательные объекты».

Чтобы понимать приведенное ниже описание процедур работы в КОМПАСе, студент должен параллельно пробовать выполнять их на компьютере в работающей программе.

5.1 Построение зубчатых колес цилиндрической передачи

Завершив расчет зубчатой передачи, переходят к построению электронных моделей зубчатых колес, которые выполняют в библиотеке КОМПАС-SHAFT 2D, используя в качестве исходных данных результаты некоторых промежуточных расчетов, сделанных ранее.

Для начала построения создают новый файл КОМПАСа в формате «Чертеж» или «Фрагмент» и сохраняют его под узнаваемым в последствии именем, например, «Шестерня», или «Колесо», в зависимости от того, с какой детали зубчатого зацепления начинают построения. Потом в меню «Менеджер библиотек» открывают библиотеку «Расчет и построение» и КОМПАС-SHAFT 2D, а затем команду «Построение модели». В выпавшем меню нажимают кнопку «Новая модель», а в новом подменю «Выбор типа отрисовки» выбирают, например, «В полуразрезе» и нажимают курсором «ОК», как это показано на рисунке 5.4.

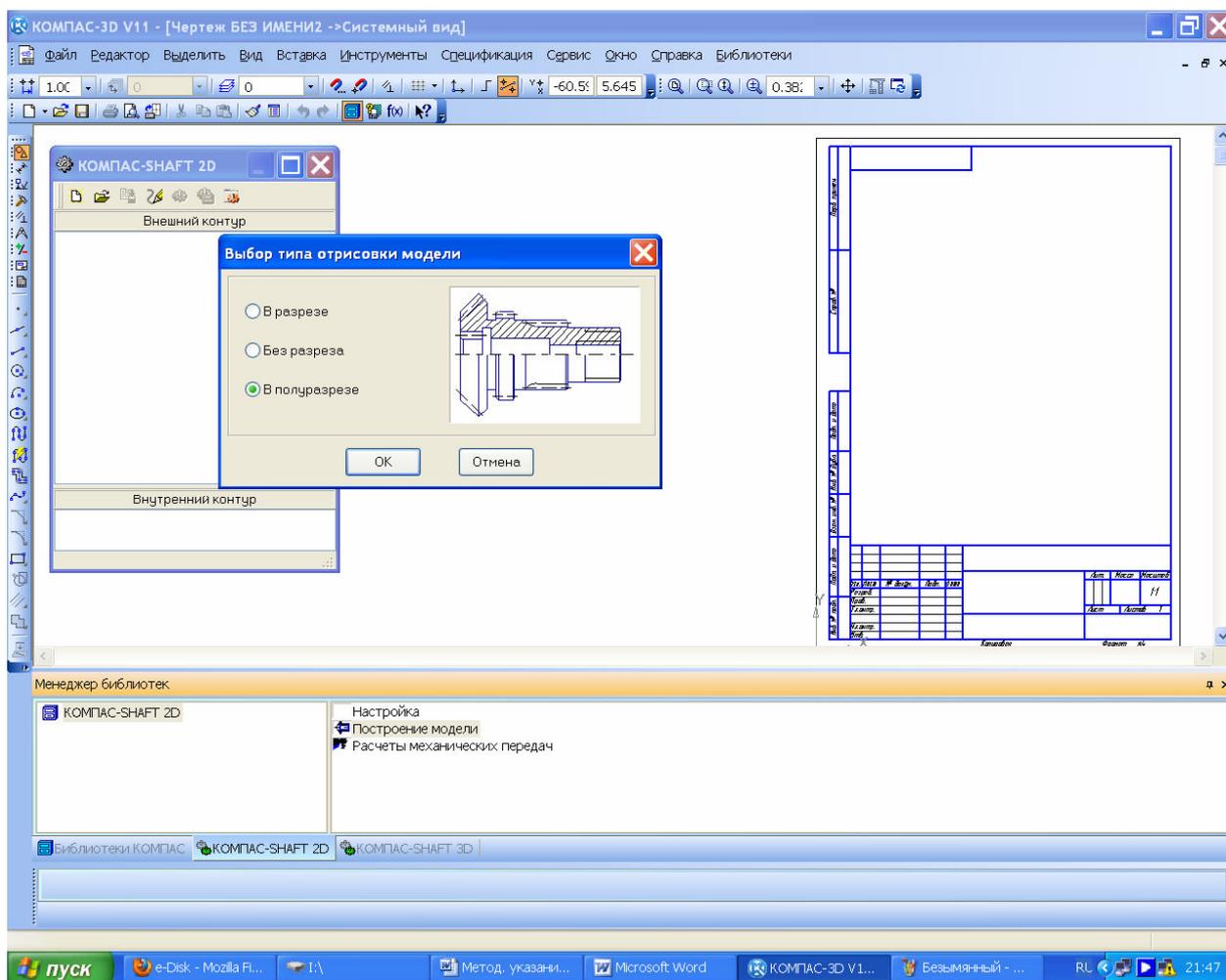


Рисунок 5.4

Курсором вида «крест» + привязываются к началу координат на экране монитора, нажимая левую кнопку мышки. При этом вновь открывается меню КОМПАС-SHAFT 2D, где в верхнем окне «Внешний контур» появилось дерево построения модели. Выбирают именно верхнее окно, поскольку в проектируемом редукторе используются только колеса внешнего зацепления.

Нажимают на кнопку «Элементы механических передач» и выбирают в выпавшем подменю тип зубчатой передачи, которую требуется по-

строить в курсовом проекте, например,  «Шестерню цилиндрической зубчатой передачи». Это видно на рисунке 5.5. После этого выпадает новое подменю расчета соответствующей передачи. На этом этапе, как показано на рисунке 5.6, есть возможность задать фаски и галтели торцов зубчатых колес передачи, затем нажать на кнопку «Запуск расчета». Появляется новое подменю, в котором можно выбрать последовательность расчета из предложенных программой вариантов, – «Геометрический расчет», «Расчет на прочность» и «Расчет на долговечность».

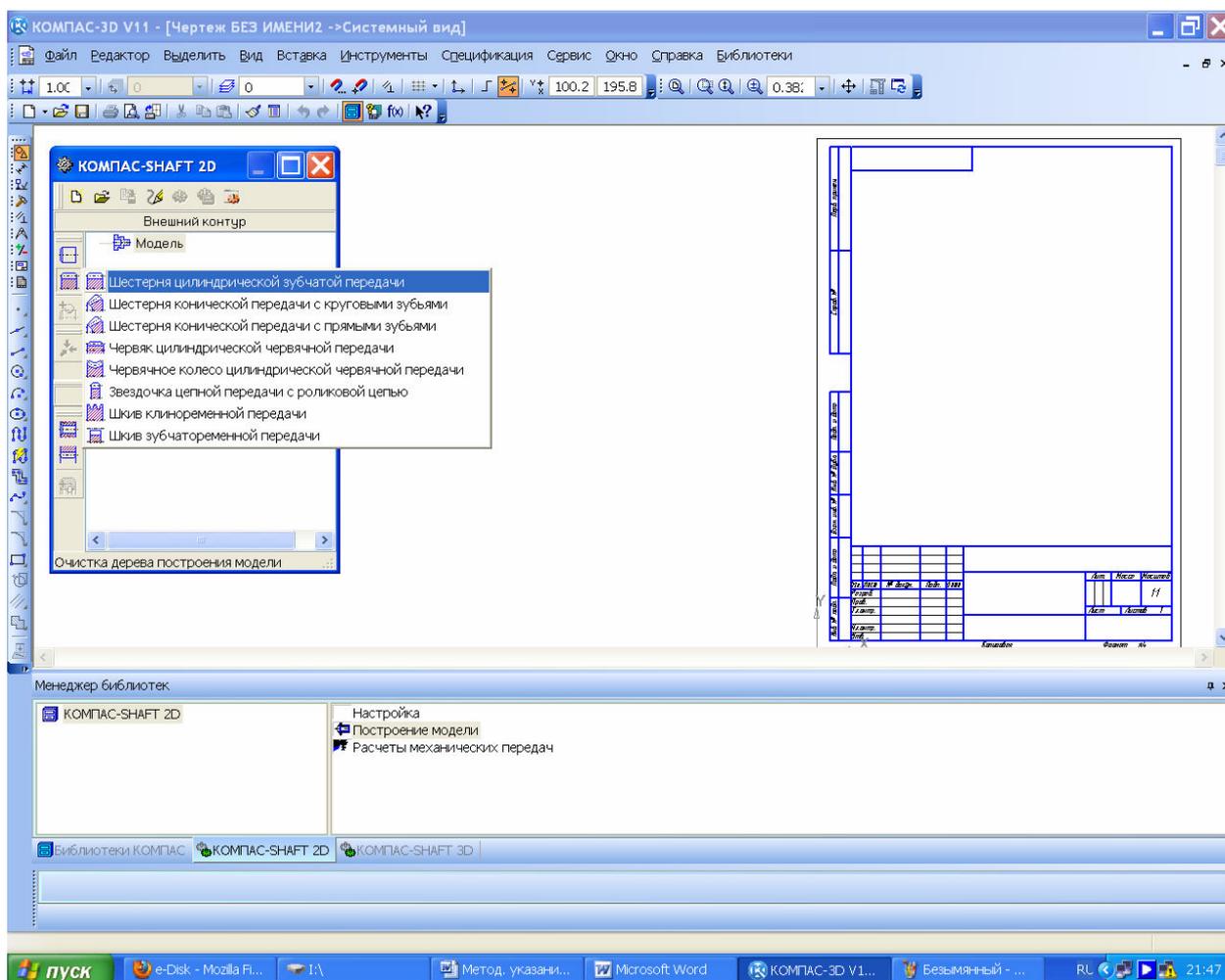


Рисунок 5.5

Начинают с геометрического расчета, кнопки других расчетов пока недоступны. Далее выпадает подменю «Вариант расчета» с выбором «По межосевому расстоянию», «По коэффициентам смещения», «По диаметрам вершин колес». Можно выбирать любой вид расчета, например, «По коэффициентам смещения», который предлагается программой по умолчанию, как это видно на рисунке 5.7. Остальные способы обычно применяются при расчете специальных и многоступенчатых редукторов, когда конструктору нужно «вписать» редуктор в конкретные компоновочные раз-

меры узла или агрегата машины или использовать готовые колеса, уже применяющиеся в выпускаемых предприятием машинах, но можно выбрать и их.

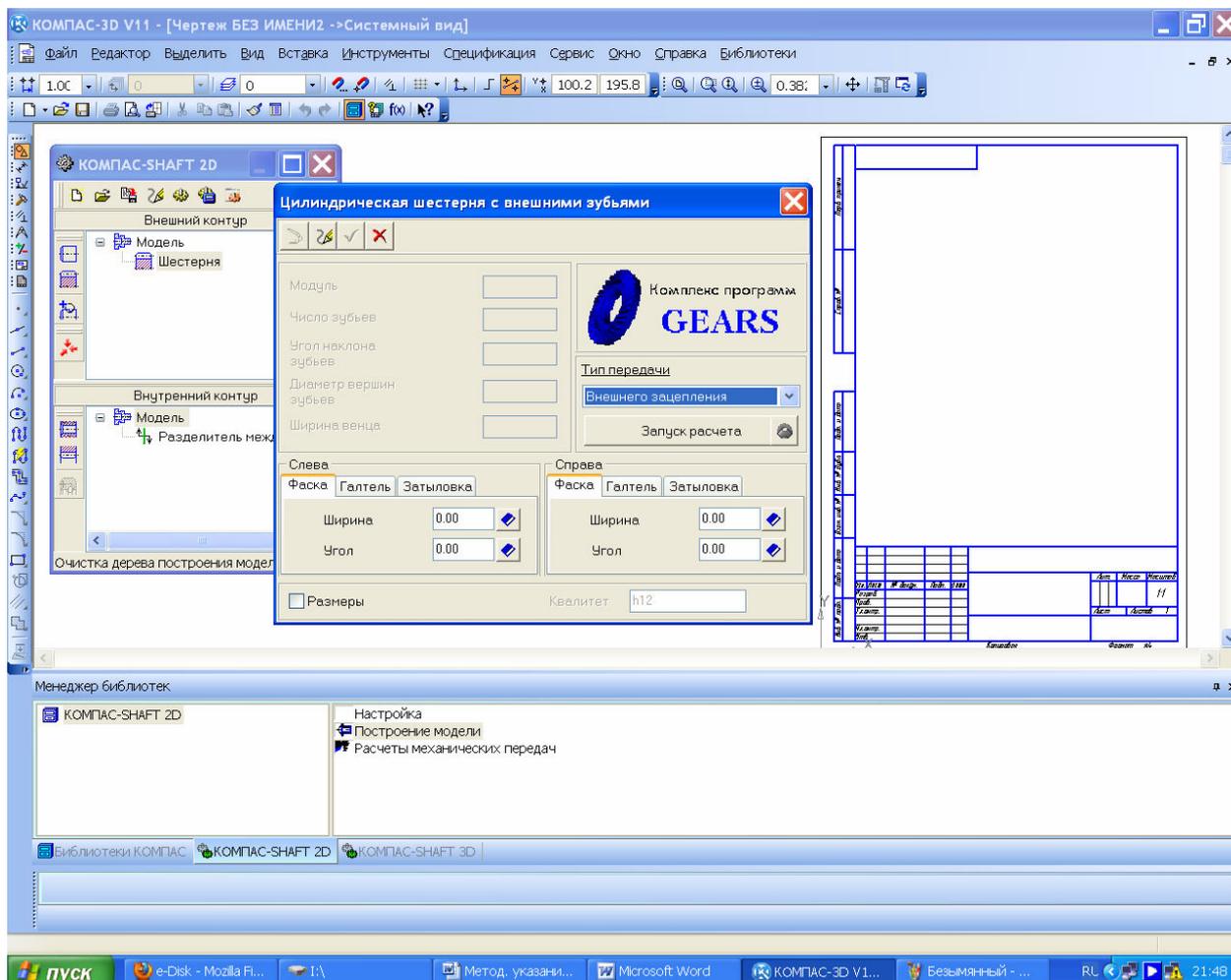


Рисунок 5.6

Нажав на кнопку «По коэффициентам смещения», открывают «Страницу 1» расчета и заполняют доступные для ввода исходной информации ячейки в соответствии с рисунком 5.8. В некоторых из них, например, «2. Модуль, мм» есть кнопка, открывающая список стандартных значений, из которого можно выбрать подходящее. Другие, например, «Коэффициент смещения исходного контура» имеют кнопку  встроенного калькулятора, нажав на которую пользователь запускает расчет этой величины, которая затем предлагается как рекомендуемая, хотя можно ввести любую другую. Если на первой странице введено достаточно информации, становится доступной к открыванию «Страница 2», на которой по умолчанию приведены степень точности изготовления зубчатых колес «7-С» и диаметры вершин зубьев. Эти параметры можно изменить, в случае необходимости, а затем нажать на кнопку  «Расчет» в виде калькулятора.

После этого в окне «Ход расчета» появится сообщение о том, что контролируемые параметры зацепления находятся в норме (как это видно из

рисунка 5.9), или о том, что отдельные из них не соответствуют требованиям, предъявляемым к конкретному зацеплению, и они должны быть изменены. В этом случае необходимо вернуться на «Страницу 1» расчета и изменить некоторые исходные данные.

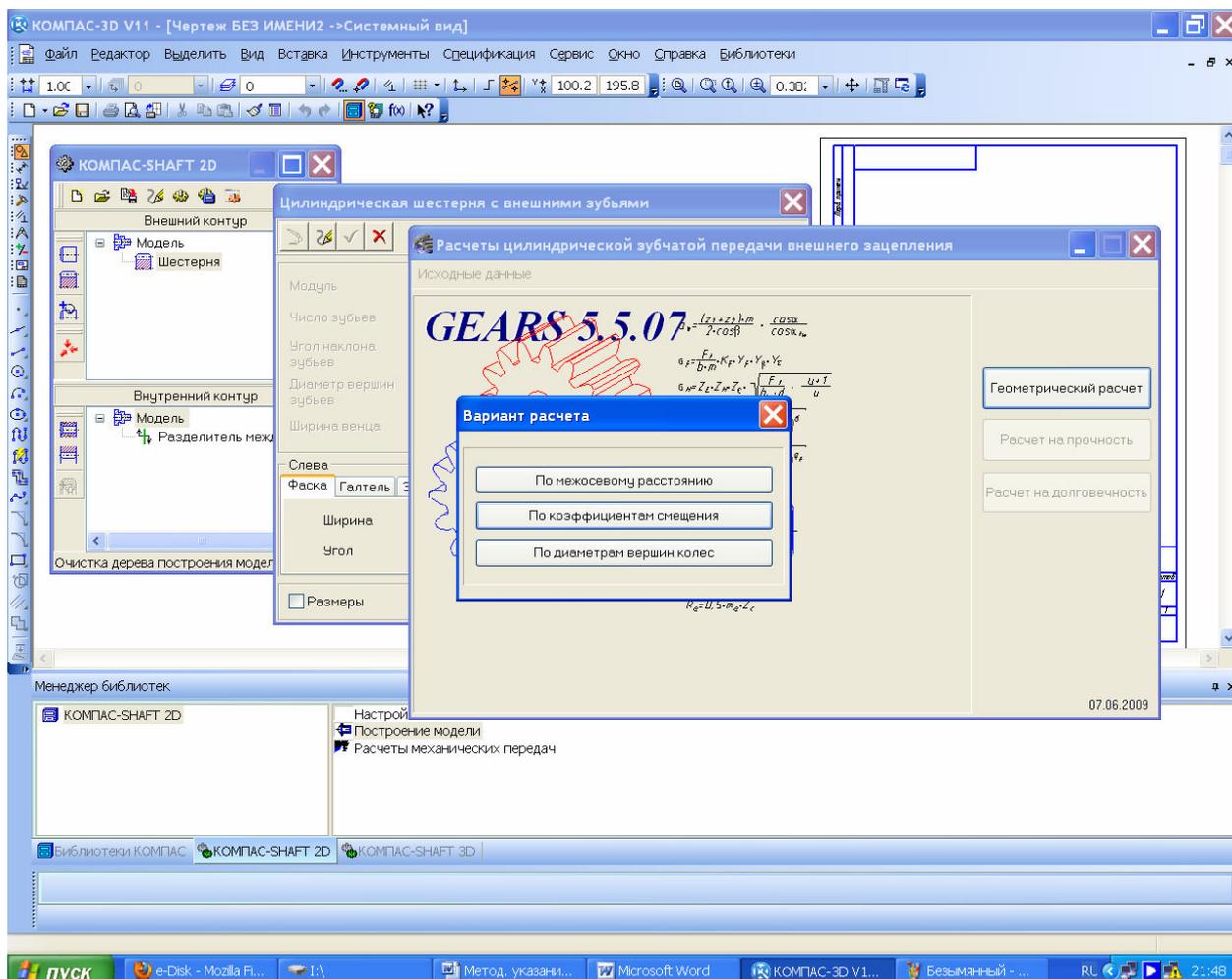


Рисунок 5.7

Затем нажимают на кнопку  «Просмотр результатов расчета», а в появившемся окне «Результаты расчета» – на кнопку  «Сохранить» и на кнопку  «Печать», как это видно на рисунке 5.10. Получают распечатанную на бумаге таблицу с исходными данными и результатами расчета зубчатой передачи, которую затем подшивают в Приложение А пояснительной записки к курсовому проекту. Далее результаты всех компьютерных расчетов также должны быть отпечатаны на бумаге и подшиты в соответствующий раздел приложений пояснительной записки.

После успешного завершения геометрического расчета нажимают на кнопку  «Возврат в главное меню» и приступают к следующему этапу расчетов «Расчет на прочность». При этом снова открывается «Страница 1» подменю «Расчет на прочность при действии максимальной нагрузки», в котором заполняются ячейки исходных данных.

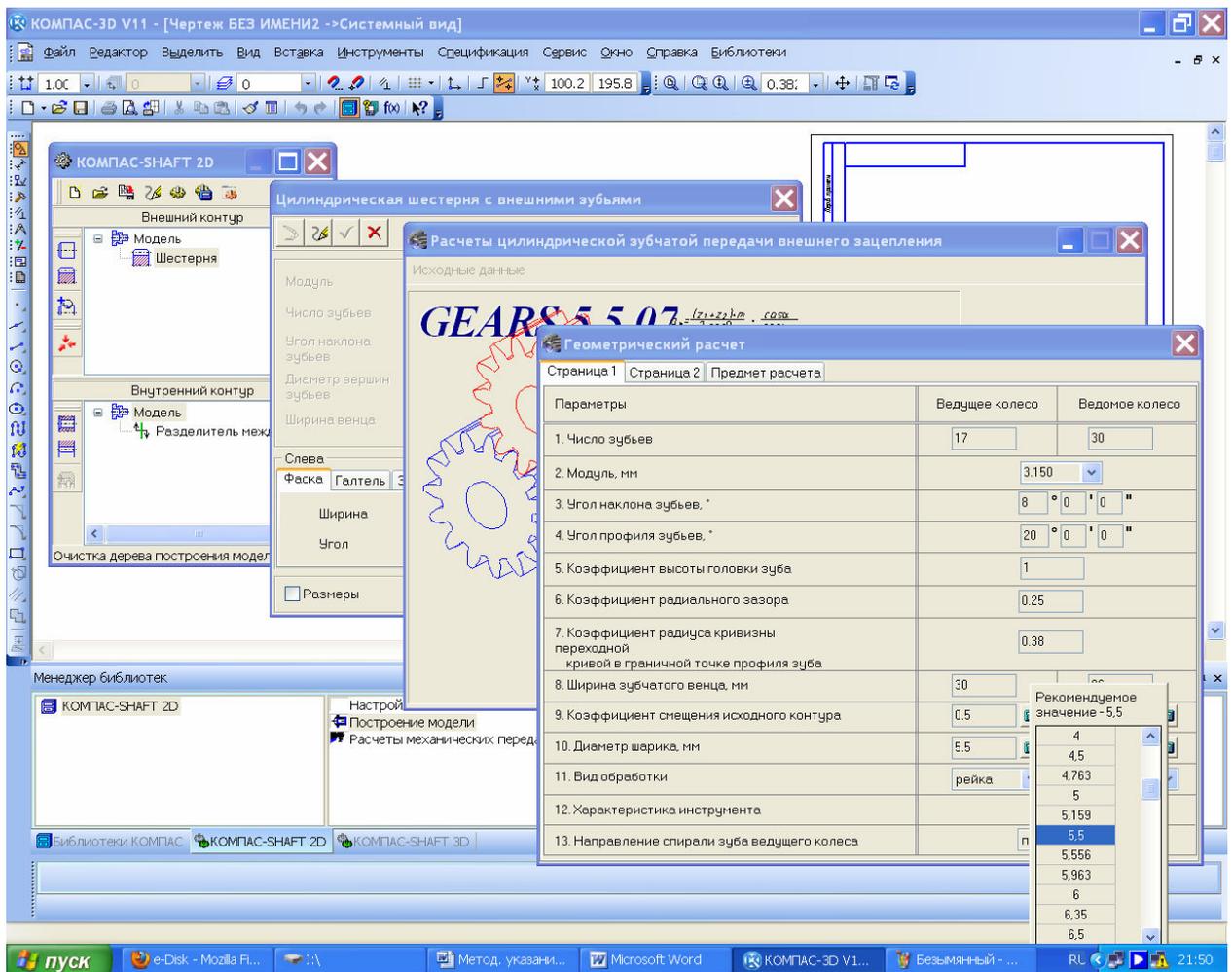


Рисунок 5.8

Рядом с ячейками параметров 1 и 2 имеются дополнительные кнопки , нажатие на которые открывает дополнительные подменю, в которых пользователь может выбрать нужную расчетную схему редуктора (для цилиндрического одноступенчатого редуктора это шестая схема). Материалы, из которых будут изготавливаться зубчатые колеса, – нужно выбрать те же материалы, которые уже закладывались в расчеты в п. 2.1 (Выбор материала зубчатых колес и определение допустимых напряжений). Нажатие на кнопку  в графе «2. Материал зубчатых колес» открывает меню с сокращенным перечнем свойств материалов. Для получения развернутого перечня свойств в нем следует нажать на кнопку  «Вывести отчет о материале» (некоторые значения могут отличаться от принятых ранее при расчете зубчатой передачи в п. 2.1, Выбор материала зубчатых колес и определение допустимых напряжений), но это допустимо. Если нужной марки стали (или другого материала) нет в предлагаемом программой перечне, то в графе «2. Материал зубчатых колес» указывают нужную марку, а в графах 3 и 4 вручную вводят ее допускаемые напряжения по контакту и изгибу, взятые из других источников. Далее вводят «Расчетную нагрузку», в качестве которой используют крутящий момент в зацеплении, и «Число оборотов на ведущем валу», а

затем нажимают на кнопку  «Расчет», которая, при правильном вводе исходных данных, становится доступной. Проверяют результаты расчета и следят за тем, чтобы коэффициенты запаса прочности по контактным напряжениям и напряжениям изгиба (последние строчки соответствующих блоков таблицы результатов) были больше единицы. Печатают на бумаге результаты и подшивают в пояснительную записку к курсовому проекту.

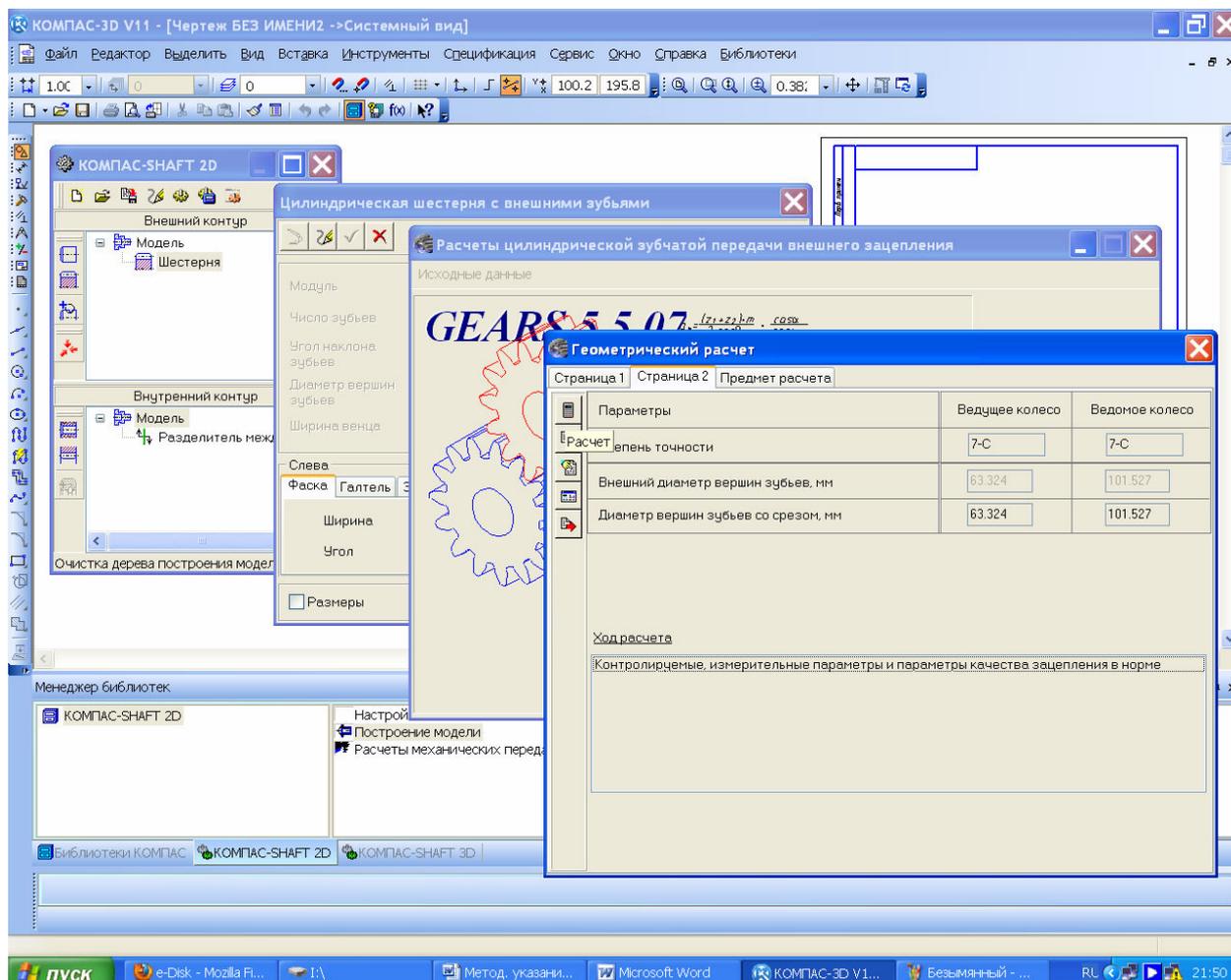


Рисунок 5.9

Затем вновь возвращаются в главное меню с помощью кнопки  и приступают к последнему виду расчетов «Расчет на долговечность». Открывается «Страница 1» подменю, в которой по результатам проведенных расчетов уже заполнены почти все ячейки кроме ячейки «Базовый ресурс и его размерность». Если в задании на курсовой проект содержатся особые требования по составу и качеству нагрузки, а также реверсивности работы редуктора, то они должны быть отражены в ячейках параметров с восьмого по одиннадцатый. Далее нажимают кнопку «Режим нагружения», расположенную рядом с кнопкой «Страница 1» и на кнопку  «Добавить режим». Вводят исходную нагрузку в ячейки «Контакт» и «Изгиб» (крутящий

момент, передаваемый зацеплением), «Частоту вращения шестерни» и «Число циклов» нагружений за весь срок службы редуктора.

Затем нажимают на кнопку  «Расчет», проверяют и печатают результаты расчета, которые потом подшивают в пояснительную записку к курсовому проекту.

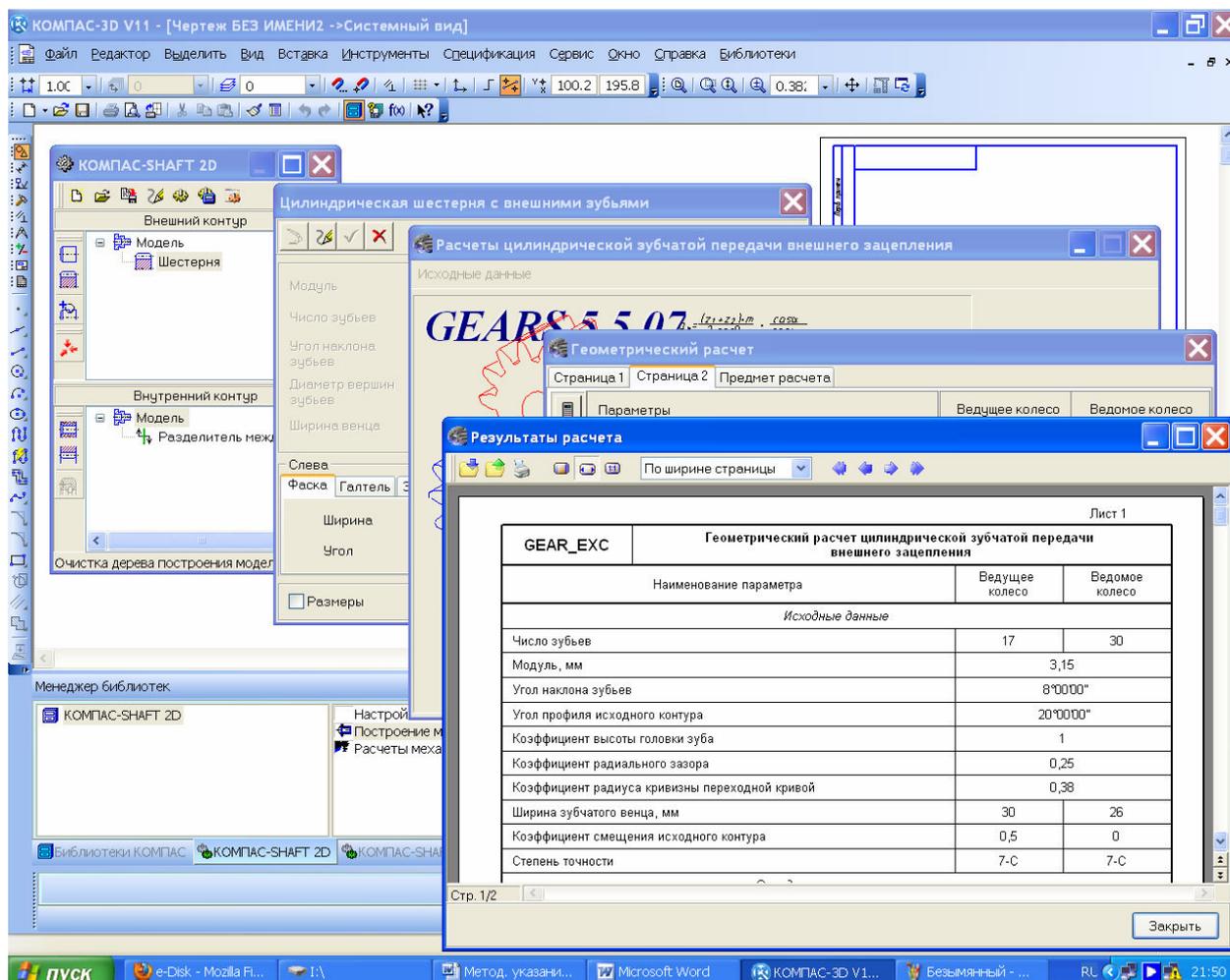


Рисунок 5.10

Чтобы завершить расчеты, возвращаются в главное меню, нажимая кнопку  (здесь можно заново пересчитать параметры зубчатого зацепления, если полученные результаты недостаточно хороши) и закрыть его. Появляется новое подменю «Выбор объекта построения», в котором можно выбрать построение шестерни или колеса, как это видно из рисунка 5.11. Нажатие кнопки «ОК» делает активным меню «Цилиндрическая шестерня с внешними зубьями», в котором можно откорректировать некоторые параметры, а также включить опцию простановки размеров на чертеже. Для начала построения чертежа нажимают кнопку . В уже открытом файле изображается чертеж шестерни с условным изображением зубьев как того требует ЕСКД, а в окне меню КОМПАС-SHAFT 2D условное изображение зубчатого колеса (как видно в рисунке 5.12). Если «наступить» на него и «клик-

нуть» правой кнопкой мышки, то появится контекстное меню возможных действий с моделью, в том числе и редактирование, которое выполняется в том же порядке, что и описанные выше расчет и построение. Полученный двухмерный чертеж шестерни можно будет использовать в дальнейшем для составления рабочего чертежа шестерни.

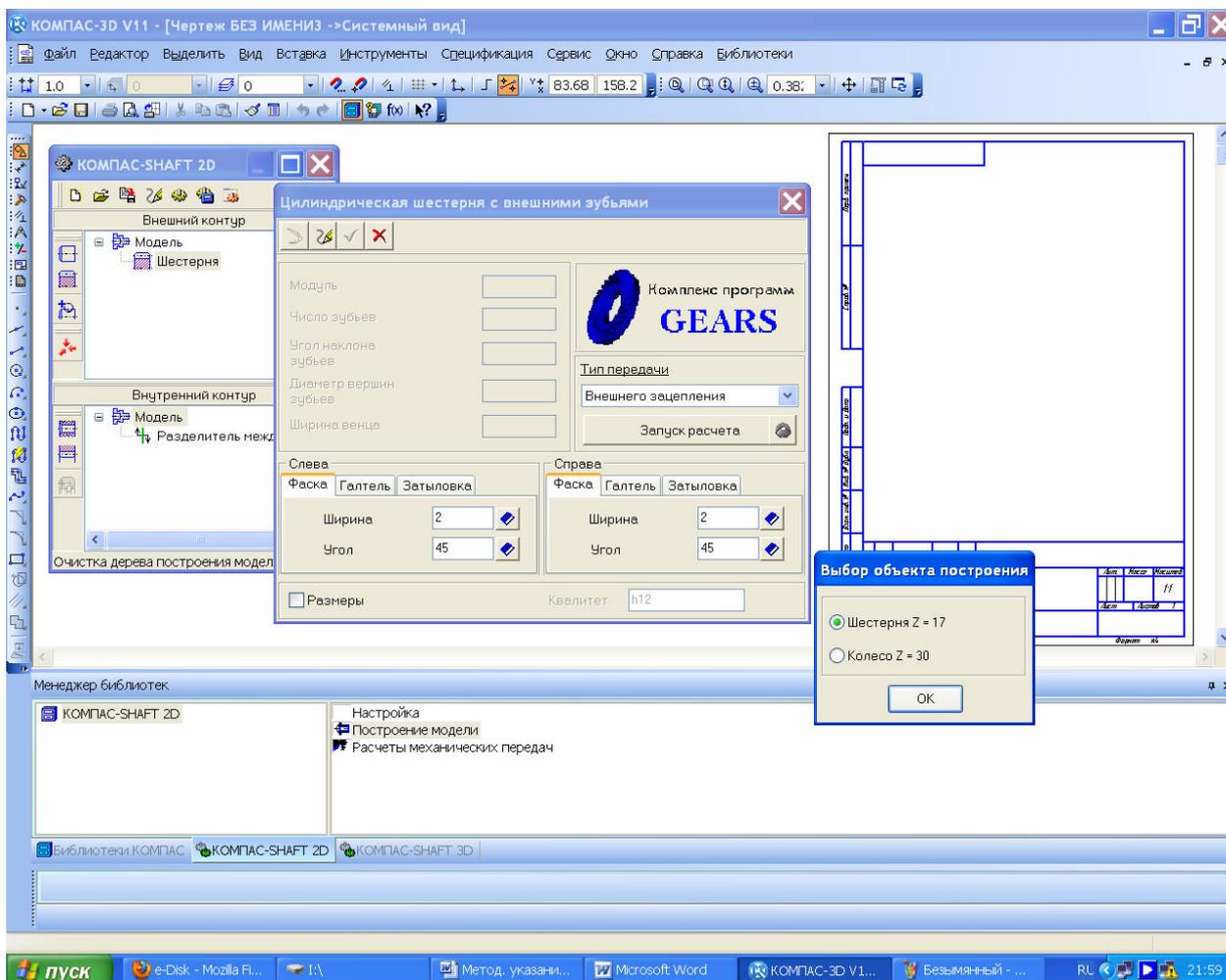


Рисунок 5.11

Чтобы теперь построить трехмерную модель рассчитанного выше зубчатого колеса нужно в меню КОМПАС-SHAFT 2D нажать на кнопку «Дополнительные построения», а затем выбрать в подменю такую же кнопку «Генерация твердотельной модели» и КОМПАС построит в отдельном окне трехмерную модель шестерни, которая в меню «Окно» КОМПАСа будет называться «Деталь без имени1». Чтобы посмотреть результат трехмерных построений нужно нажать на кнопку «Обновить, показать, перестроить», а затем в подменю выбрать строчку «Активировать курсор», открыть через меню «Окно» эту деталь и «Сохранить как» под именем, которое впоследствии можно будет найти в папке с файлами курсового проекта, например, «Шестерня», как это показано на рисунке 5.13. Темно-серый цвет, задаваемый КОМПАСом по умолчанию для всех

создаваемых деталей, можно сменить на другой прямо сейчас или позже. Лучше это делать сразу же еще до первого сохранения файла детали под выбранным именем. Кнопка «Цвет» находится в меню панели «Свойства» рядом с выше описанным «Наименованием» (см. рисунок 5.2).

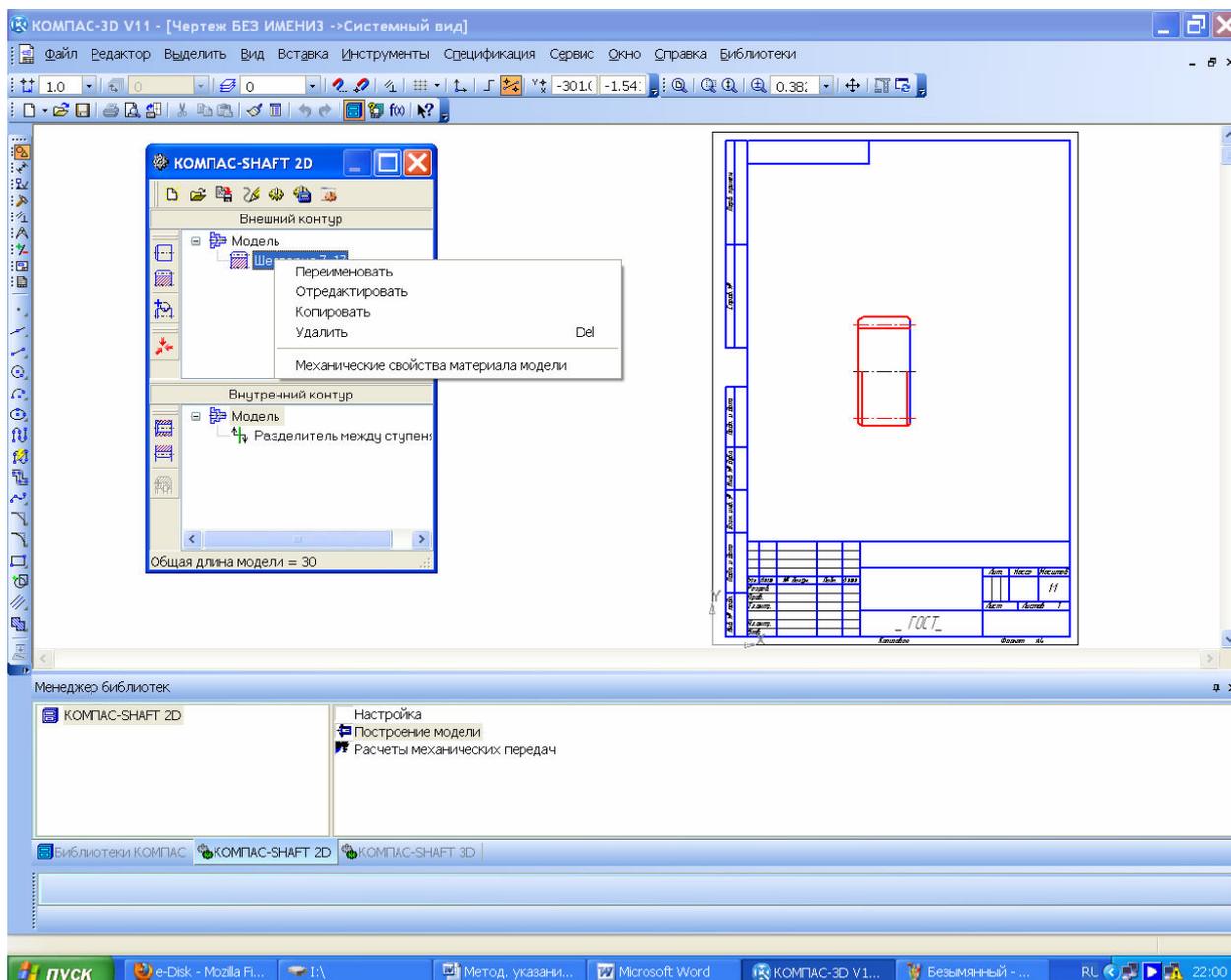


Рисунок 5.12

Завершить построение шестерни можно, нажав на кнопку «Сохранить модель и выйти», но перед этим выйти из режима «Активировать курсор» нажав на кнопку «Прервать команду» в левом нижнем углу экрана монитора.

Для построения зубчатого колеса передачи требуется повторить все действия, которые были сделаны для построения шестерни. Снова в меню КОМПАС-SHAFT 2D нужно нажать на кнопку «Элементы механических передач», выбрать «Шестерню цилиндрической передачи», а затем вводить в ячейки расчетов те же значения, что и при расчете шестерни (естественно кроме материала, из которого она будет изготовлена). Чтобы не ошибиться, нужно использовать напечатанные таблицы исходных данных и результатов расчета шестерни.

Выполнив построение чертежа колеса можно нажать на кнопку  «Дополнительные элементы ступеней» и построить на зубчатом колесе либо  «Кольцевые пазы», либо  «Кольцевые отверстия» (для одевания на вал или снижения веса), которые можно отредактировать в КОМПАС-SHAFT 2D до момента построения трехмерной модели.

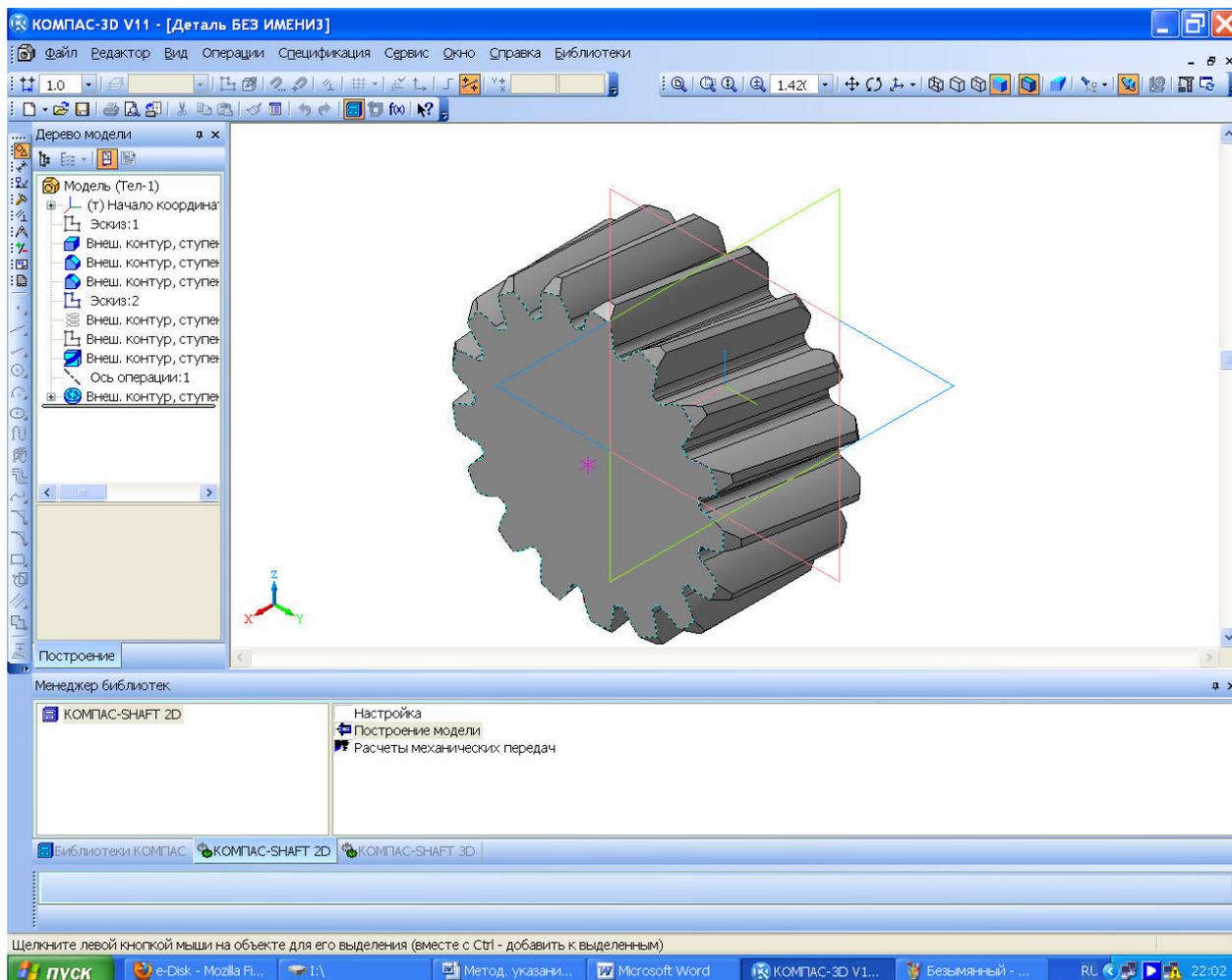


Рисунок 5.13

Открыв через некоторое время файл чертежа или фрагмент, в котором с помощью КОМПАС-SHAFT 2D построены изображения зубчатых колес, можно снова активизировать для редактирования меню КОМПАС-SHAFT 2D дважды «кликнув» по любой основной линии изображения детали.

Если в качестве файла, на котором строилось зубчатое колесо, был выбран файл типа «Чертеж», то, нажав кнопку  «Дополнительные элементы ступени», можно построить еще и  «Таблицу параметров» зацепления, которую обязательно приводят в правом верхнем углу (под обозначением неуказанной шероховатости) рабочего чертежа детали (как это показано на рисунке 5.14). Там же можно «заказать» построение  «Профиля зубь-

«Библиотеке стандартных изделий»  «Шпоночный паз ГОСТ 23360-78 внутренний». Далее, следуя подсказкам КОМПАСа, указывают указывают грань (ближайшую к пазу) и цилиндрическую поверхность, на которой будет построен шпоночный паз, и либо соглашаются с предложенным программой вариантом шпоночного паза, либо корректируют его, как это показано на рисунке 5.16, и нажимают «Применить». Программа построит шпоночный паз. Тип примененной шпонки должен выбрать конструктор.

Аналогично можно построить треугольные или эвольвентные шлицы, если такой способ крепления зубчатых колес на валах будет оправдан, например, подвижностью колеса относительно вала (в многоступенчатых коробках передач).

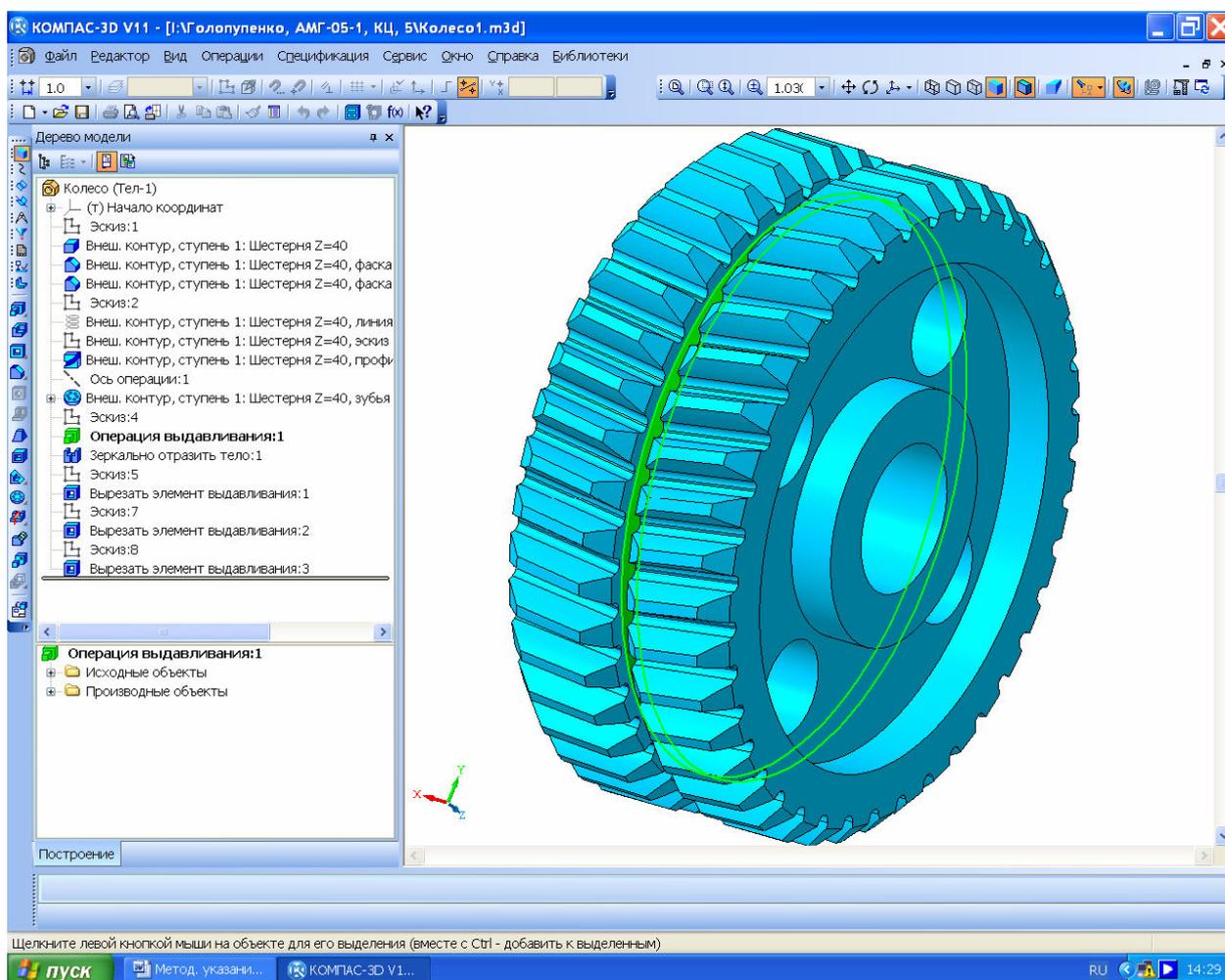


Рисунок 5.15

Как на стадии построения трехмерной модели детали, так и впоследствии при ее редактировании нужно обязательно заполнить ячейки панели свойств файла детали. Для этого нужно привести курсор в дерево построения на его самую верхнюю строчку, и нажать правую кнопку мышки. Появится подменю, в котором следует выбрать строчку «Свойства» и нажать левую кнопку мышки. В нижней части экрана монитора появится панель «Свойст-

ва», (см. рисунки 5.1, 5.2 и 5.3) в которой выбирают материал для изготовления детали. Обязательно заполняют ячейку «Наименование» присваивая детали состоящее из одного-двух слов имя (лучше такое же, как и имя файла). По возможности на этой стадии заполняют «Обозначение», Но перед выпуском чертежей в печать оно обязательно должно быть проверено и заполнено в соответствии со спецификацией к сборочной единице, в которой деталь будет участвовать как составная часть.

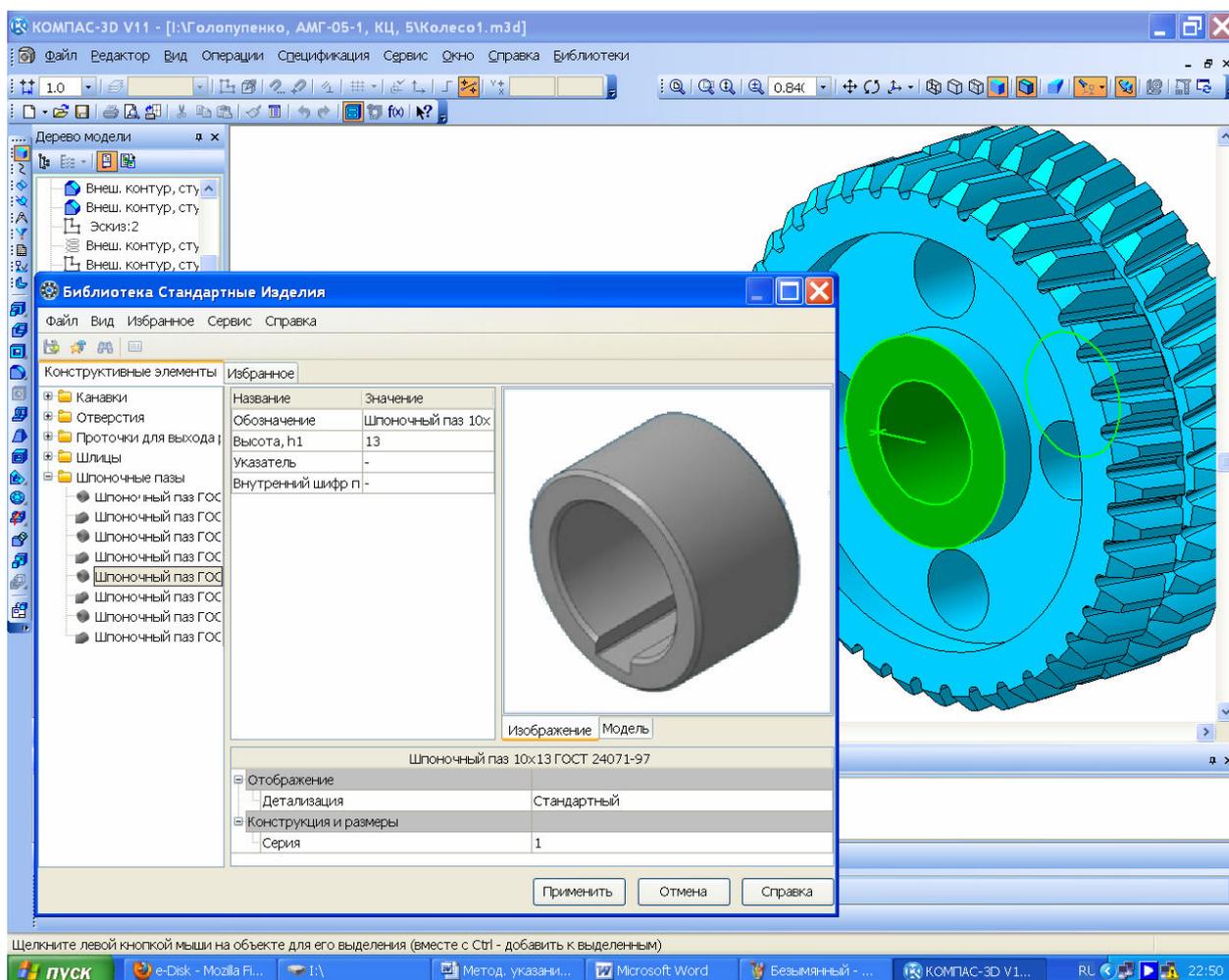


Рисунок 5.16

При построении цилиндрических зубчатых колес следует соблюдать рекомендации по геометрическим размерам их основных элементов, которые приведены в таблице 5.1.

Шестерни обычно делают шире колес на величину от 3 до 7 мм для компенсации возможных неточностей при сборке и регулировке зацепления и подшипников. Если расстояние между впадиной зуба шестерни и шпоночным пазом меньше $2,05m$, то шестерню делают не насадной, а заодно с валом. Такая деталь называется вал-шестерня и она часто встречается в редукторах различных типов.

Построить цилиндрические зубчатые колеса внешнего зацепления можно, используя также модуль КОМПАС-SHAFT 3D из той же библиотеки

«Расчет и построение». Для этого нужно войти в папку «Механические передачи», выбрать «Шестерня цилиндрическая с внешними зубьями» и запустить модуль двойным щелчком.

Таблица 5.1 – Размеры элементов зубчатых колес

Наименование элемента	Размер элемента, мм	Эскиз
Диаметр ступицы	$d_{cm} \geq 1,6d_g^*$	
Длина ступицы	$l_{cm} = (1,6...1,5)d_g$, но не меньше ширины венца B	
Толщина обода	$\delta_o = (2,5...4)m_n^{**}$	
Толщина диска	$c_d = (0,2...0,3)B$	
Диаметр отверстий в диске	$d_o = \frac{d_a^{***} - d_{cm}}{5}$	
Диаметр окружности центров в диске	$D_o = 0,5(d_o + d_{cm})$	
Фаски на наружном диаметре d_a , угол фаски принимают 20° или 45°	$c_f = (0,5...0,7)m_n$, с округлением до стандартного значения	
* d_g – диаметр вала; ** m_n – модуль нормальный; *** d_a – диаметр окружности выступов зубьев		

В нижней части экрана монитора появляется «Панель свойств» с готовым примером параметров построения зубчатого колеса, как это видно на рисунке 5.17. Для создания нового колеса их нужно, конечно же, сменить. На закладке «Параметры» в разделе «Тип зацепления» активна кнопка «Внешнее зацепление», но это можно изменить, нажав на кнопку «Внутреннее зацепление» для сателлитов планетарных передач (но эта функция пока не работает корректно). Нажатие на кнопку «Сменить элемент» меняет шестерню на колесо и наоборот. Эту операцию удобно выполнять при редактировании уже построенного зубчатого колеса. Нажатие на кнопку «Параметры» открывает табличку со значениями основных параметров готового к построению зубчатого колеса. В разделе «Фаски» можно установить размеры фаски или ее отсутствие. Нажатие на кнопку «Изображение» открывает двумерный эскиз зубчатого колеса. На закладке «Позиционирование» указаны плоскость начала построения модели, которую указывают в дереве построения или на уже построенной ступени, например, вала, который должен превратиться в вал-шестерню. Точка начала построения (которую можно назначить), направление построения зубчатого колеса и угол поворота ступени относительно начала координат. Последнюю функцию удобно использовать, когда отсутствует совпадение зубьев и впадин смежных деталей при создании файла сборки зубчатого зацепления.

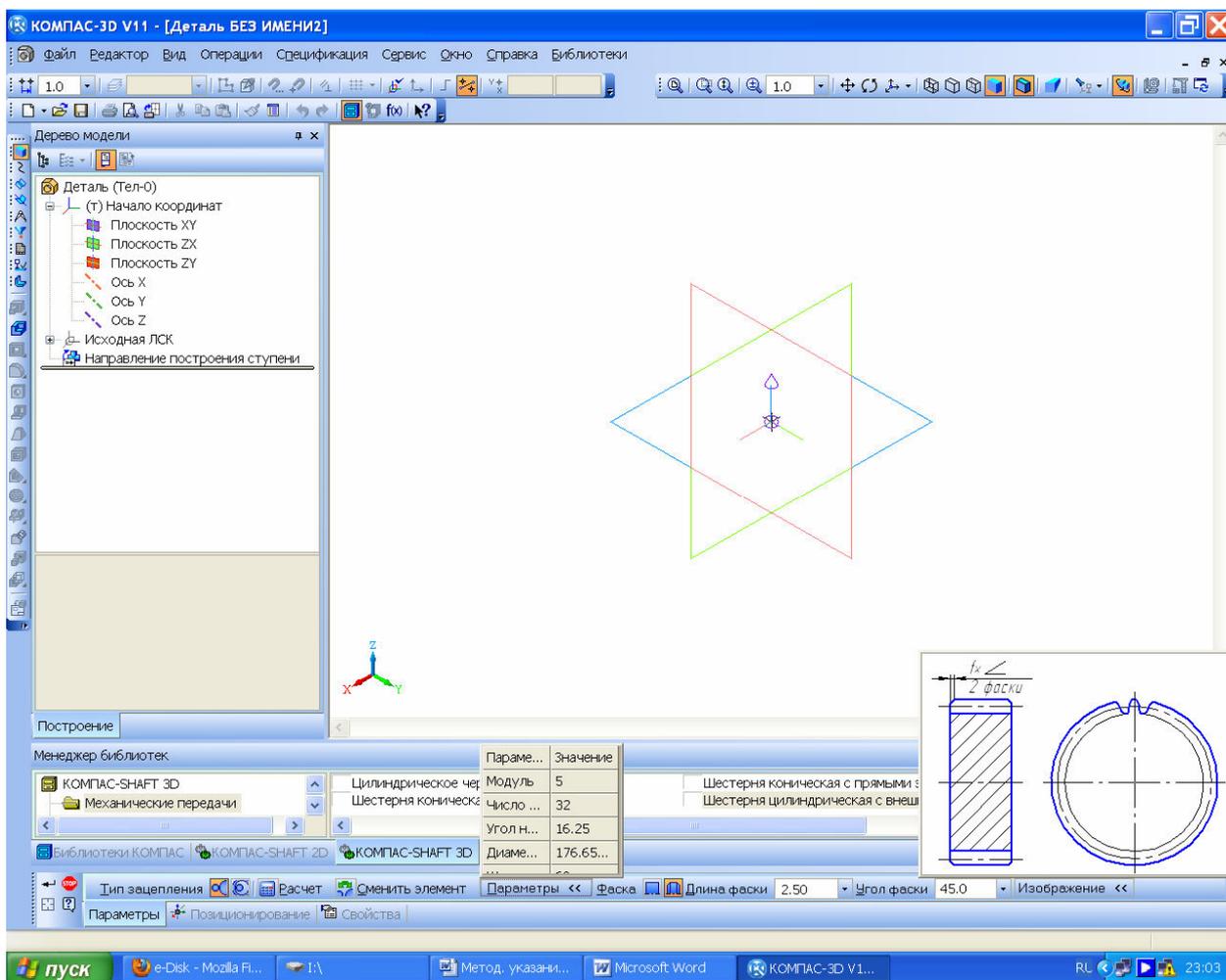


Рисунок 5.17

Чтобы построить зубчатое колесо со всеми зубьями, в разделе «Состояние» закладки «Свойства» нужно нажать кнопку «Строить все зубья». Для отключения нарезки, например, для выпуска чертежей, содержащих зубчатые колеса, нажимают кнопку «Строить без зубьев». По умолчанию включена функция «Строить заданное число зубьев», а их количество указывают в соседнем окне. Это удобно для построения зубчатых секторов. Вернувшись в закладку «Параметры» нажимают на кнопку «Расчет» и на экране появляется окно программного модуля расчета «Цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления», аналогичного тому, которое появляется в КОМПАС-SHAFT 2D. Дальше все действия выполняются также, но за небольшими исключениями. Например, не появляется окно с подменю «Вариант расчета» с выбором «По межосевому расстоянию», «По коэффициентам смещения», «По диаметрам вершин колес», показанное на рисунке 5.7. Скорее всего, эта ошибка будет исправлена в последующих версиях КОМПАСа. Запускает построение трехмерной модели нажатии на кнопку «Создать объект». Построенное колесо выглядит так же, как и при построении в КОМПАС-SHAFT 2D, но все опера-

ции его создания объединены в один макроэлемент. Это видно из рисунка 5.18.

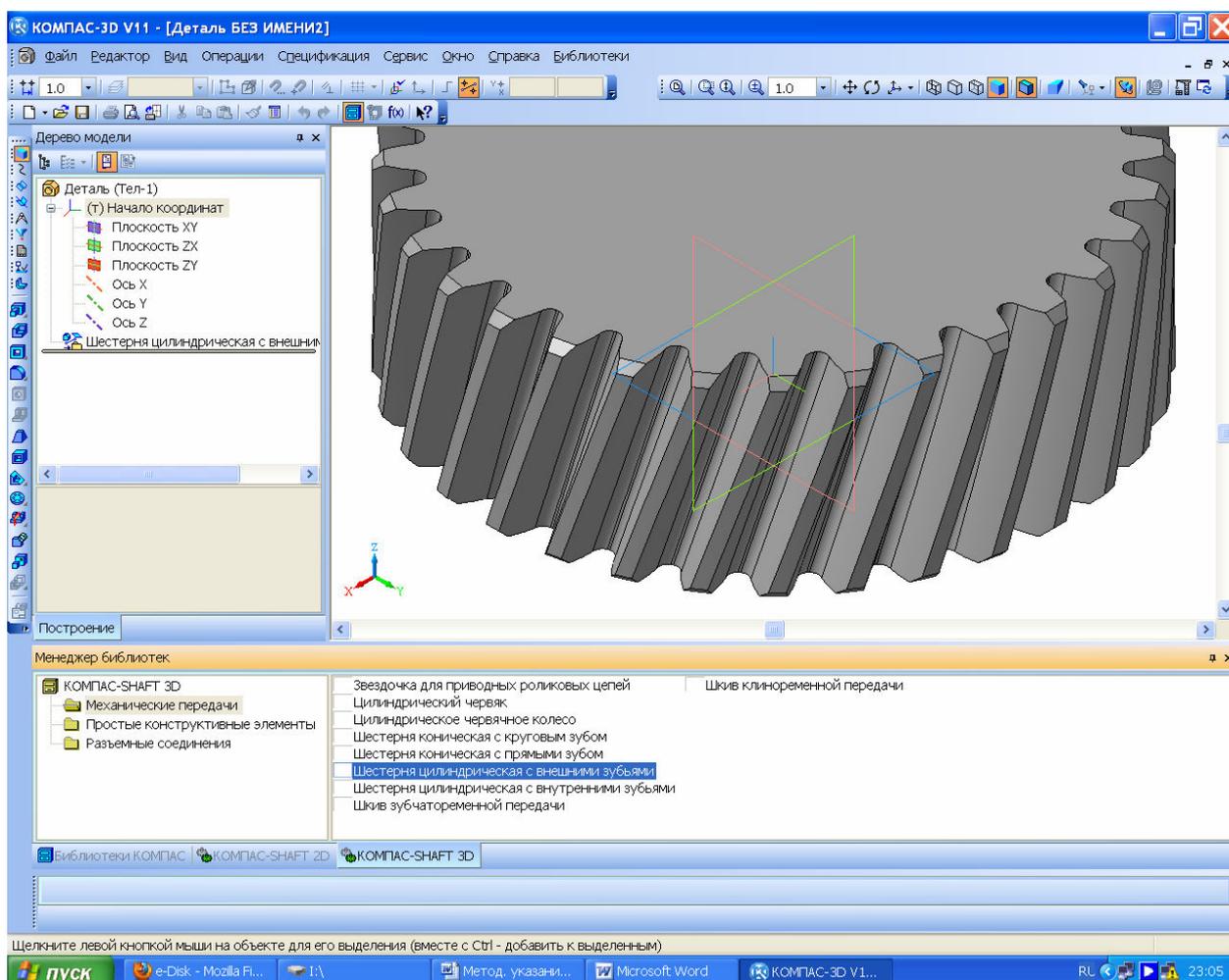


Рисунок 5.18

С помощью КОМПАС-SHAFT 3D можно строить зубчатые колеса внутреннего зацепления. Последовательность действий и построений такая же, как и для цилиндрических колес внешнего зацепления, за исключением того, что перед построением должна быть построена заготовка достаточно большого диаметра и ширины, в которой Компас будет «вырезать» внутреннюю полость с зубьями (на рисунке 5.19 в дереве построения это первая операция выдавливания). Как правило, на колесах внешнего зацепления зубья выполняют долблением, поэтому между рядом зубьев и диском колеса должна оставаться канавка для выхода инструмента. Ее можно строить следующим образом, используя библиотеку КОМПАС-SHAFT 3D. Выбирают папку «Простые конструктивные элементы» → Канавка → Канавки для выхода долбяков ГОСТ 14775-81». Однако КОМПАС пока не строит внутренние канавки. Поэтому ее строят привязавшись к любому внешнему ребру, затем разрушают в дереве построения только-то созданный макроэлемент «Канавка 4x0,5 ГОСТ 14775-81» и открывают «Эскиз:35» с сечением канавки. Теперь его нужно перенести в нужное место. Для удобства это лучше сделать

на заблаговременно созданном сечении с помощью операции «Сечение поверхностью» по одной из подходящих плоскостей. Исходное изображение либо в «Эскизе» (справа на рисунке 5.19) вырезают, либо копируют, а затем изменяют стиль линий, например, на тонкие. Новое изображение сечения канавки (слева) привязывают к цилиндрической поверхности внутри колеса сразу за зубьями. Это делают с помощью операции «Спроецировать объект» на активной инструментальной панели «Геометрия», выделяя соответствующе ребро или вершину цилиндрических поверхностей, как это видно на рисунке 5.19 (нижний изометрический фрагмент добавлен с помощью внешнего графического редактора и демонстрирует точку привязки сечения канавки – правый верхний угол).

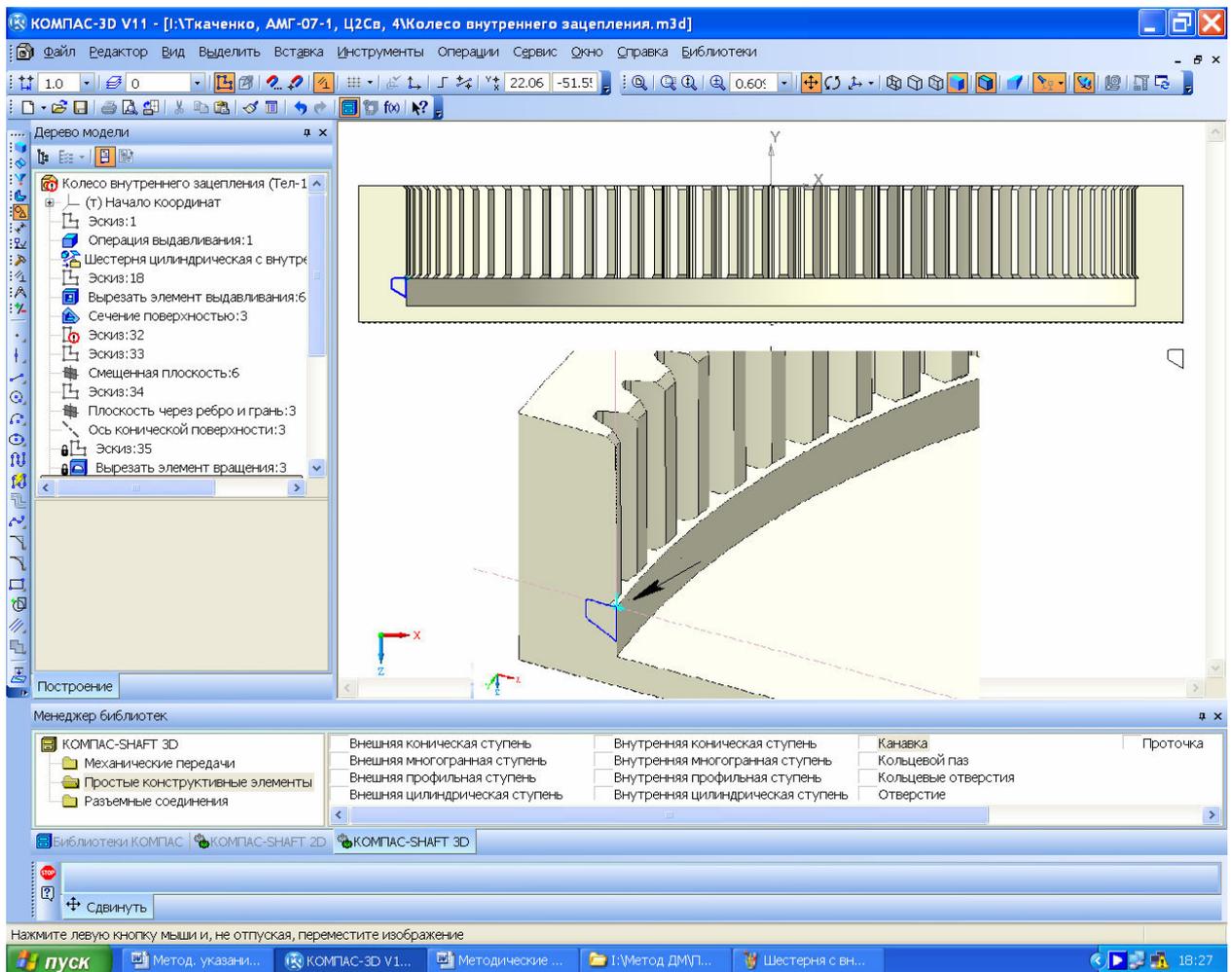


Рисунок 5.19

Колесо внешнего зацепления может изготавливаться со ступицей под вал, на который оно одевается при помощи шпонки или шлицев (см. рисунок 5.20), в диске делают отверстия для облегчения детали. Иногда в заготовку колеса «нагорячую» по посадке с натягом запрессовывают вал, а потом выполняют чистовое точение и нарезание зубьев. Колеса внешнего зацепления могут быть косозубыми, в этом случае они должны быть надежно зафиксиро-

рованы на валу для исключения осевых перемещений. Скругления и фаски необходимо добавить в конце построений.

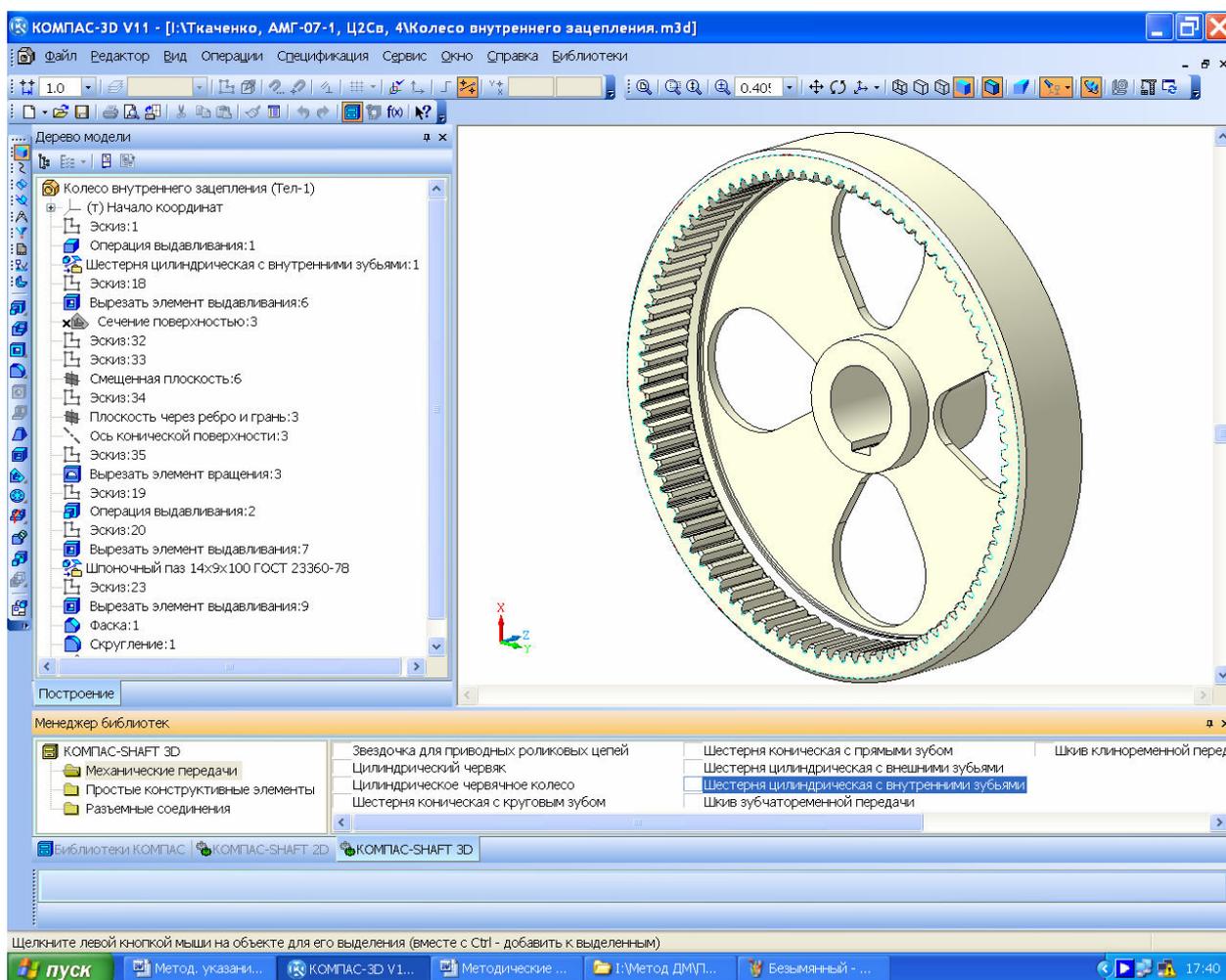


Рисунок 5.20

По завершении построений необходимо обязательно сохранить файл в папку с материалами по проектированию редуктора (выполнению курсового проекта).

5.2 Построение зубчатых колес конической передачи

Построение трехмерных моделей зубчатой конической передачи также выполняют в библиотеке КОМПАС-SHAFT 2D, но после нажатия кнопки «Элементы механических передач» нужно выбрать тип конической передачи, – «Шестерня конической передачи с круговыми зубьями», или «Шестерня: конической передачи с прямыми зубьями». Все остальные действия аналогичны действиям при построении цилиндрических зубчатых колес, но в трехмерных моделях зубчатых колес зубья не будут «нарезаны» программой.

Построить конические зубчатые колеса можно также, используя модуль КОМПАС-SHAFT 3D из той же библиотеки «Расчет и построение».

Против В.В. Проектирование двухступенчатых редукторов с использованием КОМПАСа

Для этого нужно войти в папку «Механические передачи», выбрать «Шестерня коническая с круговым зубом» или «Шестерня коническая с прямым зубом» и запустить модуль двойным щелчком. В этом случае программа построит зубья, как это видно на рисунке 5.21.

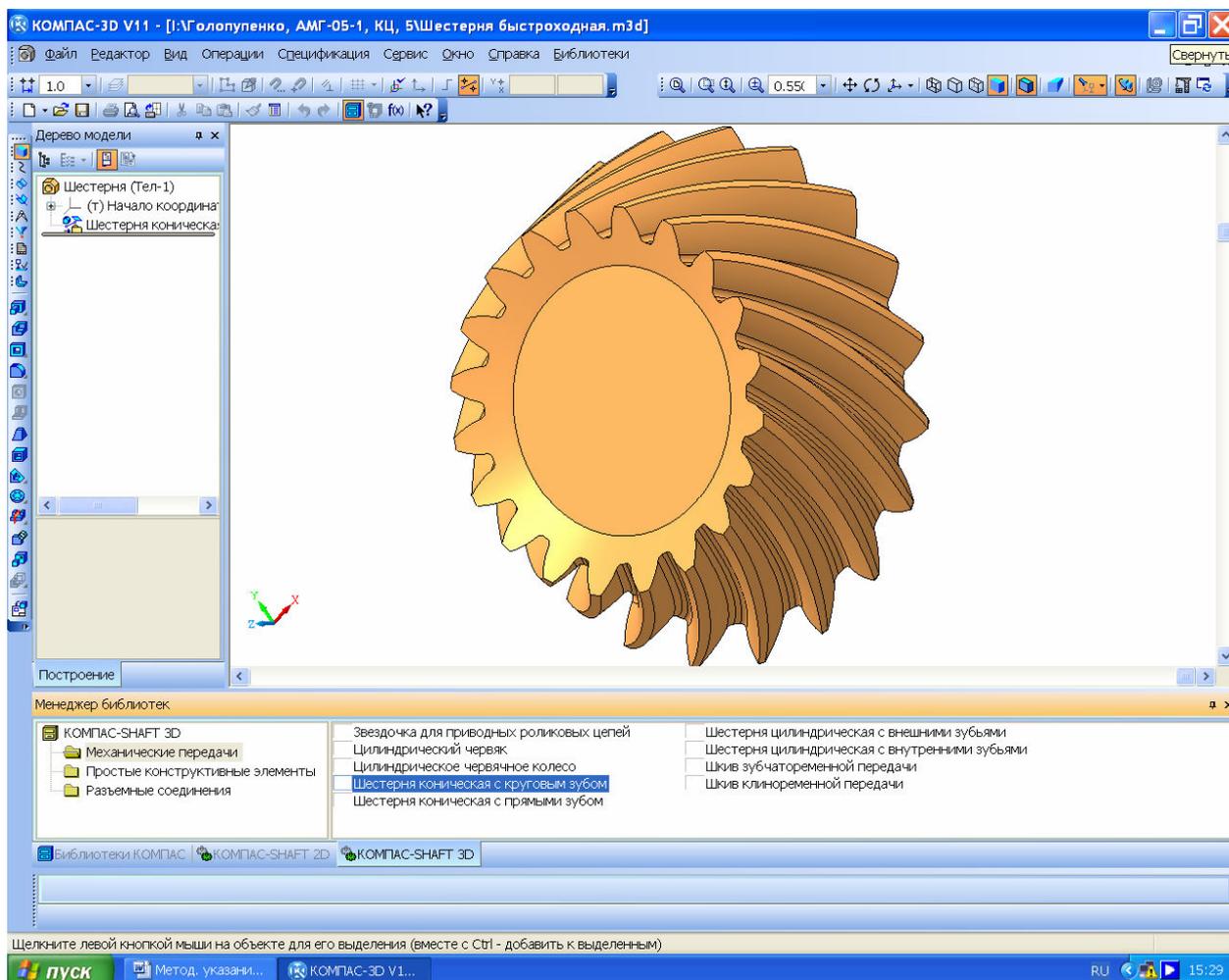


Рисунок 5.21

В случае создания конических колес в библиотеке КОМПАС-SHAFT 2D, для упрощения построений зубьев геометрический расчет рекомендуется делать по внешнему окружному модулю (и выбирать его из стандартного ряда), а осевую форму зуба на «Странице 1» расчета выбрать типа 1. Справа от заполняемой ячейки «10. Ширина зубчатого венца, мм» стоит кнопка , нажатие на которую выдает подсказку о наибольшей возможной в данных условиях ширине венца. Для выбора типа инструмента при нарезании кругового зуба нужно «нажать» правой кнопкой мышки на изображение фрезы и выбрать в выпавшем подменю, например, «Метрическую зуборезную головку», как это показано на рисунке 5.22, а затем и «подсвеченную» строку с размерами головки, нажав «ОК».

Потом становится доступной кнопка  «Расчет», а нажатие на нее запускает расчет зубчатого зацепления. Так же, как и для цилиндрических колес строится двухмерная модель, а затем и трехмерная.

Конечно же, удобнее строить конические зубчатые колеса, используя КОМПАС-SHAFT 3D.

Далее на зубчатом колесе достраивают центральную ступицу, отверстие, шпоночный паз или шлицы для крепления колеса на валу. Если шестерня должна стать вал-шестерней, то к ней пристраивают ступени вала нужных диаметров и длины (это будет описано ниже в п. 7.4, Построение трехмерных моделей валов).

Нужно помнить, что направление линии зуба у конической шестерни и колеса с круговым зубом должно быть противоположным.

Файл сохраняют с нужным именем, например, «Колесо коническое».

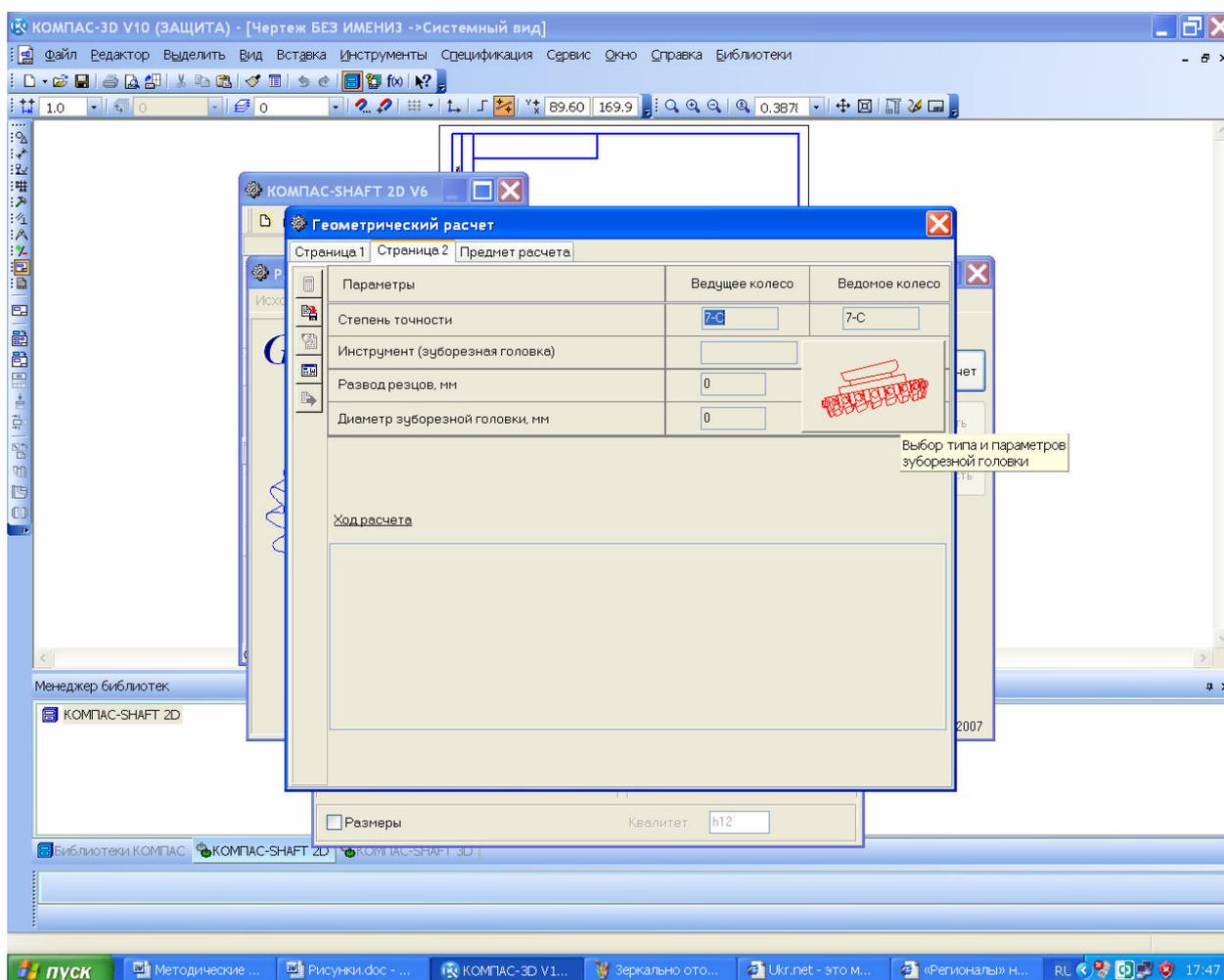


Рисунок 5.22

5.3 Построение зубчатых колес червячной передачи

Построение трехмерных моделей червячной передачи также выполняют в библиотеке КОМПАС-SHAFT 2D, но после нажатия кнопки  «Червяк»

цилиндрической червячной передачи» или  «Червячное колесо цилиндрической червячной передачи». За ячейкой ввода «4. Коэффициент диаметра червяка» имеется кнопка , нажатие на которую предлагает рекомендуемые значения q в зависимости от выбранного модуля, как это видно из рисунка 5.23.

Важным моментом является выбор пятого параметра «Вид червяка» на «Странице 1» геометрического расчета. По умолчанию предлагается самый простой и наиболее распространенный «ZA» – червяк Архимеда с трапециидальным зубом. Если иное не задано в задании на курсовой проект, следует выбирать именно его. Следующим по применимости есть червяк с эвольвентным зубом «ZI». Затем переходят к «Странице 2» «Геометрического расчета» червяка или червячного колеса и выполнить расчет.

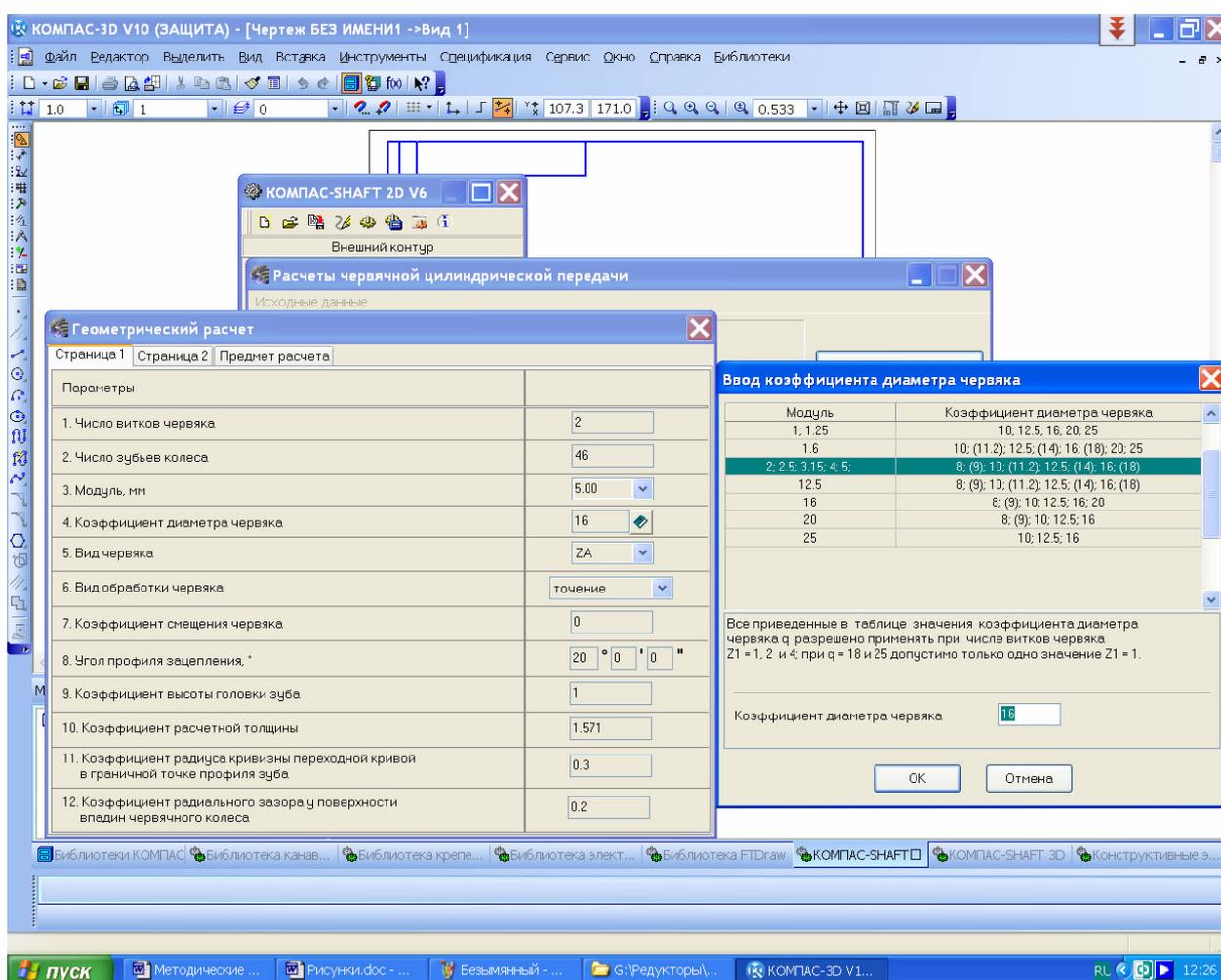


Рисунок 5.23

Естественно, что ответная деталь червячной передачи (червячное колесо) должна иметь тот же вид зуба и другие основные параметры (модуль m и коэффициент диаметра q). Обычно червячное колесо делают составным. Центральную его часть (маточина) изготавливают из прочной стали (такой же, которая используется для цилиндрических зубчатых колес), а зубчатый венец

из бронзы или серого чугуна. Обе детали скрепляют неразборным соединением, например гужонами. В качестве гужонов используют винты установочные из библиотеки КОМПАСа – «Библиотеки Стандартные изделия» → «Вставить элемент» → «Крепежные изделия» → «Винты» → «Винты установочные».

Все остальные действия аналогичны действиям при построении цилиндрических зубчатых колес, но в трехмерных моделях червяка и червячного колеса зубья не будут «нарезаны» программой КОМПАС.

Построить червяк и червячное колесо можно также, используя модуль КОМПАС- SHAFT 3D из той же библиотеки «Расчет и построение». Для этого нужно войти в папку «Механические передачи», выбрать «Цилиндрический червяк» или «выбрать «Цилиндрическое червячное колесо» и запустить модуль двойным щелчком. В этом случае программа построит винтовые канавки, как это видно на рисунке 5.24.

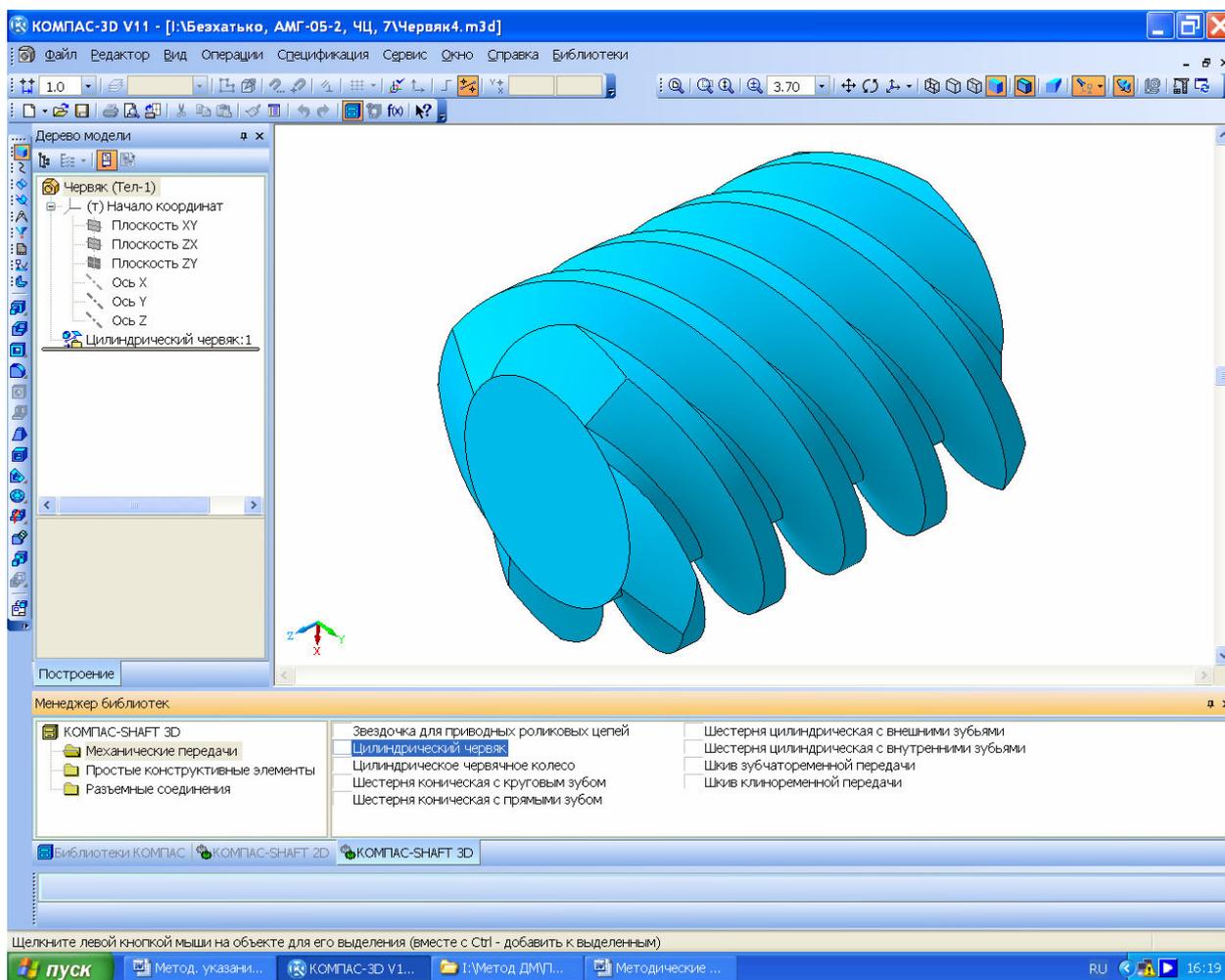


Рисунок 5.24

Не забудьте сохранить файлы результатов расчета в КОМПАС-SHAFT 2D и отпечатать их на бумаге, а также сохранить файлы построенных

трехмерных моделей червяка и червячного колеса под узнаваемым в последствии названием, например, «Червяк» или «Зубчатый венец».

5.4 Построение 3D модели зубчатого зацепления

Завершив построение зубчатых колес, выполняют проверочное построение трехмерной модели зубчатого зацепления, как это показано на рисунке 5.25 для цилиндрической пары.

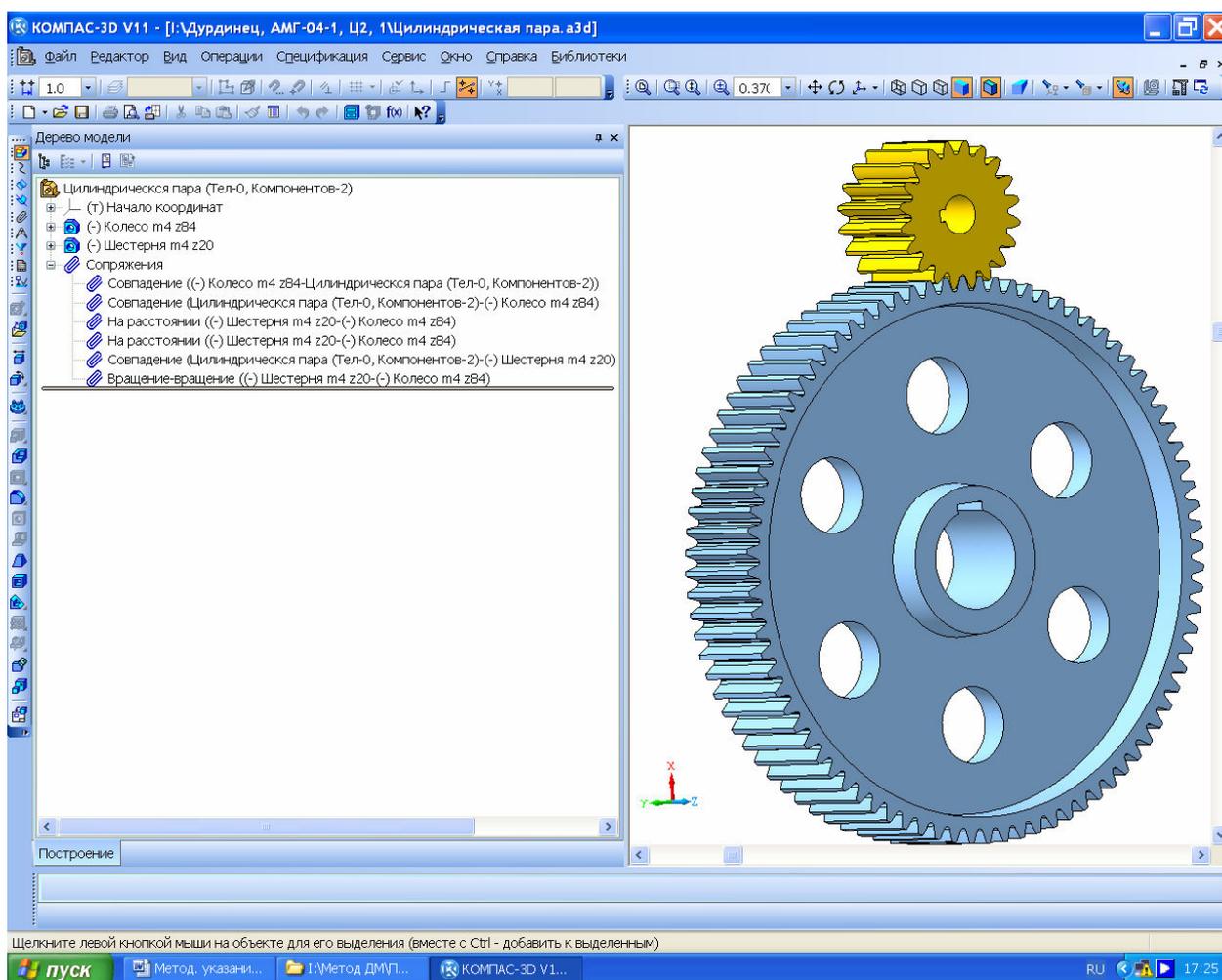


Рисунок 5.25

Для этого создают файл формата  «Сборка» в КОМПАСе, который лучше сразу же сохранить, присвоив ему имя, например, «Зубчатая пара». Создание сборки начинают с операции  «Добавить из файла» на панели инструментов  «Редактирование сборки». После «нажатия» на эту кнопку открывается подменю «Выберите модель», в котором можно либо выбрать модель в одном из открытых в данный момент окон КОМПАСа, либо выбрать ее «Из файла». Затем на экране монитора появляется фантом трехмерной модели первой вставляемой в сборку детали. Обычно, наводят курсор на начало координат и нажимают на левую кнопку мышки (это впо-
Против В.В. Проектирование двухступенчатых редукторов с использованием КОМПАСа

следствии позволит привязываться к основным плоскостям и осям файла при наложении сопряжений для других деталей сборки). Изображение фиксируется и его можно вместе с системой координат сборки двигать по экрану, вращать, разрезать и т.д. всеми доступными средствами КОМПАСа. Чтобы завершить создание сборки, показанной на рисунке 5.26, далее выполняют следующее.

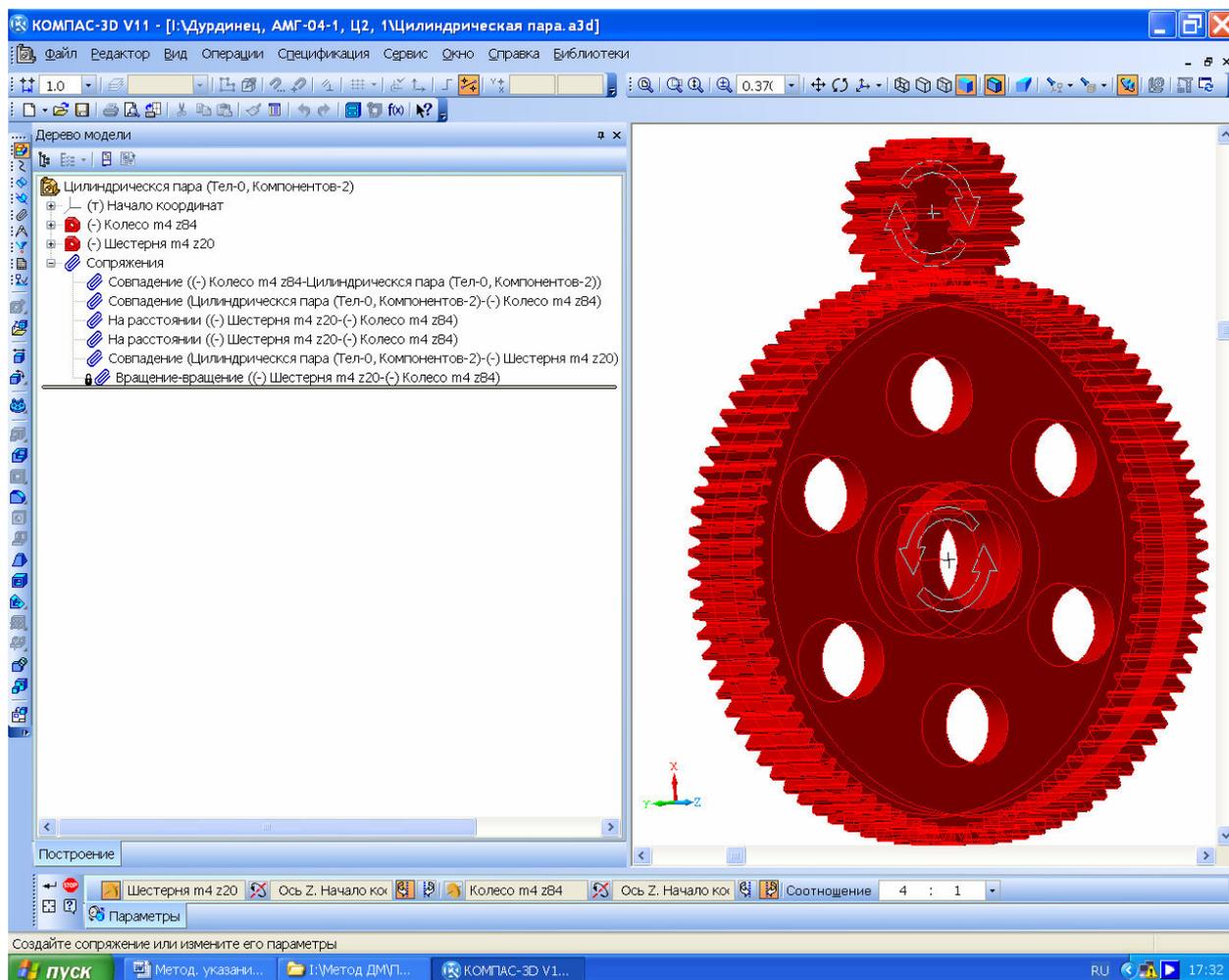


Рисунок 5.26

С помощью той же команды «Добавить из файла» рядом с первой деталью размещают следующую деталь сборки, но она еще не зафиксирована и может перемещаться относительно первой детали с помощью команд «Переместить компонент» и «Повернуть компонент» из панели инструментов «Редактирование сборки». Именно этими командами вторую деталь устанавливают в положение, наиболее близкое к требуемому.

Чтобы зафиксировать или расположить деталь с возможностью регламентированных перемещений относительно начала координат сборки или первой детали используют операции из инструментальной панели «Сопряжения». В случае с парой зубчатых колес, находящихся в зацеплении действовать необходимо следующим образом.

Вначале нужно расфиксировать первую вставленную в файл деталь «Колесо». Для этого ее выделяют в дереве построения, нажимают правую кнопку мышки и в появившемся контекстном меню выбирают строчку «Свойства». В нижней части экрана монитора появляется панель «Свойств» модели, на которой нажимают кнопку  «Не фиксировать компонент». Теперь первая деталь может перемещаться, но лучше ее привязать к началу координат. С этой целью накладывают первое сопряжение –  «Совпадение объектов» то есть совпадение оси вращения колеса с одной из основных осей системы (лучше той, с которой ось колеса визуальнo совпадает). Затем накладывают совпадение плоскости колеса с соответствующей плоскостью системы координат. Колесо зафиксировано от перемещений, но может вращаться относительно оси. Третье сопряжение устанавливает плоскость второй детали (шестерни) на определенном расстоянии относительно плоскости колеса (т.к. обычно шестерня шире колеса) при помощи команды  «На расстоянии». Четвертым сопряжением устанавливают ось вращения шестерни на межосевое расстояние относительно оси вращения колеса (оно вычислялось ранее). Теперь шестерня лишена перемещений, но может вращаться вокруг колеса без перекатывания. Чтобы это исключить, устанавливают совпадение оси вращения шестерни с одной из поперечных плоскостей колеса или главной системы координат (это одно и то же, поскольку колесо уже привязано к ней) командой  «Совпадение объектов». Осталось наложить последнее сопряжение, показанное на рисунке 5.26, –  «Вращение» (относительное) колеса и шестерни. В меню этого сопряжения последовательно нужно указать в дереве построения или на экране монитора шестерню, ось ее вращения, колесо, ось его вращения, указать новое направление вращения (обычно второй детали) – противоположное направлению вращения первой детали, и ввести в око «Соотношение» передаточное число (в нашем случае 84 к 20). Нажатием на кнопку  «Создать объект» подтверждают образование нового сопряжения.

Теперь с помощью команд  «Переместить компонент» и  «Повернуть компонент» из панели инструментов  «Редактирование сборки» можно вращать одну из двух деталей сопряжения, при этом вторая будет вращаться в соответствии с заданным передаточным числом.

Сопряжением  «На расстоянии» позволяет при задании и редактировании сопряжения менять  «Направление» и  «Ориентацию» второй детали для исправления возможных неточностей.

Для сопряжения конической пары лучше использовать следующий способ. Коническое колесо, показанное на рисунке 5.27, привязывают в точке вершины конуса шестерни, которая первой была зафиксирована этой точкой в начале координат файла сборки. Затем, как было описано выше, расфиксируют первую деталь и привязывают ее соответствующими привязками к началу координат. Потом устраняют возможность перекатывания колеса по шестерне, совместив ее ось вращения с соответствующей плоскостью начала координат сопряжением  «Совпадение объектов» или  «На расстоя-

НИИ» (используя результаты расчета размеров зубчатого зацепления из п. 3.3.7, Определение диаметров зубчатых колес).

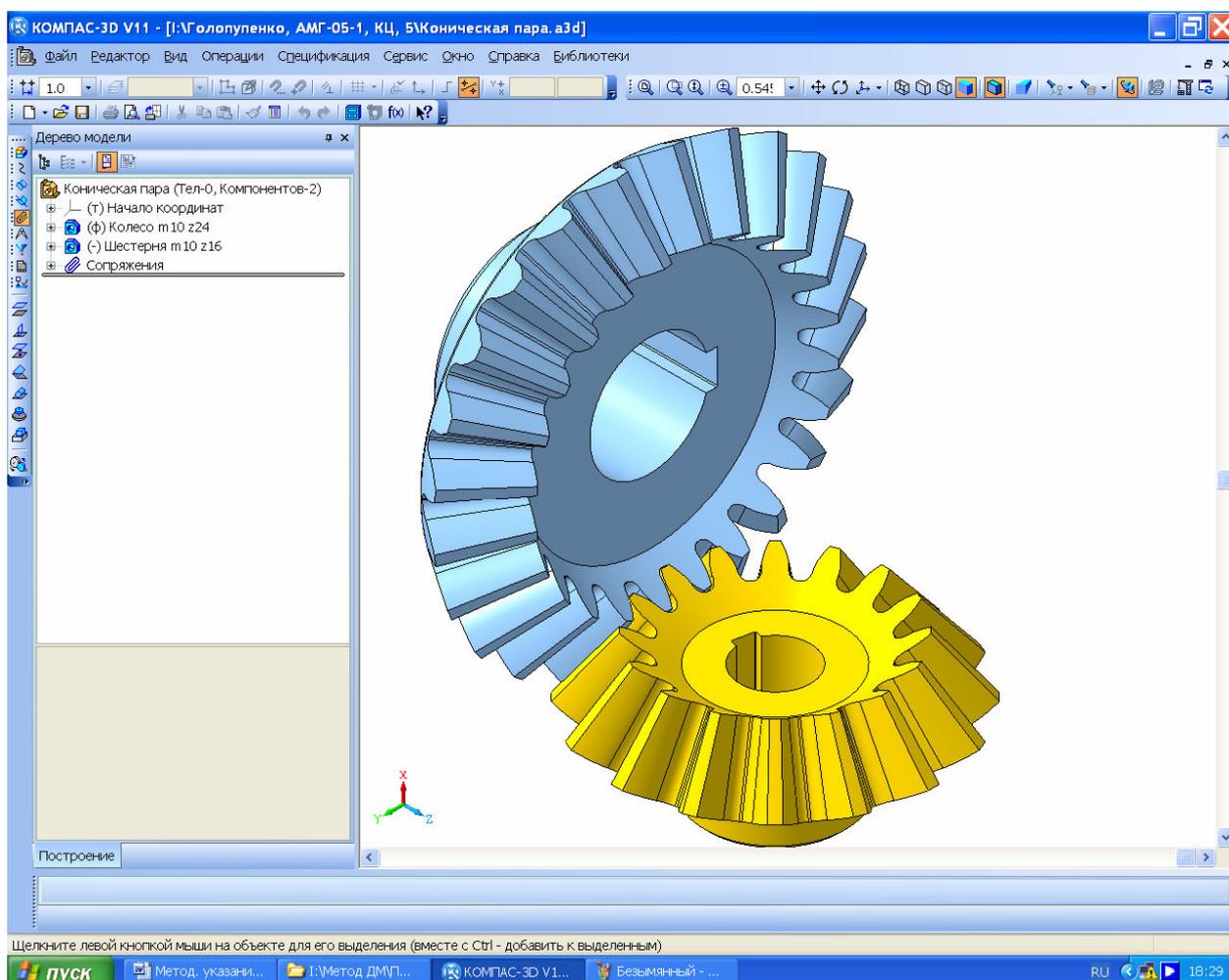


Рисунок 5.27

Настал момент проверки правильности зубчатого зацепления. Визуально проверяют, не попадают ли зубья смежных колес друг на друга, есть ли зазор между головкой зуба одного колеса и впадиной другого. Полезно рассечь сборку операцией «Сечение поверхностью» по одной из подходящих плоскостей. Это хорошо видно на рисунке 5.28.

По завершении просмотра операцию исключают из расчета, – наводят курсор на строчку операции в «Дереве построения», нажимают правую кнопку мышки и выбирают в контекстном меню строчку «Исключить из расчета». В любой момент операцию можно снова сделать активной, выполнив те же действия, но теперь уже выбрав строчку «Включить в расчет».

Если все-таки, зубья не совпали, то сборку нужно перестроить, изменив сопрягаемые плоскости (обычно нужно «провернуть» вторую деталь на 90°) или изменить угол наклона первой вспомогательной плоскости в червячном колесе. Для зубчатых колес, построенных с помощью КОМПАС-SHAFT 3D на закладке «Позиционирование» можно изменить угол и направление по-

строения зубьев колеса относительно начала координат. Только тогда зубчатое зацепление будет правильным.

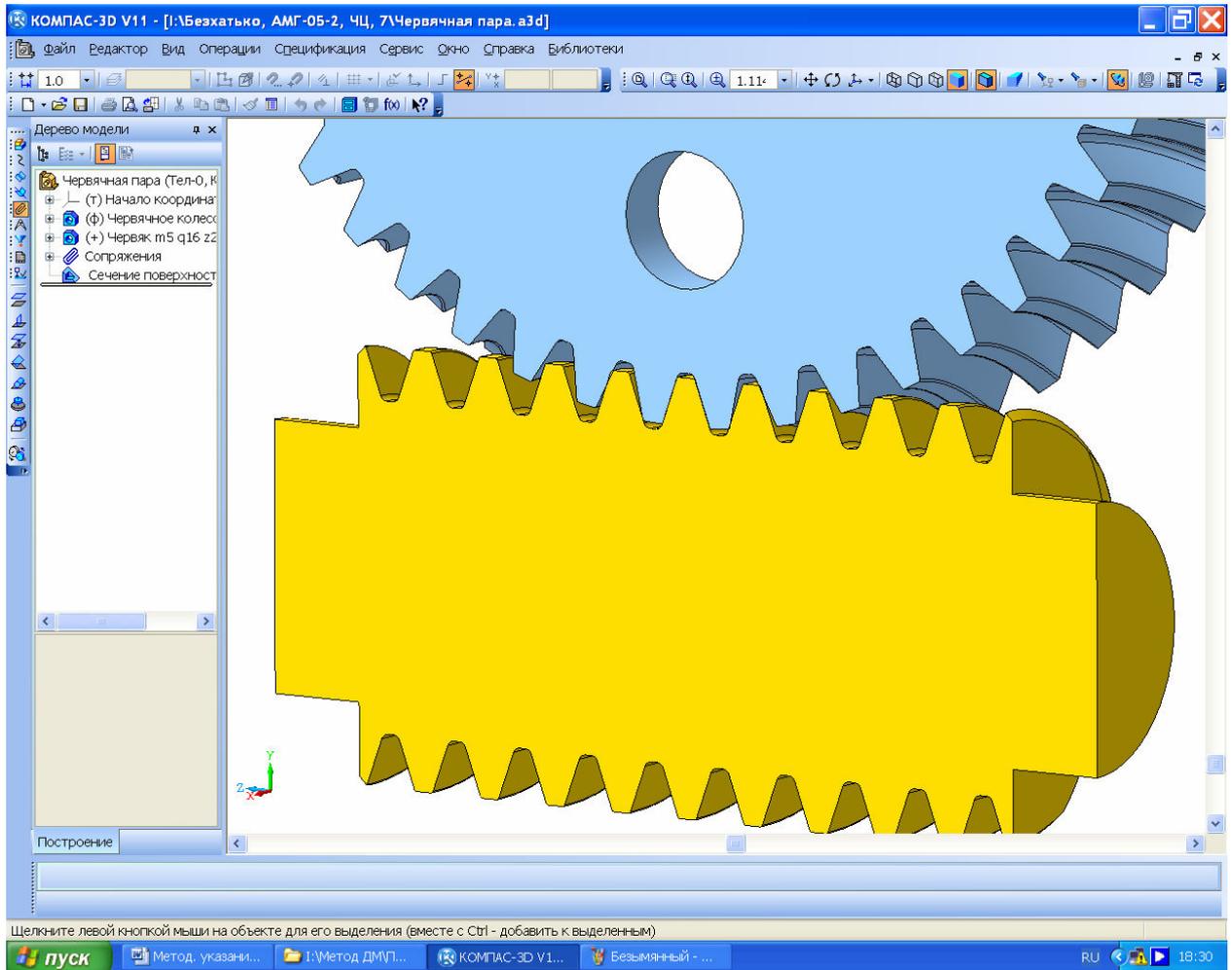


Рисунок 5.28

6 Расчет выходных концов валов

Расчет заключается в определении диаметров выходных концов валов из условия прочности на кручение при пониженных напряжениях.

$$d_i = \sqrt[3]{\frac{16T_1 \cdot 10^3}{\pi[\tau]_k}},$$

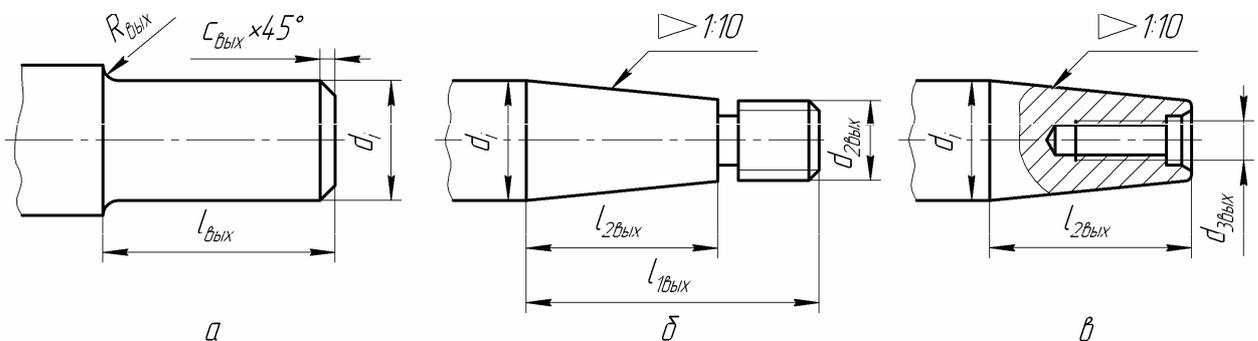
где $[\tau]_k$ – пониженное допускаемое касательное напряжение без учета влияния изгиба, принимают равным 15 МПа.

Сначала выбирают вид выходного конца вала, один из показанных на рисунке 6.1 (конический или цилиндрический), а затем принимают окончательные его размеры (диаметр и длина) округляя их в большую сторону до ближайшего значения из стандартного ряда в соответствии с ГОСТ 6636-72.

Если в техническом задании на проект не указаны специальные требования на использование муфт особого типа, то при выполнении курсового проекта следует принимать цилиндрические выходные концы валов из ряда 1 (реже из ряда 2), приведенного в таблице 6.1. Там же указаны соответствующие диаметрам длины, радиусы скруглений и фаски (см. рисунок 6.1 а).

Таблица 6.1

d_i	Ряд 1	6;	8;	10;	12;	16;	20;	25;	32;	40;	50	55	60;	80;	100;	140	160;			
	Ряд 2	7	9	11	14	18	22	28	36	45	53	63;	75	85;	105;	125	130	180		
									30	38	42;	48	65	95	120	150	170			
$l_{вых}$		16	20	23	30	40	50	60	80	80	110	110	110	140	140	170	210	210	250	300
$R_{вых}$		0,4	0,6	0,6	1,0	1,0	1,6	1,6	2,0	2,0	2,0	2,0	2,5	2,5	2,5	3,0	3,0	3,0	4,0	4,0
$c_{вых}$		0,2	0,4	0,4	0,6	0,6	1,0	1,0	1,6	1,6	1,6	1,6	2,0	2,0	2,0	2,5	2,5	2,5	3,0	3,0



- а – цилиндрический
 б – конический тип I
 в – конический тип II

Рисунок 6.1 – Выходные концы валов

7.1 Особенности компоновки валов цилиндрических передач

Валы цилиндрических передач редукторов обычно опираются на шариковые, реже на роликовые радиальные подшипники. Если передача косозубая с большим углом наклона линии зуба, то могут применяться радиально-упорные подшипники. Шевронные колеса уравновешены по осевым силам и не требуют таких подшипников.

Обычно внутренние кольца подшипников напрямую или через маслоотражающие кольца (дистанционные втулки) упираются в буртики вала слева и справа от зубчатого колеса, а внешние кольца подшипников сжимаются навстречу друг другу выступами крышек подшипниковых узлов, одна из которых – глухая, а другая – проходная (для выходного конца вала). Так должно быть при нагревом до рабочей температуры подшипнике, но в холодном состоянии между одной из крышек на валу и наружным кольцом подшипника должен быть зазор величиной от 0,5 до 1 мм [4] (т. 2, стр. 250). Правильным было бы изобразить этот узел без зазора, но задать размер высоты упорной части крышки с допуском гарантированного зазора, например *b12* или *b13*. Конические же подшипники всегда должны быть сжаты некоторым предварительным монтажным осевым усилием, которое исключает перекосяк тел качения относительно колец подшипника.

Внутри проходных крышек устанавливают уплотнения, препятствующие вытеканию подшипниковой смазки и попаданию пыли внутрь редуктора. Обычно уплотнения делают лабиринтными или сальниковыми.

7.2 Особенности компоновки валов конических передач

Шестерня конического колеса часто изготавливается заодно с валом и называется вал-шестерня (это обычно делают и в цилиндрических передачах). Она, как правило, устанавливается в корпусе редуктора консольно. Подшипники размещаются со стороны выходного конца вала на некотором расстоянии друг от друга. Иногда их ставят парами или применяют сдвоенные подшипники специальных серий. Подшипники выходного вала размещают так же, как у цилиндрических передач, но в конических передачах применяют упорные, конические радиально-упорные и реже шариковые радиально-упорные подшипники. Иногда в паре устанавливают подшипники разного размера и даже типа. Чаще всего подшипники фиксируются внутренними кольцами относительно вала или дистанционной втулки, а внешними кольцами в корпусе редуктора или промежуточной гильзе выступами крышек подшипниковых узлов.

7.3 Особенности компоновки валов червячных передач

Подшипниковые узлы червячных передач компонуются примерно так же, как и цилиндрических, но по причине больших величин осевых сил используют подшипники того же вида, что и в конических передачах (радиаль-

но-упорные). Иногда на валу червяка в паре с радиальным или радиально-упорным подшипником могут быть применены упорные подшипники. Фиксируются подшипниковые узлы червячных передач в корпусе редуктора так же, как и в цилиндрических и конических передачах.

7.4 Построение трехмерных моделей валов

Построение трехмерной модели вала начинают с создания файла в формате  «Деталь» КОМПАС 3D. Файл лучше сразу сохранить под именем, например, «Вал тихоходный». Если тихоходный вал (входной в редукторе) будет изготовлен с шестерней заодно, то ступени вала лучше «пристроить» к уже построенной шестерне. Поэтому открывают файл детали «Шестерня» и переименовывают его в «Вал-шестерня». Построение тихоходного вала (выходной в редукторе) обычно начинают со средней части, – построения цилиндрической ступени посадочного места под крепление зубчатого колеса, размеры которого уже примерно определены. На рисунке 7.2 первая построенная ступень вала подсвечена.

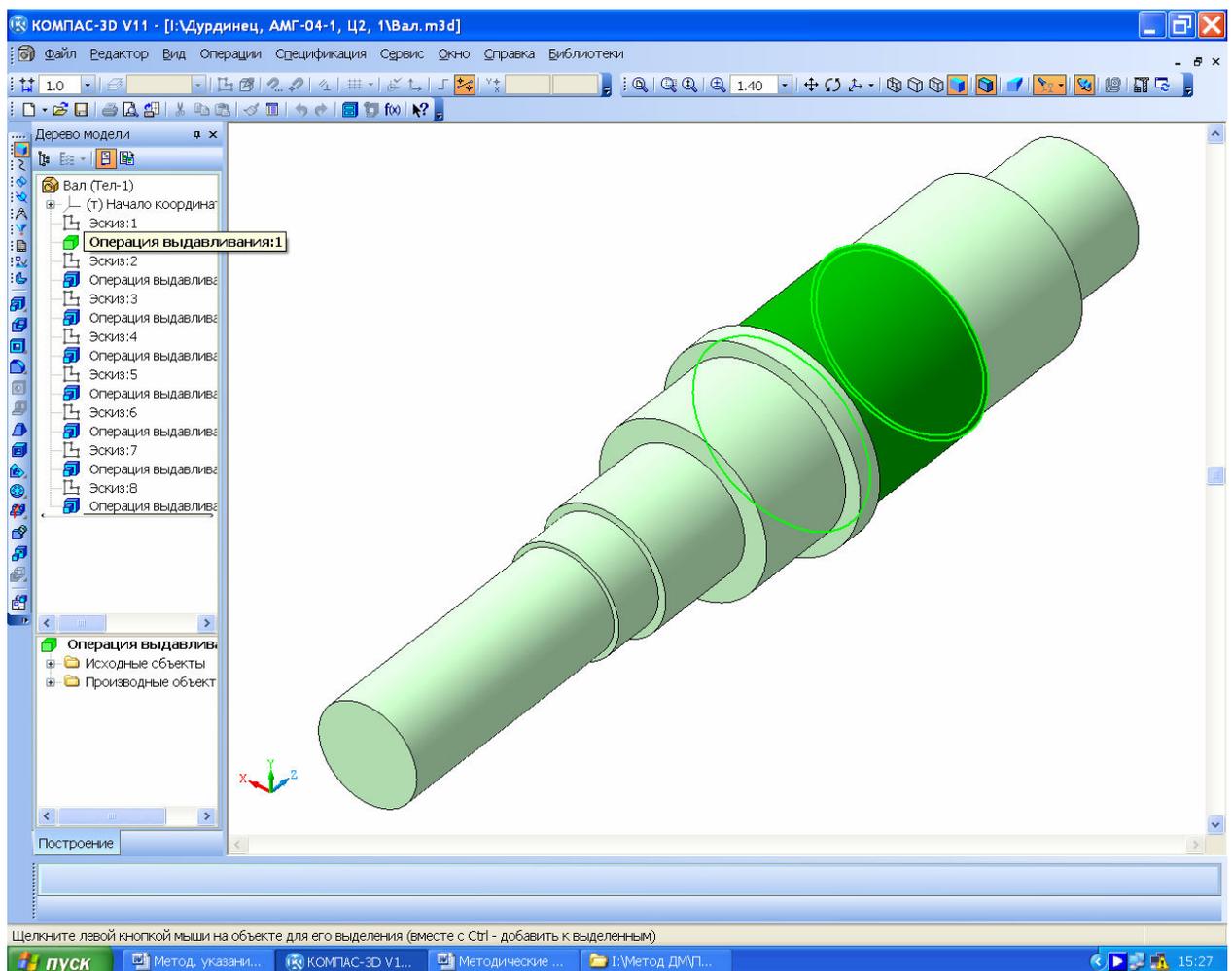


Рисунок 7.2

Эта ступень должна быть больше от 5 или 30 мм по диаметру, чем выходной конец вала в зависимости от мощности редуктора (см. рис. 7.1). Затем, с одной стороны делают ступень большего диаметра, в которую упрется колесный центр, а с другой – меньшего диаметра, чтобы колесо можно было надеть на вал при сборке (см. рис. 7.2). Операции построения цилиндрических ступеней в КОМПАС 3D лучше делать методом выдавливания, их удобнее потом изменять. Это делают следующим образом. На одной из основных плоскостей создают  «Эскиз», в котором с привязкой к началу координат строят окружность нужного диаметра, пользуясь командой  «Окружность» из меню  «Геометрия». Затем закрывают эскиз и с помощью команды  «Операция выдавливания» формируют цилиндр нужной длины. И диаметр и длина любой ступени вала могут быть впоследствии отредактированы.

После построения первой пары цилиндрических ступеней вокруг ступени для посадки колеса, создают еще две ступени – посадочные места для установки подшипников. Эти ступени должны быть меньшего диаметра, чем построенные ранее. Размеры заплечников для установки подшипников стандартизованы, поэтому следует придерживаться рекомендаций [4] (т. 2, стр. 177). Затем со стороны выходного конца вала формируют еще одну ступень – опорную поверхность для установки уплотнения и, собственно, сам выходной конец вала. Конические ступени валов делают аналогично цилиндрическим, но в меню  «Операции выдавливания» указывают  «Уклон внутрь» в градусах.

В торцах тяжелых и длинных валов делают центровые отверстия, используя, например, библиотеку «Стандартные изделия→Конструктивные элементы→Отверстия→Отверстия центровые», как это показано на рисунке 7.3. После выбора из библиотеки типа и диаметра центрального отверстия, нажимают на кнопку  «Позиционирование» на панели «Свойств» и указывают координаты отверстия (для центрального отверстия они нулевые) и на кнопку  «Создать объект». Отверстие будет построено. Диаметр отверстия программа не подсказывает и не предлагает подходящий. Его должен назначить пользователь исходя из диаметра ступени вала, в которой оно будет размещено. Удобно уточнить размер вала с помощью средней иконки  в меню указания диаметра отверстия. Назначение каждой иконки дается в выпадающей подсказке при наведении на нее.

Поскольку посадочные поверхности под внутренние кольца подшипников шлифуют, обеспечивая нужный размер с допуском и шероховатостью поверхности, то в местах выхода шлифовального круга (у ступени большего диаметра) должны быть выполнены соответствующего размера канавки. Их «вырезание» вызывают, например, из библиотеки «Машиностроение→Библиотека канавок для КОМПАС-3D→Канавка по ГОСТ 8820-69 (выход шлифовального круга)», как это показано на рисунке 7.4. Следуя подсказкам программы нужно указать курсором (с нажатием левой кнопки мышки) цилиндрическую поверхность, на которой должна быть канавка, а затем выбрать в выпавшем меню нужные размеры канавки (лучше принять

рекомендуемые) и указать торец, возле которого она должна быть «нарезана». После нажатия кнопки «ОК» канавка будет построена.

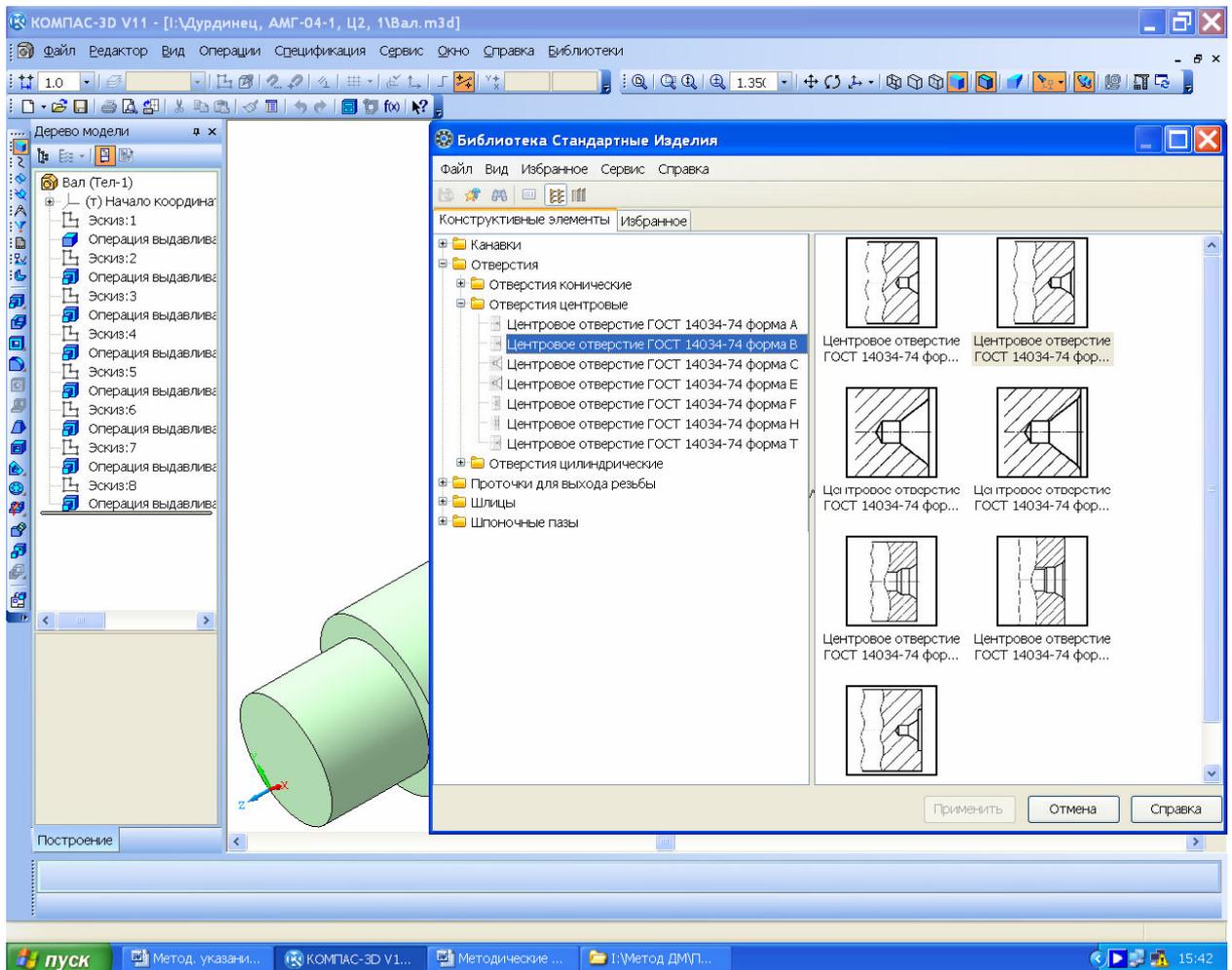


Рисунок 7.3

И отверстия и канавки и многие другие элементы деталей цилиндрической формы можно строить, используя библиотеку КОМПАС-SHAFT 3D. Например, построить такую же канавку на противоположной ступени под подшипник можно следующим образом. Выбирают папку «Простые конструктивные элементы» → Канавка → Канавки для круглого шлифования ГОСТ 8820-69 → Канавки для наружного шлифования исп 1 →». Это видно на рисунке 7.5. Двойное нажатие на выбранную строчку и в нижней части экрана монитора открывается меню позиционирования. В отличие от предыдущего способа, теперь нужно указывать не цилиндрическую поверхность, а ребро, возле которого будет построена канавка.

Для крепления зубчатых колес на валах, а также полумуфт на выходных концах валов чаще всего используют шпоночное соединение. Построение шпоночных пазов и шлицев на трехмерных моделях валов выполняют так же, как это уже было описано в п. 5.1 (Построение зубчатых колес цилиндрической передачи).

В самую последнюю очередь с помощью соответствующих команд на инструментальной панели «Редактирование детали» на валу строят «Фаски» и радиусные «Скругления». Выделяют ребра или грани, на которых будут созданы эти элементы. Высоту ребра фаски и угол ее наклона, как и величину радиуса, указывают в соответствующих ячейках меню операции. Готовый вал приведен на рисунке 7.6.

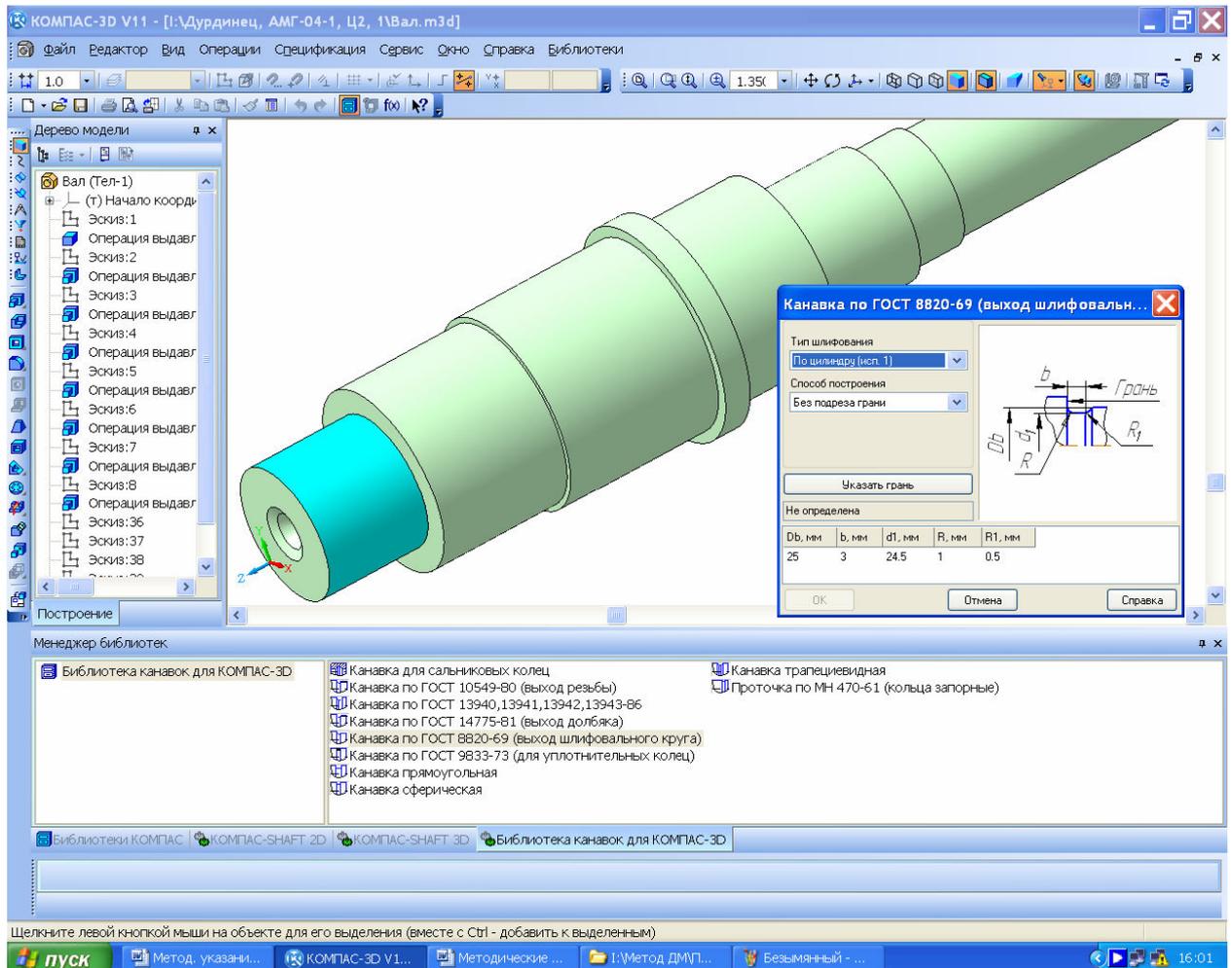


Рисунок 7.4

Аналогично строят вал-шестерню и червяк, который всегда изготавливают заодно с валом, только в качестве первой цилиндрической ступени используются уже построенные шестерня или червяк.

Понятно, что промежуточный вал двухступенчатого редуктора одновременно является выходным для первой ступени и входным для второй. Поэтому он должен нести на себе колесо первой ступени и шестерню второй.

7.5 Построение трехмерных моделей сборок валов

Валы в сборе – это первые сборочные единицы, трехмерные модели которых должны быть построены при выполнении курсового проекта одно-

ступенчатого редуктора. Для этого создают файл  «Сборка» Сборка КОМПАС 3D, который желательно сразу сохранить, присвоив ему узнаваемое имя, например, « Вал быстроходный.а3d». Хотя этот файл имеет то же название, что и деталь « Вал быстроходный.м3d», но его легко найти на диске по расширению и иконке файла.

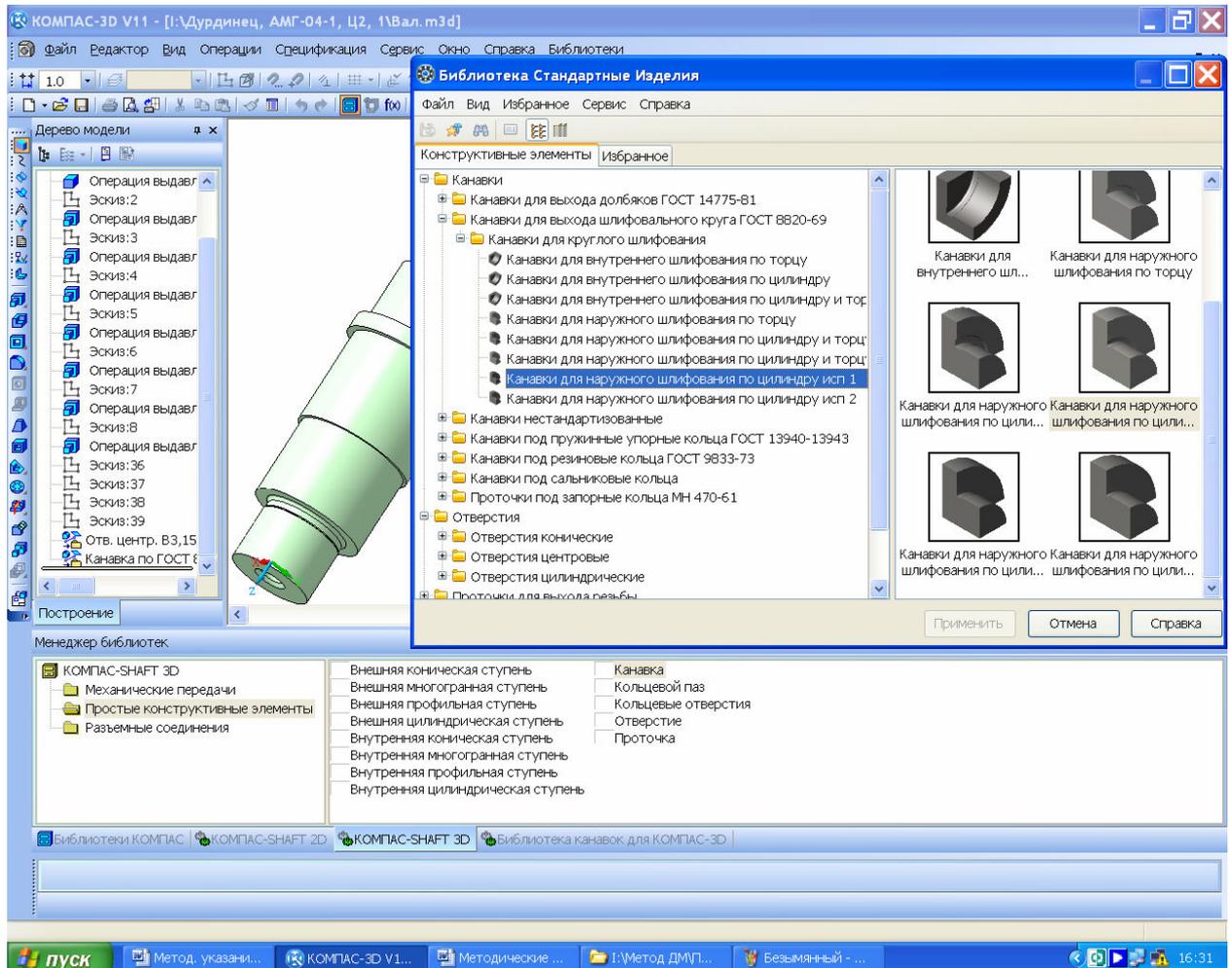


Рисунок 7.5

Создание сборки начинают с операции  «Добавить из файла» панели инструментов  «Редактирование сборки» как это уже было описано в п. 5.4 (Построение 3D модели зубчатого зацепления). Первой вставляемой деталью должен быть вал (или вал-шестерня). На него «одевают» уже созданную 3D модель зубчатого колеса, подшипники, трехмерные модели которых выбирают из «Библиотеки стандартных изделий», и шпонки, из той же библиотеки.

Точное положение каждой вновь устанавливаемой детали назначается при помощи  «Сопряжений». Зубчатые колеса не должны вращаться вокруг вала, поэтому сопряжения типа  «Вращение» здесь не применяются. Чаще других используются сопряжения  «Соосность» и  «Совпадение объектов». Если между подшипниками (их внутренними кольцами) и ступе-

ниями валов стоят маслоотражающие (маслоотбойные) кольца или дистанционные втулки, то их можно создать либо в отдельном окне, а затем вставить в сборку, либо прямо в сборке. Во втором случае вначале выделяют курсором поверхность уже имеющейся в сборке детали, затем нажимают на кнопку  «Создать деталь». Можно даже создать подсборку, выбрав кнопку  «Создать сборку». Программа предлагает сохранить в нужном месте создаваемую деталь и присвоить ей имя. После этого на выделенной поверхности создают  «Эскиз», в котором обычным образом строят изображение первой поверхности или сечения новой детали. Закрывают эскиз. Затем с помощью одной из разновидностей операции  «Выдавливания» строят деталь, при этом, если это дистанционная втулка, кольцо регулировочное или прокладка как на рисунке 7.6, то ее можно «протянуть»  «На расстояние»  «До поверхности», которую указывают курсором.

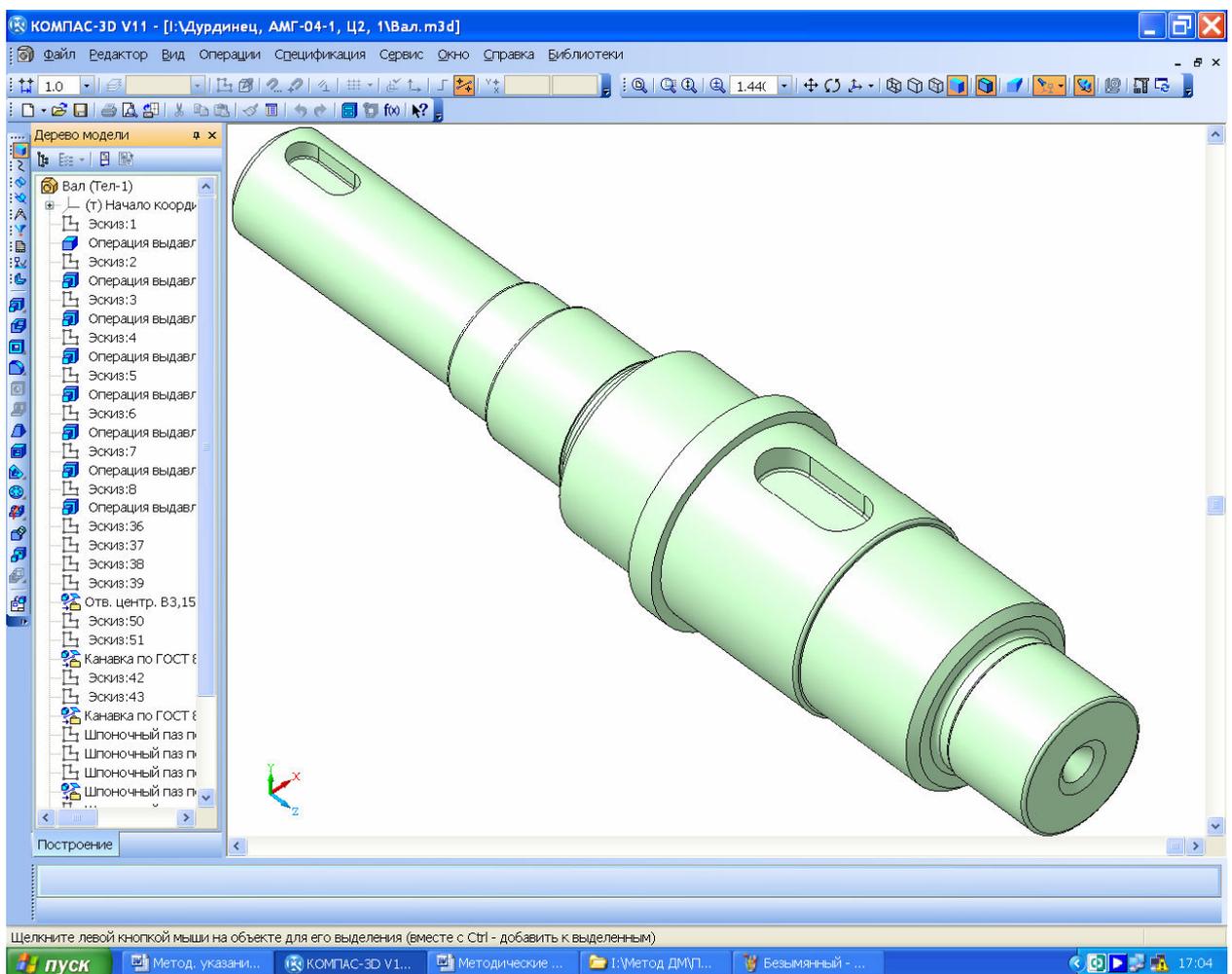


Рисунок 7.6

На этом этапе обязательно должна быть проверена правильность взаимного расположения деталей на валу при помощи операции  «Сечение поверхностью» по одной из основных плоскостей файла, как это видно на рисунке 7.7.

Ступица зубчатого колеса и торцы внутренних колец подшипников должны упираться в буртики вала или дистанционные втулки. Шпонки обязаны располагаться точно в подготовленных для них пазах. Все детали должны быть зафиксированы на валу и относительно друг друга достаточным количеством сопряжений (не должны перемещаться с помощью команд  «Переместить компонент» и  «Повернуть компонент» из панели инструментов  «Редактирование сборки»). Исключение составляют стандартные детали, не имеющие плоских граней, например, цилиндрические шайбы и подшипники. Рядом с их обозначением  (-) Подшипник 405 ГОСТ 8338-75 в «Дереве построения» всегда будет стоять минус в скобках, так как одна степень свободы остается незафиксированной (вращение вокруг продольной оси). Трехмерные модели всех стандартных деталей из библиотек КОМПАСа всегда имеют одинаковый темно-серый цвет, изменить который пока невозможно.

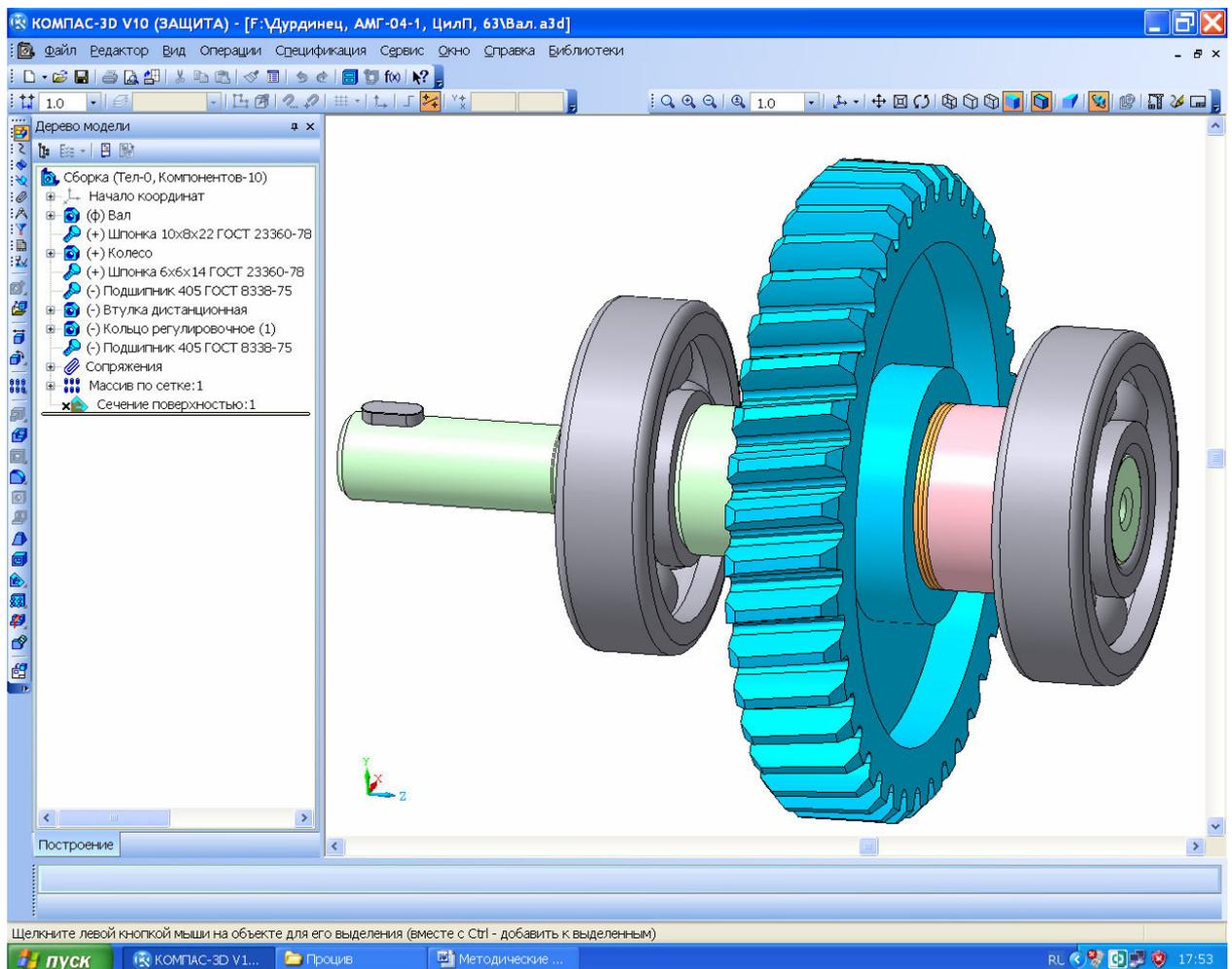


Рисунок 7.6

Трехмерные модели подшипников в сборки валов следует вставлять из «Справочника по подшипникам» КОМПАСа. Для этого на панели «Библиотеки» выбирают строчку «2 Стандартные изделия», а затем «Вставить элемент». В открывшемся окне «Библиотека Стандартные Изде-

лия» открывают папку «Подшипники качения» и далее находят нужный подшипник. Основная сложность в пользовании этой библиотекой заключается в том, что для поиска уже выбранного номера подшипника нужно знать стандарт, по которому он изготовлен. Например, ГОСТ 21179-78 определяет требования к подшипникам от трехзначных (806) обозначений, до шестизначных (920905), поэтому перед входом в библиотеку стандарт желательно запоминать или записывать.

Подшипники можно поискать также в 2D Конструкторской библиотеке КОМПАСа. Для этого создают вспомогательный файл формата «Фрагмент», затем нажимают на кнопку «Менеджер библиотек» открывают «Машиностроение» Конструкторская библиотека → Подшипники» и выбирают паку, например, «Подшипники шариковые», как это показано на рисунке 7.8. Потом выделяют нужный подшипник и нажимают кнопку «ОК».

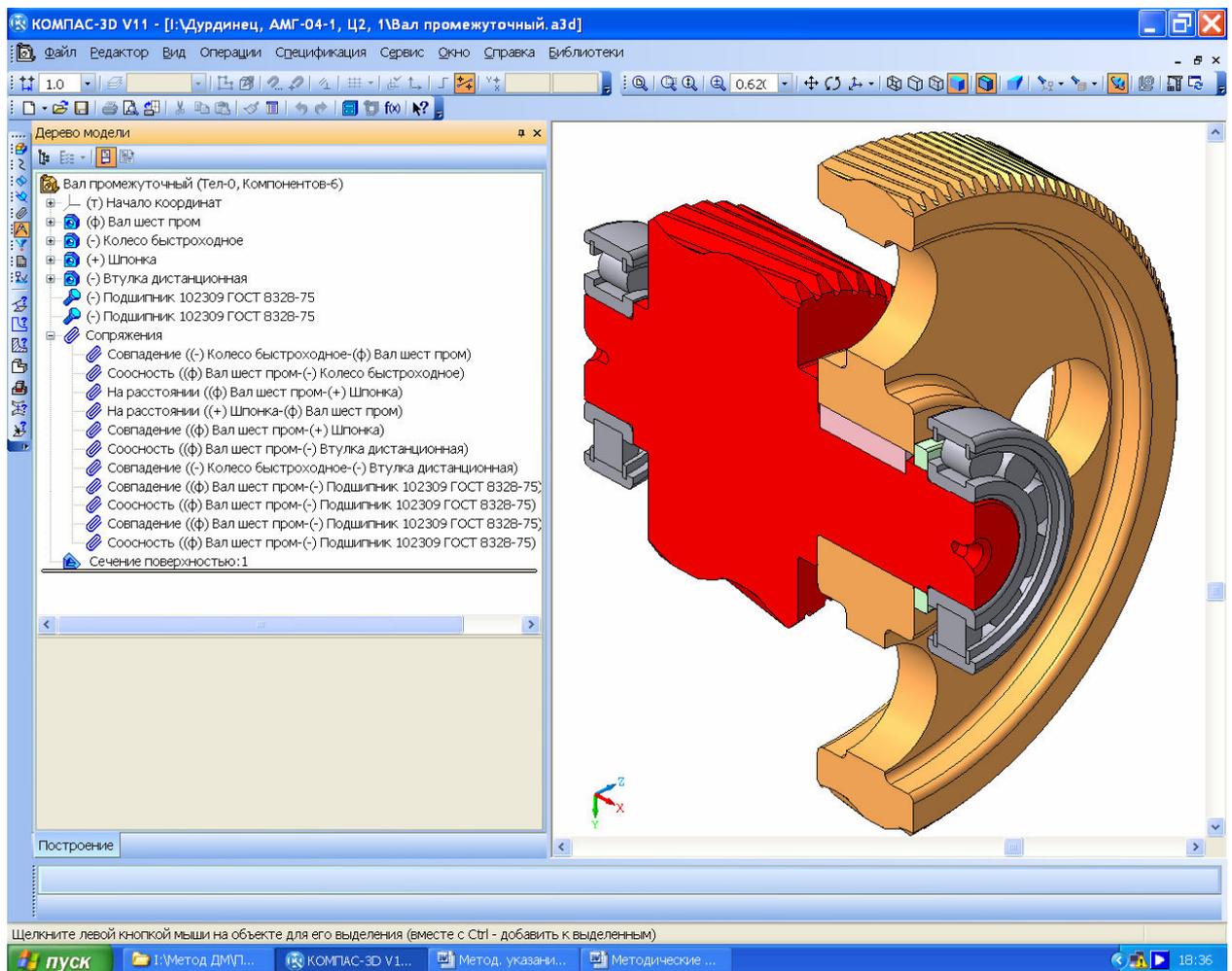


Рисунок 7.7

Появляется фантом изображения разреза подшипника, который вставляют во фрагмент, привязываясь к началу координат. Далее разрушают изображение командой «Редактор» → «Разрушить» и рядом строят три изображения сече-

ний внутреннего кольца, тела вращения и наружного кольца, копируя элементы изображений с разреза подшипника.

Эти изображения используют для построения трехмерных моделей соответствующих деталей в отдельных файлах формата  «Деталь». В каждом файле на одной и той же основной плоскости создают эскиз, в который переносят изображение сечения детали с осью вращения, привязываясь к началу координат эскиза точкой начала координат сечения подшипника. Построение моделей деталей по эскизам выполняют операцией  «Операции вращения».

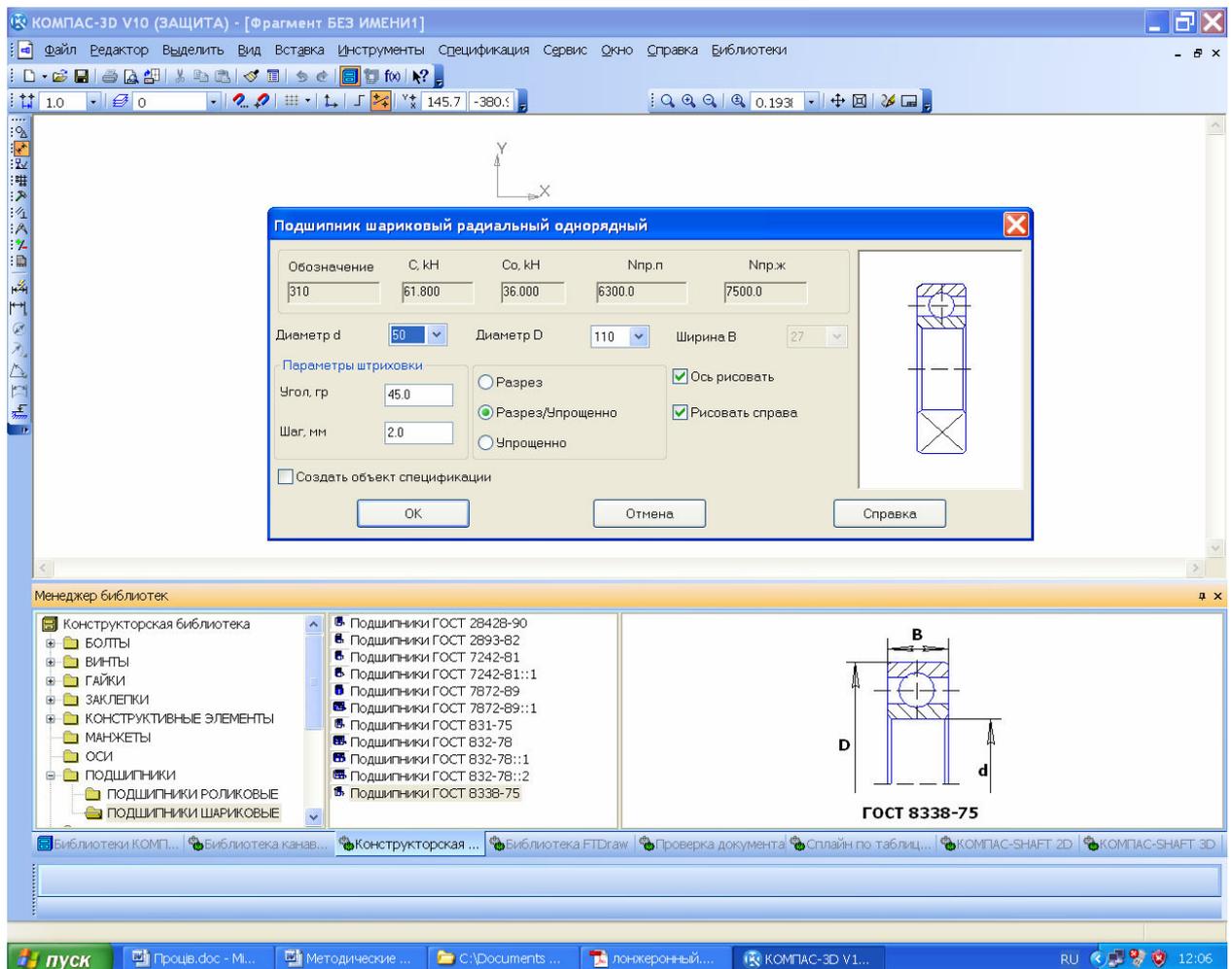


Рисунок 7.8

Чтобы собрать детали в подшипник, создают файл  «Сборка» и как уже описывалось выше, одну за другой вводят все три детали. Поскольку каждая из них визуально стоит на своем месте, но только первая зафиксирована по умолчанию, нужно зафиксировать две остальные. Для этого наводят курсор на строку детали в «Дереве построения», нажимают на правую кнопку мышки и в выпавшем подменю нажимают на строчку «Включить фиксацию». Для небольшой сборочной единицы этого достаточно, но можно за-

фиксировать тело качения и наружное кольцо и с помощью «Сопряжений».

Подшипник приобрел характерные очертания, но в нем пока только одно тело качения. Чтобы построить остальные, нужно создать «Ось конической поверхности», а потом при помощи операции «Массив по концентрической сетке» – нужное число тел качения.

На рисунке 7.9 первый введенный в сборку шар выделен цветом, а множество лучей, исходящих из начала координат, соответствуют осям начала координат каждого шара.

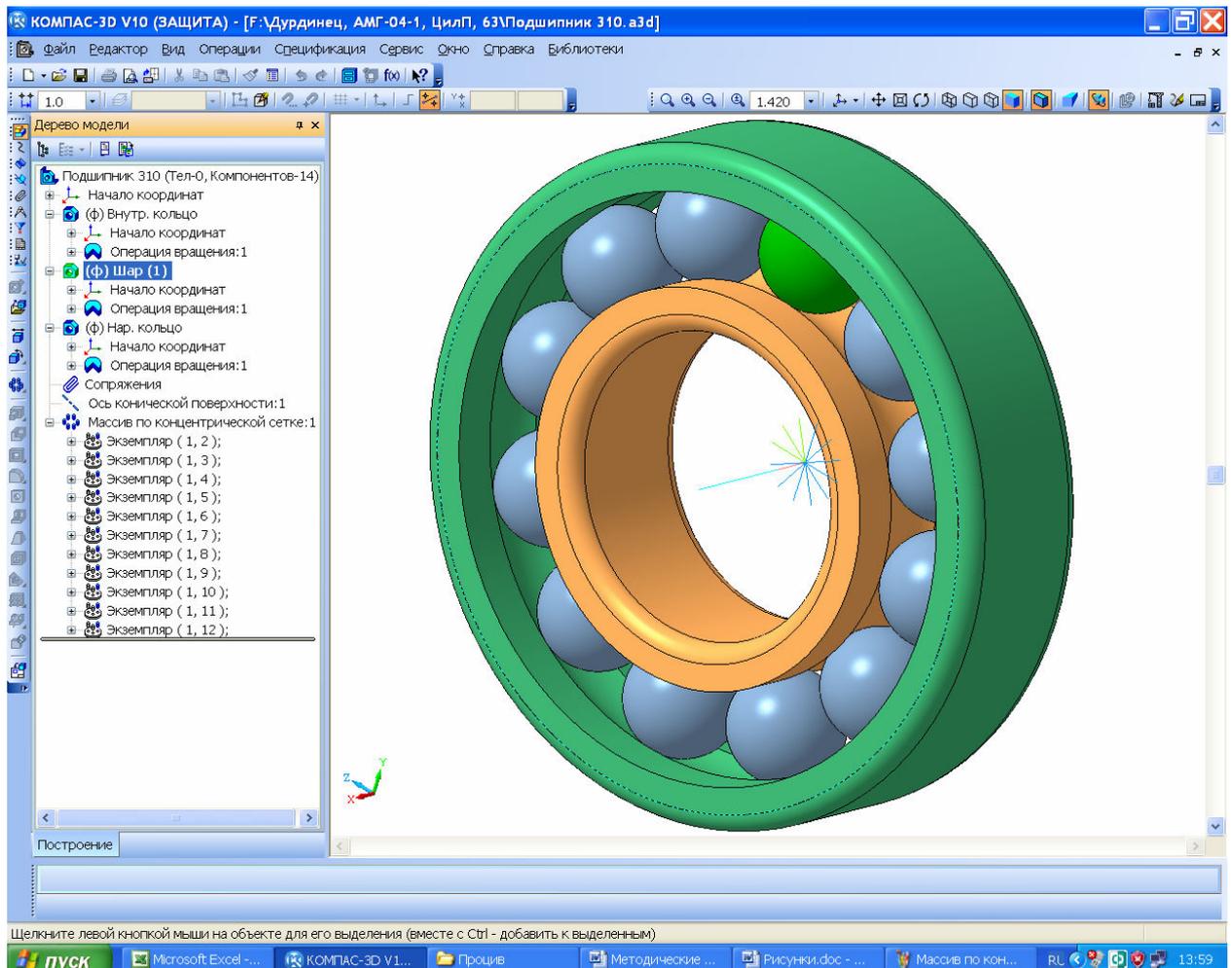


Рисунок 7.9

Если нужного подшипника нет в библиотеках КОМПАСа, то его можно поискать в других источниках [5], а затем, найдя нужные размеры, построить эскизы и детали, а также создать трехмерную модель подшипника в сборе.

Используя описанную выше методику можно построить подшипник и как одну единую деталь, это показано на рисунке 7.10. Для изображения подшипника в сборочных единицах проекта это не имеет большого значения, поскольку на стандартные изделия не нужно выпускать рабочие чертежи, а подобные элементы относят к покупным изделиям. К тому же появляется

возможность Тосно сопрячь подшипник по плоскостям, чтобы тела качения попадали в плоскость сечения.

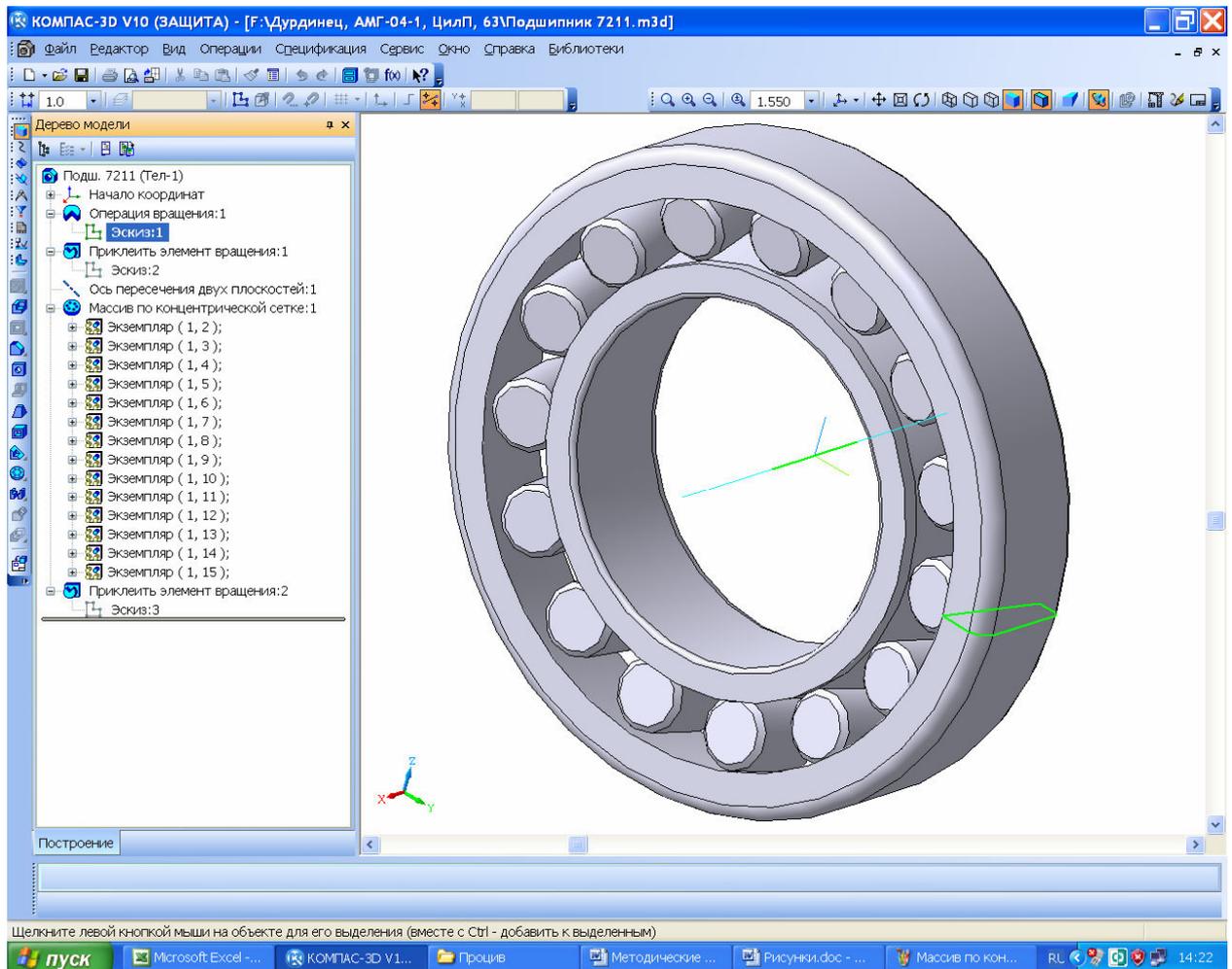


Рисунок 7.10

Подобным образом строят и другие детали и под сборки, которых нет в библиотеках КОМПАСа, но их размеры стандартизованы или существуют отраслевые нормы на их форму и величину.

Очень часто в технике применяют подшипники качения с открытыми сепараторами, рассчитанные под консистентную смазку. Чтобы предотвратить попадание жидкой смазки в подшипники качения (обычно это индустриальные масла марок И20, И40), разбрызгиваемой зубчатыми колесами во внутренней полости редуктора, и исключить разжижение консистентной смазки, ставят маслоотражающие кольца, вращающиеся вместе с валами. Размеры маслоотражающих колец нормализованы [4] (т. 3, стр. 307).

Чтобы предотвратить попадание пыли в подшипниковые узлы и вытекание подшипниковой смазки на выходных концах валов (внутри проходных крышек) устанавливают уплотнения. Обычно уплотнения делают лабиринтными, сальниковыми или комбинированными по нормам [4] (т. 3, стр. 307). Манжетное уплотнение 1 на рисунке 7.11 должно содержать стандартную манжету, которую следует выбирать из «Библиотеки стандартных изде-

лий» КОМПАСа. Цилиндрическую ступень вала перед выходным его концом следует задавать исходя из размеров выбранного уплотнения (например, на рисунке 7.1 это $\varnothing 19$ длиной 8 мм).

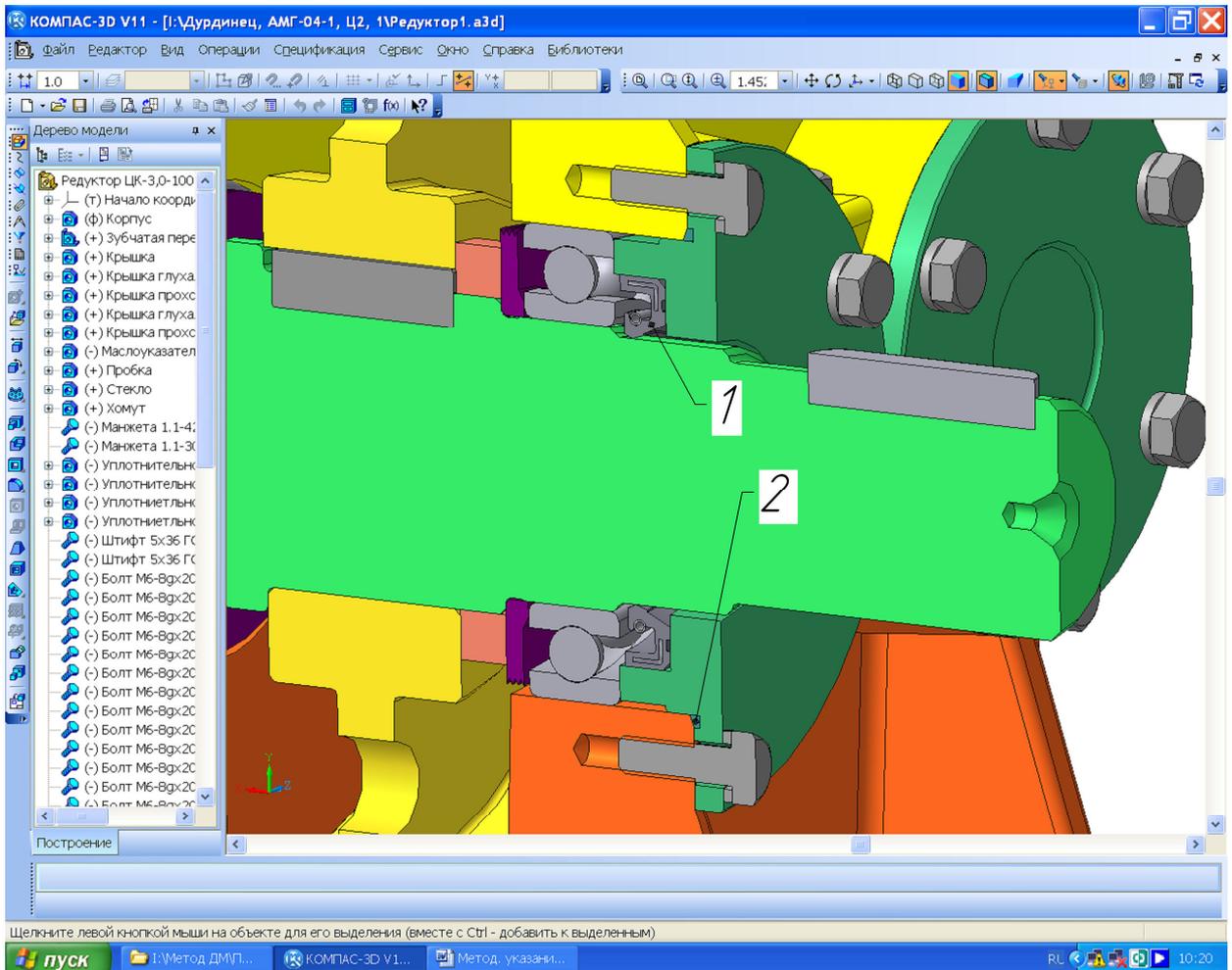


Рисунок 7.11

Крыша подшипникового узла также должна уплотняться для предотвращения попадания пыли и протекания подшипниковой смазки. Наилучшим образом эта задача решается при помощи установки уплотнительных колец 2 (см. рисунок 7.1) в кольцевой паз крышки для уплотнения по торцевой поверхности прилива корпуса.

Не всегда первый вариант построения трехмерной модели вала (как и любой другой детали или сборочной единицы) будет достаточно удачным. Если на этом этапе или в последствии обнаружатся ошибки, неточности, нестыковки или даже нерациональности в проектировании, то их следует исправить путем перестроения (редактирования) трехмерных моделей.

8 Проверочный расчет валов

Сконструированный вал в сборе с подшипниками и зубчатыми колесами проверяют на статическую и усталостную прочность, а также на жесткость [6] (т. 2, стр. 46).

8.1 Расчет вала на статическую прочность

Расчет валов на статическую прочность производят обычно для среднего сечения (между опорными подшипниками), где расположены зубчатые колеса. При этом учитывают изгибающие и крутящие моменты, возникающие в сечениях валов. Для этого в первую очередь строят эпюры изгибающих и крутящих моментов каждого вала.

8.1.1 Рекомендации к построению эпюр

Расчетные схемы и эпюры изгибающих моментов, приведенные выше на рисунках с 8.1 по 8.8, построены с использованием среды КОМПАС-График, что очень удобно для последующей вставки их в текст пояснительной записки. Для построения рисунка создают вспомогательный файл формата  «Фрагмент», в котором, используя операции инструментальных панелей  «Геометрия»,  «Размеры»,  «Обозначения» и  «Редактирование», выполняют необходимые построения. С этой целью используют вспомогательные линии, отрезки, окружности, эллипсы, проставляют размеры и т. п. Масштаб изображения валов выбирают таким, чтобы весь рисунок размещался на листе формата А4. Желательно использовать параметризацию, тогда построение нескольких эпюр для реверсивного редуктора упростится.

В завершение файл сохраняют, например, под именем «Эпюры быстрого вала».

8.1.2 Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов на валах

Для проверки статической прочности валов определяют реакции их опор (подшипниковых узлов), строят эпюры изгибающих и крутящих моментов. Для различных типов редукторов расчетные схемы и формы эпюр несколько отличны друг от друга, поэтому ниже они представлены в отдельности. Для редукторов различных компоновочных решений (горизонтальных, вертикальных, реверсивных, нереверсивных) расчетные схемы и вид эпюр изгибающих моментов могут быть различны. Ниже на рисунках с 8.1 по 8.7 приведены примеры их построения для ведущего вала (нижний индекс 1 условно опущен) двух типов передач (цилиндрической и конической) горизонтальной компоновки, а для червячной (ведущего и ведомого валов) – вертикальной. В расчетных схемах ведомого вала направления осевой и окружной сил должны быть изменены на противоположные, а выражения для опреде-

ления реакций R_j в j -й подшипниковой опоре ($j = A, B$) в горизонтальной (с индексом x) или вертикальной (с индексом y) плоскостях, а также изгибающих моментов в опасных сечениях будут иными. Студент должен построить расчетные схемы, эпюры, а также определить значения реакций и изгибающих моментов самостоятельно. На рисунке 8.8 дан пример расчета промежуточного вала с косозубыми цилиндрическими колесами.

При расчете реверсивных редукторов необходимо определить максимальные изгибающие моменты в опасных сечениях валов для обоих направлений движения (окружная F_t и осевая F_a силы меняют свое направление на противоположное).

Величины сил, возникающих в зубчатом зацеплении соответствующей передачи, уже определены в пп. 2 (Расчет цилиндрической зубчатой передачи), 3 (Расчет конической зубчатой передачи) и 4 (Расчет червячной передачи). Расчет консольных радиальных сил F_k одинаков для редукторов всех типов и выполнен в п. 2.3.9 (Определение консольных сил). Линейные размеры ступеней валов, расстояние между условным местом приложения сил (середина ширины зубчатого колеса) и реакциями опор (середина ширины внутренних колес подшипников) нужно брать такими, какие получены при построении трехмерных моделей валов в сборе (см. п. 7.5, Построение трехмерных моделей сборок валов).

8.1.2.1 Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов для валов цилиндрических зубчатых передач

Для неререверсивных горизонтальных цилиндрических редукторов расчетные схемы и вид эпюр изгибающих моментов ведущего вала приведены на рисунках с 8.1 по 8.3.

Здесь d_{wi} – есть начальный диаметр зубчатого колеса. Для некоррегированных колес он равен делительному (d_1 или d_2). Для остальных колес может быть определен как

$$d_{w1} = \frac{2a}{1+u}; \quad d_{w2} = a - d_{w1},$$

$R_{Ax}, R_{Ay}, R_{Bx}, R_{By}$ – реакции а опорах (Н) а M_{xi} и M_{yi} – изгибающие моменты в горизонтальной и вертикальной плоскостях, соответственно, Н·мм.

В шевронной передаче осевые силы, возникающие в полушевронах, взаимно уравниваются.

8.1.2.2 Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов для валов конических зубчатых передач

В прямозубой конической передаче всегда отсутствуют осевые силы.

А в косозубой и с круговым зубом они всегда возникают. Для нереверсивных горизонтальных конических редукторов расчетные схемы и вид эпюр изгибающих моментов ведущего вала приведены на рисунках 8.4 и 8.5. Обозначения на рисунках приняты такие же, как и для цилиндрических передач (см. предыдущий пункт). Диаметры начальной окружности должны быть определены для среднего сечения основного конуса зубчатых колес.

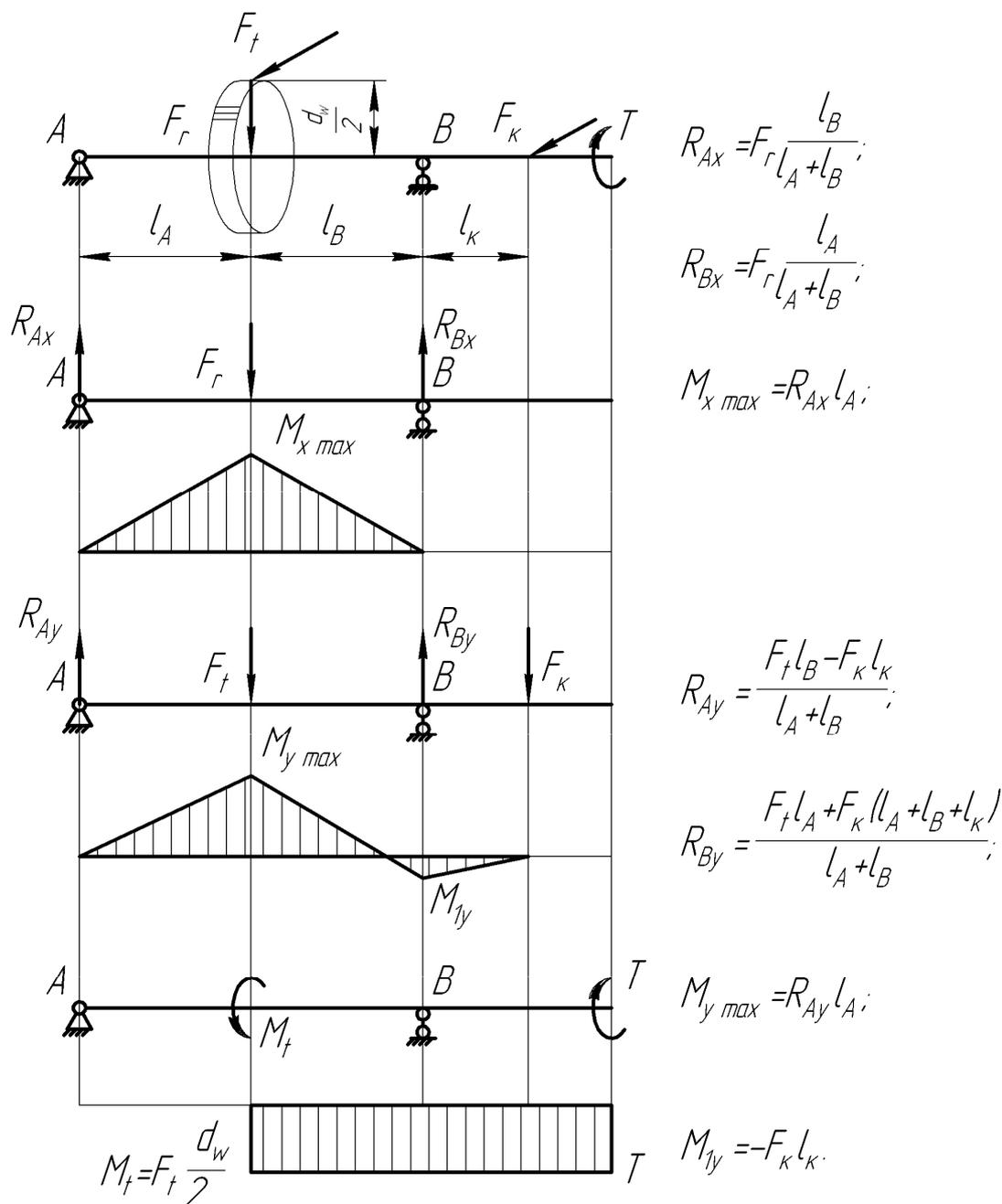


Рисунок 8.1 – Определение изгибающих моментов на валу цилиндрической прямозубой передачи

8.1.2.3 Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов для валов червячных зубчатых передач

Для нереверсивных вертикальных червячных редукторов (с нижним расположением червяка) расчетные схемы и вид эпюр изгибающих моментов ведущего вала (червяка) приведены на рисунке 8.6. Обозначения на рисунке приняты такие же, как и для цилиндрических и конических передач (см. выше).

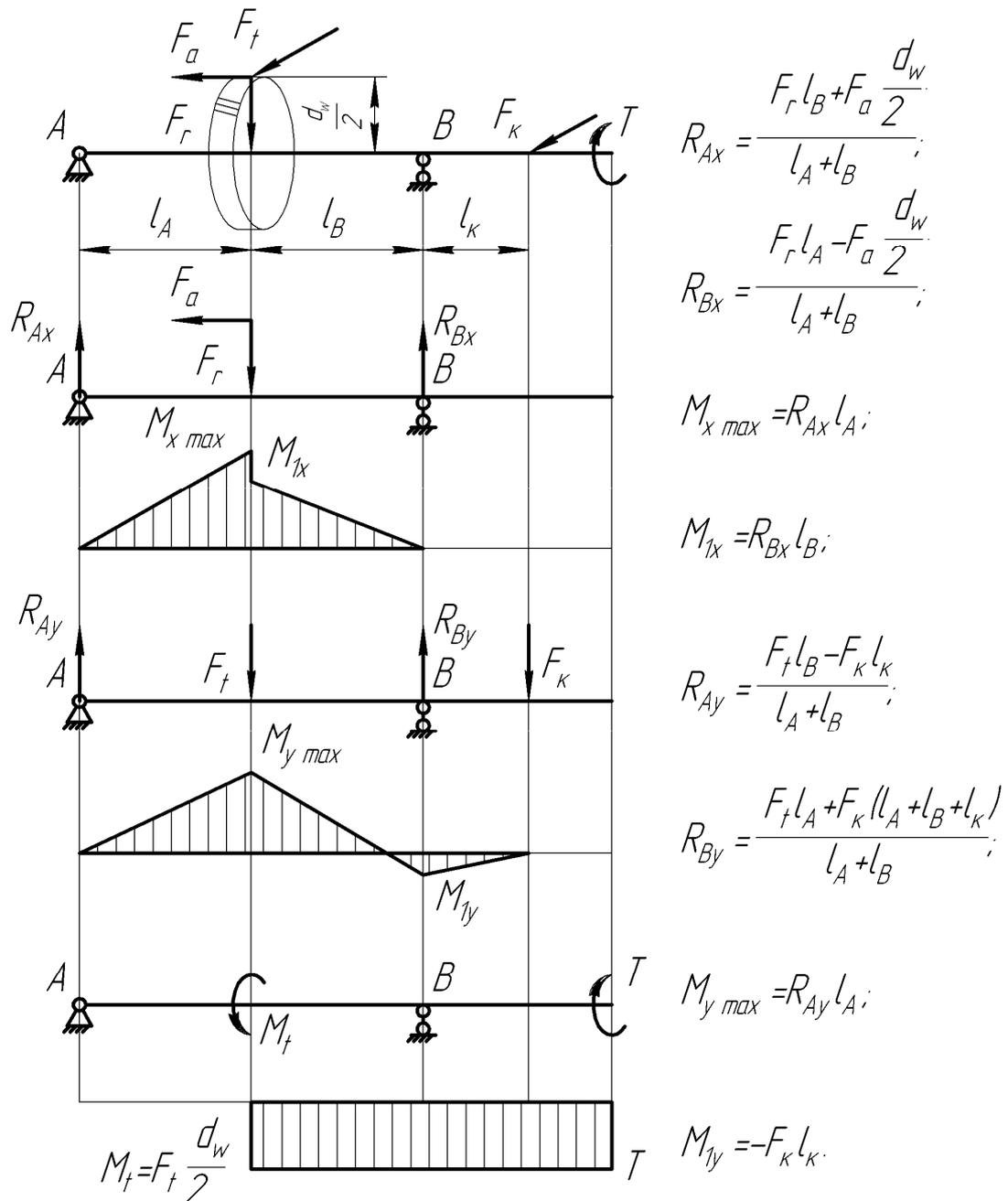


Рисунок 8.2 – Определение изгибающих моментов на валу цилиндрической косозубой передачи

Диаметры начальной окружности червяка и червячного колеса рассчитывают как

$$d_{w1} = (q + 2x)m; \quad d_{w2} = a - d_{w1}.$$

Для вала червячного колеса вертикального нереверсивного редуктора (с верхним расположением червяка) направления сил будут противоположны силам на червяке. Но окружная сила червяка равна осевой силе колеса, осевая сила червяка равна окружной силе колеса, а радиальные силы червяка и колеса равны друг другу. Выражения для определения реакций в подшипниковых опорах A и B , расчетные схемы и вид эпюр изгибающих моментов ведомого вала (с червячным колесом) приведены на рисунке 8.7.

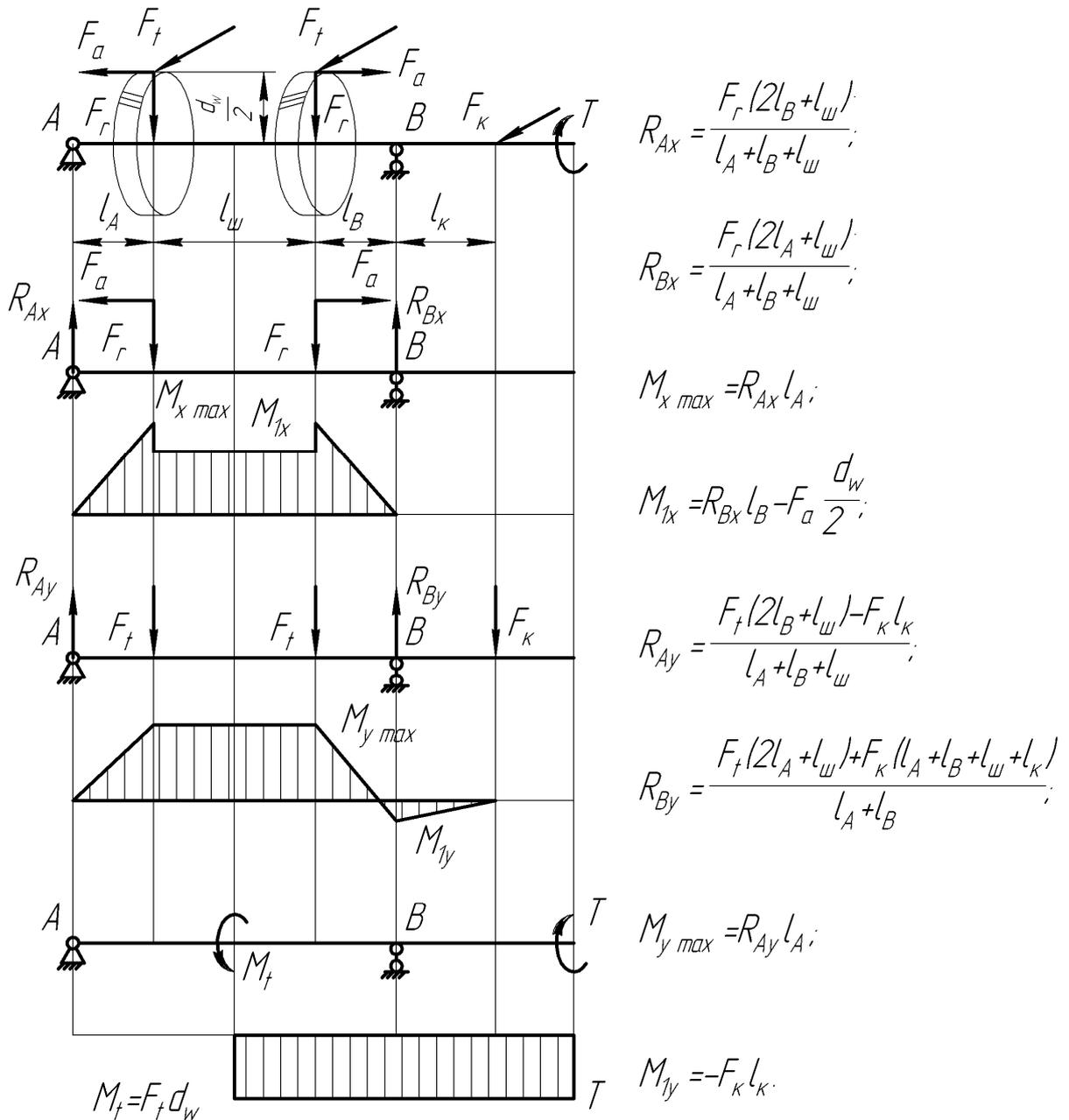


Рисунок 8.3 – Определение изгибающих моментов на валу шевронной передачи

8.1.2.4 Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов на промежуточных валах двухступенчатых редукторов

Для нереверсивных горизонтальных двухступенчатых редукторов расчетная схема и вид эпюр изгибающих моментов промежуточного вала приведена на рисунке 8.8. Обозначения на рисунках приняты такие же, как и для цилиндрических передач (смотри выше), но добавлены индексы, обозначающие номер колеса (1 или 2) в передаче и порядок самой передачи (б или m).

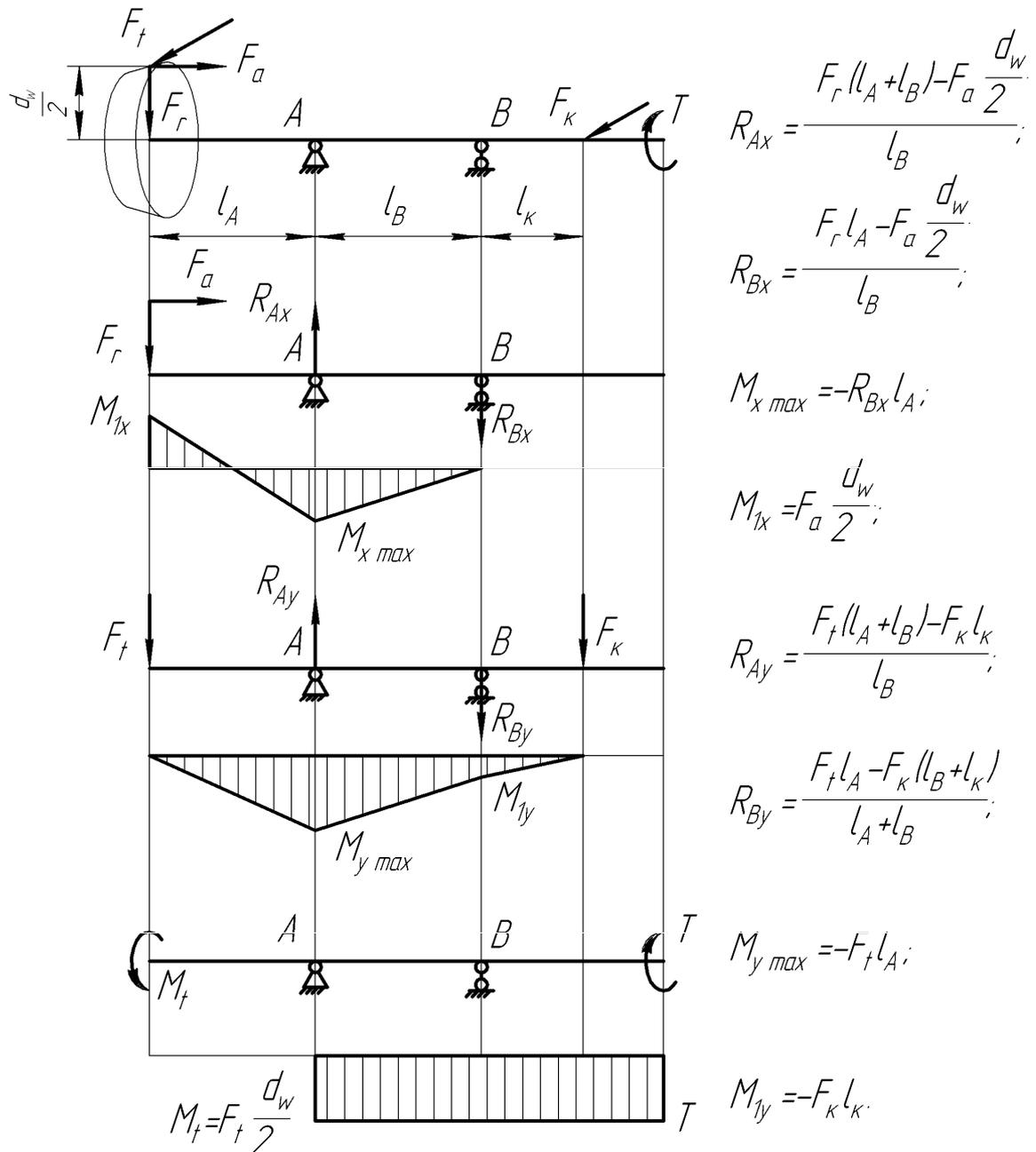


Рисунок 8.4 – Определение изгибающих моментов на валу с консольным расположением колеса конической передачи

В качестве колеса первой ступени (быстроходной) может быть установлено также коническое или червячное, а в качестве шестерни второй ступени (тихоходной) – коническая или червяк. Диаметры начальных окружностей должны быть определены для соответствующего типа зубчатых колес. Разумеется, осевых сил может и не быть в случае использования прямозубых колес.

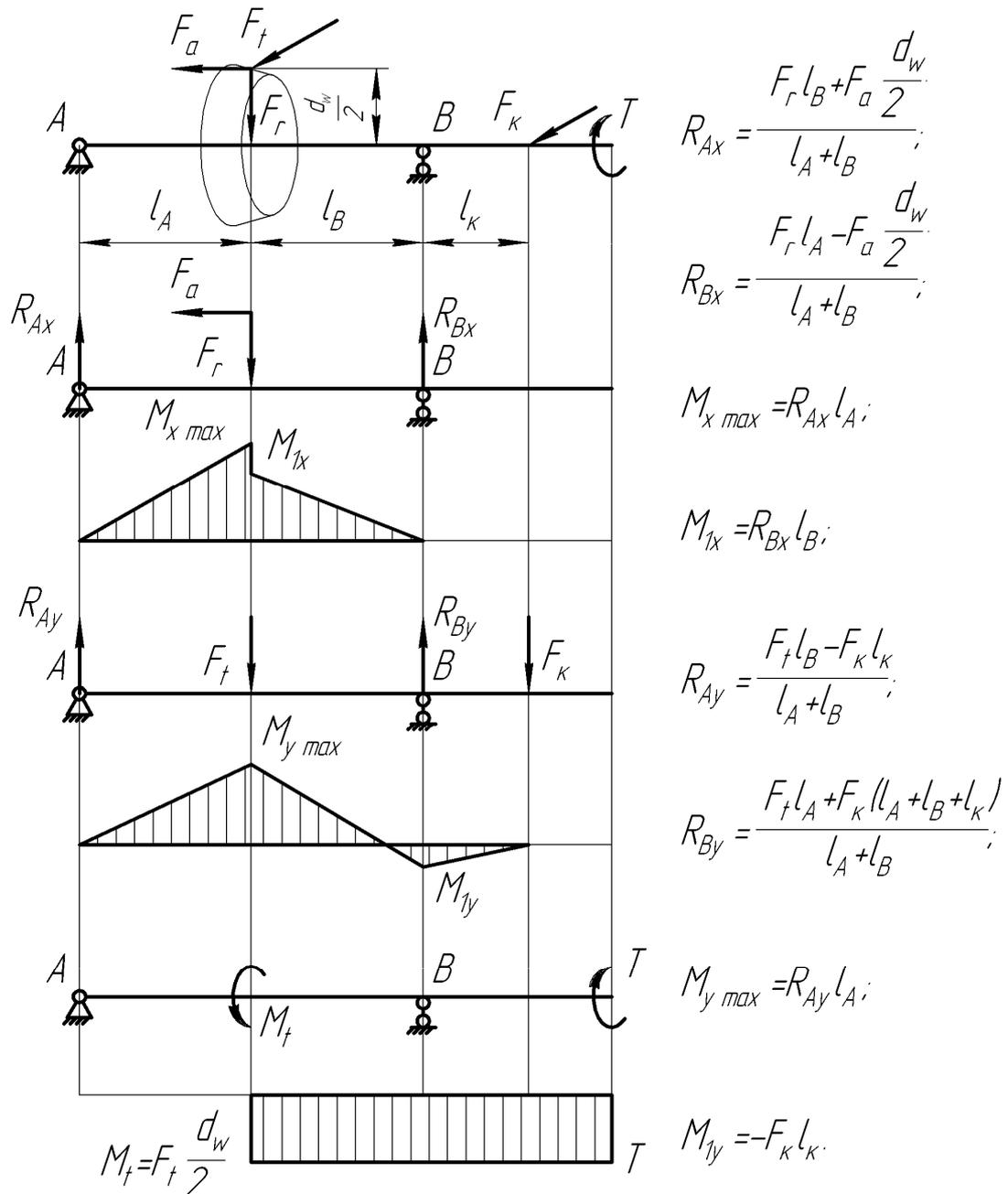


Рисунок 8.5 – Определение изгибающих моментов на валу с промежуточным расположением колеса конической передачи

8.1.3 Определение величины суммарного изгибающего момента

Полученные при построении эпюр результаты используют в расчетах.

Наибольшую величину суммарного изгибающего момента определяют для одного или нескольких наиболее опасных сечений вала, которые считаются таковыми по опасному соотношению диаметра вала и величин изгибающих моментов в горизонтальной и вертикальной плоскостях. То есть, если вал сравнительно тонкий, а величины изгибающих моментов сравнительно большие, то это сечение есть опасным и требует проверки. Прежде всего, требуют проверки места установки зубчатых колес.

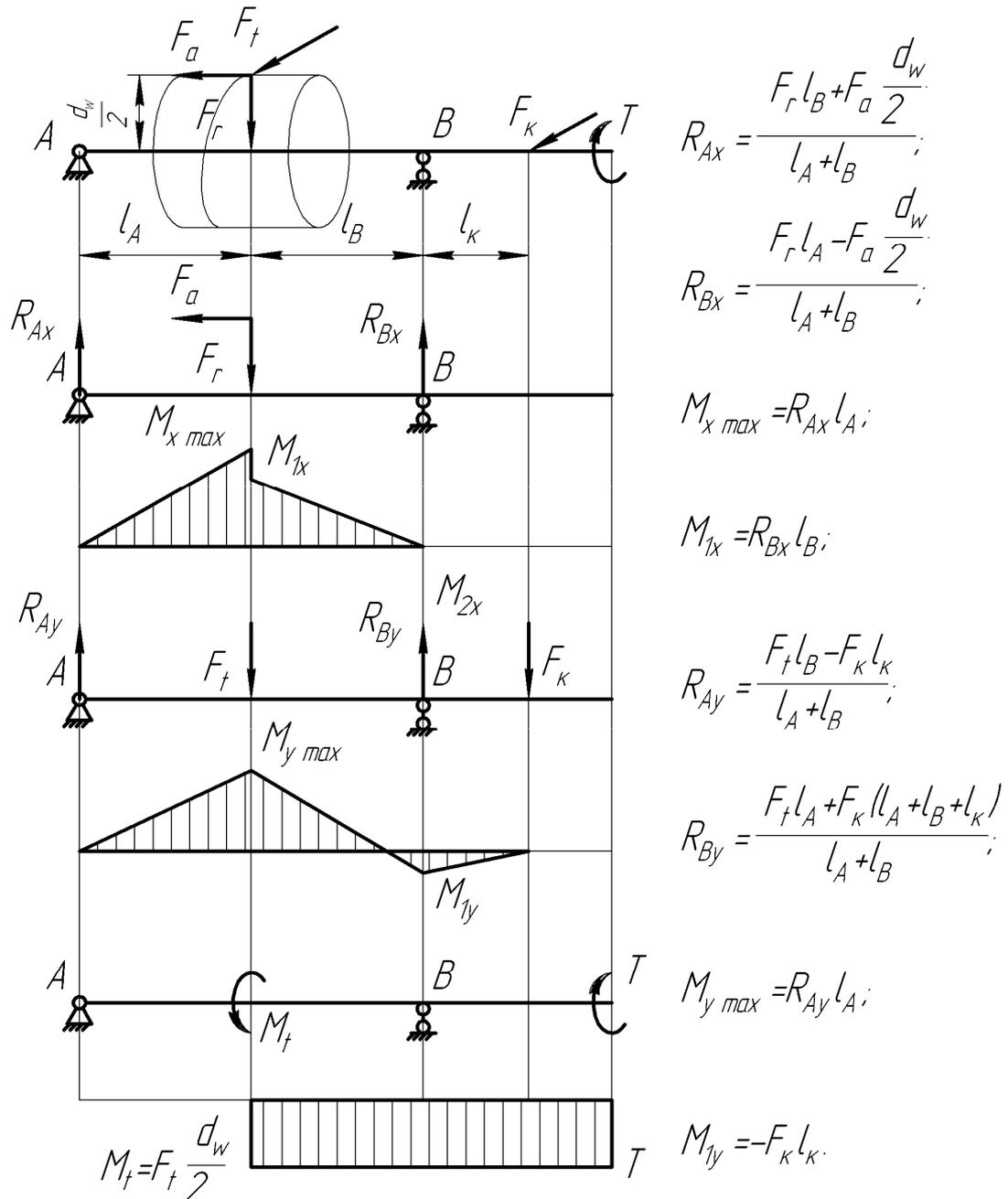


Рисунок 8.6 – Определение изгибающих моментов на валу червяка

В расчете определяют наибольшую величину суммарного изгибающего момента в k -м (опасном) сечении по формуле

$$M_{uk} = \sqrt{M_{xk}^2 + M_{yk}^2},$$

где M_{xk} и M_{yk} – изгибающие моменты в горизонтальной и вертикальной плоскостях соответственно k -го сечения, Н·мм.

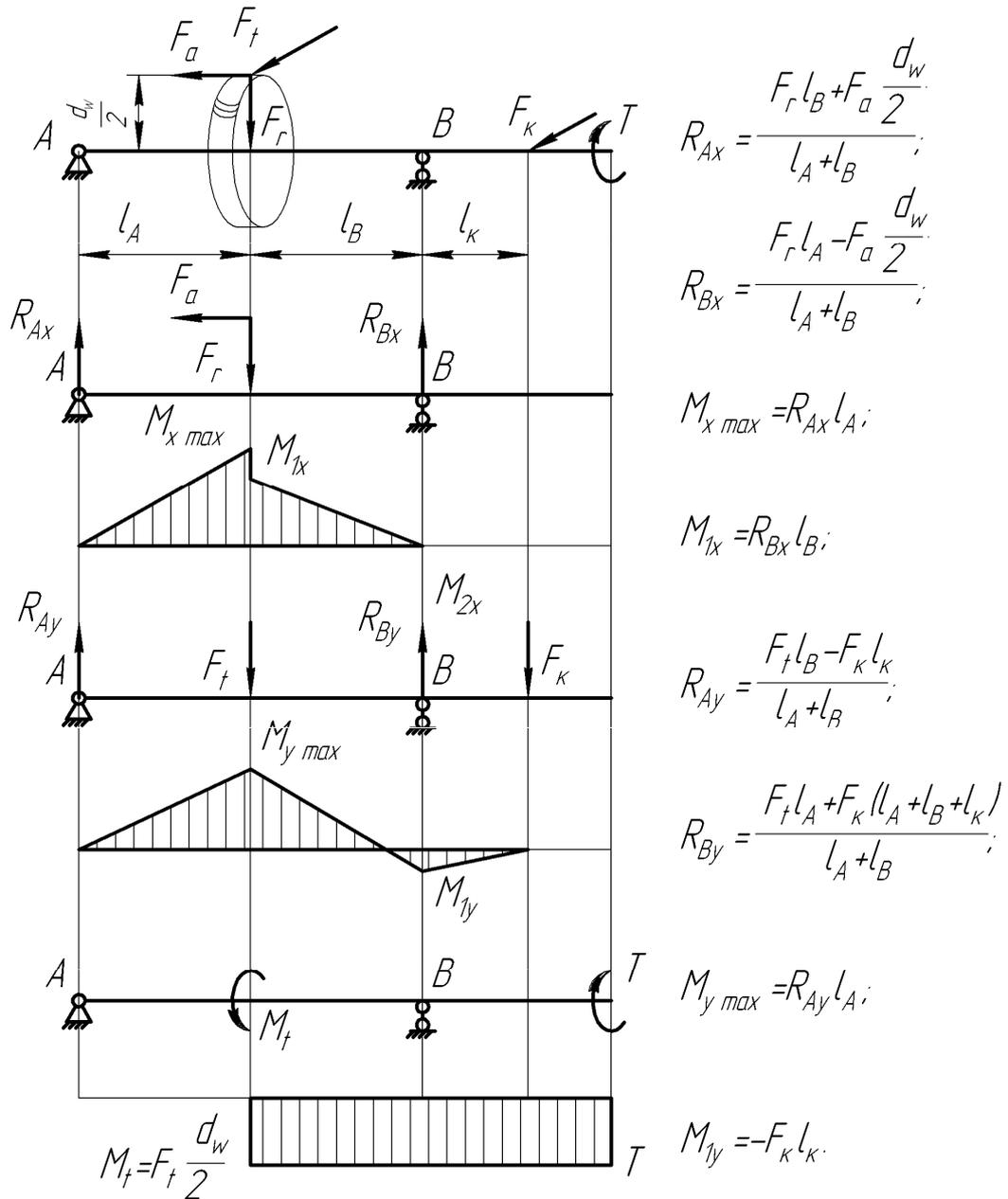


Рисунок 8.7 – Определение изгибающих моментов на валу червячного колеса

8.1.4 Определение величины эквивалентного момента

Эквивалентный момент в k -ом сечении определяют как

$$M_{эквк} = \sqrt{M_{uk}^2 + T_k^2}.$$

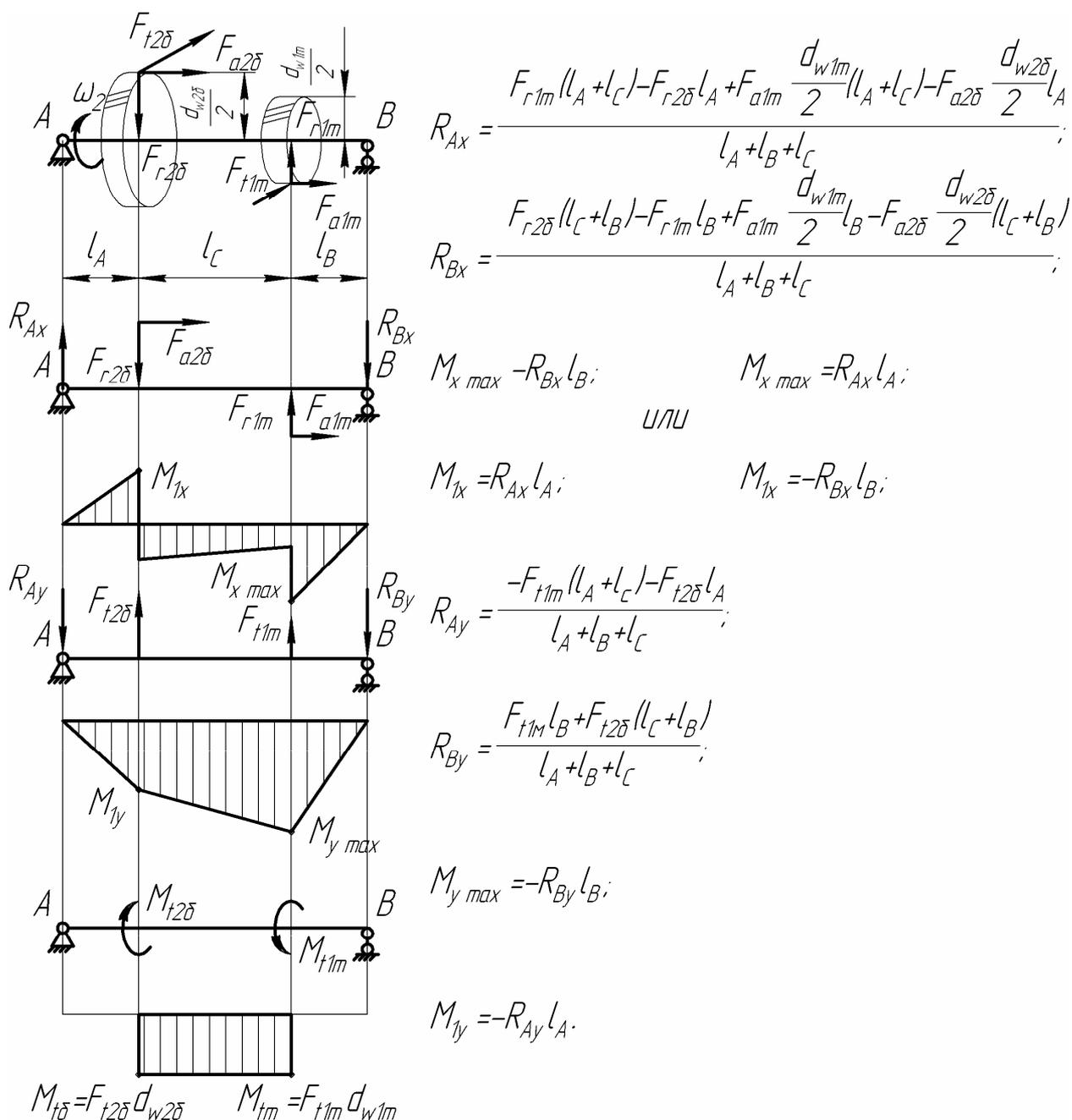


Рисунок 8.8 – Определение изгибающих моментов на промежуточном валу

8.1.5 Определение диаметров вала в опасных сечениях

В каждом опасном сечении определяют минимально допустимый диаметр вала в миллиметрах по условию его прочности и достаточной жесткости как

$$d_k = 3 \sqrt{\frac{M_{эквк}}{0,1[\sigma_H]}}$$

где $[\sigma_n]$ – допускаемые напряжения изгиба, принимают равными от 50 до 60 МПа.

Если хотя бы в одном опасном сечении вал окажется слишком тонким, то его диаметр должен быть увеличен до минимально допустимого. Иногда при этом нужно увеличить размеры и других ступеней вала, отредактировав его трехмерную модель.

8.2 Расчет вала на усталостную прочность

Расчет на усталостную прочность проводят в форме определения коэффициента запаса прочности S в опасных сечениях вала. При этом учитывают характер изменения эпюр изгибающих и крутящих моментов, наличие концентраторов напряжений, ступенчатость вала.

Условие прочности для k -го сечения имеет следующий вид

$$S_k = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S],$$

где $[S]$ – требуемый коэффициент запаса прочности, обычно принимают равным от 1,3 до 1,5, а если вал должен быть особо жестким, то и до 3;

S_σ и S_τ – коэффициенты запаса прочности соответственно по нормальным и касательным напряжениям, определяемые как

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\beta_m \epsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m};$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\beta_m \epsilon_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m},$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости материала (МПа) при изгибе и кручении с симметричным знакопеременным циклом нагружения. Для углеродистых сталей σ_{-1} принимают равным $0,43\sigma_g$, а для легированных вычисляют по выражению $0,35\sigma_g + 70$; $\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1}$;

σ_a , τ_a и σ_m , τ_m – амплитуды и средние напряжения циклов нормальных и касательных напряжений.

Обычно напряжения в поперечном сечении вала при изгибе изменяются по симметричному циклу, а при кручении – по пульсирующему циклу. Поэтому принимают

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

$$\sigma_a = \frac{M_u i}{0,1d_i^3};$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{T_i}{2 \cdot 0,2d_i^3}.$$

При реверсивном вращении напряжения при кручении изменяются по симметричному циклу, поэтому

$$\tau_m = 0;$$

$$\tau_a = \frac{T_i}{0,2d_i^3};$$

ψ_σ и ψ_τ – коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла нагружения. Их значения определяют из таблицы 8.1;

k_σ и k_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении, учитывающие влияние галтели, поперечного отверстия, кольцевой выточки, шпоночного паза, шлицев, резьбы и т.п. Принимают по таблице 8.2. Если в одном сечении действует несколько концентраторов напряжений, учитывают влияние наиболее опасного из них;

ε_σ и ε_τ – масштабные факторы, т.е. коэффициенты, учитывающие влияние поперечных размеров вала, принимают по таблице 8.3;

β_m – коэффициент поверхностного упрочнения, вводится при поверхностной закалке ТВЧ, азотировании, цементировании и т.д. Принимают по таблице 8.4.

Таблица 8.1 – Коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла

Марка стали	Диаметр заготовки, мм, не менее	ψ_σ	ψ_τ
<u>45</u> ³	Любой	0,10	0,05
<u>45X</u>	Любой	0,10	0,05
<u>38XC</u>	Любой	0,10	0,05
20X2H4A	120	0,05	0,00
<u>12XH3A</u>	120	0,10	0,05
<u>18XГТ</u>	60	0,15	0,10
<u>30XH3A</u>	Любой	0,15	0,10

³ Желательно применять подчеркнутые марки сталей, они заложены в справочник материалов КОМПАСа

Таблица 8.2 – Эффективные коэффициенты концентрации напряжений

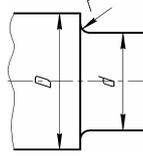
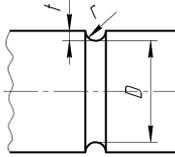
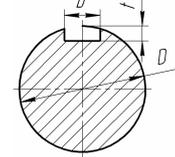
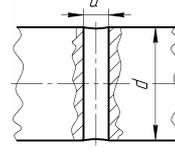
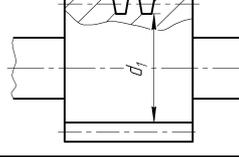
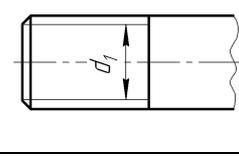
Концентратор	k_σ		k_τ		Эскиз
	Предел прочности σ_B , МПа				
	≤ 700	> 700	≤ 700	> 700	
1	2	3	4	5	6
Галтель (при D/d от 1,25 до 2)					
при $r/d = 0,02$	2,50	3,50	1,80	2,10	
при $r/d = 0,06$	1,85	2,00	1,40	1,53	
при $r/d = 0,10$	1,60	1,64	1,25	1,33	
Выточка ($t = r$)					
при $r/d = 0,02$	1,90	2,35	1,40	1,70	
при $r/d = 0,06$	1,80	2,00	1,35	1,65	
при $r/d = 0,10$	1,70	1,85	1,25	1,50	
Шпоночная канавка					
	1,75	2,00	1,5	1,90	
Поперечное отверстие (при a/d от 0,05 до 0,025)					
	1,90	2,00	1,75	2,00	
Нарезка витков червяка					
	2,30	2,50	1,70	1,90	
Резьба					
	1,80	2,40	1,20	1,50	
Примечание – Использовать интерполяцию как в таблице 2.12					

Таблица 8.3 – Масштабные факторы

Вид нагружения	Тип стали	Диаметр вала, мм							
		10	20	30	40	50	70	80	100
ε_σ (изгиб)	Углеродистая	0,95	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,73	0,70
	Легированная	0,87	0,83	0,77	0,73	0,70	0,66	0,64	0,62
ε_τ (кручение)	Любая	0,92	0,89	0,81	0,78	0,76	0,73	0,71	0,70
Примечание – Использовать интерполяцию как в таблице 2.12									

8.3 Расчет вала на жесткость

Размеры вала, определенные расчетом на прочность, не всегда обеспечивают достаточную его жесткость, необходимую для нормальной работы зубчатой передачи (перекос зубчатых колес и концентрация нагрузки по длине зуба) и подшипников (защемление тел качения). Валы редукторов обычно выдерживают проверку на жесткость, но валы червяков всегда проверяют на изгибную жесткость для обеспечения правильности зацепления.

Таблица 8.4 – Коэффициент поверхностного упрочнения β_m

Вид поверхностной обработки	Предел прочности σ_B , МПа	Коэффициент поверхностного упрочнения		
		валы гладкие	валы с концентрацией напряжения	
			$k_\sigma \leq 1,5$	$k_\sigma > 1,5$
Закалка с нагревом	600 – 800	1,5 – 1,7	1,6 – 1,7	2,4 – 2,8
ТВЧ	800 – 1000	1,3 – 1,5	0	0
Азотирование	900 – 1200	1,1 – 1,2	1,5 – 1,7	1,7 – 2,1
Дробеструйный наклеп	600 – 1500	1,1 – 1,3	1,5 – 1,6	1,7 – 2,1
Накатка роликом	любой	1,1 – 1,3	1,3 – 1,5	1,8 – 2,0

Изгибная жесткость обеспечивается при выполнении условий

$$f \leq [f]; \theta \leq [\theta],$$

где $[f]$ и $[\theta]$ – допускаемые прогибы и углы наклона упругих линий валов. Допускаемые прогибы $[f]$ рекомендуется принимать в зависимости от модуля зацепления по следующим соотношениям для валов зубчатых передач:

- цилиндрическая..... 0,01*m*;
- коническая, гипоидная и глобоидная..... 0,005*m*;
- червяк..... 0,01*m*.

Рекомендуется принимать допустимый угол наклона вала $[\theta]$ в подшипниках различного типа следующей величины:

- радиальный шариковый..... 0,005 рад;
- подшипник скольжения..... 0,001 рад.

При симметричном расположении опор относительно прилагаемой к зубчатому колесу нагрузки (наиболее типичном для одноступенчатых редукторов) прогиб (стрела прогиба), например, вала червяка определяется из выражения

$$f = \frac{l^3 \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}}{48 EI_{np}},$$

где E – модуль продольной упругости, для стали равен $2,1 \cdot 10^5$ МПа;

I_{np} – приведенный момент инерции сечения червяка с учетом витков, мм^4 , определяемый как

$$I_{np} = \frac{\pi d_{f1}^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \frac{d_{a1}}{d_{f1}} \right).$$

Если жесткости вала червяка недостаточно, увеличивают коэффициент диаметра червяка q и повторяют расчеты и построения элементов червячной передачи.

8.4 Проверочный расчет шпоночных соединений

Детали разъемных соединений проектируемого редуктора выбирали либо по рекомендациям КОМПАСа (шпонки и шлицы по диаметру вала), либо по таблицам из справочных материалов. Теперь необходимо проверить их на прочность.

Выбранные шпонки проверяют на смятие и срез. Сталь, из которой изготавливают шпонки, обычно прочнее материала, из которого делают ступицы зубчатых колес, поэтому проверяют, на самом деле, ступицы. Напряжения смятия, возникающие при работе шпонки не должны превысить допустимых для материала, из которого будет изготовлена ступица колеса.

$$\sigma_{см} = \frac{2T_i}{l_p d_i (h - t_1)} \leq [\sigma_{см}],$$

где T_i – крутящий момент на конкретном валу, Н·мм ($i = 1, 2$);

d_i – диаметр конкретного вала, мм ($i = 1, 2$);

h – высота шпонки, мм;

t_1 – глубина шпоночного паза вала, мм;

l_p – рабочая длина шпонки, мм. Если шпонка со скругленными торцами, то

$$l_p = l - b,$$

где l – полная длина шпонки, мм; b – ширина шпонки, мм;

$[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение смятия, МПа.

Для стальной ступицы принимают равным от 100 до 120 МПа, а для чугунной – от 50 до 60 МПа.

На срез шпонку проверяют по формуле

$$\tau_{cp} = \frac{2T_i}{l b d_i},$$

где τ_{cp} – допускаемое напряжение на срез шпонки, принимают равным от 60 до 90 МПа.

Если напряжения смятия окажутся более чем на 5 % выше допускаемых, следует увеличить длину шпонки или установить две шпонки под углом 180° одна к другой. Если же напряжения будут значительно ниже, то можно принять меньший типоразмер шпонки. Для этого придется изменить трехмерные модели вала и зубчатого колеса.

Проверочный расчет шлицевого соединения схож с расчетом шпоночного, различие состоит в том, что должна быть посчитана суммарная поверхность сечения смятия всех шлицев соединения [6] (т. 2, стр. 73).

9 Проверочный расчет подшипников

Выбранные в п. 7 (Выбор подшипников и построение сборок трехмерных моделей валов) подшипники должны быть проверены на несущую способность и долговечность. Проверочный расчет производят по традиционной [5] методике, которая слегка отлична для разных типов подшипников.

9.1 Проверочный расчет радиальных подшипников

Радиальные шариковые и роликоподшипники предназначены для восприятия в основном радиальной нагрузки, но способны выдерживать незначительную осевую нагрузку.

9.1.1 Расчет при действии только радиальной нагрузки

Если на подшипник воздействует только радиальная нагрузка, например, на валах прямозубой или шевронной цилиндрической передач, то последовательность расчета следующая:

а) определяют радиальную нагрузку на подшипник j -й опоры ($j = A, B$) с учетом режима нагружения зубчатой передачи в Ньютонах

$$F_{rj} = F'_{rj} K_{HE},$$

где K_{HE} – коэффициент эквивалентности режима работы передачи, определяется по таблице 2.3 в п. 2.2.1 (Определение коэффициентов эквивалентности нагрузки);

F'_{rj} – вероятная радиальная реакция в опорах горизонтального одноступенчатого редуктора при действии максимального длительного момента, Н, определяемая как

$$F'_{rj} = \sqrt{R_{jx}^2 + R_{jy}^2} + R_{jx},$$

где R_j – реакции в подшипниковых опорах A и B соответственно в плоскостях x или y , определенные в п. 8.1.1 (Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов на валах), Н. Для вертикального одноступенчатого редуктора последнее слагаемое в выше приведенном выражении должно быть R_{jy} , поскольку основное (радиальное) усилие в передаче действует вертикально;

б) для выбранного подшипника из справочной литературы [5] выписывают значение базовой динамической грузоподъемности C (иногда его обозначают C_r). Его можно также найти в 2D Конструкторской библиотеке

КОМПАСа. Для этого создают вспомогательный файл формата  «Фрагмент», затем нажимают на кнопку  «Менеджер библиотек» открывают «Машиностроение→Конструкторская библиотека→Подшипники» и выбирают паку, например, «Подшипники шариковые», как это показано на рисунке 7.8;

в) определяют эквивалентную нагрузку, действующую на подшипник

$$P = VF_{rj}K_bK_t,$$

где V – коэффициент вращения, равен 1,0, если вращается внутреннее кольцо подшипника, и 1,2 – если наружное (в редукторах обычно вместе с валом вращается внутреннее кольцо подшипника);

K_b – коэффициент безопасности, в зависимости от условий безопасности принимают в диапазоне от 1,0 до 2,5;

K_t – температурный коэффициент, принимают равным 1,0, поскольку рабочая температура подшипников качения обычно не превышает 100 °С;

г) определяют номинальную долговечность (ресурс) в миллионах оборотов

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p,$$

или в часах

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^p,$$

где p – показатель степени долговечности, для шарикоподшипников принимают равным 3, а для роликоподшипников – 10/3;

д) сравнивают полученный ресурс с заданным в техническом задании на курсовое проектирование (см. п 1.2, Варианты заданий на курсовое проектирование). Если полученная долговечность меньше заданной или больше ее более чем в 10 раз, принимают другой подходящий типоразмер подшипника, а все построения трехмерных моделей и расчеты валов начиная с п. 7 (Выбор подшипников и построение сборок трехмерных моделей валов) повторяют.

9.1.2 Расчет при действии радиальной и осевой нагрузок

Радиальные подшипники способны воспринимать не только радиальные, но и осевые усилия, не превышающие 70 % неиспользованной допустимой радиальной нагрузки. Их можно применять, например, на валах косоу-

бой цилиндрической передачи с углом наклона линии зуба до 9° . Последовательность расчета подшипников в этом случае следующая:

а) определяют радиальную нагрузку на подшипник j -й опоры ($j = A, B$) с учетом режима нагружения зубчатой передачи в Ньютонах

$$F_{rj} = F'_{rj} K_{HE},$$

где K_{HE} – коэффициент эквивалентности режима работы передачи, определялся по таблице 2.3 в п. 2.2.1 (Определение коэффициентов эквивалентности нагрузки);

F'_{rj} – вероятная радиальная реакция в опорах горизонтального одноступенчатого редуктора при действии максимального длительного момента, H , определяемая как

$$F'_{rj} = \sqrt{R_{jx}^2 + R_{jy}^2} + R_{jx},$$

где R_j – реакции в подшипниковых опорах A и B соответственно в плоскостях x или y , определенные в п. 8.1.1 (Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов на валах), H . Для вертикального одноступенчатого редуктора последнее слагаемое в выше приведенном выражении должно быть R_{jy} , поскольку основное (радиальное) усилие в передаче действует вертикально;

б) для выбранного подшипника из справочной литературы [5] выписывают значение базовой динамической C (иногда его обозначают C_r) и статической C_0 (иногда его обозначают C_{0r}) грузоподъемности;

в) определяют величину отношения осевой силы, возникающей в зубчатой передаче, к статической грузоподъемности подшипника

$$\frac{F_a}{C_0}$$

и по его величине из таблицы 9.1 находят величину параметра осевого нагружения e ;

г) определяют отношения величины осевой силы, силы, возникающей в зубчатой передаче, к радиальным нагрузкам на подшипники двух опор вала

$$\frac{F_a}{VF_{rA}} \text{ и } \frac{F_a}{VF_{rB}}.$$

где V – коэффициент вращения, равен 1,0, если вращается внутреннее кольцо подшипника, и 1,2 – если наружное (в редукторах обычно вместе с валом вращается внутреннее кольцо подшипника);

д) определяют эквивалентную нагрузку, действующую на каждый подшипник

$$P = (XVF_{rj} + YF_a)K_\delta K_t \text{ при } \frac{F_a}{VF_{rj}} > e,$$

$$P = VF_{rj}K_\delta K_t \text{ при } \frac{F_a}{VF_{rj}} \leq e,$$

где X , Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузки соответственно, выбирают из таблиц 9.1 и 9.2 (для соответствующего вида подшипников), а остальные коэффициенты, – как описано выше в п. 9.1.1 (Расчет при действии только радиальной нагрузки);

Таблица 9.1 – Значения параметра e и коэффициентов X , Y для однорядных радиальных подшипников

$\frac{F_a}{C_0}$	e	$\frac{F_a}{VF_{rj}} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_{rj}} > e$	
		X	Y	X	Y
0,014	0,19	1,00	0,00	0,56	2,30
0,028	0,22				1,99
0,056	0,26				1,71
0,084	0,28				1,55
0,110	0,30				1,45
0,170	0,34				1,31
0,280	0,38				1,15
0,420	0,42				1,04
0,560	0,44				1,00

Примечание – Использовать интерполяцию как в таблице 2.12

Таблица 9.2 – Значения параметра e и коэффициентов X , Y для самоустанавливающихся радиально-сферических подшипников

e	Однорядные				Двухрядные			
	$\frac{F_a}{VF_{rj}} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_{rj}} > e$		$\frac{F_a}{VF_{rj}} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_{rj}} > e$	
	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
$1,5\text{tg}\alpha$	1,00	$0,42\text{ctg}\alpha$	0,40	$0,40\text{ctg}\alpha$	1,00	$0,42\text{ctg}\alpha$	0,65	$0,65\text{ctg}\alpha$

Примечание – Использовать интерполяцию как в таблице 2.12

е) для наиболее нагруженного из двух опор подшипника определяют номинальную долговечность (ресурс) в миллионах оборотов

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p,$$

или в часах

$$L_h = \frac{10^6}{60n_i} \left(\frac{C}{P} \right)^p,$$

где p – показатель степени долговечности, для шарикоподшипников принимают равным 3, а для роликоподшипников – 10/3;

n_i – частота вращения i -го вала;

ж) сравнивают полученный ресурс с заданным в техническом задании на курсовое проектирование (см. п 1.2, Варианты заданий на курсовое проектирование). Если полученная долговечность меньше заданной или больше ее более чем в 10 раз, принимают другой подходящий типоразмер подшипника, а все построения трехмерных моделей и расчеты валов начиная с п. 7 (Выбор подшипников и построение сборок трехмерных моделей валов) повторяют.

9.2 Проверочный расчет радиально-упорных подшипников

Радиально-упорные подшипники применяют в косозубых цилиндрических, конических и червячных передачах, – там, где осевые силы велики. Подшипники на валу чаще всего устанавливают «враспор». Могут применяться как шариковые, так и роликовые подшипники. Последовательность расчета подшипников в этом случае следующая:

а) определяют радиальную нагрузку на подшипник j -й опоры ($j = A, B$) с учетом режима нагружения зубчатой передачи в Ньютонах

$$F_{rj} = F'_{rj} K_{HE},$$

где K_{HE} – коэффициент эквивалентности режима работы передачи, определяется по таблице 2.3 в п. 2.2.1 (Определение коэффициентов эквивалентности нагрузки);

F'_{rj} – вероятная радиальная реакция в опорах горизонтального одноступенчатого редуктора при действии максимального длительного момента, H , определяемая как

$$F'_{rj} = \sqrt{R_{jx}^2 + R_{jy}^2} + R_{jx},$$

где R_j – реакции в подшипниковых опорах A и B соответственно в плоскостях x или y , определенные в п. 8.1.1 (Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов на валах), Н. Для вертикального одноступенчатого редуктора последнее слагаемое в выше приведенном выражении должно быть R_{jy} , поскольку основное (радиальное) усилие в передаче действует вертикально;

б) для выбранного подшипника из справочной литературы [5] выписывают значение базовой динамической C (иногда его обозначают C_r) и статической C_0 (иногда его обозначают C_{0r}) грузоподъемности;

в) определяют величину параметра осевого нагружения e . Для конических роликовых подшипников (как это видно из таблицы 9.3) он равен $1,5 \operatorname{tg} \alpha$, где α – угол контакта, определяют из таблиц справочной литературы [5], [6] (стр. 135) для конкретного типоразмера подшипника (в некоторых источниках он обозначен β).

Для радиально-упорных шарикоподшипников e находят из таблицы 9.4 в зависимости от угла контакта α и величины отношения осевой силы, возникающей в зубчатой передаче, к его статической грузоподъемности

$$\frac{F_r}{C_0}.$$

Таблица 9.3 – Значения параметра e и коэффициентов X , Y для радиально-упорных конических и радиальных самоустанавливающихся роликоподшипников

e	Однорядные				Двухрядные			
	$\frac{F_a}{VF_{rj}} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_{rj}} > e$		$\frac{F_a}{VF_{rj}} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_{rj}} > e$	
	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
$1,5 \operatorname{tg} \alpha$	1,00	0,00	0,40	$0,40 \operatorname{ctg} \alpha$	1	$0,45 \operatorname{ctg} \alpha$	0,67	$0,67 \operatorname{ctg} \alpha$
Примечание – Использовать интерполяцию как в таблице 2.12								

г) вычисляют осевые составляющие радиальных нагрузок для каждой j -й опоры ($j = A, B$), при этом для шарикоподшипников они равны

$$S_j = eF_{rj},$$

а для конических подшипников

$$S_j = 0,83 eF_{rj};$$

Таблица 9.4 – Значения параметра e и коэффициентов X , Y для радиально-упорных шарикоподшипников

α°	$\frac{F_a}{C_0}$	e	Однорядные				Двухрядные			
			$\frac{F_a}{VF_{rj}} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_{rj}} > e$		$\frac{F_a}{VF_{rj}} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_{rj}} > e$	
			X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
12	0,014	0,30	1,00	0,00	0,45	1,81	1,00	0,74	2,08	2,94
	0,029	0,34				1,62			1,84	2,63
	0,057	0,37				1,46			1,60	2,37
	0,086	0,41				1,34			1,52	2,18
	0,110	0,45				1,22			1,39	1,98
	0,170	0,48				1,13			1,30	1,84
	0,290	0,52				1,04			1,20	1,69
	0,430	0,54				1,01			1,16	1,64
	0,570	0,54				1,00			1,16	1,62
15	0,015	0,38	1,00	0,00	0,44	1,47	1,00	0,72	1,65	2,39
	0,029	0,40				1,40			1,57	2,28
	0,058	0,43				1,30			1,46	2,11
	0,087	0,46				1,23			1,38	2,00
	0,12	0,47				1,19			1,34	1,93
	0,17	0,50				1,12			1,26	1,82
	0,29	0,55				1,02			1,14	1,66
	0,44	0,56				1,00			1,12	1,63
	0,58	0,56				1,00			1,12	1,63
18, 19, 20		0,57	1,00	0,00	0,43	1,00	1,00	1,09	0,70	1,63
24, 25, 26		0,68			0,41	0,87		0,92	0,67	1,44
30		0,80			0,39	0,76		0,78	0,63	1,28
35, 36		0,95			0,37	0,66		0,66	0,60	1,07
40		1,14			0,35	0,57		0,55	0,57	0,93

Примечание – Использовать интерполяцию как в таблице 2.12

д) используя осевую силу на валу F_a , возникающую в зубчатой передаче, определяют осевые нагрузки F_{aj} на опоры, пользуясь зависимостями, приведенными в таблице 9.5.

Таблица 9.5

Условия нагружения	Осевые нагрузки
$S_A \geq S_B; F_a \geq 0$ $S_A < S_B; F_a \geq S_B - S_A$	$F_{aA} = S_A; F_{aB} = S_A + F_a$
$S_A < S_B; F_a < S_B - S_A$	$F_{aB} = S_B; F_{aA} = S_B + F_a$

е) для каждой опоры находят отношения $\frac{F_{aj}}{VF_{rj}}$ и сравнивают их с e .

Здесь V – коэффициент вращения, равен 1,0, если вращается внутреннее кольцо подшипника, и 1,2 – если наружное (в редукторах обычно вместе с валом вращается внутреннее кольцо подшипника);

Если условие не выполняется, то X, Y (коэффициенты радиальной и осевой нагрузки соответственно) выбирают из таблицы 9.3;

ж) для каждого подшипника вычисляют эквивалентную динамическую нагрузку

$$P_j = (XVF_{rj} + YF_{aj})K_\sigma K_t.$$

з) для наиболее нагруженного из двух опор подшипника определяют номинальную долговечность (ресурс) в миллионах оборотов

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p,$$

или в часах

$$L_h = \frac{10^6}{60n_i} \left(\frac{C}{P} \right)^p,$$

где p – показатель степени долговечности, для шарикоподшипников принимают равным 3, а для роликоподшипников – 10/3;

n_i – частота вращения i -го вала;

и) сравнивают полученный ресурс с заданным в техническом задании на курсовое проектирование (см. п 1.2, Варианты заданий на курсовое проектирование). Если полученная долговечность меньше заданной или больше ее более чем в 10 раз, принимают другой подходящий типоразмер подшипника, а все построения трехмерных моделей и расчеты валов начиная с п. 7 (Выбор подшипников и построение сборок трехмерных моделей валов) повторяют.

9.3 Проверочный расчет упорных подшипников

Упорные подшипники редко применяются в редукторах. Обычно их ставят в паре с радиальными или радиально-упорными подшипниками на валу червяка для замыкания на корпусные детали редуктора значительных осевых сил, возникающих в червячных передачах. Расчет упорных подшипников, вращающихся с частотой более 1 мин⁻¹, наиболее прост и выполняется в следующей последовательности:

а) определяют эквивалентную нагрузку, действующую на подшипник

$$P = F_a K_{\sigma} K_t,$$

где K_{σ} – коэффициент безопасности, в зависимости от условий безопасности принимают в диапазоне от 1,0 до 2,5;

K_t – температурный коэффициент, принимают равным 1,0, поскольку рабочая температура подшипников качения обычно не превышает 100 °С;

а) определяют номинальную долговечность (ресурс) в миллионах оборотов

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p,$$

или в часах

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^p,$$

где p – показатель степени долговечности, для шарикоподшипников принимают равным 3, а для роликоподшипников – 10/3;

д) сравнивают полученный ресурс с заданным в техническом задании на курсовое проектирование (см. п 1.2, Варианты заданий на курсовое проектирование). Если полученная долговечность меньше заданной или больше ее более чем в 10 раз, принимают другой подходящий типоразмер подшипника, а все построения трехмерных моделей и расчеты валов начиная с п. 7 (Выбор подшипников и построение сборок трехмерных моделей валов) повторяют.

10 Расчет валов и подшипников в КОМПАС-SHAFT 2D

В качестве проверки уже выполненных обычным способом расчетов валов и подшипников на прочность и долговечность эту процедуру повторяют в КОМПАС-SHAFT 2D. Работа с этой библиотекой уже частично описана в п. 5 (Построение трехмерных моделей зубчатых колес). Необходимо лишь продолжить работу в ней.

10.1 Расчет валов КОМПАС-SHAFT 2D

Прежде всего, нужно создать файл КОМПАСа  «Чертеж» и сохранить его под узнаваемым в последствии именем, например, «Вал тихоходный», или «Вал-шестерня», как это видно на рисунке 10.1.

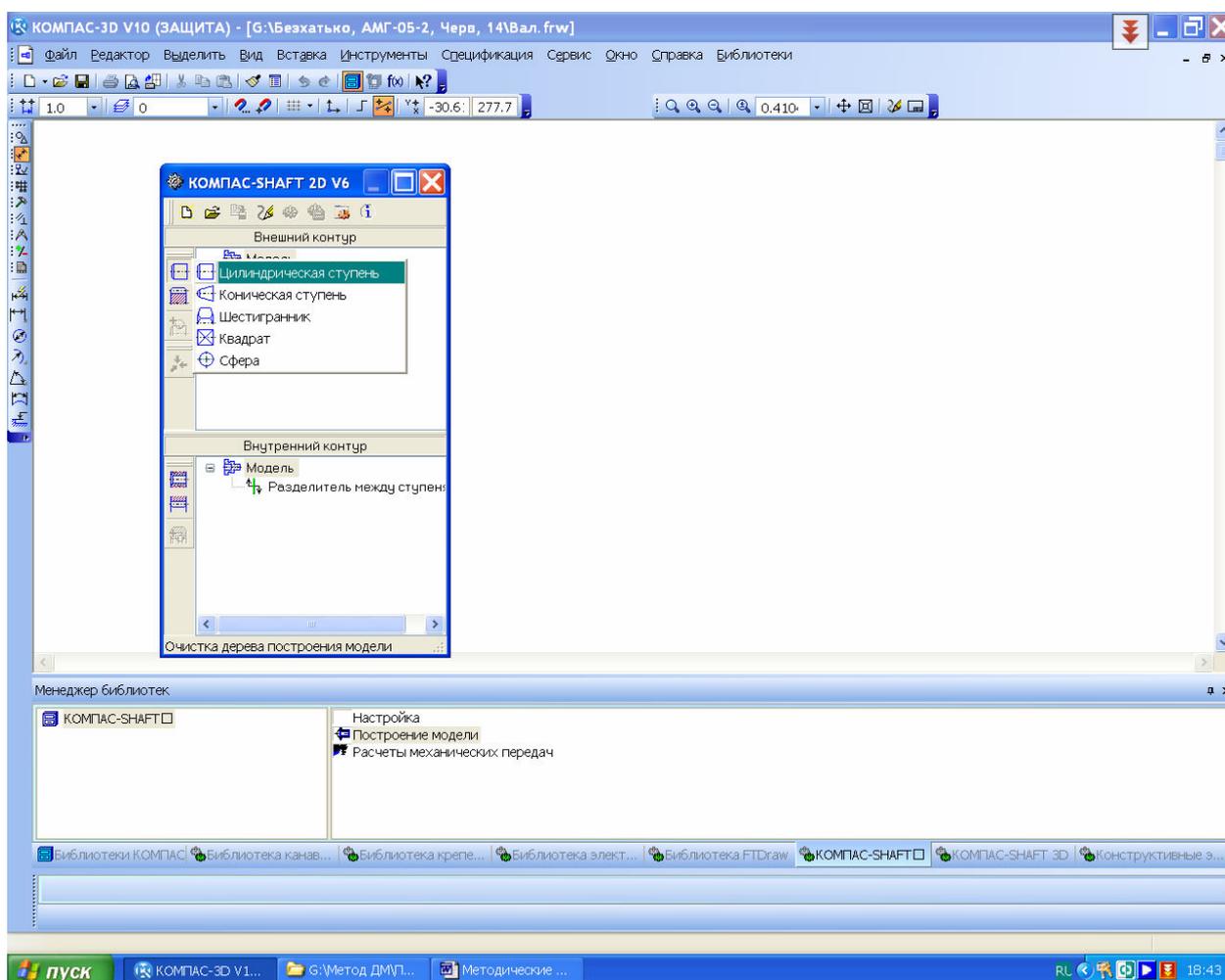


Рисунок 10.1

Потом в меню  «Менеджер библиотек» следует открыть библиотеку «Расчет и построение» в КОМПАС-SHAFT 2D, а затем выбрать команду  «Построение модели». В выпавшем меню нажимают кнопку  «Новая модель», а в новом подменю «Выбор типа отрисовки» выбирают, на-

пример, «В полуразрезе» и нажимают кнопку «ОК». Курсором вида «крест» + привязываются к началу координат на экране монитора, нажимая левую кнопку мышки. При этом вновь открывается меню КОМПАС-SHAFT 2D, где в верхнем окне «Внешний контур» появилось дерево построения модели. Выбираем именно верхнее окно, поскольку будем строить внешние контуры вала. Далее нажимают на кнопку  «Простые ступени» и в выпавшем подменю – строчку  «Цилиндрическая ступень». Затем в еще одном выпавшем меню «Цилиндрическая ступень» вводят длину и диаметр ступени, а также размеры фаски, хотя это не обязательно, это видно на рисунке 10.2. После этого на экране появляется двухмерное изображение цилиндрической ступени. Так постепенно слева направо одна за другой строят все ступени вала.

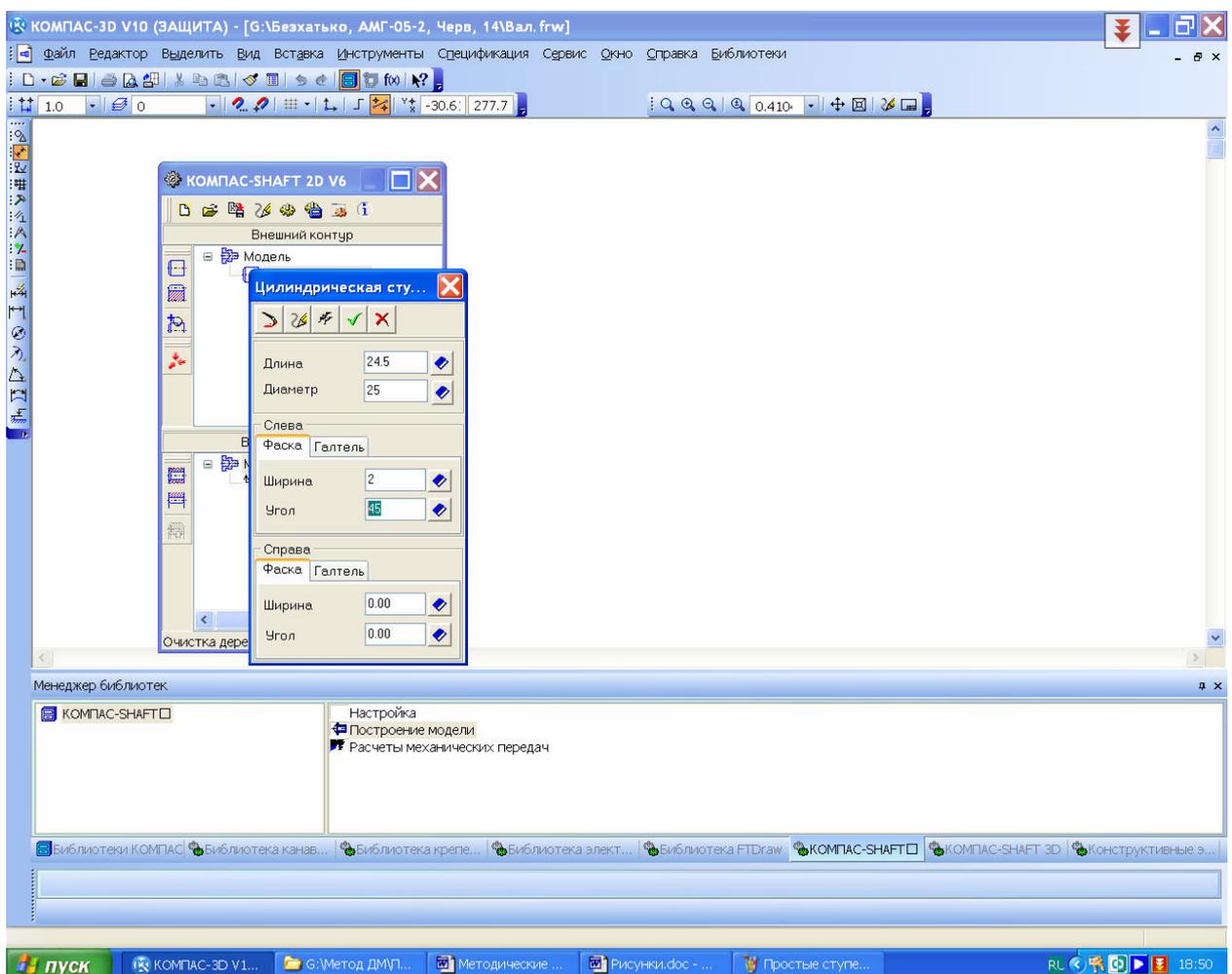


Рисунок 10.2

После этого переходят к  «Дополнительным элементам ступеней», эта кнопка становится доступной после выделения одной из ступеней в дереве построения модели. Начинают с подшипников, выделяют ступень, на которой должен размещаться первый подшипник (в нашем примере первую построенную ступень), нажимают на кнопку  «Дополнительные элемен-

ты ступеней» и в выпавшем меню выбирают строчку «Подшипники», как это видно на рисунке 10.3. Теперь появляется меню «Подшипники», в котором нужно выбрать «Тип подшипника», например, «Подшипники роликовые ГОСТ 27365-87» и «Вариант привязки», в нашем случае внутренним кольцом справа, как это видно на рисунке 10.4. Также указывают «Вариант отрисовки» (у нас «Зеркальная») и «Расстояние от базового торца» величиной 2 мм (поскольку в принятой конструкции внутренне кольцо подшипника будет упираться не в буртик вала, а в маслоотражающее кольцо толщиной 2 мм, которое будет устанавливаться между подшипником и буртиком вала). Потом переходят на закладку «Выбор подшипника» и выделяют строчку с нужным подшипником. Нажатие «ОК» добавляет изображение подшипника на валу. Затем в дереве построения модели выделяют ступень посадочного места под второй подшипник и вводят его в модель аналогично первому, но с противоположной ориентацией.

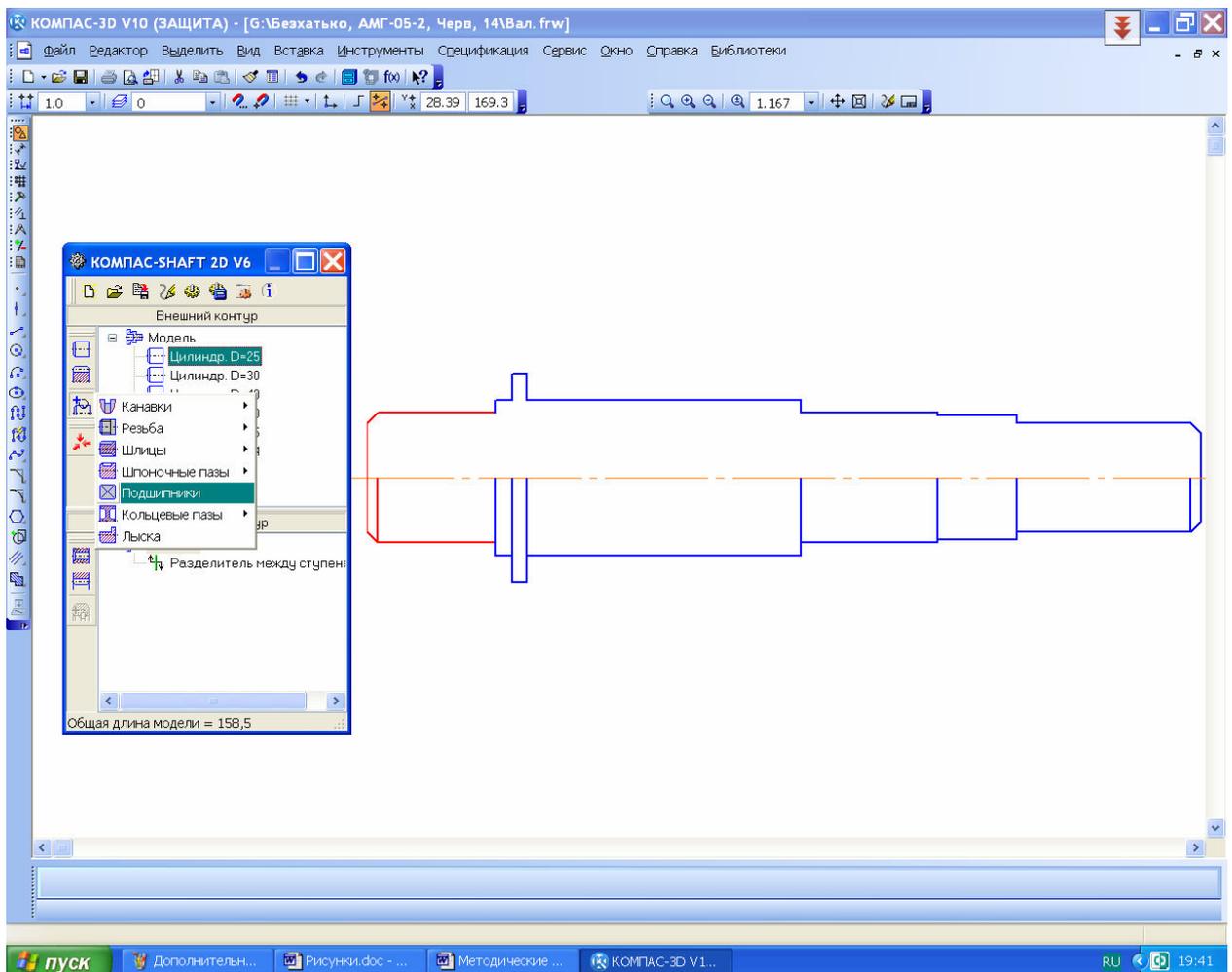


Рисунок 10.3

Теперь переходят к процедуре  «Приложения нагрузки», эта кнопка становится доступной после выделения базового торца, от которого будет отсчитываться расстояние до точки приложения нагрузки. За базовый лучше

принимать левый торец вала и соответственно выделять в дереве построения модели первую ступень, как это видно на рисунке 10.5.

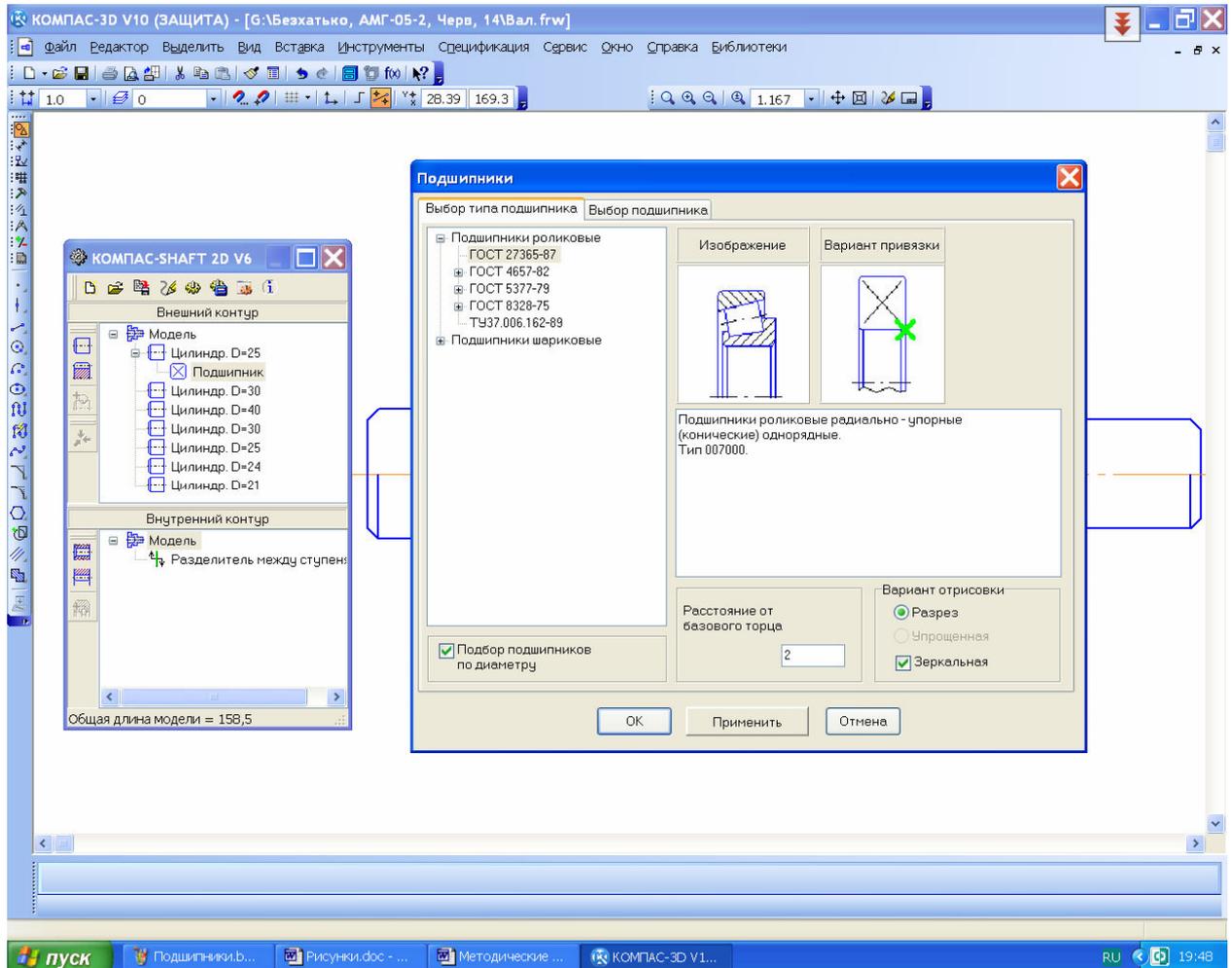


Рисунок 10.4

Вводят  «Радиальные и осевые силы»,  «Распределенную нагрузку»,  «Изгибающий момент» и  «Крутящий момент». При вводе нагрузки каждого вида выпадает специальное меню, которое нужно внимательно заполнить, как это показано на рисунке 10.6 на примере крутящего момента (очень важно не перепутать горизонтальную и вертикальную радиальные силы). Один и тот же вид нагрузки можно вводить несколько раз, изменяя точку ее приложения (например, радиальные и осевые силы вала с раздвоенным шевроном). Реакции подшипниковых опор не являются внешними нагрузками, поэтому их не следует вводить как  «Приложенные нагрузки». Система сама их определит.

Осевые силы в зубчатых передачах возникают на образующей колес и не действуют строго по оси вала, поэтому после ввода такой силы в расчетную схему нужно добавить изгибающий момент в соответствующей плоскости, который равняется осевой силе умноженной на радиус делительной окружности.

Далее переходят к расчетам и построению эпюр. Для этого нажимают на кнопку «Механические свойства материала модели, расчет модели и подшипников» меню КОМПАС-SHAFT 2D. В выпавшем подменю вначале выбирают верхнюю строчку «Механические свойства материала модели» и выбирают материал, из которого будет изготовлен вал, а затем строчку «Расчет модели и подшипников». В новом выпавшем подменю «КОМПАС ShaftCalc» выбирают кнопку «Общий расчет вала».

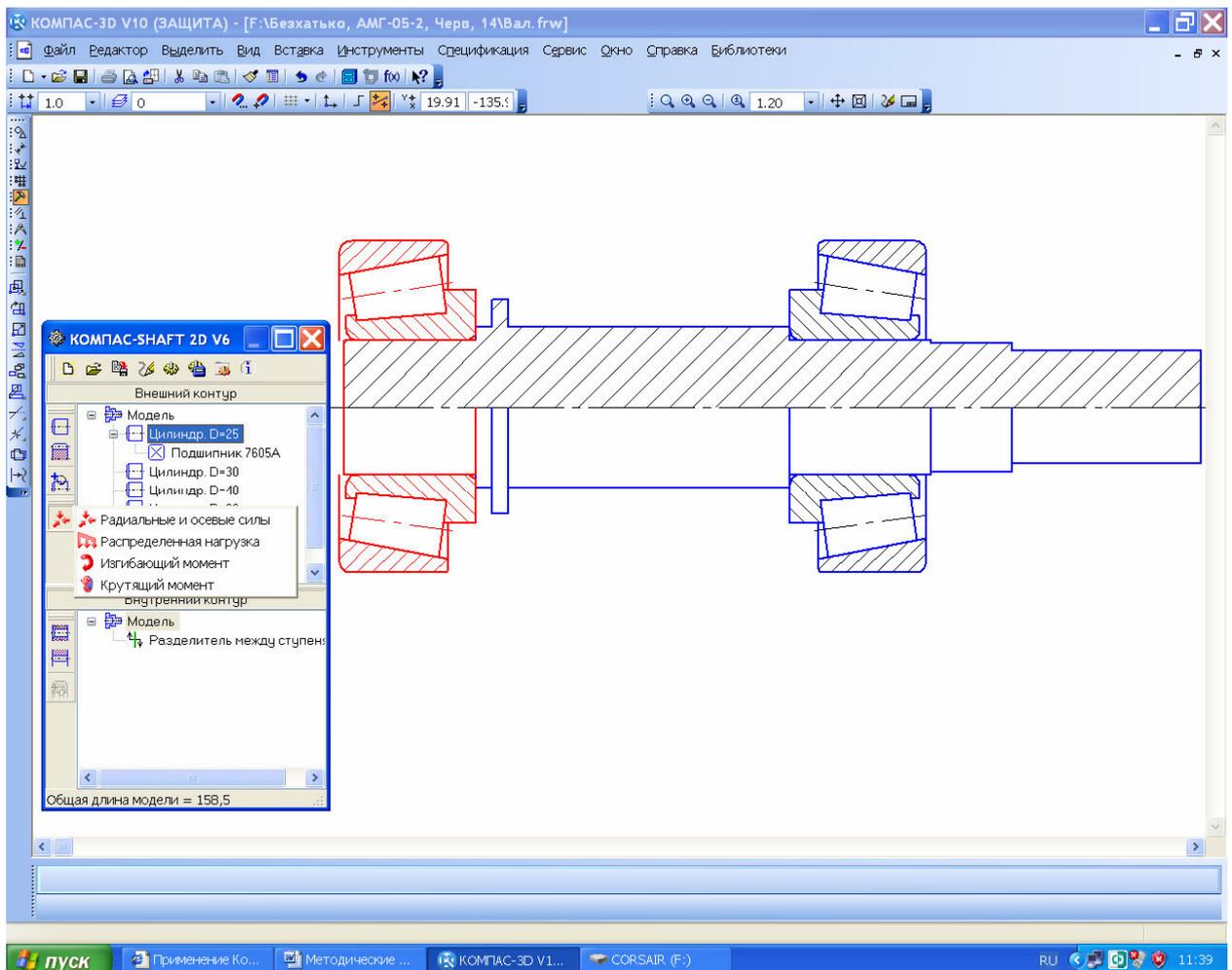


Рисунок 10.5

Появляется меню «Расчет Вала», в котором нужно выбрать построение всех видов эпюр, нажав на кнопку «Выбрать все графики», запустить расчет, нажав на кнопку «Сформировать отчет». Если выбор материала, из которого будет изготавливаться вал, не был сделан ранее, то его можно выполнить сейчас, перейдя в меню «Сервис».

По завершении вычислений откроется окно с результатами, в котором будут представлены графики эпюр сил, моментов, углов прогиба, эквивалентных напряжений и коэффициента запаса прочности. Результаты расчета

проверяют и печатают, потом их подшивают в пояснительную записку к курсовому проекту.

В настройках меню «Расчет Вала», как это видно на рисунке 10.7, можно установить печать результатов в файлах типа «FastReport» и «Чертеж» КОМПАСа, для этого перед началом расчета нажимают на кнопку «На новом листе в КОМПАС-График» или «На отдельных листах в КОМПАС-График». Просмотреть результаты в этом случае можно, наведя курсор на нужную строку автоматически открывающейся закладки «Работа с документами» и дважды нажав на правую кнопку мышки. Нажатие на закладку «Графики и отчеты» сохраняет результаты в папку `C:\Program Files\ASCON\KOMPAS-3D V10\Libs\Shaft\Report`, откуда их можно копировать и сохранять в папку с файлами курсового проекта, а затем распечатать на бумаге и приложить к пояснительной записке.

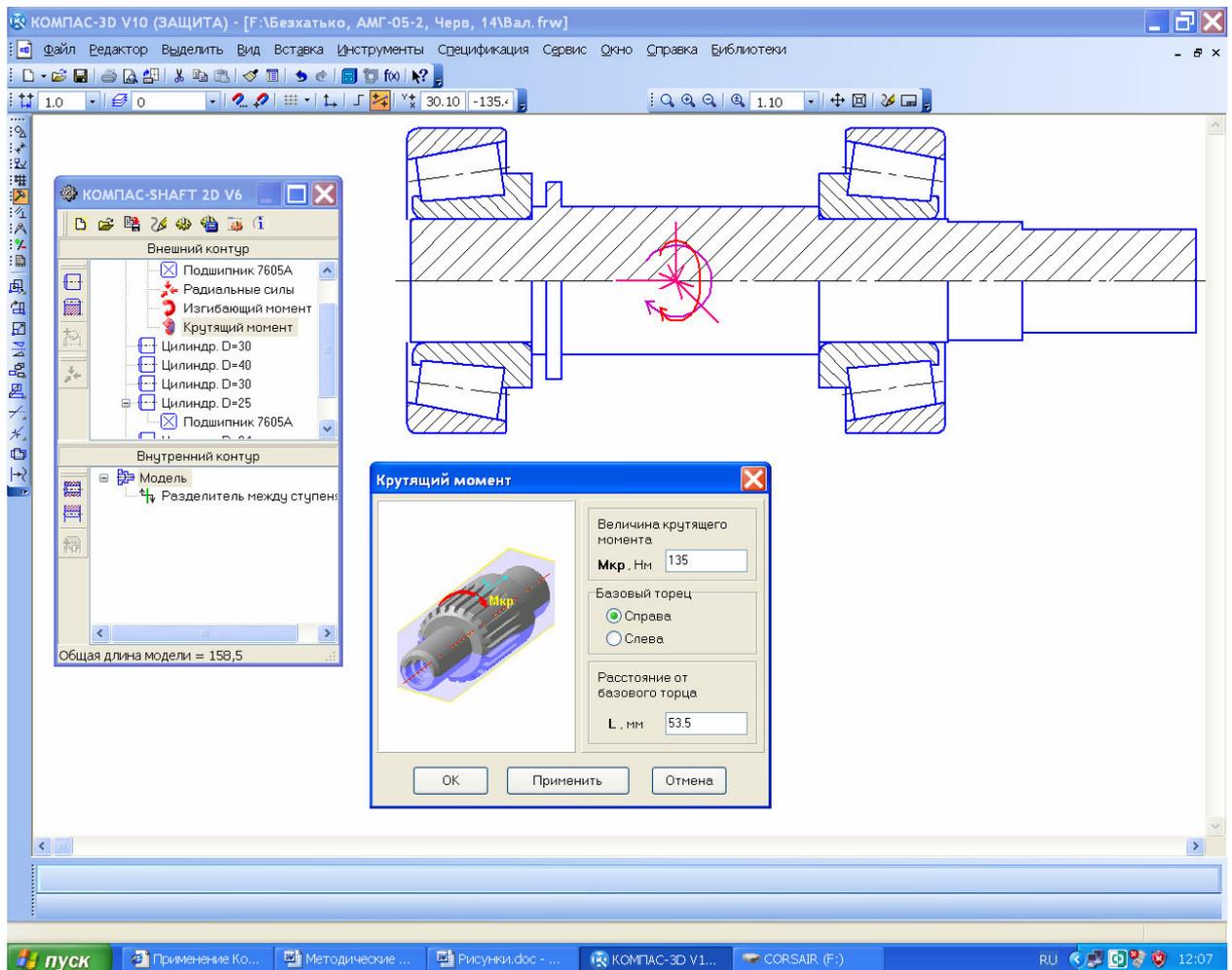


Рисунок 10.6

Нужно помнить, что КОМПАС пока еще делает некоторые ошибки, например, первая эпюра «График радиальных сил в вертикальной плоскости» всегда строится с левой силой (реакцией опоры), равной 50.000 кН.

Вместо «Графика осевых сил» КОМПАС повторяет «График радиальных сил в горизонтальной плоскости». Иногда некоторые графики воспроизводятся наложенными один на другой. На это не следует обращать внимание.

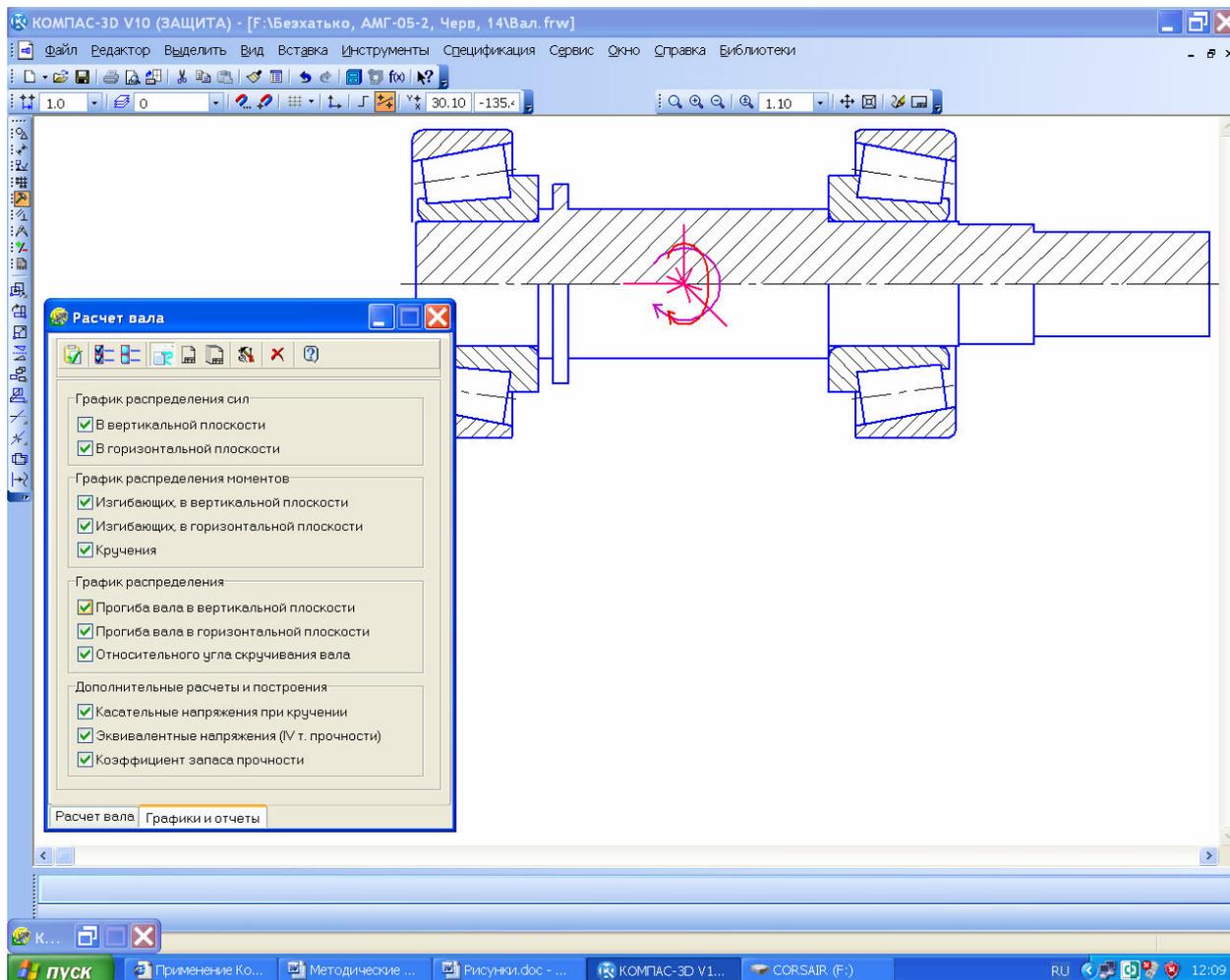


Рисунок 10.7

Аналогично можно выполнить расчет и вала-шестерни или червяка. Для этого можно открыть файл с уже построенным в КОМПАС-SHAFT 2D двухмерным построением шестерни или червяка и достроить слева и справа недостающие цилиндрические ступени, добавить подшипники и нагрузки. В этом случае некоторые ячейки меню нагрузок уже будут заполнены по результатам расчета зубчатых колес. С этими значениями можно согласиться или изменить их. В остальном расчет вал-шестерни или червяка аналогичен расчету вала.

Чтобы закончить работу по расчету валов нужно нажать кнопку  «Сохранить модель и выйти», а также сохранить сам файл фрагмента или чертежа, в котором проводились двухмерные построения вала и его расчет. Можно также построить трехмерную модель вала, вал-шестерни или червяка, нажав на кнопку  «Дополнительные построения», а затем выбрать в подменю такую же кнопку  «Генерация твердотельной моде-

ли», как это уже было описано в п. 5.1 (Построение зубчатых колес цилиндрической передачи). Но можно сразу перейти к расчету подшипников.

10.2 Расчет подшипников КОМПАС-SHAFT 2D

Расчет подшипников является продолжением расчета валов в КОМПАС-SHAFT 2D. В меню «КОМПАС ShaftCalc» выбирают кнопку «Расчет подшипников», после этого открывается меню «Расчет подшипников» в котором по результатам расчета вала уже заполнены некоторые ячейки в двух строчках (для левого и правого подшипников). Но величины сил, действующих на подшипник вдоль оси нужно ввести (хотя они уже вводились при расчете вала). Для этого нужно перейти в меню «Настройки» и поставить «птичку» в строчке «Учитывать осевую нагрузку, действующую на радиальную нагрузку», как это показано на рисунке 10.8.

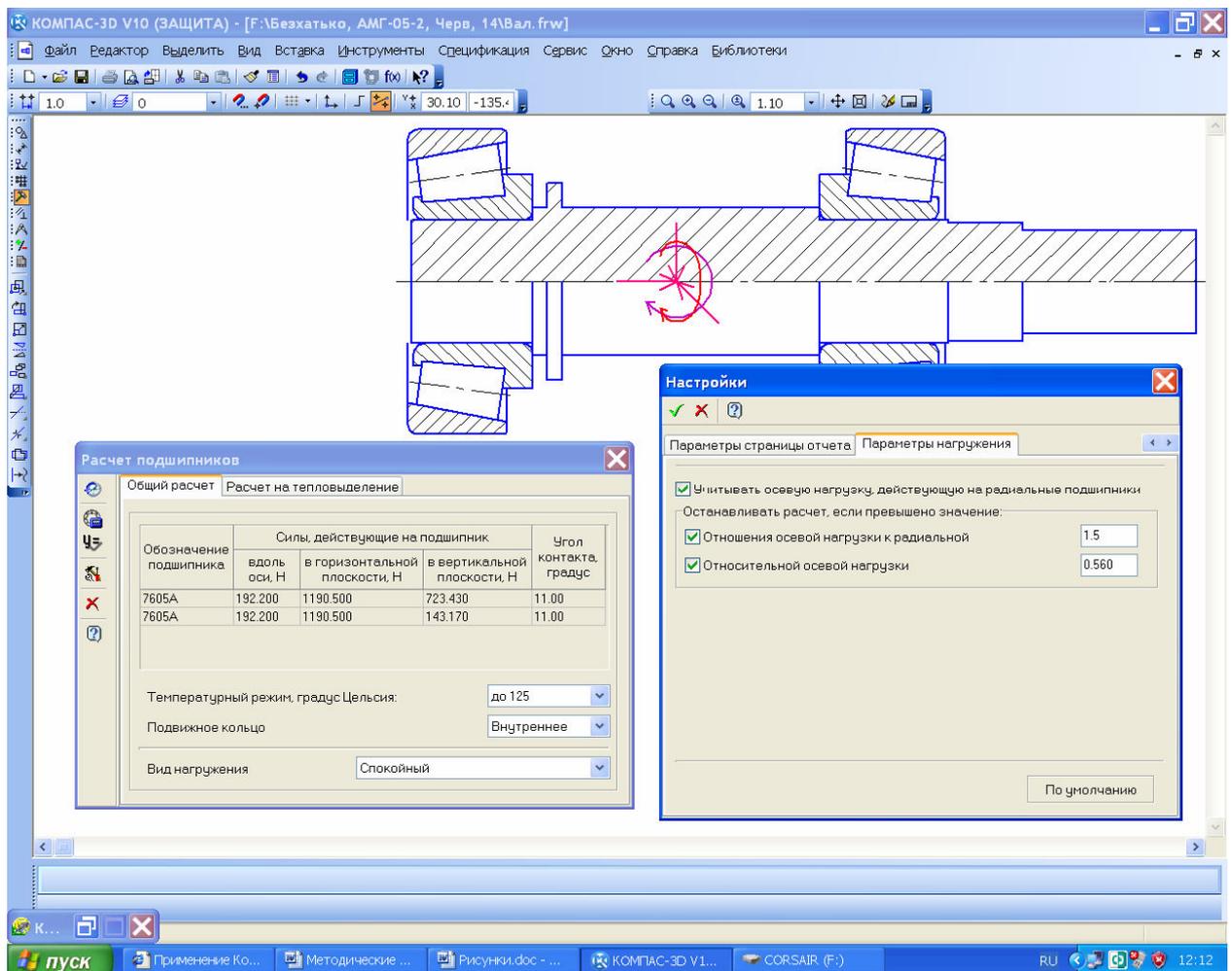


Рисунок 10.8

Затем открывают закладку «Расчет на тепловыделение», ставят птичку в соответствующем окошке и при необходимости меняют параметры подшипниковой смазки. Затем нажимают на кнопку «Ресурс работы» и

вводят величину ресурса работы и частоту вращения вала. Нажимают кнопку  «ОК» и  «Расчет подшипника». Появляется окно с результатами расчета, которые нужно сохранить в папку курсового проекта, распечатать на бумаге и приложить к пояснительной записке.

Чтобы закончить работу по расчету подшипников нужно закрыть меню «Расчет подшипников» и «КОМПАС ShaftCalc», нажать кнопку  «Сохранить модель и выйти», а также сохранить сам файл фрагмента или чертежа, в котором проводились двухмерные построения вала с подшипниками и их расчет.

10.3 Редактирование 3D моделей валов

По результатам проверочных расчетов валов и подшипников обычно необходимо выполнить редактирование трехмерных моделей валов-деталей и валов-сборок. Для этого вначале редактируют детали. Открывают файл вала, находят в дереве построения операцию, которая требует изменений (выделенная курсором в дереве построения операция, «подсвечивается» программой на детали), и нажимают на правую кнопку мышки. В появившемся подменю выбирают строчку «Редактировать» и вносят изменения, например, в длину ступени вала. Если в подменю выбрать строчку «Редактировать эскиз», то можно вносить изменения, например, в диаметр ступени вала.

Аналогично вносят корректировки в сборки валов. Если после редактирования валов-деталей нужно изменить дистанционные (упорные) втулки или кольца, то они могут быть отредактированы, как это описано выше, однако могут возникнуть некоторые трудности. Так, например, если после редактирования валов существенно изменились длины или диаметры цилиндрических ступеней валов, добавились новые ступени или буртики, то программа может не уследить за перестроением некоторых библиотечных элементов (шпоночных пазов, канавок, шлицев и т.п.). Правильность их расположения необходимо проверить визуально, а лучше с проверкой размеров. Для этого иногда нужно перейти в режим редактирования подозрительных операций, открыть их эскизы и проверить размеры длин и диаметров. Удобно пользоваться инструментальной панелью  «Измерения 3D» и командой  «Расстояние и угол» в ней, но нужно быть осторожным, – эта команда показывает кратчайшее расстояние между конкретными гранями, а не плоскостями на которых они расположены.

Иногда после редактирования сборок или деталей, на некоторых иконках сборок, деталей, сопряжений, операций и эскизов в «Дереве построения» могут появиться знаки  «Ошибка построения». Чаще всего это бывает в деталях, отдельные элементы которых построены с использованием команды  «Спроецировать объект», когда на плоскости эскиза построены объекты (элементы объектов), являющиеся проекциями ребер или точек, полученных при построении других операция на той же детали, или даже на других деталях сборки. При некоторых перестроениях (или даже самоконтроле программы) могут потеряться связи с исходными плоскостями или

объектами на них. Самый простой способ – избавиться от старых связей. Для этого открывают проблемный эскиз, копируют или подозрительную часть изображения эскиза, или все изображение целиком командой «Редактор→Выделить все», а затем вырезают изображение командой «Вырезать» и привязаться курсором к началу координат. Затем, нажав на кнопку «Вставить» опять привязываются к началу координат и вставляют только что вырезанное изображение на прежнее место. Иногда после этого связь еще сохраняется, поэтому после вырезания изображения эскиз нужно закрыть и снова открыть, а только потом вставить вырезанное изображение.

Возникают «Ошибки построения» и в сопряжениях, когда по какой либо причине программа теряет связь между деталями сборки, как это видно на рисунке 10.9. Чаще всего это происходит при удалении или замене их.

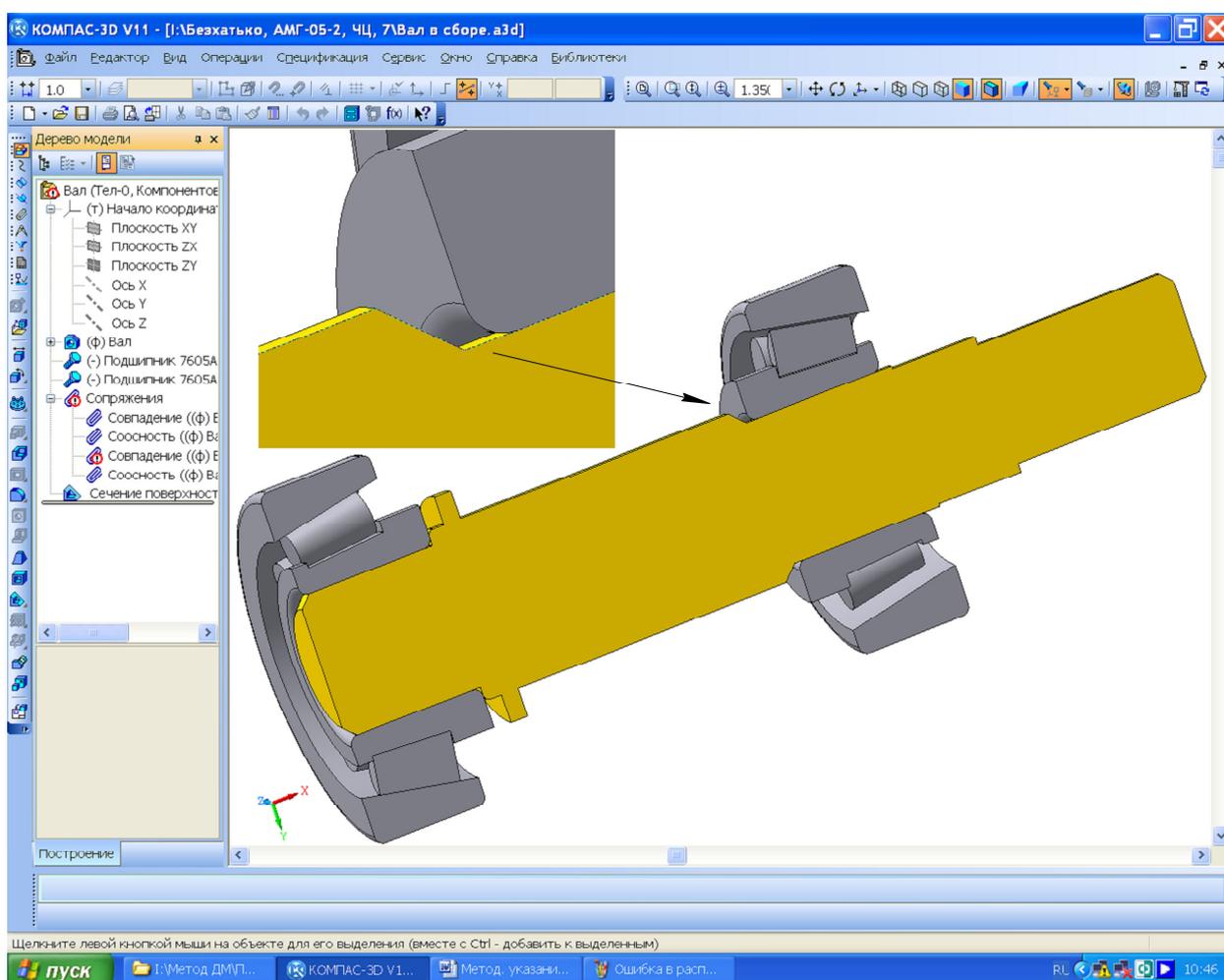


Рисунок 10.9

Стандартизированные элементы из библиотек КОМПАСа редактируются аналогично, за исключением того, что в этом случае вновь открывается окно библиотеки, в котором следует выбрать другой подходящий элемент.

Отредактированные файлы должны быть сохранены под прежними именами.

11 Компоновка редуктора

11.1 Построение 3D сборки зубчатой передачи

Следующим этапом работы по созданию трехмерной модели редуктора есть построение сборки зубчатой передачи в КОМПАС 3D, как это показано на рисунке 11.1. Процедура ее создания аналогична описанной в п. 5.4 (Построение 3D модели зубчатого зацепления), только вместо деталей зубчатых колес в новую сборку вводят сборки валов (в новой сборке они станут подсборками). Все остальные операции производят аналогично. Зубчатое зацепление должно быть правильным, для проверки этого необходимо рас-сечь сборку по одной-двум перпендикулярным плоскостям операцией «Сечение поверхностью» (это последняя строчка в «Дереве построения» на рисунке 11.1).

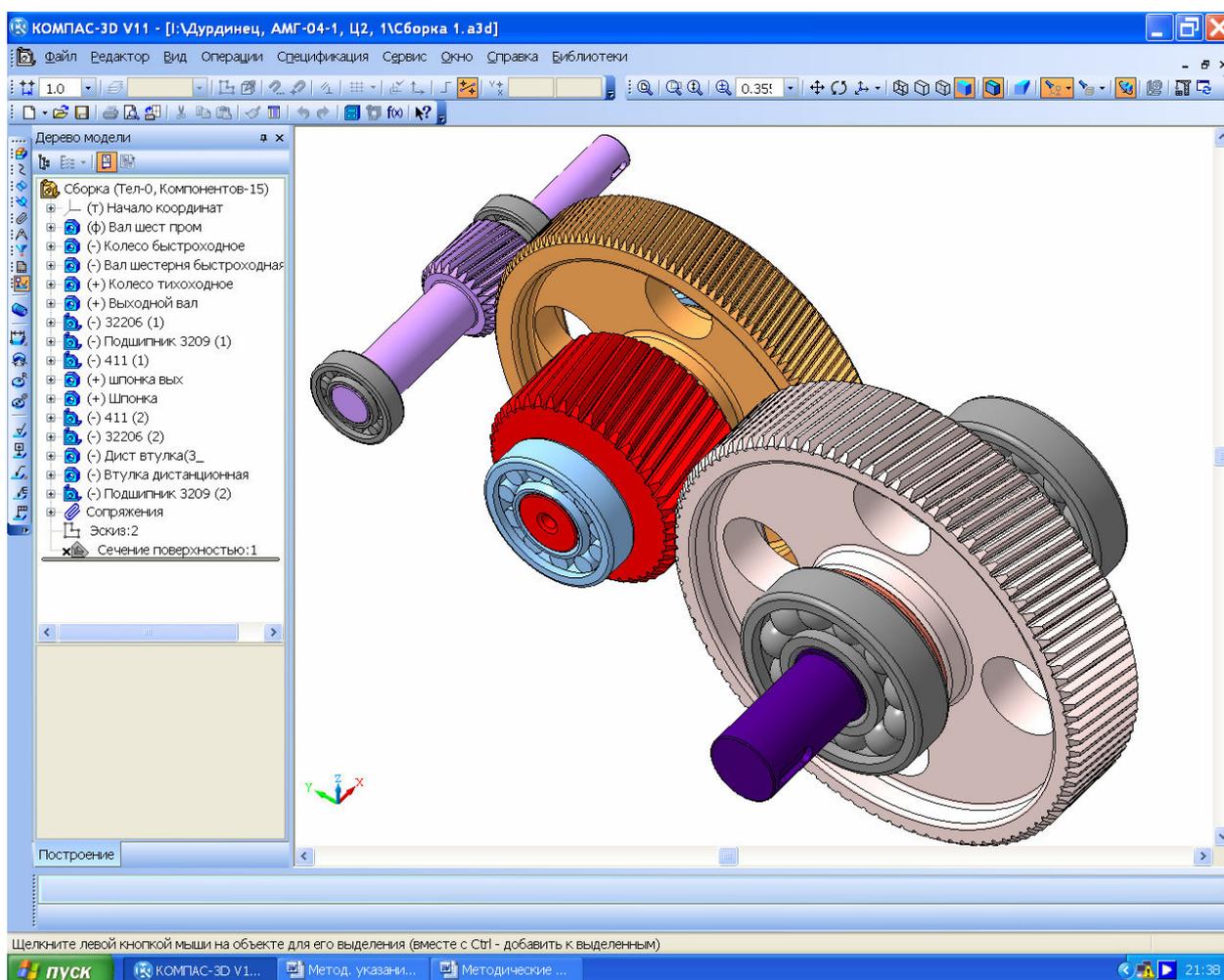


Рисунок 11.1

По завершении просмотра операцию исключают из расчета, – наводят курсор на строчку операции в «Дереве построения», нажимают правую кнопку мышки и в контекстном меню выбирают строчку «Исключить из расчета» (перед иконкой операции появляется крестик x). В любой момент опе-

рацию можно снова сделать активной, выполнив те же действия, но теперь уже выбрав строчку «Включить в расчет».

Убедившись в правильности зацепления зубчатой передачи можно исключить из расчета операции «нарезания» зубьев на шестернях, колесах и червяках, поскольку эти операции требуют значительных вычислительных ресурсов компьютера и не нужны для выпуска чертежей. Если зубчатое колесо построено с помощью КОМПАС-SHAFT 3D, то макрокоманду построения шестерни в файле детали (или на ее иконке в дереве построения сборки) нужно перевести в режим редактирования, а на закладке «Свойства» нажать кнопку  «Строить без зубьев». После подтверждения  «Создать объект» модель перестроится, но уже без зубьев. Если по какой либо причине макрокоманда была разрушена, то в дереве построения находят операцию «нарезания» первого промежутка между двумя соседними зубьями и «Исключают из расчета» эту операцию. Операции нарезания остальных промежутков будут исключены из расчета программой автоматически.

Файл сохраняют под именем, например, «Зубчатая передача».

11.2 Построение вспомогательного эскиза плоскости разъема корпуса

Чтобы перейти к построению трехмерных моделей корпусных деталей, в файле «Зубчатая передача» строят вспомогательный эскиз на будущей плоскости разъема корпуса и крышки, как это показано на рисунке 11.2.

Это плоскость, в которой расстояние между осями валов равно межосевому (обычно одна из основных плоскостей файла сборки). На ней создают новый  «Эскиз» (последняя строчка в «Дереве построения», – «Эскиз:1» на рисунке 11.2), в котором вдоль осей валов проводят вспомогательные прямые. Как правило, одна из них проходит через начало координат. Затем с помощью операции  «Спроецировать объект» получают линии проекций внутренних сторон подшипников (ближних к зубчатому зацеплению). Отступая от этих линий от 2 до 5 мм внутрь редуктора, проводят вспомогательные прямые, которые, пересекаясь, образуют четырехугольник, обозначающий внутреннюю полость редуктора. Отступая от них вспомогательными параллельными прямыми наружу за подшипники получают внешний контур и, – примерное изображение фланца разъема редуктора.

Оба контура обводят замкнутой основной линией. В некоторых разновидностях схем компоновки редукторов, например, в конических, контур внутренней полости редуктора и плоскость фланца делают не прямоугольными, а более сложной формы. Это видно на рисунке 11.3.

В каждом конкретном случае нужно ориентироваться на компоновочную схему, принятую ранее (см. п. 1.3, Выбор схемы компоновки редуктора и определение его передаточного числа).

Далее, в эскизе удаляют основные линии проекций подшипников, а два контура выделяют рамкой и копируют в буфер памяти, привязываясь к началу координат. Эскиз закрывают, а файл сохраняют. Собственно, этот файл

уже можно назвать «Редуктор», потому что первые три сборочные единицы (три вала в сборе) уже условно установлены в него.

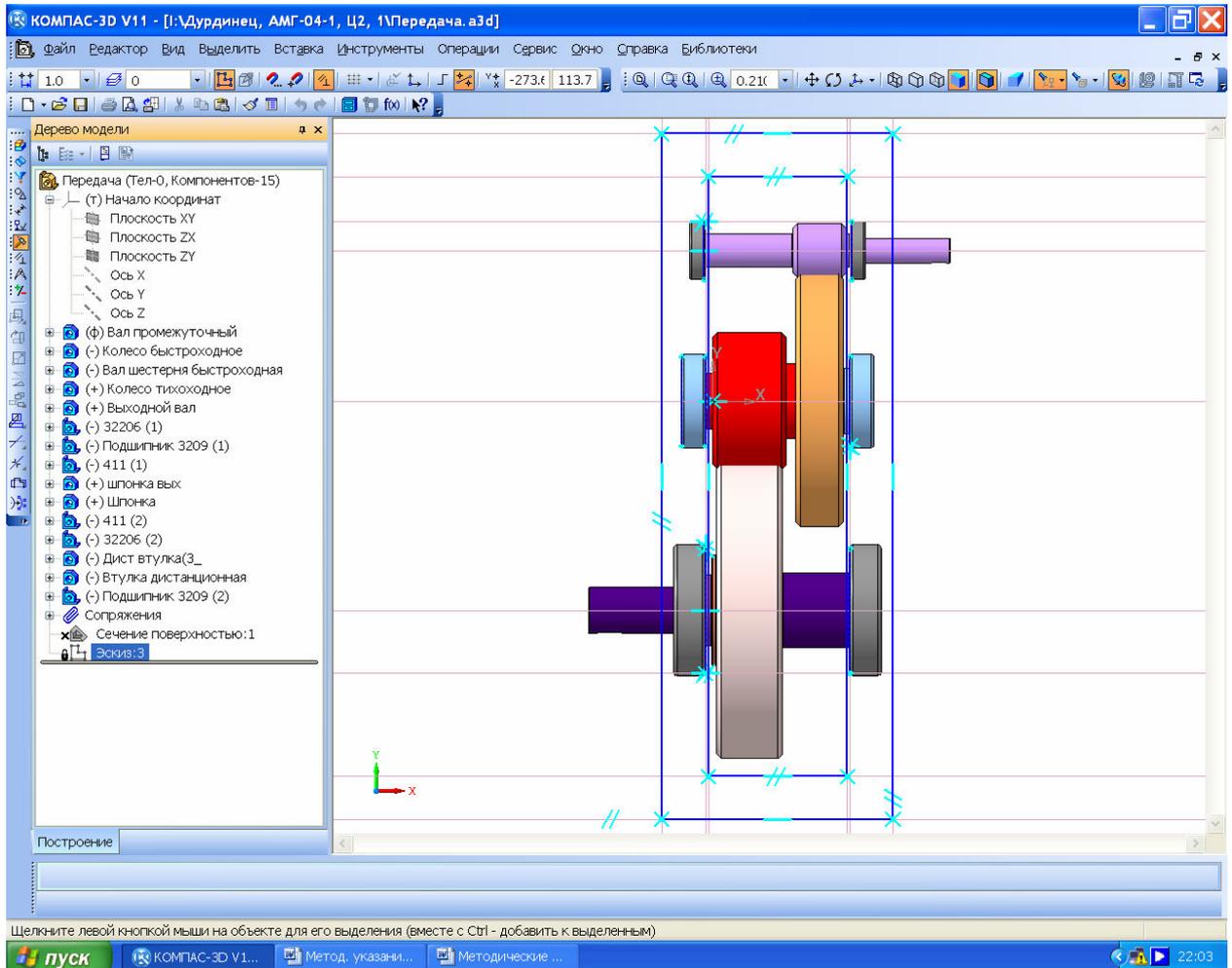


Рисунок 11.2

Не всегда все валы редуктора располагаются в одной плоскости. Например, червячно-цилиндрический и цилиндрический редукторы обычно имеют передачи, расположенные в перпендикулярных плоскостях. Поэтому и формировать их нужно в двух плоскостях. Поверхностей разъема у таких редукторов чаще всего бывает одна или две, и выбрать их положение – право конструктора.

11.3 Редактирование валов и мест размещения подшипников на валах

При построении служебного эскиза может обнаружиться, что валы передачи оказались либо слишком длинными, либо слишком короткими, или подшипники одного из валов (одноступенчатого редуктора) расположены на разном расстоянии от зубчатого колеса или не на одной линии с подшипниками другого вала. Например, на рисунке 11.4 все подшипники установлены правильно, а левый нижний (подшипник быстроходного вала) размещен неверно, – со смещением относительно других. В этом случае нужно провести

редактирование элементов вала, как это описано в п. 9.3 (Редактирование 3D моделей валов), и перестроить служебный эскиз плоскости разреза корпуса.

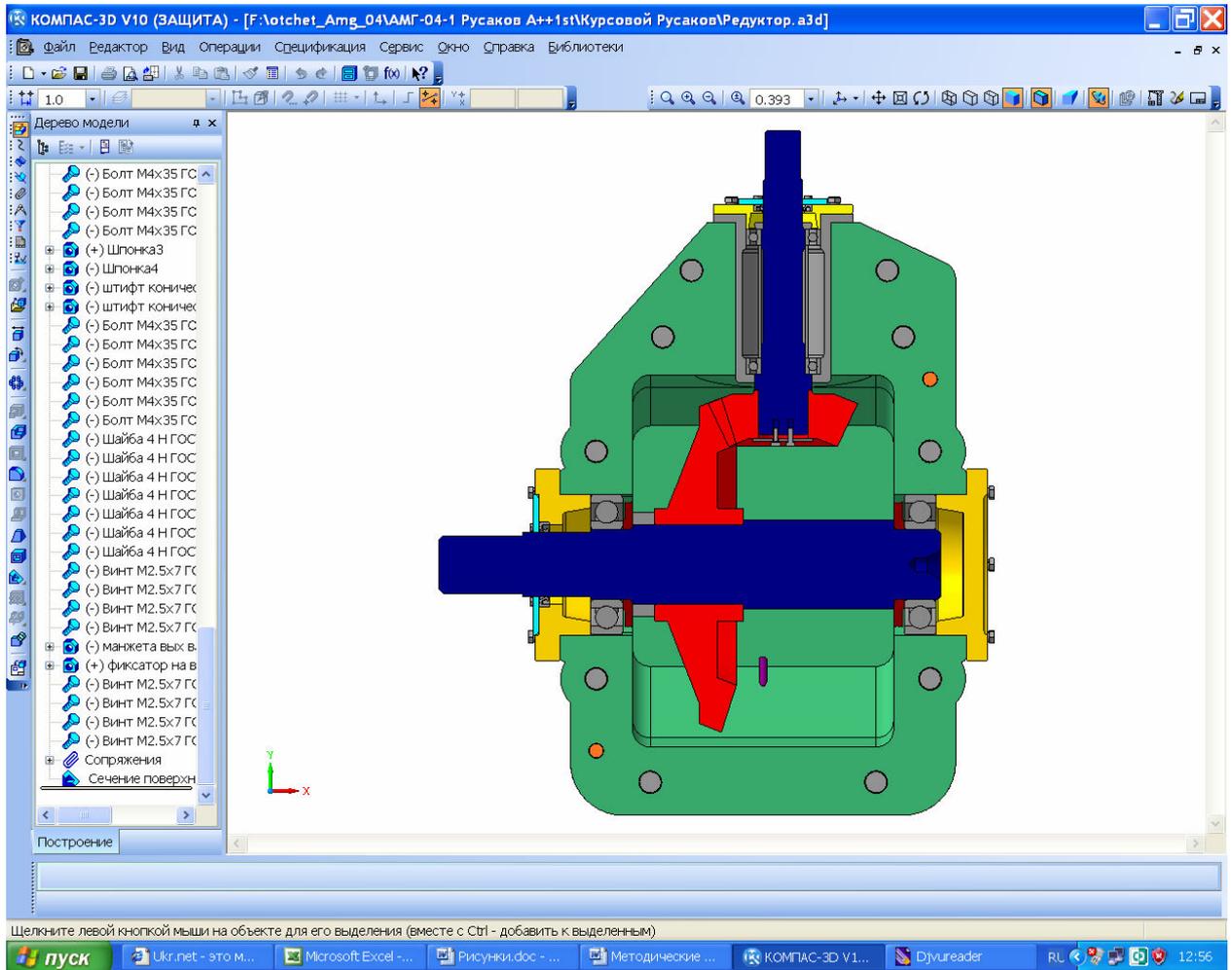


Рисунок 11.3

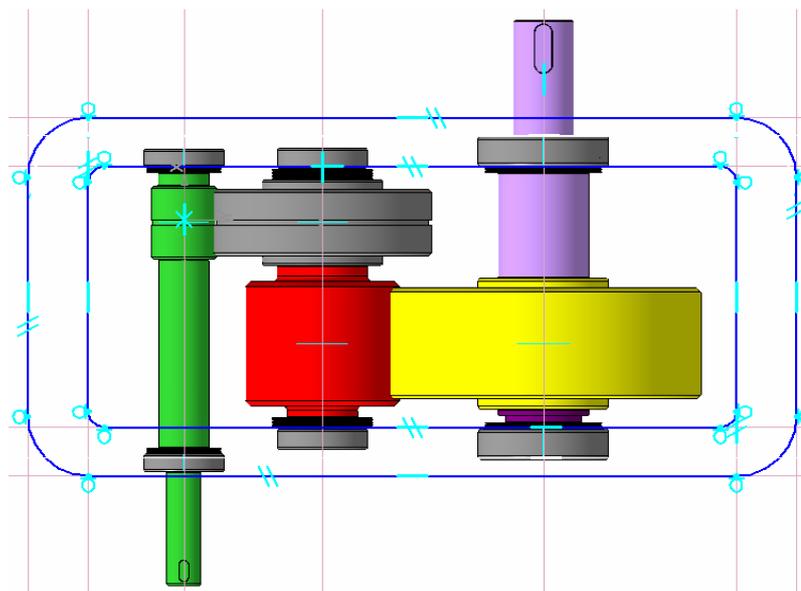


Рисунок 11.4

Однако не всегда подшипники всех валов должны быть выстроены в одну линию. В некоторых (даже цилиндрических) редукторах это просто невозможно, например, в соосных редукторах (рисунок 11.5 а) и вертикальных (рисунок 11.5 б). А вот червячно-цилиндрический редуктор (рисунок 11.5 в) обычно делают с поверхностью разъема по осям цилиндрической передачи, а червяк (рисунок 11.5 г) в сборе устанавливают через стакан в крышке редуктора.

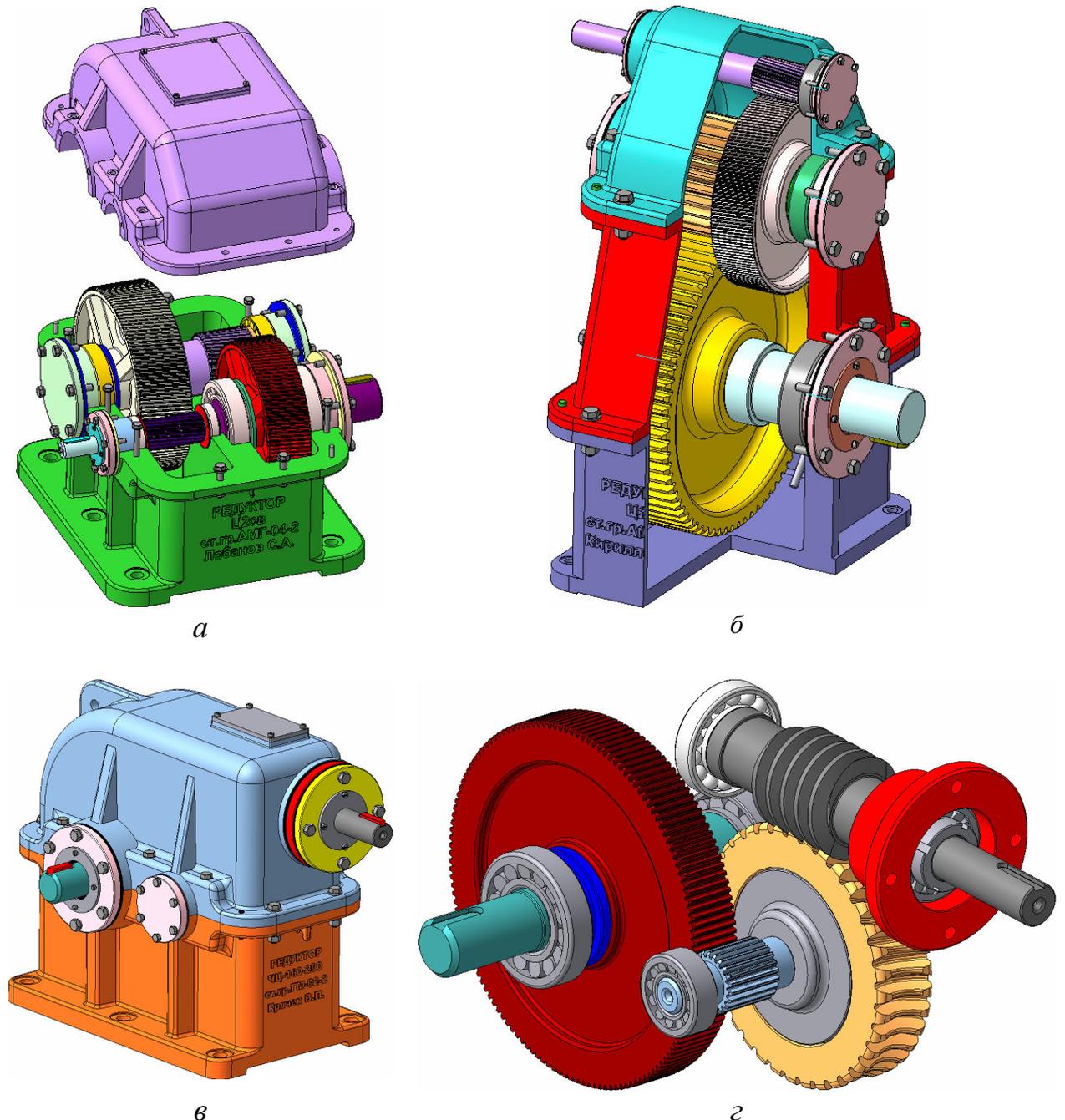


Рисунок 11.5

12 Построение корпусных деталей редуктора

Обычно построение корпусных деталей начинают с нижней части – корпуса. Создают файл типа  «Деталь» в КОМПАС 3D, на одной из плоскостей (лучше «XY») создают эскиз, в который вставляют изображение фланца из буфера памяти, скопированное из вспомогательного эскиза (см. п. 10.2, Построение вспомогательного эскиза плоскости разреза корпуса). Дальше возможны два основных сценария построения корпусных деталей, которые будут рассмотрены ниже.

Размеры основных конструктивных элементов корпусных деталей, приведенных на рисунке 12.1, рекомендуется выбирать из таблицы 12.1.

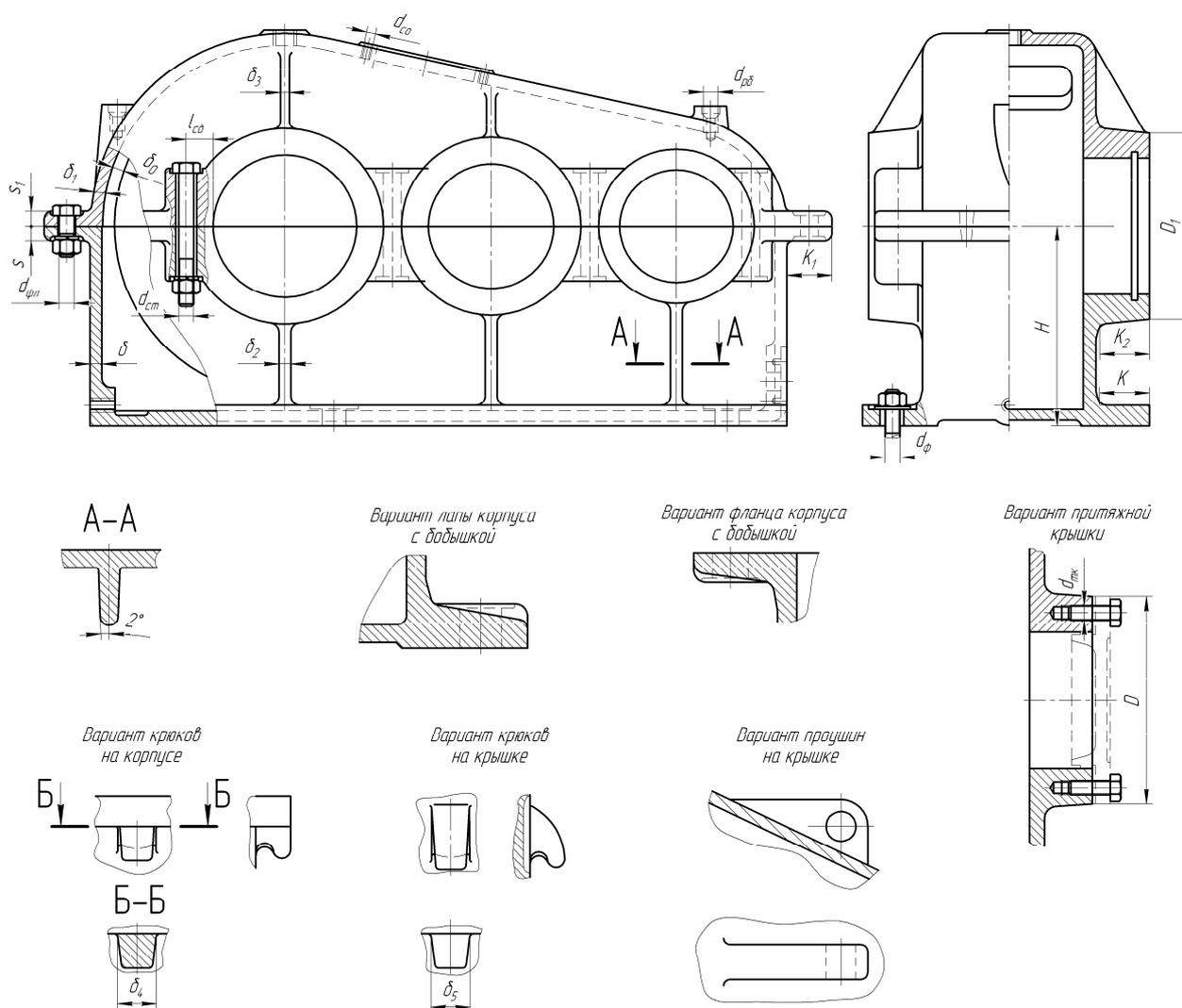


Рисунок 12.1

Таблица 12.1 – Размеры конструктивных элементов корпусных деталей

Наименование элемента	Размер элемента, мм
Толщина стенки корпуса	$\delta = 1,5\sqrt[4]{10T_2^*} \geq 6$
Толщина стенки крышки корпуса	$\delta_1 = 0,9\delta \geq 6$
Толщина ребра в сопряжении со стенкой корпуса	$\delta_2 = \delta$
Толщина ребра в сопряжении со стенкой крышки	$\delta_3 = \delta_1$
Литейный уклон ребер	2°
Диаметр бобышки под притяжную крышку	$D = 1,25d_n^{**} + 10$
Диаметр бобышки под закладную крышку	$D_1 = 1,2d_n^{**}$
Расстояние между зубчатым колесом и стенкой корпуса	$\delta_0 \geq 0,6\delta$
Высота от плоскости разъема корпуса до упорной поверхности лап корпуса	$H = 1,06a^{***}$
Толщина подъемных крюков корпуса	$\delta_4 = 2,5\delta$
Толщина подъемных крюков крышки	$\delta_5 = 2,5\delta_1$
Диаметр фундаментных болтов	$d_\phi = \sqrt[3]{40T_2} \geq 12$
Диаметр стяжных болтов полубобышек	$d_{cm} = \sqrt[3]{20T_2} \geq 10$
Диаметр стяжных болтов фланцев поверхности разъема	$d_{\phi л} = (0,7...1,0)d_{cm}$
Диаметр винтов (болтов) крышки смотрового отверстия	$d_{co} = 0,5d_{cm} \geq 6$
Диаметр винтов (болтов) торцевых крышек подшипниковых узлов	$d_{mk} = 0,5d_{cm} \geq 6$
Толщина фланца корпуса (по плоскости разъема корпуса)	$s = 1,5d_{cm}$
Толщина фланца крышки (по плоскости разъема корпуса)	$s_1 = 1,3d_{cm}$
Толщина лап корпуса	$\delta_l = 1,5d_\phi$
Ширина лап корпуса	$K = 4d_\phi$
Ширина фланца плоскости разъема корпуса	$K_1 = 3d_{cm}$
Ширина (вылет) бобышки	$K_2 = 3,5d_{cm}$
Расстояние от образующей цилиндрической расточки корпуса под подшипниковый узел до осей стяжных болтов полубобышек	$l_{cб} = 1,2d_{cm}$
Диаметр рым-болта	$d_{рб}$, в зависимости от массы редуктора

* T_2 – крутящий момент на тихоходном валу, Н·м; ** d_n – диаметр подшипника; *** a – межосевое расстояние

12.1 Построение 3D моделей корпусных деталей добавлением стенок

Первый способ заключается в том, что во вновь созданном файле «Детали» вначале строят фланец поверхности разъема, используя его  «Эскиз». Это первая операция «Операция выдавливания:Фланец» на рисунке 12.1.

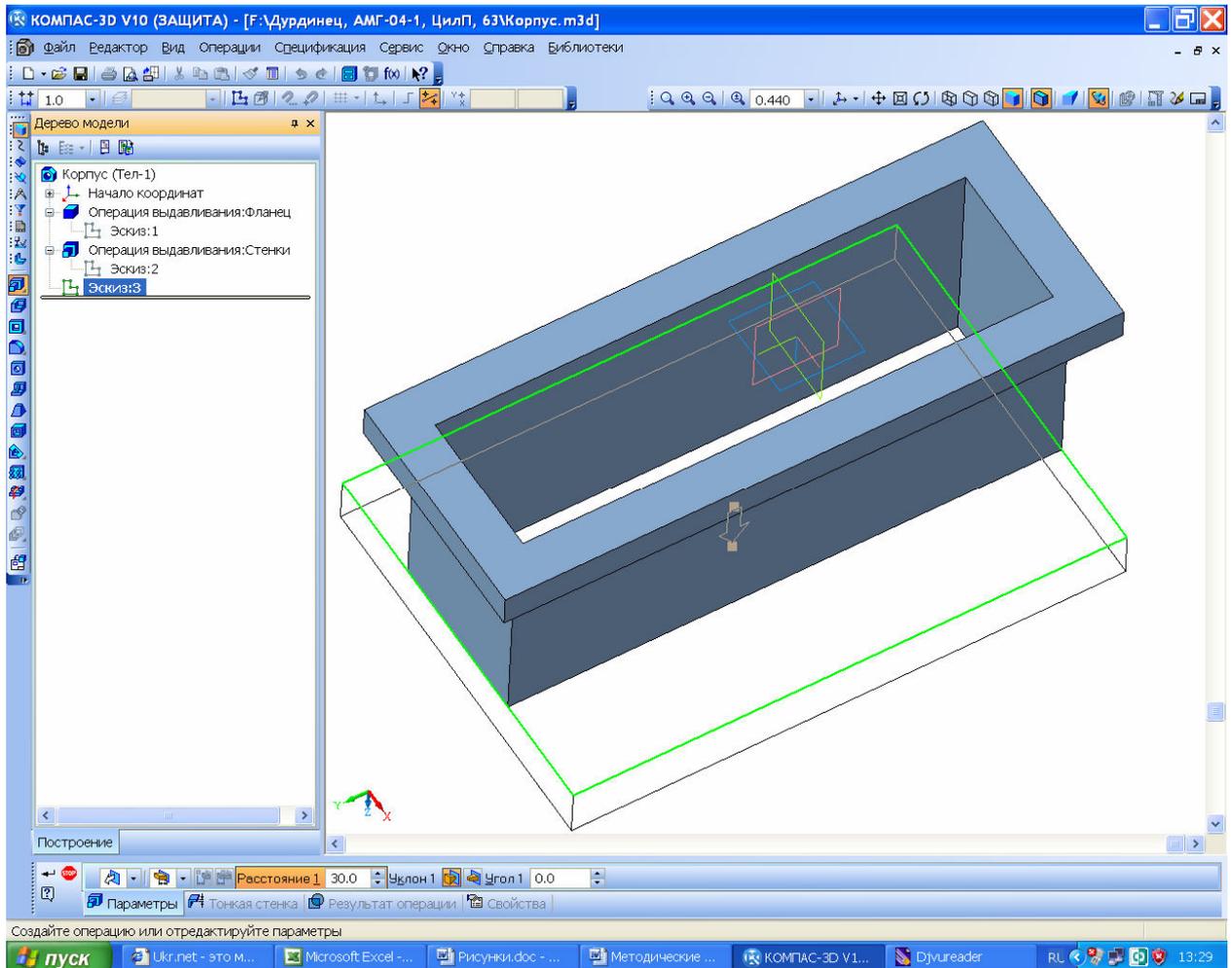


Рисунок 12.1

Затем на одной из его поверхностей создают новый  «Эскиз», где проецируют замкнутую линию внутреннего контура и строят новую параллельную ей замкнутую линию, отступая на толщину стенки. Эскиз закрывают и «вытягают» стенки на нужную высоту с помощью операции  «Выдавливания», например, на глубину масляной ванны корпуса.

Затем на торцевой поверхности образованных стенок строят еще один  «Эскиз», например днища корпуса редуктора. Здесь нужно не забыть добавить лапы, с помощью которых редуктор будет крепиться к основанию или раме машины (требуется сделать прямоугольник эскиза днища шире и длиннее) и «вытянуть» днище на нужную высоту, (см. рисунок 12.1).

Сформировался пустотелый параллелепипед с прямыми углами, которые затем округляют соответствующей операцией и нужным радиусом. Начинать лучше изнутри.

Далее создают новый файл  «Сборки» в КОМПАС 3D, который называют, например, «Редуктор». Этот файл и будет главным файлом, содержащим трехмерную модель проектируемого редуктора. Его используют для доработки некоторых деталей «На месте» и создания новых деталей и подборок, составляющих редуктор в целом. Первой в него вводят уже созданную подставку «Зубчатая передача», (см. 10.1, Построение 3D сборки зубчатой передачи), которую привязывают к началу координат. Затем в файл добавляют только что созданную заготовку модели корпусной детали и привязывают ее в трех плоскостях к началу координат. Если эскиз фланца поверхности разъема был построен правильно, то фланец корпусной детали должен совпасть с его изображением во вспомогательном эскизе подставки «Зубчатая передача», как это видно на рисунке 12.2.

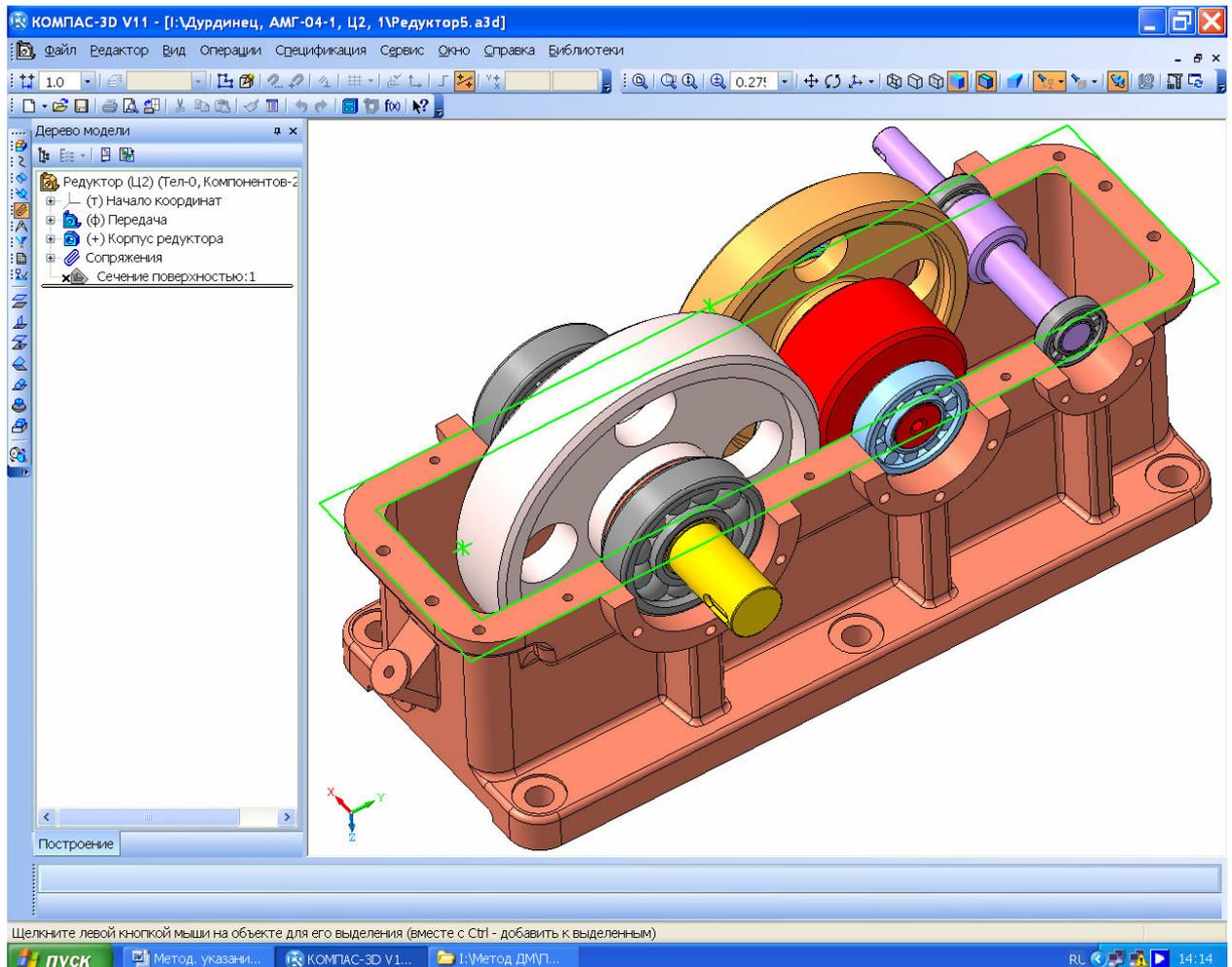


Рисунок 12.2

Ее можно открыть, воспользовавшись командами редактирования. Если же совпадения не получилось, то следует перередктировать сопряжения

привязки корпусной детали к зубчатой передаче или исправить построение трехмерной модели корпусной детали.

Далее выделяют в дереве построения корпусную деталь и переходят в режим «Редактирования на месте». На боковой поверхности одной из стенок создают «Эскиз», в котором помощью операции «Спроецировать объект» проецируют наружные окружности подшипников (трех валов для цилиндрического и двух валов для редукторов, имеющих коническую и червячную передачи), как это видно на рисунке 12.3 в режиме «Редактирования на месте».

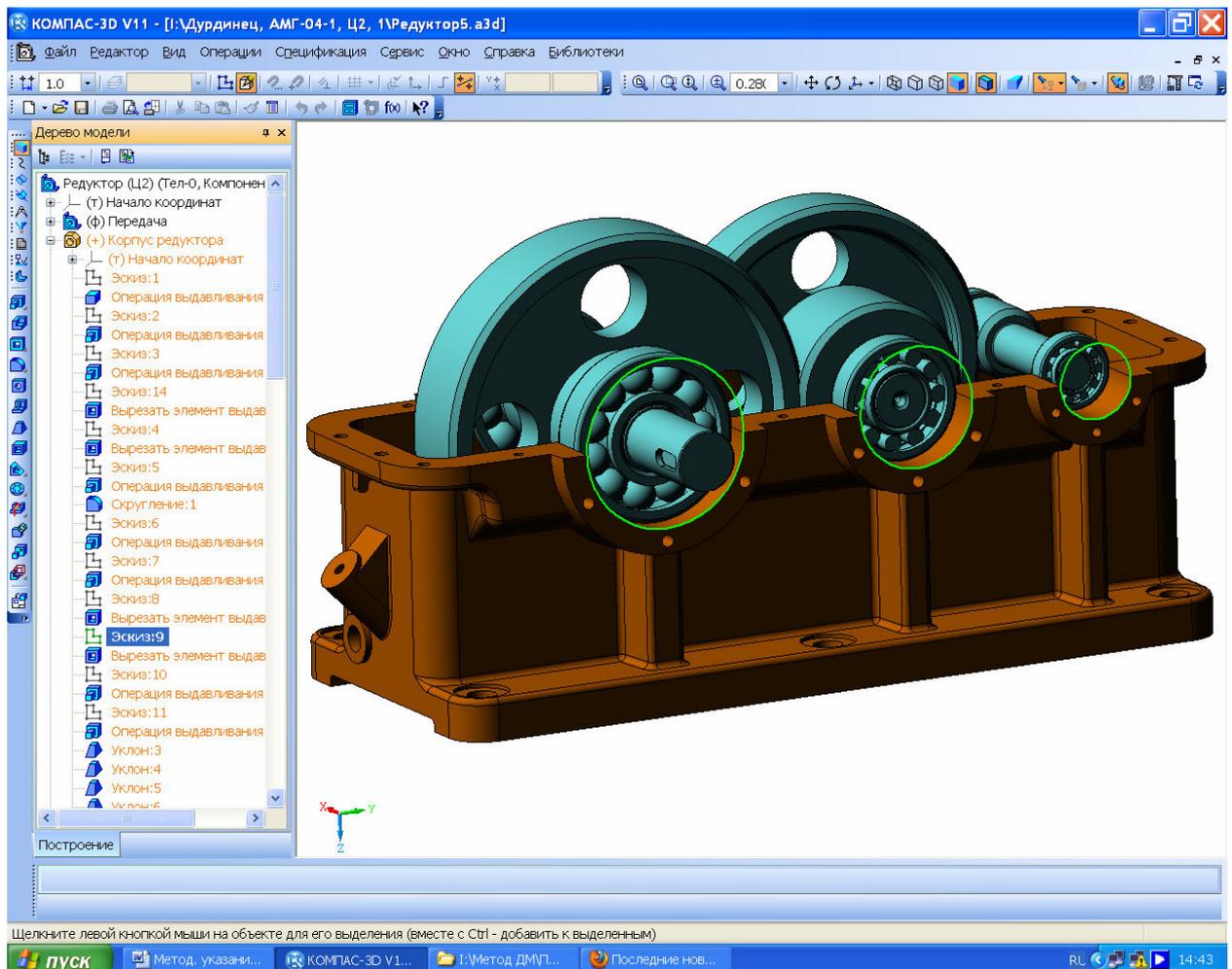


Рисунок 12.3

Выделять в данном случае следует радиусные поверхности скруглений наибольших диаметров наружных колец (появятся по две окружности на каждом подшипнике), а затем внутренние окружности удалить. Из центров полученных окружностей проводят вторые окружности большим диаметром, чтобы образовать тело бобышек для установки подшипников в корпусе редуктора. Через начало координат и проекции осей валов проводят вспомогательную прямую, которая делит полученные окружности пополам. Ненужные для построения половины окружностей удаляют при помощи операции

«Усечь кривую» на панели инструментов «Редактирование». Противоположные концы полуокружностей соединяют отрезками основной прямой. Эскиз закрывают и с помощью «Операции выдавливания» «выдавливают» бобышки так, чтобы они выступали за фланец поверхности разъема, как это видно на рисунке 12.4.

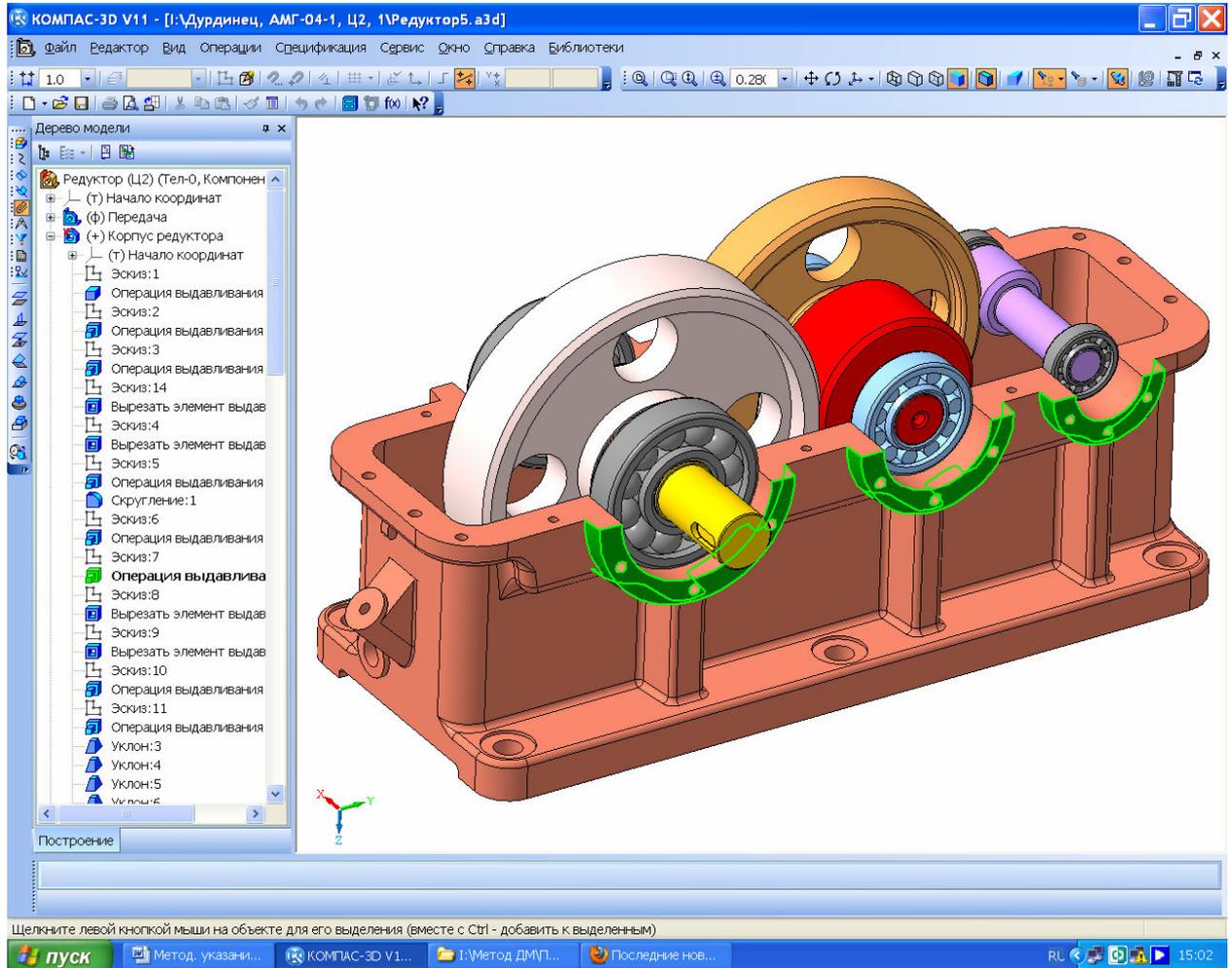


Рисунок 12.4

Аналогично строят остальные бобышки на корпусной детали. Для удаления ненужного материала на стенках в этом месте выделяют плоскость и строят на ней эскиз, в котором операцией «Спроецировать объект» проецируют внутренние полуокружности, затем их соединяют отрезком основной прямой. Эскиз закрывают и операцией «Вырезать выдавливанием» «удаляют» лишний материал. Подобным способом «На месте» можно пристроить к корпусной детали и другие элементы ее конструкции, например, смотровое отверстие.

Для более сложных корпусных деталей, например литых корпусов червячных редукторов с уменьшенными установочными размерами целесообразно строить стенки корпуса при помощи операции «Кинематическая операция», как это видно на рисунке 12.5.

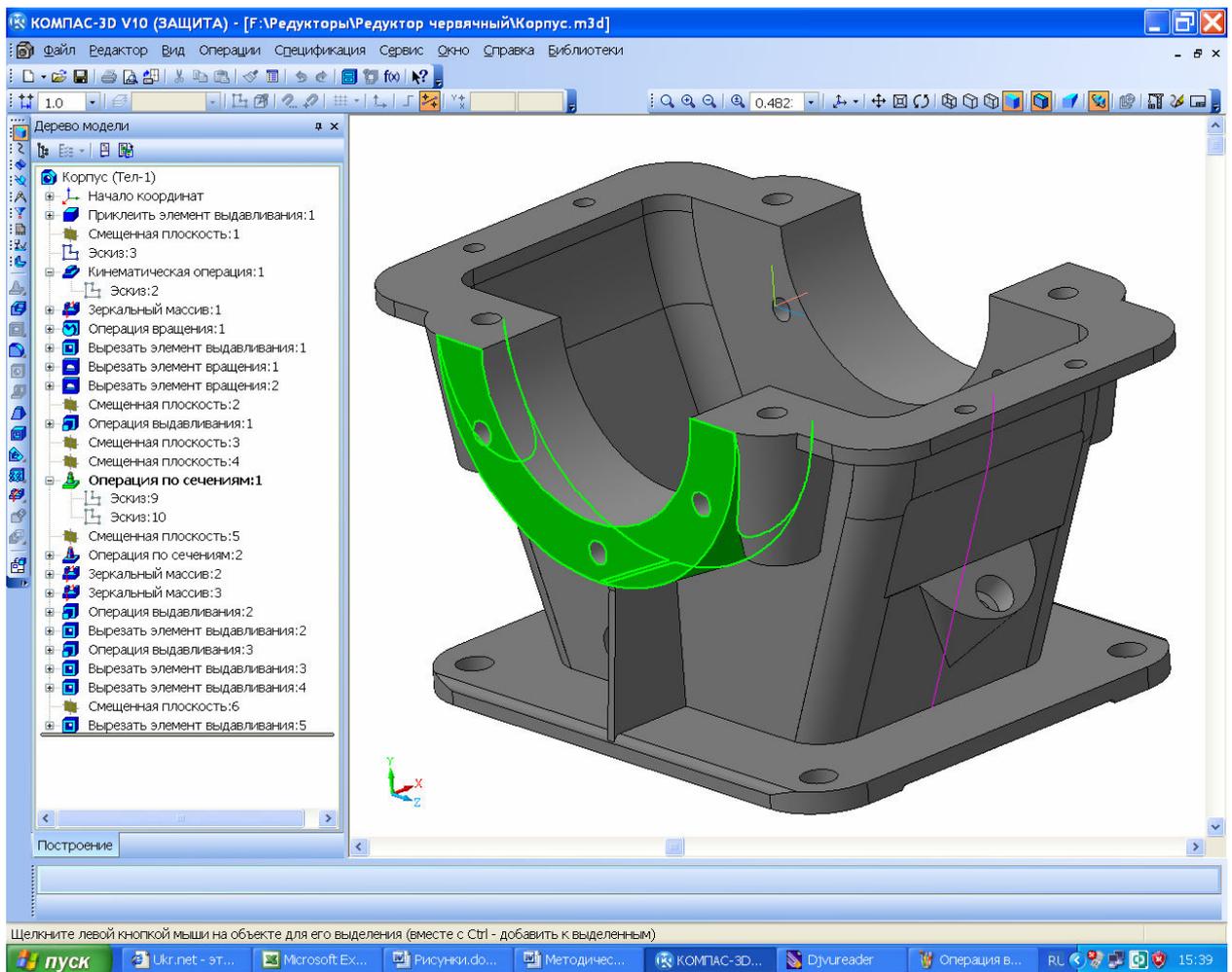


Рисунок 12.5

Иногда подходит и  «Операция по сечениям», на рисунке 12.5 она выделена цветом.

После этого выходят из режима  «Редактирования на месте», файл сборки сохраняют, и дальнейшая работа над трехмерной моделью становится возможной непосредственно в файле детали этой модели. На корпусе и крышке редуктора добавляют приливы масло-указателя, сливного отверстия, крюков и рым-болтов для транспортировки, а также делают отверстия в лапах для установки редуктора с цековками или зенковками для упора крепежных шайб и гаек, резьбовые отверстия на торцах бобышек для крепления крышек подшипниковых узлов. Также делают отверстия на фланце для взаимного скрепления фланцев корпуса и крышки между собой. На фланце обязательно должны быть два диагональных отверстия для конусных или цилиндрических штифтов, по которым две корпусные детали всегда будут точно присоединяться. Обязательно делают смотровое отверстие, с помощью которого контролируют зубчатое зацепление при изготовлении и эксплуатации редуктора.

Очень важно помнить, что в сборках КОМАСа можно строить все те же операции по прибавлению и удалению материала (а так же нарезанию резьбы канавок и пр.), но они не будут относиться к конкретной детали и не

будут впоследствии видны на ее чертеже. Поэтому, работая со сборкой нужно либо переходить в режим редактирования детали на месте, либо редактировать ее в отдельном окне.

Всевозможные отверстия можно строить с помощью библиотеки стандартных изделий КОМПАСа, но самым простым для понимания есть следующий способ, который приведен на рисунке 12.6 (деталь «Тумба» рассечена вдоль левого отверстия).

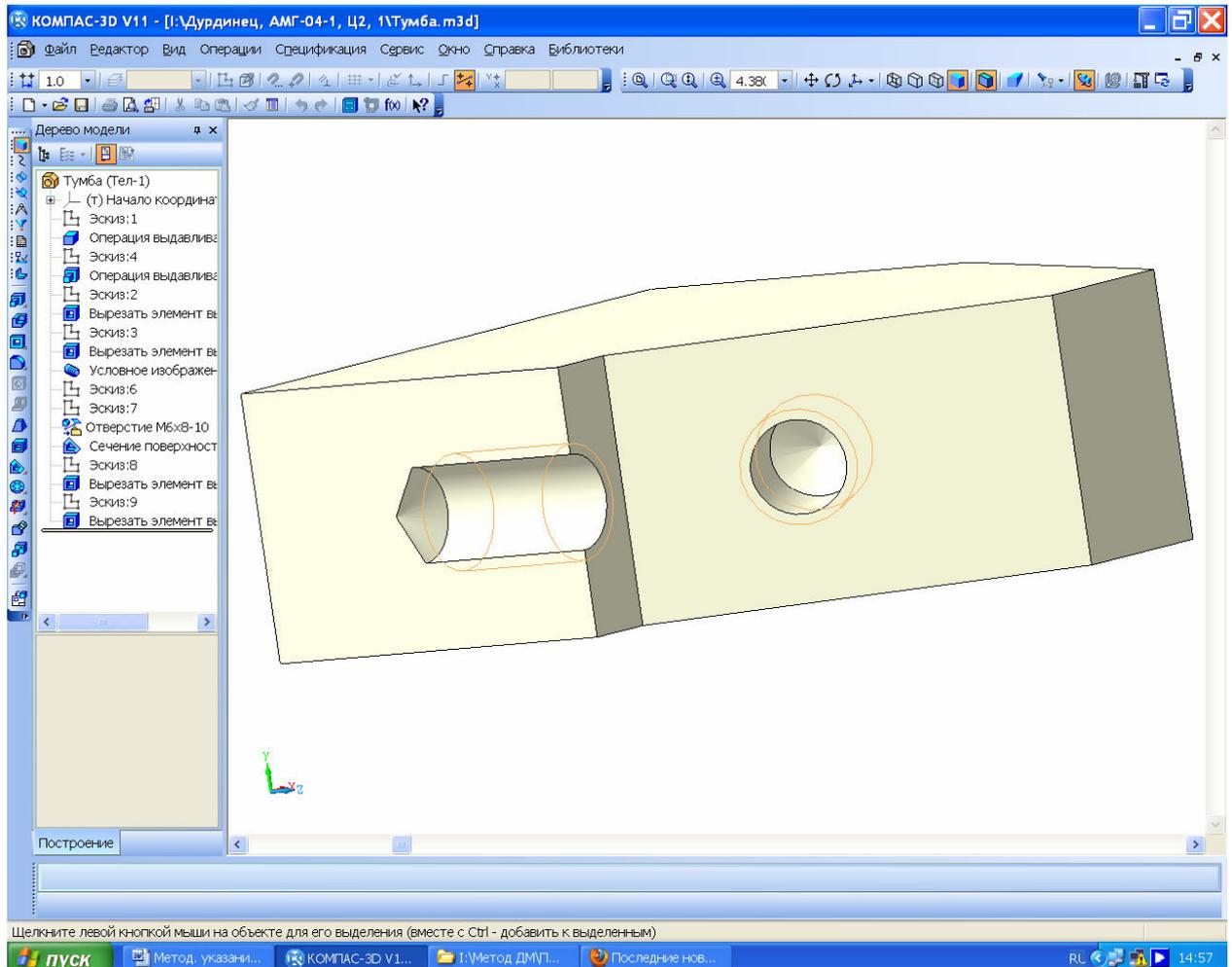


Рисунок 12.6

На поверхности (плоскости), где должно быть отверстие, создают «Эскиз» и в нужном месте рисуют отверстие. Если отверстие будет резьбовым, нужно заранее в справочнике конструктора [4] (т. 1, стр. 514) определить его диаметр в зависимости от типа, диаметра и шага резьбы. Эскиз закрывают и вырезают выдавливанием цилиндрическое или коническое отверстие нужной глубины. Если отверстие глухое (не сквозное), то затем на его дне создают новый эскиз и операцией «Спроецировать объект» создают окружность того же диаметра, что имеет дно. Потом, используя этот эскиз, вырезают конусное отверстие. Для этого нажимают на кнопку «Уклона внутрь» (кнопка должна быть посвечена) угол уклона задают равным 60° , а

глубину выдавливания устанавливают  «До ближайшей поверхности». Подтверждают  «Создать операцию». Теперь отверстие соответствует просверленному стандартным сверлом и будет изображаться на чертеже в соответствии с ЕСКД. Если оно еще и резьбовое, то в трехмерной модели детали выбирают операцию  «Условное обозначение резьбы» инструментальной панели  «Элементы оформления» и указывают круговое ребро отверстия. В появившемся меню следует выбрать стандартный шаг резьбы и указать длину резьбы. Обычно резьба должна быть короче цилиндрической (конической для конической резьбы) части отверстия на несколько миллиметров. Этот «недорез» соответствует заходной части метчика, обычно применяемого для нарезания резьбы небольшого диаметра в плоских деталях.

Для построения различных отверстий в трехмерных моделях можно использовать библиотеку КОМПАСа «Стандартные элементы → Конструктивные элементы → Отверстия» (также как и для центровых отверстий в п. 7.4, Построение трехмерных моделей валов). Правое отверстие на рисунке 12.6 построено с использованием библиотечной операции и идентично левому, построенному вышеописанным способом.

Все литые корпусные детали должны быть построены с учетом технологических возможностей литья в опоки, – наиболее дешевого способа производства чугунного и стального литья. Поэтому конструкция детали должна иметь литейные уклоны величиной от 1° до 5° , необходимые для гарантированного извлечения деревянных моделей из песчаной формы (без ее разрушения) после уплотнения и затвердевания песчаной смеси. Уклон уже построенному элементу (например, стенке, бобышке) придают с помощью операции  «Уклон». Это показано на рисунке 12.7, где уклон внутренних поверхностей задан равным 1° , а наружных – 3° . Следуя подсказкам КОМПАСа в меню свойств операции, сначала указывают основание операции (это плоскость, перпендикулярно которой расположены поверхности, вдоль которых будет создаваться уклон), затем сами уклоняемые грани, потом направление и величину уклона в градусах. После нажатия на кнопку  «Создать объект», на указанных гранях появляются уклоны, которые в последствии можно отредактировать.

Обычно корпусные детали имеет достаточно тонкие стенки по сравнению с размерами силовых элементов (фланцев, бобышек, лап). Чтобы снизить местные напряжения, возникающие в местах сопряжения стенок с нагруженными элементами, формируют ребра жесткости. Ребра жесткости можно строить как с помощью обычной  «Операции выдавливания» по эскизу, построенному на боковой стенке корпусной детали (как это видно на рисунке 12.8, последняя  «Операция выдавливания» в «Дереве построения»), так и с помощью специальной операции  «Ребро жесткости». Для использования этой операции нужно построить эскиз на одной из основных плоскостей, или специально созданной вспомогательной плоскости. Эскиз должен быть одной основной линией или ломаной из нескольких линий, причем начало и конец ее должны пройти через тело двух элементов детали,

как это видно на рисунке 12.8. «Эскиз:12» операции «Ребро жесткости:1» подсвечен.

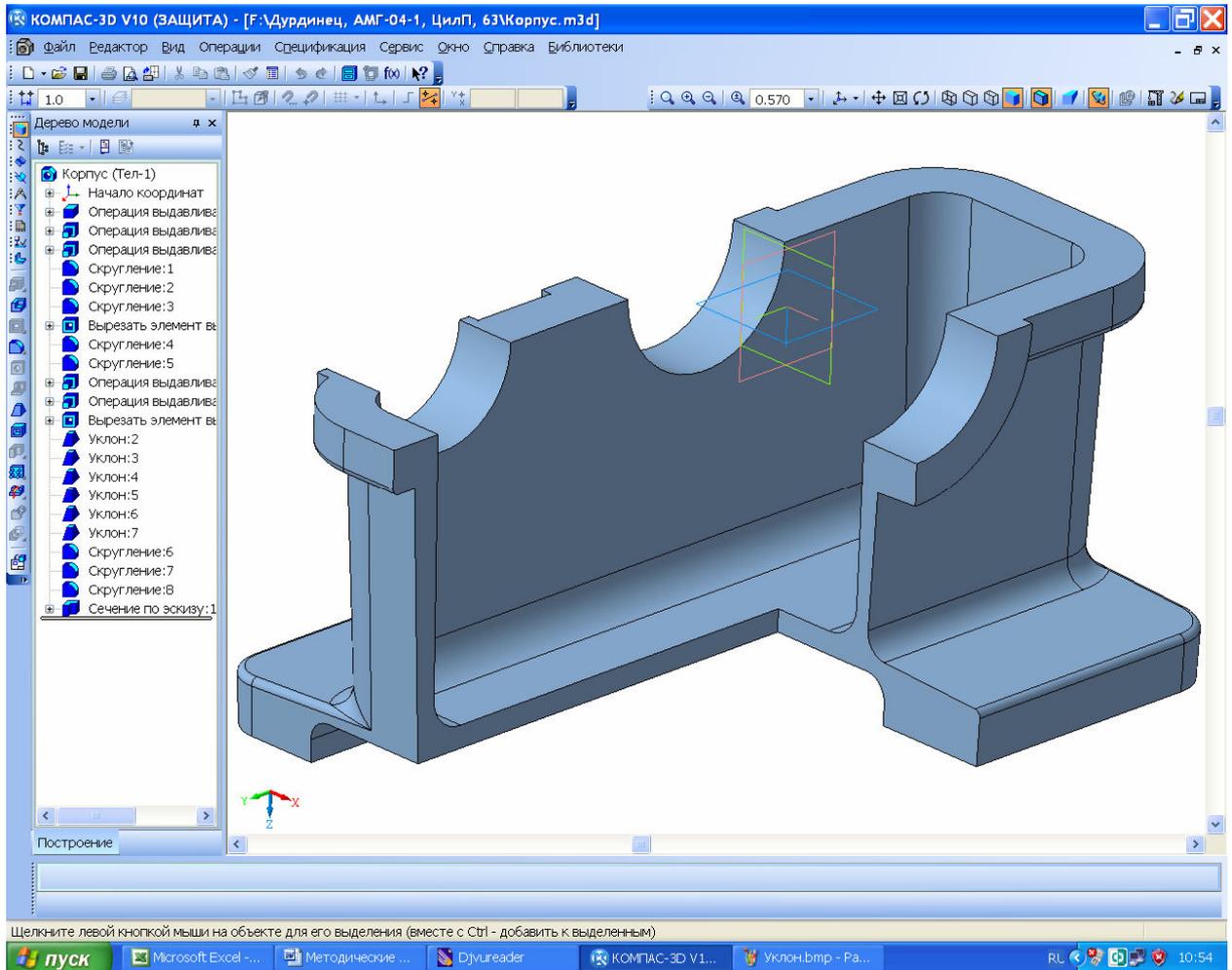


Рисунок 12.7

Отдельно нужно сказать об операции «Скругления». В использовании этой команды следует проявлять осторожность и творческий подход, поскольку иногда КОМПАС отказывается строить скругления там, где они, казалось бы, должны получаться без проблем. В этом случае не нужно одной операцией строить на детали сразу все фаски одного радиуса. Лучше построить только часть округлений там, где они строятся без проблем, а затем добавлять их по одной или несколько в последующих операциях. При этом иногда скругление лучше строить сразу на только что созданных элементах детали, но чаще это лучше сделать в самом конце работы над трехмерной моделью детали. Скругления в КОМПАСе можно делать не только постоянного радиуса, но и переменного, а опция «По касательной к ребрам» позволяет, выделив лишь одно ребро, получить скругления и на других ребрах, являющихся продолжениями выделенного.

Операция «Фаска» обычно не вызывает трудностей, однако иногда удобнее заменить ее командой «Вырезать вращением» из меню опера-

ции  «Вырезать выдавливанием». Это бывает на деталях сложной конфигурации.

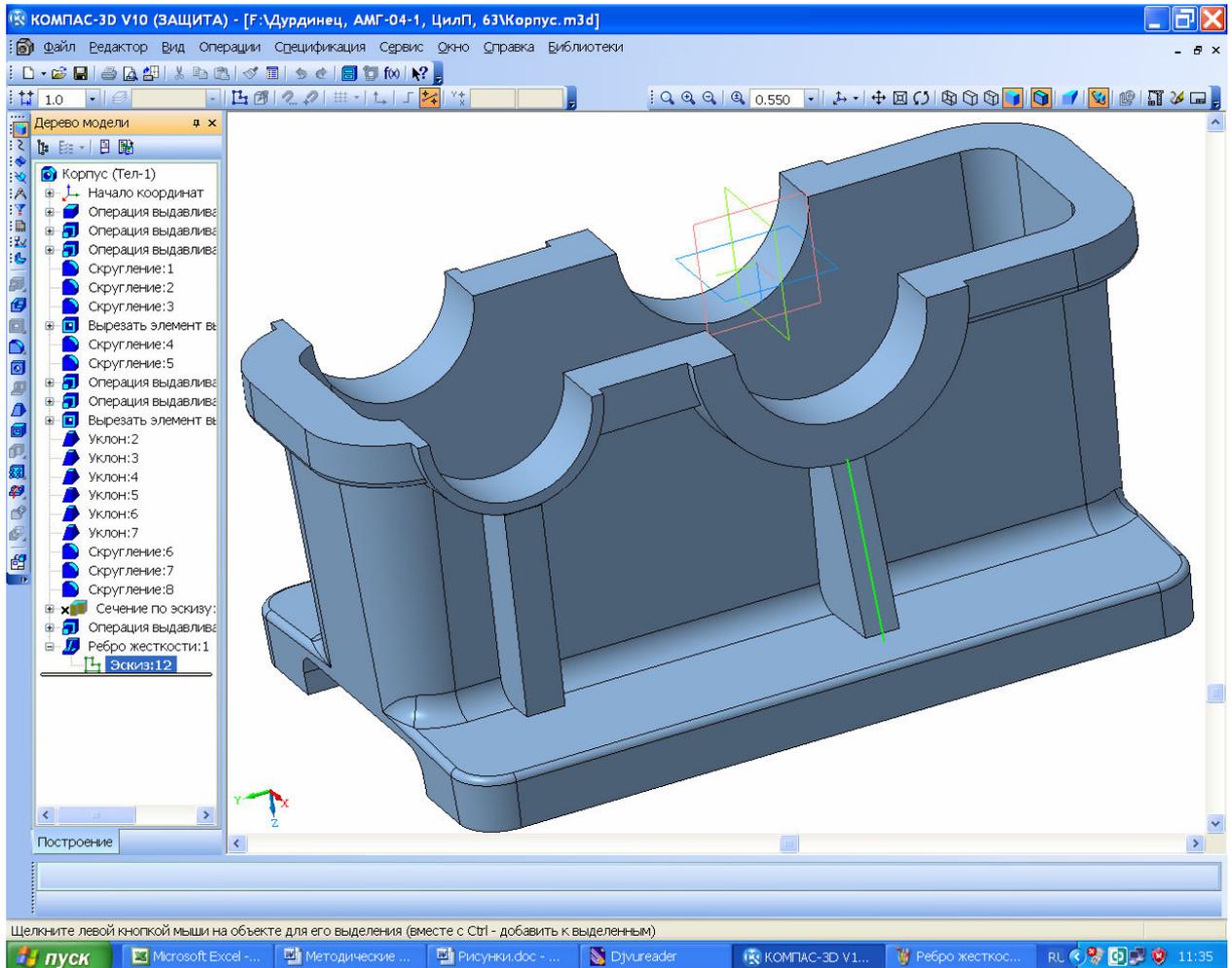


Рисунок 12.8

12.2 Построение 3D моделей корпусных деталей методом оболочки

Построение корпусной детали методом формирования оболочки наиболее удобно для сложных литых деталей обычно крышек редукторов. Это показано на рисунке 12.9. Во вновь созданном файле  «Детали» создают  Деталь эскиз, в который вставляют изображение фланца поверхности разъема, используя его эскиз, но внешнюю линию переносят ближе к внутренней на расстояние толщины стенки корпусной детали. Затем «выдавливают» тело по эскизу на максимальную высоту крышки получая монолитную деталь. Так же, как и в предыдущем случае с нее удаляют лишние объемы, накладывают радиусные скругления и придают наружной поверхности нужную форму. Затем с помощью операции  «Оболочка» задают толщину стенки и строят купол крышки редуктора, указывая в качестве плоскости, с которой начинается удаление материала плоскость поверхности разъема корпуса редуктора.

Потом на этой плоскости создают эскиз и пристраивают фланец разъема, как это показано на рисунке 12.10.

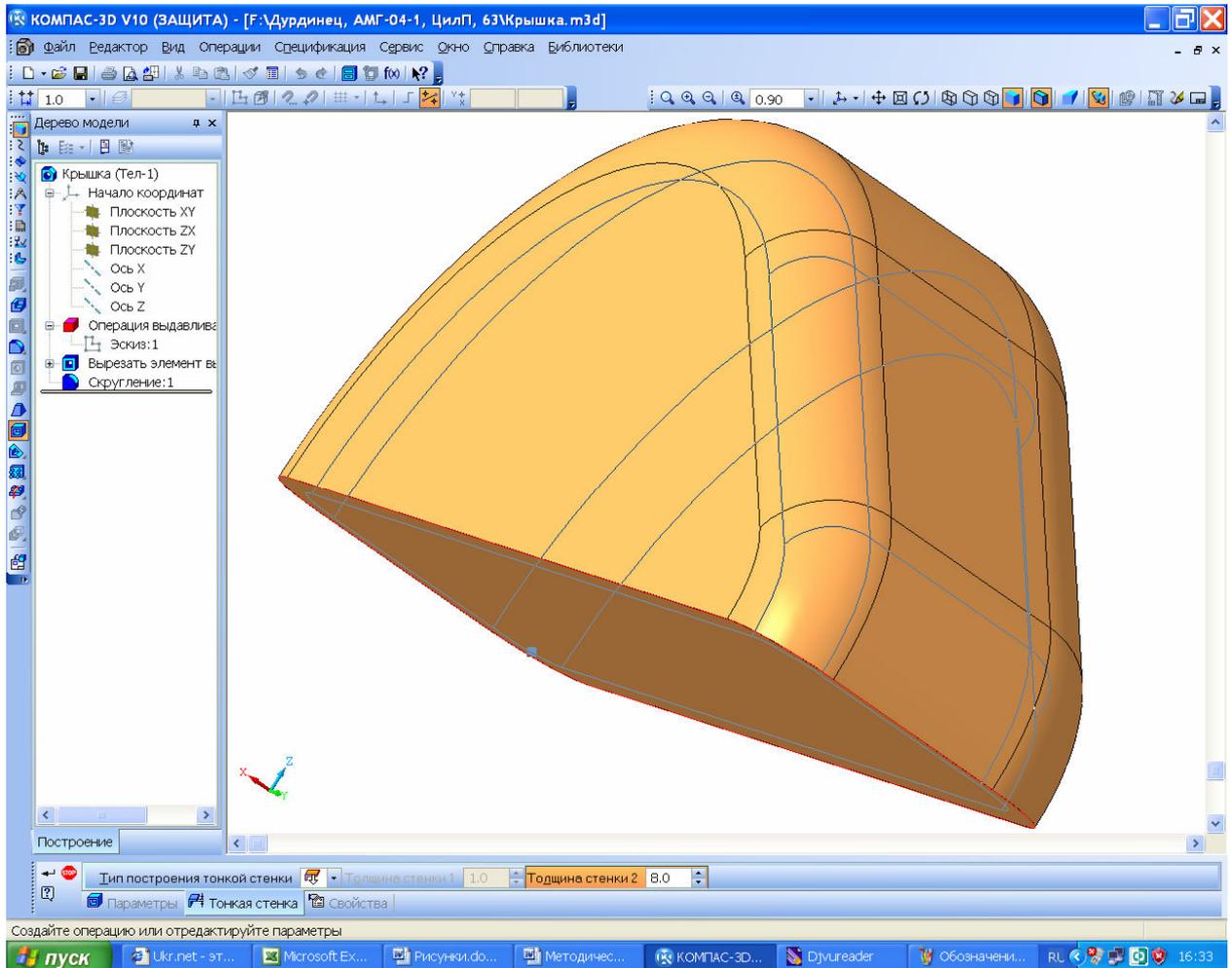


Рисунок 12.9

Все остальные операции выполняют таким же образом, как и в первом варианте построения корпусных деталей.

12.3 Изготовление сварных корпусных деталей

В современном машиностроении широко применяются также сварные корпусные детали редукторов, особенно для индивидуального и мелкосерийного производства, как это показано на рисунке 12.11 для двухступенчатого цилиндро-конического осевого редуктора с перекрещивающимися валами для шахтного электровоза. Здесь быстроходный вал приводится во вращение через карданный шарнир, а тихоходный вал есть ничто иное, как ось колесной пары, на концах которой жестко установлены колеса локомотива. На корпусе редуктора имеется посадочное место под размещение осевого дискового тормоза и кронштейны для фиксации редуктора относительно рамы тележки при помощи реактивных тяг. В этом случае собранные вместе сварные корпусные детали становятся уже сборками, хотя при желании их можно

объединить в одну деталь операций  «Булева операция», но при выполнении курсового проекта этого делать не стоит.

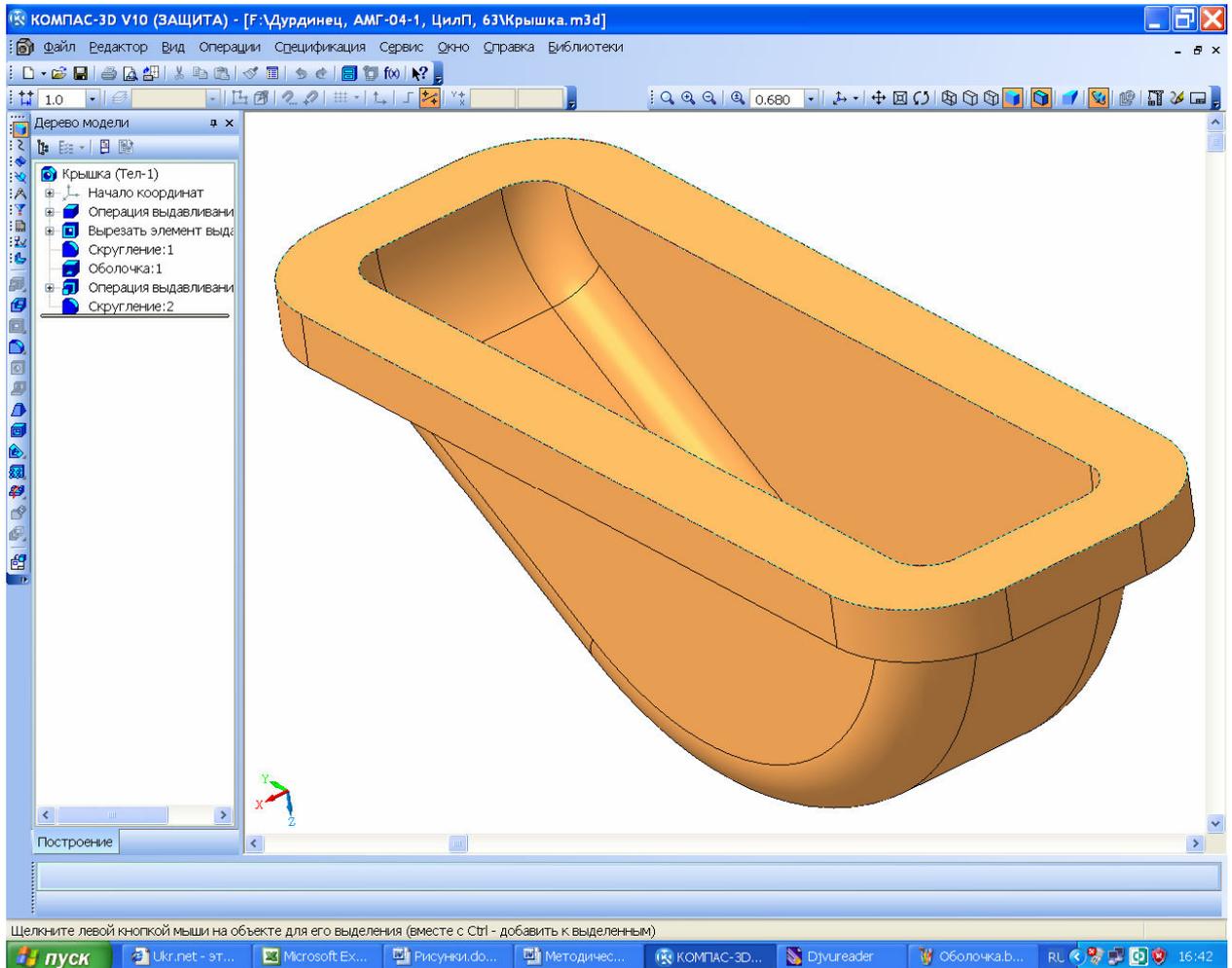


Рисунок 12.10

Обычно создание сборки сварного корпуса или крышки начинают с создания первой его листовой детали, например днища, в отдельном файле  «Детали». Затем создают файл  «Сборки», например, сварного корпуса, куда вводят первую деталь. Затем создают файл  «Сборки» редуктора, в котором первой вводят подсборку зубчатого зацепления, а затем добавляют подсборку сварного корпуса. Каждую деталь сварной корпусной подсборки можно создать в отдельном файле  «Детали», а затем вводить в сборку сварного корпуса, а можно строить детали сварного корпуса, «На месте» в режиме  «Редактирования на месте» как в сборке сварного корпуса, так и в сборке редуктора в целом, используя описанные выше операции и приемы. Корпус со скрытой боковой стенкой показан на рисунке 12.12.

Операции построения сварных швов в трехмерном изображении КАМПАС пока делать не умеет. Но их можно строить как отдельные детали сборки, используя двухмерную библиотеку сварных швов КОМПАСа. Для этого нужно создать вспомогательный файл формата  «Фрагмент», затем нажать на кнопку  «Менеджер библиотек» открыть «Сварка→Конструктивные элементы сварных швов→Менеджер шаблонов» нажать кнопку  «Открыть» и выбрать во вновь выпавшем меню паку «Сварка», а в ней открыть файл менеджера «Сварка.tlm», показанный на рисунке 12.12.

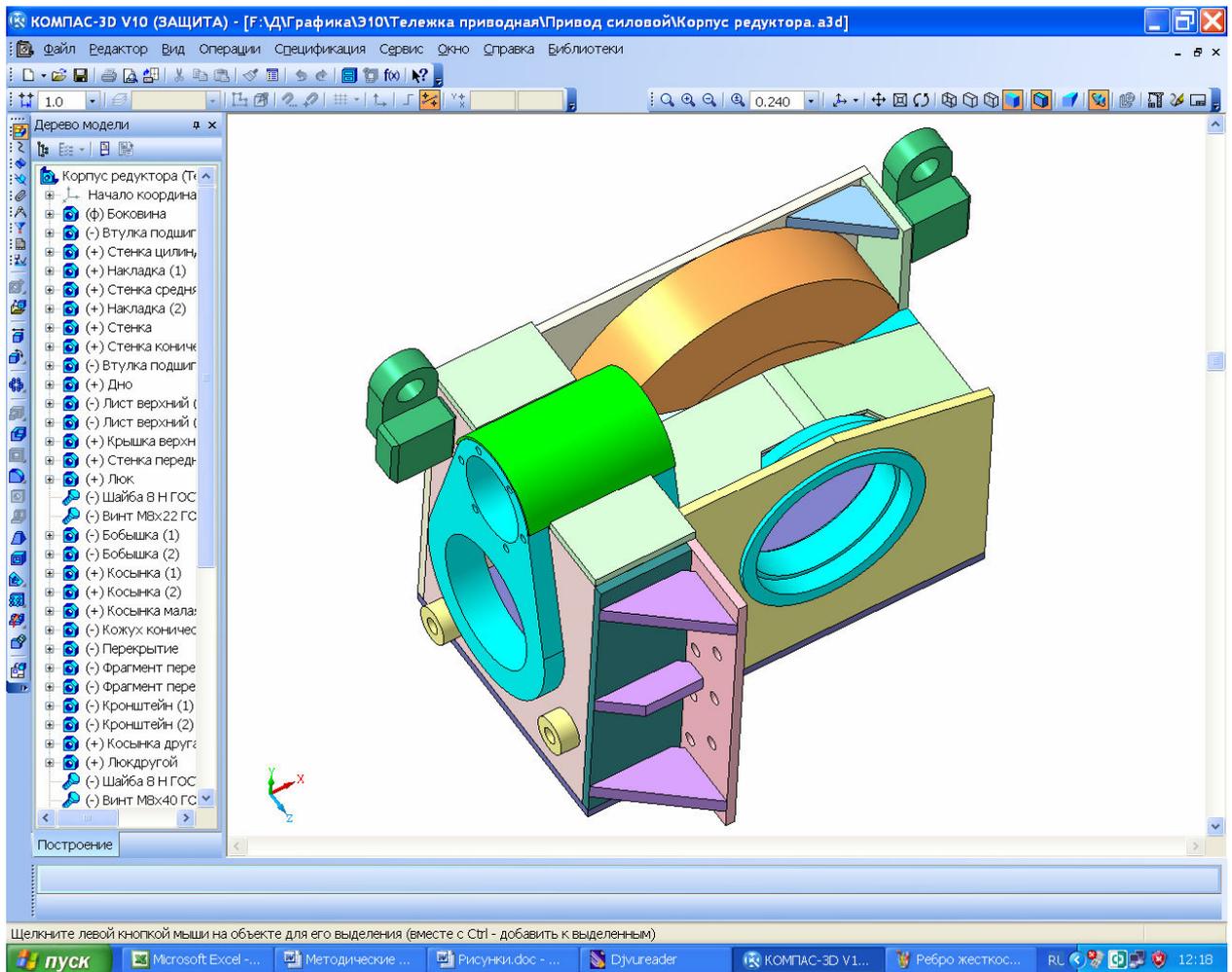


Рисунок 12.11

Затем выбрать нужный вид шва и размеры свариваемых деталей, нажать на кнопку  «Выбрать» и на кнопку  «Редактировать файл КОМПАС 3D». Во фрагменте появится изображение конструктивных элементов сварных швов, как это показано на рисунке 12.13, откуда изображение можно скопировать и вставить в эскиз построения трехмерной детали «Сварной шов». По полученным размерам нужно откорректировать кромки свариваемых деталей.

На практике обычно свариваемые детали (листовые заготовки) изготавливают с допуском размеров «в минус», поэтому при их сборке на стапеле перед сваркой образуются зазоры, заполняемые расплавленным металлом сварочного электрода. Поэтому в трехмерной модели сборки сварного корпуса между деталями будут видны щели. Их нужно закрывать дополнительными деталями, имитирующими швы из застывшего металла.

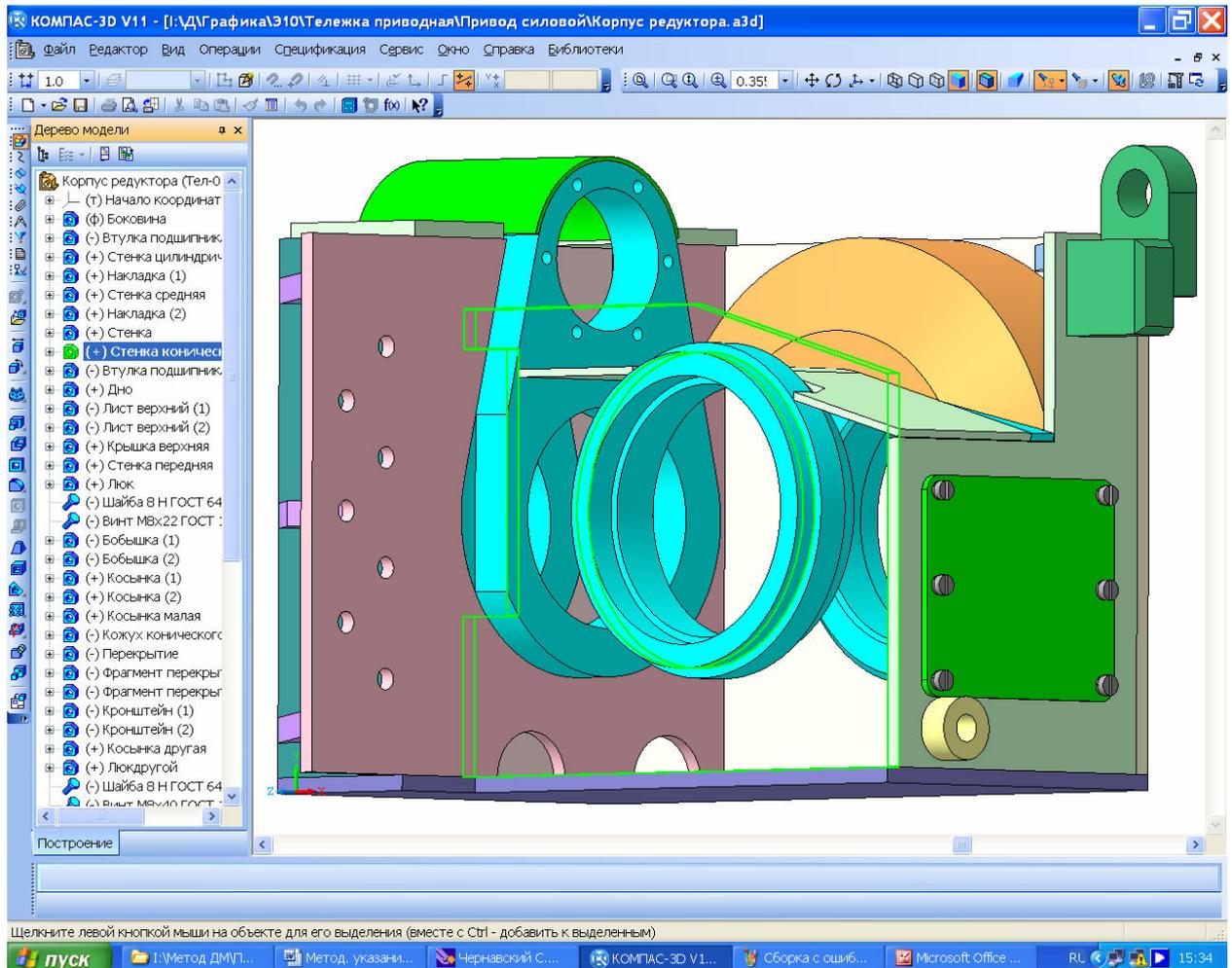


Рисунок 12.12

12.4 Проверочный расчет разъемных соединений

Детали разъемных соединений проектируемого редуктора рассчитывали по эмпирическим формулам (болты и винты в п. 12, Построение корпусных деталей редуктора). Теперь необходимо проверить их на прочность по фактическим нагрузкам.

Болты и винты проверяют на растяжение. Суммарная площадь сечения всех болтов должна выдерживать допускаемые напряжения растяжения под действием разрывной силы.

$$\sigma_p = \frac{4F_p}{n_\delta \pi d_\delta^2} \leq [\sigma_p]$$

где F_p – разрывная сила, Н;

n_δ – количество болтов (винтов), противодействующих разрывной силе;

d_δ – диаметр одного болта, мм;

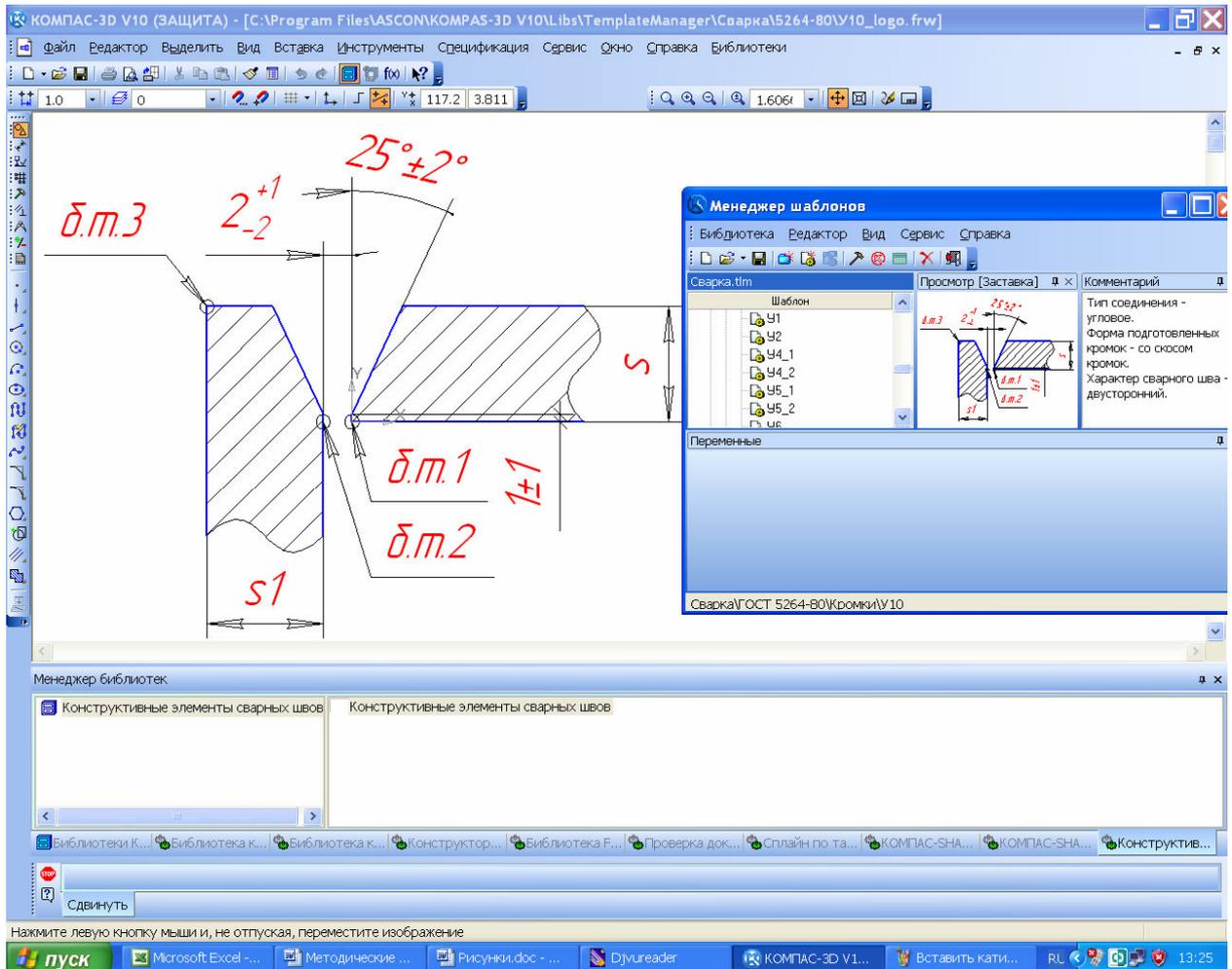


Рисунок 12.13

$[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение растяжения, МПа (для стальных болтов общего применения в расчет закладывают значение от 180 до 220 МПа в зависимости от материала, из которого изготовлены крепежные изделия).

В качестве разрывной принимают соответствующую силу, возникающую в зубчатом зацеплении (окружную, радиальную или осевую) в зависимости от компоновки редуктора (горизонтальная или вертикальная) и от того, какие болты проверяют (фланцев плоскости разъема корпуса или торцовых крышек подшипниковых узлов). Эта сила растягивает рассчитываемые болты (винты) в осевом направлении, но, конечно же, не должна разорвать их.

13 Построение 3D сборки редуктора

Поскольку файл сборки редуктора уже был создан в п. 12.1 (Построение 3D моделей корпусных деталей методом добавления стенок), то все остальные детали, которые строят самостоятельно, затем вводят в сборку как ее составные части.

Помимо зубчатой передачи (три вала в сборе) файл «Редуктор» уже содержит корпус и крышку редуктора, которые создавались или дорабатывались в режиме «Редактирования на месте», но если они создавались в отдельности каждая, то на этом этапе их нужно ввести в сборку редуктора пользуясь «Сопряжениями» как это видно на рисунке 13.1.

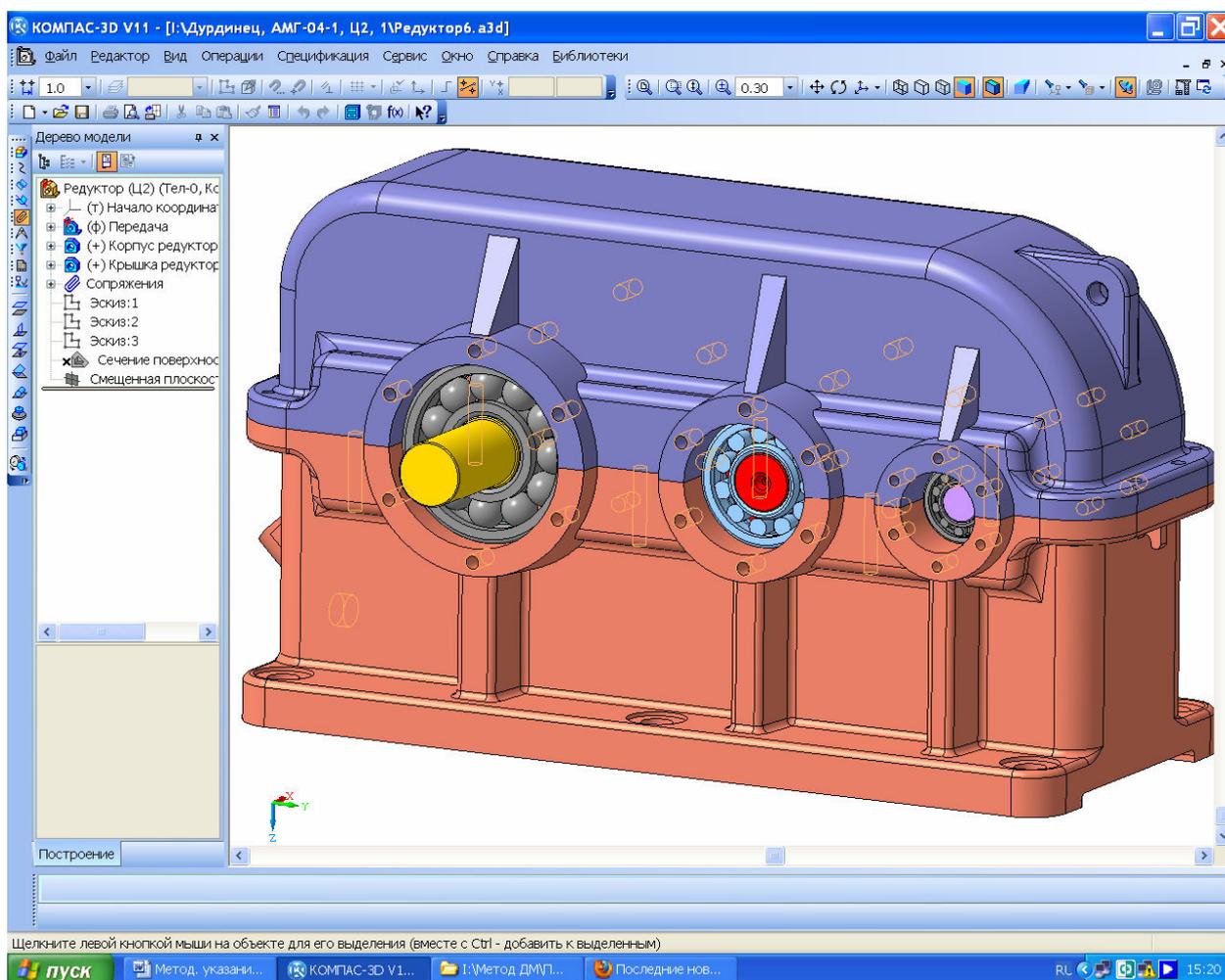


Рисунок 13.1

Теперь нужно добавить крышки подшипниковых узлов с прокладками, маслоуказатель, сапун, пробку сливного отверстия, рым-болты, конусные штифты и закрепить все это на корпусе редуктора, используя стандартные крепежные изделия.

14 Построение 3D моделей других деталей

Каждую недостающую в редукторе деталь можно строить с помощью тех же операций, что и валы, зубчатые колеса или корпусные детали. Размеры сопрягаемых поверхностей следует брать из трехмерных моделей смежных деталей. Для этого в отдельном окне открывают файл соседней детали, находят операцию, где построена сопрягаемая поверхность, открывают ее эскиз и двойным нажатием на нужную основную линию активизируют режим ее редактирования. Размер, например диаметр, указан в соответствующей ячейке «Панели свойств» в нижней части экрана монитора. Затем закрывают эскиз (это обязательно, поскольку КОМПАС не любит работать с двумя одновременно открытыми эскизами или операциями в разных окнах) возвращаются в окно с файлом новой детали и продолжают ее строить. Формы и размеры торцовых крышек подшипниковых узлов нормализованы, поэтому следует придерживаться [4] (т. 2, стр. 254).

Наиболее удобным способом создания трехмерных моделей деталей есть способ, уже описанный в п. 7.5 (Построение трехмерных моделей сборок валов), – построение новой детали на месте прямо в сборке. Для построения крышки подшипникового узла открывают файл сборки редуктора, выделяют курсором внешнюю торцевую поверхность наружного кольца уже имеющегося в сборке подшипника, затем нажимают на кнопку  «Создать деталь». Программа предлагает сохранить в нужном месте файл создаваемой детали и присвоить ему имя, например, «Крышка глухая». После этого, на выделенной поверхности создают  «Эскиз», в котором с помощью операции  «Спроецировать объект» строят изображения окружностей размером с наибольший и наименьший диаметры наружного кольца подшипника (на рисунке 14.1 они подсвечены на разрезе крышки). Закрывают эскиз. Затем с помощью  «Операции выдавливания» строят первый фрагмент тела крышки (втулку), при этом, его «вытягивают»  «До поверхности», которую указывают курсором на поверхности торца бобышки корпуса редуктора. В этом случае крышка будет плотно прилегать к бобышке, что не очень хорошо если используют плоские уплотнительные прокладки, поэтому размер «вытягивания» увеличивают на 1 или 2 мм для получения возможности регулирования затяжки подшипников и установки резиновой уплотнительной прокладки между торцами бобышки и крышки. Далее к внешнему торцу полученной заготовки крышки пристраивают диск крышки, а на нем «сверлят» сквозные отверстия для винтов крепления ее к корпусу редуктора, увеличивают их диаметр до соответствующего резьбе винта плюс примерно 1 мм [4].

В проходной крышке на стадии построения диска проецируют диаметр выходного конца вала, который также увеличивают на величину от 1 до 1,5 мм, чтобы не допустить затирания вала при его вращении. Во внутренней полости проходной крышки создают канавки для сальниковой набивки или пазы для размещения манжетного уплотнения. Канавки берут из библиотеки «Машиностроение» → Библиотека канавок для КОМПАС-3D → Канавка трапецевидная» или других подходящих из той же библиотеки. Для ман-

жетных уплотнений посадочные места строят исходя из размеров конкретной манжеты, выбранной для установки в проходную крышку. Поскольку параметры уплотнений подвижных соединениях нормализованы, при их проектировании следует пользоваться [4] (т. 3, стр. 300). В заключение, уже редактируя крышку в отдельном окне, добавляют фаски и округления, а также некоторые другие элементы (например, литейные уклоны для литых крышек).

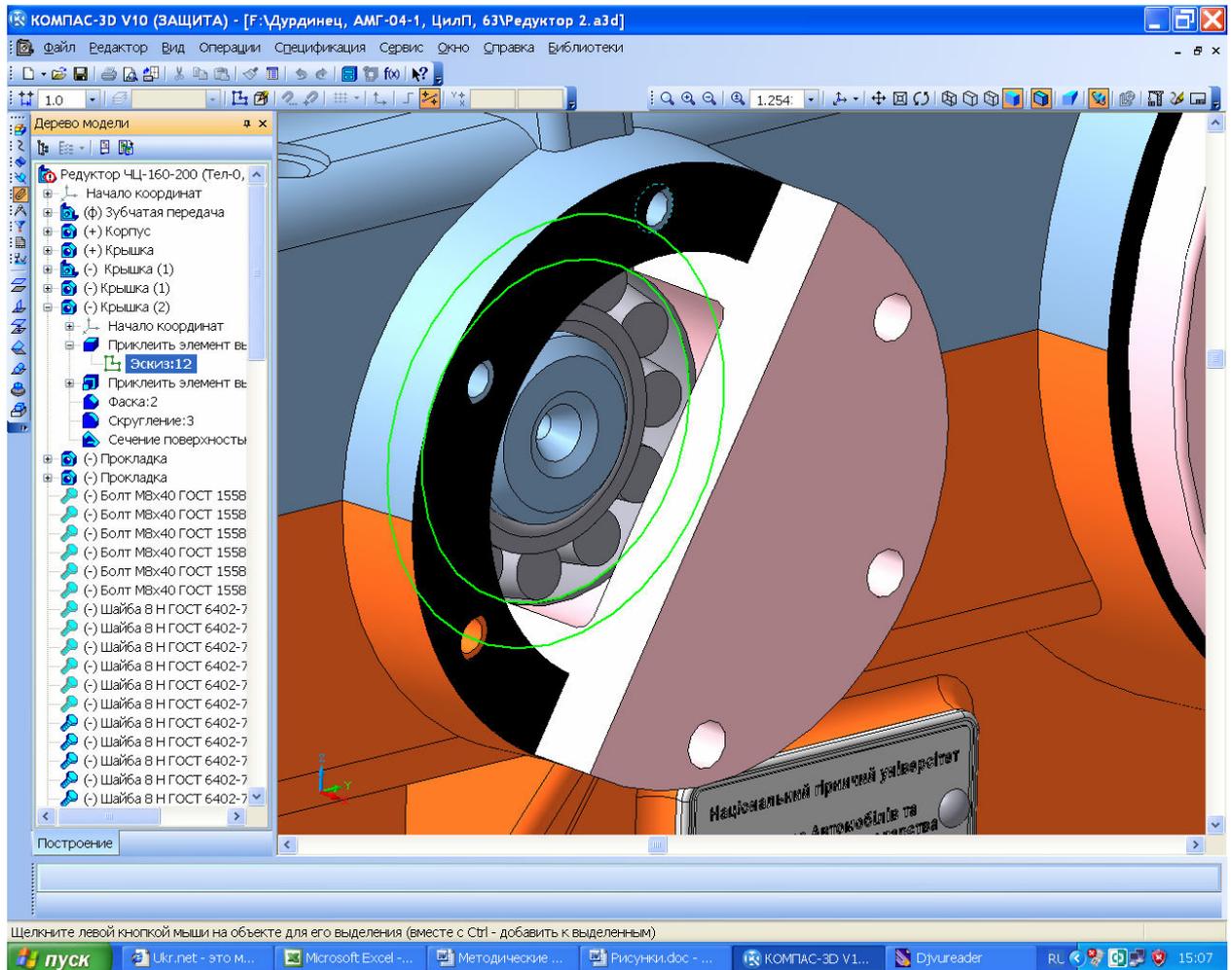


Рисунок 14.1

Помимо описанных выше притяжных крышек подшипниковых узлов, часто используют также закладные, как более компактные и легкие. Они не имеют фланцевого диска с отверстиями для притягивания к бобышке корпуса, но на цилиндрической поверхности, вставляемой в бобышку, имеются дисковые выступы, закладываемые в ответные канавки бобышек. Существуют и другие способы фиксации валов в осевом направлении и регулировки подшипников различных типов [7]. Некоторые из них приведены в Приложении А.

Подобным образом строят резиновые прокладки, крышку смотрового окна зубчатого зацепления и другие детали.

15 Установка стандартных крепежных деталей и уплотнений

Каждая новая деталь, трехмерная модель которой создана полностью или частично, может быть установлена в сборку редуктора при помощи  «Сопряжений». Постепенно устраняют все ошибки построений или дорабатывают конструкцию отдельных узлов и деталей редуктора, визуально просматривая точки и поверхности контакта смежных поверхностей соседних деталей. Для этого вращают сборку, скрывают отдельные детали и сборочные единицы (выбрать в дереве построения деталь, правой кнопкой мышки открыть подменю и выбрать строчку «Скрыть»), или рассекают сборку по выбранной плоскости (операция  «Сечение поверхностью»). Последний способ проверки сборки на правильность построения очень эффективен и удобен.

Следует убедиться, что каждая деталь или подсборка была зафиксирована сопряжениями относительно остальных деталей сборки. Проверить это можно с помощью команд  «Переместить компонент» и  «Повернуть компонент» из панели инструментов  «Редактирование сборки».

После того, как основные под сборки и изготавливаемые детали сборки готовы и установлены на свои места в редукторе, нужно переходить к вводу в сборку стандартных крепежных изделий, которые берут из библиотеки «Машиностроение → Библиотека крепежа для КОМПАС-3D» как это показано на рисунке 15.1.

Пользоваться ею несложно. Вначале в библиотеке выбирают вид изделия, например, пружинную шайбу. В выпавшем меню выбирают тип шайбы и диаметр болта, который будет проходить сквозь шайбу, а затем нажимают кнопку «ОК». На экране появляется фантом шайбы, который нажатием левой кнопки мышки нужно оставить на свободном месте экрана монитора, а затем нажать кнопку  «Создать объект» в нижней части экрана, подтверждающую ввод. Иногда появляется дополнительное меню «Создать объект спецификации», в котором нужно подтвердить это. Шайба стала доступна для поворотов и перемещений, с помощью сопряжений ее нужно установить  «Соосносно» отверстию и с  «Совпадением объектов» по поверхности, например, корпуса редуктора и боковой поверхности шайбы. Аналогично устанавливают винты, болты, шпильки, плоские шайбы, гайки, штифты, рым-болты, стандартные уплотнительные кольца, а также манжеты на предусмотренные для них места.

Если необходимо вставить не одну крепежную деталь (не один комплект крепежных деталей, состоящий, например, из болта, шайбы и гайки), то остальные детали можно вставить, воспользовавшись операцией  «Массив по сетке», подобной операции  «Массив по концентрической сетке» (см. п. 7.4, Построение трехмерных моделей валов), которая использовалась при построении трехмерной модели сборки подшипника. Единственное отличие состоит в том, что в качестве осей, вдоль которых будут создаваться новые элементы массива, следует указывать ребра уже построенных корпусных деталей, например, ребра фланца поверхности разъема.

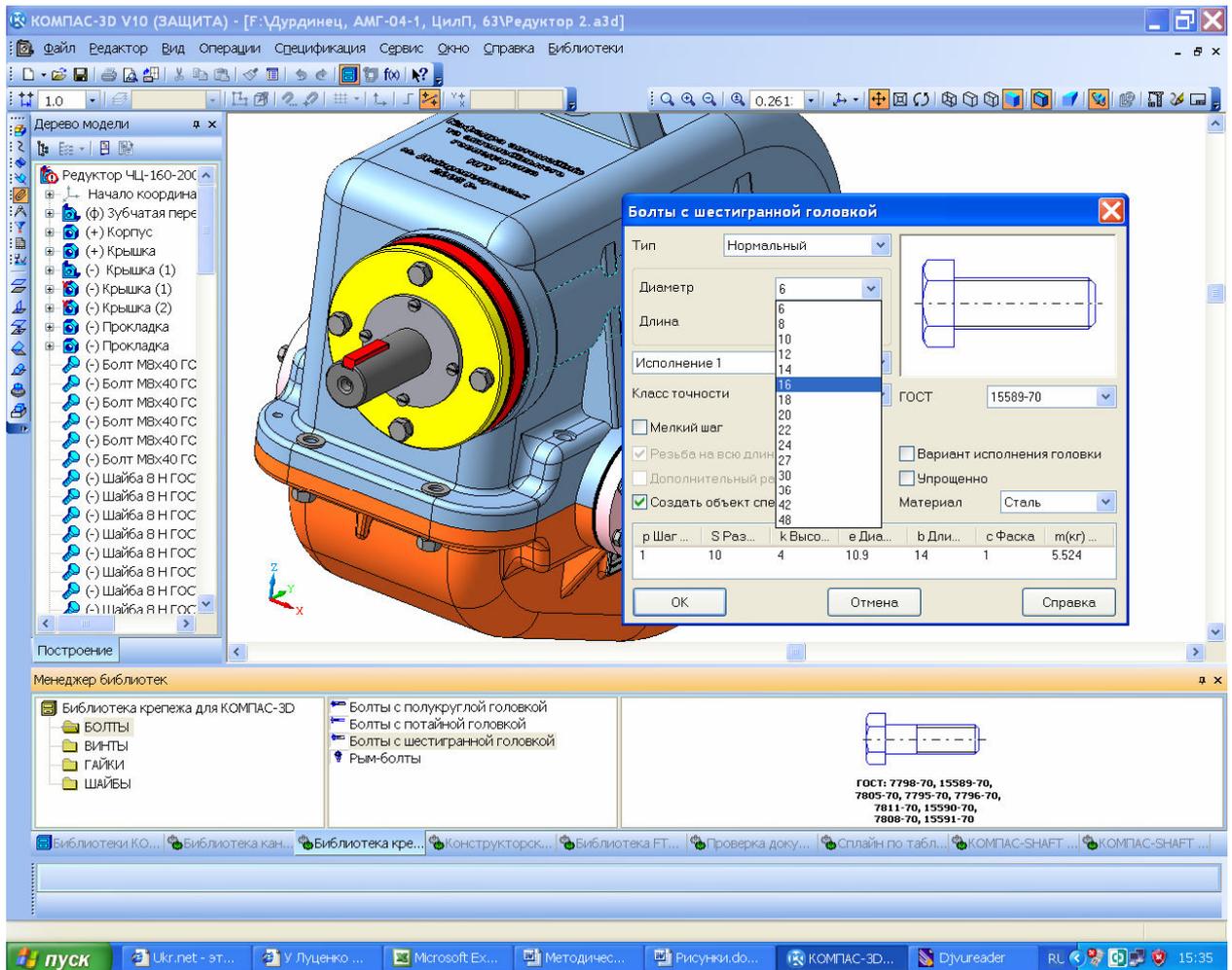


Рисунок 15.1

И еще один совет. Начинать нужно не с указания ребер, а с закладки  «Выбор объектов» на панели «Свойств», операции, которая открывается в нижней части экрана монитора (иначе КОМПАС их почему-то не видит). Это видно на рисунке 15.2, где комплект исходных деталей подсвечен красным цветом, а фантомы деталей создаваемого массива – серым.

Операции  «Массив по концентрической сетке» также следует использовать для крепления крышек подшипниковых узлов к бобышкам корпусных деталей.

16 Выполнение сборочных чертежей редуктора и его подборок

К выполнению чертежей приступают только после того, как полностью сделана трехмерная модель редуктора в сборе, хотя на стадии выполнения чертежей могут быть внесены изменения в трехмерные модели деталей и сборок, если будут обнаружены ошибки или недоработки. Поскольку КОМПАС сохраняет ассоциативную связь построенных чертежей с трехмерными моделями, то любые изменения моделей приведут к перестроению всех чертежей, где они участвуют, но с разрешения пользователя.

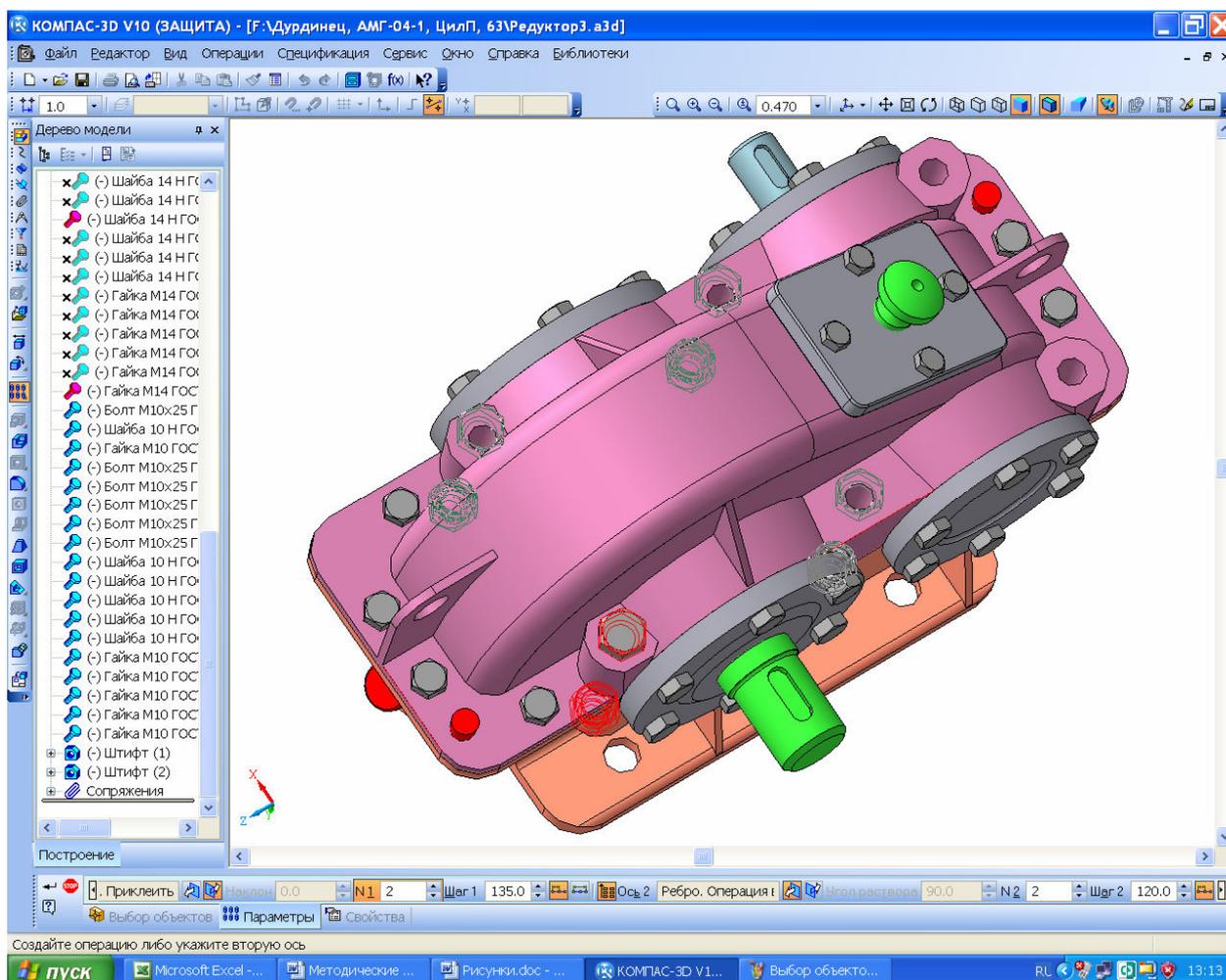


Рис. 15.2

16.1 Создание чертежей

Обычно начинают с выполнения главного сборочного чертежа, – редуктора в целом, однако если студент не готов к этому, то он может начать с любого другого чертежа, например, рабочего чертежа глухой крышки подшипникового узла (Приложение Б, Пример оформления сборочного чертежа).

Самый простой способ построить чертеж, – нажать на кнопку «Новый чертеж из модели» на инструментальных панелях «Редактирова-

ние Сборки» или «Редактирование Детали» (в зависимости от того строится сборочный или рабочий чертеж) в КОМПАС 3D. КОМПАС автоматически создаст новый файл типа «Чертеж» формата «А4» и предложит вставить в него главный вид сборки «#Спереди» со стандартными настройками масштаба, изображения линий и обозначения вида. Желательно сразу сохранить файл в папку курсового проекта с тем же именем, который имел файл трехмерной модели, но иконка файла и его расширение будут другими и легко узнаваемыми, например «Редуктор.cdw». На этом этапе пользователь может изменить любые настройки и даже выбрать другой вид на чертеже, который он хотел бы построить первым (обычно это главный вид чертежа). Поэтому перед созданием чертежа полезно определиться с названием нужного вида в файле трехмерной модели, как это показано на рисунке 16.1.

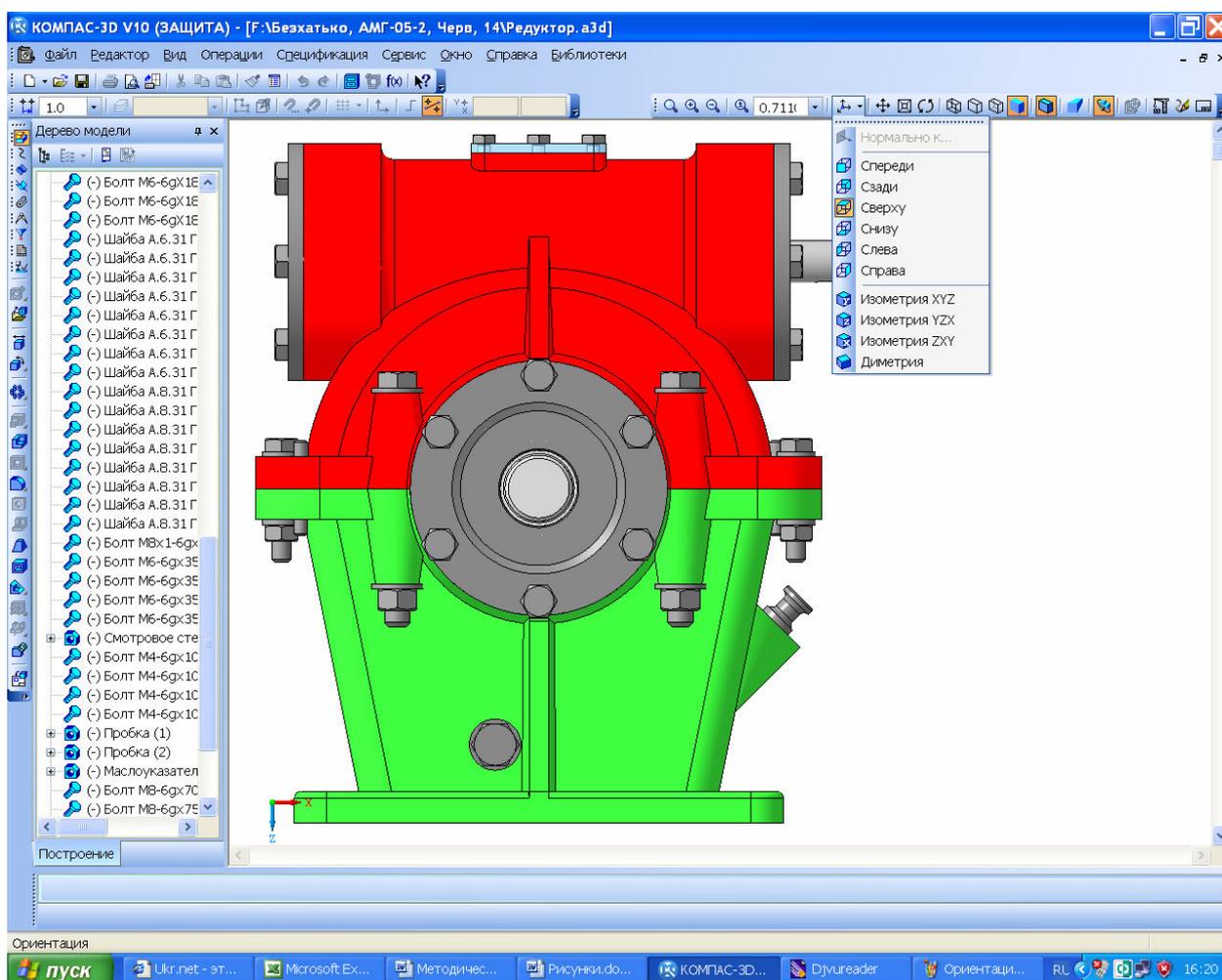


Рисунок 16.1

Для этого в меню «Ориентация» на панели «Вид», обычно расположенной справа над окном изображения модели, нужно перебрать различные стандартные ортогональные виды и выбрать подходящий (выбор каждого нового вида поворачивает модель на экране монитора в соответствующую

щее положение), и вставить именно выбранный вид в чертеж нажав левую кнопку мышки.

Главное, что обязательно нужно сделать на этом этапе, – изменить формат листа. Для сборочного чертежа редуктора он должен быть формата А1 (см. п. 1, Объем, содержание и оформление курсового проекта). Для этого выбирают меню «Сервис→Параметры→Текущий чертеж→Параметры первого листа→Формат», указывают «А1» и «Горизонтальную» ориентацию, как это видно на рисунке 16.2.

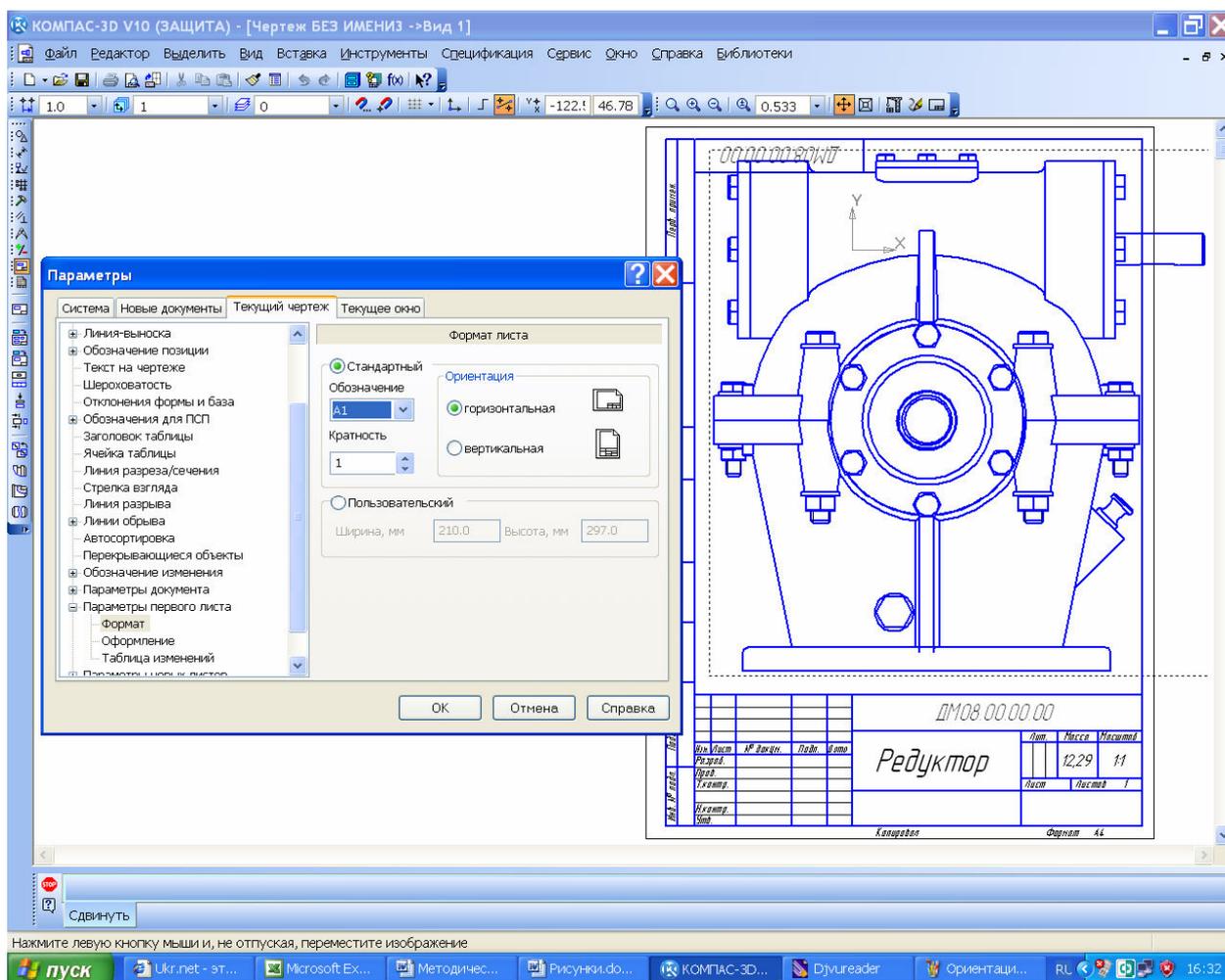


Рисунок 16.2

Иногда можно сразу построить все три главных вида. Для этого используют второй способ создания чертежей в КОМПАСе. Вначале нужно создать новый файл типа  «Чертеж» в КОМПАС-График, а затем нажать кнопку  «Стандартные виды» на панели  «Ассоциативные виды» и выбрать трехмерную модель, чертеж которой будет построен. Также можно построить и одиночный вид, нажав на кнопку  «Произвольный вид».

Иногда ни один из стандартных видов 3D модели не подходит для главного вида чертежа. В этом случае можно начать с любого другого вида

или включить его поворот, например, на 90° или 180° . Можно в любом месте чертежа (и даже за его пределами) построить вспомогательный вид, с которого потом удобно будет создавать один или несколько проекционных видов. Когда же он окажется ненужным, его можно будет «Погасить» в «Дереве построения», которое очень удобно создавать в чертежах КОМПАСа, используя меню «Вид», как это показано на рисунке 16.3. Чтобы габаритная рамка погашенного вида не оставалась видимой, нужно сделать следующее. Выполнить команду «Сервис→Параметры→Система→Графический редактор→Виды». В правой части окна «Параметры» включить кнопку «Рамки выключенных видов» и отключить флажок «Показывать», как это представлено на рисунке 16.4.

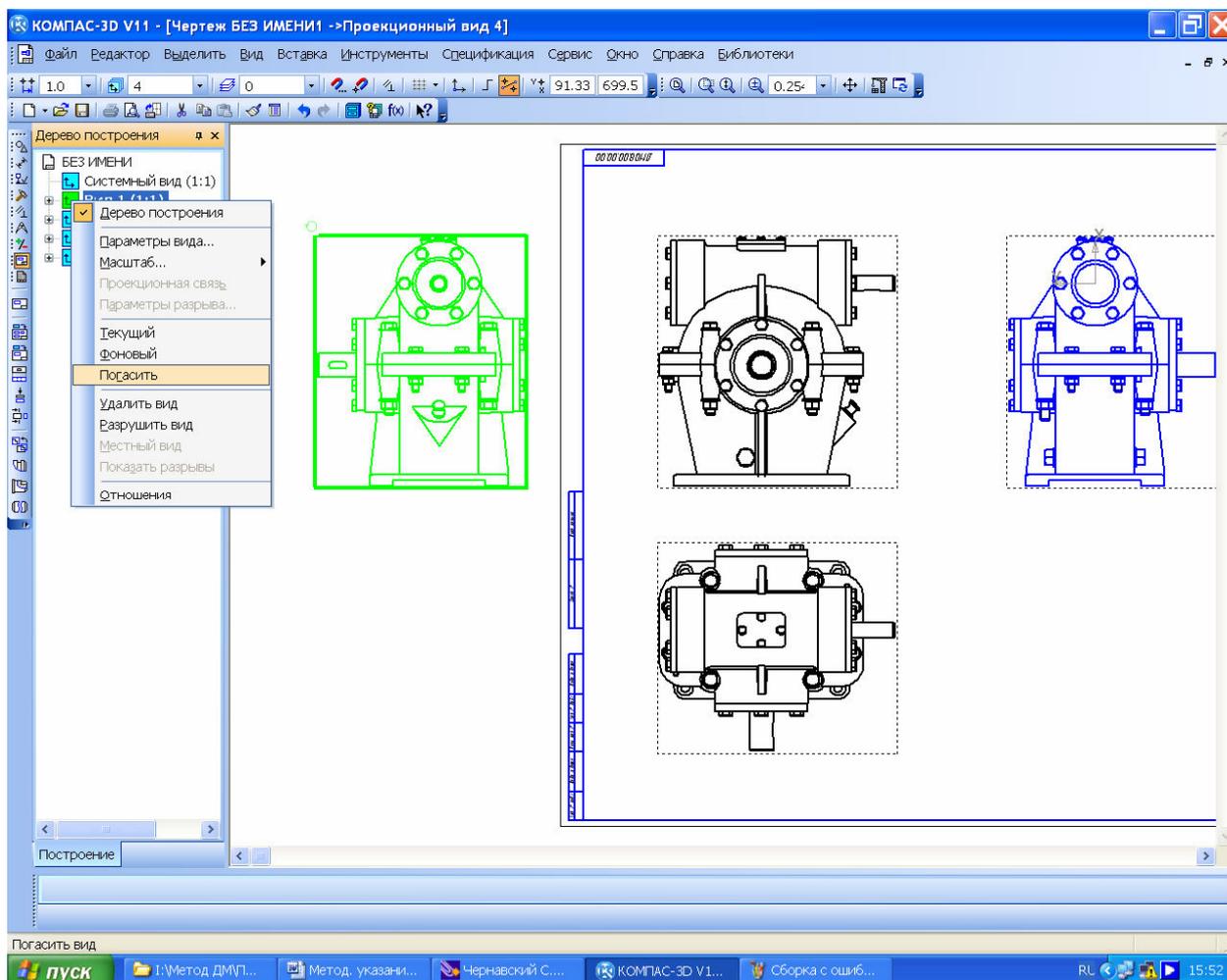


Рисунок 16.3

Построив первый вид на чертеже, переходят к созданию остальных (их должно быть достаточно для понимания устройства сборочной единицы или детали). Для этого используют операции инструментальной панели «Ассоциативные виды». Можно построить «Проекционный вид», «Вид по стрелке», или «Разрез/сечение». Часто используют «Местный раз-

рез»,  «Местный вид» и  «Выносной элемент». Использование указанных команд обычно не вызывает трудностей, но есть определенные нюансы.

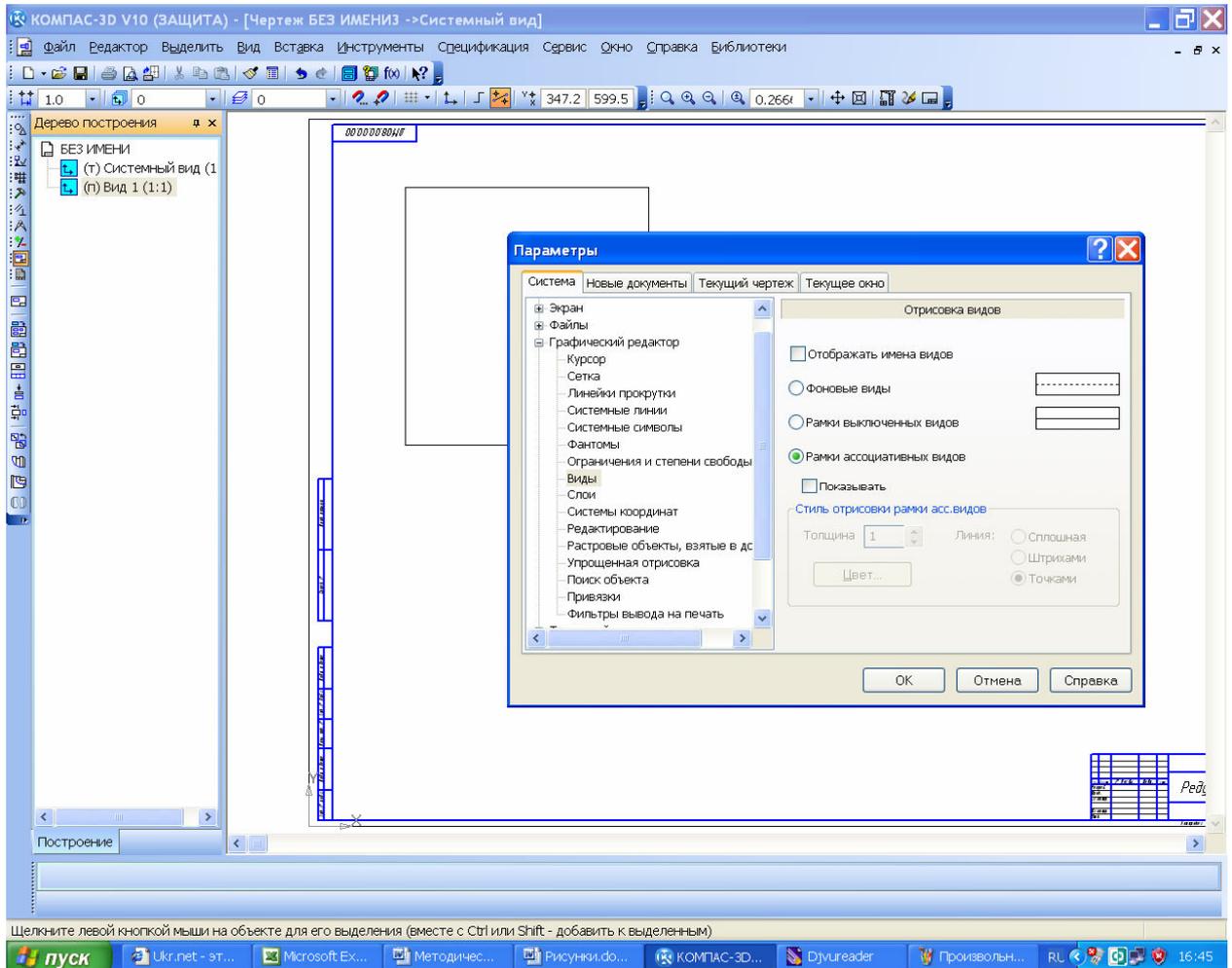


Рисунок 16.4

Чтобы построить новый вид с выносным элементом сначала необходимо выделить на чертеже место, которое на выносном виде нужно показать укрупненно и/или с большим количеством размеров, как это видно на рисунке 16.5. Для этого в меню инструментальной панели  «Обозначения» выбирают операцию  «Выносной элемент», указывают на чертеже точку центра его построения (нажать левую кнопку мышки), двигают курсором чтобы установить диаметр окружности выносного элемента (выбрав диаметр – нажать левую кнопку мышки), и выбрать положение полки с буквенным обозначением. Компас автоматически присваивает буквенные обозначения видам, при чем учитывает приоритетность буквенных обозначений, установленную ЕСКД. В любой момент их можно изменить вручную. Появляется круглая габаритная рамка нового вида с выносным элементом и меню панели «СВОЙСТВ» в нижней части экрана, в котором обычно устанавливают его масштаб, таким образом, чтобы изображение выносного элемента было больше, чем на исходном виде (для удобства простановки размеров и знаков шероховатости поверхностей). Вид с выносным элементом можно построить

также из панели инструментов  «Ассоциативные виды» используя команду  «Выносной элемент». Это делают тогда, когда по какой либо причине новый вид с выносным элементом не был построен сразу после нанесения в нужной точке основного вида обозначения  «Выносной элемент».

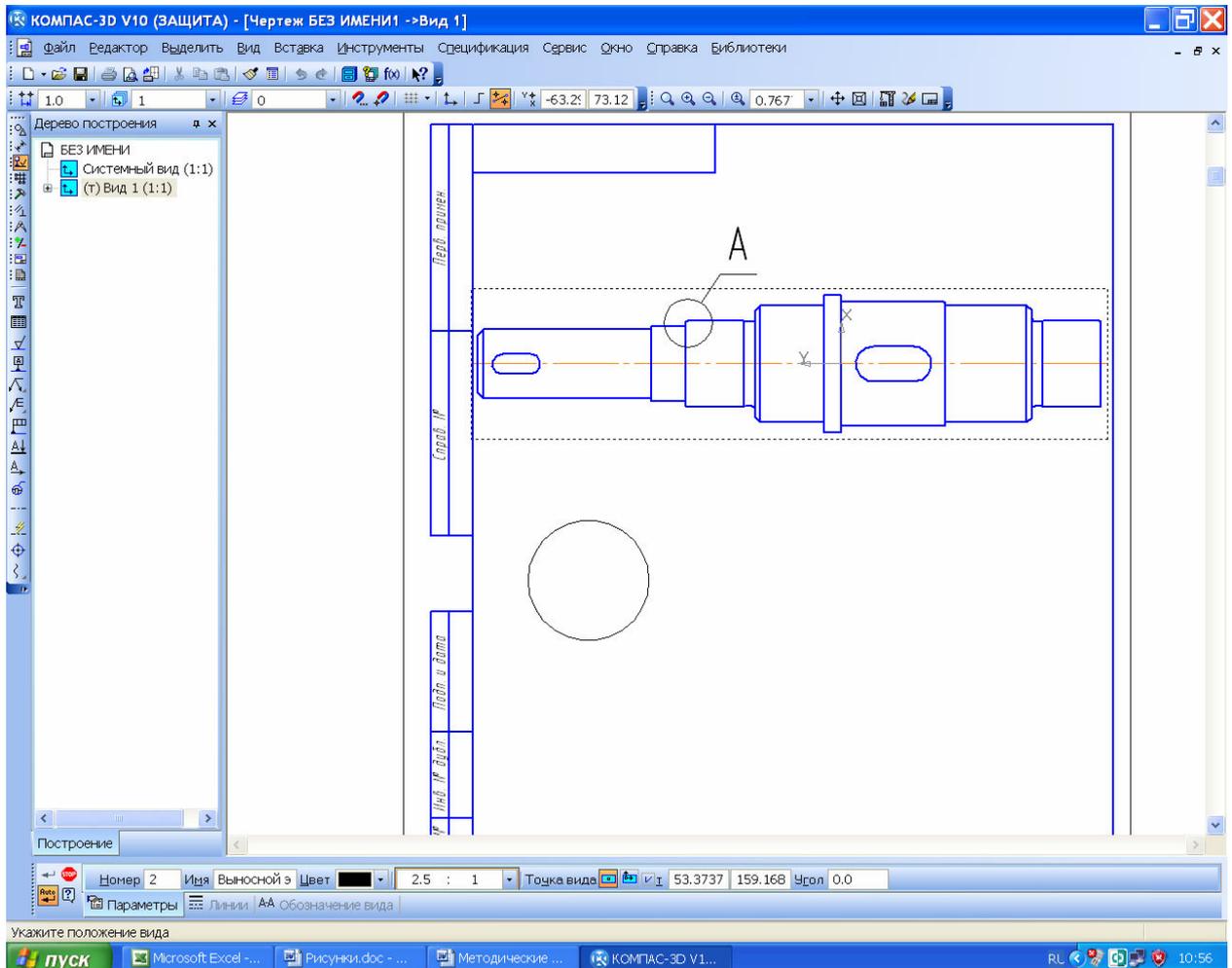


Рисунок 16.5

Чтобы построить  «Местный разрез» на уже построенном виде в нужном месте (где должен быть разрез) необходимо нарисовать с помощью меню  «Геометрия» основной линией замкнутую фигуру, например,  «Эллипс»,  «Многоугольник», который после  «Преобразования в NURBS» из меню «Редактор» или инструментальной панели  «Редактирование» (вначале нажать на кнопку, а затем на замкнутую основную линию) становится доступным для изменения положения углов и длины сторон. Можно также нарисовать почти замкнутую  «Кривую Безье», а для ее автоматического замыкания нажать кнопку  «Режим» на «Панели свойств», как это видно на рисунке 16.6. Затем нажимают на кнопку  «Местный разрез» и, следуя подсказкам КОМПАСА, сначала указывают курсором (нажать левую кнопку мышки) на замкнутую кривую, а затем на любом другом виде положение секущей плоскости (установить вспомогательную

прямую, которая автоматически появляется на экране монитора в нужное положение, используя «Привязки», и нажать левую кнопку мышки), как это видно на рисунке 16.7. Замкнутая основная линия исчезнет, а на ее месте появится выполненное в соответствии с ЕСКД изображение местного разреза.

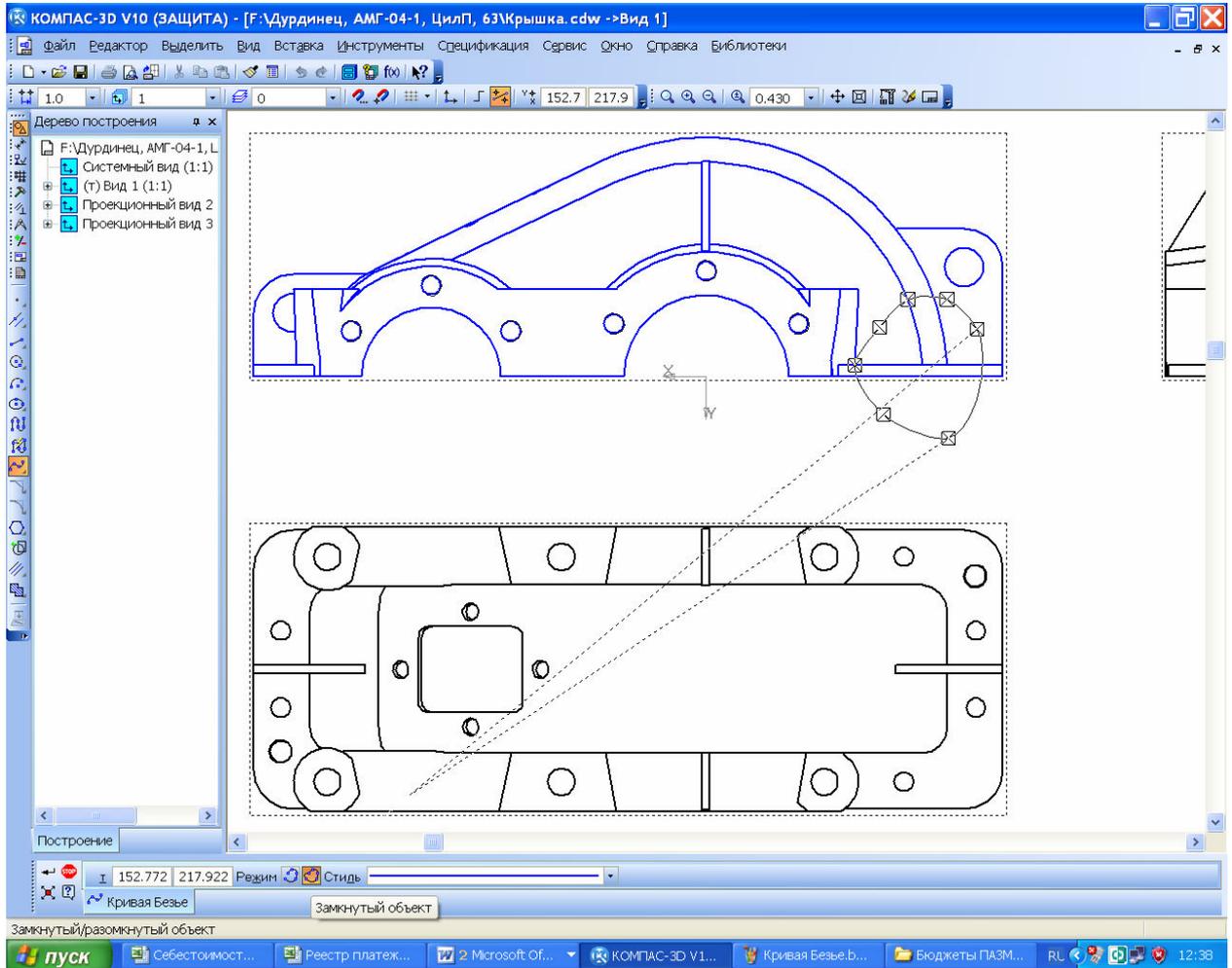


Рисунок 16.6

Построение местного вида аналогично, но только достаточно нажатия на замкнутую кривую после активизации команды  «Местный вид», как это показано на рисунке 16.8.

Для построения вида  «Вид по стрелке» или  «Разрез/сечение», как и при построении  «Выносного элемента», достаточно установить из меню  «Обозначения» соответствующие значки  или  на активном виде (основные линии на активном виде обозначены синим цветом, а на неактивном – черным). Программа сразу построит прямоугольную рамку выстраиваемого вида, которую нужно лишь зафиксировать курсором на свободном месте чертежа, как это видно на рисунке 16.9. Если это не должен быть проекционный вид, то кнопка  «Проекционная связь» на панели «Свойства» не должна быть подсвечена.

Если по какой-либо причине пришлось нанести обозначения видов, разрезов, сечений, выносных элементов, но не удалось построить соответствующие им виды, то построить их можно потом, в любой момент как это было описано выше, пользуясь командами из инструментальной панели «Ассоциативные виды», равно как и отредактировать уже построенные.

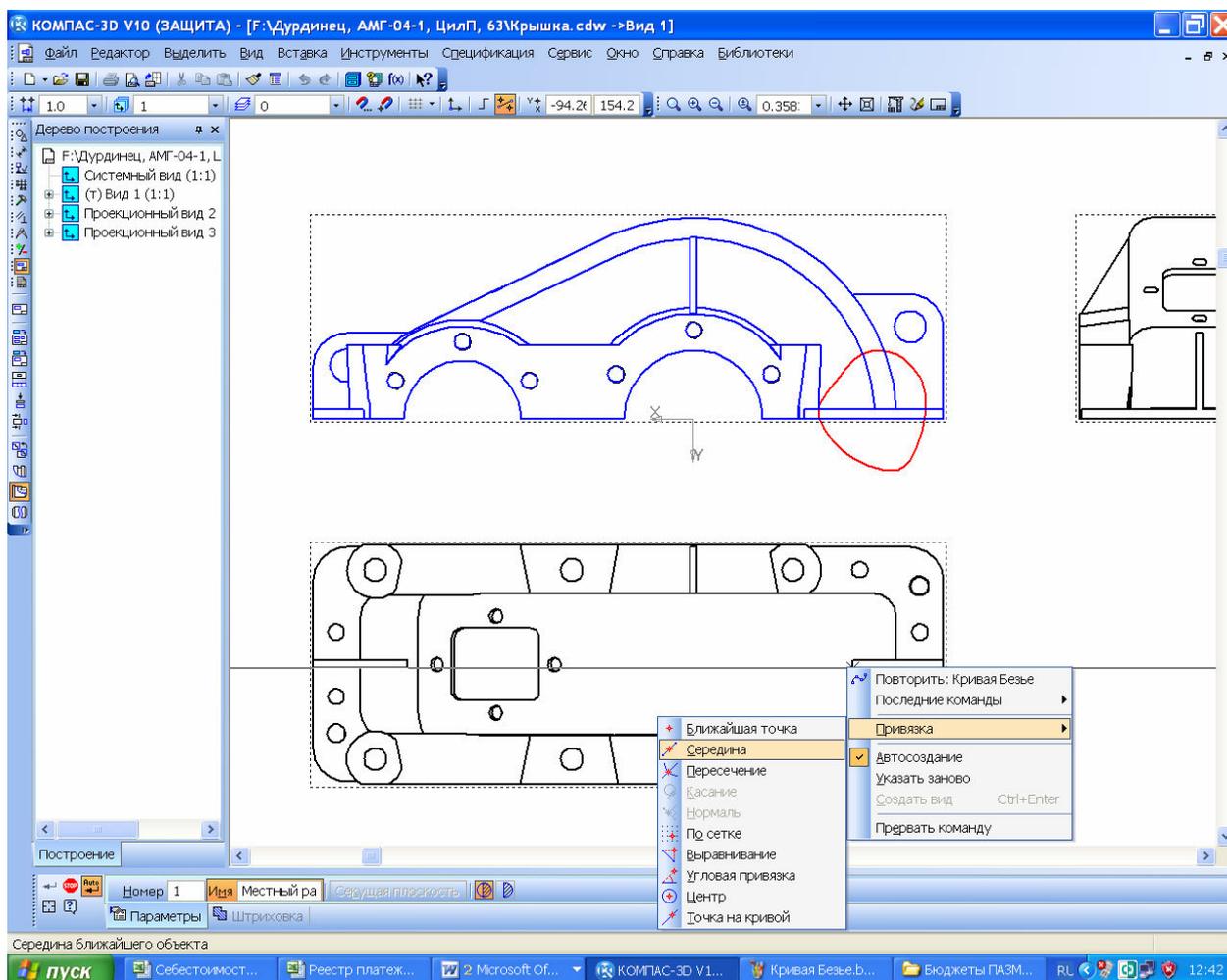


Рисунок 16.7

Виды на листе должны быть равномерно распределены по полю чертежа, а над основной надписью (штамп) должно быть выделено свободное место для списка технических требований и таблицы с основными характеристиками редуктора (мощность, передаточное число, частота вращения входного и выходного валов, межосевое расстояние, модуль зубчатого зацепления, тип используемой смазки).

Если необходимое количество видов не помещается на одном листе формата «А1», можно добавить новый лист, который будет иметь основную надпись по ДСТУ 2.104-2006 (для второго и последующих листов). Для этого в меню «Вставка» выбирают строчку «Лист». Размеры листа устанавливаются так же, как и для первого листа, но их выбирают из меню «Параметры новых листов», так же, как это описывалось выше для «Первого лис-

та». Обозначение чертежа и номер листа программа переносит в дополнительные листы автоматически. Новые виды в дополнительных листах можно строить, используя уже имеющиеся на первом листе или других листах файла чертежа.

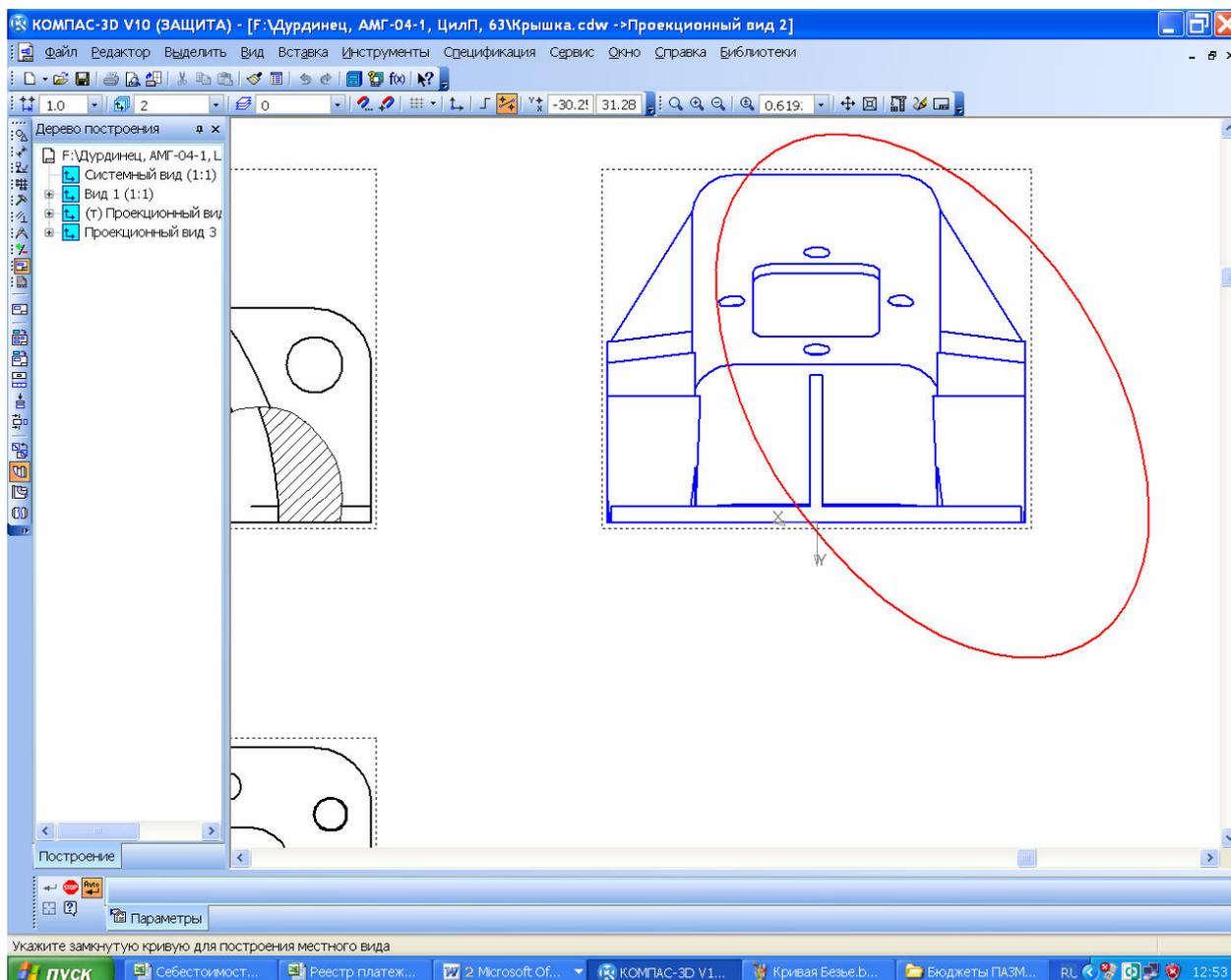


Рисунок 16.8

Все цилиндрические и сферические детали, а также симметричные детали иной формы должны иметь осевые линии.

В соответствии с ДСТУ 2.315 предполагается упрощенное и условное изображение крепежных деталей на сборочных чертежах. Это возможно в КОМПАСе, но предварительно должны быть изменены его некоторые настройки. Поскольку указанный стандарт допускает полное (без упрощений и условных изображений) представление крепежных деталей, следует так и поступать при выполнении курсового проекта.

16.2 Простановка размеров и создание списка технических условий

После построения основных и вспомогательных видов сборочного чертежа приступают к расстановке размеров, используя операции инструмен-

тальной панели «Размеры». На сборочных чертежах должны быть указаны пять основных типов размеров, приведенных ниже:

- а) сборочные, которые нужны для правильной сборки сборочной единицы;
- б) присоединительные, по которым сборочная единица присоединяется к смежным узлам в машине;
- г) установочные, по которым сборочная единица устанавливается на основание или раму машины;
- д) габаритные, наибольшие размеры в трех плоскостях;
- е) транспортировочные, по которым сборочная единица строкуется для перемещается по цеху при помощи грузо-подъемных устройств, упаковывается в тару, грузится на транспортное средство для перевозки и крепится на нем.

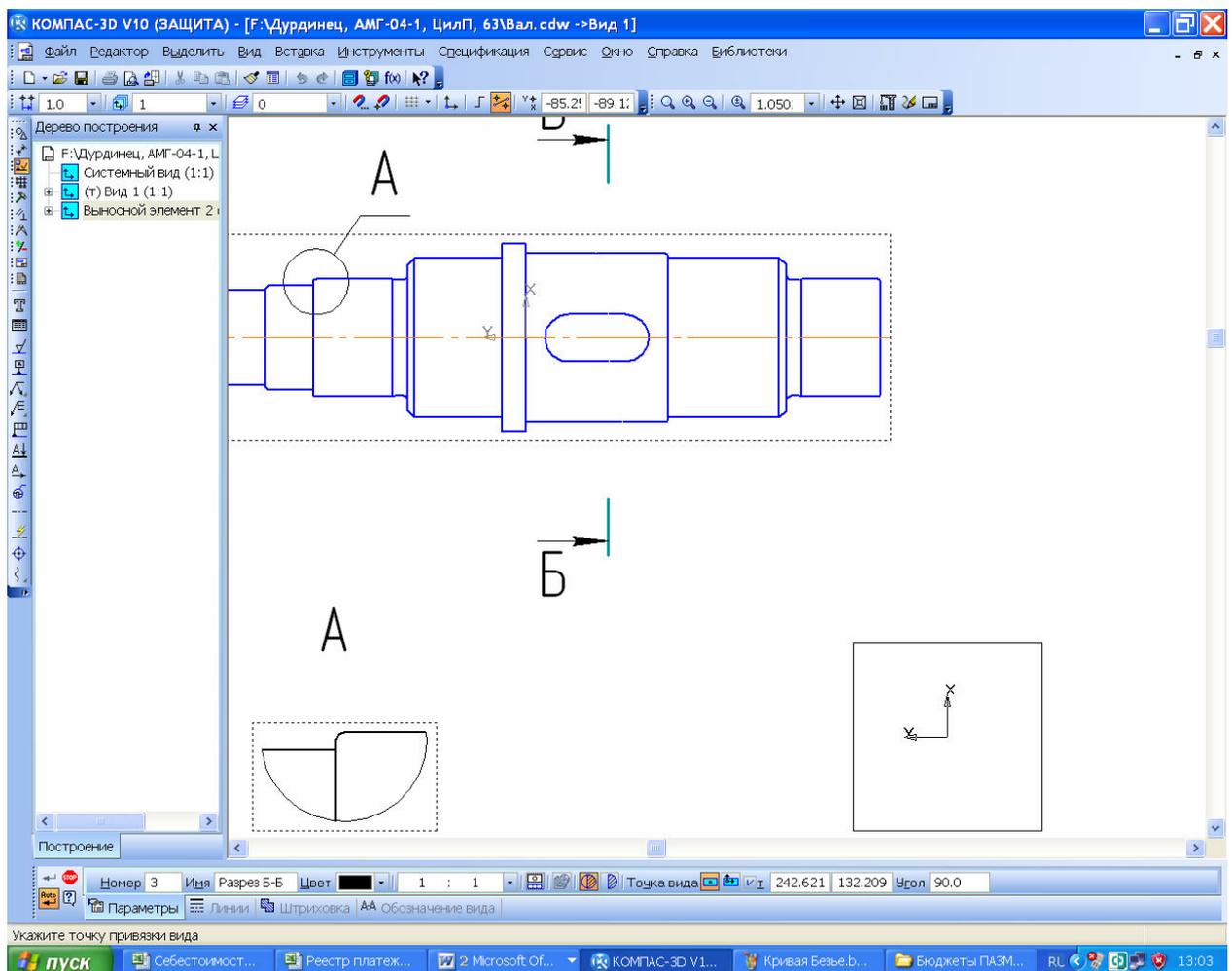


Рисунок 16.9

Первый тип размеров обязательно должен иметь буквенно-числовое указание посадки («Квалитет») по ЕСКД, а два последующих – допуски на размеры, указываемые аналогично, как это показано на рисунке 16.10 (обозначение посадки вводится вручную в ячейку «Текст после» с использованием встроенного текстового редактора КОМПАСа).

Могут быть и другие размеры, которые приводят справочно и обычно указывают со звездочкой «*».

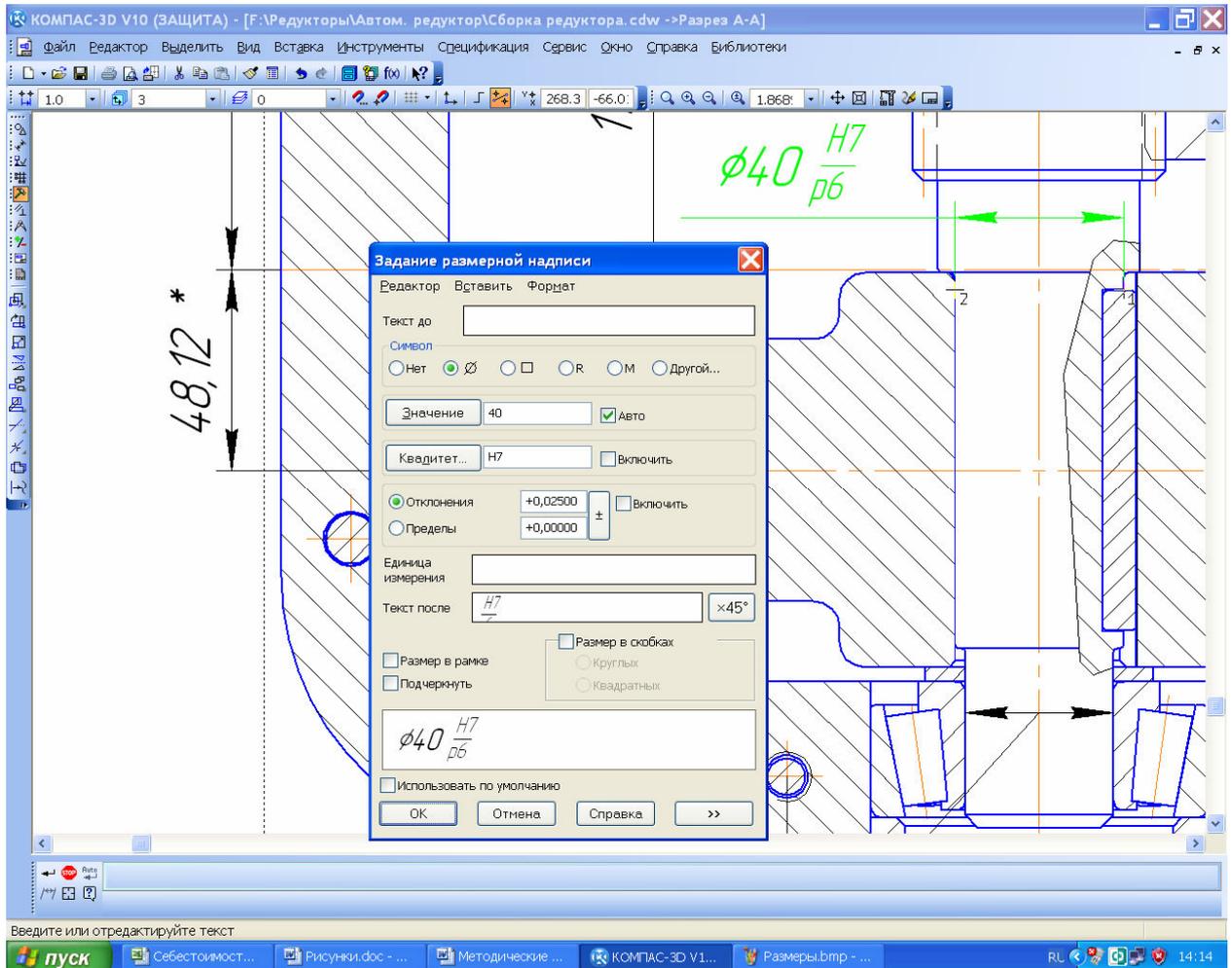


Рисунок 16.10

Размеры, которые контролируются при одновременной мехобработке нескольких соединенных между собой деталей (например, отверстия под подшипники в корпусе и крышке редуктора) обычно обозначаются в квадратных скобках, например « $[\varnothing 35]$ ».

Размеры линий, стрелок и шрифтов размерных надписей КОМПАС устанавливает по умолчанию в соответствии с ЕСКД, пользователь должен лишь выбрать рациональное их размещение на виде и равномерно распределить по всем видам чертежа.

Каждый размер на чертеже приводится лишь один раз. Размеры, относящиеся к одному элементу, желательно проставлять на одном виде.

16.2.1 Выбор допусков размеров

Допуски размеров на изготовление деталей определяются необходимостью не только их обязательного взаимного совпадения при сборке, но и тре-

бованиями точности такого совпадения, а в некоторых случаях и нужной прочности их взаимной фиксации.

Наиболее распространенным способом фиксации зубчатого колеса на валу есть использование призматических шпонок. Обычно используют посадки с натягом $H7/p6$ или $H7/r6$, а при реверсивной работе редуктора – $H7/s6$. Посадочные поверхности валов под колеса часто шлифуют (как и под подшипники), поэтому перед упорным буртиком делают канавку для выхода шлифовального круга.

Допуск на ширину шпонки устанавливают $h9$, на ширину шпоночного паза вала – $p9$, а отверстия в колесе – $Js9$.

Посадки на вал под внутренне кольцо подшипника назначают в зависимости от вида и характера нагрузки. Обычно принимают допуски $k6$, $m6$, $n6$, гарантирующие натяг. Наружное неподвижное кольцо подшипников устанавливают в отверстия корпусных деталей по допуску $H6$, $H7$ или $Js6$, $Js8$ для возможности его перемещения при регулировке зубчатого зацепления. Посадку подшипника (внутреннее или наружное кольцо) на сборочном чертеже указывают только в виде допуска на размеры сопряженных деталей (валов, корпусов).

16.2.2 Ввод списка технических требований

Список технических требований вводится на поле чертежа и перемещается по нему с помощью команды «Технические требования → Ввод или Размещение» из меню «Вставка». В технических требованиях обязательно должны быть разъяснены все условные обозначения, использованные на чертеже (например, звездочки и размеры в квадратных скобках), неуказанные допуски размеров, способ выполнения некоторых операций по изготовлению или сборке, а также применение специальных материалов или действий при эксплуатации сборочной единицы. При написании текста технических условий следует пользоваться текстовыми заготовками, меню которых вызывается нажатием на кнопку  «Текстовый шаблон».

16.3 Заполнение основной надписи

В последнюю очередь заполняют основную надпись (штамп) сборочного чертежа наведя на нее курсор и дважды щелкнув левой кнопкой мышки. Масштаб листа в соответствующей графе основной надписи автоматически будет установлен таким, каким был выбран масштаб при создании первого вида. В случае необходимости, его корректируют вручную. Вручную заполняют графы «Разраб.» и «Пров.» указывая в них фамилии (без инициалов) студента и преподавателя соответственно. В правом нижнем поле указывают ВУЗ и учебную группу студента, выполнявшего курсовой проект. Верхняя правая графа содержит обозначение чертежа, но эта информация автоматически передается из файла трехмерной модели детали. В левой графе «Лит.» указывают литеру документа «Э» (эскизный проект) по ДСТУ 2.103. Теку-

шая дата заполнения основной надписи автоматически вставляется программой при двойном щелчке в соответствующей ячейке штампа.

Для сборочных чертежей нужно обязательно в конце обозначения (графа «Обозначения документа») вставить сокращение «СБ», а в графе «Наименование изделия» после названия детали добавить фразу «Сборочный чертеж». Для этого нужно щелкнуть правой клавишей мыши в любом месте штампа (если это еще не сделано, чтобы перейти в режим его редактирования), нажать на правую кнопку мышки для появления контекстного меню, из которого выбрать команду «Вставить код и наименование». В справочнике «Коды и наименования» раскрыть раздел «Чертежи», указать «Сборочный чертеж» и нажать «ОК», как это видно на рисунке 16.11. В основную надпись чертежа будут добавлены наименование и код документа. Потом нажать кнопки «Создать объект» и «Перестроить».

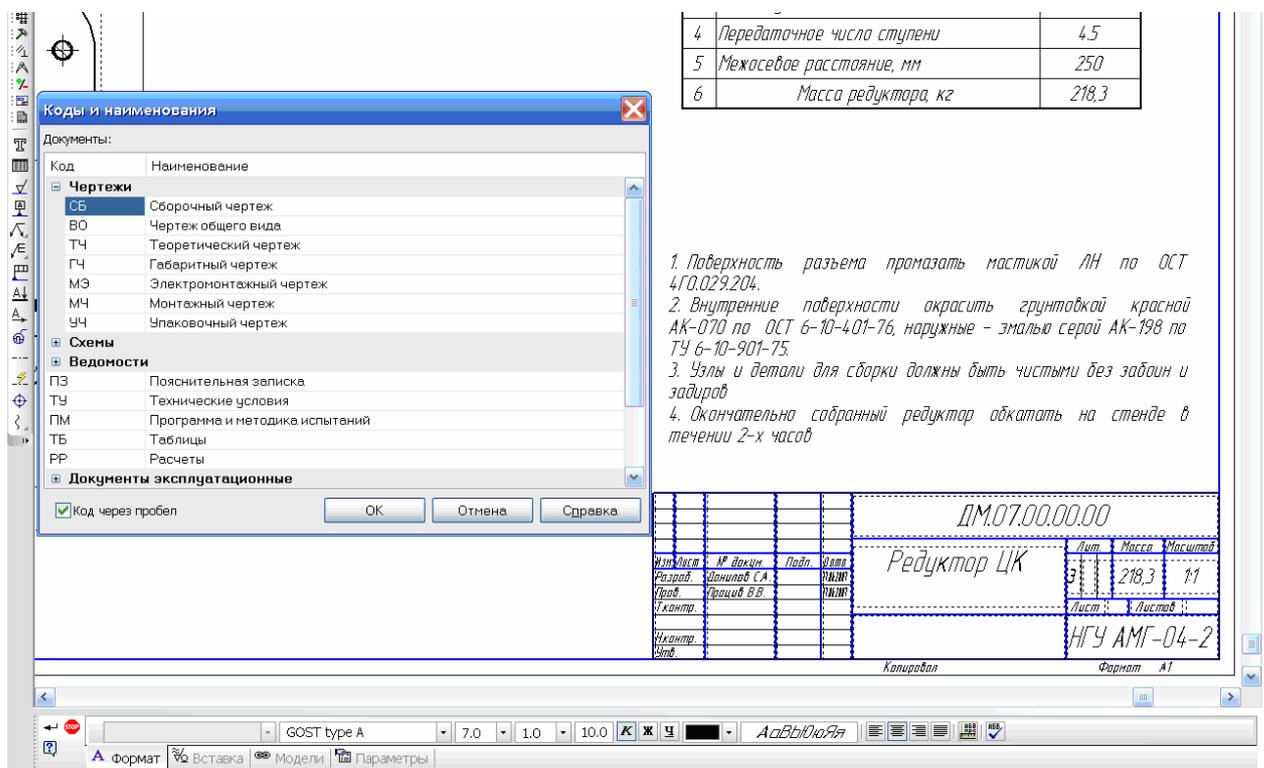


Рисунок 16.11

16.4 Указания по смазке редуктора

На одном из видов (обычно главном) сборочного чертежа редуктора нужно указать верхний и нижний уровни масла, а в таблице с основными характеристиками редуктора указать тип используемой смазки.

Обычно в редукторах применяют картерный принцип смазки зубчатой передачи. Жидкую смазку заливают в нижнюю корпусную деталь (корпус), а одно или несколько вращающихся зубчатых колес разбрызгивают ее внутри редуктора создавая масляный туман. Капли масла оседают на взаимодействующие поверхности, уменьшая трение и охлаждая детали. Такой способ

смазки эффективен при окружной скорости зубьев большего зубчатого колеса до 12 м/с.

В зависимости от величины напряжений, возникающих в зоне контакта цилиндрических и конических зубчатых колес, вязкость смазки должна быть различной. Рекомендуемая вязкость смазки приведена в таблице 16.1.

Обычно для смазки цилиндрических и конических редукторов применяют индустриальные масла марки И-20А, И-30А, И-40, И-50 и И-60. Подходят также масла марок И-Г-С-32, И-Г-С-46, И-Г-С-68 и И-Г-С-100.

Для смазки червячных редукторов чаще всего используют авиационное масло МС-20, имеющее кинематическую вязкость $20,5 \cdot 10^6$ мм²/с.

Таблица 16.1 – Рекомендуемая кинематическая вязкость, 10^6 мм²/с

Величина контактных напряжений σ_H , МПа	Окружная скорость, м/с		
	до 2	от 2 до 5	свыше 5
До 600	34	28	22
От 600 до 1000	60	50	40

Общее количество масла в редукторе должно быть не менее 0,5 л на один киловатт его мощности. Уровень погружения колеса в масло назначается от m (нижний) до $0,25d_2$ (верхний).

16.5 Расстановка позиций сборочных единиц и деталей

На сборочных чертежах расставляют позиции сборочных единиц и деталей. Это можно сделать сейчас, используя команду  «Обозначение позиций» в меню инструментальной панели  «Обозначения», но лучше выполнить эту процедуру после составления спецификации к сборке, правила заполнения которой описаны ниже (см. п. 18, Составление спецификации редуктора и сборочных единиц). Главное, не забудьте сохранить файл!

«Линейные размеры» должны быть расставлены таким образом, чтобы один из участков сложной детали (например, вала) оставался без размера, но обязательно стоял замыкающий размер (обычно габаритный), как того требуют правила расчета размерных цепей. Перед числовыми значениями размеров типа «Диаметральный размер» обязательно должен стоять значок диаметра « \varnothing », а перед «Радиальными размерами» – латинская буква « R ». «Угловые размеры» должны состоять из значений в градусах, минутах и секундах, но это разбиение КОМПАС делает по умолчанию автоматически. Если рядом с размером должны быть дополнительные указания, то они вводятся в выпадающем окне справа, которое открывается нажатием на кнопку  (см. рисунок 17.1).

Второе. На рабочем чертеже специальным знаком по ДСТУ 2.309-73 с Изменением № 3 при помощи команды «Шероховатость» с инструментальной панели «Обозначения» обязательно должны быть указаны шероховатости основных обрабатываемых поверхностей, а в правом верхнем углу чертежа должен стоять знак неуказанной шероховатости, как это показано на рисунке 17.2.

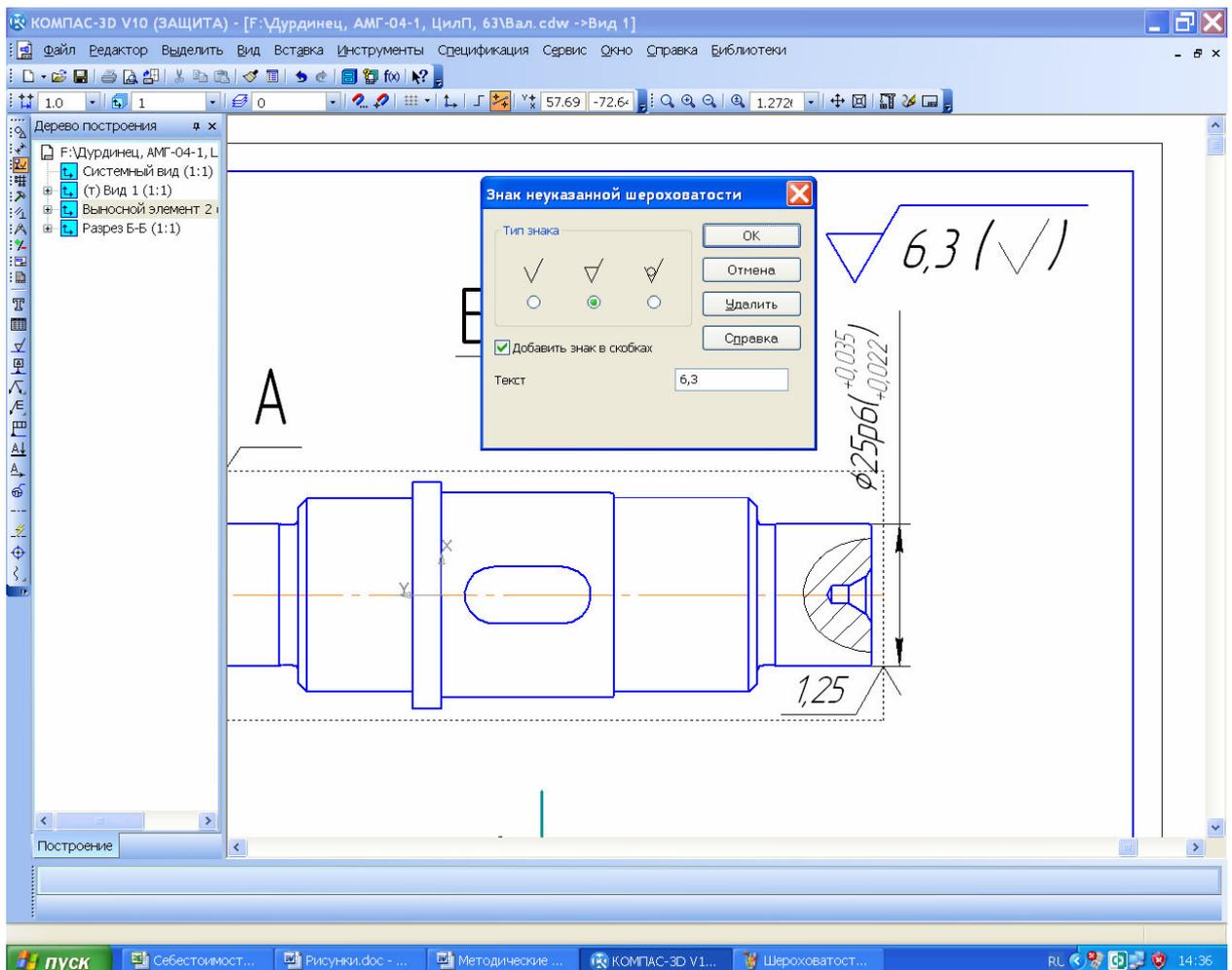


Рисунок 17.2

Он вводится из меню «Вставка→Неуказанная шероховатость→Ввод» Обычно редактировать ее расположение на чертеже не нужно.

Третье. Очень часто рабочий чертеж содержит знаки, которые вводят из меню  «Допуск формы» на панели  «Обозначения». Эта команда содержит собственное подменю формирования и заполнения таблицы допуска формы, а также ее привязки к контурам детали, и обычно после нескольких попыток самостоятельного освоения не вызывает трудностей для составления и заполнения, как это показано на рисунке 17.3. Обозначения  «База» из той же инструментальной панели должны быть размещены на осях или поверхностях, если на них есть ссылки допусков формы или технических условий, и желательно до ввода таблиц  «Допуска формы». Тогда удобно пользоваться командой  «Таблица» на панели «Свойства», размещенной в нижней части экрана для ее создания в полуавтоматическом режиме.

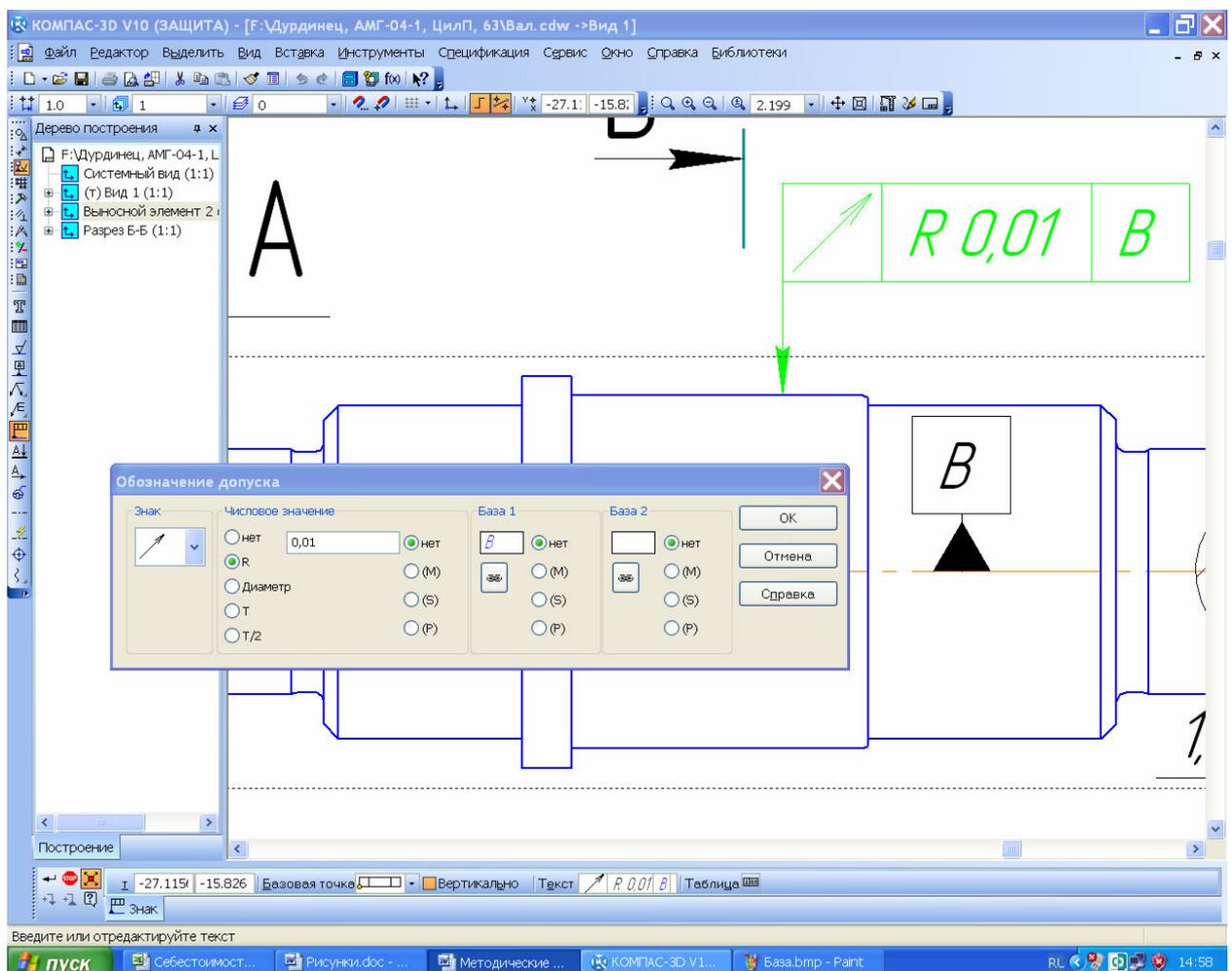


Рисунок 17.3

Четвертое. Нижняя средняя графа основной надписи (штампа) обязательно должна содержать сведения о материале, из которого будет изготавливаться деталь, но эта информация автоматически передается из файла трехмерной модели детали.

17.2 Расчет допусков формы и расположения поверхностей деталей

Допуски формы и расположения поверхности в значительной степени зависят от размера детали и величины допуска на размер [4] (т. 1, стр. 414). Знак условного изображения допуска формы всегда располагают в левой ячейке таблицы «Допуска формы». В следующей ячейке (обычно средней) приводят численное значение допуска в миллиметрах. В правой ячейке (если это нужно) указывают буквенное обозначение базы (оси или поверхности) по отношению к которой задан допуск.

Для валов и шпоночных отверстий в валах варианты определения некоторых допусков формы и расположения поверхностей приведены в таблице 17.1.

Таблица 17.1

Условное изображение	Наименование допуска	Выражение для расчета или ссылка на источник
	Цилиндричность	$0,3t$, где t – допуск по качеству из таблицы 17.2
	Соосность цилиндрической поверхности под подшипник	Из таблицы 17.3, степень точности допуска выбирают в зависимости от группы подшипника (для 1 группы выбирают 7-ю степень, для 2 – 6-ю, а для 3 – 5-ю)
	Соосность цилиндрической поверхности под зубчатое колесо	Из таблицы 17.3
	Соосность цилиндрической поверхности выходного конца вала	$48/n_i$, для $n_i \geq 1000 \text{ мин}^{-1}$
	Неперпендикулярность буртика цилиндрической поверхности под подшипник	Из таблицы 17.4, степень точности допуска выбирают в зависимости от группы подшипника (для 1 группы выбирают 8-ю степень, для 2 – 7-ю, а для 3 – 6-ю)
	Неперпендикулярность буртика цилиндрической поверхности под зубчатое колесо	При $l_{зк}/d_{зк} < 0,8$, из таблицы 17.4
	Радиальное биение	$48/n$, для $n \geq 1000 \text{ мин}^{-1}$
	Параллельность стенок шпоночного паза	$0,6t_{ш}$, где $t_{ш}$ – допуск ширины шпоночного паза

Степень точности соосности и перпендикулярности для цилиндрической поверхности под зубчатое колесо можно приблизительно принимать равной степени точности зубчатой передачи.

Таблица 17.2 – Величины допусков размеров по квалитетам, мкм

Интервал размера, мм	Квалитет															
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
Св. 3 до 6	2	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	430	750	1200	
Св. 6 до 10	2	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	1500	
Св. 10 до 18	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800	
Св. 18 до 30	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100	
Св. 30 до 50	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500	
Св. 50 до 80	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000	
Св. 80 до 120	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500	
Св. 120 до 180	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000	
Св. 180 до 250	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	4600	
Св. 250 до 315	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	5200	
Св. 315 до 400	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600	5700	
Св. 400 до 500	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000	6300	

Таблица 17.3 – Величины допусков по соосности, мкм

Интервал размера, мм	Степень точности соосности				
	5	6	7	8	9
Св. 18 до 30	10	16	25	40	60
Св. 30 до 50	12	20	30	50	80
Св. 50 до 120	16	25	40	60	100
Св. 120 до 250	20	30	50	80	120
Св. 250 до 400	25	40	60	100	160

Таблица 17.4 – Величины допусков по перпендикулярности, мкм

Интервал размера, мм	Степень точности перпендикулярности				
	5	6	7	8	9
Св. 16 до 25	4	6	10	16	25
Св. 25 до 40	5	8	12	20	30
Св. 40 до 63	6	10	16	25	40
Св. 63 до 100	8	12	20	30	50
Св. 100 до 160	10	16	25	40	80
Св. 160 до 250	13	20	32	50	90
Св. 250 до 400	16	25	40	60	100

18 Составление спецификации редуктора и сборочных единиц

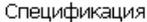
На этой стадии выполнения проекта уже понятна структура сборки редуктора и составляющих его сборочных единиц, она отражена в дереве их построения и может быть взята за основу при составлении спецификаций (Приложение Г, Пример оформления спецификации).

Спецификация является первичным конструкторским документом, поэтому в первом ее разделе «Документация» должны быть перечислены остальные конструкторские документы (сборочный чертеж и пояснительная записка, руководство пользователя, инструкция по техническому обслуживанию и другие документы, которые обычно выпускают одновременно с изготовлением машины или агрегата).

Каждая спецификация хотя и может содержать несколько листов, но относится только к одной сборочной единице.

В КОМПАСе имеется несколько возможностей для составления спецификации к сборке. Ее можно создавать в полуавтоматическом режиме из трехмерной модели сборочной единицы и трехмерных моделей, входящих в сборку деталей и подборок. Можно создавать в полуавтоматическом режиме из сборочного чертежа, и входящих в сборку чертежей деталей и подборок. Эта процедура достаточно подробно описана в «Уроке № 9. Создание спецификаций» «Азбуки КОМПАС», поставляемой в комплекте с программным обеспечением, и студент может самостоятельно ее изучить. Этот способ очень удобен и желательно формировать спецификации именно таким образом.

Наиболее простым есть ручной способ составления спецификации, которым можно воспользоваться в нашем случае. Пользователю не нужно помнить о пропуске пустых (резервных) строк после и перед названиями разделов и о необходимости размещения наименований внутри раздела в алфавитном порядке, что предусмотрено ЕСКД. Программа сделает это автоматически.

Начинают работу над спецификацией с создания файла КОМПАСа в формате  «Спецификация», а имя файлу лучше дать такое же, какое имеет сборка, поскольку иконка файла спецификации и его расширение отличны от других типов файлов, например,  «Редуктор.spw». Режим работы над спецификацией должен быть  «Нормальный», а не  «Разметка страниц». Инструментальная панель  «Спецификация» автоматически становится активной (подсвеченной). Выбирают команду  «Настройка спецификации» и в выпавшем подменю убирают «птичку» в строчке «Рассчитывать позиции», как это показано на рисунке 18.1 (при работе в полуавтоматическом режиме создания спецификации эта опция должна быть включена). Потом нажимают кнопку «ОК», а в выпавшем подменю «Очищать позиции» – «Да». Затем нажимают на кнопку  «Добавить раздел». В выпавшем подменю выбирают строчку «Документация» и нажимают кнопку «Создать». В спецификации появляется соответствующий заголовок,

и становится доступной для ввода строчка первого документа – сборочного чертежа. В нужные колонки вводят «*Формат*» «*A1*» чертежа, «*Обозначение*», заканчивающееся на буквы «*СБ*», и «*Наименование*».

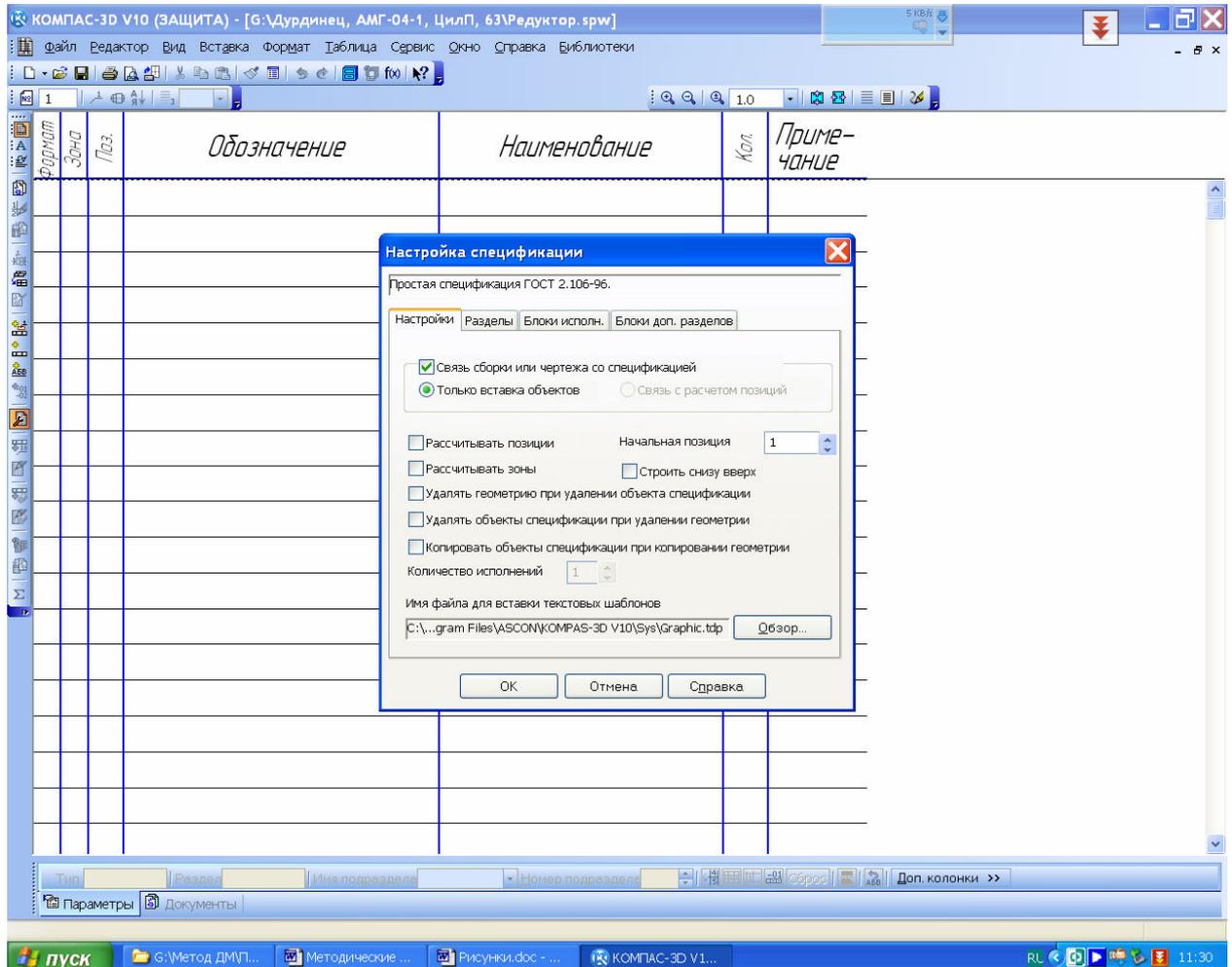


Рисунок 18.1

Наименование должно звучать как «*Сборочный чертеж*», Название сборки будет указано в соответствующей графе основной надписи спецификации (штампе). Нажимают кнопку «*Создать объект*», введенная надпись фиксируется, но ее можно будет отредактировать позже. Затем переходят ко второй строчке раздела «*Документация*» спецификации, для этого нажимают на кнопку «*Добавить базовый объект*», расположенную на инструментальной панели «*Спецификация*». Становится доступной для заполнения вторая строка раздела, в которой вводят «*Формат*» «*A4*» чертежа, «*Обозначение*», заканчивающееся на буквы «*ПЗ*», и «*Наименование*». Наименование должно звучать как «*Пояснительная записка*». Поскольку никаких других документов не разрабатывалось в ходе выполнения курсового проекта, то переходят к следующему разделу спецификации. Выбирают команду «*Добавить раздел*». В выпавшем подменю выбирают «*Сборочные единицы*» → «*Создать*», как это видно на рисунке 18.2. Становится дос-

тупной первая строка раздела «Сборочные единицы», в которую вводят, как это было описано выше, информацию о первой сборочной единице, например быстроходном вале в сборе. Для добавления новых строчек в раздел нажимают на кнопку  «Добавить базовый объект» и вводят необходимые сведения о нем. В конце обозначений сборочных единиц, входящих в сборку в качестве подборок, не должны присутствовать буквы «СБ», а в наименовании – фраза «Сборочный чертеж», поскольку создаваемая спецификация ссылается не на сборочные чертежи, а на спецификации к ним (как это определено ЕСКД), это видно на рисунке 18.3.

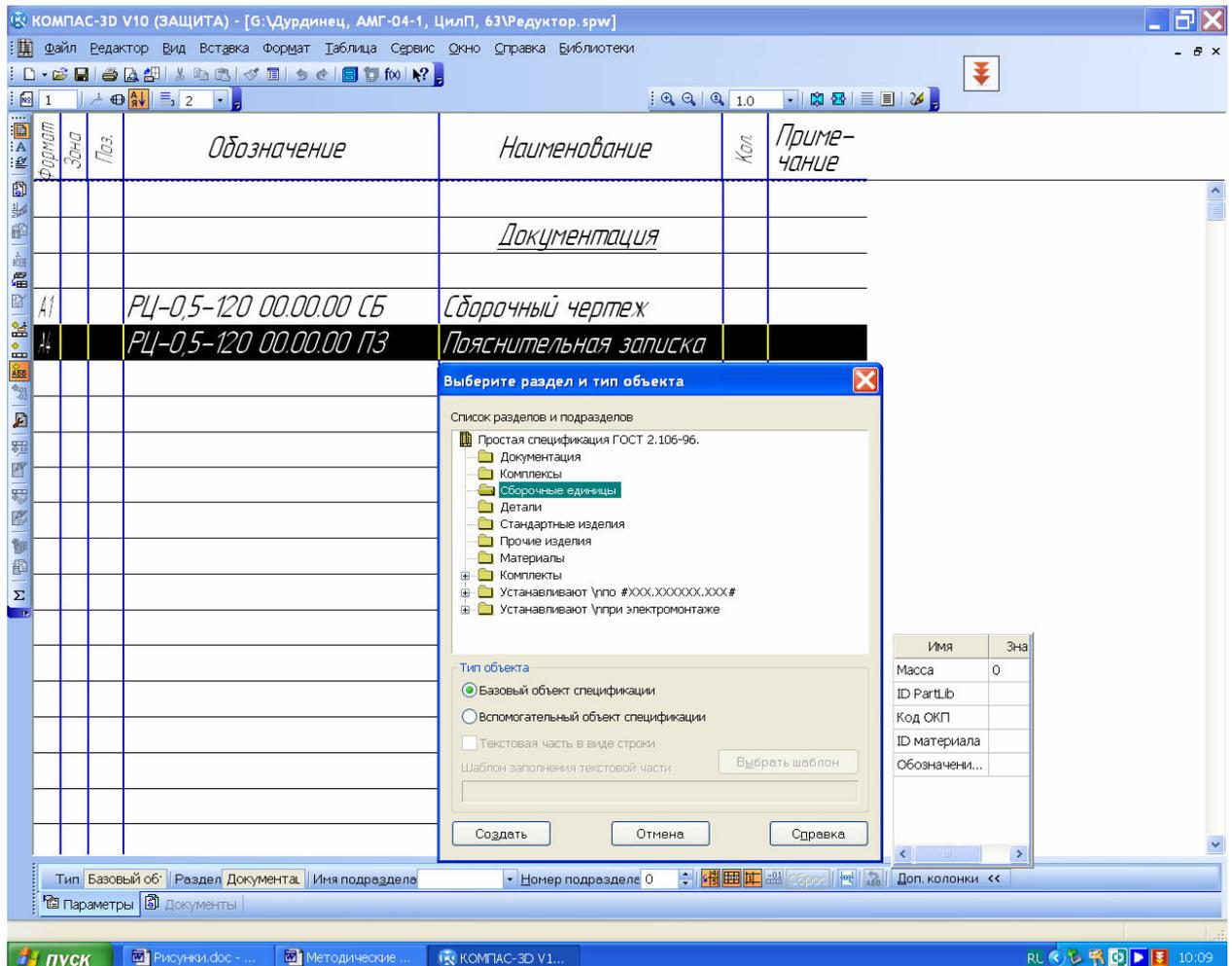


Рисунок 18.2

Поскольку в соответствии с ЕСКД в графе «Наименование» спецификации записи должны быть расположены по алфавиту (первое слово наименования), а эта опция по умолчанию включена в КОМПАСе, то программа будет автоматически менять положение строк внутри разделов после каждой новой введенной строки.

Завершив ввод сборочных единиц, нажимают кнопку  «Добавить раздел». В выпавшем подменю выбирают «Детали→Создать» и аналогично уже описанной процедуре вводят сведения обо всех изготавливаемых де-

талях, в том числе и без чертежа. В этом случае в графе «*Формат*» пишут «*б/ч*», а в графе «*Наименование*» после названия детали указывают размеры детали, форму стандартной заготовки, из которой она изготавливается (например, «*Лист В2*») и материал заготовки (с указанием соответствующих стандартов на изготовление). Если какая либо деталь или сборочная единица повторяются в конструкции, то в графе «*Кол.*» указывают их общее количество.

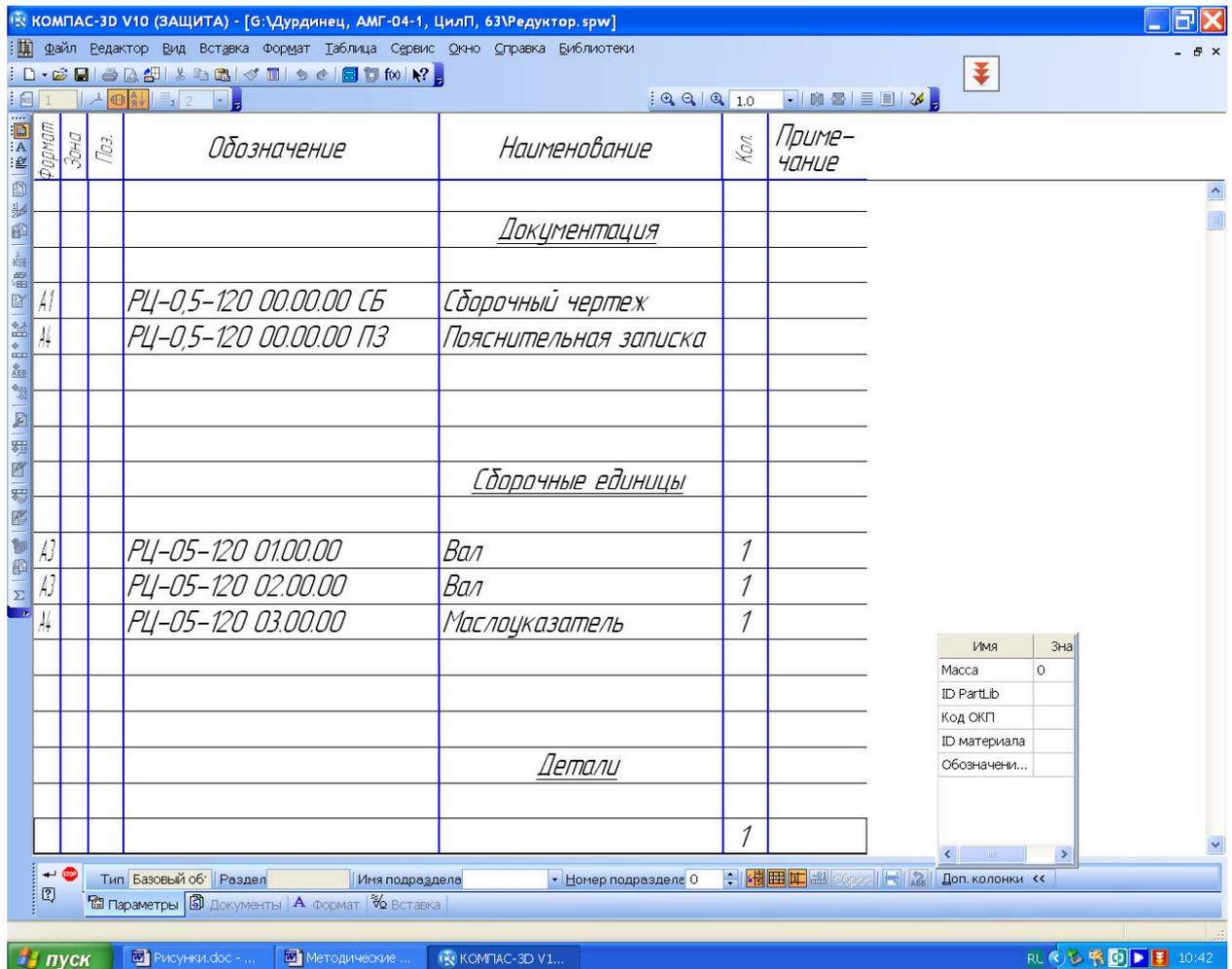


Рисунок 18.3

После перечисления всех изготавливаемых деталей переходят к стандартным. Для этого добавляют новый раздел «Стандартные изделия». Компас автоматически в графе «*Наименование*» предлагает форму заполнения этой графы, вставляя какое-то стандартное изделие (или последнее ранее введенное), например, «*Шпилька 2 М16 х 1,5-6g х 120.109.40Х.26 ГОСТ 22034-76*». Эту запись тут же изменяют на нужную и нажимают на кнопку «Создать объект». В разделе «Стандартные изделия» графы «*Формат*» и «*Обозначение*» не заполняют.

Если в сборочной единице использованы материалы, например, сальниковая набивка, масло или краска, то вводят еще и раздел «Материалы», который заполняют аналогично разделу «Стандартные изделия».

По завершении ввода объектов, в графе «ПОЗ.» спецификации вручную расставляют позиции (начиная с первой) сверху вниз в порядке возрастания. Начинают со сборочных единиц (подборок, составляющих сборку), потом перечисляют изготавливаемые детали, а затем стандартные изделия и материалы. Эти же позиции затем расставляют на сборочном чертеже соответствующей сборочной единицы. Например, деталь «КЦ-0,5-15 01.00.02 Вал» должна иметь на сборочном чертеже вала позицию 2. Поэтому на этом этапе нужно в последний раз отредактировать ячейки свойств «Обозначение» и «Наименование» трехмерных моделей сборок и деталей, откуда эта информация автоматически передается в чертежи. В идеале числовые обозначения сборочных единиц, составляющих сборку, и деталей должны возрастать без пропусков и соответствовать позициям спецификации, хотя на практике бывают исключения, особенно при модернизации уже изготавливаемой машины, когда отдельные детали или подборки удаляют из конструкции и, соответственно, исключают из документации вместе с обозначающими их позициями на чертежах.

При выполнении курсового проекта рекомендуется использовать структуру обозначения эскизных конструкторских документов по ДСТУ 2.201-80. В приведенном выше примере обозначения вала имеется обозначение проектируемого редуктора «КЦ-0,5-15» (редуктор коническо-цилиндрический мощностью 0,5 кВт с общим передаточным числом, равным 15); первая пара цифр (01) – это номер позиции подборки, составляющей редуктор, в которую входит деталь вал (вал в сборе); отделенная точкой вторая пара (00) – это номер подбороки внутри предыдущей сборочной единицы (внутри вала в нашем случае нет подборок); третья пара цифр (02) – это номер позиции детали (вал) в подборке (вал в сборе). В нужных случаях в конце обозначения дописывают двухзначный буквенный код документа, например СБ или ПЗ.

Чтобы просмотреть спецификацию в привычном виде нажимают на кнопку  «Разметка страниц». Для редактирования спецификации в любой момент можно перейти в режим  «Нормальный», навести курсор на нужную строчку и дважды нажать на левую кнопку мышки, а затем изменить записи. Если строчку не активизировать, а нажать на кнопку  «Добавить базовый объект», то откроется меню команды  «Добавить раздел» (программа так понимает намерения пользователя).

В заключение, заполняют графы основной надписи (штампа) спецификации. Это делают так же, как заполняли основную надпись чертежей. Отличие состоит в том, что графа «Обозначение» не должна содержать в конце букв «СБ», а «Наименование» не должно иметь фразу «Сборочный чертеж», как это показано на рисунке 18.4. Там же видно меню заполнения графы «Дата», которое вызывают двойным щелчком левой кнопкой мышки по соответствующей ячейке.

19 Составление пояснительной записки к курсовому проекту

Завершив расчеты, создание трехмерных моделей, выполнение сборочных и рабочих чертежей, а также составление спецификаций, переходят к написанию (оформлению) пояснительной записки. Для этого используют черновые записи всех выполненных ранее расчетов.

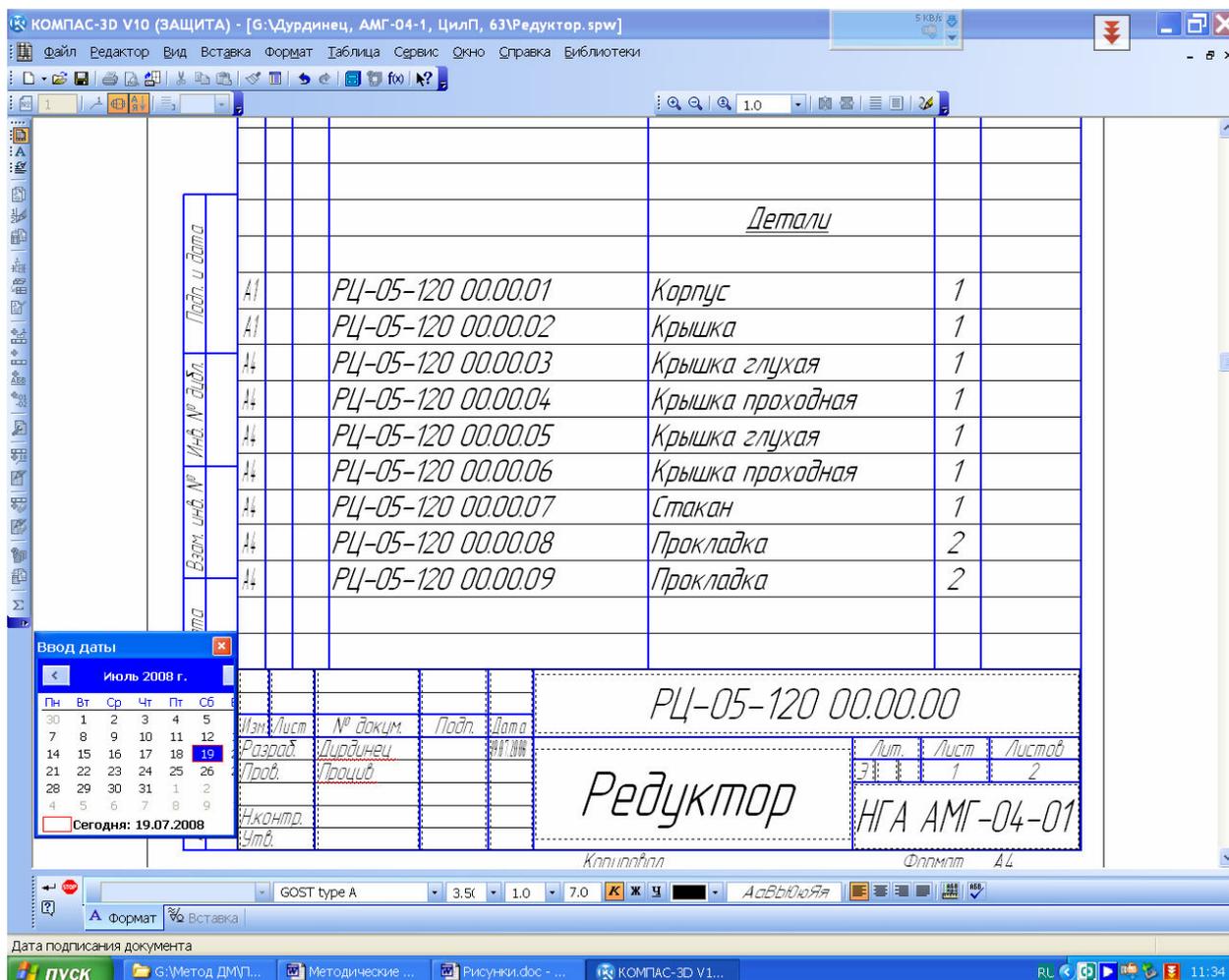


Рисунок 18.4

Первым делом создают файл КОМПАСа в формате  «Текстовый документ» и нажимают на кнопку  «Разметка страниц» для работы над ним в привычном виде (в отличие от работы по созданию спецификации, при создании текстовых документов в нем можно работать так же, как и в  «Нормальном» режиме). Поскольку пояснительная записка должна иметь первым титульный лист, а последним – «Лист регистрации изменений», производят настройку текстового документа. Для этого в меню «Сервис» выбирают «Параметры→Текущий текстовый документ→Параметры листа→Дополнительные листы». Затем в верхней части выпавшего подменю «В начале документа» нажимают кнопки «Добавить→Выбрать» и выбирают в перечне «Титульный лист. ГОСТ 2.105-95» в завершение – два

раза «ОК», как это видно на рисунке 19.1. В верхнем окне подменю появляется обозначение титульного листа. Аналогично в нижнем окне «В конце документа» выбираем тип основной надписи и вставляем «Лист регистр. измен. (вертик.) Посл. листы. ГОСТ 2.503-90 Ф3.», а затем три раза «ОК».

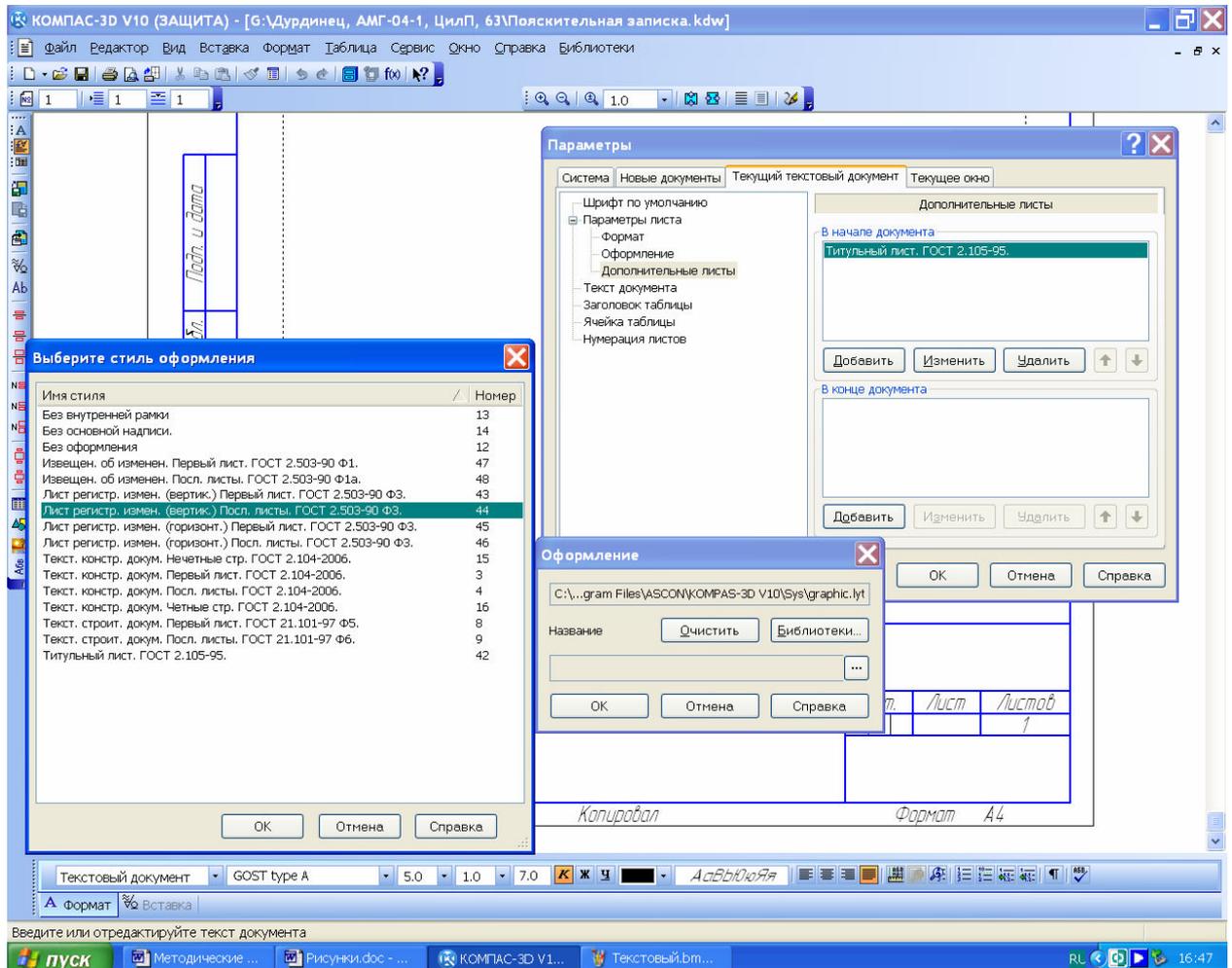


Рисунок 19.1

Заполнение обычно начинают с титульного листа (образец заполнения приведен в Приложении Д), а затем на первом текстовом листе размещают «СОДЕРЖАНИЕ», рекомендуемый состав которого для курсового проекта приведен ниже.

Первый раздел пояснительной записки называется «ВВЕДЕНИЕ», в нем должна быть сформулирована цель выполнения проекта, дано обоснование актуальности работы и конкретизирована поставленная задача о выбранном объекте проектирования, приведены его назначение и основные технические характеристики.

Первый нумеруемый раздел пояснительной записки должен содержать техническое задание на выполнение проекта, а последний – описывать разработанные в ходе выполнения проекта графические материалы (чертежи).

В тексте должны быть приведены расчетные формулы, таблицы и рисунки, поясняющие последовательность расчета и полученные результаты.

Файл нужно сохранить под узнаваемым именем, например, « Пояснительная записка.kdw», при этом иконку и расширение файлу КОМПАС добавит сам.

19.1 Рекомендуемый состав пояснительной записки

Пояснительная записка должна содержать следующие основные разделы.

ВВЕДЕНИЕ

- 1 Техническое задание на курсовое проектирование
- 2 Выбор схемы компоновки редуктора и определение его передаточного числа
- 3 Выбор приводного электродвигателя редуктора, уточнение передаточного числа редуктора и его ступеней
- 4 Расчет тихоходной передачи
- 5 Расчет быстроходной передачи
- 6 Расчет выходных концов валов
- 7 Выбор подшипников
- 8 Проверочный расчет валов
- 9 Проверочный расчет валов и подшипников в КОМПАС Shaft-2D
- 10 Компоновка редуктора
- 11 Выбор допусков размеров, формы и расположения поверхностей
- 12 Смазка редуктора
- 13 Содержание графических материалов

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Приложение А. Результаты расчета зубчатой передачи в КОМПАС Shaft-2D

Приложение Б. Результаты расчета валов в КОМПАС Shaft-2D

Приложение В. Результаты расчета подшипников в КОМПАС Shaft-2D

19.2 Оформление пояснительной записки

Отступы заполняемых полей от рамки листа, а также нумерация страниц автоматически устанавливаются КОМПАСом, поэтому пользователь должен следить за остальными элементами оформления.

Текст набирается шрифтом ГОСТ 2.304-81, который в КОМПАСе обозначен **GOST type AU** высотой 5 мм без сужения с шагом строк 7 мм с выравниванием по ширине страницы, абзацный отступ 17 мм. Можно использовать Times New Roman или Arial 14 размера букв через полтора интервала с теми же параметрами форматирования при наборе текста в MS World.

Форматирование, нумерация составных частей текста, выполнение рисунков и таблиц должно осуществляться в соответствии с ДСТУ 2.105-95 (Общие требования к текстовым документам), который определяет следующие основные требования к оформлению текстовых документов. Разделы

должны иметь порядковые номера в пределах всего документа, обозначенные арабскими цифрами без точки и записанные с абзацного отступа. Подразделы должны иметь нумерацию в пределах каждого раздела. Номер подраздела состоит из номеров раздела и подраздела, разделенных точкой. В конце номера подраздела точка не ставится. Разделы, как и подразделы, могут состоять из одного или нескольких пунктов. Если раздел или подраздел состоит из одного пункта, он также нумеруется. Каждый раздел текстового документа рекомендуется начинать с нового листа (страницы).

Между числом и единицей измерения, между номером раздела и его заголовком, между тире и текстом перечисления должен стоять неразрывный пробел. Это символ пробела, верхний выделенный на рисунке 19.2 (он не обозначается в тексте средней точкой, как обычный пробел в режиме «Символы форматирования»). Открывают меню символов с помощью команды «Символ».

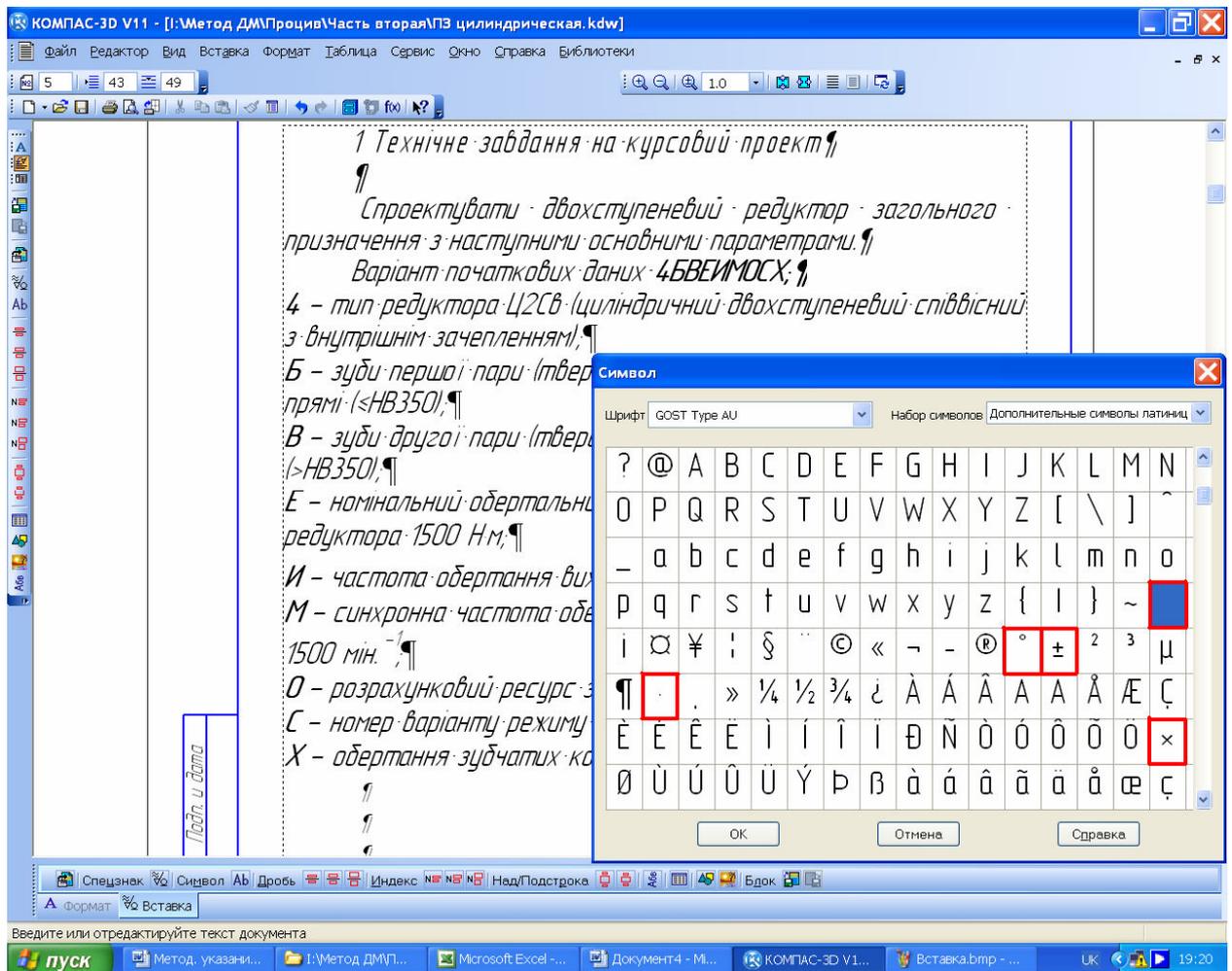


Рисунок 19.2

Для указания градусов «°», знака плюс-минус «±», умножить «×» и умножить-точка в единицах измерения (например, Н·м) или формулах следует использовать остальные выделенные на рисунке 19.2 символы. В качестве

разделителя целой и дробной части числа (десятичной дроби) следует использовать только запятую.

При написании дробей и индексов (верхних и нижних) их следует делать «(нормальной высоты)». Квадратный корень или кубический берут из меню «Спецзнак», а затем «Простановка размеров», как это показано на рисунке 19.3.

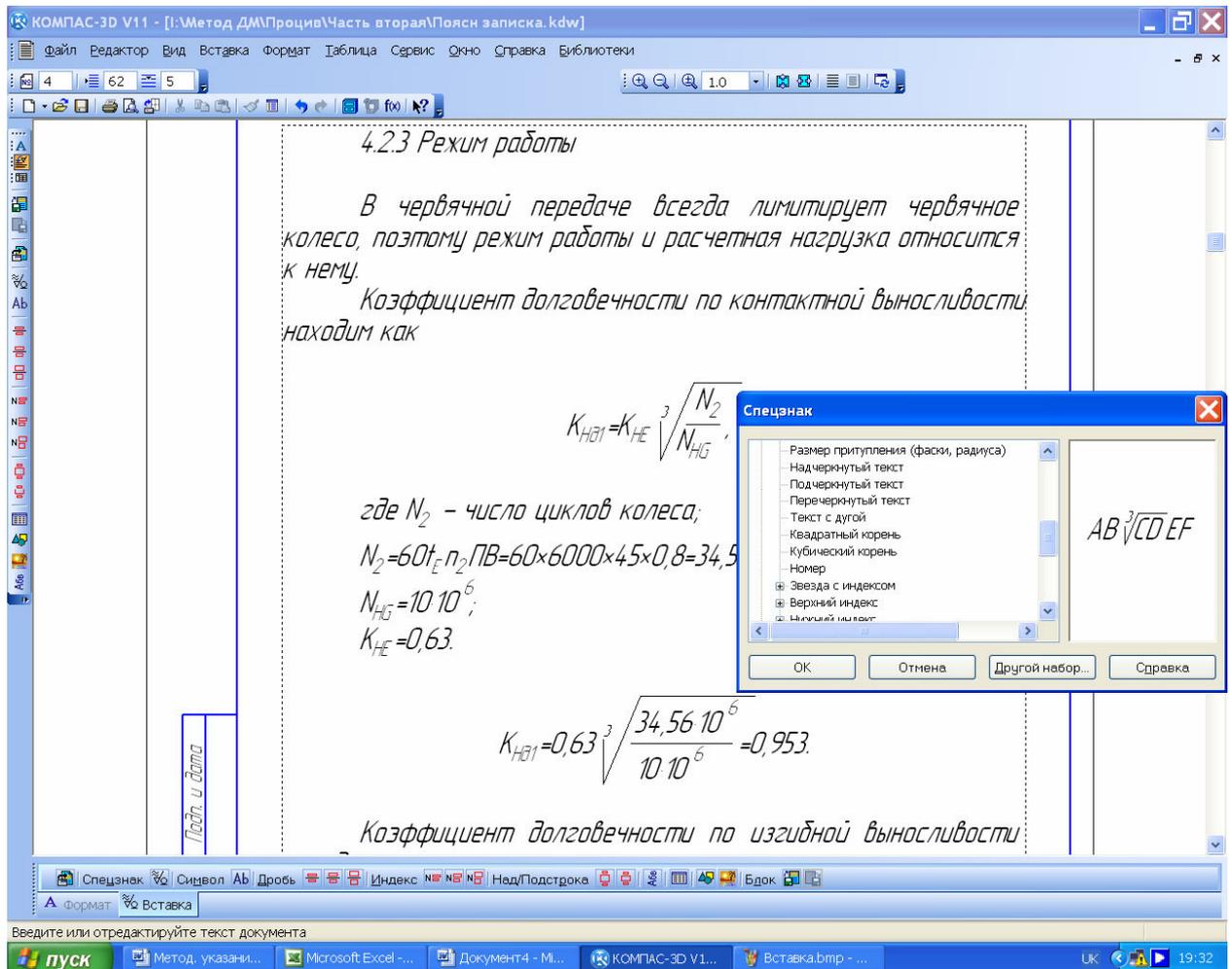


Рисунок 19.3

В формулах в качестве символов следует применять обозначения, установленные соответствующими государственными стандартами. Пояснения символов и числовых коэффициентов, входящих в формулу, если они не пояснены ранее в тексте, должны быть приведены непосредственно под формулой. Пояснения каждого символа следует начинать с новой строки в той последовательности, в которой символы приведены в формуле. Первая строка пояснения начинается с абзаца со слова «где» без двоеточия после него. Перед формулой и после нее пропускают строчку. Формулы располагают по середине страницы, а нумеруют справа в круглых скобках, если на них есть ссылки в тексте. Номер состоит из номера раздела и порядкового номера формулы в разделе.

В тексте могут располагаться короткие формулы (например, $E=mc^2$), но указывать величину отдельных параметров в виде формулы (например, $l=100\text{ мм}$) нельзя. Это следует делать текстуально, например, «длина плеча равна 100 мм», или «расстояние от центра подшипниковой опоры до середины колеса составляет 150 мм». Формулы (все) являются продолжением текста, поэтому между ними и текстом стоят такие же знаки препинания, как и в предложениях. Друг от друга формулы отделяют запятой или (чаще) точкой с запятой, а после последней формулы в блоке формул ставят точку. В конце текста перед формулой не ставят двоеточие, если в предложении нет обобщающего слова. Между текстом перед формулой и текстом после ее оставляют по одной пустой строке.



Фрагмент

Рисунки лучше делать в файлах КОМПАС-График формата «Фрагмент» как это описано в п. 8.4 (Рекомендации к построению эюр) сохраняя их в одной папке с файлами курсового проекта, а затем вставлять в нужное место текстового документа, используя меню «Вставка→Фрагмент». Если размеры вставленного фрагмента или его угловое расположение не подходят под замыслы автора, то, выделив курсором фрагмент, нажимают на правую кнопку мышки и в выпавшем контекстном меню выбирают строчку «Параметры вставки» а во вновь выпавшем подменю назначают нужные значения масштаба и угла поворота, как это видно на рисунке 19.4. Можно также вставлять из файлов и точечные (растровые) рисунки стандартных форматов. Подрисуночная надпись должна начинаться со слова «Рисунок» и через пробел содержать номер рисунка, затем через пробел – тире и еще через пробел – название рисунка с заглавной буквы, например, *Рисунок 5.1 – Вал-шестерня* без точки в конце. Между текстом и рисунком, а также подрисуночной надписью и текстом должна быть пропущена строка. Если на рисунке указаны позиции или другие обозначения, то они должны быть раскрыты между рисунком и подрисуночной надписью. Номер состоит из номера раздела и порядкового номера рисунка в разделе.

Таблицы нумеруют аналогично рисункам, но их заголовок пишется с абзаца перед таблицей, например, *Таблица 5.1 – Величина радиального зазора* без точки в конце. Между текстом и заголовком таблицы, заголовком и таблицей, а также таблицей и последующим текстом должна быть пропущена строка. В тексте пояснительной записки допускаются ссылки на данный документ, стандарты, технические условия и другие документы. Ссылаться следует давать на документ в целом или его разделы и приложения. Ссылки на подразделы, пункты, таблицы и иллюстрации не допускаются, за исключением подразделов, пунктов, таблиц и иллюстраций документа, который разрабатывается (пояснительной записки).

Отдельный список литературы оформляется перед листом регистрации изменений. Ссылки на порядковый номер конкретного литературного источника в списке литературы вводят по тексту арабскими цифрами в квадратных скобках, например, [15].

Последний лист пояснительной записки «Лист регистрации изменений» не заполняется на стадии выполнения проекта, поскольку он предназначен для внесения изменений, которые могут возникнуть при изготовлении или модернизации машины в будущем.

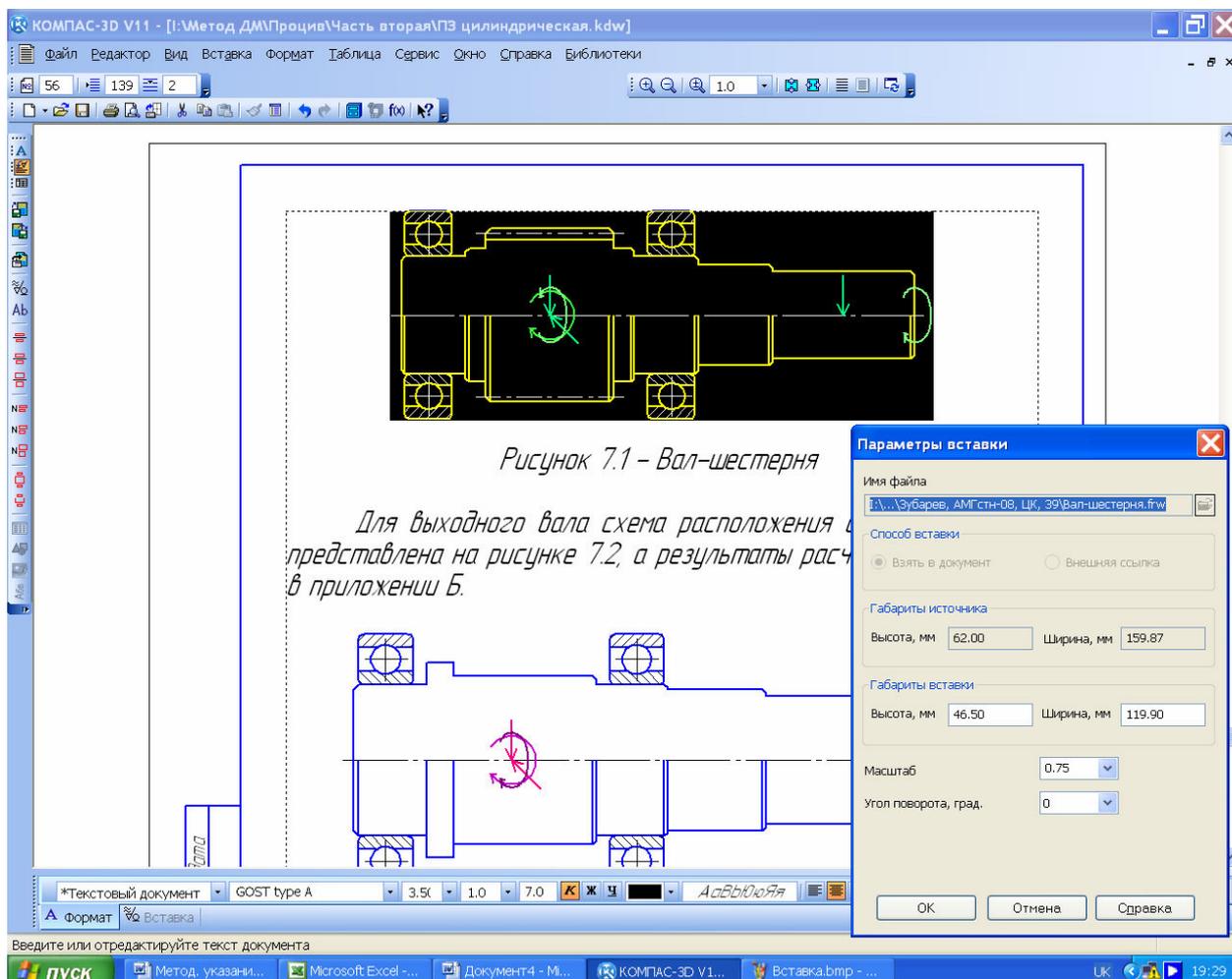


Рисунок 19.4

Заполнение основной надписи (штампа) выполняют аналогично сборочным чертежам и только на первом листе (см. п. 16, Выполнение сборочных чертежей редуктора и его сборочных единиц). Отличие состоит в том, что вместо букв «СБ» в графе «Обозначение» ставят «ПЗ». А вместо фразы «Сборочный чертеж» в «Наименовании», пишут «Пояснительная записка».

Обычно полезно проверить текст на грамматические и орфографические ошибки, используя команду  «Правописание» для русского, украинского и английского языков.

20 Подготовка документов к печати и к защите курсового проекта

Для подготовки комплекта чертежей к печати нужно проверить заполнение ячеек (или заново заполнить) «Обозначение» и «Наименование» в меню панели «СВОЙСТВ» трехмерных моделей каждой изготавливаемой детали, подборки и сборки редуктора, а также ячеек «Материалы» у деталей. Файл каждого выполненного чертежа нужно открыть, перестроить и еще раз проверить на достаточность видов, разрезов и сечений, на правильность передачи геометрического изображения трехмерных моделей на чертеже. Иногда КОМПАС допускает ошибки (то ли по вине пользователя, сделавшего некорректные построения, то ли по причине несовершенства программы), которые должны быть выявлены и по возможности устранены, если это ошибки пользователя. Файлы сохраняют с изменениями и закрывают их.

Теперь средствами Windows копируют одновременно все файлы чертежей и снова сохраняют их в ту же папку. К именам файлов добавится слово «Копия». Чертежи будут печататься именно из этих файлов. Каждый файл открывают и разрушают ассоциативную связь с трехмерными моделями, как это видно на рисунке 20.1.

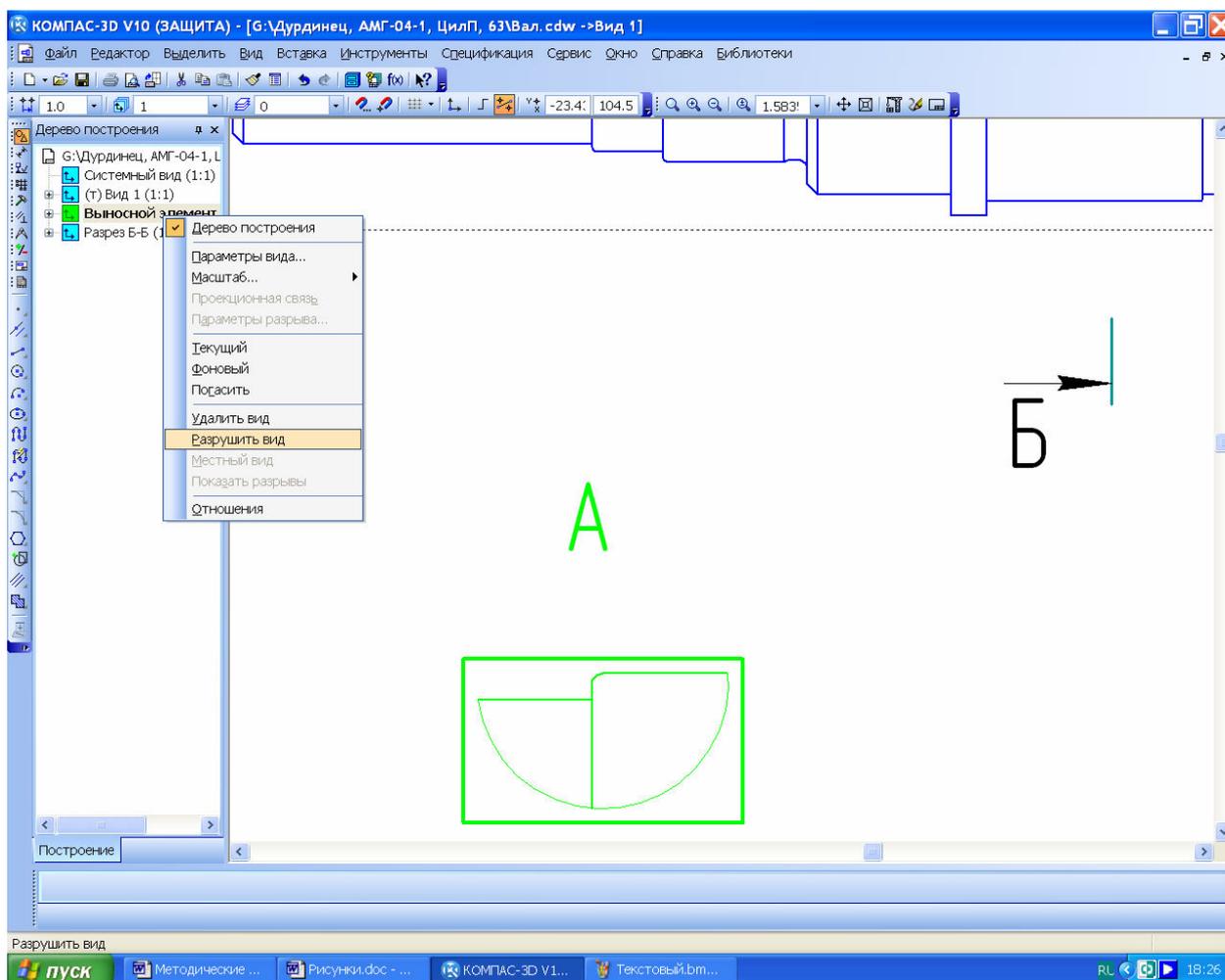


Рисунок 20.1

Затем исправляют те ошибки в изображениях штриховки, зубьев зубчатых колес, местных разрезов, резьбы между сопрягаемыми деталями и др., которые нельзя было исправить в ассоциативных чертежах.

Разрушать связи с трехмерной моделью нужно для каждого вида чертежа в отдельности. Для этого нужно в «Дереве построения» чертежа выделить название вида, нажать правую кнопку мышки и выбрать надпись «Разрушить вид» в выпавшем подменю (см. рисунок 20.1). После подтверждения выполнения операции во вновь выпавшем окне, вид перестает перестраиваться при изменении трехмерной модели, с которой он был создан. Восстановить ассоциативную связь невозможно.

Далее делают пробную печать. Листы форматом больше А4 и А3 можно распечатать уменьшенными (используя функцию «Сервис→Подогнать масштаб» в меню  «Предварительный просмотр», как это видно на рисунке 20.2) на листах дешевой бумаги формата А4 и А3.

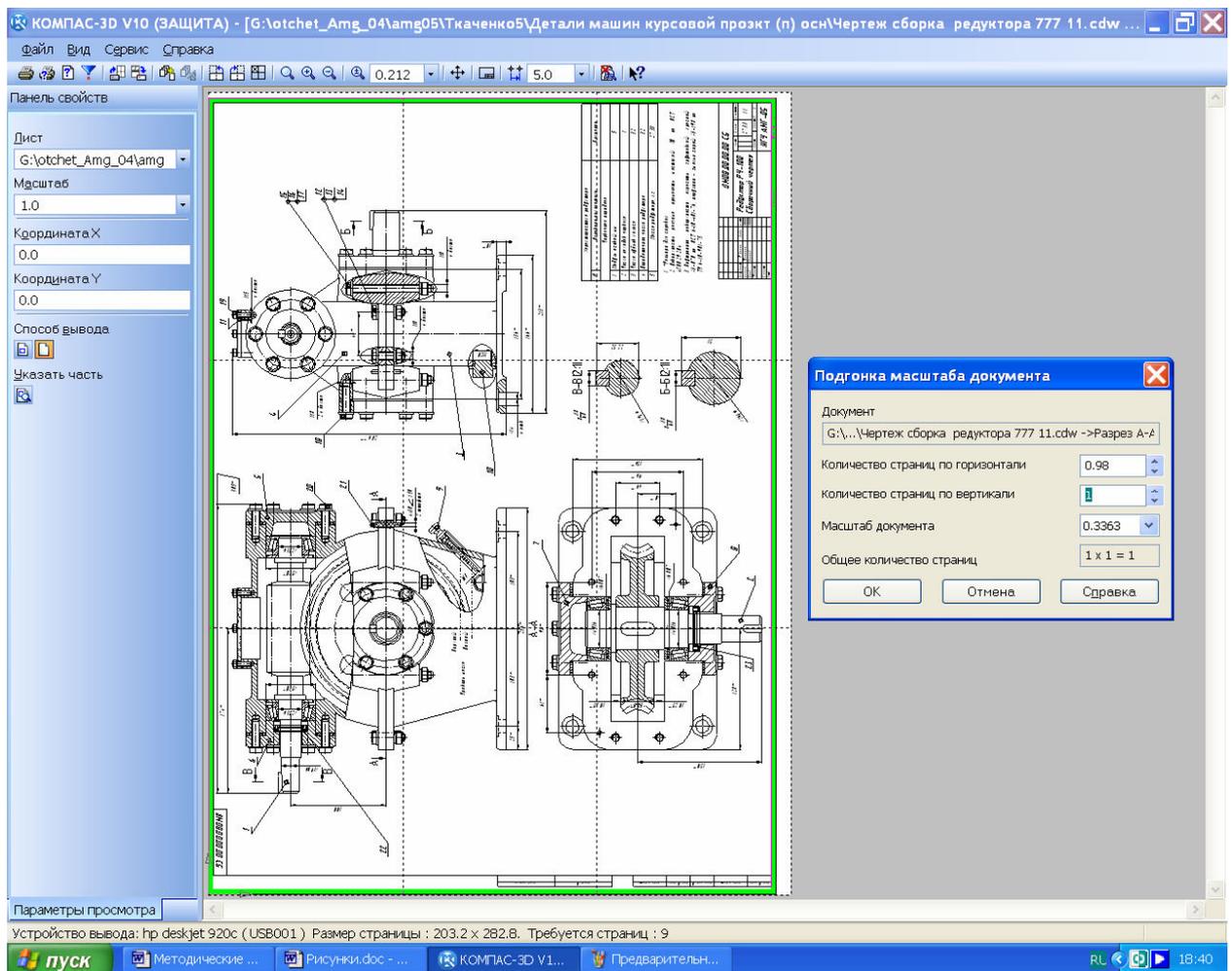


Рисунок 20.2

При печати документов формата А4 и А3 на лазерных принтерах по умолчанию чертеж будет размещаться на четырех листах, чтобы этого не произошло необходимо в меню  «Предварительный просмотр» нажать

на кнопку  «Указать часть», а затем в выпавшей таблице указать «Отступ» по 4 мм или 5 мм с каждой стороны и нажать кнопку «ОК», как это показано на рисунке 20.3.

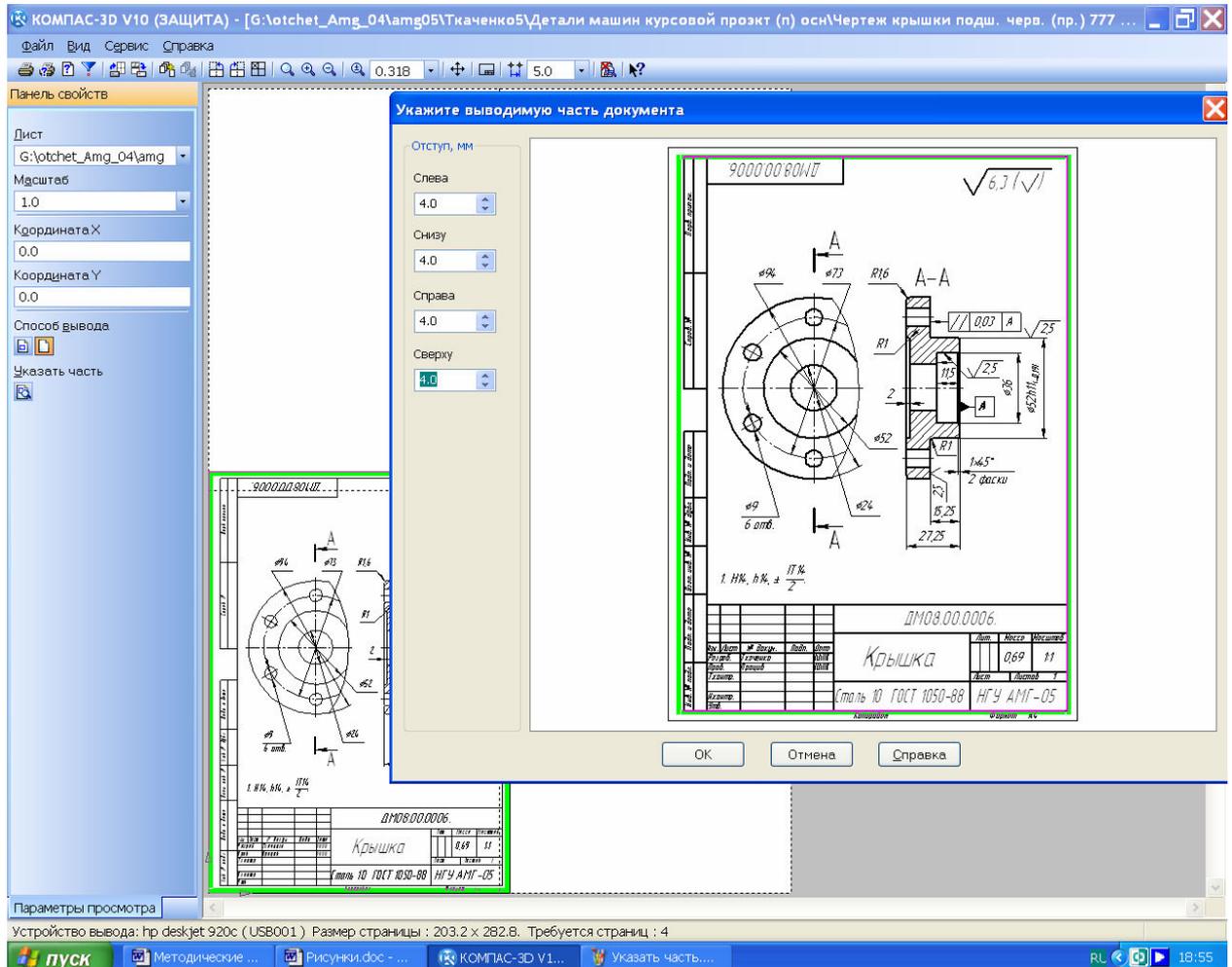


Рисунок 20.3

Печатают так же пояснительную записку и спецификации. В таком виде студент предъявляет комплект документации преподавателю на проверку.

Затем устраняют выявленные преподавателем недостатки и печатают окончательный полномасштабный комплект документации, который снова предъявляют преподавателю для проверки и подписания «К защите».

Получив допуск к защите курсового проекта перед комиссией, студент должен подготовиться давать уверенные ответы на основные вопросы по теме курсового проекта, подобные ниже приведенным.

- 1) Что такое редуктор?
 - 2) Что такое передаточное число редуктора?
 - 3) Какой тип передачи использован в спроектированном редукторе?
 - 4) Перечислить основные характеристики передачи.
 - 5) По каким критериям рассчитывались зубья передачи?
 - 6) По каким критериям рассчитывались валы передачи?
- Возможны и другие вопросы по курсу Детали машин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Атлас конструкций механических передач (Приложение к комплексному курсовому проектированию по деталям машин, взаимозаменяемости, стандартизации и техническим измерениям) / Сост.: Ю.Н. Бугай, Ю.Д. Петрина, В.Т. Иваненко, Л.Л. Флорович, – К.: УМК ВО, 1988. – 80 с.

2 Детали машин: Атлас конструкций. Уч. пособие для машиностроительных вузов / В.Н. Беляес, И.С. богатырев, А.В. Буланже и др.; Под ред. д-ра техн. наук проф. Д.Н. Решетилова. – 4-е изд., пере раб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 367 с., ил.

3 Чернавский С.А., Снесарев Г.А., Козинцев Б.С., Боков К.Н., Ицкович Г.М., Чернилевский Д.В. Проектирование механических передач: Учеб.-справ. пособие. – М.: Машиностроение, 1984. – 560 с.

4 Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001.

5 Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения. Справочник. – М.: Машиностроение, 1975. – 560 с.

6 Курсовое проектирование деталей машин: Справ. пособие. В 2 т. / А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик, В.Ф. Калачев и др. – Мн.: Выш. школа, 1982.

7 Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для машиностроительных вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1985 – 416 с., ил.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

А

Азбука КОМПАС, 194
Ассоциативные виды, 177, 182

Б

База
 изгибных напряжений, 21
 контактных напряжений, 21
Библиотека крепежа для КОМПАС-3D, 173
Библиотека Стандартные изделия, 93

В

Варианты заданий, 8
Вероятная радиальная реакция, 130
Вид по стрелке, 181
Внешнее конусное расстояние, 44
Вспомогательный эскиз, 150
Выбор объектов, 174
Вязкость смазки, 188

Г

Грузоподъемность
 динамическая, 130
 статическая, 132

Д

Дерево Модели, 82
Диаметр
 вала в опасном сечении, 123
 вершин витков червяка, 61
 вершин зубьев конического колеса, 50
 вершин зубьев червячного колеса, 62
 впадин витков червяка, 61
 впадин зубьев конического колеса, 51
 впадин зубьев червячного колеса, 62
 выходного конца вала, 99
 делительного конуса шестерни, 48
 делительный цилиндрического колеса, 36
 делительный червяка, 60
 делительный червячного колеса, 62
 наибольший червячного колеса, 62
 начальный червяка, 61
 окружности вершин цилиндрического колеса, 36
 окружности впадин цилиндрического колеса, 36
 основания делительного конуса, 43
До поверхности, 107
Добавить базовый объект, 196
Долговечность, 131
Дополнительные элементы ступени, 81
Допускаемые напряжения
 изгибные, 23
 контактные, 23

Е

ЕСКД, 179

И

Изгибная жесткость, 127

К

КОМПАС ShaftCalc, 147
КОМПАС-SHAFT 2D, 71
КОМПАС-SHAFT 3D, 82
КОМПАС-График, 189, 204
Компоновочная схема, 8, 100
Контекстное меню
 Включить в расчет, 97
Контекстное меню
 Включить в расчет, 97
 Исключить из расчета, 97
Коэффициент
 безопасности по изгибным напряжениям, 23
 безопасности по контактными напряжениям, 23
 диаметра, 60
 долговечности, 21
 осевой нагрузки, 133
 радиальной нагрузки, 133
 смещения, 33, 46, 60
 ширины, 23, 63
 эквивалентности режима работы, 20, 21
КПД
 одноступенчатого редуктора, 11
 привода, 10
Крутящий момент, 10

Л

Лист, 182
Лист регистрации изменений, 205

М

Материалы
 для изготовления конических колес, 40
 для изготовления цилиндрических колес, 17
 для изготовления червячной передачи, 53
Межосевое расстояние
 цилиндрической передачи, 29
 червячной передачи, 58
Менеджер библиотек, 72
Многоугольник, 180
Модуль
 внешний торцевой, 46
 нормальный в среднем сечении, 47, 49
 нормальный цилиндрического колеса, 32
 червячного колеса, 60
Момент
 изгибный, 121
 эквивалентный, 122
Мощность на червяке, 66

Н

На расстояние, 107
Напряжения растяжения, 168
Настройка спецификации, 194
Новый чертеж из модели, 175

О

Обозначение позиций, 188
 Обозначения документа, 187
 Операция
 Булева операция, 166
 Выдавливание, 156
 Выносной элемент, 179, 180
 Вырезать вращением, 163
 Диаметральный размер, 190
 Добавить из файла, 94
 Допуск формы, 191
 Кинематическая операция, 159
 Кривая Безье, 180
 Линейные размеры, 190
 Местный вид, 179
 Местный разрез, 179
 Оболочка, 164
 Окружность, 103
 Операция по сечениям, 160
 Переместить компонент, 95, 96
 Повернуть компонент, 95, 96
 Предварительный просмотр, 207
 Преобразования в NURBS, 180
 Проекционный вид, 178
 Разрез/сечение, 178
 Ребро жесткости, 162
 Редактирование сборки, 94
 Редактирования на месте, 166
 Сечение поверхностью, 88, 97
 Создать деталь, 107
 Создать сборку, 107
 Угловые размеры, 190
 Уклон, 162
 Условное обозначение резьбы, 162
 Шероховатость, 190
 Эллипс, 180
 Ошибка построения, 147

П

Панель
 Геометрия, 103
 Измерения 3D, 147
 Размеры, 184
 Свойства, 70
 Сопряжения, 95
 Элементы оформления, 162
 Параметризация, 114
 Параметры новых листов, 182
 Передаточное число редуктора, 10
 Погасить, 178
 Подшипник
 радиально-упорный, 134
 радиальный, 130
 упорный, 137
 Подшипники, 141
 Позиционирование, 103
 Показывать, 178
 Пояснительная записка, 7, 199
 Приложение нагрузки, 142
 Проекционная связь, 181
 Произвольный вид, 177
 Простые ступени, 140

Р

Рабочий чертеж, 189
 Разметка страниц, 194

Разрушить вид, 207
 Рамки выключенных видов, 178
 Рассчитывать позиции, 194
 Расчет подшипников, 147
 Расчетный шаг червяка, 61
 Ресурс. См. Долговечность
 Ресурс работы. См. Долговечность
 Ряд
 главных параметров редукторов, 30
 предпочтительных чисел, 31

С

Сборочные единицы, 196
Сборочный чертеж, 187
 Сила
 консольная, 39
 окружная конической передачи, 51
 окружная на червяке, 68
 окружная цилиндрической передачи, 37
 осевая конической передачи, 51
 осевая на червяке, 68
 осевая цилиндрической передачи, 38
 радиальная конической передачи, 51
 радиальная на червяке, 68
 радиальная цилиндрической передачи, 38
 разрывная, 169
 Символ, 202
 Скругление, 105
 Смещение исходного контура. См. Коэффициент смещения
 Сопряжение
 Вращение, 96
 На расстоянии, 96
 Соосность, 106
 Сохранить модель и выйти, 145
 Спецзнак, 203
 Спецификация, 7, 194
 Стандартные виды, 177
 Степень точности передачи, 24
 Сформировать отчет, 143

Т

Таблица, 191
 Таблица параметров, 81
 Текстовый документ, 199
 Текстовый шаблон, 186
 Температура нагрева, 66
 Технические требования, 186
 Титульный лист. ГОСТ 2.105-95, 199

У

Угол
 делительного конуса, 47
 наклона зубьев, 32
 наклона линии зуба, 47
 Указать часть, 208

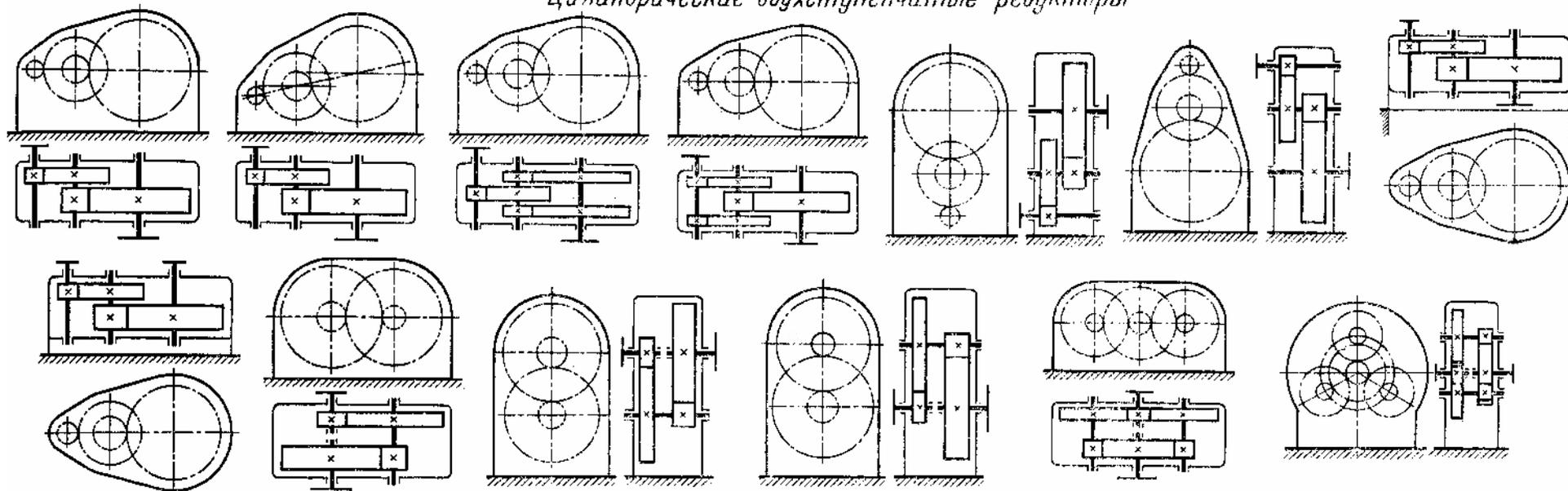
Ф

Файл
 двухмерного чертежа, 7
 трехмерной модели, 7
 Фаска, 105
 Фрагмент, 72

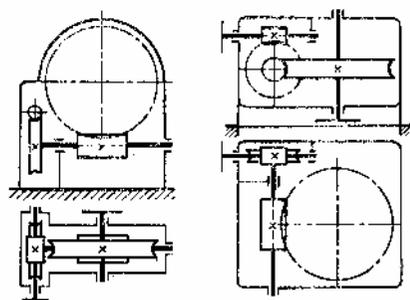
- Х**
- Ход витка червяка, 61
- Ч**
- Червяк цилиндрической червячной передачи, 92
Червячное колесо цилиндрической червячной передачи, 92
Чертеж, 72
Чертежная документация, 7
Число заходов червяка, 58
Число зубьев
 колеса конической передачи, 45
 колеса цилиндрического, 34
 червячного колеса, 59
 шестерни цилиндрической, 33
- Ш**
- Шестерня
 конической передачи с прямыми зубьями, 89
 Шестерня конической передачи с круговыми зубьями, 89
 Ширина
 венца червячного колеса, 63
 колеса цилиндрической передачи, 30
 шестерни, колеса конической передачи, 44
 Шпонка, 128
 Шпоночный паз под призматическую шпонку, 83
- Э**
- Эквивалентная динамическая нагрузка, 137
Электродвигатель приводной, 10
Электродвигателя
 номинальная мощность, 12
 синхронная частота вращения вала, 12
Элементы корпусных деталей, 155
Элементы механических передач, 72
Эпюра, 115
Эскиз, 103

Приложение А. Варианты компоновки одноступенчатых редукторов

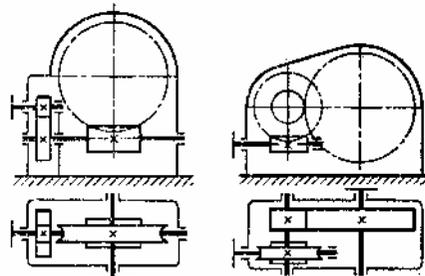
Цилиндрические двухступенчатые редукторы



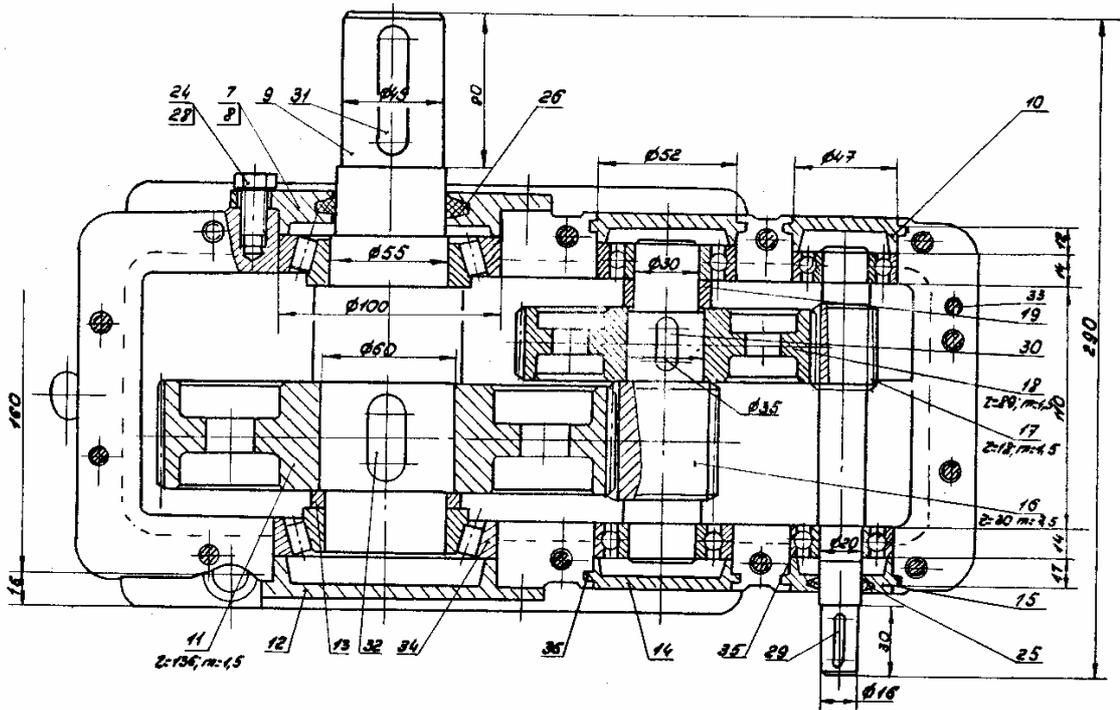
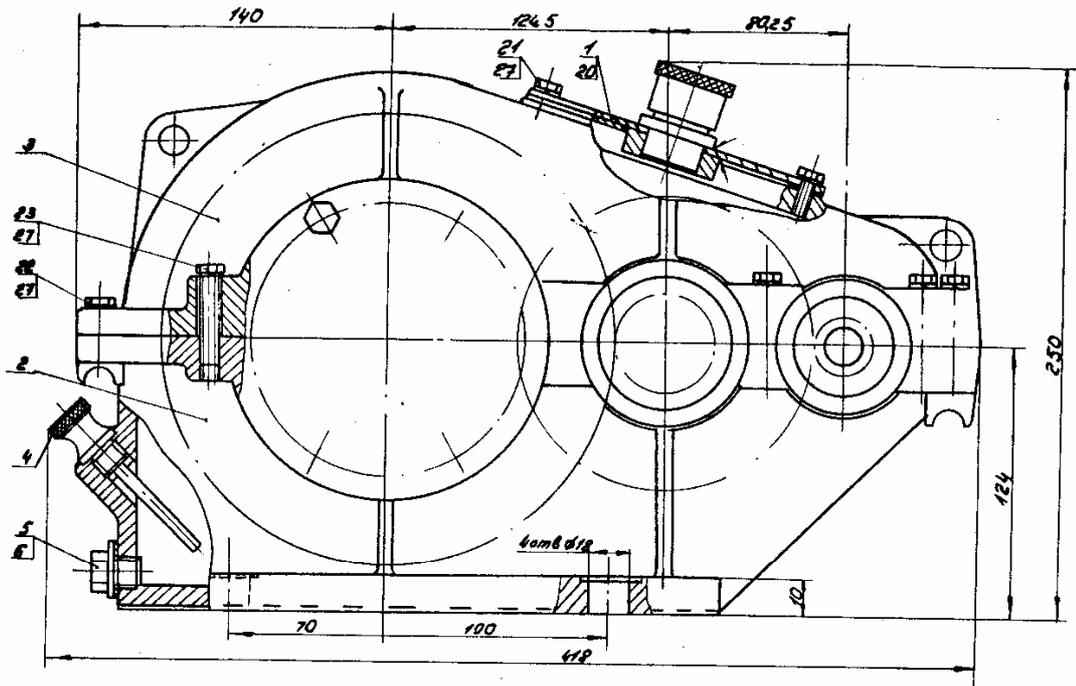
Червячные двухступенчатые редукторы



Цилиндрочервячные двухступенчатые редукторы



02.000.00.20.11X-1050



Технические требования

1. Поверхность разреза перед окончательной сборкой покрыть герметиком. V-30M ГОСТ 13489-79
2. В корпус редуктора залить масло индустриальное И-30А ГОСТ 20799-75 до верхней риски на маслоуказателе поз. 4.

Техническая характеристика

1. Мощность на ведущем валу, кВт: 0,3; 1,5
2. Частота вращения ведущего вала, мин⁻¹: 1000; 1500
3. Передаточное число $i = 22,4$

0501-11X.02.00.000 05	
Редуктор	ЛАН
цилиндрический	1:2
мультишпинный	ИЗДЕЛИЕ
Сборный чертеж	ИЗДМНГ

Цилиндрические редукторы

Двухступенчатые редукторы. Цилиндрические двухступенчатые редукторы обычно выполняют по развернутой, раздвоенной или соосной схеме с одним, двумя или тремя потоками мощности.

Наиболее распространена развернутая схема (рис. 3.3). Редукторы, выполненные по этой схеме, весьма технологичны, имеют малую ширину, допускают легкую и рациональную унификацию с редукторами типов Ц, ЦЗ, КЦ, КЦ2, ЧЦ.

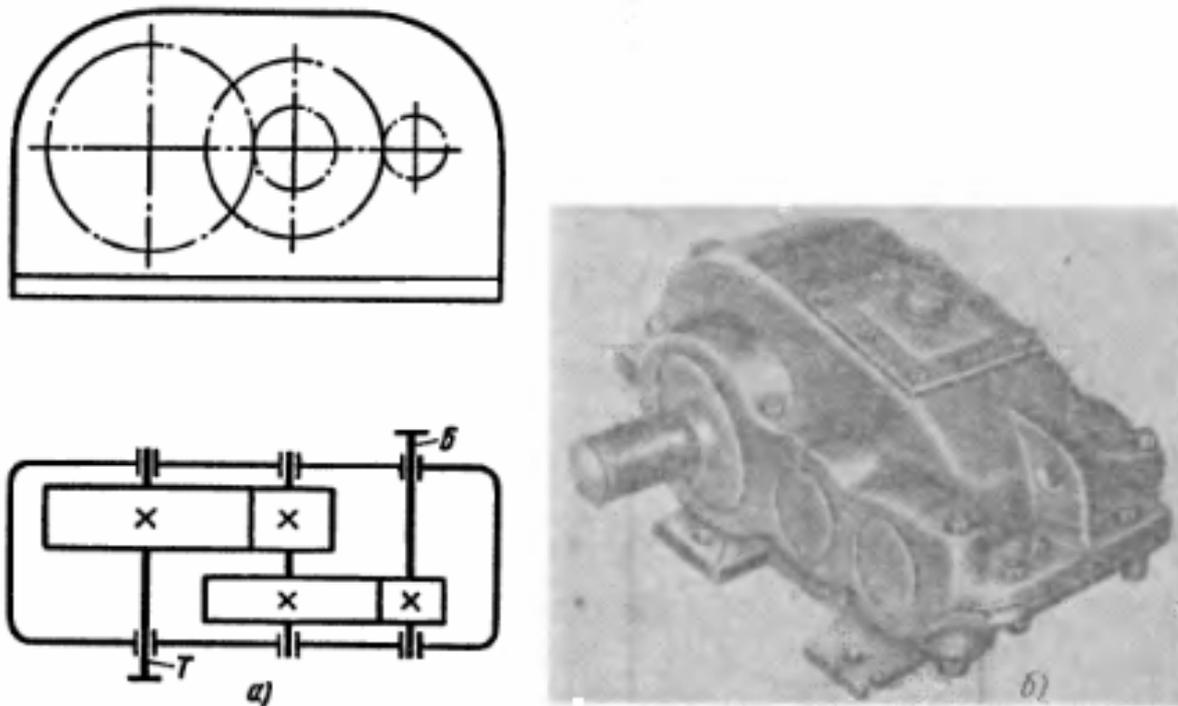


Рис. 3.3. Цилиндрический двухступенчатый редуктор с развернутой схемой:

а – схема; *б* – общий вид

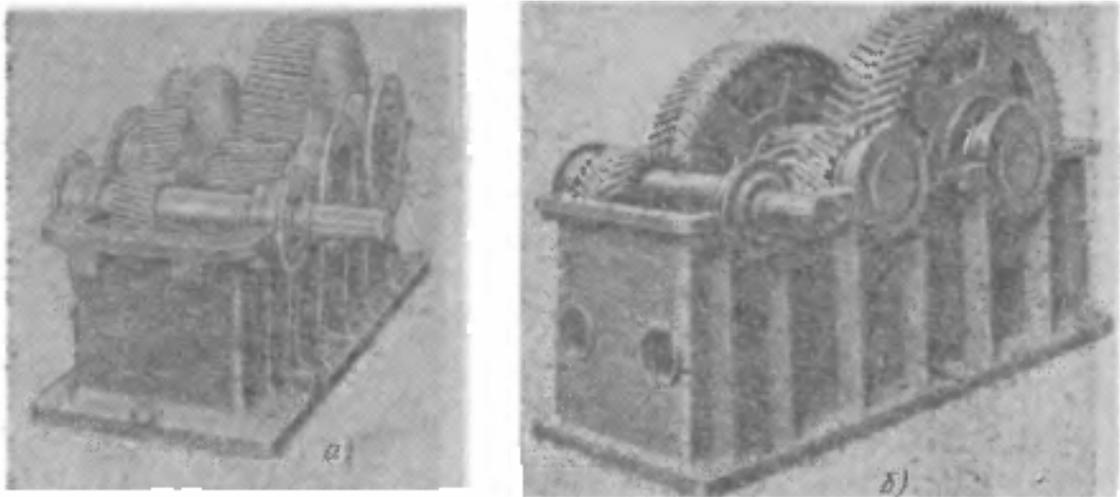


Рис. 3.4. Конструктивные разновидности цилиндрических двухступенчатых горизонтальных редукторов с развернутой схемой

Конструктивные разновидности таких редукторов показаны на рис. 3.4, а, б. Вертикальное исполнение приведено на рис. 3.5.

Диапазон передаточных отношений двухступенчатых редукторов $i = 7,1 \div 50$; рекомендуемый диапазон $i = 8 \div 40$. Остальные параметры такие же, как и в одноступенчатых редукторах.

Редукторы с раздвоенной быстроходной ступенью (Ц2Ш) показаны на рис. 3.6. Эти редукторы легче редукторов с развернутой схемой, но шире. Возможности унификации у них весьма ограничены.

Быстроходная ступень представляет собой разнесенный шеврон, тихоходная – до $a_{\text{вт}} \leq 710$ мм косозубую передачу, при

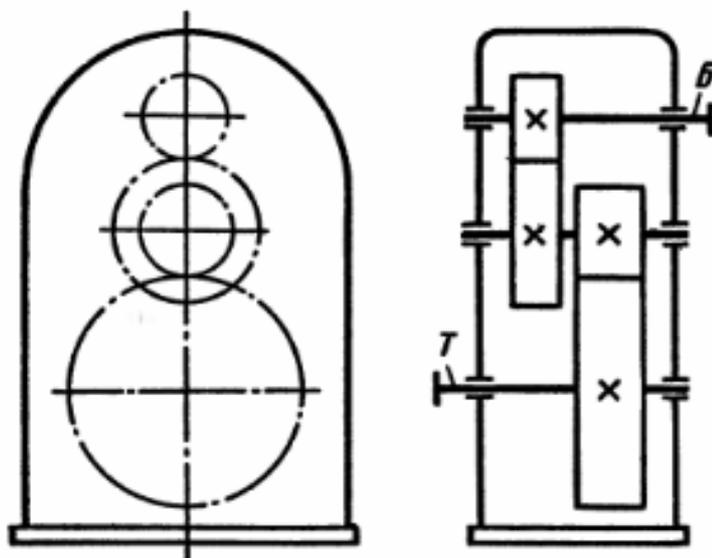


Рис. 3.5. Схема цилиндрического двухступенчатого вертикального редуктора

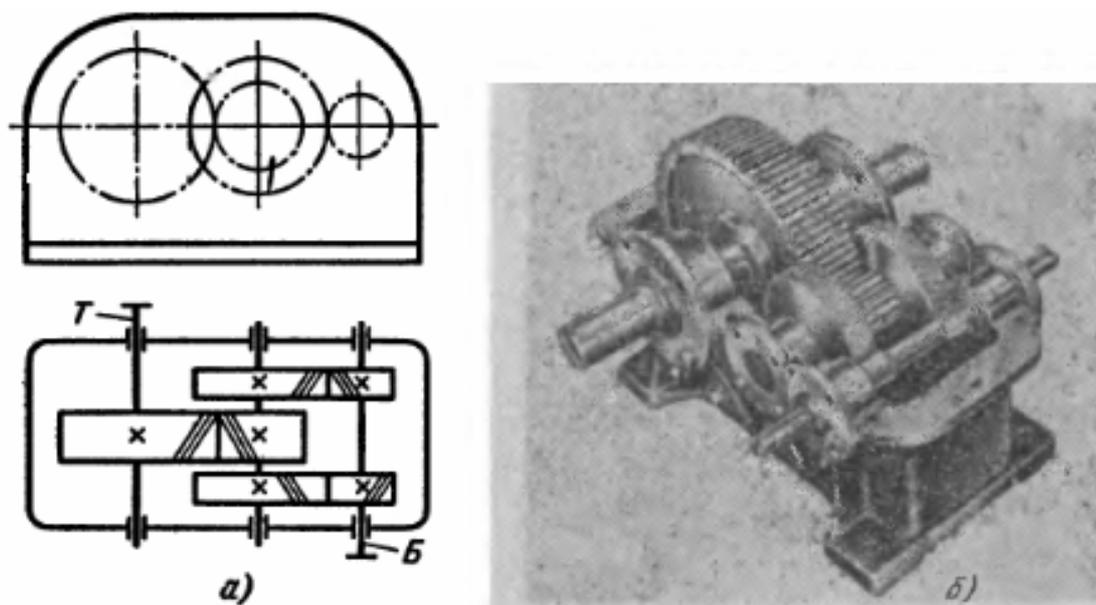


Рис. 3.6. Цилиндрический двухступенчатый горизонтальный редуктор с раздвоенной быстроходной ступенью:

a – схема; *б* – общий вид (без крышки)

$a_{вт} \geq 800$ мм – шевронную. Раздваивать тихоходную ступень нецелесообразно.

Диапазон передаточных отношений такой же, как при развернутой схеме. Коэффициент ширины тихоходной ступени $\psi_{ат} = 0,4 \div 0,5$; коэффициент ширины каждого из полушевронов быстроходной ступени $\psi_{аб} = 0,5\psi_{ат}$. Угол наклона зуба тихоходной косозубой ступени $\beta = 8 \div 22^\circ$, шеврона $\beta = 25 \div 45^\circ$.

Двухступенчатый соосный редуктор с одним потоком мощности по габаритам и массе близок к редуктору с раздвоенной схемой, но позволяет осуществить большее на 25% передаточное отношение. Соосный горизонтальный редуктор (Ц2С) показан на рис. 3.7. На рис. 3.8 показан вертикальный соосный редуктор (Ц2С_в). Соосная схема ограничивает компоновочные возможности подобных редукторов. По сравнению с близкими по назначению планетарными редукторами (П2) они почти одинаковы по массе, но габариты их больше, а наибольшее передаточное отношение меньше. По конструкции они проще, имеют меньшее число зубчатых колес и менее трудоемки в изготовлении.

По основным параметрам соосные редукторы близки к редукторам с развернутой схемой. Коэффициент ширины быстроходной ступени обычно меньше, чем у тихоходной.

Соосные редукторы с двумя и тремя потоками мощности значительно сложнее, требуют устройств для выравнивания нагрузки по потокам или высокой точности. Они целесооб-

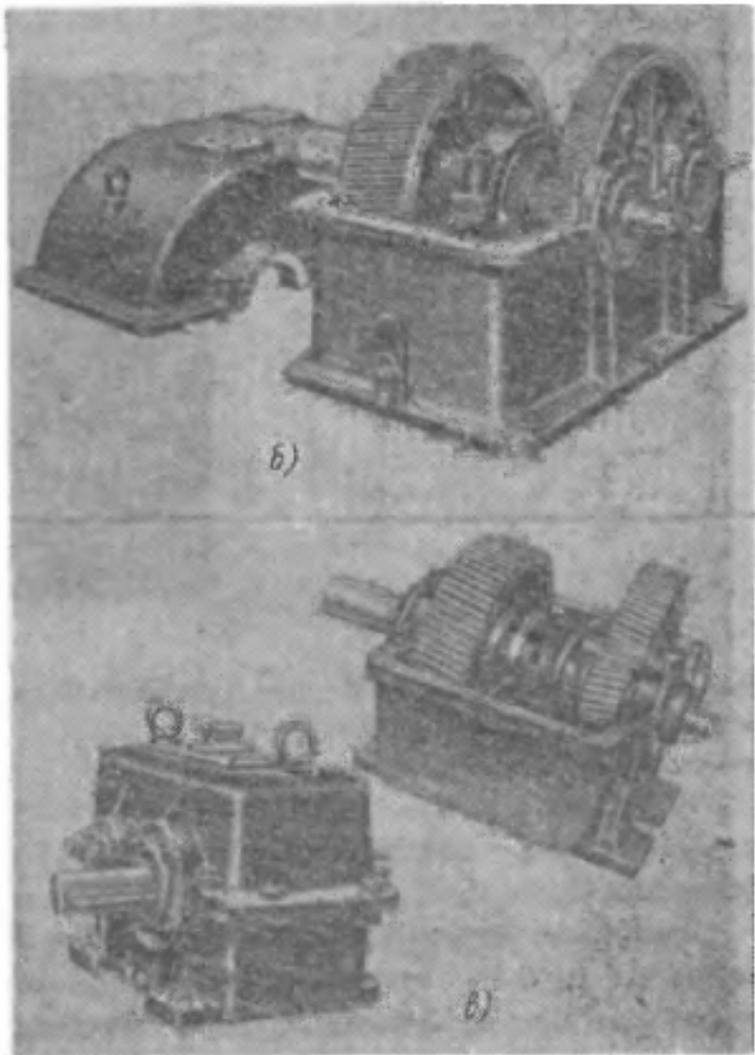
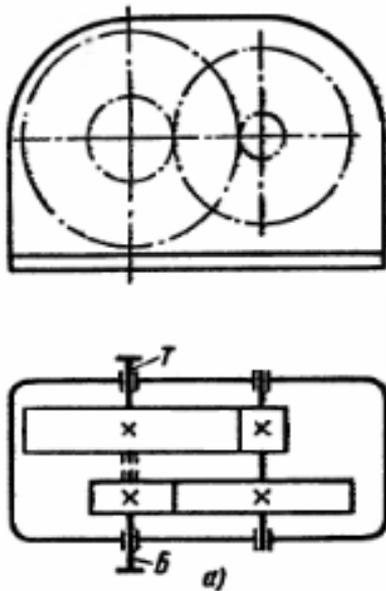


Рис. 3.7. Цилиндрический двухступенчатый соосный горизонтальный редуктор с одним потоком мощности:
а – схема; б и в – общие виды

разны только при очень больших крутящих моментах. Область их применения сокращается вследствие широкого распространения планетарных редукторов.

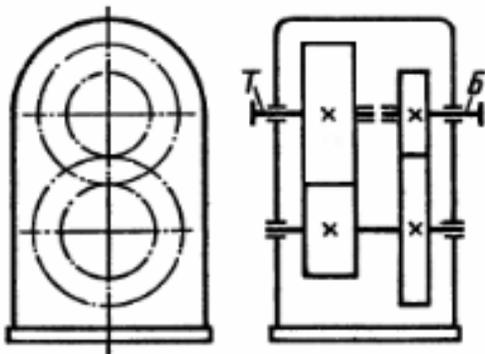


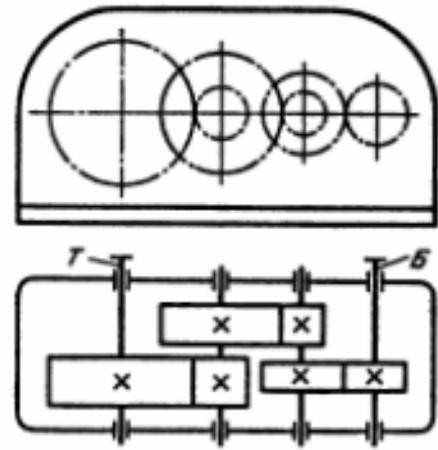
Рис. 3.8. Схема вертикального соосного редуктора

Трехступенчатые редукторы. Эти редукторы выполняют преимущественно на базе развернутой и раздвоенной схем. Трехступенчатый редуктор, выполненный на базе соосной схемы, имеет несоосные быстроходный и тихоходные валы.

Рационально оформить конструкцию узкой быстроходной ступени трудно. Подобные редукторы применяют редко.

При развернутой схеме оси валов часто располагают в одной плоскости разреза (рис. 3.9). Это технологично, но увеличивает длину и массу редуктора. Расположение быстроходной

Рис. 3.9. Схема цилиндрического трехступенчатого горизонтального редуктора с развернутой схемой



ступени вниз под углом к плоскости разреза несколько сложнее, но позволяет уменьшить длину и массу. При этом удается унифицировать корпусные детали с двухступенчатым редуктором, что может быть выгодно в мелкосерийном производстве.

В трехступенчатом редукторе на базе раздвоенной схемы конструктивно трудно установить быстроходное колесо между полушевронами промежуточной ступени и невозможно использовать косозубую передачу в быстроходной ступени. Последнее объясняется тем, что ее осевая сила приводит к неравномерному распределению нагрузки между полушевронами промежуточной ступени. Поэтому на быстроходной ступени применяют шевронную передачу. Трехступенчатые редукторы раздвоенной схемы применяют только в тяжелом редукторостроении.

Диапазон передаточных отношений $i = 25 \div 250$, но обычно $i = 31,5 \div 180$. Остальные параметры – как у двухступенчатых редукторов.

Многоступенчатые редукторы. Потребности в цилиндрических редукторах с числом ступеней более трех не превышают пока 1 % от общей потребности. Однако доля их будет возрастать с ростом твердости рабочих поверхностей зубьев, при этом наибольшее передаточное число в одной ступени будет уменьшаться.

Многоступенчатые редукторы с развернутой схемой конструктивно оформляют по типу трехступенчатых.

Главный недостаток расположения всех валов в одной плоскости – большая длина редуктора и плохое использование объема корпуса. В связи с этим многоступенчатые редукторы часто выполняют «свернутыми», чтобы они занимали наименьший объем.

Коническо-цилиндрические и цилиндрические редукторы

Компоновочные возможности коническо-цилиндрических редукторов очень велики.

Двухступенчатые редукторы. На рис. 3.12 показан основной тип такого редуктора – горизонтальный (КЦ); рациональны коническо-цилиндрические редукторы с вертикальным тихоходным валом (КЦ_Т) (рис. 3.13), применяемые для привода мешалок, механизмов поворота и т. п. Такой привод комплектуется обычным двигателем на лапах исполнения М100.

Если повернуть быстроходный вал на 90° вверх, обкатив шестерню по колесу, то получим редуктор типа КЦ_Б (рис. 3.14), удобный для создания на его базе мотор-редуктора МКЦ_Б с фланцевым двигателем М300 вертикального исполнения. Если все валы расположить в вертикальной плоскости, получим мотор-редуктор МКЦ_{ВБ}, для размещения которого требуется наименьшая площадь.

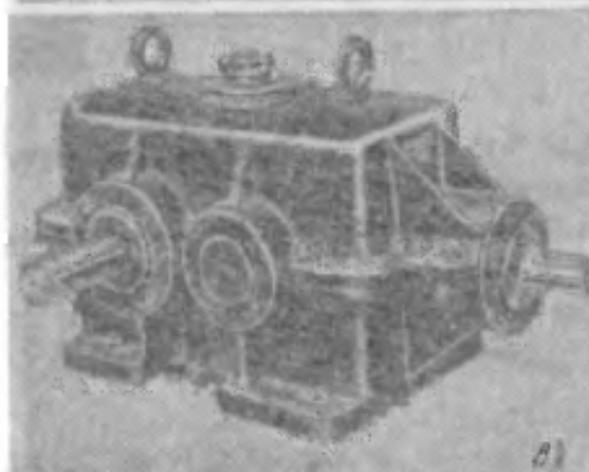
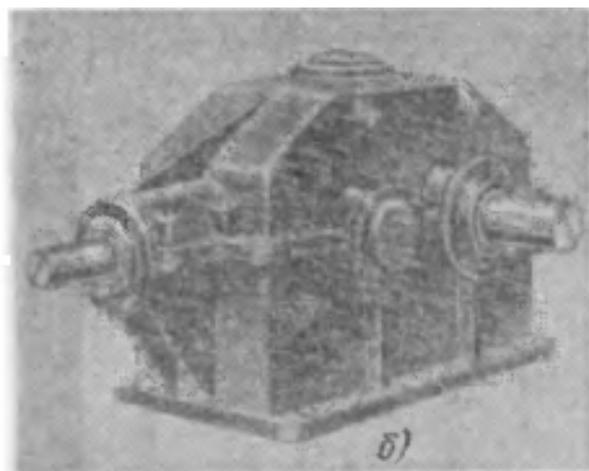
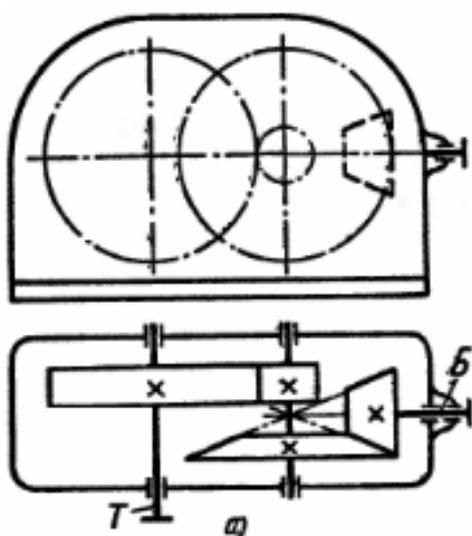


Рис. 3.12. Коническо-цилиндрический двухступенчатый горизонтальный редуктор:

а – кинематическая схема;
б, в – общие виды

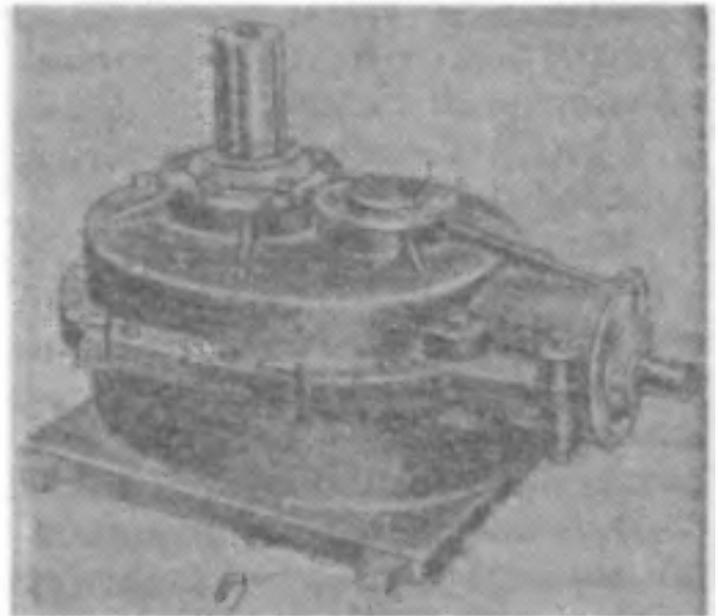
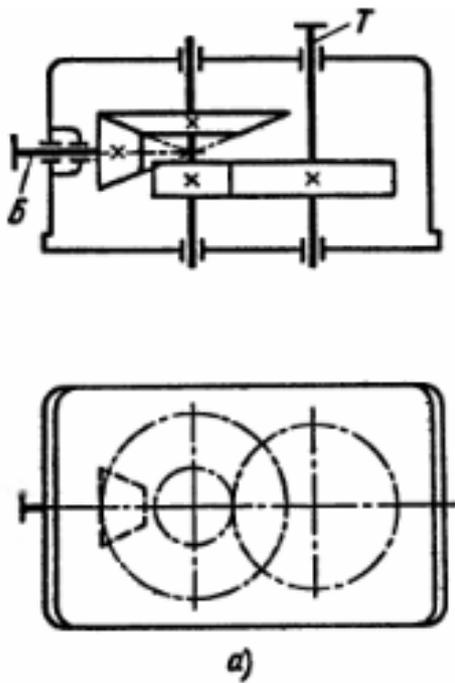
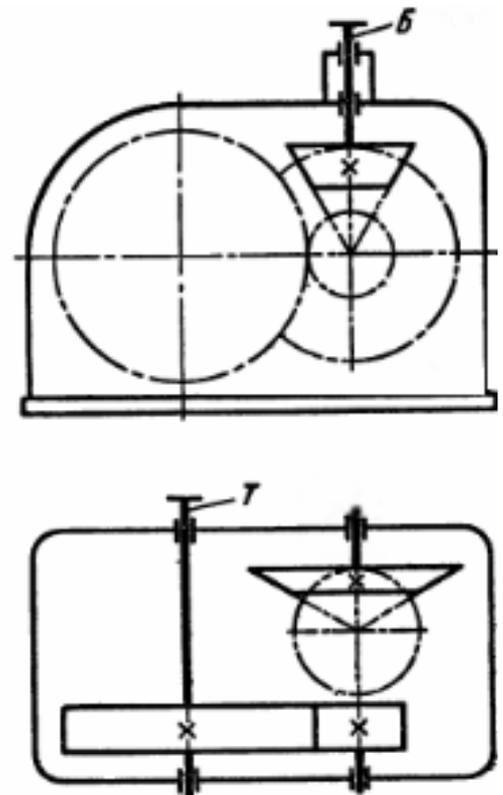


Рис. 3.13. Коническо-цилиндрический двухступенчатый редуктор с вертикальным тихоходным валом:
 а – кинематическая схема; б – общий вид

Рис. 3.14. Коническо-цилиндрический двухступенчатый редуктор с вертикальным быстроходным валом



Трехступенчатые редукторы. Этот редуктор получается из двухступенчатого добавлением еще одной тихоходной ступени, что увеличивает общее передаточное отношение до $i = 25 \div 140$. Параметры передач в трехступенчатых редукторах такие же, как в двухступенчатых.

Число вариантов взаимного расположения передач в трехступенчатом редукторе еще больше, чем в двухступенчатом, но не все из них рациональны. На рис. 3.15 показан основной тип редукторов – горизонтальный (КЦ2). Для иллюстрации

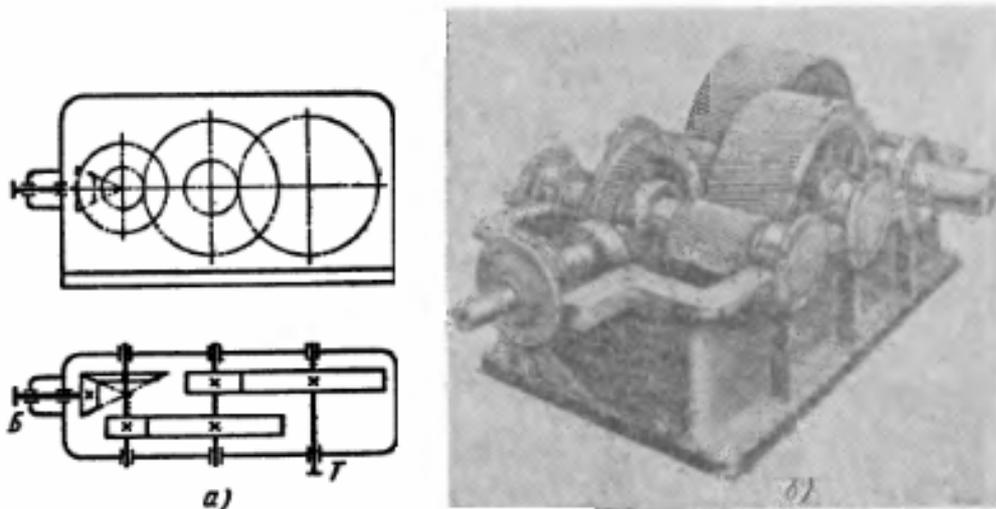


Рис. 3.15. Коническо-цилиндрический трехступенчатый горизонтальный редуктор:

a – кинематическая схема; *б* – редуктор со снятой крышкой

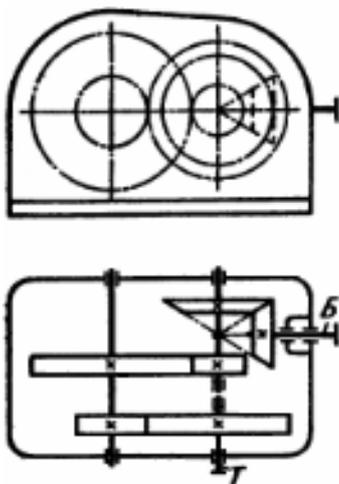


Рис. 3.16. Коническо-цилиндрический трехступенчатый горизонтальный редуктор с соосными цилиндрическими ступенями

компоновочных возможностей этих редукторов на рис. 3.16 приведена схема редуктора КЦ2С.

Иногда встречается необходимость в столь больших передаточных отношениях, что трех ступеней уже не хватает. Таков, например, редуктор

КДВ привода подвесных конвейеров, в котором осуществляется целый набор передаточных отношений от 100 до 5000. Звездочка тяговой цепи по условиям компоновки конвейера располагается горизонтально, для чего тихоходный вал редуктора должен быть вертикален. Редуктор имеет пять ступеней, и его тип обозначается КЦ4_Т.

Червячно-цилиндрические и цилиндрочервячные

Оба типа редуктора имеют ортогональное расположение быстроходного и тихоходного валов и близкие компоновочные схемы.

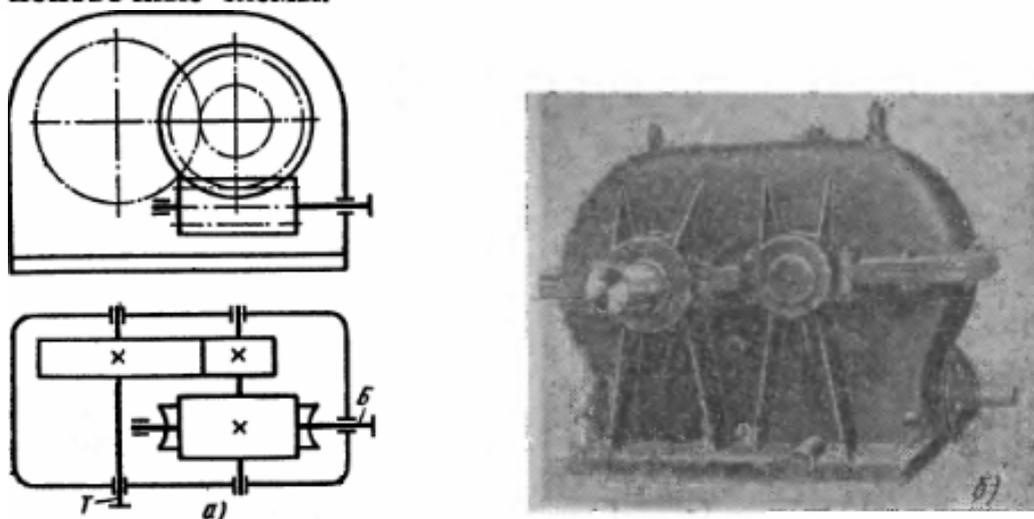


Рис. 3.25. Червячно-цилиндрический двухступенчатый редуктор:
а – схема; б – общий вид

Червячно-цилиндрические редукторы имеют червячную быстроходную ступень с обычными для нее параметрами и одну (ЧЦ) или две (ЧЦ2) цилиндрические ступени с параметрами цилиндрического редуктора развернутой схемы. Эти редукторы имеют большие передаточные отношения и низкий уровень шума. Червяк обычно располагают внизу (рис. 3.25), что вызвано условиями смазывания зацепления, расположением подшипников червяка и условиями сборки.

Цилиндрочервячные редукторы (ЦЧ) выполняют двухступенчатыми. Их передаточные отношения меньше, уровень шума больше, чем у редукторов ЧЦ (рис. 3.26).

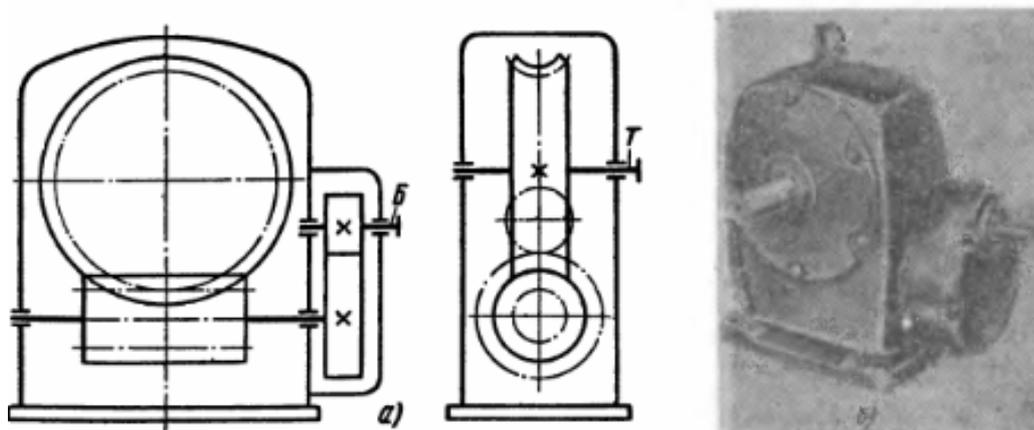


Рис. 3.26. Цилиндрочервячные редукторы:
а – схема; б – общий вид

ВАЛЫ И ОСИ

Классификация валов и осей

Валы передач

а) Гладкие (трансмиссионные и др.)
 б) Ступенчатые
 в) Шлицевые
 г) Валы – шестерни
 д) Валы – полумуфты
 е) Карданно – телескопические
 ж) Гибкие

Валы коренные

а) Валы турбин
 б) Валы электрических двигателей
 в) Шпиндели станков
 г) Коленчатые валы
 д) Эксцентриковые валы

О с и

а) Оси ременных, зубчатых и других передач
 б) Оси подъемно-транспортных машин
 в) Оси транспортных машин

Концы валов

1. Цилиндрические для подшипников скольжения

а) Простые

Рис. 1

б) с буртиком

Рис. 2

2. Цилиндрические для колец подшипников качения и ступиц

а) без крепления

Рис. 3

б) с креплением внутренней резьбой под один или два винта

Рис. 4

в) с наружной резьбой

Рис. 5

3. Конические для колец подшипников качения и ступиц

а) с внутренней резьбой

Рис. 6

б) с наружной резьбой

Рис. 7

Концы валов концевые по ГОСТ 12081-72

Исполнение I – длинные

Исполнение II – короткие

a ₁ номинальный		Исполнение II				a ₂	a ₃	a ₁ номинальный		Исполнение II				a ₂	a ₃
		l ₁	l ₂	l ₁	l ₂					I ряд	II ряд	l ₁	l ₂		
I ряд	II ряд							I ряд	II ряд						
12; 14	—	30	18	—	—	M8x1	m4	83	60; 65	140	105	105	70	M42x3	M20
16	—	40	28	28	18	M10x1,25	m5	71	70; 75	—	—	—	—	M48x3	M26
18	19	—	—	—	—	—	—	80	85	—	—	—	—	M58x4	—
20; 22	24	50	36	36	22	M14x1,25	m6	90	—	170	130	130	90	M64x4	M30
25; 28	—	60	42	42	24	M16x1,5	m8	95	—	—	—	—	—	M72x4	M36
32; 36	30; 35	80	58	58	36	M20x1,5	m10	100	—	—	—	—	—	M80x4	M42
—	38	—	—	—	—	M24x2	m12	110	—	210	165	165	120	M90x4	M48
40	42	110	82	82	54	M36x2	m16	125	—	—	—	—	—	—	—
45; 50; 56	48; 55	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Концы валов цилиндрические по ГОСТ 12080-66

Исполнение I – длинные

Исполнение II – короткие

a		l	
		I ряд	II ряд
16; 18	19	40	28
20; 22	24	50	36
25; 28	—	60	42
32; 36	30	80	58
40; 45	42; 48	110	82
50; 55	52; 56	—	—
60	63; 65	140	105
70	71; 75	—	—
80; 90	85; 95	170	130
100; 110	120	—	—
125	—	210	165
140	130; 150	250	200
160; 180	170	300	240

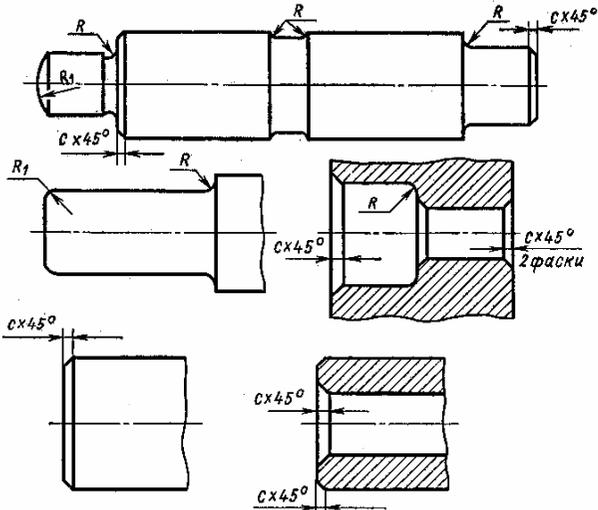
Примечание. ГОСТ 12080-66 предусматривает диапазон диаметров от 0,8 до 320 мм.

Примечания: 1. ГОСТ 12081-72 предусматривает диапазон диаметров от 3 мм до 630 мм.
 2. Первый ряд диаметров является предпочтительным.

Классификация. Элементы валов и осей (концы валов)

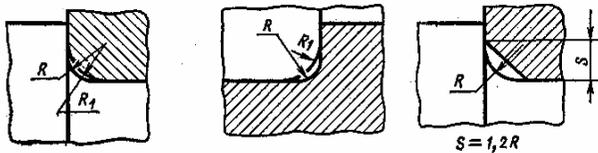
Лист

Радиусы скруглений и фаски по ГОСТ 10948-64



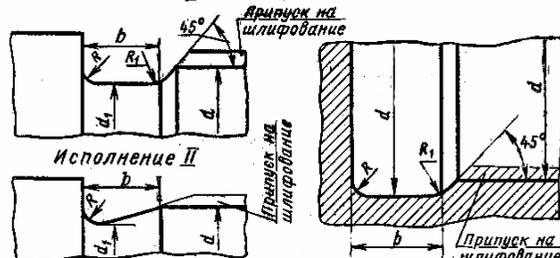
Рав	1	0,10	—	—	—	—	0,40	—	0,60	—	1,0	—
2	0,10	—	—	0,20	—	0,30	0,40	0,50	0,60	0,80	1,0	1,2
1	1,6	—	2,5	—	4,0	—	6,0	—	10	—	16	—
2	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10	12	16	20
1	25	—	40	—	60	—	100	—	160	—	250	—
2	25	32	40	50	60	80	100	125	160	200	250	—

Радиусы скруглений сопряженных валов и втулок

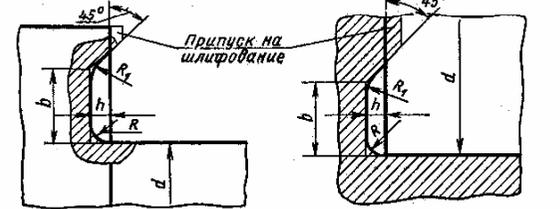


Диаметр вала d	10-18	20-28	30-36	48-68	70-100	105-150	155-200	210-250
Радиус скругления R	0,5	1,5	2	2,5	3	4	5	6
R1	1	2	2,5	3	4	5	6	8

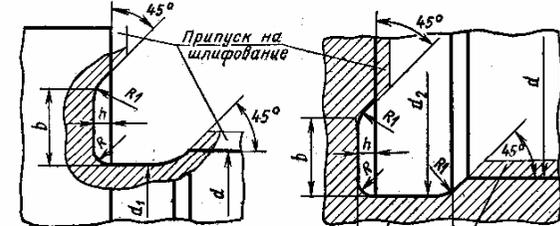
Канавки для выхода шлифовального круга
Исполнение I по ГОСТ 8820-69



1. Шлифование по цилиндру



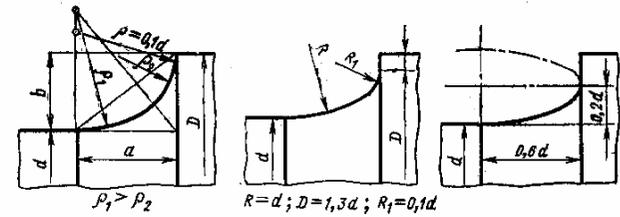
2. Шлифование по торцу



3. Шлифование по цилиндру и торцу

d (ориентировочно)	b	Наружное шлифование	Внутреннее шлифование	h	R	R1
		d1	d2			
До 10	1	d-0,3	d+0,3	0,2	0,3	0,2
	1,6	—	—			
св 10 до 50	2	d-0,5	d+0,5	0,3	1	0,5
	3	—	—			
св 50 до 100	5	—	—	0,5	1,6	1
	8	—	—			
	10	—	—			

Галтели эллиптические



x/a	0	0,005	0,01	0,02	0,04	0,08	0,15	0,30	0,50	1,00
y/a изгиб "Б"	0,232	0,183	0,163	0,138	0,110	0,078	0,049	0,021	0,008	0
y/a скругление "А"	0,203	0,157	0,139	0,119	0,100	0,077	0,052	0,018	0,007	0

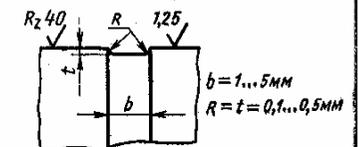
Галтели с поднутрением торца



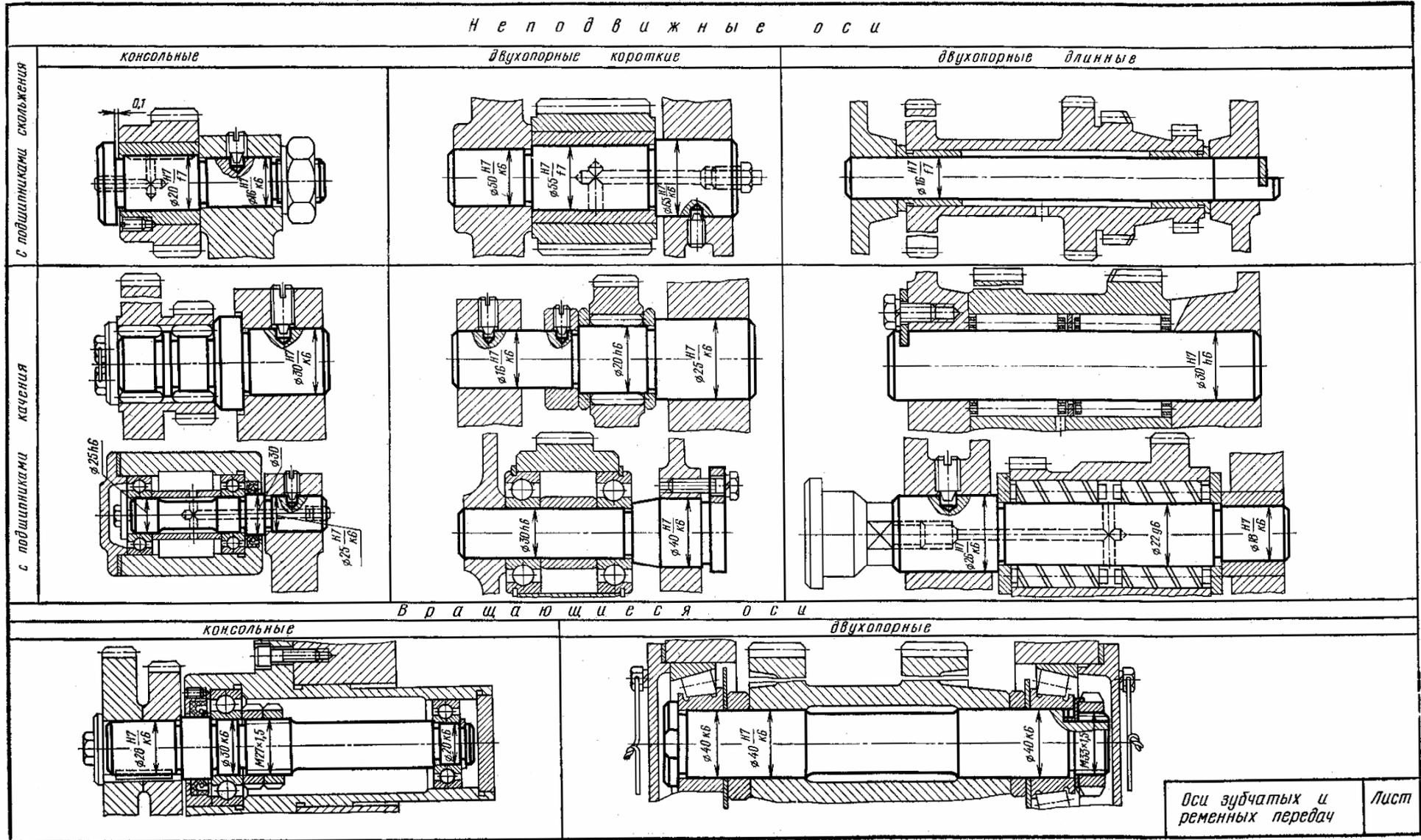
Переходной участок с разгрузкой канавки

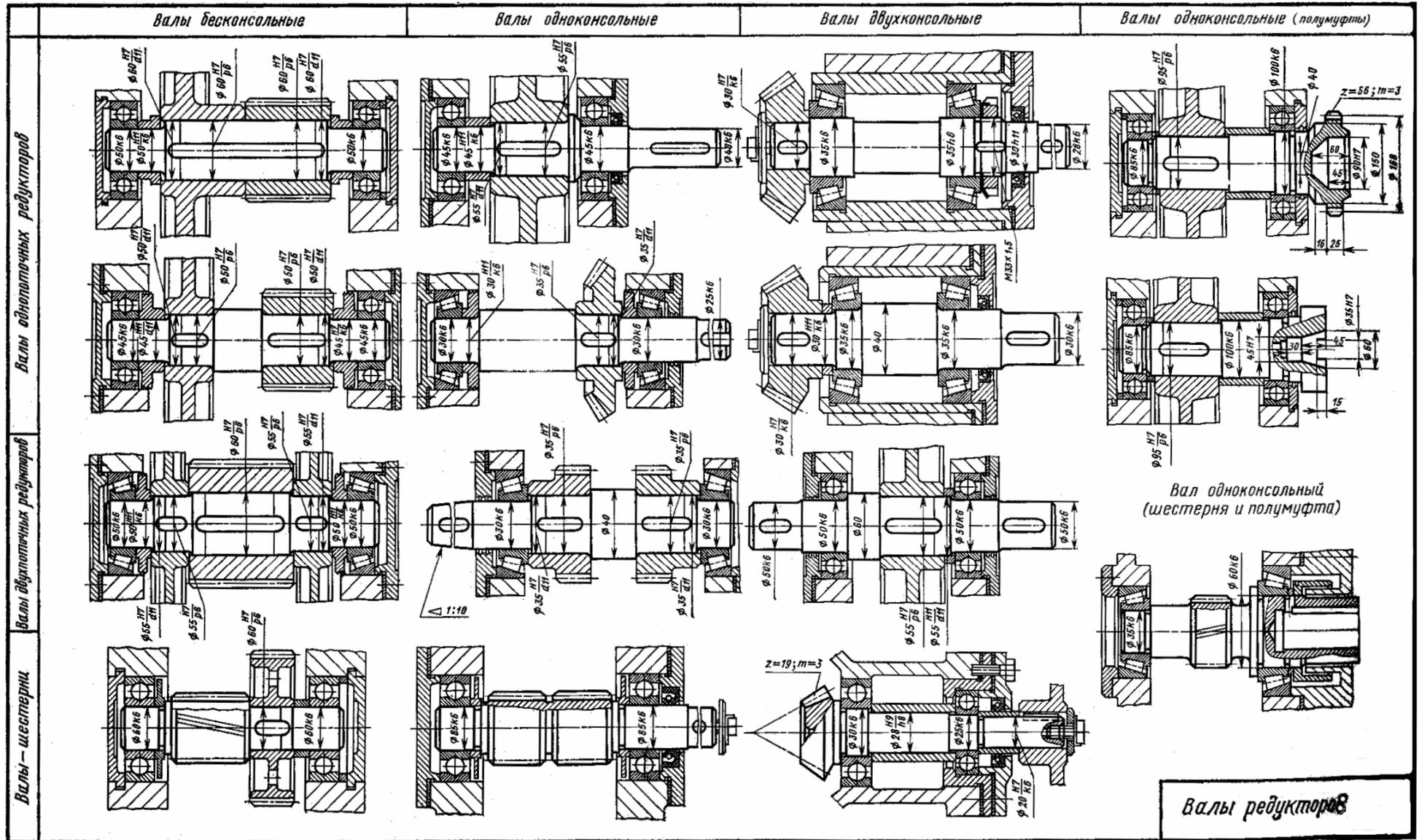


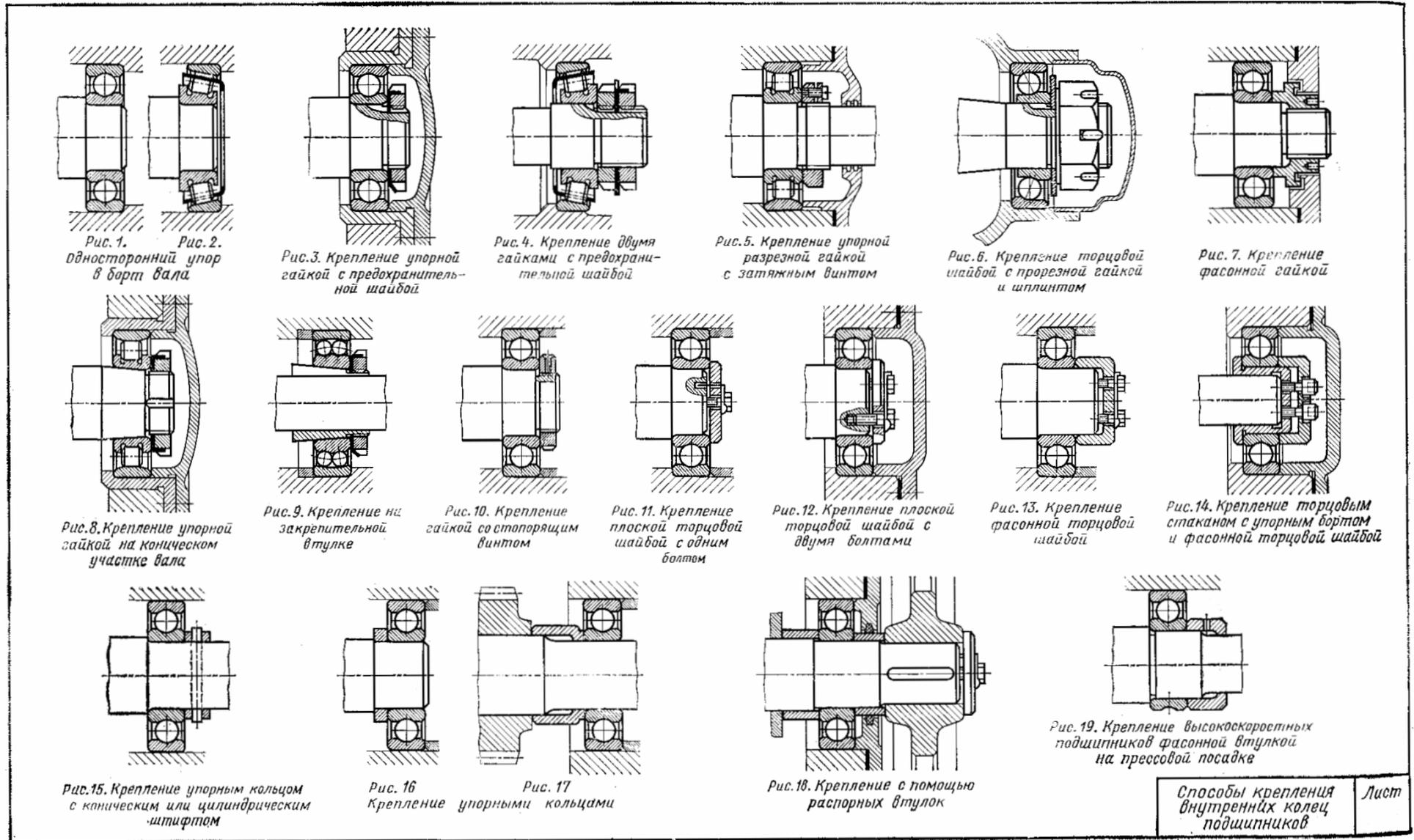
Канавки, отделяющие посадочную поверхность от непосадочной

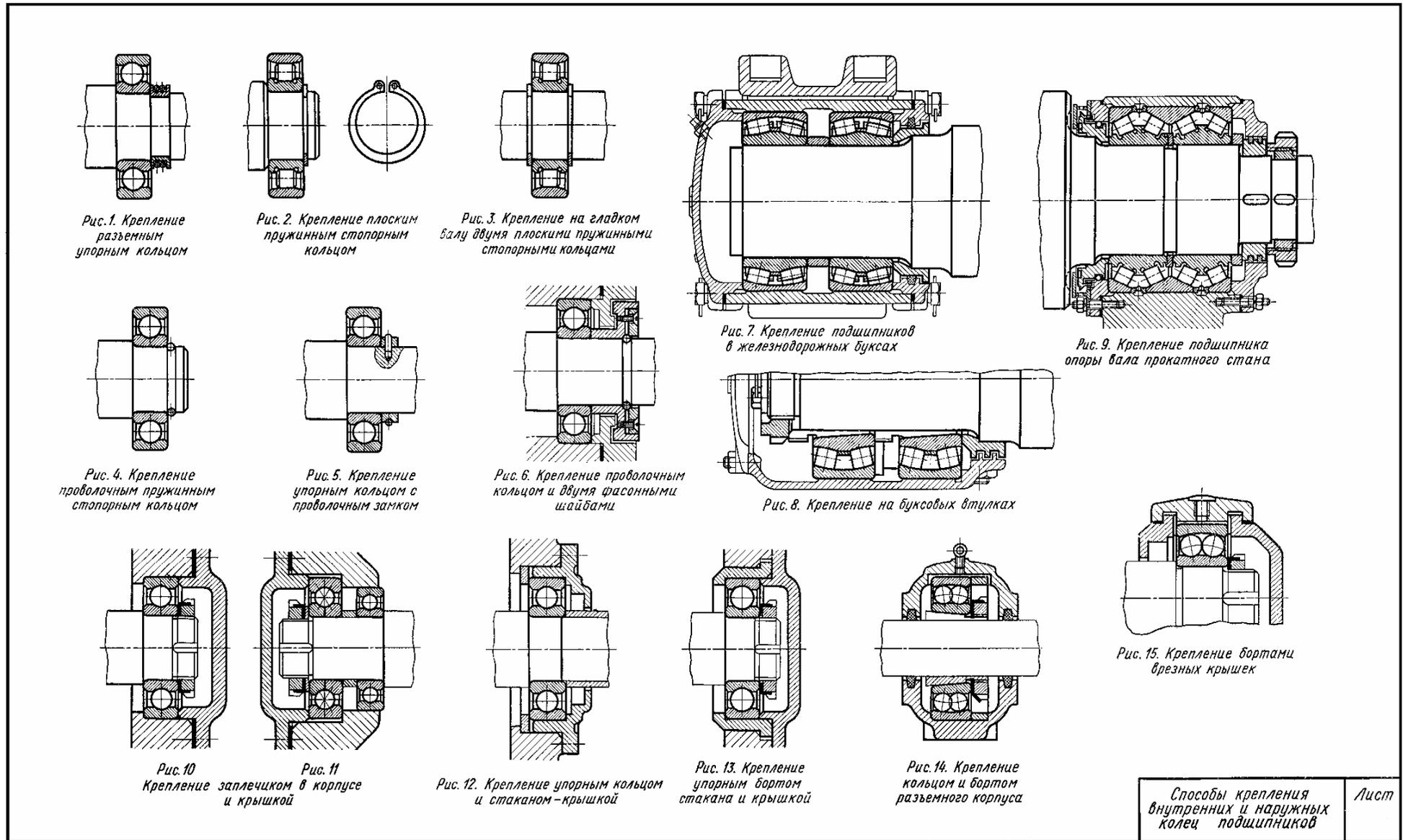


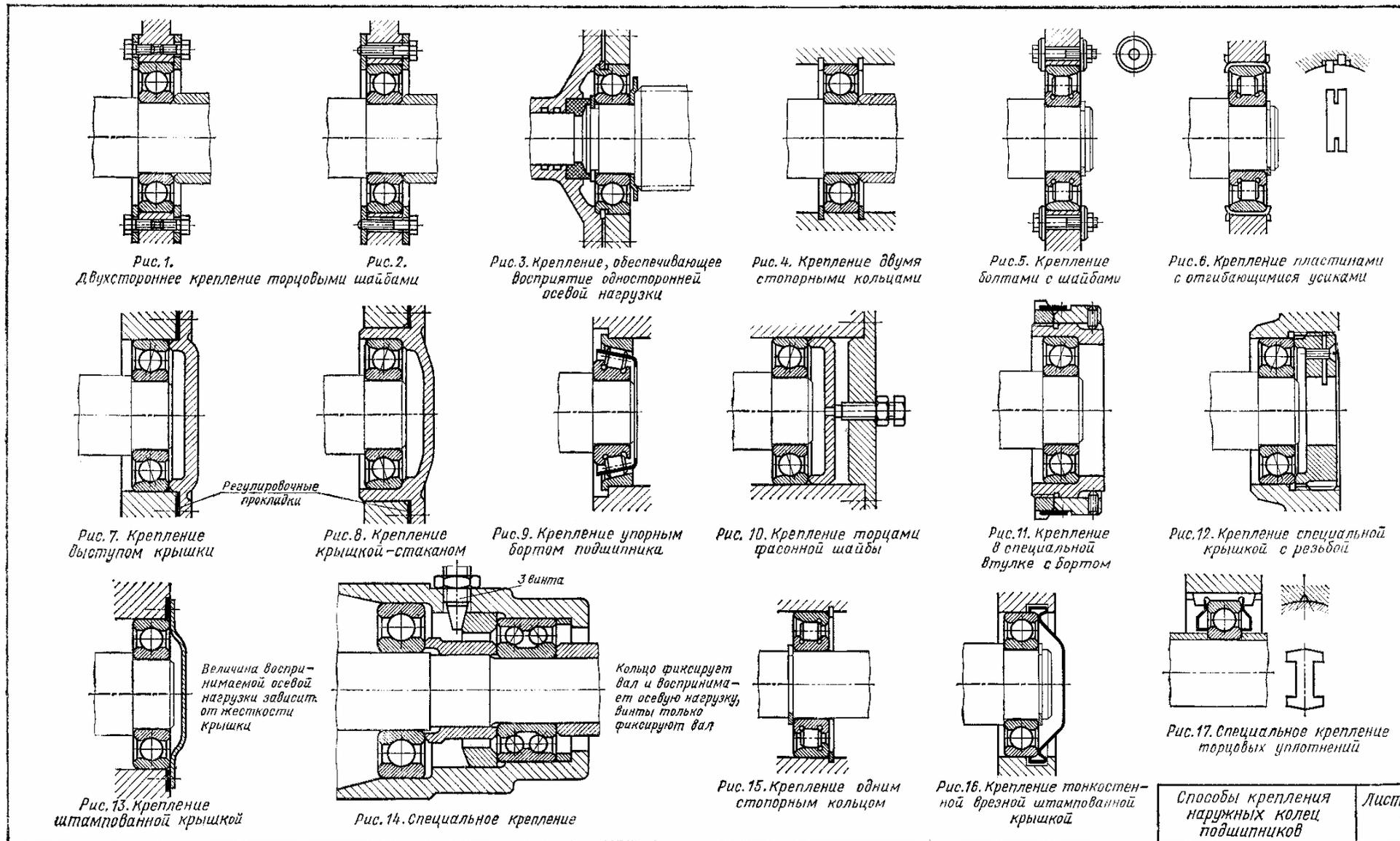
Элементы осей и валов (переходные участки) Лист











I. Опоры качения осевого положения вала не фиксируют, осевые нагрузки не воспринимают

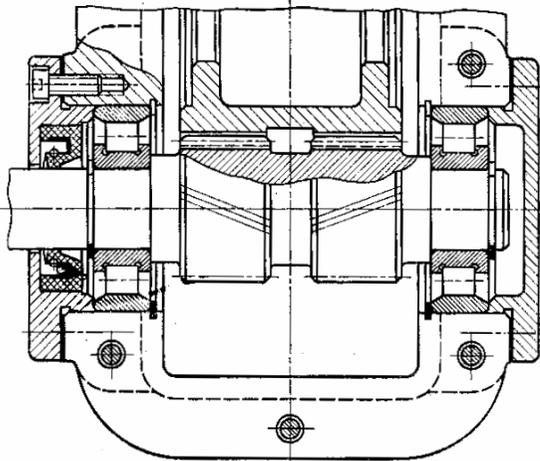


Рис. 1. Ведущий вал редуктора с шевронными колесами

II. Опоры фиксируют осевое положение вала, осевые нагрузки, за исключением случайных весьма небольших, не воспринимают

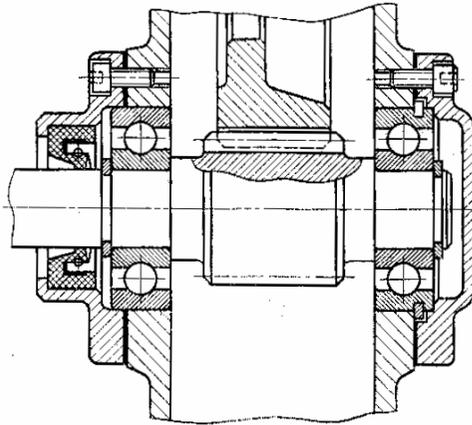


Рис. 3. Вал цилиндрической прямозубой шестерни редуктора

III. Опоры фиксируют осевое положение вала и воспринимают ограниченные осевые нагрузки

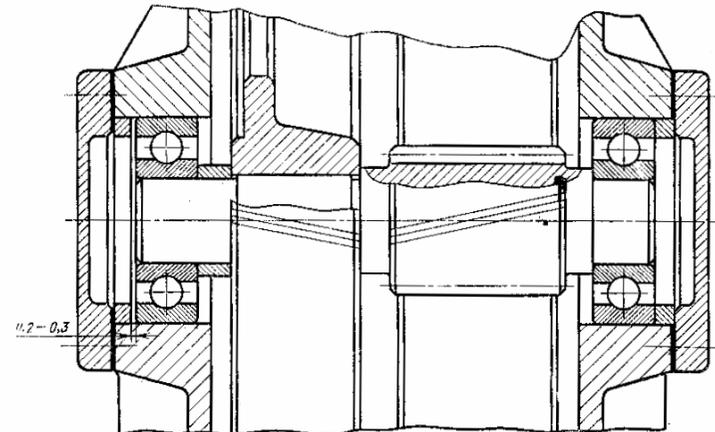


Рис. 5. Промежуточный вал двухступенчатого редуктора с цилиндрическими косозубыми колесами каждая из опор фиксирует вал и воспринимает осевую нагрузку в одном направлении

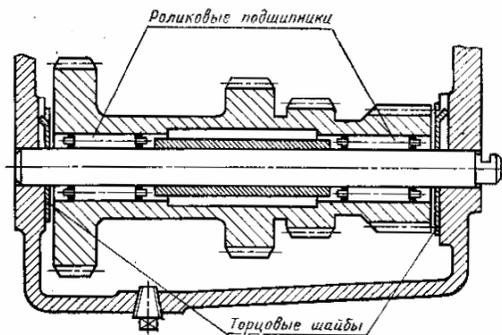


Рис. 2. Промежуточный вал-блок шестерен коробки передач автомобиля

Опоры качения воспринимают только радиальные нагрузки. Фиксация вала и восприятие незначительных осевых нагрузок обеспечивается: а) зубьями шевронного колеса; б) торцовыми шайбами

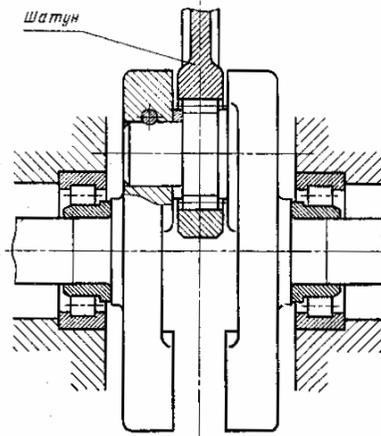


Рис. 4. Опоры коленчатого вала мотоцикла

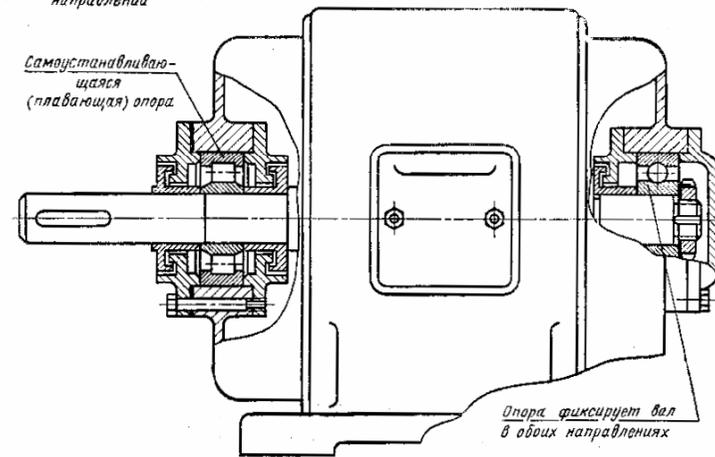


Рис. 6. Опоры вала электродвигателя

Примеры конструкций опор валов с радиальными подшипниками

Лист

IV. Опоры точно фиксируют осевое положение вала и воспринимают значительные осевые нагрузки любого направления

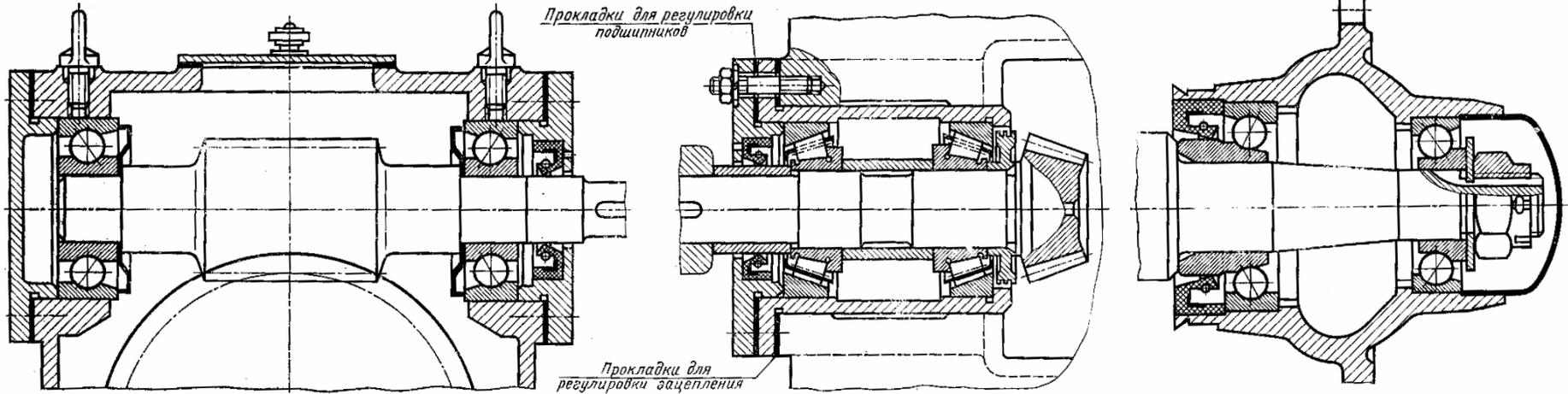


Рис.1. Вал червяка (расстояние между опорами $\leq 200 \div 250$ мм)

Рис.2. Вал конической шестерни

Рис.3. Ось переднего колеса автомобиля

Регулировка подшипников — смещением наружных колец
Каждая из опор ограничивает осевое перемещение вала и воспринимает осевую нагрузку одного направления

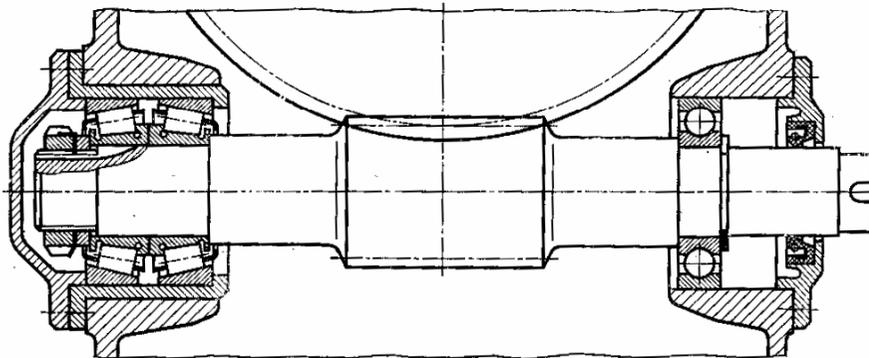


Рис.4. Вал червяка с одним радиальным и двумя радиально-упорными или коническими подшипниками

Регулировка подшипников — смещением наружных колец радиально-упорных подшипников
одна из опор — фиксирующая — воспринимает осевые нагрузки любого направления,
вторая опора — плавающая — обеспечивает компенсацию температурных деформаций вала

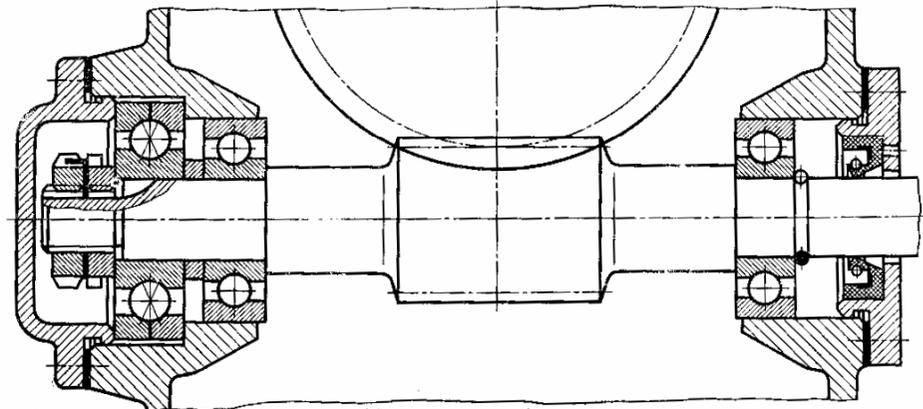


Рис.5. Вал червяка с двумя радиальными подшипниками и одним радиально-упорным с двойным наружным кольцом

Регулировка подшипников не требуется

Примеры конструкций опор валов с радиально-упорными подшипниками

Лист

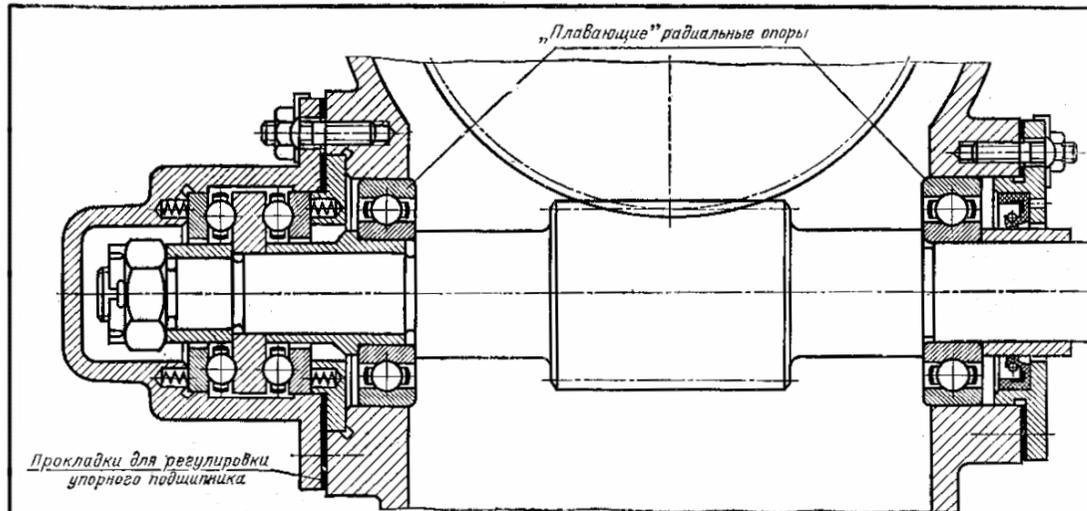


Рис.6. Вал червяка с двумя радиальными и двойным упорным подшипником
Упорный подшипник воспринимает только осевые, радиальные – только радиальные нагрузки

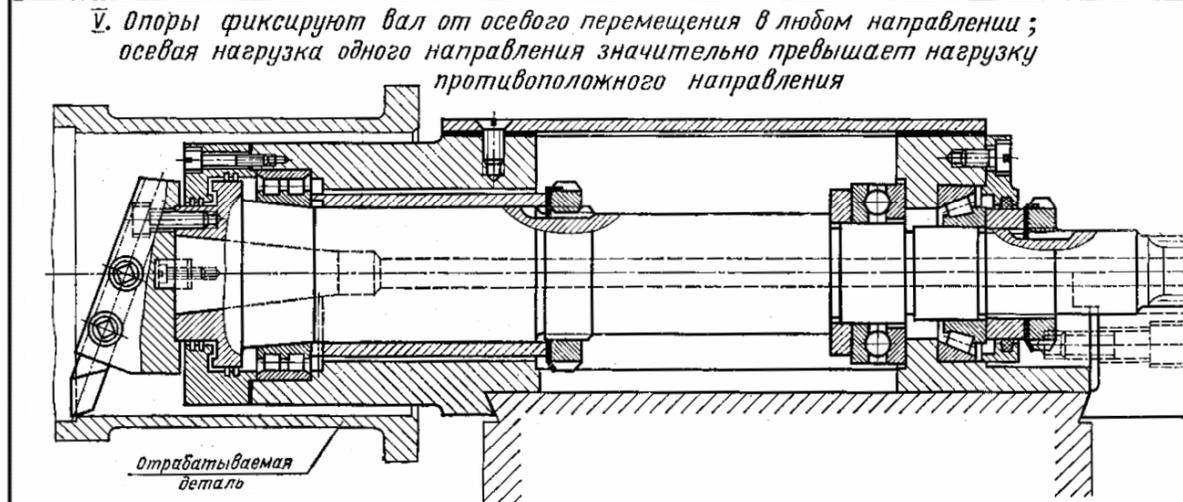
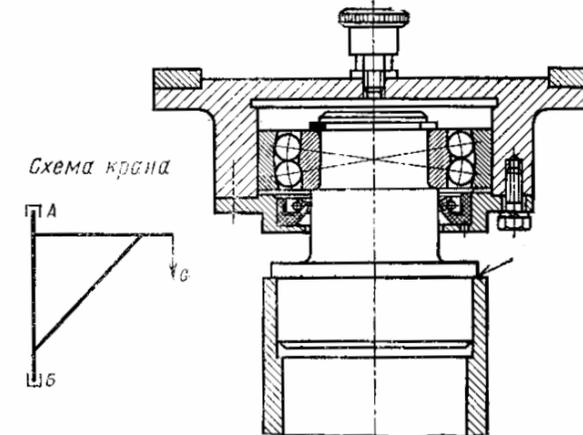


Рис.1. Алмазно-расточная шпиндельная головка

VI. Опоры фиксируют ось и воспринимают осевые нагрузки только в одном направлении

А. Верхняя опора колонны



Б. Нижняя опора колонны

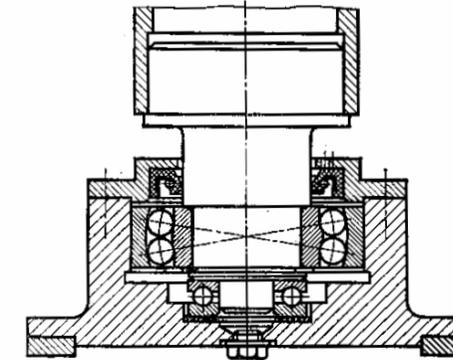
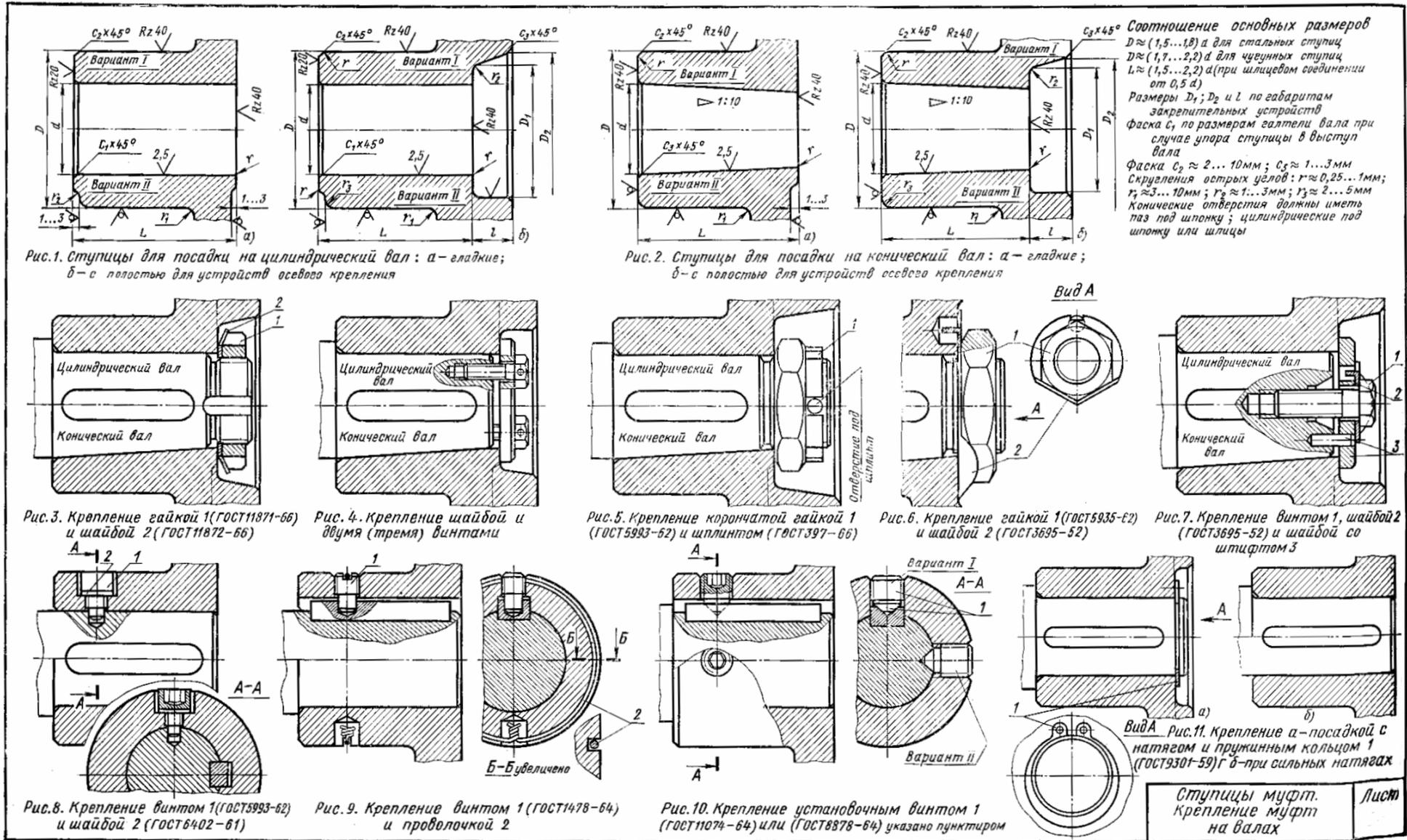
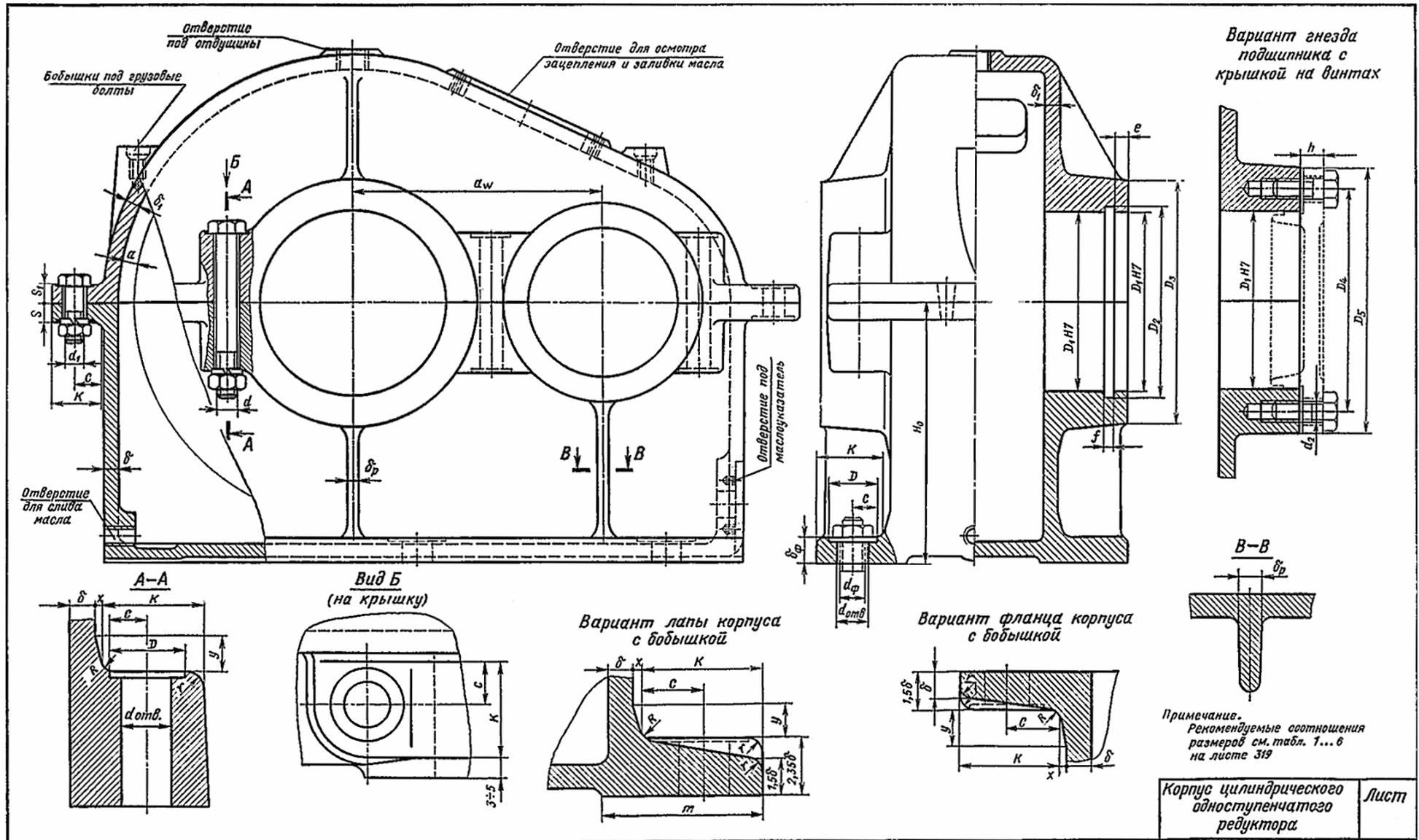


Рис.2. Опоры крана с поворотной колонной

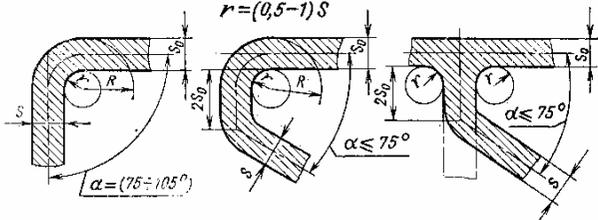
Примеры конструкций опор валов с упорными подшипниками	Лист
--	------





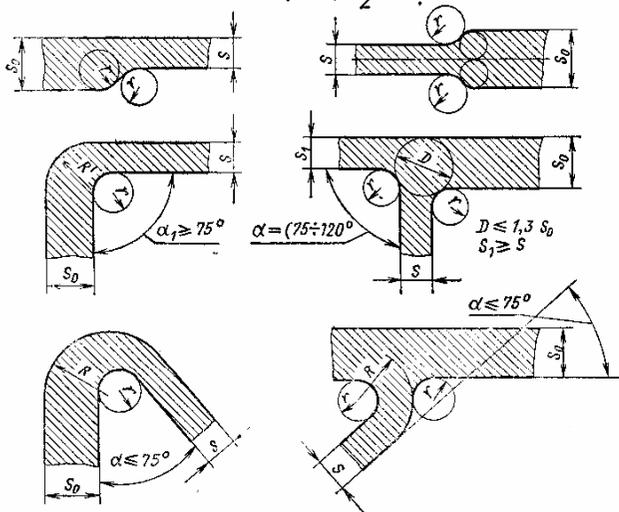
Угловые и тавровые сопряжения стенок одинаковой толщины $S = S_0$

$$r = (0,5-1)S$$



Переходные участки, угловые и тавровые сопряжения стенок разной толщины при $S_0 : S \leq 1,8$

$$r = (0,5-1) \frac{S_0 + S}{2}$$



Наименьшие размеры литых отверстий

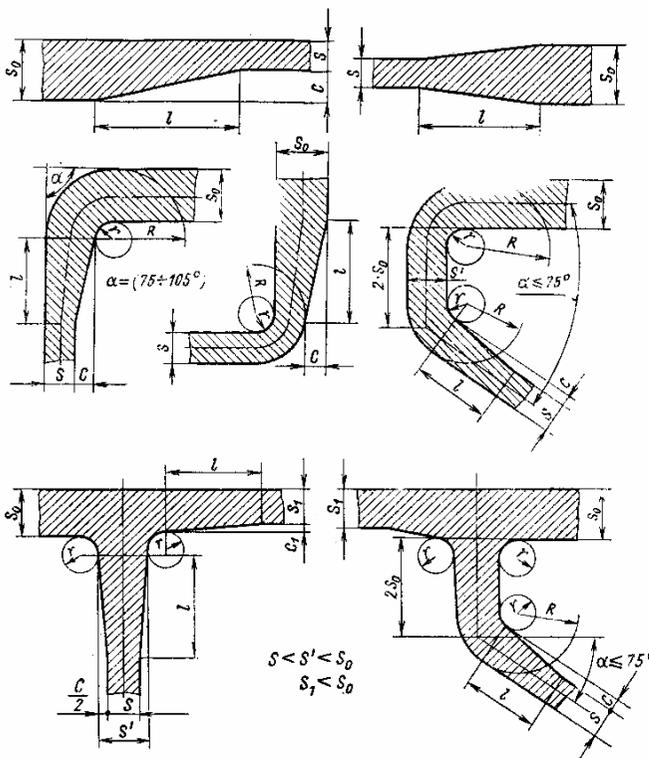


S (мм)	6-10	12-18	20-30	32-38	40-50
d (мм)	S	0,75S	0,5S	0,4S	0,35S

Для крупных отливок $d \geq 50$ мм при условии $d \leq 5S$

Переходные участки, угловые и тавровые сопряжения стенок разной толщины при $S_0 : S > 1,8$

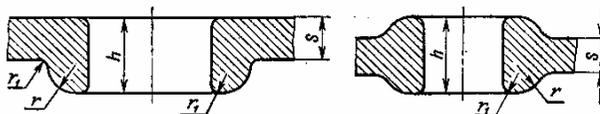
$$r = (0,5-1) \frac{S_0 + S}{2}$$



$$S < S' < S_0$$

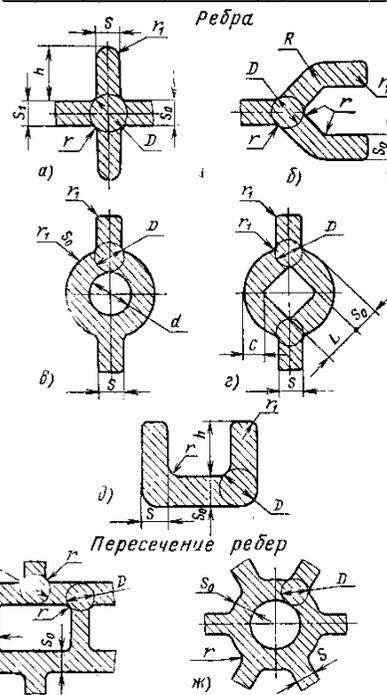
$$S_1 < S_0$$

Отбортовка литых отверстий и окон
Рекомендуется: $r = 0,75S$; $r_1 = 0,25S$; $h = (1,5-2)S$



Соотношение размеров переходов и сопряжений для чугунных отливок: $C/l \leq 0,25$; $l \geq 4C$
для стальных отливок: $C/l \leq 0,2$; $l \geq 5C$

$S_0 : S$	$< 1,25$	$1,25-1,8$	$1,8-2,5$	$> 2,5$
C	0	$S_0 - S$	$0,8(S_0 - S)$	$0,7(S_0 - S)$
R	$S + r$			



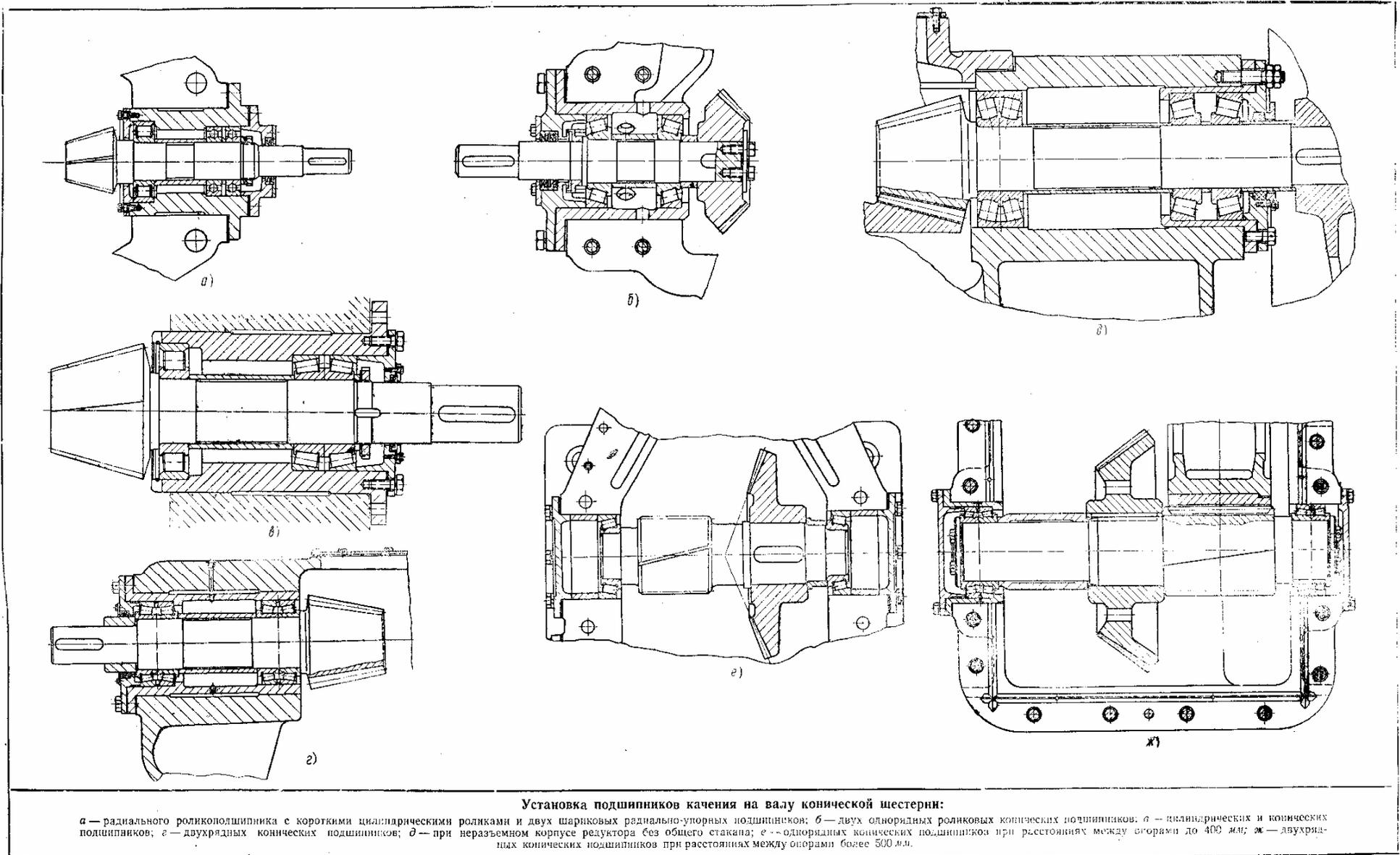
Рекомендуемые соотношения размеров

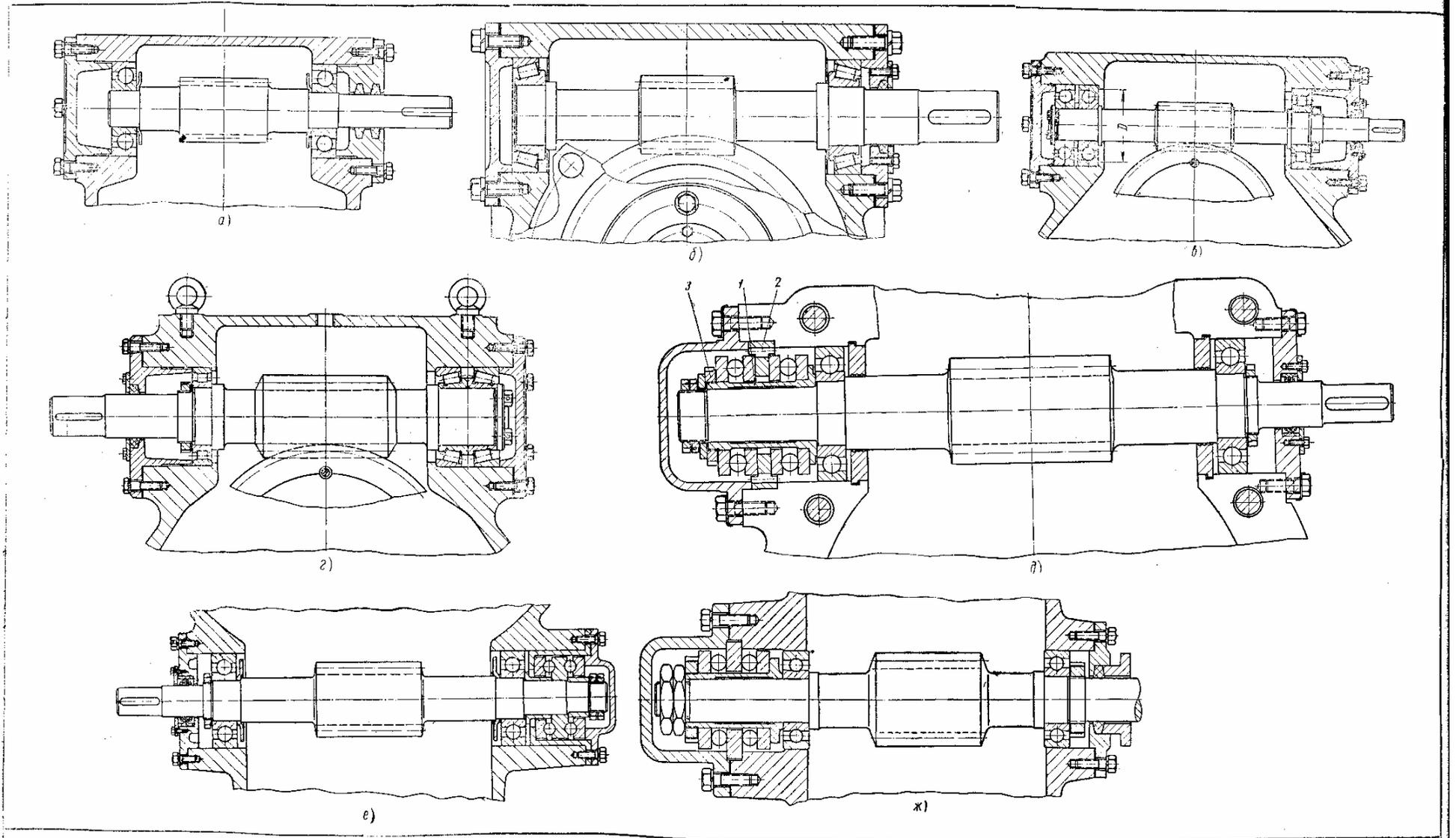
Рис.	h	S	S1	C	R	r	r1	D
a	≤ 5	0,5	0,6	—	0,3	0,25	1,25	—
b	—	—	—	1,5	0,5	0,25	1,25	—
b	—	0,8	—	—	0,5	0,25	1,25	—
e	—	1,0	—	0,5	—	0,25	0,25	1,25
d	≤ 5	0,8	—	—	0,3	0,25	1,25	—
g	—	0,8	—	—	0,3	—	1,25	—
ж	—	0,8	—	—	0,3	—	1,25	—

Примечание. Размеры указаны в долях S_0

Сопряжения стенок литых деталей

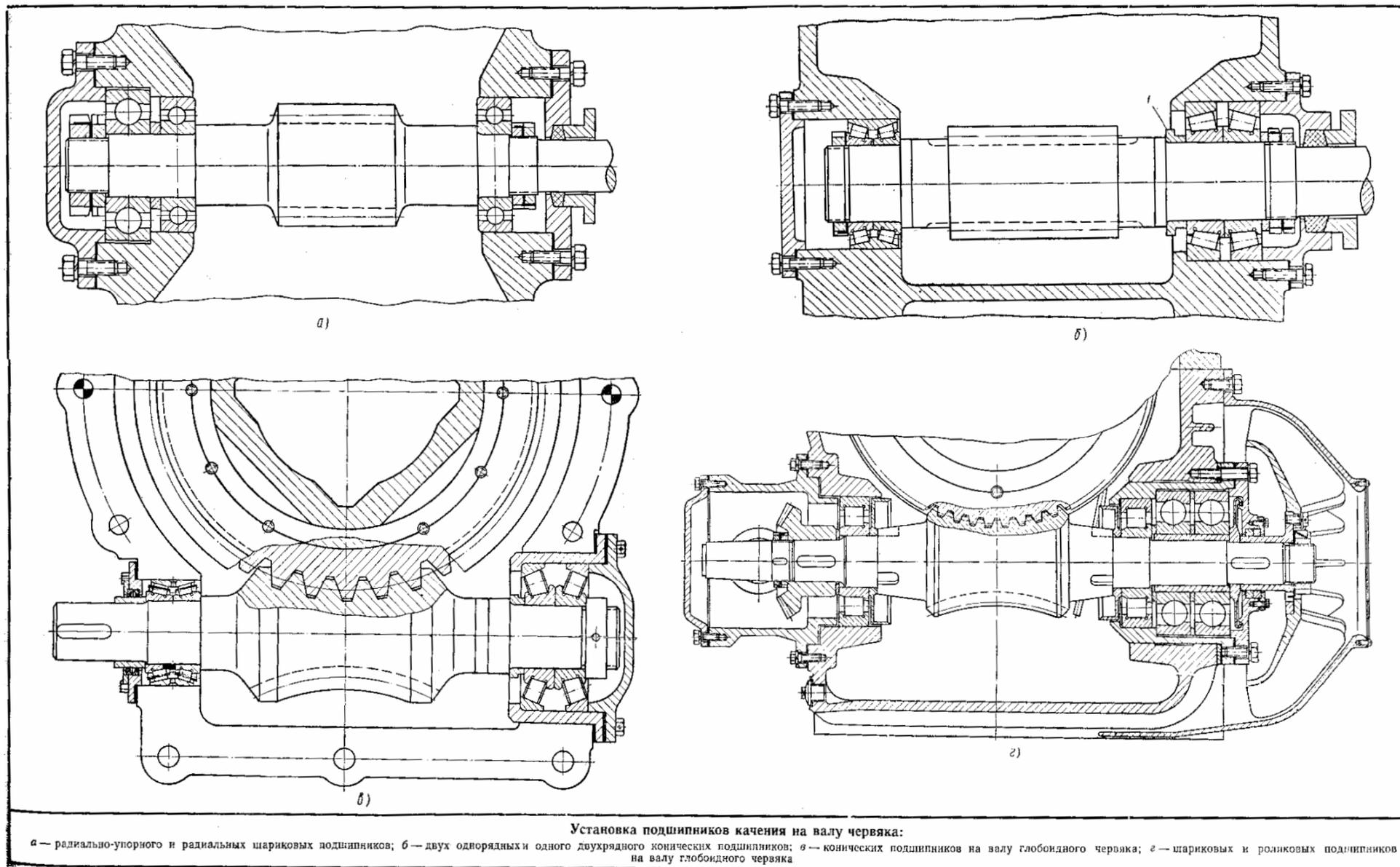
Лист

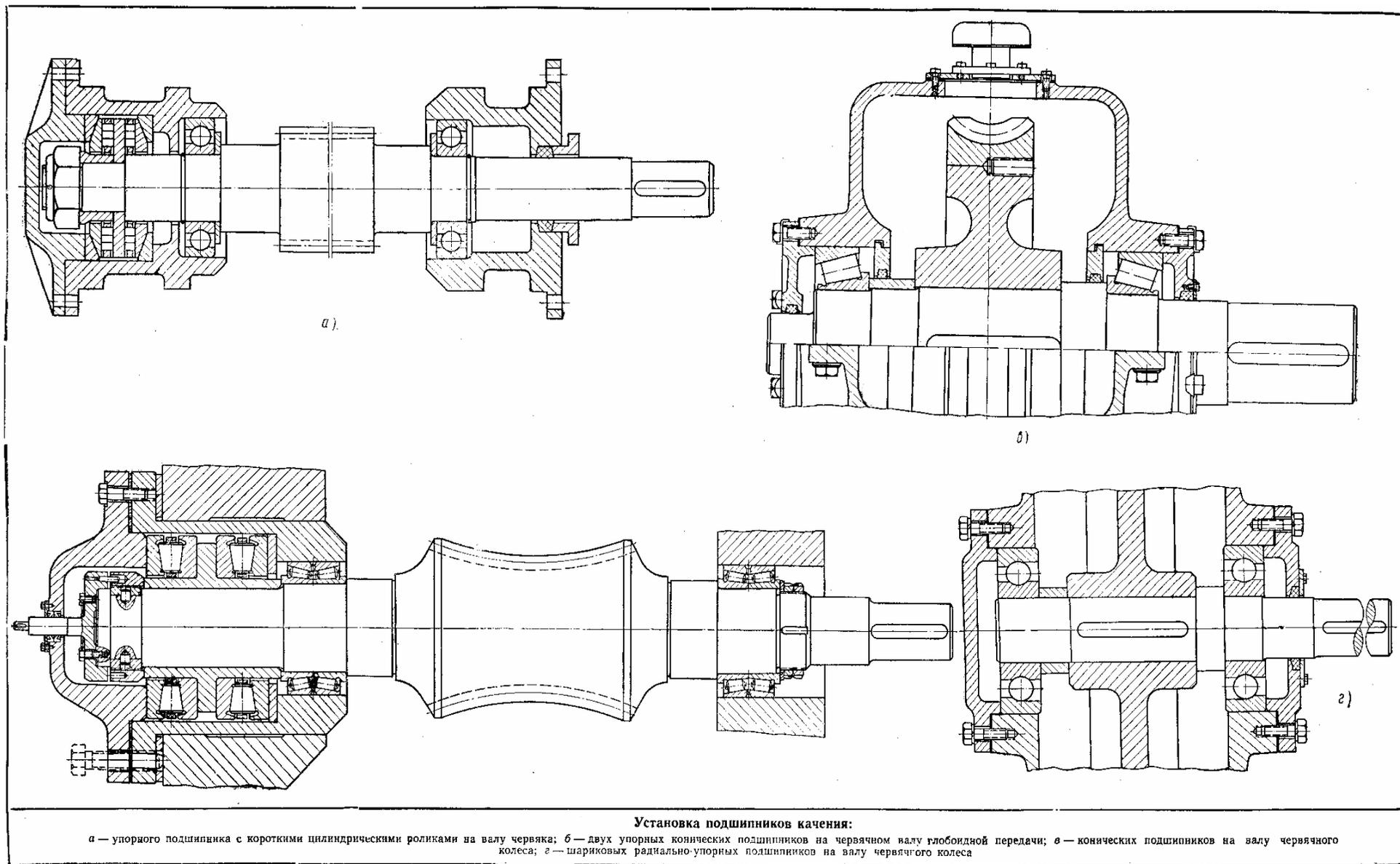


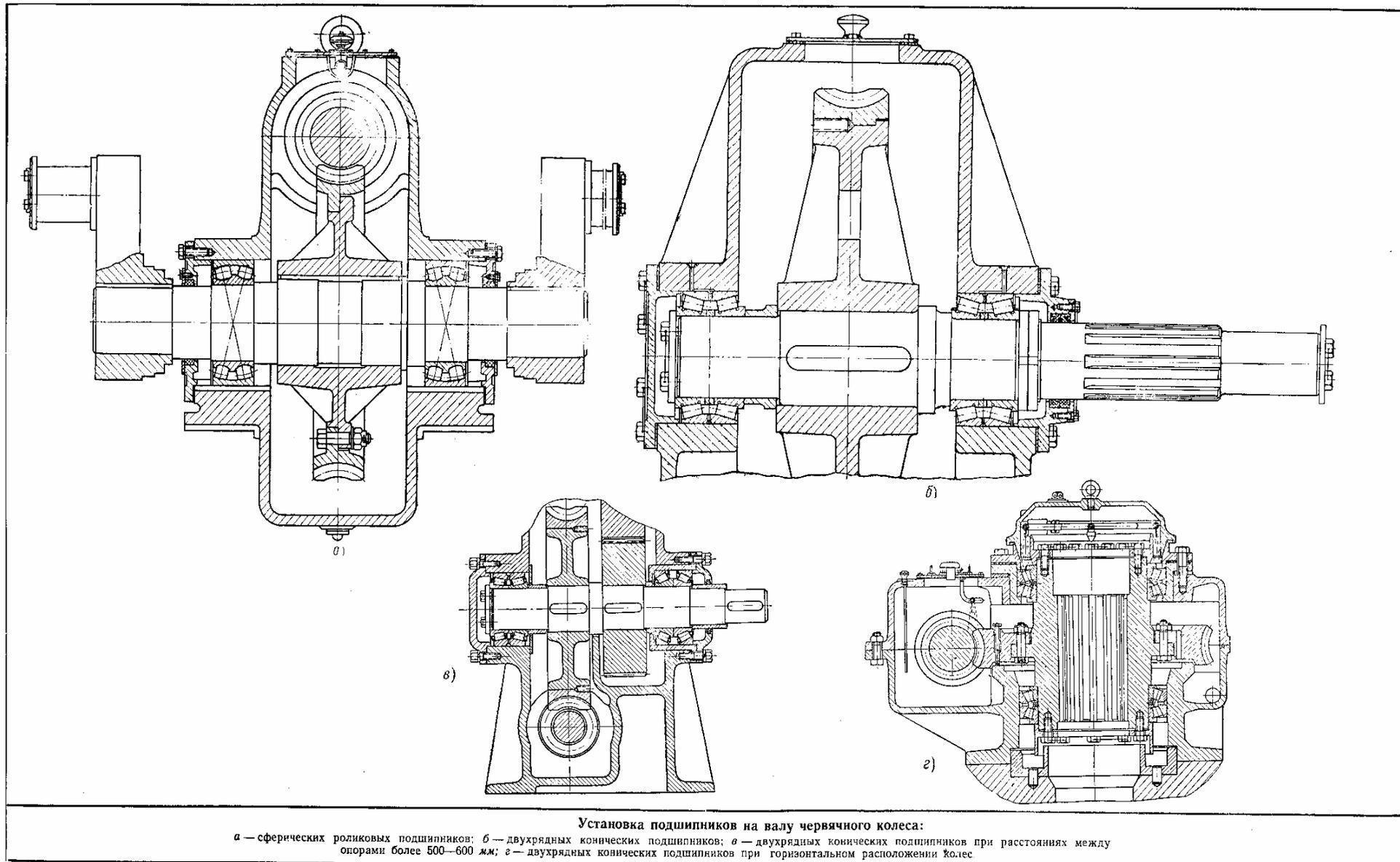


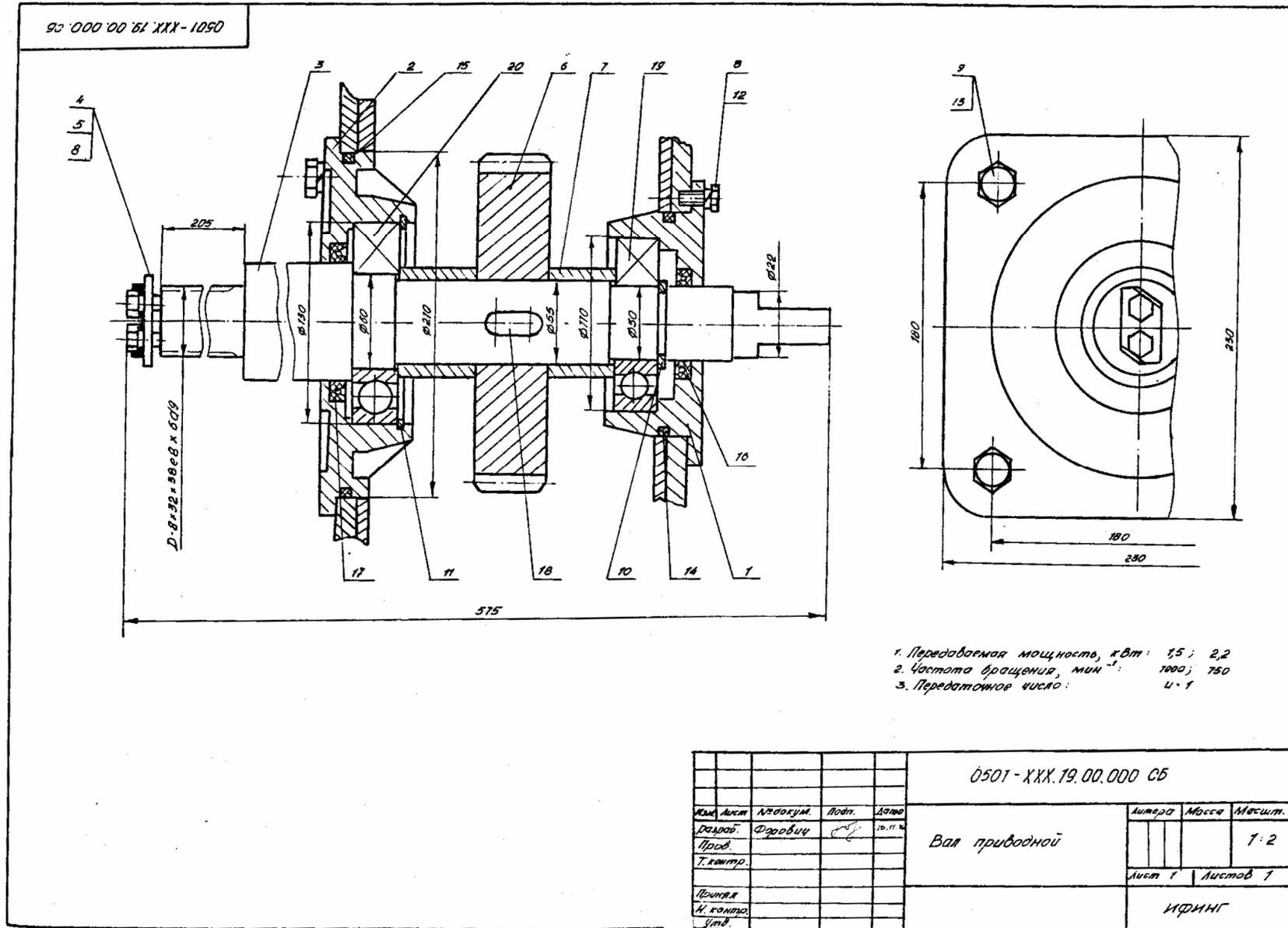
Установка подшипников качения на валу червяка:

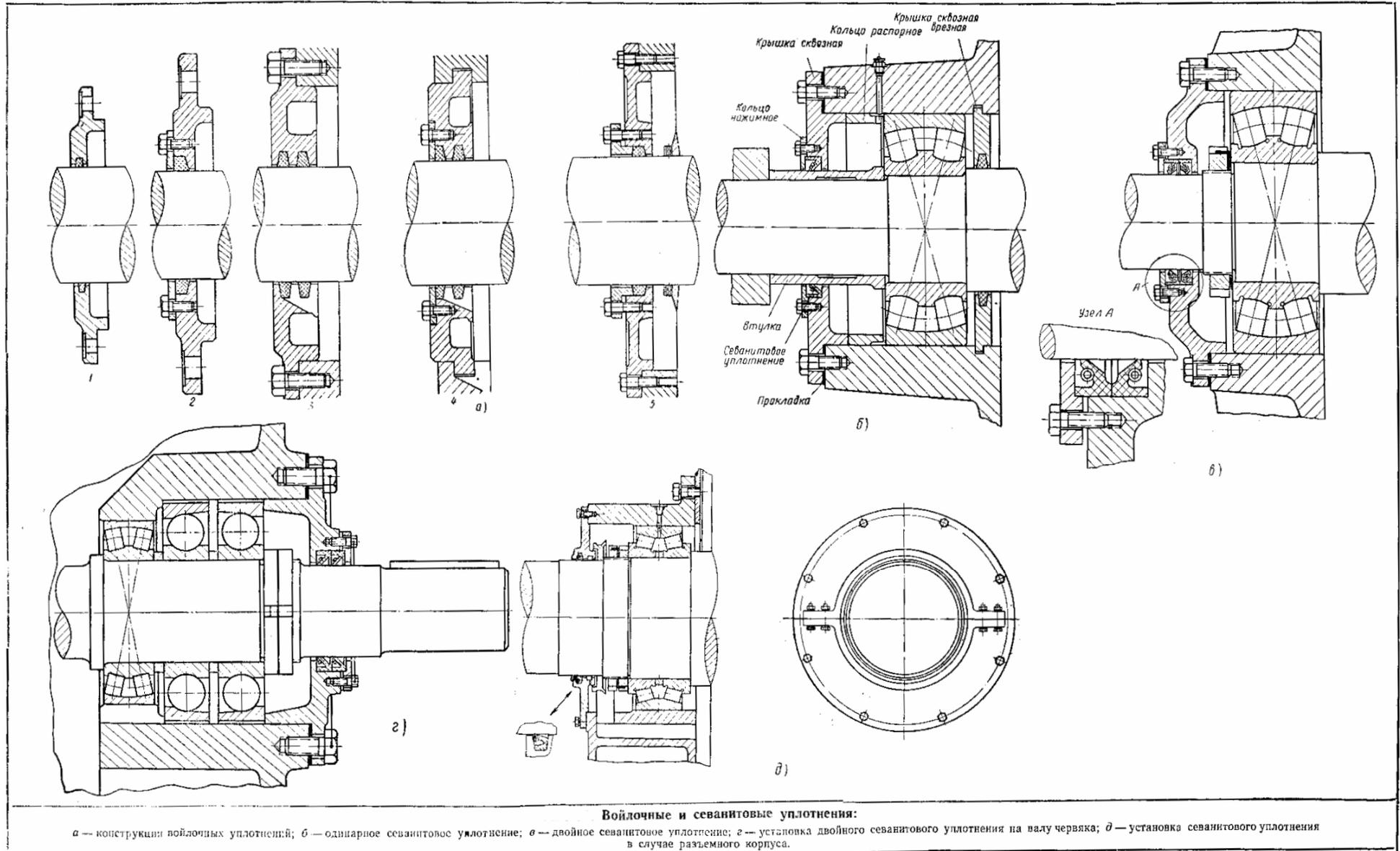
а — радиально-упорных шариковых подшипников; б — конических подшипников; в — двух шариковых радиально-упорных и роликового подшипника; г — двух конических и одного роликового подшипника; д — двух шариковых упорных и двух шариковых радиальных подшипников; е — двухрядного упорного шарикового и двух шариковых радиальных подшипников; ж — двух радиальных и одного упорного двухрядного шарикового подшипников.





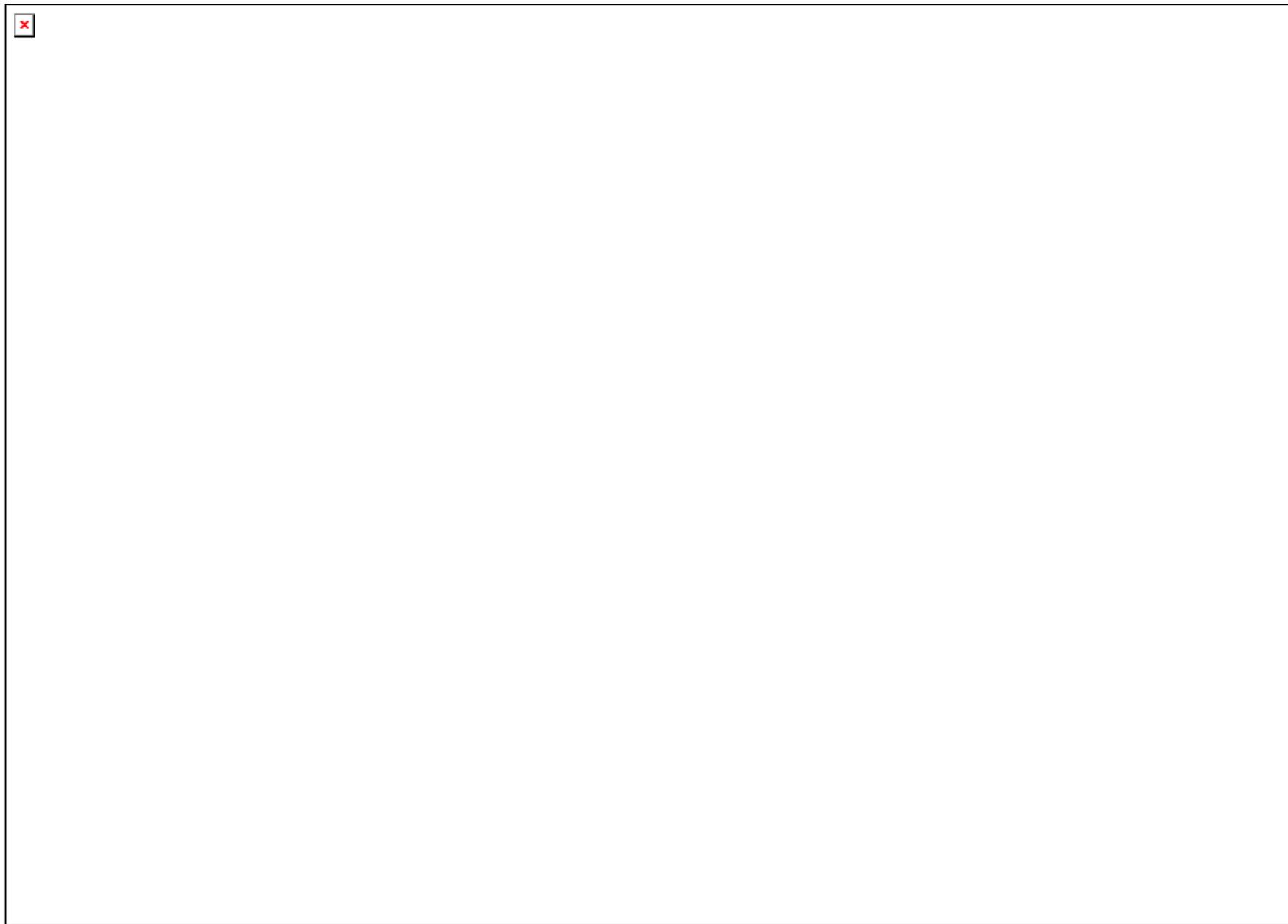






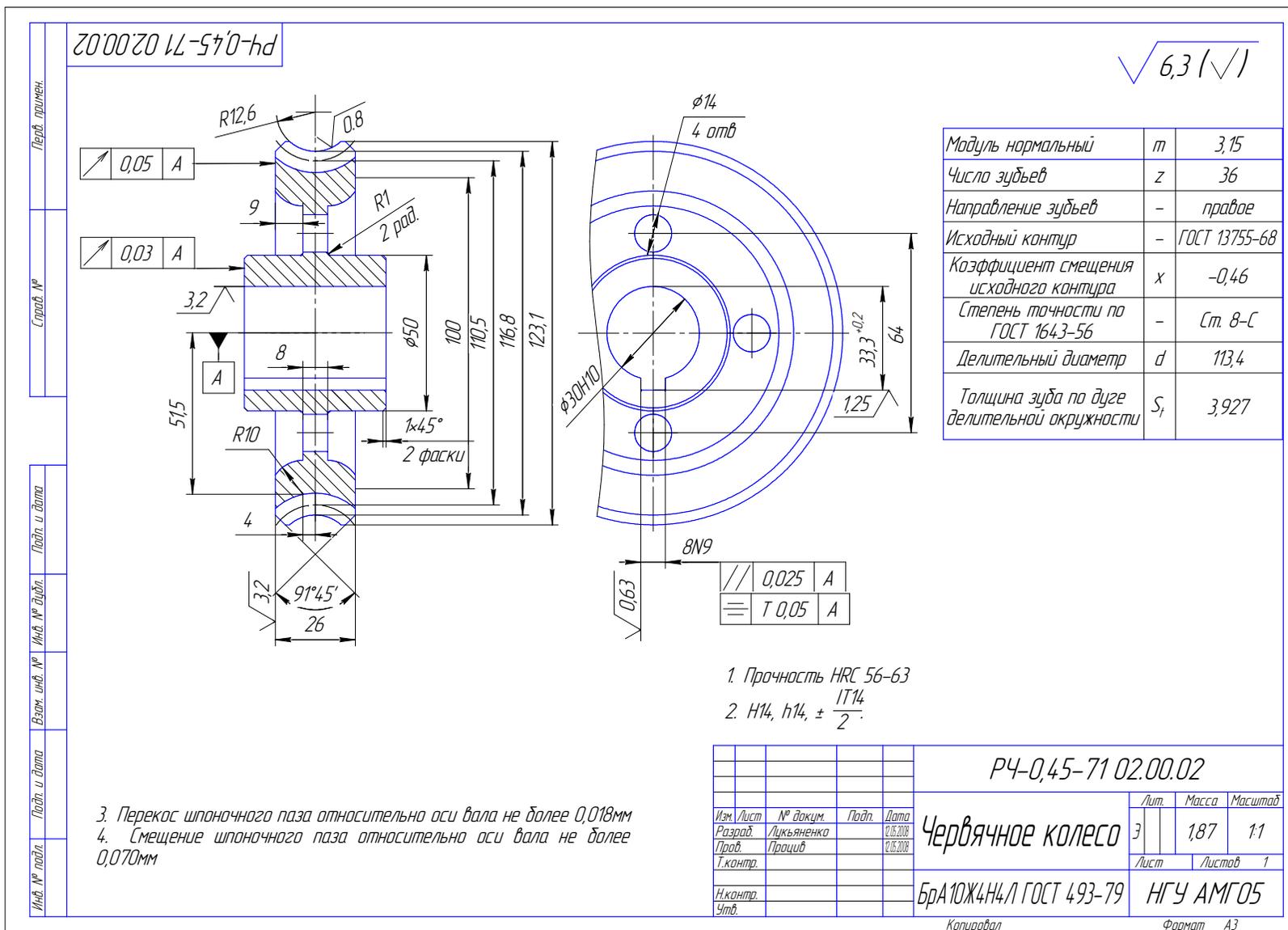
Приложение Б. Пример оформления сборочного чертежа

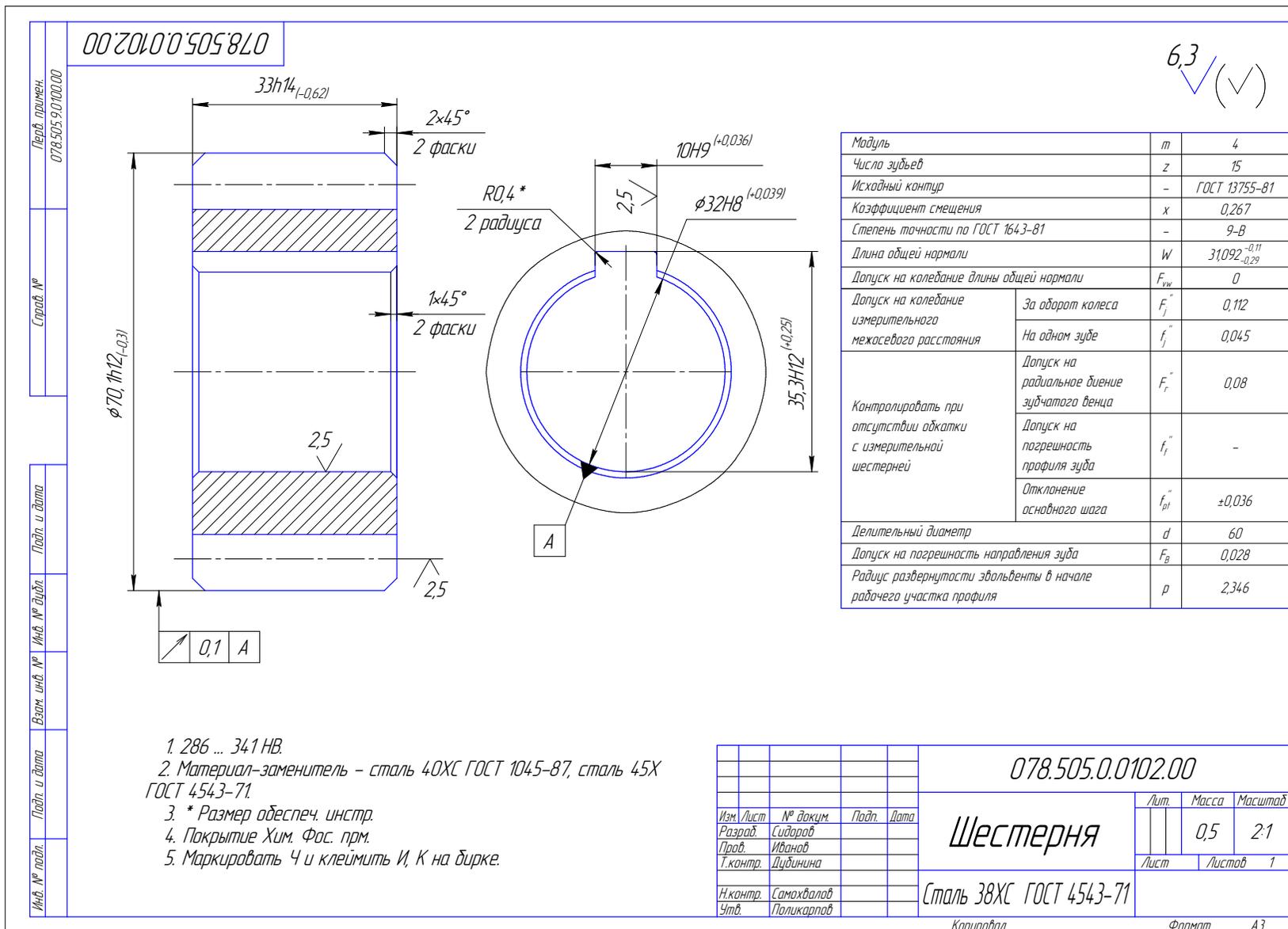


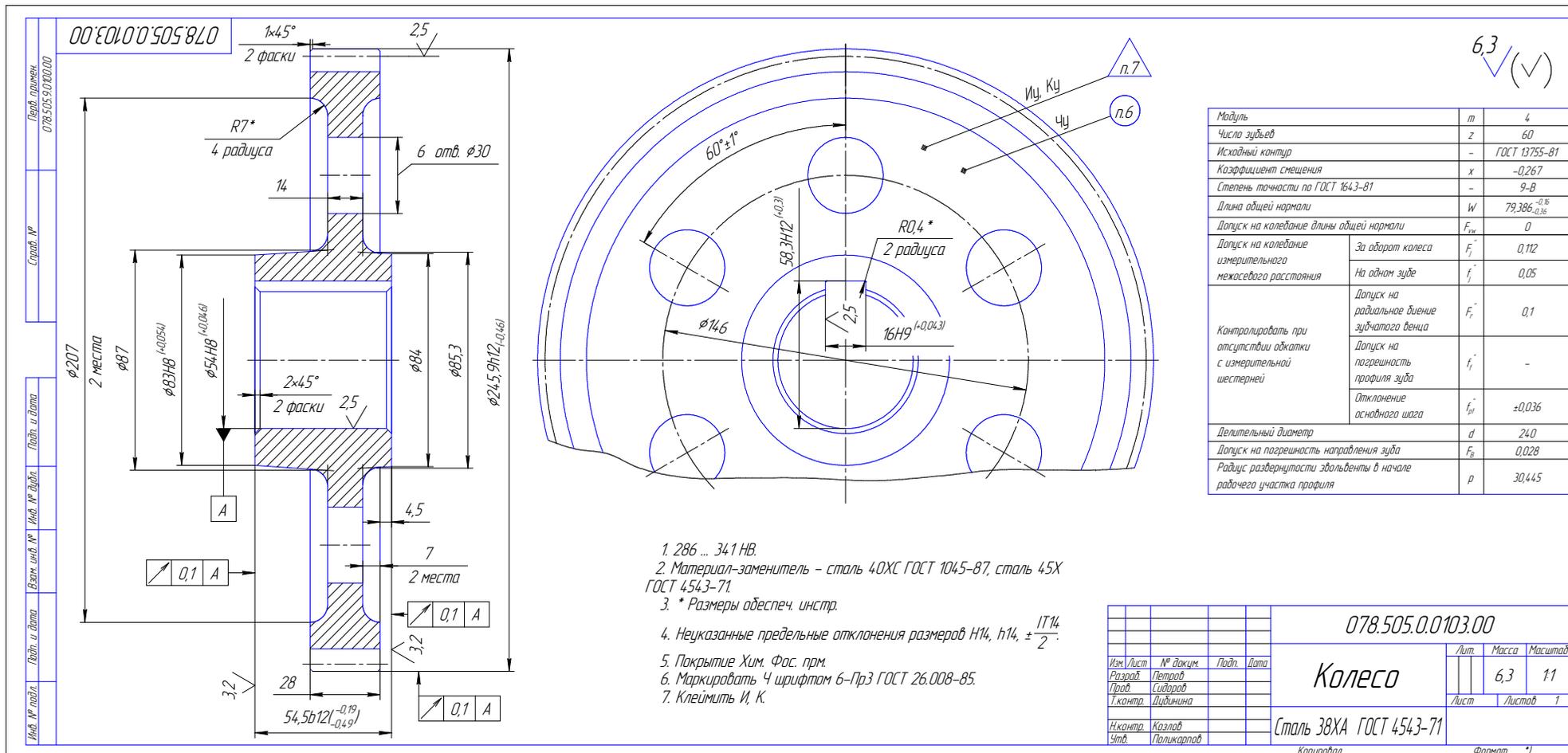


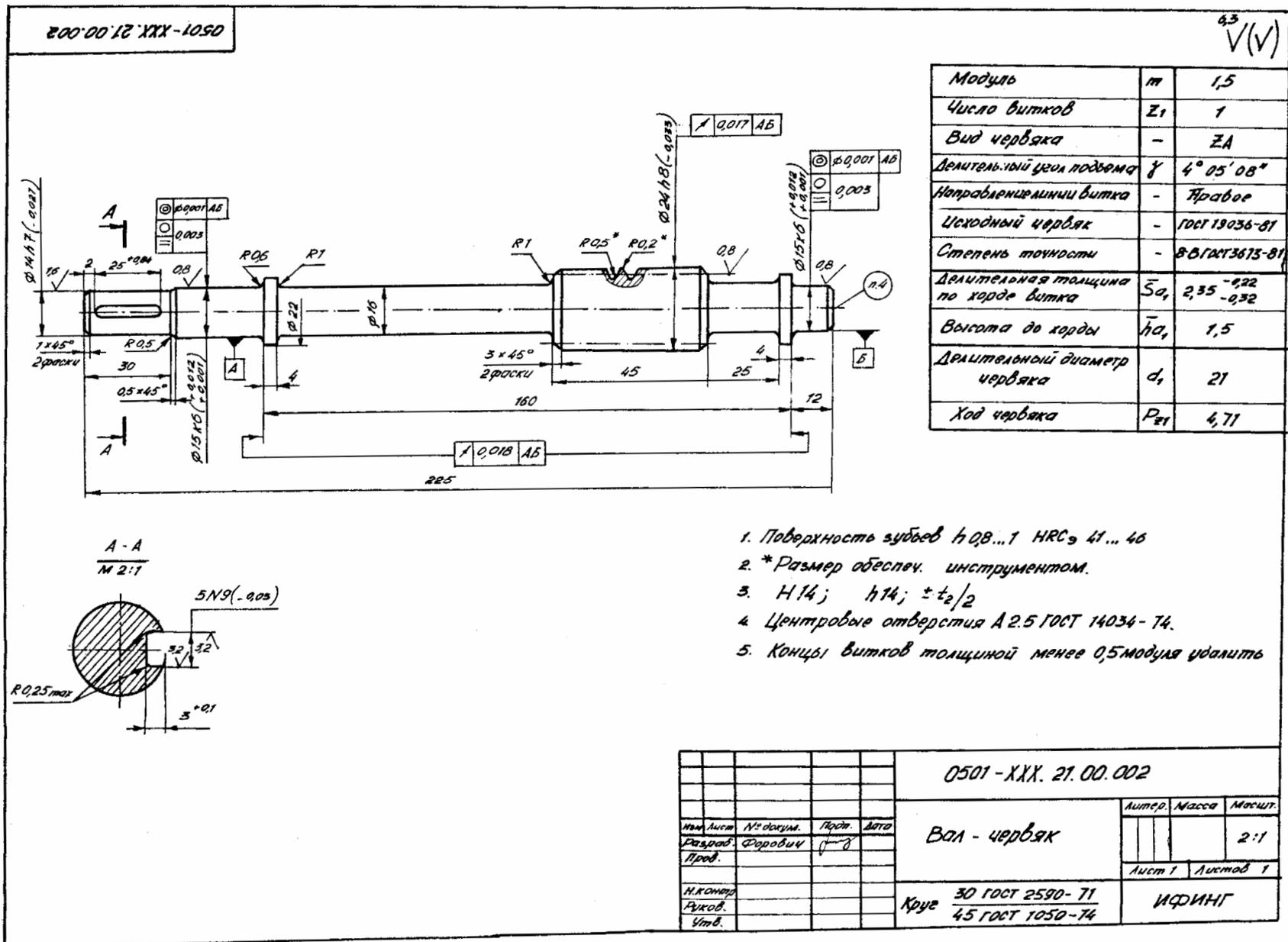
Приложение В. Пример оформления рабочего чертежа

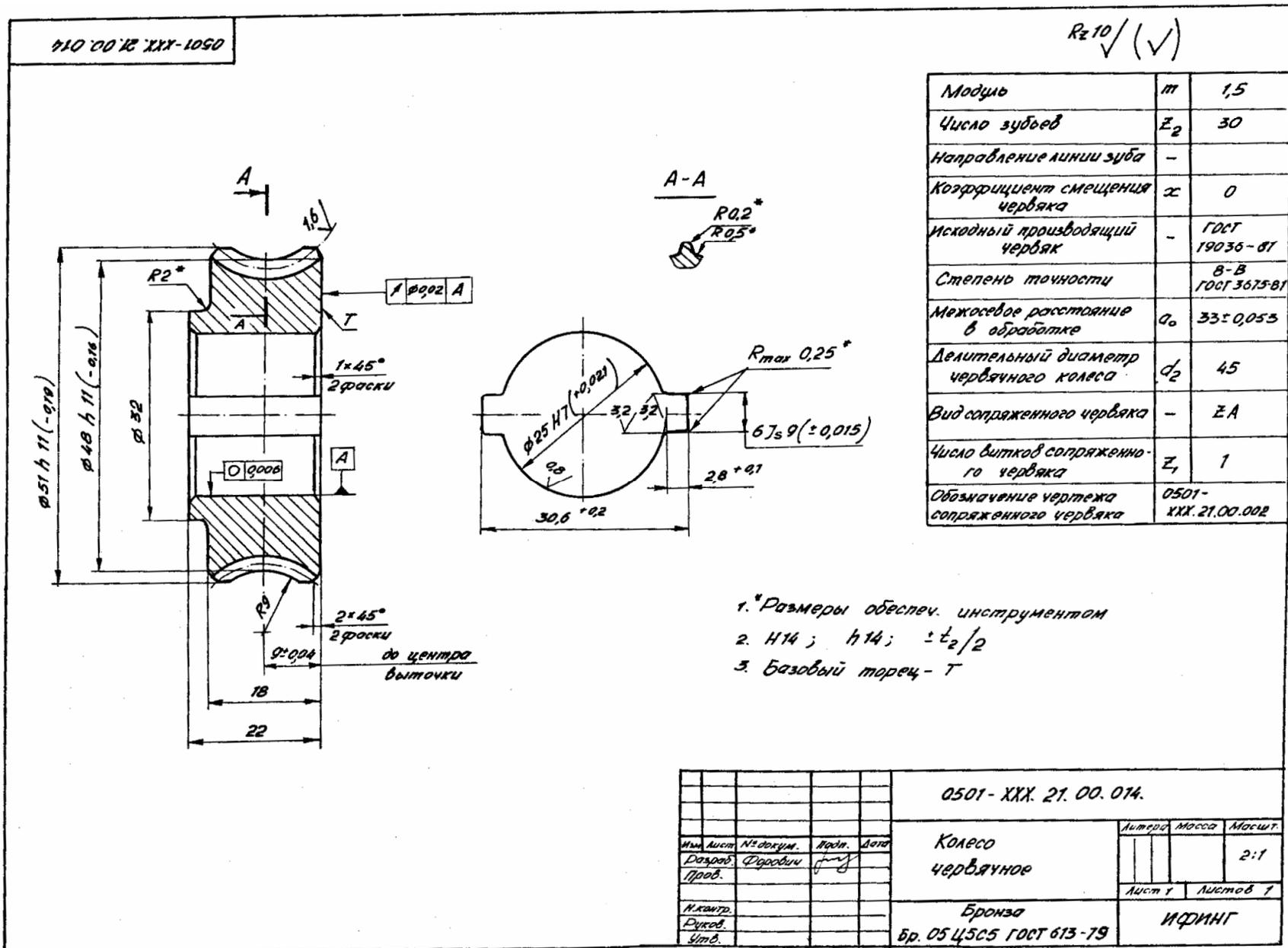


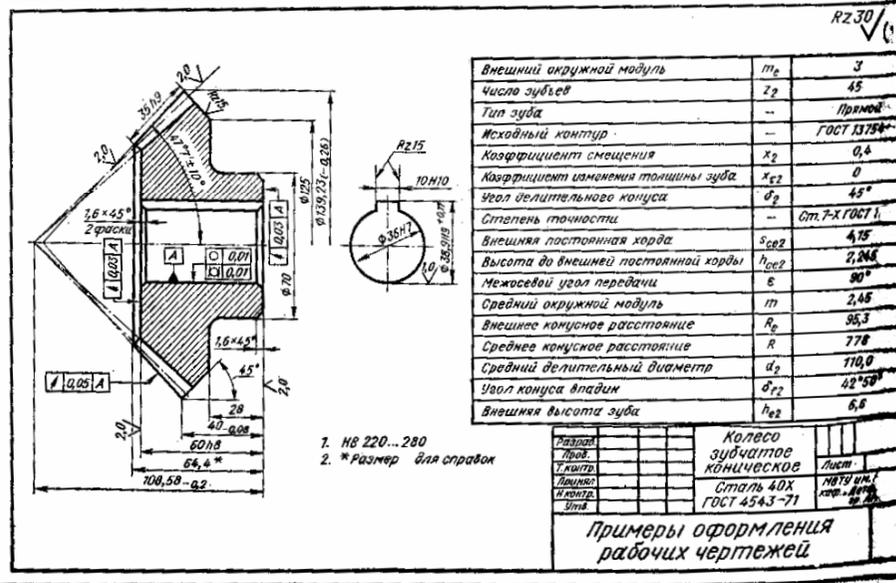
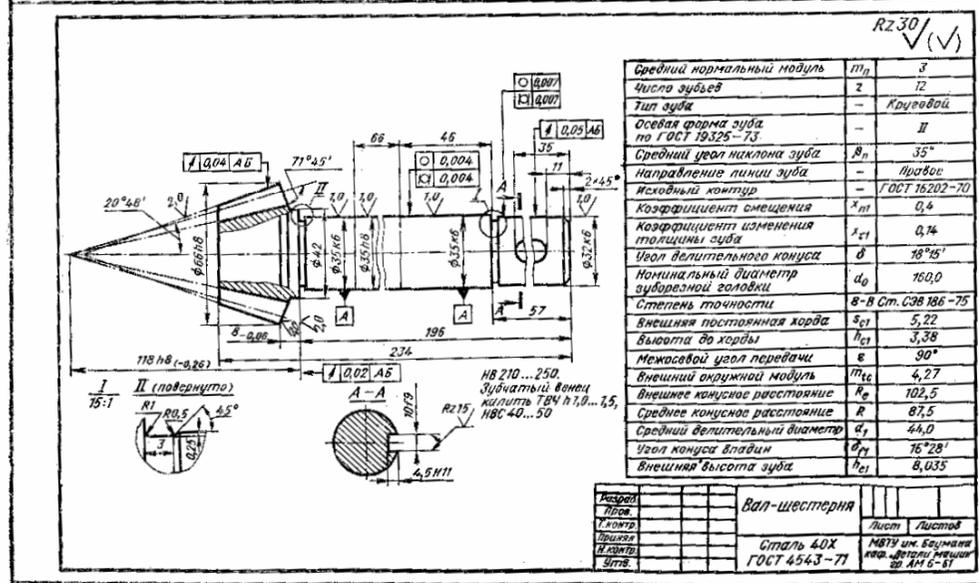
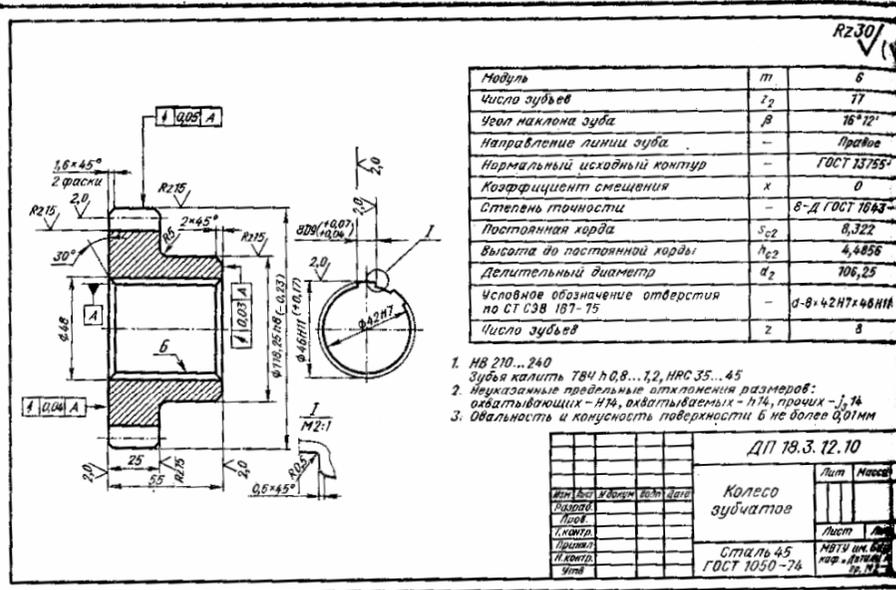
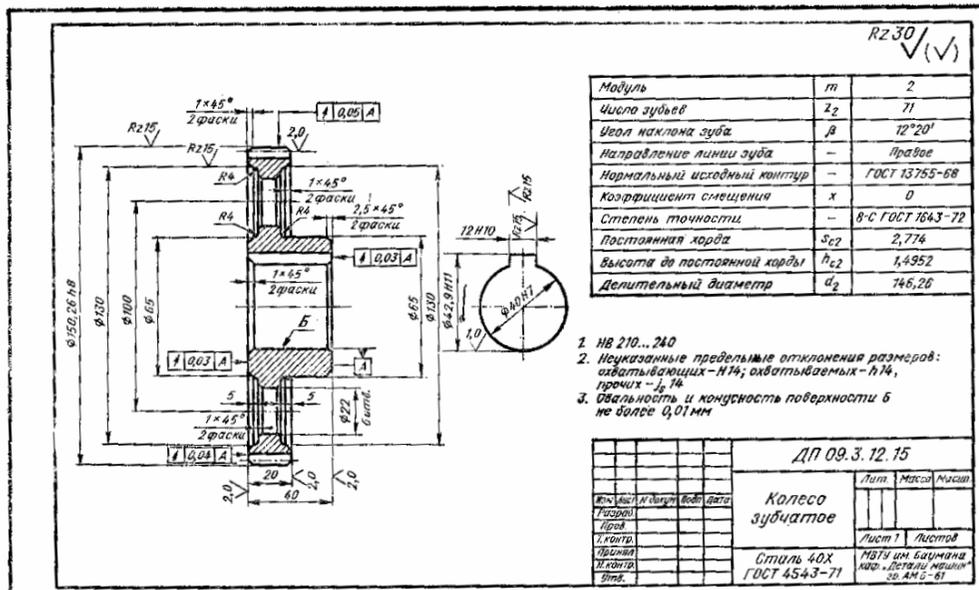


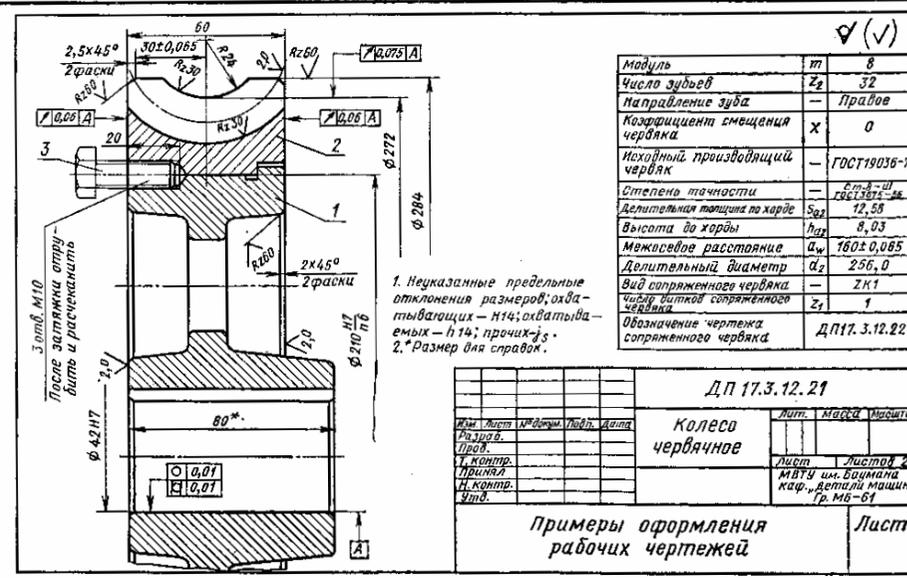
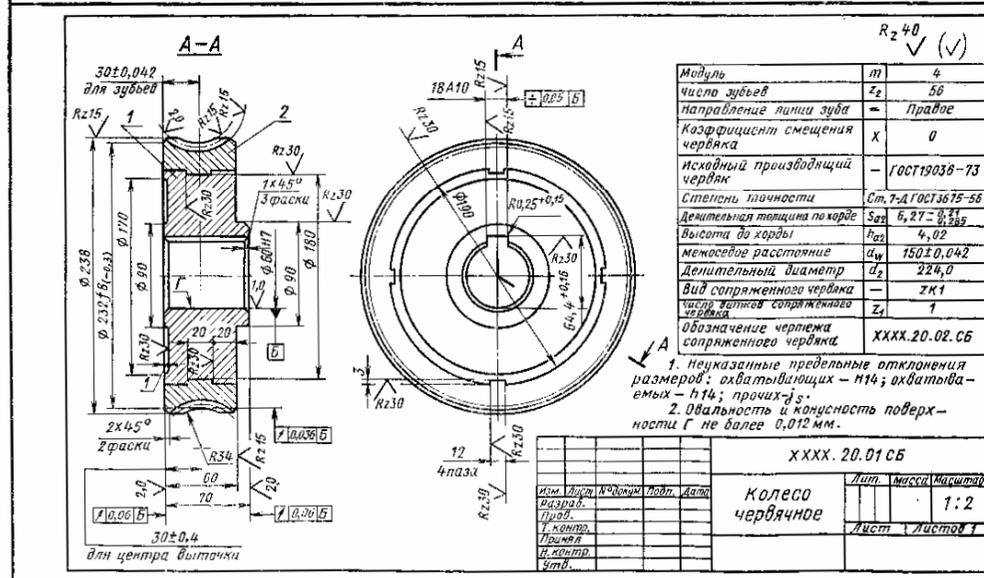
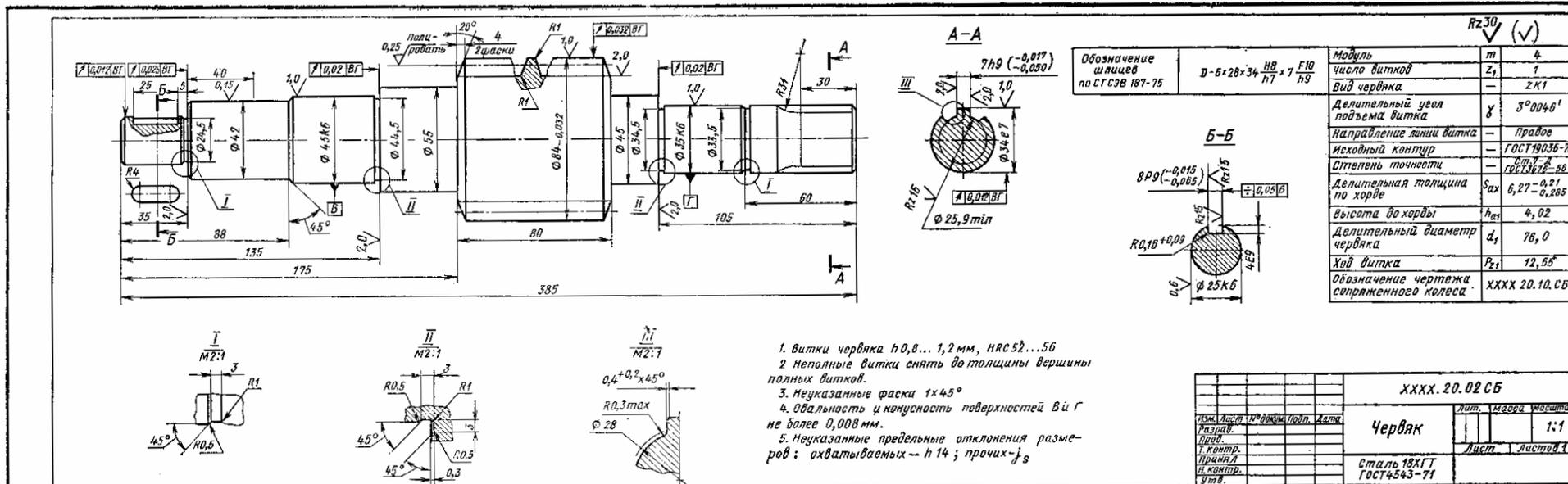


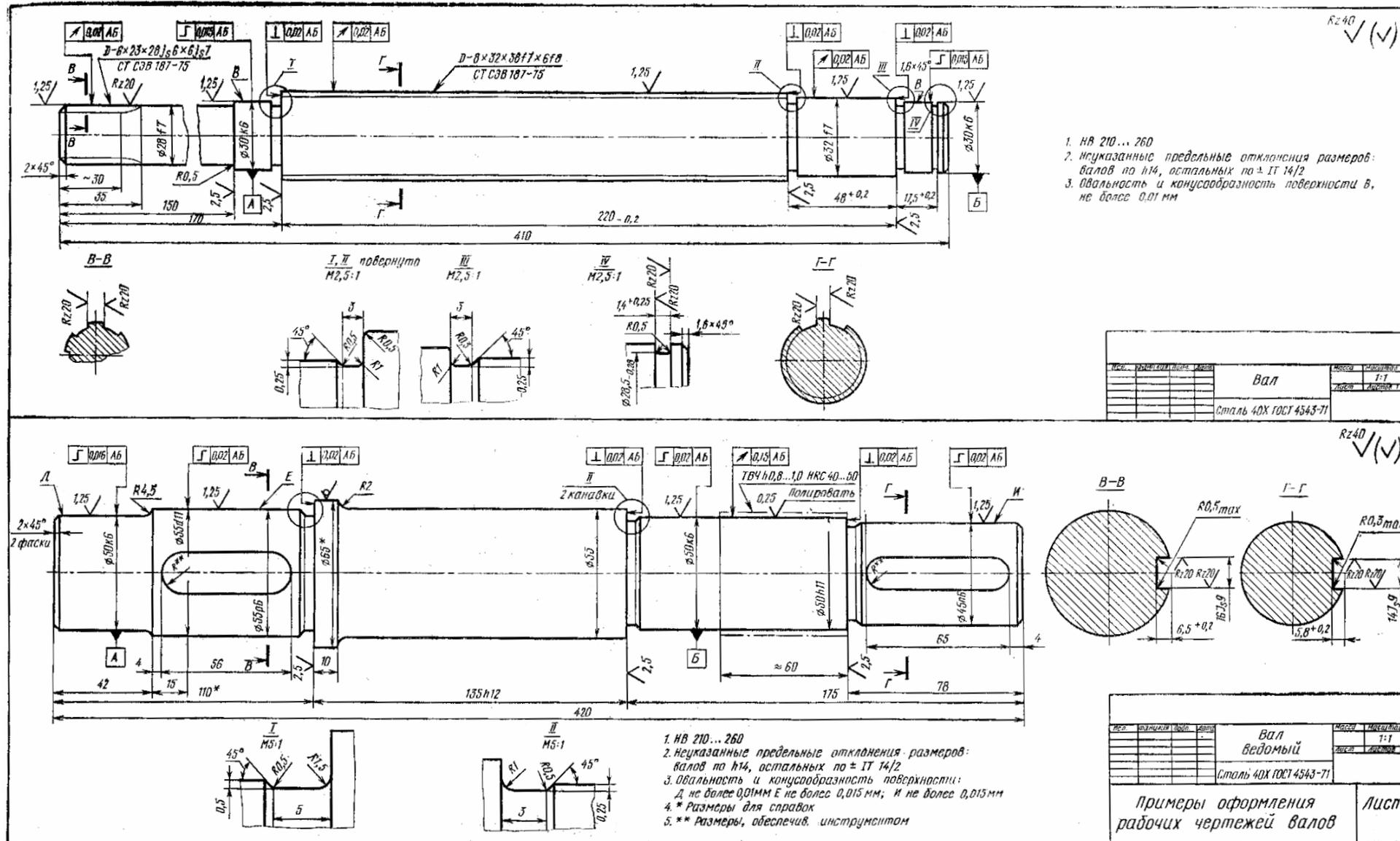


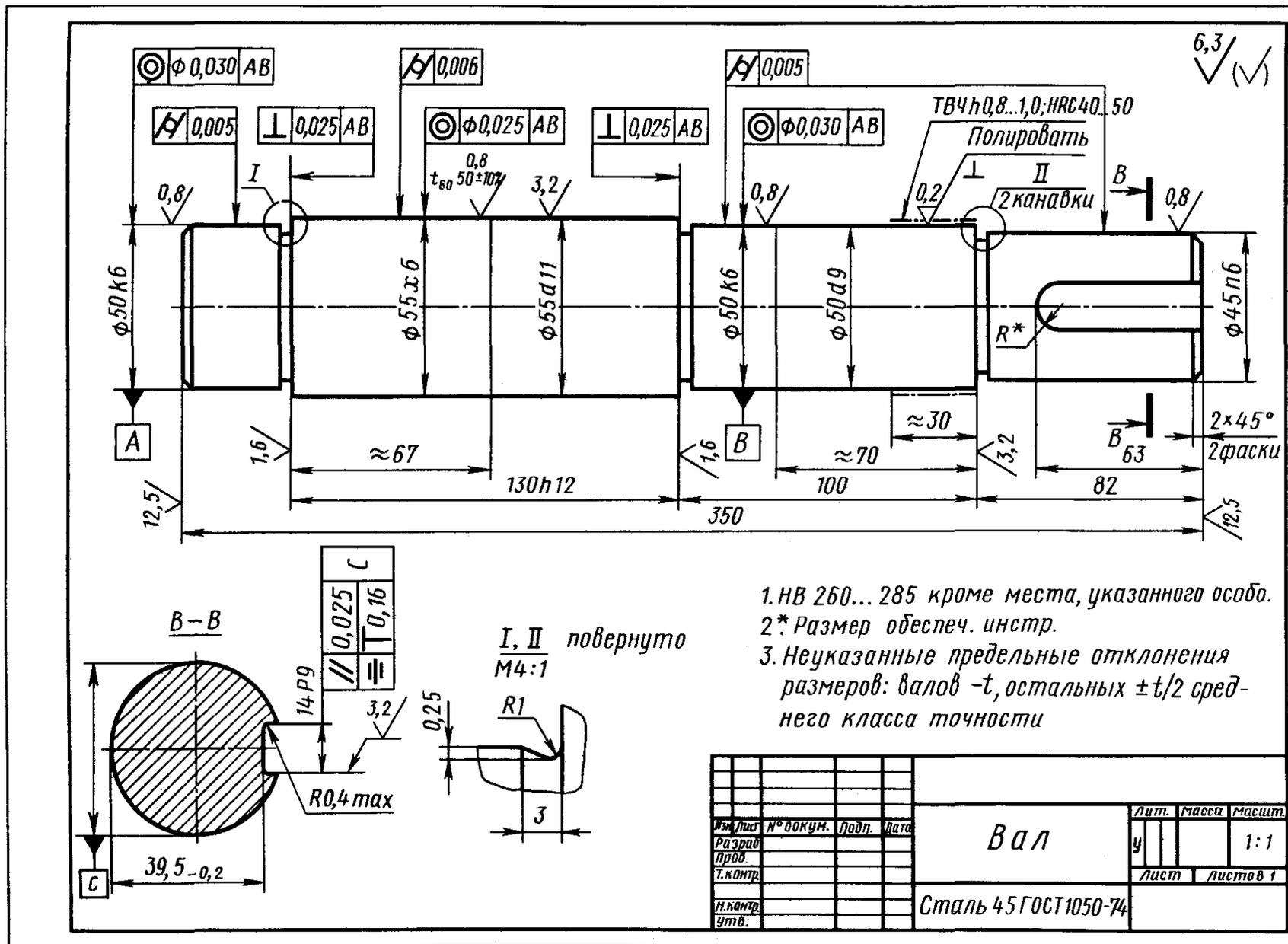


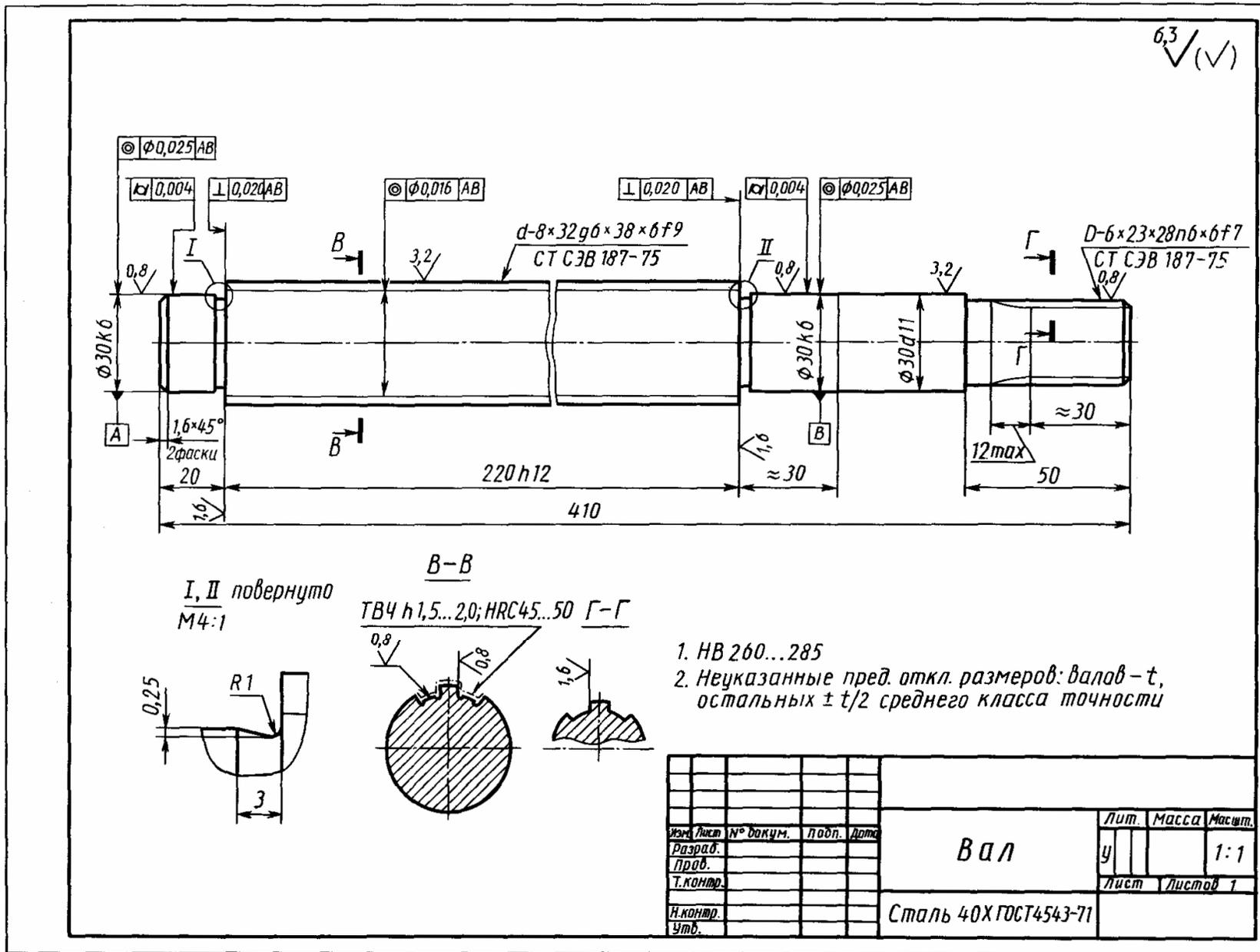


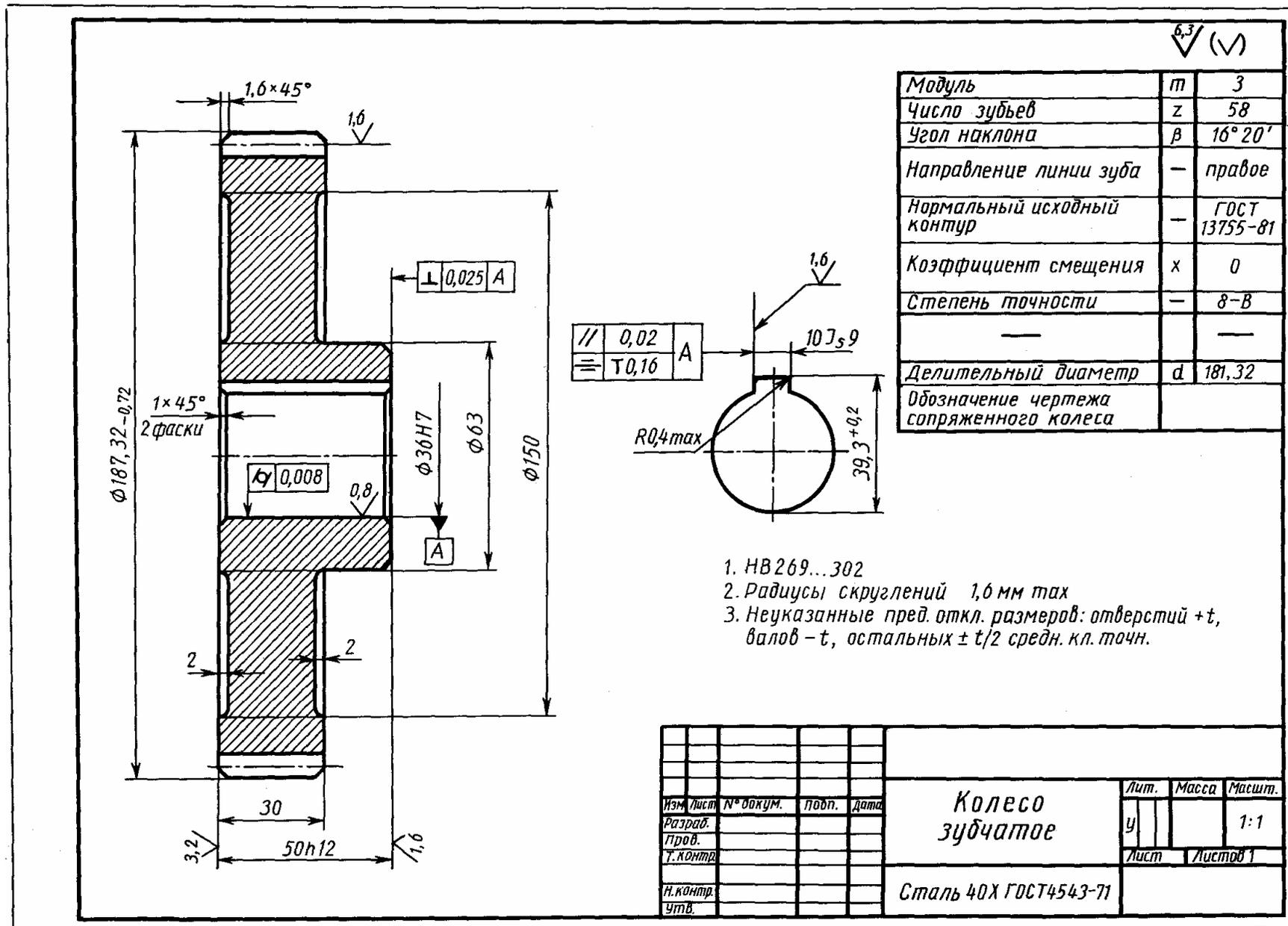


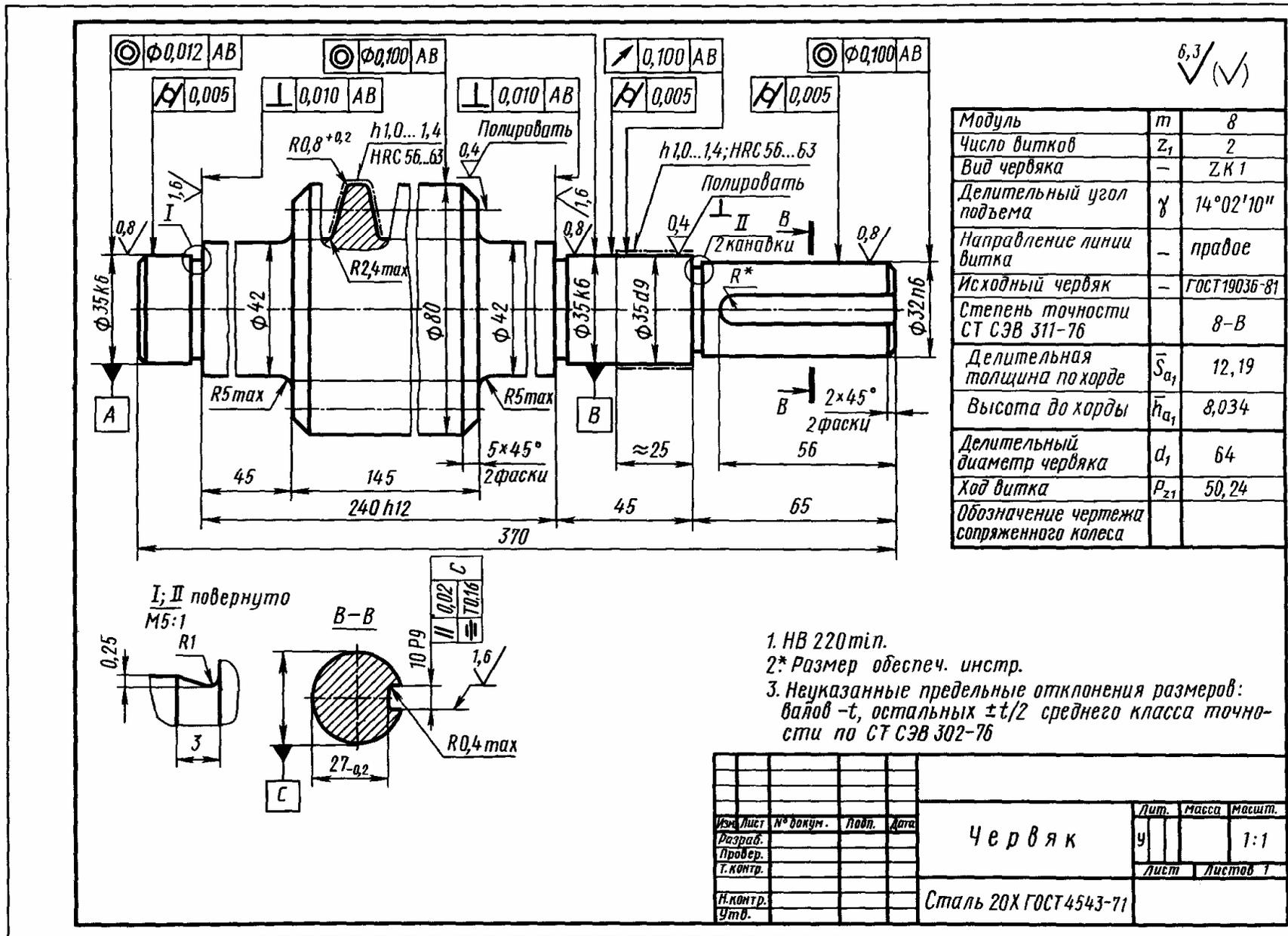


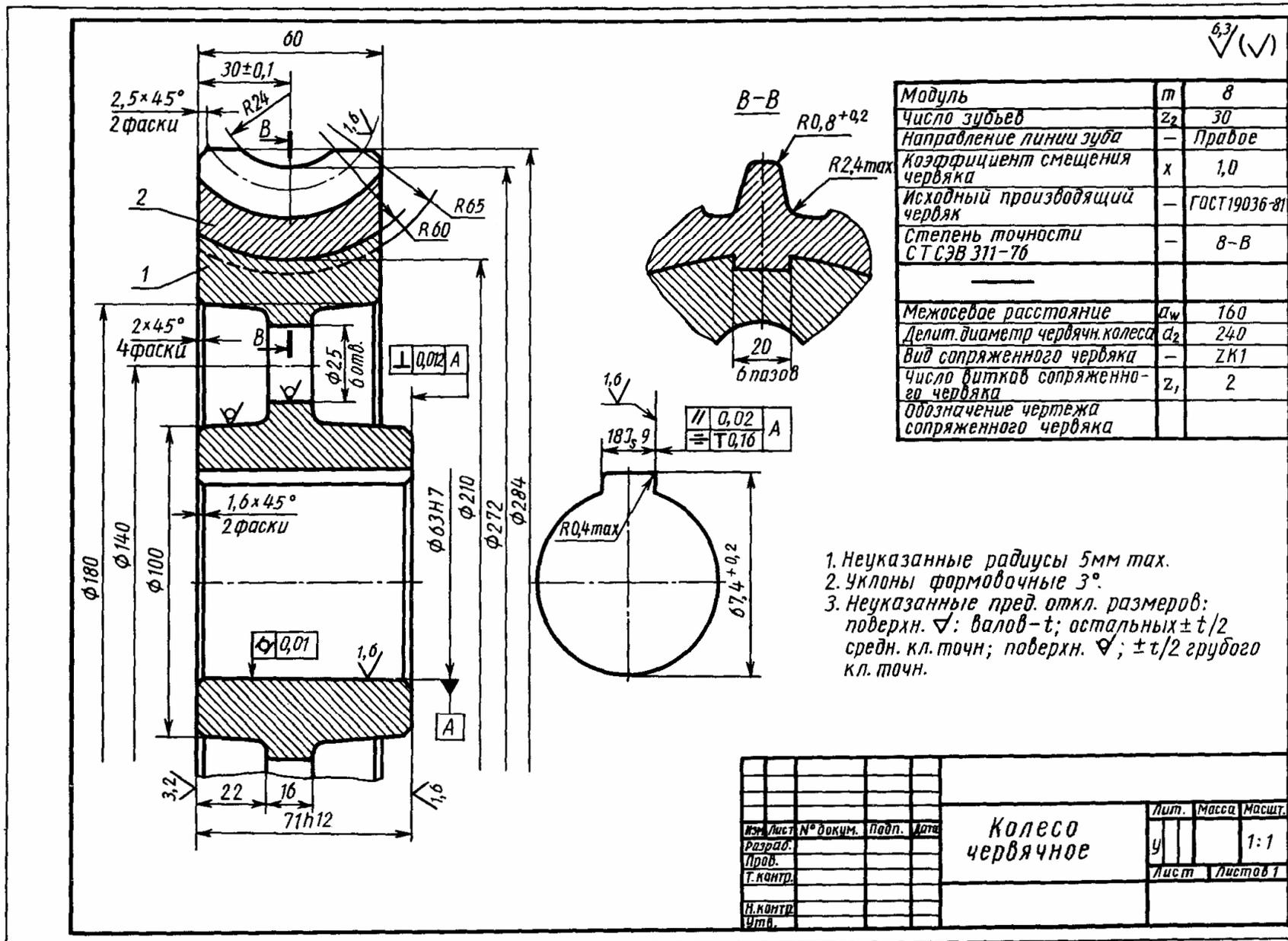


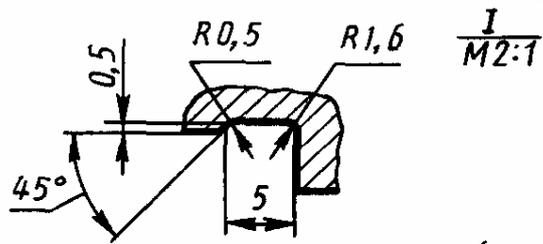




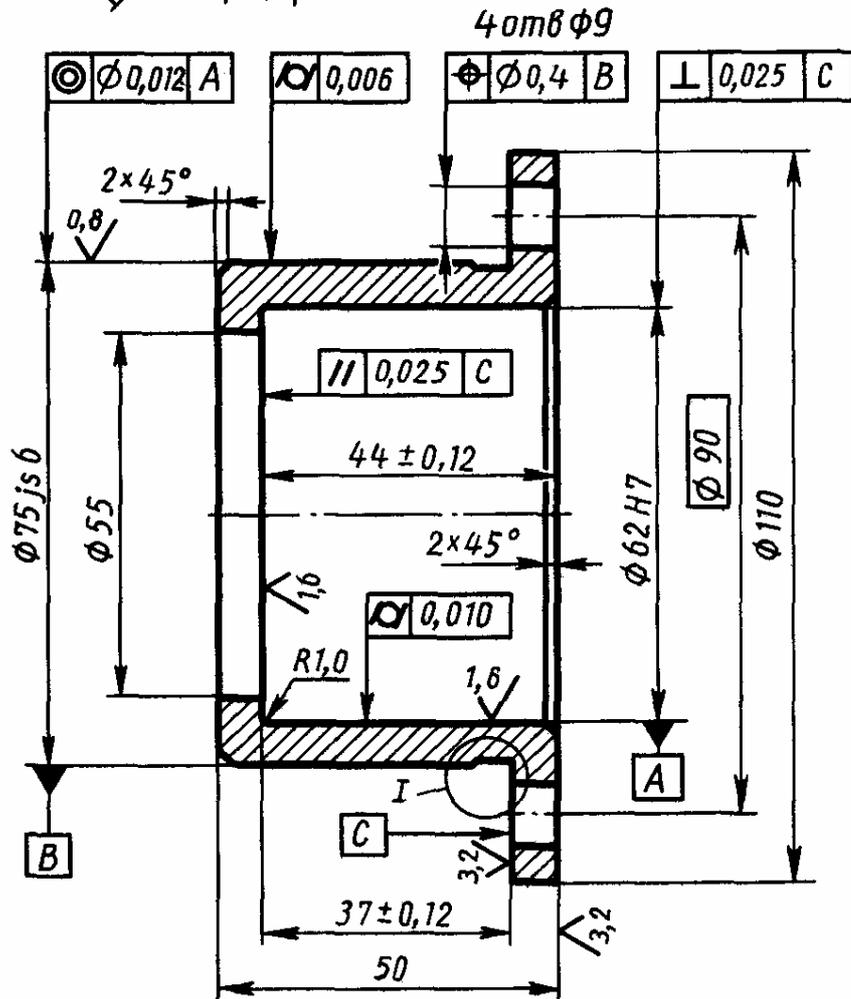






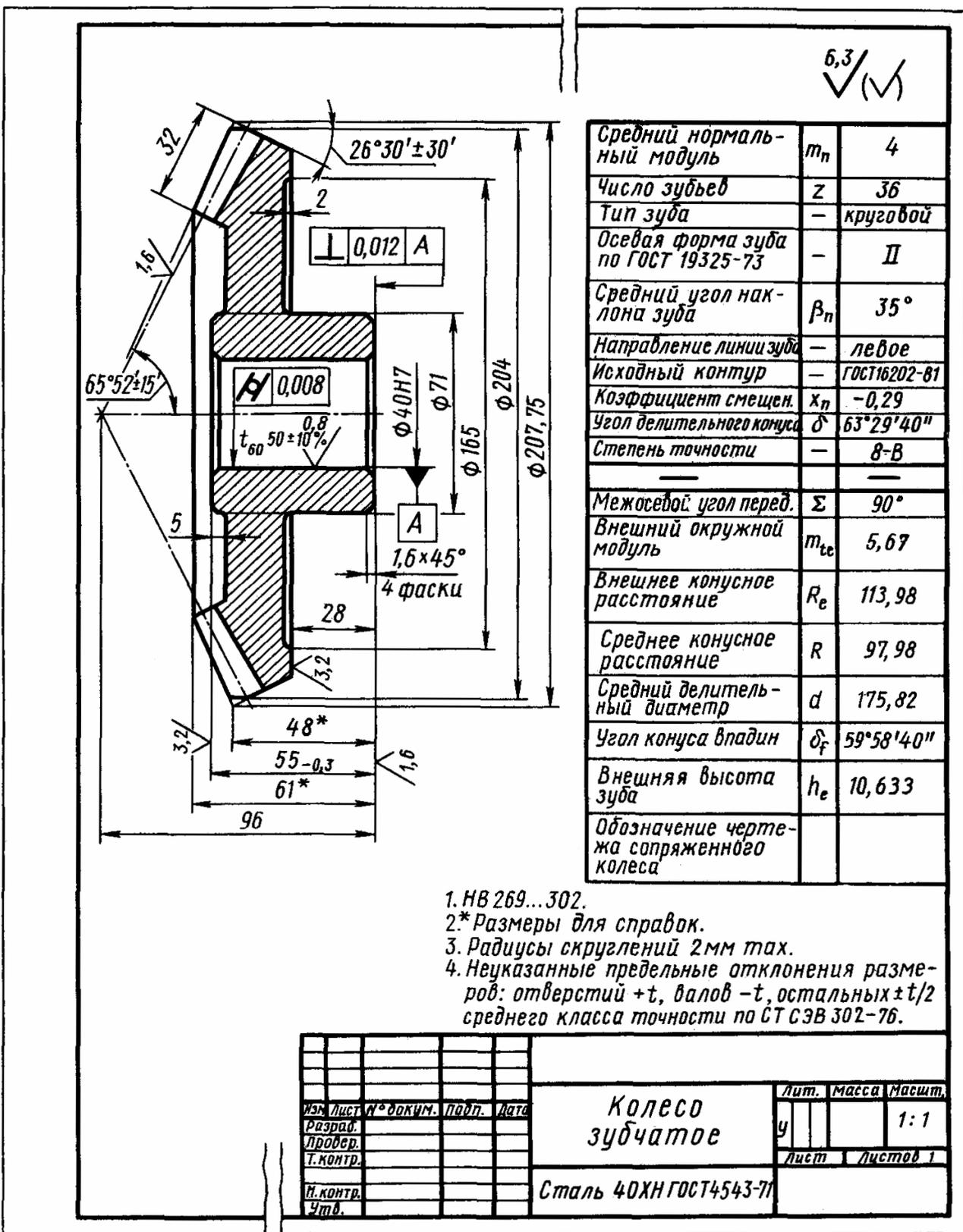


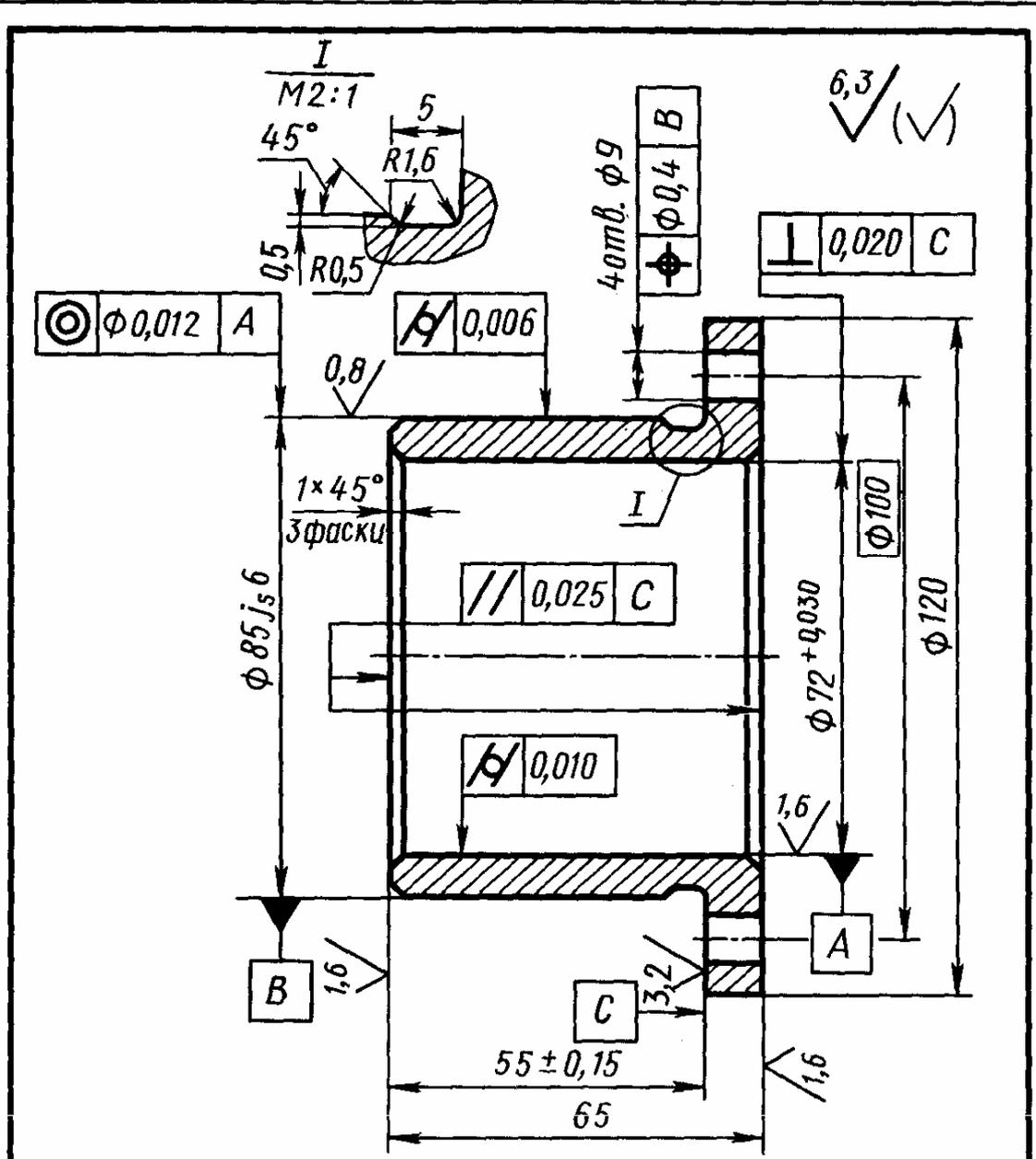
6,3
√(V)



Неуказанные предельные отклонения размеров:
отверстий +t; валов -t; остальных ±t/2 средн. кл. точн.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	<h1>Стакан</h1>				Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.				у							1:1
Проб.											
Т.контр.											
И.контр.								Лист	Листов	1	
Утв.					С415	ГОСТ 1412-79					





Неуказанные предельные отклонения размеров:
отверстий +t, валов -t, остальных ±t/2
среднего класса точности

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Стакан			Лит.	Масса	Масш.
Разраб.								у		1:1
Проб.								лист	листов 1	
Т.контр.										
Н.контр.					СЧ 15	ГОСТ 14-12-79				
Утв.										

Приложение Г. Пример оформления спецификации

Перв. примен.	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
					<u>Документация</u>			
	A1			РЦ-0,5-120 00.00.00 СБ	Сборочный чертеж			
	A4			РЦ-0,5-120 00.00.00 ПЗ	Пояснительная записка			
Справ. №					<u>Сборочные единицы</u>			
	A3	1		РЦ-05-120 01.00.00	Вал	1		
	A3	2		РЦ-05-120 02.00.00	Вал	1		
	A4	3		РЦ-05-120 03.00.00	Маслоуказатель	1		
Подп. и дата					<u>Детали</u>			
	A1	4		РЦ-05-120 00.00.01	Корпус	1		
	A1	5		РЦ-05-120 00.00.02	Крышка	1		
	A4	6		РЦ-05-120 00.00.03	Крышка глухая	1		
	A4	7		РЦ-05-120 00.00.04	Крышка проходная	1		
	A4	8		РЦ-05-120 00.00.05	Крышка глухая	1		
	A4	9		РЦ-05-120 00.00.06	Крышка проходная	1		
	A4	10		РЦ-05-120 00.00.07	Стакан	1		
	A4	11		РЦ-05-120 00.00.08	Прокладка	2		
	A4	12		РЦ-05-120 00.00.09	Прокладка	2		
	Подп. и дата	РЦ-05-120 00.00.00						
		Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
Инв. № подл.	Разрад.	Дурдинец			19.07.2008	Лит.	Лист	Листов
	Проб.	Процив				Э	1	2
	Н.контр.					НГА АМГ-04-01		
Утв.								

Копировал

Формат А4

Инв. № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата	Справ. №	Перв. примен.	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание		
											А4								
															Документация				
											A1			ДМ08.00.00.00 СБ	Сборочный чертеж				
											A4			ДМ08.00.00.00 ПЗ	Пояснительная записка				
															Сборочные единицы				
											A3	1	ДМ08.01.00.00 СБ	Вал быстроходный	1				
											A3	2	ДМ08.02.00.00 СБ	Вал тихоходный	1				
															Детали				
											A2	3	ДМ08.00.00.03	Корпус	1				
											A2	4	ДМ08.00.00.04	Крышка	1				
											A4	5	ДМ08.00.00.05	Крышка	1				
											A4	6	ДМ08.00.00.06	Крышка	1				
											A4	7	ДМ08.00.00.07	Крышка	1				
											A4	8	ДМ08.00.00.08	Крышка	1				
											A4	9	ДМ08.00.00.09	Маслоуказатель	1				
											A4	10	ДМ08.00.00.10	Пробка	1				
											A4	11	ДМ08.00.00.11	Смотровое окно	1				
ДМ08.00.00.00																			
Изм.		Лист		№ докум.		Подп.		Дата		Редуктор РЧ-71 НГА АМГО5									
Разраб.		Лукьяненко				19.05.2008											Лит.	Лист	Листов
Проб.		Процив				19.05.2008												1	2
Н.контр.																			
Утв.																			

Копировал

Формат А4

Продолжение спецификации

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				<i>Стандартные изделия</i>		
		12		Болт М4-6д x 10.109.30ХГСА ГОСТ 7805-70	4	
		13		Болт М6-6д x 35.109.30ХГСА ГОСТ 7811-70	4	
		14		Болт М8 x 1-6д x 80.109.30ХГСА ГОСТ 7811-470	4	
		15		Болт М6-6д X 26.43 ОСТ 92 -720-72	24	
		16		Гайка М6-6Н.04 ГОСТ 5915-70	4	
		17		Гайка М8 x 1-6Н.04 ГОСТ 15521-70	4	
		18		Манжета 1.1-15 x32-1 ГОСТ 8752-79	1	
		19		Манжета 1.1-24 x40-1 ГОСТ 8752-79	1	
		20		Шайба А. 6.31 ГОСТ 11371-78	8	
		21		Шайба А. 8.31 ГОСТ 11371-78	8	
		22		Штифт 4 x 30 ГОСТ 3129-70	2	

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ДМ08.00.00.00	Лист
						2

Копировал _____ Формат А4

Инв. № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	DM.08.01.00.00	Червяк	Лит.	Лист	Листов	НГУ АМГ-05	
												Разраб.
Проб.	Процив	09.06.2008										
Н.контр.												
Утв.												
Инв. № подл.						DM.08.01.00.00	Червяк					
Подп. и дата						DM.08.01.00.00	Червяк					
Взам. инв. №						DM.08.01.00.00	Червяк					
Инв. № дубл.						DM.08.01.00.00	Червяк					
Подп. и дата						DM.08.01.00.00	Червяк					
Подп. и дата						DM.08.01.00.00	Червяк					
Взам. инв. №						DM.08.01.00.00	Червяк					
Инв. № дубл.						DM.08.01.00.00	Червяк					
Подп. и дата						DM.08.01.00.00	Червяк					
Подп. и дата						DM.08.01.00.00	Червяк					
Справ. №						DM.08.01.00.00	Червяк					
Перв. примен.						DM.08.01.00.00	Червяк					
Формат						DM.08.01.00.00	Червяк					
Зона						DM.08.01.00.00	Червяк					
Поз.						DM.08.01.00.00	Червяк					
Обозначение						DM.08.01.00.00	Червяк					
Наименование						DM.08.01.00.00	Червяк					
Кол.						DM.08.01.00.00	Червяк					
Примечание						DM.08.01.00.00	Червяк					

Копировал

Формат А4

Приложение Д. Пример оформления титульного листа

	Міністерство освіти і науки України Національний зірничий університет
	Затверджую Завідувач кафедри Основ конструювання механізмів і машин _____ К.А. Зіборов " ____ " _____ 20__ р.
	<h2 style="margin: 0;">Пояснювальна записка</h2> <p style="margin: 0;">до курсового проекту з дисципліни "Деталі машин"</p> <h1 style="margin: 0;">РЕДУКТОР ЧЕРВ'ЯЧНО-ЦИЛІНДРИЧНИЙ</h1>
	Перевірів доцент кафедри _____ В.В. Проців
	Виконав ст. групи АМГ-05-1 _____ Є.А. Ткаченко
	Узгоджено члени комісії з захисту проектів _____ п.і.п. _____ п.і.п. _____ п.і.п. _____ п.і.п. _____ п.і.п. " ____ " _____ 20__ р.