

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ, НАУКИ И
ИННОВАЦИЙ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

ДЕТАЛИ МАШИН

Курсовое проектирование

Учебное пособие

Ташкент 2023

«ДЕТАЛИ МАШИН Курсовое проектирование» Учебное пособие. 2023. 193с.

Рассмотрена методика расчёта курсового проектирования деталей машин. Приведены задания и примеры проектирования приводов общего назначения с одно-ступенчатым зубчатым редуктором (цилиндрическим, коническим, червячным и планетарным). Показан порядок построения сборочных чертежей редукторов и спецификации. Приведены примеры оформления сборочных чертежей и рабочих чертежей деталей различных типов редукторов, также справочные материалы по ГОСТу для расчётов.

Учебное пособие предназначено для студентов высших технических учебных заведений всех направлений подготовки (специальностей) дневной и заочной формы обучения.

The methodology for calculating the course design of machine parts is considered. Tasks and examples of designing general-purpose drives with a single-stage gear reducer (cylindrical, bevel, worm and planetary) are given. The procedure for constructing assembly drawings of gearboxes and specifications is shown. Examples of the design of assembly drawings and working drawings of parts of various types of gearboxes are given, as well as reference materials in accordance with GOST for calculations.

The textbook is intended for students of higher technical educational institutions of all areas of training (specialties) full-time and part-time.

Mashina qismlarining kurs loyihasini hisoblash metodikasi ko'rib chiqilgan. Bir pog'onali reduktorlari (silindrsimon, konussimon, chervyakli va planetar) umumiy maqsadli uzatmalarni loyihalash bo'yicha vazifalar va misollar keltirilgan. Reduktorlarning yig'ish chizmasini chizish tartibi va spesifaksiyalarni tuzish tartibi ko'rsatilgan. Har xil turdagi reduktorlarning yig'ish chizmalari va reduktorlarning qismlarini ishchi chizmalarini loyihalash misollari, shuningdek hisob-kitoblar uchun DStga muvofiq ma'lumotnoma materiallari keltirilgan.

O'quv qo'llanma oliy texnika ta'lim muassasalarining barcha ta'lim yo'nalishlari (mutaxassisliklari) kunduzgi va sirtqi bo'limlari talabalari uchun mo'ljallangan.

Оглавление

Введение.....	8
1. Содержание курсового проекта	9
2. Технические задания на курсовой проект	12
3. Проектирование одноступенчатого зубчатого цилиндрического редуктора.....	20
3.1. Выбор электродвигателя. Кинематический и силовой расчёт редуктора	20
3.2. Расчёт редукторной передачи.....	22
3.3. Основные размеры шестерни и колеса	24
3.3.1. Основные размеры шестерни и колеса	24
3.3.2. Окружная скорость колёс и степень точности передачи.	25
3.3.3. Проверочный расчёт.....	25
3.4. Предварительный расчёт валов редуктора.....	27
3.4.1. Предварительный расчёт валов.....	27
3.4.2. Предварительный подбор подшипников.....	28
3.5. Конструктивные размеры шестерни и зубчатого колеса.....	29
3.6. Конструктивные размеры корпуса редуктора.....	30
3.7. Проверка долговечности подшипников	31
3.7.1.Быстроходный(ведущий) вал	31
3.7.2. Проверяем выбранные подшипники на долговечность.....	33
3.8. Проверка на прочность шпоночных и шлицевых соединений	35
3.8.1. Ведущий вал	35
3.8.2. Ведомый вал.....	36
3.9. Уточнённый расчёт валов.....	37
3.9.1. Ведомый вал.....	37

3.10. Выбор муфты и проверочный расчёт.....	40
3.11. Посадки зубчатых колёс и подшипников	40
3.12 . Смазывание редуктора и выбор уплотнений.....	40
3.13. Сборка и наладка редуктора.....	42
4. Проектирование одноступенчатого зубчатого конического редуктора.	43
4.1. Выбор электродвигателя. Кинематический и силовой расчёт редуктора.....	43
4.1.1. Кинематический расчёт	44
4.1.2. Энергетический расчёт	44
4.2. Расчёт редукторной передачи.....	45
4.2.1. Внешний делительный диаметр колеса:.....	46
4.2.2. Силы в зацеплении.....	48
4.2.3. Проверочный расчёт	49
4.3. Предварительный расчёт валов и выбор подшипников.....	51
4.3.1. Ведущий вал	51
4.3.2. Ведомый вал.....	51
4.3.3. Выбор подшипников.....	52
4.4. Конструктивные размеры шестерни и зубчатого колеса.....	52
4.5. Проверка долговечности подшипников.	52
4.5.1. Быстроходный(ведущий) вал	52
4.5.2. Ведомый вал.....	56
4.6. Конструктивные размеры корпуса редуктора.....	59
4.7. Проверочный расчёт на прочность шпоночных и шлицевых соединений.....	60
4.7.1. Ведущий вал.....	60
4.7.2. Ведомый вал.....	61

4.8. Выбор муфты и проверочный расчёт.	61
4.9. Уточнённый расчёт валов.....	62
4.10. Посадки зубчатых колёс и подшипников	64
4.11. Смазывание редуктора и выбор уплотнений.....	64
4.12. Сборка редуктора.	66
5. Проектирование одноступенчатого зубчатого червячного редуктора.	67
5.1. Выбор электродвигателя. Кинематический и силовой расчёт редуктора.....	67
5.1.1. Выбор электродвигателя.....	67
5.1.2. Кинематический расчёт	68
5.1.3. Энергетический расчёт.....	68
5.2. Расчёт редукторной передачи.....	68
5.2.1. Выбор материала.....	68
5.2.2. Геометрический расчёт.	69
5.2.3. Основные размеры червяка.....	70
5.2.4. Основные размеры венца червячного колеса.....	71
5.2.5. КПД червячного зацепления.	71
5.2.6. Проверочный расчёт	72
5.2.7. Проверка на напряжение изгиба.....	73
5.2.8. Силы в червячном зацеплении.	74
5.3 . Предварительный расчёт валов и выбор подшипников.....	76
5.3.1. Ведущий вал	76
5.3.2. Ведомый вал.....	76
5.4. Конструктивные размеры шестерни и зубчатого колеса.....	77
5.5. Конструктивные размеры корпуса редуктора.....	78
5.6. Проверка долговечности подшипников	78

5.6.1. Червячный вал	78
5.6.2. Ведомый вал.....	82
5.7. Проверочный расчёт на прочность шпоночных и шлицевых соединений.....	85
5.7.1. Ведущий вал.....	86
5.7.2. Ведомый вал.....	86
5.8. Уточнённый расчёт валов.....	87
5.9. Выбор муфты и проверочный расчёт.	90
5.10. Посадки зубчатых колёс и подшипников	90
5.11. Смазывание редуктора и выбор уплотнений.....	90
5.12 .Сборка редуктора.	91
6. Проектирование одноступенчатого зубчатого планетарного редуктора.	92
6.1. Выбор электродвигателя. Кинематический и силовой расчёт редуктора.....	97
6.2. Расчёт редукторной передачи.....	100
6.2.1.Выбор материала и определение допускаемых напряжений	100
6.2.2. Геометрические (проектные) расчёты	102
6.2.3. Определяем основные параметры зубчатой (геометрический расчёт)	102
6.2.4. Расчёт на прочность зубьев передачи (проверочный расчёт).	104
6.2.5. Силы в зацеплении.....	106
6.3. Предварительный расчёт валов редуктора и подбор подшипников	107
6.3.1. Вал солнечной шестерни	107
6.3.2. Выходной вал водило.....	108
6.3.3. Расчёт диаметра оси сателлита.	109

6.3.4. Подбор подшипников.....	110
6.4. Конструктивные размеры зубчатых колес	110
6.5. Конструктивные размеры корпуса редуктора.....	111
6.6. Проверка долговечности подшипников	112
6.7. Проверка на прочность шпоночных и шлицевых соединений	113
6.7.1. Вал солнечной шестерни	114
6.7.2. Ведомый вал водило.....	114
6.8. Уточнённый расчёт валов.....	115
6.9. Выбор муфты и проверочный расчёт	117
6.10. Посадки зубчатых колёс и подшипников	117
6.11. Смазывание редуктора и выбор уплотнений.....	118
6.12. Сборка и наладка редуктора.....	119
7. Основные сведения для расчёта механических передач.....	121
8. Основные параметры редукторов (по ГОСТу).....	123
9. Основные сведения для расчёта валов	126
10. Сведения по шпоночным и шлицевым соединениям	128
11. Подшипники.	130
12.Сведения по подбору муфт.....	140
13. Посадки основных деталей передач и шероховатость для посадочных поверхностей деталей	147
14. Данные для расчёта червячных передач.....	150
15. Графическое оформление работ.....	153
15.1. Эскизные компоновки редукторов.	154
15.2. Сборочные чертежи	171
15.3. Рабочие чертежи	187
Использованная литература:	193

Введение

Курсовой проект по дисциплине «Детали машин» является самостоятельной инженерной работой студентов. Концентрация курса деталей машин в учебных планах в одном семестре и отсутствие у студентов практического навыка в проектировании затрудняют выполнение курсового проекта в срок.

В настоящем учебном пособии рассматриваются примеры проектирования приводов общего назначения с одноступенчатым зубчатым редуктором (цилиндрическим, коническим, червячным и планетарный). Знакомство на этих примерах с принципами, правилами и приёмами проектирования облегчает студентам приобретение практического навыка в проектировании и способствует успешному выполнению курсового проекта.

В учебном пособии приведены задания к курсовому проекту по дисциплине «Детали машин», предназначенные для студентов механических специальностей очной и заочной формы обучения, и все необходимые материалы для их выполнения. В то же время данное пособие предполагает проработку студентами разделов теоретического курса по учебникам и использование других учебных пособий для ответов на отдельные вопросы, которые могут возникнуть в процессе проектирования.

Значительная часть времени, отведённого на выполнение курсового проекта, расходуется на оформление конструкторской документации. Приведены примеры оформления чертежей общего вида привода, сборочных чертежей и рабочих чертежей деталей различных типов зубчатых редукторов.

1. Содержание курсового проекта

Курсовой проект по дисциплине «Детали машин» состоит из графической части, которая оформляется на 2 листах формата А1 (594×840), и расчётно-пояснительной записки.

Листы 1 – сборочный чертёж редуктора (СБ), выполняемый в двух проекциях. Сборочный чертёж должен выполняться в соответствии с ГОСТ 2.109-73 и содержать необходимые виды, разрезы и сечения, дающие полное представление об устройстве, взаимодействии составляющих частей редуктора, сборке и регулировке.

Лист 2 – четыре рабочих чертежа форматом А3 (297×420) деталей редуктора (вал, зубчатое или червячное колесо, крышка подшипника и т.д.).

Каждой сборочной единице, детали и их чертежам присваиваются обозначения, состоящие из 4 групп знаков, например ТМ – 2.1.04.100СБ:

1) разработчик – ТМ (буквенный индекс кафедры «Технология машиностроения» МИПТК);

2) принадлежность проекта соответствующему курсу: 1 – «Теория механизмов и машин»; 2 – «Детали машин»;

3) подкласс и группа – 1.04, где 1 – номер задания; 04 – номер варианта;

4) регистрационный порядковый номер – 100, где первая цифра слева соответствует порядковому номеру сборочного или иного чертежа, вторая и третья цифры – номеру позиции сборочной единицы или детали;

5) шифр чертежа: СБ – сборочного, ВО – общего вида.

Расчётно-пояснительная записка оформляется на бумаге формата А4 (210×297). Слева оставляют поля 30 мм, справа – 15 мм, сверху и снизу – 20 мм. Страницы нумеруются в нижнем правом углу. Пояснительная записка должна иметь следующую структуру [10].

1. Техническое задание.
2. Эскизный проект.
3. Проектирование одноступенчатого зубчатого цилиндрического редуктора
 - 3.1. Выбор электродвигателя. Кинематический и силовой расчёт редуктора
 - 3.2. Расчёт редукторной передачи
 - 3.3. Основные размеры шестерни и колеса
 - 3.3.1. Основные размеры шестерни и колеса
 - 3.3.2. Окружная скорость колёс и степень точности передачи
 - 3.3.3. Проверочный расчёт
 - 3.4. Предварительный расчёт валов редуктора
 - 3.4.1. Предварительный расчёт валов
 - 3.4.2. Предварительный подбор подшипников
 - 3.5. Конструктивные размеры шестерни и зубчатого колеса
 - 3.6. Конструктивные размеры корпуса редуктора
 - 3.7. Проверка долговечности подшипников
 - 3.7.1. Быстроходный(ведущий) вал
 - 3.7.2. Проверяем выбранные подшипники на долговечность
 - 3.8. Проверка на прочность шпоночных и шлицевых соединений
 - 3.8.1. Ведущий вал
 - 3.8.2. Ведомый вал
 - 3.9. Уточнённый расчёт валов
 - 3.9.1. Ведомый вал
 - 3.10. Выбор муфты и проверочный расчёт
 - 3.11. Посадки зубчатых колёс и подшипников
 - 3.12. Смазывание редуктора и выбор уплотнений
 - 3.13. Сборка и наладка редуктора

В конце записки помещаются спецификации к сборочному чертежу редуктора и чертежу общего вида привода, которые выполняются на

отдельных листах формата А4 по стандартной форме.

Образец оформления титульного листа записки приведён на рис.1.1.

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ, НАУКИ И ИННОВАЦИЙ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН	
Направление подготовки бакалавра: Технология машиностроения, оборудование и автоматизация машиностроительных производств	
Кафедра Технология машиностроения	
Учебная дисциплина Детали машин	
Курс _____ Группа _____	
ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА	
КУРСОВОЙ ПРОЕКТ	
Тема ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИВОДА	
_____ (наименование агрегата)	
_____ (обозначение документа пояснительной записки)	
Студент	_____ (подпись, дата)
	_____ (инициалы, фамилия)
Руководитель	_____ (должность)
	_____ (инициалы, фамилия)
Оценка за курсовой проект _____	
(подпись руководителя, дата)	
Ташкент 202	

2. Технические задания на курсовой проект

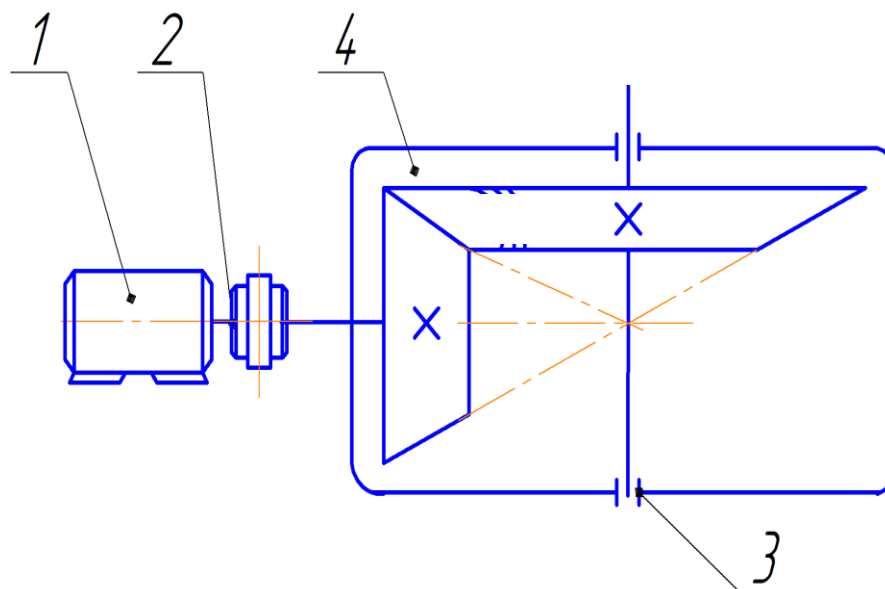
В технических заданиях предлагается спроектировать редуктор общего назначения.

Исходными данными для проектирования привода могут быть: мощность на тихоходном валу редуктора (приводном валу рабочей машины) $P_{\text{вых}}$, кВт; угловая скорость на тихоходном валу редуктора (приводном валу рабочей машины) $\omega_{\text{вых}}$, с⁻¹; требуемое межосевое расстояние $[a_w]$, мм; требуемый внешний делительный диаметр конического колеса $[d_{e2}]$, мм; синхронная частота вращения электродвигателя n_c , мин⁻¹; число заходов червяка Z_1 ; редуктор нереверсивный, предназначенный для длительной эксплуатации [10].

Техническое задание № 1

на курсовой проект по деталям машин
студенту(ке) _____ факультет _____ курс _____ группа _____

Спроектировать конический редуктор для привода к компрессору



1 - электродвигатель, 2 – муфта упругая втулочно-пальцевая, 3 - подшипники качения, 4 – конический редуктор.

Исходные данные

Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
$P_{\text{вых}}, \text{ кВт}$	1,77	1,7	2,66	3,3	4,7	6,7	8,46	6,12	7,0	4,1	1,2	2,1	3,0	1,5	4,2
$\omega_{\text{вых}}, 1/\text{с}$	26,6	21,8	32,6	28,7	30,6	32,8	22,3	36,4	32,3	32,2	22,3	23,2	20,1	19,2	13,4

Дата выдачи задания _____

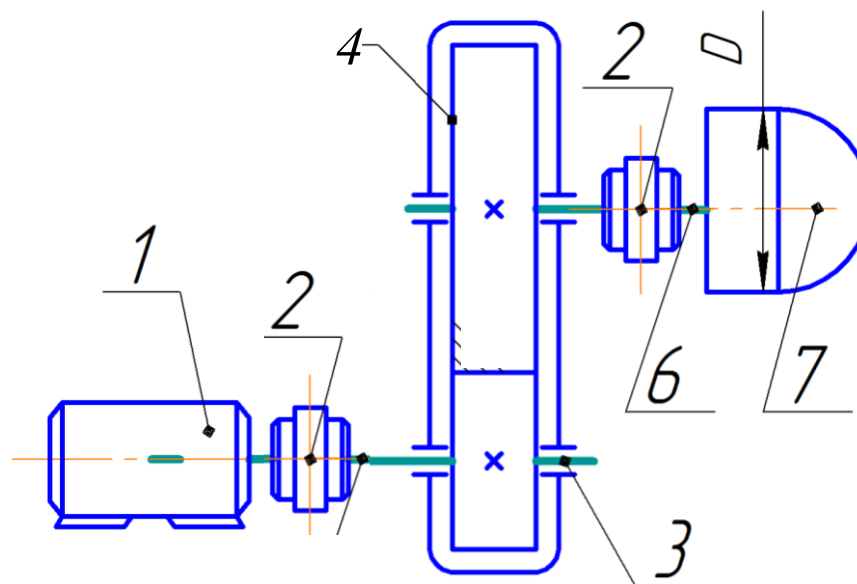
Срок сдачи проекта _____

Руководитель _____

Техническое задание №2

на курсовой проект по деталям машин
студенту(ке) _____ факультет _____ курс _____ группа _____

Спроектировать цилиндрический редуктор для привода к мешалке



1 - электродвигатель, 2 – муфта упругая со звездочкой, 3 - подшипники качения, 4–цилиндрический редуктор с нижним расположением шестерни, 6 – вал рабочей машины, 7 – мешалка.

Исходные данные

Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
$P_{\text{вых}}, \text{ кВт}$	3,7	1,1	0,86	6,7	4,27	4,7	3,46	8,12	2,2	3,1	3,2	2,7	3,6	2,5	4,6
$\omega_{\text{вых}}, \text{ 1/с}$	36,6	31,5	21,5	42,6	41,8	22,1	22,3	42,4	45,3	46,2	26,3	13,2	10,1	17,2	11,4

Дата выдачи задания _____

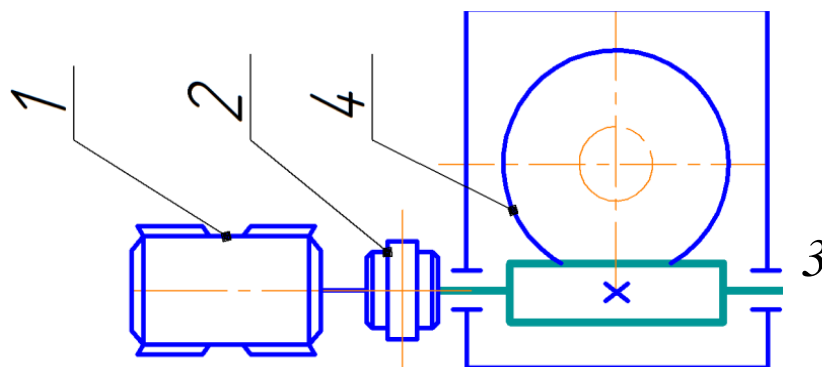
Срок сдачи проекта _____

Руководитель _____

Техническое задание № 3

на курсовой проект по деталям машин
студенту(ке) _____ факультет _____ курс _____ группа _____

Спроектировать червячный редуктор для привода к конвейеру



1 - электродвигатель, 2 – муфта упругая с торообразной оболочкой, 3 - подшипники качения, 4 – червячный редуктор.

Исходные данные

Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
$P_{\text{вых}}, \text{ кВт}$	2,7	6,5	4,66	6,87	5,27	2,7	1,8	8,8	3,7	1,6	13,2	10,7	8,6	7,5	4,9
$\omega_{\text{вых}}, 1/\text{с}$	18,6	21,5	12,5	20,7	18,8	26,1	32,3	22,4	20,3	26,6	15,3	13,5	10,8	17,6	11,6
Z_1	2	2	4	2	2	2	2	4	1	1	2	2	4	2	1

Дата выдачи задания _____

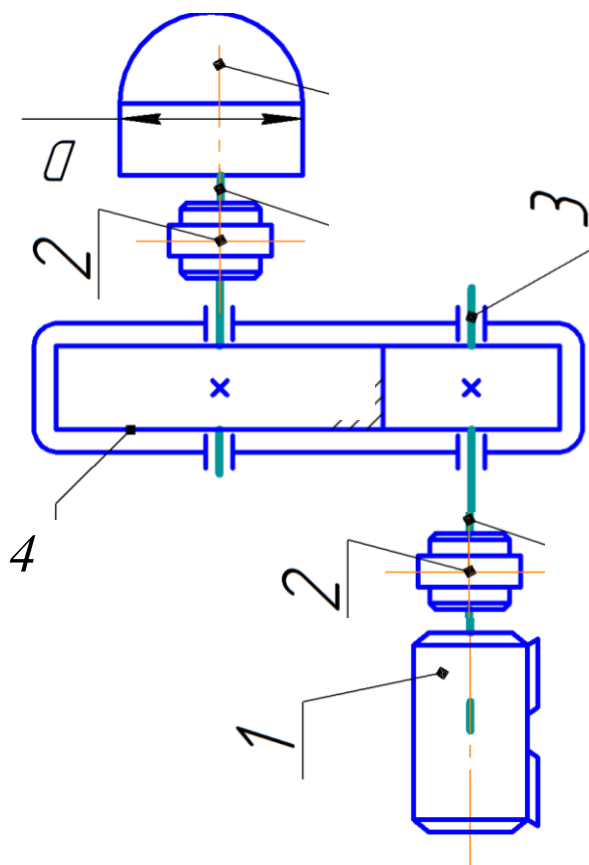
Срок сдачи проекта _____

Руководитель _____

Техническое задание № 4

на курсовой проект по деталям машин
студенту(ке) _____ факультет _____ курс _____ группа _____

Спроектировать цилиндрический редуктор для привода к смесителю



1 - электродвигатель, 2 – муфта цепная, 3 - подшипники качения, 4 – цилиндрический горизонтальный редуктор

Исходные данные

Вариант ы	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
$P_{\text{вых}}, \text{ кВт}$	3,70	2,1	4,6	1,37	2,7	5,8	4,25	8,0	4,2	2,36	6,2	8,7	5,6	2,8	7,6
$\omega_{\text{вых}}, 1/\text{с}$	36, 6	45, 5	38, 5	41, 7	31, 8	42, 5	25, 3	32, 4	35, 3	25, 2	28, 3	33, 2	16, 1	27, 2	31, 4

Дата выдачи задания _____

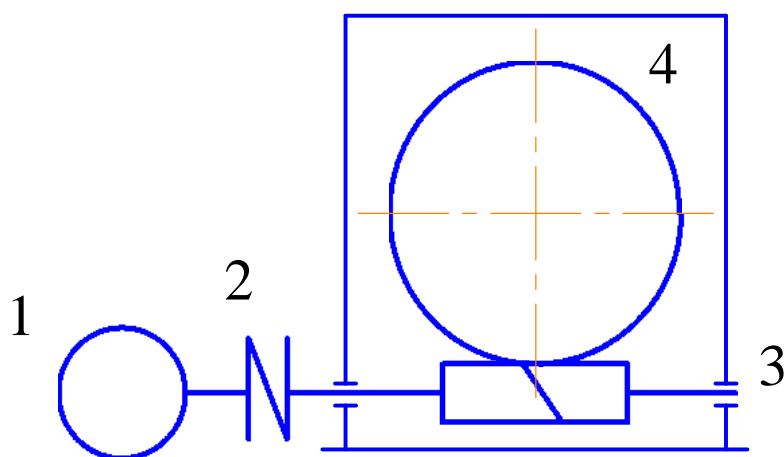
Срок сдачи проекта _____

Руководитель _____

Техническое задание №5

на курсовой проект по деталям машин
студенту(ке) _____ факультет _____ курс _____ группа _____

Спроектировать червячный редуктор для привода к мешалке



1 - электродвигатель, 2 – муфта упругая втулочно-пальцевая, 3 - подшипники качения, 4 – червячный редуктор.

Исходные данные

Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
$P_{\text{вых}}$, кВт	1,34	6,8	7,66	6,3	2,27	8,7	5,8	2,8	1,7	3,6	3,2	8,7	4,6	7,5	2,9
$\omega_{\text{вых}}$, 1/с	16,6	12,5	12,5	23,2	18,8	26,2	25,6	13,4	20	26,6	15,3	13,5	16,8	22,6	15,6
Z_1	2	2	2	2	2	2	2	1	1	2	4	2	4	1	4

Дата выдачи задания _____

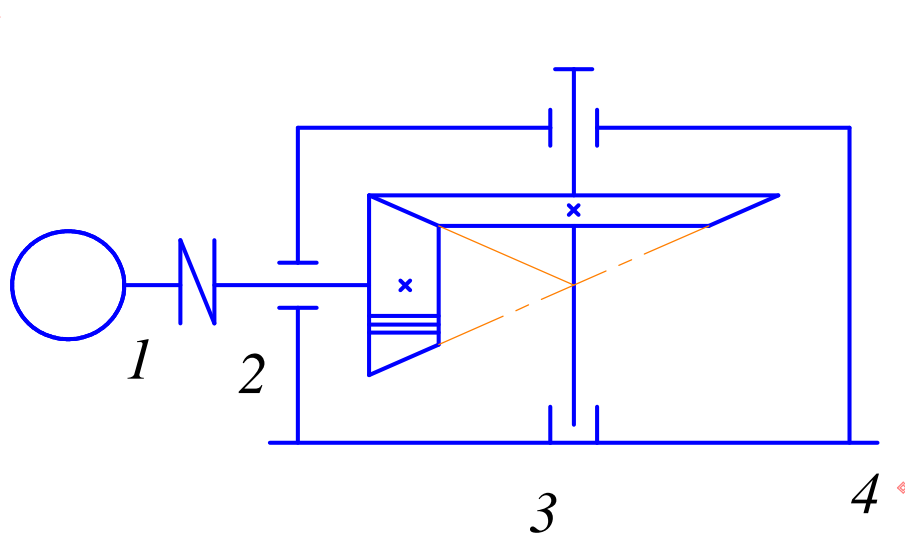
Срок сдачи проекта _____

Руководитель _____

Техническое задание № 6

на курсовой проект по деталям машин
студенту(ке) _____ факультет _____ курс _____ группа _____

Спроектировать конический редуктор для привода к насосу



1 - электродвигатель, 2 – муфта упругая со звездочкой, 3 - подшипники качения, 4 – конический редуктор.

Исходные данные

Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
$P_{\text{вых}}$, кВт	1,70	2,0	5,66	2,37	4,27	6,7	4,25	10,0	5,2	4,36	7,2	8,7	5,6	2,8	7,6
$\omega_{\text{вых}}$, 1/с	26,6	35,5	28,5	21,7	11,8	22,1	45,3	32,4	25,3	26,2	28,3	33,2	16,1	27,2	31,4

Дата выдачи задания _____

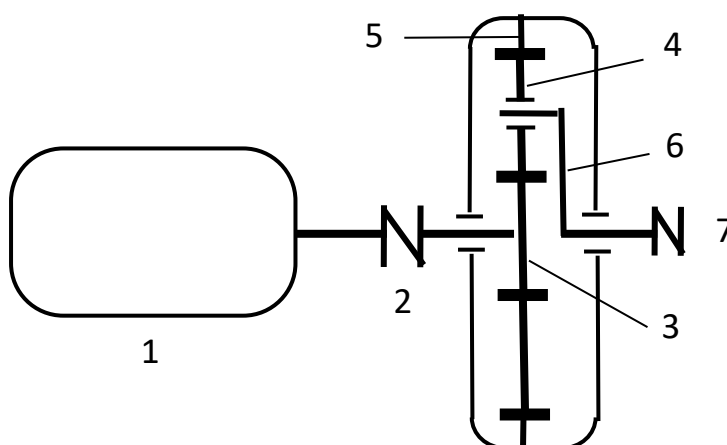
Срок сдачи проекта _____

Руководитель _____

Техническое задание № 7

на курсовой проект по деталям машин
студенту(ке) _____ факультет _____ курс _____ группа _____

Спроектировать планетарный редуктор для привода к насосу



1-электр двигатель; 2-муфта; 3-солнечная шестерня; 4-сателлит; 5-эпициклическое колесо; 6-водило; 7-исполнительный механизм

Исходные данные

Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
$P_{\text{вых}}$, кВт	1,7	2,0	5,6	2,3	4,2	6,7	4,2	10,0	5,2	4,3	7,2	8,7	5,6	2,8	7,6
$\omega_{\text{вых}}$, 1/с	26	35	28	21	11	22	45	32	25	26	28	33	16	27	31

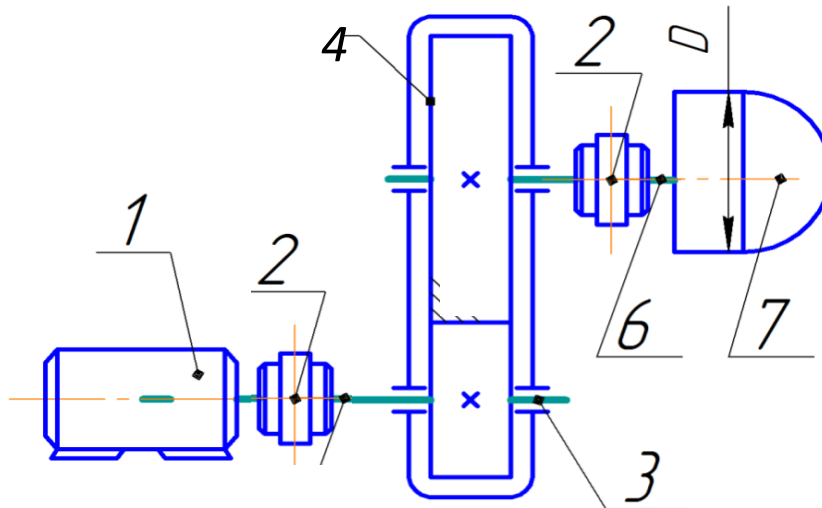
Дата выдачи задания _____

Срок сдачи проекта _____

Руководитель _____

3. Проектирование одноступенчатого зубчатого цилиндрического редуктора.

3.1. Выбор электродвигателя. Кинематический и силовой расчёт редуктора



1 - электродвигатель, 2 – муфта упругая со звездочкой, 3 - подшипники качения, 4 – цилиндрический редуктор с нижним расположением шестерни, 6 – вал рабочей машины, 7 – мешалка.

Исходные данные

1. Мощность на тихоходном валу редуктора: $P_{в\text{лх}} = 5,0$ кВт.
2. Частота вращения на тихоходном валу редуктора: $n_{в\text{лх}} = 240$ мин⁻¹.
3. Вид электродвигателя : 4А.

1. Общий КПД редуктора.

$$\eta = \eta_{ц.и.} \times \eta_{о.н.}^2;$$

где $\eta_{ц.и.} = 0,97 \dots 0,98$ – КПД цилиндрического зацепления;

$\eta_{о.н.}^2 = 0,99 \dots 0,995$ – КПД подшипников качения.

Общий КПД привода:

$$\eta = \eta_{ц.и.} \eta_{о.н.}^2 = 0,975 \times 0,99^2 = 0,955.$$

2. Требуемая мощность электродвигателя, кВт

$$P_{тэ} = \frac{P_m}{\eta} = \frac{5,0}{0,955} = 5,24 \text{ кВт.}$$

3. Приблизительное значение частоты вращения электродвигателя

$$n_{\partial\partial} = n_1 = n_m u = 240 (1,25 \dots 5,6) = 300 \dots 1344 \text{ об/мин.}$$

4. По значениям $P_{тэ}$ и $n_{\partial\partial}$ Выбираем асинхронный электродвигатель серии 4А с номинальной мощностью $P_{дв} \geq P_{тр}$ (Таблица П 1., 118 стр) 4А13256У3:

мощность $P_{\partial\partial}=5,5$ кВт;

асинхронная частота вращения $n=1000$ об/мин;

коэффициент скольжения %; $S=3,3$.

Частота вращения вала электродвигателя

$$n_{\partial\partial} = n \left(1 - \frac{S\%}{100\%} \right) = 1000 \left(1 - \frac{3,3\%}{100\%} \right) = 967 \text{ об/мин.}$$

Диаметр выходной части электродвигателя $d_{\partial\partial}=38$ мм.

5. Определяем расчётное передаточное число:

$$u = \frac{n_{\partial\partial}}{n_m} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{967}{240} = 4,03.$$

Выбираем из стандартного ряда $u=4$ (Таблица П 6., 120 стр).

6. Уточнённый расчёт частоты вращения на тихоходном валу редуктора:

$$n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{967}{4} = 242 \text{ айл/мин.}$$

7. Угловые скорости валов:

$$\text{на быстроходном валу - } \omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 967}{30} = 101,2 \text{ рад/с;}$$

$$\text{на тихоходном валу - } \omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 242}{30} = 25,3 \text{ рад/с.}$$

8. Вращающие моменты Т, Н·м:

на быстроходном валу - $T_1 = \frac{P_m \cdot 10^3}{\omega_1} = \frac{5,24 \cdot 10^3}{101,2} = 51,8 \text{ Н м};$

на тихоходном валу - $T_2 = \frac{P_m \cdot 10^3}{\omega_2} = \frac{5,0 \cdot 10^3}{25,3} = 197 \text{ Н м [5], [6], [8], [9], [10].}$

Результаты кинематического и силового расчёта привода заносятся в таблицу.

Валы	Передаточное число, u	Частоты вращения n , об/мин	Угловые скорости ω , рад/с	Момент T , Н м
Быстроходный	4	967	101,2	51,8
Тихоходный		242	25,3	197

3.2. Расчёт редукторной передачи

На основании требований технического задания и результатов кинематического и силового расчёта привода определяем исходные данные для расчёта передачи .

Предварительно выбираем материал со средними механическими характеристиками: для шестерни – сталь 45, термическая обработка – улучшение, твёрдость HB230; для колеса – сталь 45, термическая обработка – нормализация, твёрдость HB200 (Таблица П 3., 119 стр).

Допускаемое контактное напряжение:

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

где $\sigma_{H.lim}=2 \text{ HB}$ – Предельное допускаемое контактное напряжение (Таблица П 4,120 стр) для молотуголеродистых сталей твёрдость которых меньше HB350: $\sigma_{H.lim}=2 \text{ HB}+70$;

$S_H=1,1$ – коэффициент безопасности;

K_{HL} – коэффициент долговечности , принимаем $K_{HL}=1$.

Для шестерни

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H.lim1}}{S_H} K_{HL} = \frac{2HB_1 + 70}{1,1} \cdot 1 = \frac{2 \cdot 230 + 70}{1,1} \cdot 1 = 482 \text{ Н/мм}^2.$$

Для колеса

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H2, \lim}}{S_H} K_{HL} = \frac{2HB_2 + 70}{1,1} \cdot 1 = \frac{2 \cdot 200 + 70}{1,1} \cdot 1 = 427 \text{ Н/мм}^2.$$

Допускаемые напряжения изгиба:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F, \lim}}{S_p} K_{FL};$$

где $\sigma_{F, \lim} = 1,8 \text{ HB}$; $S_p = 1,75$ (Таблица П 4, 120 стр).

$$\text{Для шестерни } [\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F, \lim 1}}{S_p} K_{FL} = \frac{1,8HB_1}{1,75} \cdot 1 = \frac{1,8 \cdot 230}{1,75} \cdot 1 = 236 \text{ Н/мм}^2.$$

$$\text{Для колеса } [\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F, \lim 2}}{S_p} K_{FL} = \frac{1,8HB_2}{1,75} \cdot 1 = \frac{1,8 \cdot 200}{1,75} \cdot 1 = 206 \text{ Н/мм}^2 \text{ [5], [6], [8],$$

[9], [10].

Результаты расчёт редукторной передачи заносятся в таблицу.

Параметр	Шестерня	Колесо
HB	230	200
$[\sigma_H]$, Н/мм ²	482	427
$[\sigma_F]$, Н/мм ²	236	206

Коэффициент нагрузки принимаем $K_H = 1,25$.

Коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния (Таблица П 8., 121 стр) $\psi_{ba} = b/a = 0,4$.

Межосевое расстояние

$$a = (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{310}{[\sigma_{H2}]}\right)^2 \frac{T_2 \cdot K_H}{u^2 \cdot \psi_{ba}}};$$

где; $u=4$ – передаточное число;

$[\sigma_{H2}] = 427 \text{ Н/мм}^2$ – допускаемое контактное напряжение для зубчатого колеса;

$T_2 = 197 \times 10^3 \text{ Н мм}$ – момент на тихоходном валу .

Межосевое расстояние

$$a = (4 + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{310}{427}\right)^2 \frac{197 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{4^2 \cdot 0,4}} = 136 \text{ мм.}$$

Межосевое расстояние округляем до стандартного значения $a=140$ мм
(Таблица П 5., 120 стр).

Модуль зацепления

$$m = (0,01 \dots 0,02) a = (0,01 \dots 0,02) 140 = 1,4 \dots 2,8 \text{ мм.}$$

принимаем $m = 2$ мм (Таблица П 7., 120 стр).

Определяем:

- Суммарное число зубьев

$$z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot a}{m} = \frac{2 \cdot 140}{2} = 140;$$

- Число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u + 1} = \frac{140}{4 + 1} = 28;$$

- Число зубьев колеса

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 140 - 28 = 112.$$

Фактическое передаточное число

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{112}{28} = 4,0 \text{ [1], [2], [3], [4], [7].}$$

3.3. Основные размеры шестерни и колеса

3.3.1. Основные размеры шестерни и колеса

Делительные диаметры:

- для шестерни $d_1 = m z_1 = 2 \times 28 = 56$ мм;

- для колеса $d_2 = m z_2 = 2 \times 112 = 224$ мм.

Фактическое межосевое расстояние:

$$a_{\phi} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{56 + 224}{2} = 140 \text{ мм.}$$

Диаметр вершин зубьев:

- для шестерни $d_{a1} = d_1 + 2 m = 56 + 2 \times 2 = 60$ мм;

- для колеса $d_{a2} = d_2 + 2 m = 224 + 2 \times 2 = 228$ мм.

Диаметр впадин зубьев шестерни:

- для шестерни $d_{f1} = d_1 - 2,5 m = 56 - 2,5 \times 2 = 51$ мм;

- для колеса $d_{f2} = d_2 - 2,5 m = 224 - 2,5 \times 2 = 219$ мм.

Ширина колеса $b_2 = \psi_{ba} a = 0,4 \times 140 = 56$ мм;

Ширина шестерни $b_1 = b_2 + 5 = 56 + 5 = 61$ мм.

3.3.2. Окружная скорость колёс и степень точности передачи.

Окружная скорость колеса зубчатого зацепления:

$$v = \frac{w_1 \cdot d_1}{2} = \frac{101,5 \cdot 56}{10^3 \cdot 2} = 2,84 \text{ м/с.}$$

Выбираем 8 степень точности передачи (Таблица П 9., 121 стр).

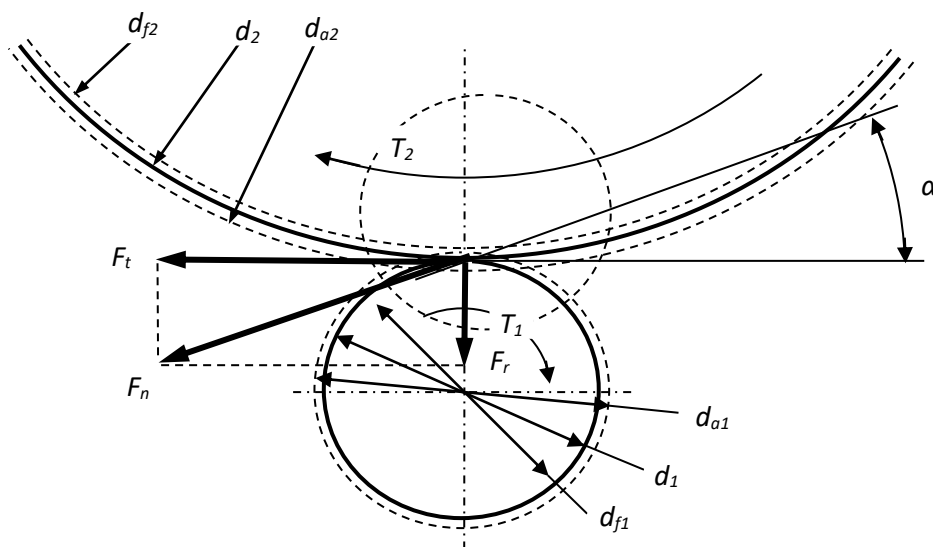
Силы в зацеплении (3.1 рис):

$$\text{- окружная сила } F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 51,8 \cdot 10^3}{56} = 1850 \text{ Н;}$$

$$\text{- Радиальная сила } F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha = F_t \operatorname{tg} 20^\circ = 1850 \times 0,364 = 673 \text{ Н;}$$

α – угол зацепления;

- Осевая сила $F_a = 0$ – так как колесо прямозубая.



3.1 рис. Схема сил в зацеплении цилиндрической передачи.

3.3.3. Проверочный расчёт

а) Контактное напряжение:

$$\sigma_n = \frac{310}{a_\phi} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H (u + 1)}{b_2 \cdot u^2}} \leq [\sigma_{n2}]$$

где $a_\phi = 140$ мм – фактическое межосевое расстояние;

$T_2=197 \times 10^3$ Н мм – момент на тихоходном валу;

$b_2=56$ мм – Ширина колеса;

$u=4$ – передаточное число;

$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}$ – расчёт коэффициента нагрузки;

$K_{H\alpha} = 1,0$ – для прямозубых колёс;

$K_{H\beta}$ - коэффициент концентрации нагрузок;

для $\psi_{ba} = b_2/d_1 = 56/56 = 1$ принимаем $K_{H\beta}=1,05$

(Таблица П 11., 121 стр);

$K_{H\nu} = 1,12$ – коэффициент динамической нагрузки (Таблица П 11., 121 стр).

В итоге получаем $K_H = 1 \times 1,05 \times 1,12 = 1,18$.

Контактное напряжение:

$$\sigma_H = \frac{310}{140} \cdot \sqrt{\frac{197 \cdot 10^3 \cdot 1,18 \cdot (4+1)^3}{56 \cdot 4^2}} = 399 \text{ Н/мм}^2.$$

$$\text{недогрузка} \quad \frac{[\sigma_{H2}] - \sigma_H}{[\sigma_{H2}]} = \frac{427 - 399}{427} 100\% = 6,5\% .$$

б) Проверяем на напряжение изгиба, МПа:

$$\sigma_p = Y_F \frac{F_t \cdot K_F}{b_2 \cdot m} \leq [\sigma_{F2}];$$

где $F_t=1843$ Н – окружная сила;

$b_2 = 56$ мм – ширина колеса;

$m=2$ мм – модуль;

$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\nu}$ – коэффициент нагрузки;

$K_{F\alpha} = 1,0$ – для прямозубых колёс;

$K_{F\beta}$ - коэффициент концентрации напряжений;

когда $\psi_{ba} = b_2/d_1 = 56/56 = 1$ то выбираем $K_{H\beta}=1,1$ (Таблица П 12., 122 стр,);

$K_{H\nu} = 1,3$ – коэффициент динамической нагрузки (Таблица П 11., 121 стр).

В итоге получаем $K_H = 1 \times 1,1 \times 1,3 = 1,43$;

Y_F – коэффициент формы зуба;

при $z_1=28$ будет $Y_{F1}=3,9$; при $z_2=112$ будет $Y_{F2}=3,6$.

Определяем следующее отношение $[\sigma_F] / Y_F$:

для шестерни $[\sigma_{F1}] / Y_{F1} = 236 / 3,9 = 60,5 \text{ Н/мм}^2$;

для колеса $[\sigma_{F2}] / Y_{F2} = 206 / 3,6 = 60,5 \text{ Н/мм}^2$.

Допускаемое напряжение на изгиб меньше у колеса и для проверки берём его значение $[\sigma_{F2}]=206 \text{ Н/мм}^2$:

$$\sigma_p = 3,6 \frac{1843 \cdot 1,43}{56 \cdot 2} = 85 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_{F2}] = 206 \text{ Н/мм}^2 - \text{условие прочности}$$

соблюдается.

3.4. Предварительный расчёт валов редуктора.

3.4.1. Предварительный расчёт валов

Предварительный расчёт валов выполняется пользуясь следующими значениями.

Размер вала электродвигателя и крутящий момент на быстроходном валу : $T_1 = 51,6 \text{ Н м}$; $d_{\partial\partial} = 38 \text{ мм}$.

Так как значение допускаемого напряжения на кручение $[\tau_k]=12...25 \text{ Н/мм}^2$ размер входной части быстроходного вала определяется следующей формулой:

$$d_{\text{вход}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_1}{\pi \cdot [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 51,6 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 12}} = 28 \text{ мм}.$$

Валы редуктора и электродвигателя соединяются муфтой и поэтому разница размеров между этими валами подбираются следующим отношением $d_{\text{вход}} : d_{\partial\partial} \geq 0,75$ т.е. размеры полумуфт должны быть разными.

Примерно

$$d_{\text{вход}} = 0,75 d_{\partial\partial} = 0,75 \times 38 = 28 \text{ мм}.$$

Соединить эти валы можно с помощью упругой втулочно–пальцевой муфтой размер принимаем $d_{\text{вход}} = 32 \text{ мм}$.

Диаметр под подшипник:

$$d_{n1} = d_{\text{вход}} + (2...6) = 32 + 3 = 35 \text{ мм}.$$

Размер вала под подшипник должен оканчиваться на числа 5 и 0.

Принимаем $d_{n1} = 35$ мм .

Диаметр под шестерню:

$$d_{вш} = 35 + (3 \dots 6) = 35 + 3 = 38 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 6636-69 сравниваем размер вала и выбираем : $d_{вш} = 38$ мм.

(Таблица П14., 123 стр).

Ведомый тихоходный вал: $T_2 = 197$ Н м.

$[\tau_k] = 20$ Н/мм² – размер выходной части определяется

$$d_{вых} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_2}{\pi \cdot [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 197 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 37 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 6636-69 сравниваем размер вала и выбираем: $d_{вых} = 38$ мм

(Таблица П14., 123 стр).

Диаметр под подшипник

$$d_{n2} = d_{вых} + (2 \dots 6) = 38 + 2 = 40 \text{ мм.}$$

Диаметр под зубчатое колесо

$$d_{вз} = d_{n2} + (2 \dots 6) = 40 + 5 = 45 \text{ мм [1], [2], [3], [4], [7].}$$

Размеры быстроходного (входного) и тихоходного(ведомый) вала

Валы	Диаметрлар, мм		
Быстроходный (входной)	$d_{вход} = 32$	$d_{n1} = 35$	$d_{вш} = 38$
Тихоходный(ведомый)	$d_{вых} = 38$	$d_{n2} = 40$	$d_{вз} = 45$

<https://dzen.ru/video/watch/61a7d419c83bf734cc5e70f1?f=d2d>

3.4.2. Предварительный подбор подшипников.

Так как колесо прямозубая и осевая нагрузка отсутствует подбираем шарикоподшипник радиальный однорядный лёгкой серии (Таблица П 25., 129 стр).

Данные выбранных подшипников

Условное обозначение подшипника	Размеры, мм			Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	динамическая C_r	статическая C_o
207	35	72	17	23,5	13,7
208	40	80	18	32	17,8

Расстояние между опорами валов определяется по следующей формуле:

$$l = l_{cm} + 2 (10...15) + B_2 ;$$

где $l_{cm} = 1,2 d_{вк} = 1,2 \times 45 = 54$ мм – длина ступицы ;

$B_2 = 18$ мм – ширина подшипника.

Определяем расстояние между опорами валов:

$$l = 54 + 2 \times 15 + 18 = 102 \text{ мм.}$$

Принимаем $l = 100$ мм.

3.5. Конструктивные размеры шестерни и зубчатого колеса

Размеры шестерни:

- диаметр делительной окружности $d_1 = 56$ мм;
- диаметр вершин зубьев $d_{a1} = 60$ мм;
- диаметр впадин зубьев $d_{f1} = 51$ мм;
- ширина шестерни $b_1 = 61$ мм.

Размеры зубчатого колеса:

- диаметр делительной окружности $d_2 = 224$ мм;
- диаметр вершин зубьев $d_{a2} = 228$ мм;
- диаметр впадин зубьев $d_{f2} = 219$ мм;
- ширина колеса $b_2 = 56$ мм;
- диаметр ступицы $d_{cm} = 1,6 d_{вк} = 1,6 \times 45 = 72$ мм;
- длина ступицы $l_{cm} = 1,2 d_{вк} = 1,2 \times 45 = 54$ мм;
- толщина венца колеса $\delta = (2,5...4) m = 4 \times 2 = 8$ мм; принимаем $\delta = 8$ мм;
- толщина диска $c = 0,3 b_2 = 0,3 \times 56 = 16,8$ мм; принимаем $c = 16$ мм

Таблица рассчитанных данных.

№ п/н	Параметры	Обозначение	Единица измерения	Числовое значение
1	2	3	4	5
1	Расчитанный момент на ведомом валу	T_2	Н м	197
2	Передаточное число (фактический)	u	-	4
3	Межосевое расстояние (фактический)	a_f	мм	140
4	Модуль зуба	m	мм	2
5	Количество зубьев: суммарное шестерни колеса	z_{Σ} z_1 z_2	- - -	140 28 112
6	Диаметр делительной окружности:			

	шестерни колеса	d_1 d_2	мм мм	56 224
7	Окружная (касательная) скорость	v	м/с	2,84
8	Ширина венца: колеса шестерни	b_2 b_1	мм мм	56 61
9	Степень точности		8	
10	Контактные напряжения: допускаемые расчётный	$[\sigma_H]$ σ_H	Н/мм ² Н/мм ²	427 399
11	Силы в зацеплении: окружная сила радиальная осевая сила	F_t F_r F_a	Н Н Н	1843 671 0
12	Диаметр ступицы колеса	d_{cm}	мм	72
13	Длина ступицы колеса	l_{cm}	мм	54
14	Ширина венца колеса	δ	мм	8
15	Толщина диска колеса	c	мм	16
16	Напряжения на изгиб: допускаемые расчётный	$[\sigma_F]$ σ_F	Н/мм ² Н/мм ²	206 84
17	Коэффициент формы зуба	ψ_{ba}	-	0,4
18	Твёрдость зубьев: шестерни колеса	HB ₁ HB ₂		230 200

3.6. Конструктивные размеры корпуса редуктора

Толщина стенок корпуса

$$\delta = 0,025 a_\phi + 1 \geq 8 \text{ мм};$$

$$\delta = 0,025 \times 140 + 1 = 4,5 \text{ мм}; \text{ принимаем } \delta = 8 \text{ мм}.$$

Толщина стенок крышки

$$\delta_I = 0,025 a_\phi + 1 \geq 8 \text{ мм};$$

$$\delta_I = 0,025 \times 140 + 1 = 4,5 \text{ мм}; \text{ принимаем } \delta_I = 8 \text{ мм}.$$

Толщина пояса(фланца) корпуса

$$B = 1,5 \delta = 1,5 \times 8 = 12 \text{ мм}.$$

Толщина нижнего пояса крышки корпуса

$$B_I = 1,5 \delta = 1,5 \times 8 = 12 \text{ мм}.$$

Толщина бабышки корпуса

$$P = 2,35 \delta = 2,35 \times 8 = 19 \text{ мм}; \text{ принимаем } P = 20 \text{ мм}$$

диаметры болтов:

- фундаментальные

$$d_I = (0,03 \dots 0,036) a_\phi + 12 \text{ мм} = (0,03 \dots 0,036) 140 + 12 = 16,2 \dots 17 \text{ мм};$$

Принимаем болты с резьбой М18;

- крепёжные болты крышки подшипника к корпусу

$$d_2 = (0,7 \dots 0,75) d_1 = (0,7 \dots 0,75) \times 18 = 12,6 \dots 13,5 \text{ мм};$$

Принимаем болты с резьбой М14;

- крепёжные болты крышки корпуса к корпусу

$$d_3 = (0,5 \dots 0,6) d_1 = (0,5 \dots 0,6) \times 18 = 9 \dots 10,8 \text{ мм};$$

Принимаем болты с резьбой М12;

- расстояние между внешней стороной зубчатого колеса и внутренней стороной стенки корпуса:

$$\text{по диаметру } a = 1,2 \delta = 1,2 \times 8 = 9,6 \text{ мм};$$

$$\text{с торца } a_1 = \delta = 8 \text{ мм};$$

- минимальное расстояние между зубчатым колесом с дном корпуса:

$$a_2 \geq 2,5 \delta = 2,5 \times 8 = 20 \text{ мм}.$$

Также должны учитываться следующие условия :

1) расстояние a_2 должно быть достаточно для того чтобы в масляной ванне колесо не задела осадков;

2) объём масляной ванны зависит от величины расстояния a_2 [5], [6], [8], [9], [10].

3.7. Проверка долговечности подшипников

3.7.1. Быстроходный (ведущий) вал

По предыдущим расчётам известно: $F_t=1843 \text{ Н}$; $F_r=671 \text{ Н}$; $F_o=0 \text{ Н}$; $d_1=56 \text{ мм}$; $l=100 \text{ мм}$; $T_l=51,6 \times 10^3 \text{ Н мм}$.

1. Конструкцию вала заменяем на схему т.е. нагрузку, опоры и вал схематизируются. (3.2 рис).

2. Изгиб на вертикальной плоскости.

а) Определяем опорные реакции. Так как зубчатое колесо симметрично располагается на валу:

$$R_{1y} = R_{2y} = F_{rl} / 2 = 671 / 2 = 335,5 \text{ Н}.$$

$$R_{1y} = R_{2y} = F_{rl} / 2 = 671 / 2 = 335,5 \text{ Н}.$$

б) Определяем изгибающие моменты.

1- опора:

$$M_{x1} = -R_{1y} z_1; \quad 0 \leq z_1 \leq 50; \quad z_1 = 50 \text{ мм.}$$

когда $z_1 = 0$: то $M_{x1} = 0$.

$$\text{когда } z_1 = 50 \text{ мм: то } M_{x1} = -335,5 \times (-50) = 16775 \text{ Н мм.}$$

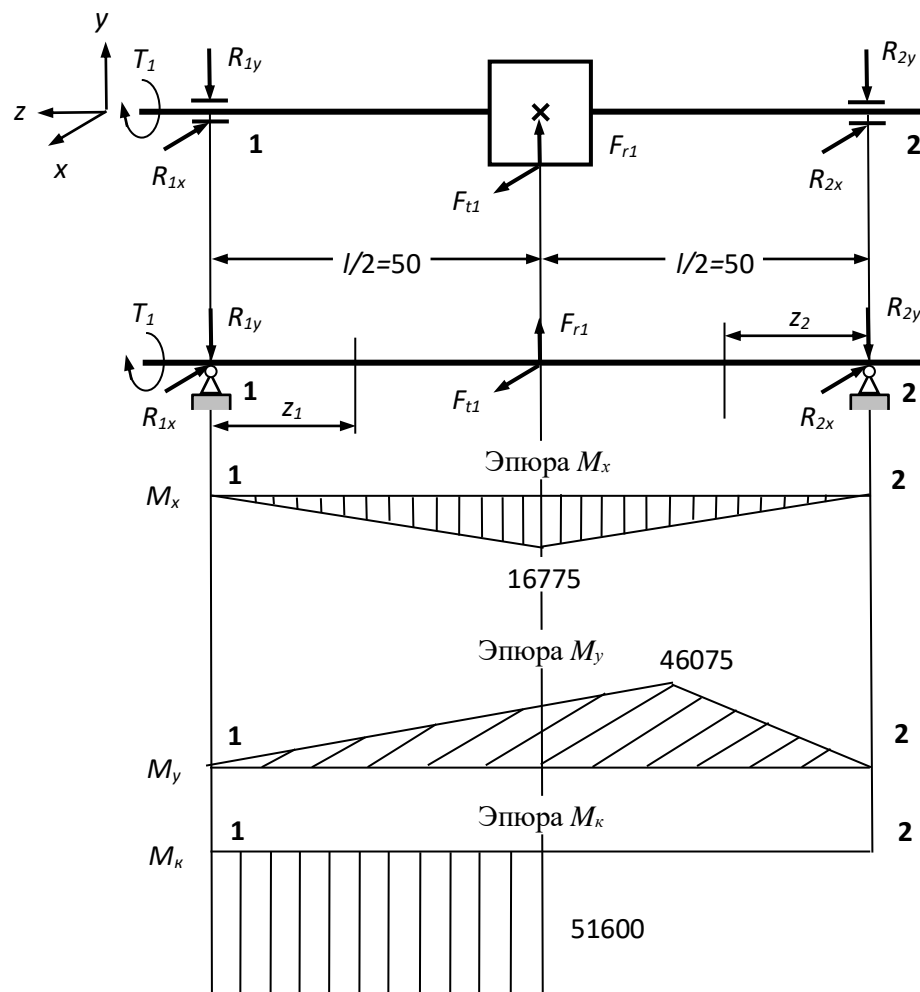
2- опора.

$$M_{x2} = R_{2y} z_2; \quad 0 \leq z_2 \leq 50; \quad z_2 = 50 \text{ мм.}$$

когда $z_2 = 0$: то $M_{x2} = 0$.

$$\text{когда } z_2 = 50 \text{ мм: то } M_{x2} = 335,5 \times 50 = 16775 \text{ Н мм.}$$

строим эпюру изгибающих моментов M_x .



3.2 рис. Расчётная схема ведущего вала.

3. Изгиб на горизонтальной плоскости.

а) Определяем опорные реакции:

$$R_{1x} = R_{2x} = F_{t1} / 2 = 1843 / 2 = 921,5 \text{ Н.}$$

б) Определяем изгибающие моменты:

1 -опора:

$$M_{y1} = R_{1x} z_1; \quad 0 \leq z_1 \leq 50; \quad z_1 = 50 \text{ мм.}$$

когда $z_1 = 0$: то $M_{y1} = 0$.

$$\text{когда } z_2 = 50 \text{ мм: то } M_{y1} = 921,5 \times 50 = 46075 \text{ Н мм.}$$

2 -опора:

$$M_{y2} = -R_{2x} z_2; \quad 0 \leq z_2 \leq 50; \quad z_2 = 50 \text{ мм.}$$

когда $z_2 = 0$: то $M_{y2} = 0$.

$$\text{когда } z_2 = 50 \text{ мм: то } M_{y2} = -921,5 \times (-50) = 46075 \text{ Н мм.}$$

строим эпюру изгибающих моментов M_y .

4. Крутящий момент

$$M_{\kappa 1} = T_1 = 51600 \text{ Н мм.}$$

строим эпюру изгибающих моментов M_{κ} .

5. Равнодействующая опорных реакций:

$$R_1 = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} = \sqrt{921,5^2 + 335,5^2} = 981 \text{ Н;}$$

$$R_2 = R_1 = 981 \text{ Н.}$$

6. Равнодействующая изгибающих моментов:

$$M_y = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{16775^2 + 46075^2} = 49034 \text{ Н мм.}$$

3.7.2. Проверяем выбранные подшипники на долговечность

Ведущий вал

Параметры выбранного подшипника 207 :

- внутренний диаметр $d = 35 \text{ мм}$;
- внешний диаметр $D = 72 \text{ мм}$;
- ширина $B = 17 \text{ мм}$;
- динамическая грузоподъёмность $C = 23,5 \text{ кН}$;
- статическая грузоподъёмность $C_o = 13,7 \text{ кН}$.

Эквивалентная нагрузка определяется по следующей формуле:

$$P_y = (X V F_r + Y F_o) K_{\beta} K_T;$$

где $F_r = R = 981 \text{ Н}$ – радиальная нагрузка равная равнодействующей опорных реакций;

$F_o = 0$ – так как шестерня прямозубая осевой нагрузки;

$V = 1$ – вращается внутреннее кольцо, коэффициент;

$K_\delta = 1,3 \dots 1,5$ – коэффициент безопасности;

$K_T = 1$ – температурный коэффициент, когда $t < 100^\circ\text{C}$;

X и Y – радиальный и осевой коэффициент нагрузки.

Когда отношение $F_o / C_o = 0$, то будет $X=1$ и $Y=0$ (Таблица П 30., 134 стр).

Определяем эквивалентную нагрузку

$$P_\Sigma = 1 \times 1 \times 981 \times 1,5 \times 1 = 1471,5 \text{ Н} = 1,47 \text{ кН.}$$

Расчёт долговечности в часах:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \left(\frac{C}{P_\Sigma} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 967} \left(\frac{23,5}{1,47} \right)^3 = 70408 \text{ часов.}$$

Срок работы подшипников для зубчатых редукторов принимается 10000...36000 часов.

Принимаем подшипник особо лёгкой серии 107 :

$$d = 35 \text{ мм}; D = 62 \text{ мм}; B = 14 \text{ мм}; C = 15,9 \text{ кН}; C_o = 8,5 \text{ кН.}$$

Расчёт долговечности принятого подшипника:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 967} \left(\frac{15,9}{1,47} \right)^3 = 21813 \text{ часов.}$$

Ведомый вал

Параметры выбранного подшипника 208:

- внутренний диаметр $d = 40 \text{ мм}$;
- внешний диаметр $D = 80 \text{ мм}$;
- ширина $B = 18 \text{ мм}$;
- динамическая грузоподъёмность $C = 32 \text{ кН}$;
- статическая грузоподъёмность $C_o = 17,8 \text{ кН}$.

Расчёт долговечности в часах:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \left(\frac{C}{P_\Sigma} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 242} \left(\frac{32}{1,47} \right)^3 = 710537 \text{ часов.}$$

Принимаем подшипник особо лёгкой серии 108:

$d = 40 \text{ мм}; D = 68 \text{ мм}; B = 15 \text{ мм}; C = 16,8 \text{ кН}; C_o = 9,3 \text{ кН}.$

Расчёт долговечности принятого подшипника:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 242} \left(\frac{16,8}{1,47} \right)^3 = 102796 \text{ часов [5], [6], [8], [9], [10].}$$

Параметры принятых подшипников

Обозначение подшипника	Размеры, мм			Грузоподъёмность, кН	
	d	D	B	динамическая C	статическая C_o
107	35	62	14	15,9	8,5
108	40	68	15	16,8	9,3

<https://dzen.ru/video/watch/624c7f6a7d9af205c26235a3?f=video>

3.8. Проверка на прочность шпоночных и шлицевых соединений

Выбираем размеры призматической шпонки по ГОСТ 23360-78

(Таблица П 21,126 стр).

Материал шпонки – Сталь 45, нормализация.

Напряжение на смятие и условие прочности на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{d(h-t_1)(l-b)} \leq [\sigma_{см}];$$

где $[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение на смятие:

для стальной ступицы $[\sigma_{см}] = 100 \dots 120 \text{ Н/мм}^2$;

для чугунной ступицы $[\sigma_{см}] = 50 \dots 70 \text{ Н/мм}^2$;

d – диаметр вала;

h – высота шпонки;

b – ширина шпонки;

l – длина шпонки;

t_1 – длина выемки на валу.

3.8.1. Ведущий вал

$d_l = d_{\text{выход}} = 32 \text{ мм}; T = T_l = 51,6 \text{ Н м}.$

Размеры шпонки: $b \times h = 10 \times 8 \text{ мм}^2$; $t_l = 5 \text{ мм}$; длина шпонки $l = 50 \text{ мм}$

(Муфта упругая втулочно-пальчиковая - МУВП когда длина полумуфты 58 мм). (Таблица П 21,126 стр).

Напряжение на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 51,6 \cdot 10^3}{32(8-5)(50-10)} = 27 \text{ Н/мм}^2.$$

Полумуфты МУВП изготавливаются из чугуна СЧ 21-40, так как

$\sigma_{см} = 27 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_{см}] = 50 \dots 70 \text{ Н/мм}^2$ – условие прочности на смятие выполняется.

3.8.2. Ведомый вал

$$d = d_{в2} = 45 \text{ мм}; T = T_2 = 197 \text{ Н м.}$$

Размеры шпонки: $b \times h = 14 \times 9 \text{ мм}^2$; $t_l = 5,5 \text{ мм}$; $l = 40 \text{ мм}$ (когда длина ступицы колеса $l_{см} = 54 \text{ мм}$) (Таблица П 21,126 стр).

Напряжение на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 197 \cdot 10^3}{45(9-5,5)(40-14)} = 96 \text{ Н/мм}^2.$$

На выходной части ведомого вала размером $d_{вых}=38 \text{ мм}$ нарезаются шлицы. Размеры шлицы берём:

$$z \times d \times D \times b = 8 \times 32 \times 38 \times 6 \text{ мм};$$

$S_p = 308 \text{ мм}^3/\text{мм}$ – относительный (длины) суммарный статический момент рабочих поверхностей (ГОСТ 21425-75);

$$l = 40 \text{ мм} – \text{длина шлицы.}$$

Расчёт на смятие шлицы проверяется:

$$\sigma_{см} = \frac{T_2}{S_p \cdot l} \leq [\sigma_{см}].$$

Для неподвижного соединения при лёгких эксплуатационных условиях

$$[\sigma_{см}] = 40 \dots 100 \text{ Н/мм}^2.$$

$$\sigma_{см} = \frac{197 \cdot 10^3}{308 \cdot 40} = 16 \text{ Н/мм}^2.$$

$\sigma_{см} = 16 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_{см}] = 40 \dots 100 \text{ Н/мм}^2$ – условие прочности на смятие выполняется.

Так как напряжение на смятие маленькое для выходной части ведомого вала можно использовать шпонку: $b \times h = 10 \times 8$; $t_l = 5 \text{ мм}$; $l = 50 \text{ мм}$.

Напряжение на смятие шпонки:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{d_{блх} (h - t_1)(l - b)} = \frac{2 \cdot 197 \cdot 10^3}{38(8 - 5)(50 - 10)} = 86 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_{см}] - \text{условие}$$

прочности на смятие выполняется.

<https://yandex.ru/video/preview/4149449812687168310>

3.9. Уточнённый расчёт валов

Принимаем нормальное напряжение на изгиб изменяются по симметричному циклу, а касательные напряжения кручения нулевому(пульсирующему) циклу.

Уточнённый расчёт валов рассчитан на определение коэффициента запаса прочности S для сопоставления с допускаемым значением коэффициента запаса прочности $[S]$. Условие прочности выполняется когда $S > [S]$. Допускаемый коэффициент запаса прочности $[S]=1,7 \dots 2,5$.

3.9.1. Ведомый вал.

Материал вала – сталь 45 нормализация; $\sigma_s = 600 \text{ Н/мм}^2$.

Крутящий момент $T_2 = 197 \times 10^3 \text{ Н мм}$.

Предел допуска симметрического цикла при изгибе по нормальным напряжениям

$$\sigma_{-I} = 0,43 \sigma_s = 0,43 \times 600 = 258 \text{ Н/мм}^2.$$

Предел допуска симметрического цикла при изгибе по касательным напряжениям

$$\tau_{-I} = 0,58 \sigma_{-I} = 0,58 \times 258 = 150 \text{ Н/мм}^2.$$

Расчитываем опасное сечение под колесом.

На шпоночной выемке возникает концентрация напряжений.

Диаметр вала под зубчатое колесо $d_{блх} = 45 \text{ мм}$, размеры шпонки:

$$b = 14 \text{ мм}; h = 9 \text{ мм}; t_I = 5,5 \text{ мм}.$$

Осевой момент сопротивления в сечении вала

$$W_x = \frac{\pi \cdot d_{чх}^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 (d_{чх} - t_1)^2}{2 \cdot d_{чх}} = \frac{3,14 \cdot 45^3}{32} - \frac{14 \cdot 5,5(45 - 5,5)^2}{2 \cdot 45} =$$

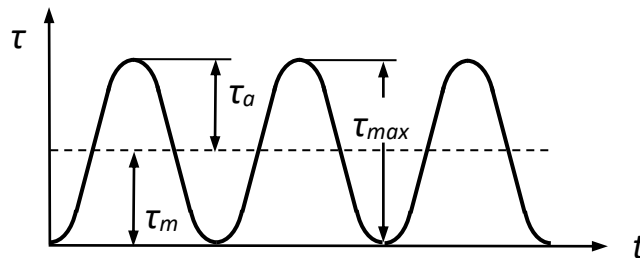
$$= 8942,6 - 1334,9 = 7607,7 \text{ мм}^3.$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d_{qx}^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 (d_{qx} - t_1)^2}{2 \cdot d_{qx}} = \frac{3,14 \cdot 45^3}{16} - \frac{14 \cdot 5,5(45 - 5,5)^2}{2 \cdot 45} =$$

$$= 17885,2 - 1334,9 = 16550 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда циклов касательных напряжений

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T_2}{2 \cdot W_p} = \frac{197 \cdot 10^3}{2 \cdot 16550} = 6 \text{ Н/мм}^2.$$



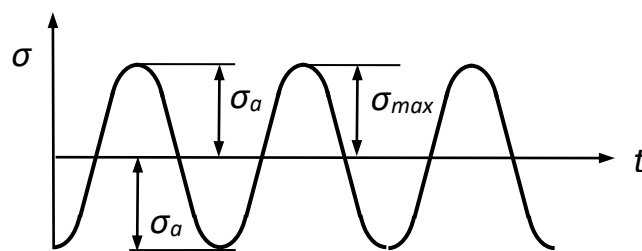
3.3 рис. Изменения касательных напряжений по нулевому(пульсирующему) циклу.

Цикл амплитуды изменения составляющего нормального напряжения на изгиб по симметричному циклу

$$\sigma_a = \sigma_{max} = \frac{M_{\vartheta}}{W_x} ; \quad \sigma_m = 0 ;$$

где $M_{\vartheta} = 49034 \text{ Н мм}$ – изгибающий момент под зубчатым колесом.

$$\sigma_a = \sigma_{max} = \frac{49034}{7607,7} = 6,44 \text{ Н/мм}^2.$$



3.4 рис. Симметричный цикл нормального напряжения по изгибу.

Коэффициент запаса прочности по нормальному напряжению

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \beta_{\sigma}} \cdot \sigma_a + \varphi_{\sigma} \cdot \sigma_m} ;$$

где $K_\sigma = 1,5 \dots 2,0$ – коэффициент концентрации напряжения изгиба для шпоночной канавки (Таблица П 19., 125 стр);

$\varepsilon_\sigma = 0,83$ – масштабный коэффициент;

$\sigma_m = 0$ – среднее напряжение изгиба;

$\varphi_\sigma = 0,1$ – коэффициент правки среднего составляющего цикла ;

$\beta_\sigma = 1$ – фактор шероховатости плоскости вала .

$$S_\sigma = \frac{258}{\frac{2}{0,83 \cdot 1} \cdot 6,44 + 0,1 \cdot 0} = 16,6 .$$

Коэффициент запаса прочности по касательному напряжению

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau \cdot \beta_\tau} \cdot \tau_a + \varphi_\tau \cdot \tau_m} ;$$

где $K_\tau = 1,4 \dots 2,1$ - коэффициент концентрации напряжения кручения для шпоночной канавки (Таблица П 18., 124 стр);

$\varepsilon_\tau = 0,71$ – масштабный коэффициент (Таблица П 20, 125 стр);

$\tau_m = \tau_a$ – среднее напряжение кручения;

коэффициент правки среднего составляющего цикла, когда $\varphi_\tau = 0 - \sigma_\sigma = 750 \text{ Н/мм}^2$;

$\beta_\tau = 1$ – фактор шероховатости плоскости вала (Таблица П14, 123 стр).

$$S_\tau = \frac{150}{\frac{2,1}{0,71 \cdot 1} \cdot 6 + 0 \cdot 6} = 8,45 .$$

Общий коэффициент запаса прочности

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{16,6 \cdot 8,45}{\sqrt{16,6^2 + 8,45^2}} = 7,5$$

$S = 7,5 > [S] = 1,7 \dots 2,5$ – условие прочности выполняется [5], [6], [8], [9], [10].

3.10. Выбор муфты и проверочный расчёт

Подбираем муфту для соединения вала электродвигателя $d_{\text{ов}} = 38$ с валом входной части ведущего вала $d_{\text{вход}} = 32$ мм, на которой крутящий момент $T_1 = 51,6$ Н м.

Выбираем муфту упругая втулочно-пальчиковая (Таблица П 38., 140 стр). Размеры муфты : $d_1=32$ мм; $d_2=38$ мм; $D=140$ мм; $L=166$ мм; $l=80$ мм; допускаемый момент $[T]=250$ Н м.

Проверяем выбранную муфту:

Коэффициент режима работы :

$K_p = [T] / T = 250 / 51,6 = 4,8 > [K_p] = 1,5 \dots 3,0$ – условие прочности выполняется (Таблица П 35, 138стр).

<https://www.youtube.com/watch?v=vFWVLXuW33k>

3.11. Посадки зубчатых колёс и подшипников

Посадка зубчатого колеса на вал выполняется посадкой $H7/p6$ – легко прессованный.

Посадка внутреннего кольца подшипника выполняется по $p6$.

Посадка внешнего кольца подшипника выполняется по $H7$.

Другие посадки выбираются по Таблица П 42., 144 стр.

3.12 . Смазывание редуктора и выбор уплотнений.

Смазывание зубчатых и червячных зацеплений и подшипников* уменьшает потери на трение, предотвращает повышенный износ и нагрев деталей, а также предохраняет детали от коррозии. Снижение потерь на трение обеспечивает повышение КПД редуктору. По способу подвода смазочного материала к зацеплению различают картерное и циркуляционное смазывание. Картерное смазывание осуществляется окунанием зубчатых и червячных колес (или червяков) в масло, заливаемое внутрь корпуса. Это смазывание применяют при окружных скоростях в зацеплении зубчатых передач до $v \leq 12$, в зацеплении червячных передач при окружной скорости червяка до $v < 10$ м/с. При большей скорости масло разбрызгивается центробежной силой.

Объём масла V_m определяется по передаваемой мощности на 1 кВт мощности приходится 0,25 дм³ масла:

$$V_m = 0,25 P_{тэ} = 0,25 \times 5,24 = 1,31 \text{ дм}^3;$$

$$V_m = (0,25 \dots 0,5) 5,5 = 1,37 \dots 2,75 \text{ л.}$$

Кинематическую вязкость масла.

Материал зубчатых колёс	σ_v , Н/мм ²	Кинематическая вязкость $\nu \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ $\nu \text{ м/с}$ окружной скорости				
		0,5 - 1	1 - 2,5	2,5 - 5	5 - 12,5	12,5 - 25
Сталь	до 1000	180 (34)	120 (15)	85	60	45

Примечание: без скобок для температуры 50 °С, в скобках – для температуры 100 °С.

Для окружной скорости $\nu = 2,84 \text{ м/с}$ советуется вязкость $\nu_{50} = 80 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. По таблице выбираем индустриальное масло И-70А.

Кинематическая вязкость индустриального масла ГОСТ20799-55

Марка масла	Кинематическая вязкость, при $\nu \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, 50 °С
И-12А	10...14
И-20А	17...23
И-25А	24...27
И-30А	28...33
И-40А	35...45
И-50А	47...55
И-70А	65...75
И-100А	90...118

Подшипники смазываются пластичными маслами. Марка масла УТ-1 (универсальный труднорастворимый).

Так как окружная скорость $\nu < 5 \text{ м/с}$ выбираем войлочные уплотнения с размерами:

$$d = 35 \text{ мм}; \quad d = 40 \text{ мм};$$

$$D = 48 \text{ мм}; \quad D = 59 \text{ мм};$$

$$a = 6 \text{ мм}; \quad a = 9 \text{ мм};$$

$$b = 4,3 \text{ мм}; \quad b = 6,5 \text{ мм}.$$

(Иванов М.Н. Детали машин. Курсовое проектирование. 9.7 таб., 311стр).

3.13. Сборка и наладка редуктора

Сборку производят в соответствии со сборочным чертежом редуктора. Сборка редуктора производится в следующей последовательности. Перед сборкой внутреннюю полость корпуса редуктора очищают и покрывают маслостойкой краской. На ведущий вал насаживают мазеудерживающие кольца и шариковые подшипники, предварительно нагретые в масле до $80...100^{\circ}\text{C}$. На ведомый вал закладывают шпонку и напрессовывают зубчатое колесо до упора в буртик вала, надевают распорную втулку, мазеудерживающие кольца и устанавливают шариковые подшипники. Собранные валы устанавливают в основание корпуса редуктора и надевают крышку корпуса.

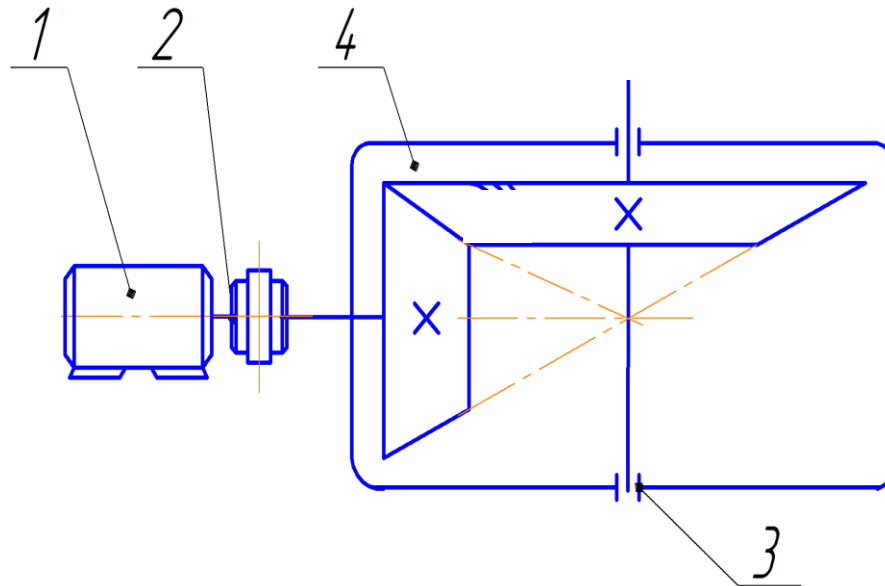
Стыковые поверхности крышки и основания корпуса должны быть покрыты спиртовым лаком. Крышку центрируют с помощью двухконических штифтов и затягивают болтами. В подшипниковые камеры закладывают пластичную смазку и устанавливают крышки подшипников с металлическими прокладками для регулировки. В сквозные крышки перед постановкой закладывают манжетные уплотнения.

Собранные валы проверяют на плавное проворачивание от руки и закрепляют крышки винтами. Затем ввертывают пробку маслоспускного отверстия с прокладкой и жезловый маслоуказатель. Заливают в корпус масло и закрепляют крышку смотрового люка болтами. Собранный редуктор обкатывают и подвергают испытанию на стенде в соответствии с техническими условиями [1], [4], [5], [6], [9].

<https://www.youtube.com/watch?v=cc-03ZpOdRs>

4. Проектирование одноступенчатого зубчатого конического редуктора.

4.1. Выбор электродвигателя. Кинематический и силовой расчёт редуктора.



1 - электродвигатель, 2 – муфта упругая втулочно-пальцевая, 3 - подшипники качения, 4 – конический редуктор.

Исходные данные

1. Мощность на тихоходном валу редуктора: $P_{\text{вых}} = 5,5$ кВт.
2. Частота вращения на тихоходном валу редуктора: $n_{\text{вых}} = 578$ мин⁻¹.
3. Вид электродвигателя : 4А.

1. Общий КПД редуктора.

$$\eta = \eta_{\text{к.з.}} \times \eta_{\text{о.п.}}^2;$$

где $\eta_{\text{к.з.}} = 0,97 \dots 0,98$ – КПД конического зацепления;

$\eta_{\text{о.п.}}^2 = 0,99 \dots 0,995$ – КПД подшипников качения.

Общий КПД привода:

$$\eta = \eta_{\text{к.з.}} \cdot \eta_{\text{о.п.}}^2 = 0,97 \times 0,99^2 = 0,95.$$

2. Требуемая мощность электродвигателя, кВт

$$P_{\text{мэ}} = \frac{P_{\text{м}}}{\eta} = \frac{5,5}{0,95} = 5,7 \text{ кВт.}$$

Приблизительное значение частоты вращения электродвигателя

$$n_{\partial\partial} = n_1 = n_m u = 580 (1,25 \dots 5,0) = 725 \dots 2000 \text{ об/мин.}$$

По значениям $P_{mэ}$ и $n_{\partial\partial}$ Выбираем асинхронный электродвигатель серии 4А с номинальной мощностью $P_{дв} \geq P_{тр}$ (Таблица П 1., 118 стр) 4А13256У3:

мощность $P_{\partial\partial}=5,5$ кВт;

асинхронная частота вращения $n=1500$ об/мин;

коэффициент скольжения %; $S=3,3$.

Частота вращения вала электродвигателя

$$n_{\partial\partial} = n \left(1 - \frac{S\%}{100\%} \right) = 1500 \left(1 - \frac{3,3\%}{100\%} \right) = 1450 \text{ об/мин.}$$

Диаметр выходной части электродвигателя $d_{\partial\partial}=32$ мм.

4.1.1. Кинематический расчёт

1. Определяем расчётное передаточное число:

$$u = \frac{n_{\partial\partial}}{n_m} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1450}{580} = 2,5.$$

Выбираем из стандартного ряда $u=2,5$ (Таблица П 6., 120 стр).

Уточнённый расчёт частоты вращения на тихоходном валу редуктора:

$$n_2 = n_{\partial\partial} / u = 1450 / 2,5 = 580 \text{ об/мин.}$$

2. Угловые скорости валов:

$$\text{на быстроходном валу - } w_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 1450}{30} = 151,7 \text{ рад/с;}$$

$$\text{на тихоходном валу - } w_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 580}{30} = 60,7 \text{ рад/с.}$$

4.1.2. Энергетический расчёт

1. Вращающие моменты Т, Н·м:

$$\text{- на быстроходном валу } T_1 = \frac{P_m}{w_1} = \frac{5,5 \cdot 10^3}{151,7} = 36,25 \text{ Н м;}$$

$$\text{- на тихоходном валу } T_2 = T_1 u \eta = 36,25 \times 2,5 \times 0,95 = 86 \text{ Н м [5], [6], [8], [9], [10].}$$

<https://www.youtube.com/watch?v=N-if8LPwsvI>

Результаты кинематического и силового расчёта привода

Валы	Передаточное число, u	Частоты вращения n , об/мин	Угловые скорости ω , рад/с	Момент T , Н м
Быстроходный	2,5	1450	151,7	36,25
Тихоходный		580	60,7	86,0

4.2. Расчёт редукторной передачи

На основании требований технического задания и результатов кинематического и силового расчёта привода определяем исходные данные для расчёта передачи.

Предварительно выбираем материал со средними механическими характеристиками: для шестерни – сталь 45, термическая обработка – улучшение, твёрдость HB260; для колеса – сталь 45, термическая обработка – нормализация, твёрдость HB240 (Таблица П 3., 119 стр).

Допускаемое контактное напряжение:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_H^o \lim}{S_H};$$

где $\sigma_{H, \lim} = 2 \text{ HB}$ – Предельное допускаемое контактное напряжение для малоуглеродистых сталей твёрдость которых меньше HB350:
 $\sigma_{H, \lim} = 2 \text{ HB} + 70$;

$S_H = 1,1$ – коэффициент безопасности;

K_{HL} – коэффициент долговечности, принимаем $K_{HL} = 1$.

Для шестерни

$$[\sigma_{H1}] = \frac{2HB_1 + 70}{1,1} = \frac{2 \cdot 260 + 70}{1,1} = 590 \text{ Н/мм}^2;$$

Для колеса

$$[\sigma_{H2}] = \frac{2HB_2 + 70}{1,1} = \frac{2 \cdot 240 + 70}{1,1} = 500 \text{ Н/мм}^2.$$

Допускаемые напряжения изгиба:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_F^o \lim}{S_F};$$

где $\sigma_{F.lim} = 1,8 \text{ НВ}$; $S_p = 1,75$.

Для шестерни:

$$[\sigma_{F1}] = \frac{1,8HB_1}{1,75} = \frac{1,8 \cdot 260}{1,75} = 267,4 \text{ Н/мм}^2;$$

Для колеса

$$[\sigma_{F2}] = \frac{1,8HB_2}{1,75} = \frac{1,8 \cdot 240}{1,75} = 246,86 \text{ Н/мм}^2 [5], [6], [8], [9], [10].$$

Результаты расчёт редукторной передачи

Параметр	Шестерня	Колесо
НВ	260	240
$[\sigma_H]$, Н/мм ²	590	500
$[\sigma_F]$, Н/мм ²	267	247

4.2.1. Внешний делительный диаметр колеса:

$$d_{e2} = 2 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{335}{[\sigma_H]}\right)^2 \frac{T_2 \cdot K_H \cdot u}{(1 - 0,5\varphi_{be})^2 \varphi_{be}}};$$

где $[\sigma_H] = 500 \text{ Н/мм}^2$ – допускаемое контактное напряжение для зубчатого колеса;

$T_2 = 86 \times 10^3 \text{ Н мм}$ – момент на тихоходном валу;

$u = 2,5$ – передаточное число;

$K_H = 1,35$ – коэффициент нагрузки консольного вала;

$\varphi_{be} = b / R_e = 0,285$ – коэффициент ширины венца.

Внешний делительный диаметр:

$$d_{e2} = 2 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{335}{500}\right)^2 \frac{86 \cdot 10^3 \cdot 1,35 \cdot 2,5}{(1 - 0,5 \cdot 0,285)^2 0,285}} = 171,5 \text{ мм.}$$

Межосевое расстояние округляем до стандартного значения $d_{e2} = 180 \text{ мм}$ (Таблица П 5., 120 стр).

Торцевой (внешний) модуль:

$$m_e = \frac{d_{e2}}{(18...30) \cdot u} = \frac{180}{(18...30) \cdot 2,5} = 3,9...2,4.$$

Из стандартного ряда выбираем 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; ...
 $m_e = 3,15$ (Таблица П 7., 120 стр).

число зубьев:

Число зубьев колеса $z_2 = \frac{d_{e2}}{m_e} = \frac{180}{3,15} = 57;$

Число зубьев шестерни $z_1 = \frac{z_2}{u} = \frac{57}{2,5} = 23.$

Фактическое передаточное число

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{57}{23} = 2,494.$$

отклонение: $\frac{u - u_\phi}{u} 100\% = \frac{2,5 - 2,494}{2,5} 100\% = 0,25\% < 3\%$

Делительные диаметры:

- для шестерни $d_{e1} = m_e z_1 = 3,15 \times 23 = 72,45$ мм;

- для колеса $d_{e2} = m_e z_2 = 3,15 \times 57 = 179,55$ мм.

Углы делительных конусов:

$$\operatorname{ctg} \delta_1 = u = 2,5; \quad \delta_1 = 21^\circ 48';$$

$$\delta_2 = 90 - \delta_1 = 90^\circ - 21^\circ 48' = 68^\circ 12'.$$

внешние диаметры (вершин зубьев):

- для шестерни $d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1 = 72,45 + 2 \times 3,15 \times 0,33 = 78,31$ мм;

- для колеса $d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2 = 180 + 2 \times 3,15 \times 0,373 = 182,35$ мм.

Внешнее конусное расстояние:

$$R_e = 0,5m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 3,15 \sqrt{23^2 + 57^2} = 101,8 \text{ мм.}$$

Из условия $\varphi_{be} = b / R_e$ длина зуба:

$$b = R_e \varphi_{be} = 101,8 \times 0,285 = 29 \text{ мм.}$$

Принимаем $b = 30$ мм ($b \leq 10 m_e$).

Средне конусное расстояние:

$$R = R_e - 0,5 b = 101,8 - 0,5 \times 30 = 86,8 \text{ мм.}$$

Средний модуль:

$$m = m_e R / R_e = 3,15 \times 86,8 / 101,8 = 2,3 \text{ мм.}$$

Среднее делительные диаметры:

- для шестерни - $d_1 = 2(R_e - 0,5b) \sin \delta_1 = 2(101,8 - 0,5 \times 30) 0,366 = 63,54 \text{ мм};$

- для колеса - $d_2 = d_1 u_\phi = 63,54 \times 2,49 = 158,2 \text{ мм.}$

Окружная скорость колеса зубчатого зацепления:

$$v_1 = \frac{w_1 \cdot d_1}{2 \cdot 10^3} = \frac{152 \cdot 63,54}{2 \cdot 10^3} = 4,83 \text{ м/с.}$$

Выбираем 8 степень точности передачи (Таблица П 9., 121 стр) [1], [2], [3], [4], [7].

4.2.2. Силы в зацеплении

Для шестерни :

окружная сила $F_{t1} = 2T_1 / d_1 = 2 \times 25 \times 10^3 / 63,54 = 1141 \text{ Н};$

радиальная сила $F_{r1} = F_{t1} \tan 20^\circ \cos \delta_1 = 1141 \times 0,364 \times 0,93 = 386 \text{ Н};$

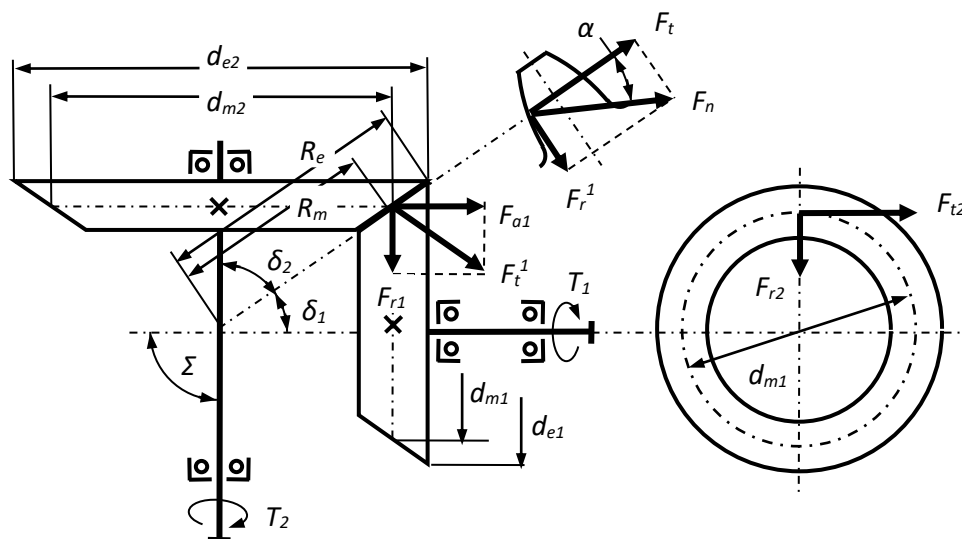
осевая сила $F_{a1} = F_{t1} \tan 20^\circ \sin \delta_1 = 1141 \times 0,364 \times 0,372 = 154 \text{ Н.}$

Для колеса:

окружная сила $F_{t2} = F_{t1} = 1141 \text{ Н};$

радиальная сила $F_{r2} = F_{a1} = 154 \text{ Н};$

осевая сила $F_{a2} = F_{r1} = 386 \text{ Н.}$



4.1 рис. Схема сил в зацеплении конической передачи.

4.2.3. Проверочный расчёт .

Контактное напряжение:

$$\sigma_H = \frac{335}{R} \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H \sqrt{(u_\phi^2 + 1)^3}}{b \cdot u_\phi}};$$

где $R=86,8$ мм – средне конусное расстояние;

$T_2=86 \times 10^3$ Н мм – момент на тихоходном валу;

$u_\phi=2,49$ – фактическое передаточное число;

$b=30$ мм - длина зуба;

K_H - коэффициент нагрузки: $K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}$;

$K_{H\alpha}=1$ – коэффициент неравномерности нагрузки;

$K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузок:

когда $\phi_{bd1}=b/d_1=30/63,54=0,47$ принимаем $K_{H\beta}=1,12$;

K_{Hv} – коэффициент динамической нагрузки: для $v=4,83$ м/с и 8 степень точности принимаем $K_{Hv}=1,2$ (Таблица П 11., 121 стр).

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} = 1 \times 1,12 \times 1,2 = 1,34.$$

Контактное напряжение

$$\sigma_H = \frac{335}{86,8} \sqrt{\frac{86 \cdot 10^3 \cdot 1,48 \sqrt{(2,48^2 + 1)^3}}{30 \cdot 2,49}} = 459 \text{ Н/мм}^2.$$

$\sigma_H = 459 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_H] = 500 \text{ Н/мм}^2$ – условие прочности соблюдается.

недогрузка:

$$\frac{500 - 459}{500} 100\% = 8,2\% < 15\% .$$

Проверяем на напряжение изгиба:

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_t \cdot K_F}{b \cdot m} \leq [\sigma_F];$$

где Y_F – коэффициент формы зуба, зависит от эквивалентных чисел зубьев.

Эквивалентные числа зубьев:

$$\text{для шестерни } z_{v1} = z_1 / \cos \delta_1 = 23 / \cos 21^\circ 48' = 26;$$

для колеса $z_{v2} = z_2 / \cos \delta_2 = 57 / \cos 68^\circ 11' = 162$.

когда $z_{v1} = 26$: $Y_{F1} = 3,9$; когда $z_{v2} = 162$: $Y_{F2} = 3,6$ (Чернавский С.А. К.П. Д.М. –М.: 1979, 35 стр).

K_F – коэффициент нагрузки: $K_F = K_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv}$;

$K_{Fa} = 1$; $K_{F\beta} = 1,22$ (Таблица П 11., 121 стр);

$K_{Fv} = 1,38$ (Таблица П 11., 121 стр).

$K_F = 1 \times 1,22 \times 1,38 = 1,68$.

Проверяем допускаемое напряжение на изгиб шестерни и колеса:

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{267}{3,9} = 68,5 \text{ Н/мм}^2; \quad \frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{246,8}{3,6} = 68 \text{ Н/мм}^2.$$

В дальнейших расчётах используем расчёт на зубчатое колеса, так как прочность зубьев колеса меньше чем шестерни.

Расчёт зубьев на напряжение изгиба :

$$\sigma_F = 3,6 \frac{1141 \cdot 1,68}{30 \cdot 2,3} = 84 \text{ Н/мм}^2.$$

$\sigma_F = 84 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_H] = 247 \text{ Н/мм}^2$ – условие прочности соблюдается.

Таблица рассчитанных данных.

№ п/н	Параметры	Обозначение	Единица измерения	Числовое значение
1	2	3	4	5
1	Диаметр делительной окружности: шестерни колеса	d_{e1} d_{e2}	мм мм	72,45 179,55
2	Модуль: торцевой средний	m_e m	мм мм	3,15 2,3
3	Конусное расстояние: внешнее среднее	R_e R	мм мм	101,8 86,8
4	Длина зуба	b	мм	30
5	Угол делительного конуса: шестерни колеса	δ_1 δ_2	град град	$21^\circ 48'$ $68^\circ 12'$
6	Количество зубьев: шестерни колеса	z_1 z_2		23 57
7	Диаметр вершин зубьев: шестерни колеса	d_{ae1} d_{ae2}	мм мм	78,31 182,35
8	Средний делительный диаметр: шестерни	d_1	мм	63,54

	колеса	d_2	мм	158,2
9	Окружная (касательная) скорость	v_1	м/с	4,83
10	Контактное напряжение	σ_H	Н/мм ²	459
11	Напряжение на изгиб	σ_F	Н/мм ²	84

4.3. Предварительный расчёт валов и выбор подшипников

4.3.1. Ведущий вал

Так как значение допускаемого напряжения на кручение $[\tau_k]=12...25$ Н/мм² размер входной части быстроходного вала определяется следующей формулой:

$$d_{вход} = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2 \cdot [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{36,25 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 23 \text{ мм.}$$

Валы редуктора и электродвигателя соединяются муфтой и поэтому разница размеров между этими валами подбираются следующим отношением $d_{вход} : d_{дв} \geq 0,8$ т.е. размеры полумуфт должны быть разными.

$$d_{вход} = 0,8 d_{дв} = 0,8 \times 32 = 25,6 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 6633-69 принимаем $d_{кр} = 25$ мм (Таблица П14., 123 стр).

диаметр под подшипник: $d_{n1} = d_{вход} + (3...6) = 25+5 = 30$ мм должен иметь окончание «0» или «5».

$$\text{диаметр под шестерню: } d_{вш} = d_{n1} + (3...6) = 30+4 = 34 \text{ мм.}$$

Шестерня изготавливается цельно с валом то есть валшестерня.

4.3.2. Ведомый вал

При $[\tau_k]=15$ Н/мм² выходная часть вала определяется:

$$d_{вых} = \sqrt[3]{\frac{T_3}{0,2 \cdot [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{86 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 30 \text{ мм.}$$

$$\text{диаметр под подшипник: } d_{n2} = d_{чк} + (3...6) = 30+5 = 35 \text{ мм.}$$

диаметр под зубчатое колесо: $d_{вз} = d_{n2} + (3...6) = 35+3 = 38$ мм [1], [2], [3], [4], [7].

Размеры ведущего и ведомого вала

Валы	Диаметры, мм		
Ведущий	$d_{вход} = 25$	$d_{n1} = 30$	$d_{вш} = 34$
Ведомый	$d_{вых} = 30$	$d_{n2} = 35$	$d_{вз} = 38$

4.3.3. Выбор подшипников

Подбираем однорядные роликовые подшипники. Габариты подшипников берутся по диаметрам валов под размеры подшипников : $d_{n1} = 30$ мм; $d_{n2} = 35$ мм (ГОСТ 333-79, Таблица П 28., 130 стр).

Данные подшипников

Валы	Условные обозначен ия	d	D	b	T	e	Грузоподъемность, кН	
		мм					динамичес кая C_r	статическа я C_o
Ведущий	7206	30	62	16	17,5	0,365	29,2	22
Ведомый	7207	35	72	17	18,5	0,369	34,5	26

4.4. Конструктивные размеры шестерни и зубчатого колеса

Шестерня изготавливается цельно с валом со следующими размерами:

$$d_{e1} = 72,45 \text{ мм}; d_{ae1} = 78,31 \text{ мм}; b = 30 \text{ мм}.$$

Размеры зубчатого колеса:

$$d_{e2} = 179,55 \text{ мм}; d_{ae2} = 182,35 \text{ мм}; b = 30 \text{ мм}.$$

$$\text{диаметр ступицы: } d_{cm} = 1,6 d_{вк} = 1,6 \times 38 = 61 \text{ мм};$$

$$\text{длина ступицы: } l_{cm} = 1,2 d_{вк} = 1,2 \times 38 = 46 \text{ мм}.$$

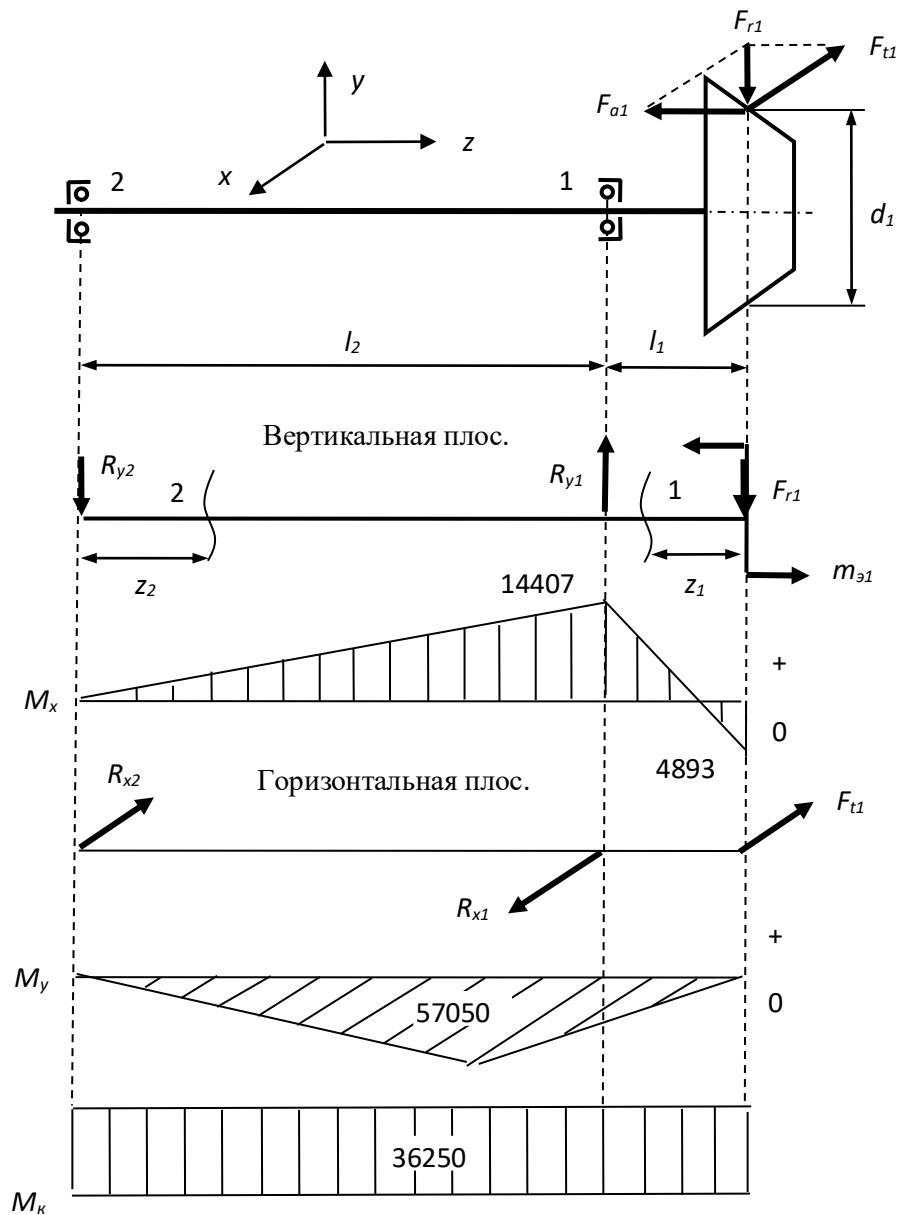
4.5. Проверка долговечности подшипников.

4.5.1. Быстроходный (ведущий) вал

$$n_1 = 1445 \text{ об/мин}; d_1 = 63,54 \text{ мм}; T_1 = 36,25 \times 10^3 \text{ Н мм};$$

$$F_{t1} = 1441 \text{ Н}; F_{r1} = 386 \text{ Н}; F_{a1} = 154 \text{ Н}; l_1 = 50 \text{ мм}; l_2 = 60 \text{ мм}.$$

$$\text{Изгибающий момент: } m_{\varepsilon 1} = F_{a1} d_1 / 2 = 154 \times 63,54 / 2 = 4893 \text{ Н мм}.$$



4.2 рис. Расчётная схема входного вала.

Вертикальная плоскость.

а) Определяем опорные реакции:

$$\sum M_1 = -m_{\text{эл}} + F_{r1} l_1 - R_{y2} l_2 = 0;$$

$$R_{y2} = \frac{F_{r1} \cdot l_1 - m_{\text{эл}}}{l_2} = \frac{386 \cdot 50 - 4893}{60} = 240,12 \text{ Н.}$$

$$\sum M_2 = -R_{y1} l_2 - m_{\text{эл}} + F_{r1} (l_1 + l_2) = 0;$$

$$R_{y1} = \frac{F_{r1} \cdot (l_1 + l_2) - m_{\text{эл}}}{l_2} = \frac{386 \cdot (50 + 60) - 4893}{60} = 626,12 \text{ Н.}$$

$$\text{Проверка } \sum F_y = -R_{y2} + R_{y1} - F_{r1} = 0; -240,12 + 626,12 - 386 = 0.$$

б) Изгибающие моменты:

1 сечение: $M_{x1} = -m_{\varepsilon1} + F_{r1} z_1$; $0 < z_1 < l_1$.

когда $z_1 = 0$: $M_{x1} = -m_{\varepsilon1} = -4893$ Н мм;

когда $z_1 = l_1$: $M_{x1} = -m_{\varepsilon1} + F_{r1} l_1 = -4893 + 386 \times 50 = 14407$ Н мм.

2 сечение: $M_{x2} = R_{y2} z_2$; $0 < z_2 < l_2$.

когда $z_2 = 0$: $M_{x2} = 0$;

когда $z_2 = l_2$: $M_{x2} = R_{y2} l_2 = 240,12 \times 60 = 14407$ Н мм.

Строим эпюры M_x .

Горизонтальная плоскость.

а) Определяем опорные реакции:

$$\Sigma M_1 = -F_{t1} l_1 + R_{x2} l_2 = 0;$$

$$R_{x2} = \frac{F_{t1} \cdot l_1}{l_2} = \frac{1141 \cdot 50}{60} = 951 \text{ Н.}$$

$$\Sigma M_2 = -F_{t1} (l_1 + l_2) + R_{x1} l_2 = 0;$$

$$R_{x1} = \frac{F_{t1} \cdot (l_1 + l_2)}{l_2} = \frac{1141 \cdot (50 + 60)}{60} = 2092 \text{ Н.}$$

$$\text{Проверка: } \Sigma F_x = R_{x2} - R_{x1} + F_{t1} = 951 - 2092 + 1141 = 0.$$

б) Изгибающие моменты:

1 сечение: $M_{y1} = -F_{t1} z_1$; $0 < z_1 < l_1$.

когда $z_1 = 0$: $M_{y1} = 0$;

когда $z_1 = l_1$: $M_{y1} = -F_{t1} l_1 = -1141 \times 50 = -57050$ Н мм.

2 сечение: $M_{y2} = -R_{x2} z_2$; $0 < z_2 < l_2$.

когда $z_2 = 0$: $M_{y2} = 0$;

когда $z_2 = l_2$: $M_{y2} = -R_{x2} l_2 = -951 \times 60 = -57060$ Н мм.

Строим эпюры M_y .

в) Крутящий момент: $M_k = T_1 = 36250$ Н мм. Строим эпюры M_k .

г) Равнодействующие опорных реакций:

$$R_1 = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{2092^2 + 626,12^2} = 2184 \text{ Н;}$$

$$R_2 = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = \sqrt{951^2 + 240,12^2} = 981 \text{ Н.}$$

Для ведущего вала выбран подшипник 7206 серии:

$$d \times D \times b \times T = 30 \times 62 \times 16 \times 17,5 \text{ мм.}$$

Грузоподъемность: динамическая $C=29,2$ кН; статическая $C_o=22$ кН.

Коэффициент осевой нагрузки $e=0,365$.

Частота вращения $n_l=1450$ об/мин.

Радиальная составляющая реакций конического подшипника:

$$S_1 = 0,83 \text{ e } R_1 = 0,83 \times 0,365 \times 2148 = 662 \text{ Н;}$$

$$S_2 = 0,83 \text{ e } R_2 = 0,83 \times 0,365 \times 981 = 297 \text{ Н.}$$

Здесь $S_1 > S_2$, поэтому $F_a = 0$. Тогда $F_{a1} = S_1 = 662$ Н;

$$F_{a2} = S_1 + F_a = 662 + 154 = 816 \text{ Н.}$$

$F_{a2} = 816 \text{ Н} > S_2 = 297 \text{ Н}$ – осевые нагрузки определены правильно.

Рассмотрим левый подшипник:

$$F_{a2} / R_2 = 816 / 981 = 0,83 > e - \text{ надо учесть осевую нагрузку.}$$

Эквивалентная нагрузка:

$$P_{\text{экв2}} = (X V R_2 + Y F_{a2}) K_o K_m ;$$

где $V=1$ – коэффициент вращения;

$X=0,4$ – коэффициент радиальной нагрузки;

$Y=0,4 \text{ ctg} \alpha = 0,4 \text{ ctg} 14^{\circ} 20' = 0,4 \times 4,0 = 1,6$ – коэффициент осевой нагрузки;

K_o – коэффициент безопасности, для 8-степени точности редукторов

$K_o = 1,3 \dots 1,5$ (Куклин Н.Г. Детали машин. 1979. 135 стр);

K_m – коэффициент влияния температуры на долговечность :

$t, ^\circ\text{C}$	≤ 100	≤ 150	≤ 170	≤ 200	≤ 250
K_m	1,0	1,03	1,1	1,25	1,4

$K_m = 1$ – температурный коэффициент когда $t \leq 100 ^\circ\text{C}$.

$$P_{\text{экв2}} = (0,4 \times 1 \times 981 + 1,6 \times 816) 1,5 \times 1 = 2547 \text{ Н} = 2,55 \text{ кН.}$$

Определяем эквивалентную нагрузку для правого подшипника.

$$F_{a1} / R_1 = 664 / 2184 = 0,3 < e = 0,365; \text{ тогда } X=1; Y=0.$$

Эквивалентная нагрузка:

$$P_{\text{экв1}} = X V R_1 K_o K_m ;$$

где $V = 1$ – вращается внутреннее кольцо подшипника;

$K_{\sigma} = 1,5$ – коэффициент безопасности;

$K_m = 1$ – температурный коэффициент когда $t \leq 100$ °С.

Эквивалентная нагрузка:

$$P_{\text{экв1}} = 1 \times 1 \times 2184 \times 1,5 \times 1 = 3276 \text{ Н.}$$

Определяем долговечность для правого подшипника (более нагруженного) :

$$L = \left(\frac{C}{P_{\text{экв1}}} \right)^{3,3} = \left(\frac{29,2}{3,276} \right)^{3,3} = 1364,8 \text{ млн/об;}$$

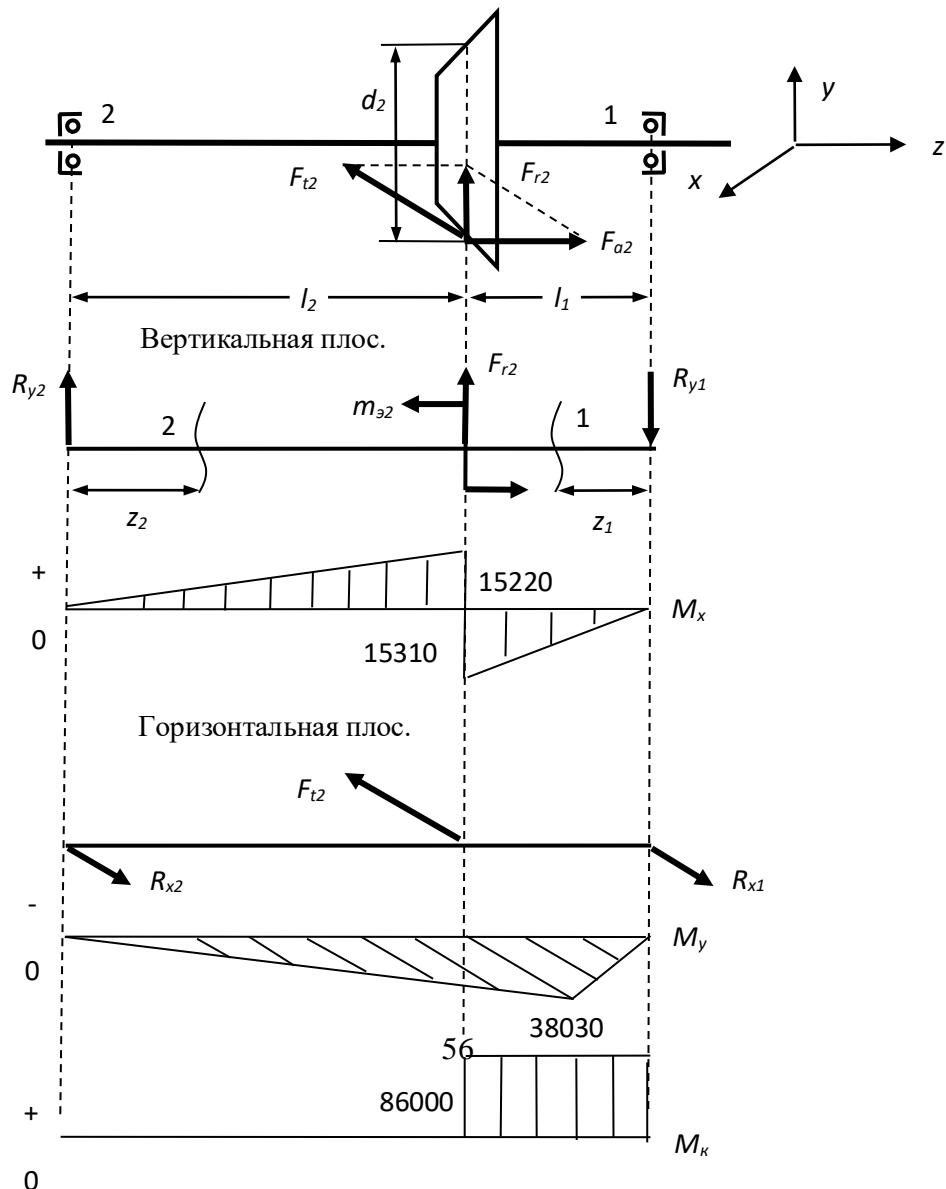
$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n_2} = \frac{10^6 \cdot 1364,8}{60 \cdot 580} = 39218 \text{ часов [1], [2], [3], [4], [7].}$$

4.5.2. Ведомый вал

$n_2 = 580$ об/мин; $d_1 = 158,2$ мм; $T_2 = 86 \times 10^3$ Н мм;

$F_{t2} = 1141$ Н; $F_{r2} = 154$ Н; $F_{a2} = 386$ Н; $l_1 = 50$ мм; $l_2 = 100$ мм.

Изгибающий момент: $m_{\Sigma 2} = F_{a2} d_2 / 2 = 386 \times 158,2 / 2 = 30532,6$ Н мм.



4.3 рис. Расчётная схема выходного вала.

Вертикальная плоскость .

а) Определяем опорные реакции.

$$\Sigma M_1 = F_{r2} l_1 - m_{\text{э2}} + R_{y2} (l_2 + l_1) = 0;$$

$$R_{y2} = \frac{m_{\text{э2}} - F_{r2} \cdot l_1}{l_1 + l_2} = \frac{30532,6 - 154 \cdot 50}{150} = 152,2 \text{ Н.}$$

$$\Sigma M_2 = R_{y1} (l_1 + l_2) - m_{\text{э2}} - F_{r2} l_2 = 0;$$

$$R_{y1} = \frac{m_{\text{э2}} + F_{r2} \cdot l_2}{l_1 + l_2} = \frac{30532,6 + 154 \cdot 100}{150} = 306,2 \text{ Н.}$$

$$\text{Проверка } \Sigma F_y = R_{y2} - R_{y1} + F_{r2} = 0; \quad 152,2 - 306,2 + 154 = 0.$$

б) Изгибающие моменты.

$$1 \text{ сечение: } M_{x1} = -R_{y1} z_1; \quad 0 < z_1 < l_1.$$

$$\text{когда } z_1 = 0: M_{x1} = 0;$$

$$\text{когда } z_1 = l_1: M_{x1} = -R_{y1} l_1 = -306,2 \times 50 = -15310 \text{ Н мм.}$$

$$2 \text{ сечение: } M_{x2} = R_{y2} z_2; \quad 0 < z_2 < l_2.$$

$$\text{когда } z_2 = 0: M_{x2} = 0;$$

$$\text{когда } z_2 = l_2: M_{x2} = R_{y2} l_2 = 152,2 \times 100 = 15220 \text{ Н мм.}$$

строим эпюру изгибающих моментов M_x .

Горизонтальная плоскость .

а) Определяем опорные реакции.

$$\Sigma M_1 = F_{t2} l_1 - R_{x2} (l_1 + l_2) = 0;$$

$$R_{x2} = \frac{F_{t2} \cdot l_1}{l_1 + l_2} = \frac{1141 \cdot 50}{150} = 380,3 \text{ Н.}$$

$$\Sigma M_2 = -F_{t2} l_2 + R_{x1} (l_1 + l_2) = 0;$$

$$R_{x1} = \frac{F_{t2} \cdot l_2}{l_1 + l_2} = \frac{1141 \cdot 100}{150} = 760,6 \text{ Н.}$$

$$\text{Проверка: } \Sigma F_x = -R_{x1} - R_{x2} + F_{t2} = -760,6 - 380,3 + 1141 = 0.$$

б) Определяем изгибающие моменты.

$$1 \text{ сечение: } M_{y1} = R_{x1} z_1; \quad 0 < z_1 < l_1.$$

$$\text{когда } z_1 = 0: M_{y1} = 0;$$

когда $z_1 = l_1$: $M_{y1} = R_{x1} l_1 = 760,6 \times 50 = 38030 \text{ Н мм}$.

2 сечение: $M_{y2} = R_{x2} z_2$; $0 < z_2 < l_2$.

когда $z_2 = 0$: $M_{y2} = 0$;

когда $z_2 = l_2$: $M_{y2} = R_{x2} l_2 = 380,3 \times 100 = 38030 \text{ Н мм}$.

строим эпюру изгибающих моментов M_y .

в) Крутящий момент: $M_k = T_2 = 86000 \text{ Н мм}$. строим эпюру M_k .

г) Равнодействующая опорных реакций:

$$R_1 = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{760,6^2 + 306,2^2} = 819,9 \text{ Н};$$

$$R_2 = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = \sqrt{380,3^2 + 152,2^2} = 409,6 \text{ Н}.$$

Для ведомого вала выбран подшипник 7207 серии:

$$d \times D \times b \times T = 35 \times 72 \times 17 \times 18,5 \text{ мм}.$$

Грузоподъемность: динамическая $C = 34,5 \text{ кН}$; статическая $C_o = 26 \text{ кН}$.

Коэффициент осевой нагрузки $e = 0,369$.

Частота вращения $n_2 = 580 \text{ об/мин}$.

Радиальная составляющая реакций конического подшипника:

$$S_1 = 0,83 \text{ е } R_1 = 0,83 \times 0,369 \times 819,9 = 251 \text{ Н};$$

$$S_2 = 0,83 \text{ е } R_2 = 0,83 \times 0,369 \times 409,5 = 125,4 \text{ Н}.$$

где $S_1 > S_2$, поэтому $F_a = 0$. Тогда $F_{a1} = S_1 = 251 \text{ Н}$;

$$F_{a2} = S_1 + F_a = 251 + 386 = 637 \text{ Н}.$$

$F_{a2} = 637 \text{ Н} > S_2 = 125,4 \text{ Н}$ – осевые нагрузки определены правильно.

Рассмотрим левый подшипник:

$$F_{a2} / R_2 = 637 / 409,5 = 1,55 > e \text{ – осевую нагрузку надо учесть.}$$

Эквивалентная нагрузка:

$$P_{\text{экв2}} = (X V R_2 + Y F_{a2}) K_\beta K_m;$$

где $V = 1$ – коэффициент вращения;

$X = 0,4$ – коэффициент радиальной нагрузки;

$Y = 0,4 \text{ ctg} \alpha = 0,4 \text{ ctg} 14^\circ 20' = 0,4 \times 4,0 = 1,6$ – коэффициент осевой

нагрузки;

$$K_\beta = 1,5 \text{ (Куклин Н.Г. Детали машин. 1979. 135 стр);}$$

$K_m = 1$ – температурный коэффициент когда $t \leq 100$ °С.

$$P_{\text{экв}2} = (0,4 \times 1 \times 409,5 + 1,6 \times 637) 1,5 \times 1 = 1774,5 \text{ Н} = 1,77 \text{ кН.}$$

Определяем эквивалентную нагрузку для правого подшипника.

$$F_{a1} / R_1 = 251 / 819,9 = 0,3 < e=0,369; \text{ тогда } X=1; Y=0.$$

Эквивалентная нагрузка:

$$P_{\text{экв}1} = X V R_1 K_\beta K_m ;$$

где $V = 1$ – вращается внутреннее кольцо подшипника;

$K_\beta = 1,5$ – коэффициент безопасности;

$K_m = 1$ – температурный коэффициент когда $t \leq 100$ °С.

Эквивалентная нагрузка:

$$P_{\text{экв}1} = 1 \times 1 \times 819,9 \times 1,5 \times 1 = 1229,8 \text{ Н} = 1,23 \text{ кН.}$$

Определяем долговечность для левого подшипника :

$$L = \left(\frac{C}{P_{\text{экв}2}} \right)^{3,3} = \left(\frac{34,5}{1,77} \right)^{3,3} = 18052 \text{ млн/об;}$$

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n_2} = \frac{10^6 \cdot 18052}{60 \cdot 580} = 518735 \text{ часов.}$$

<https://dzen.ru/video/watch/624c7f6a7d9af205c26235a3?f=video>

4.6. Конструктивные размеры корпуса редуктора

Толщина стенок корпуса :

$$\delta = 0,05 R_e + 1 = 0,05 \times 101,8 + 1 = 6,1 \text{ мм. Принимаем } \delta = 10 \text{ мм.}$$

Толщина стенок крышки:

$$\delta_1 = 0,04 R_e + 1 = 0,04 \times 101,8 + 1 = 5 \text{ мм. Принимаем } \delta_1 = 8 \text{ мм.}$$

Толщина пояса(фланца) корпуса:

$$b = 1,5 \delta = 1,5 \times 10 = 15 \text{ мм; } b_1 = 1,5 \delta_1 = 1,5 \times 8 = 12 \text{ мм.}$$

Толщина пояса(фланца) корпуса

$$p_1 = 1,5 \delta = 1,5 \times 10 = 15 \text{ мм.}$$

$$p_2 = 2,35 \delta = 2,35 \times 10 = 23,5 \text{ мм. Принимаем } P_2 = 24 \text{ мм.}$$

диаметры болтов:

- фундаментальные

$$d_1 = 0,055 R_e + 12 = 0,055 \times 101,8 + 12 = 18 \text{ мм.}$$

Принимаем болты с резьбой М18;

- крепёжные болты крышки подшипника к корпусу

$$d_2 = (0,7 \dots 0,75) d_1 = (0,7 \dots 0,75) 18 = 12,6 \dots 13,5 \text{ мм.}$$

$d_2 = 14$ мм, М14 резбали болтларни қабул қиламиз.

- крепёжные болты крышки корпуса к корпусу

$$d_3 = (0,5 \dots 0,6) d_1 = (0,5 \dots 0,6) 18 = 9 \dots 10,8 \text{ мм.}$$

$d_3 = 10$ мм, принимаем болты М10 [5], [6], [8], [9], [10].

4.7. Проверочный расчёт на прочность шпоночных и шлицевых соединений.

Выбираем призматические шпонки размеры берём по ГОСТ 23360-78 принимаем (Таблица П 21, 126 стр). Материал шпонки – сталь 45 нормализация.

Условие прочности на изгиб определяется следующей формулой:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{d(h - t_1)(l_p - b)} \leq [\sigma_{из}];$$

где d – диаметр вала ;

h – высота, l_p – рабочая длина, b – шпонка ширина;

t_1 – длина шпонопаза на валу.

Допускаемое напряжение на изгиб для стальной ступицы - $[\sigma_{см}] = 100 \dots 120 \text{ Н/мм}^2$;

4.7.1. Ведущий вал.

Для ведущего (входной) вала $d_{вход} = 25$ мм выбираем шпонку с следующими размерами (Таблица П 21, 126 стр.):

$b \times h = 8 \times 7 \text{ мм}^2$, $t_1 = 4$ мм, $l_p = 36$ мм – для ступицы стандартной фланцевой муфты длиной 60 мм. Крутящий момент на ведущем валу $T_1 = 36,25 \text{ Н м}$.

Напряжение на смятие и условие прочности:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 36,25 \cdot 10^3}{25 \cdot (7 - 4)(36 - 8)} = 34,5 \leq [\sigma_{из}] = 100 \text{ Н/мм}^2 \quad - \quad \text{условие прочности}$$

выполняется.

4.7.2. Ведомый вал.

Выбираем шпонку под зубчатое колесо $d_{\text{вз}}=38$ мм, $T_2=86 \times 10^3$ Н мм. Для колеса длиной ступицы $l_{\text{ст}} = 46$ мм выбираем: $b \times h=10 \times 8$ мм², $t_l=5$ мм, $l_p=36$ мм (Таблица П 21,126 стр).

Напряжение на смятие и условие прочности:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 86 \cdot 10^3}{38 \cdot (8-5)(38-10)} = 58 \leq [\sigma_{\text{см}}] = 100 \text{ Н/мм}^2 \quad - \text{ условие прочности}$$

выполняется.

На выходной части ведомого вала размером ,когда $T_2 = 86 \times 10^3$ Н мм: $d_{\text{вых}} = 30$ мм.

Размеры шлицы берём:

$$z \times d \times D \times b = 6 \times 26 \times 30 \times 6; \text{ длина } l=40 \text{ мм.}$$

$S_F = 118$ мм²/мм – относительный (длины) суммарный статический момент рабочих поверхностей (ГОСТ 21425-75).

Расчёт на смятие шлицы проверяется:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{T_2}{S_F \cdot l} = \frac{86 \cdot 10^3}{118 \cdot 40} = 18,2 \text{ Н/мм}^2 \leq [\sigma_{\text{см}}] = 100 \text{ Н/мм}^2 - \text{ условие прочности}$$

выполняется.

Так как напряжение на смятие маленькое для выходной части ведомого вала можно использовать шпонку [5], [6], [8], [9], [10].

<https://yandex.ru/video/preview/4149449812687168310>

4.8. Выбор муфты и проверочный расчёт.

Подбираем муфту для соединения вала электродвигателя $d_{\text{дв}}=32$ мм валом входной части ведущего вала $d_{\text{вход}}=25$ мм на которой крутящий момент. Для $T_1=36,25$ Н м и $n_1=1450$ об/мин по ГОСТ 20761-80 выбираем фланцевую муфту:

$d=25-32$ мм – диаметры валов; $D=112$ мм – диаметр муфты; $l_1=50$ мм и

$l_2=60$ мм – длина ступицы полумуфт; $[T]=125$ Н м – Допускаемый момент.

Коэффициент режима работы:

$$k = \frac{[T]}{T_1} = \frac{125}{36,25} = 3,4 > k_p - \text{условие прочности выполняется.}$$

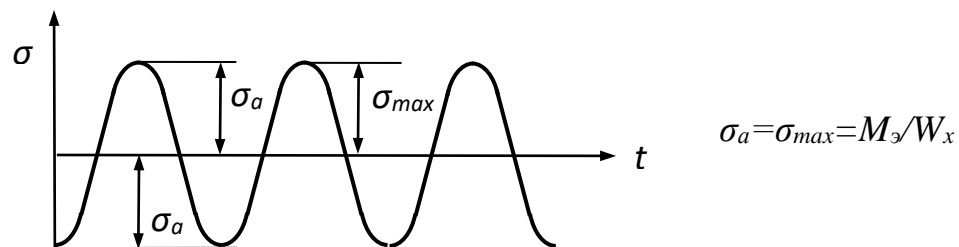
где $k_p = 2 \dots 3$ (Таблица П 35, 138 стр.).

<https://www.youtube.com/watch?v=vFWVLXuw33k>

4.9. Уточнённый расчёт валов.

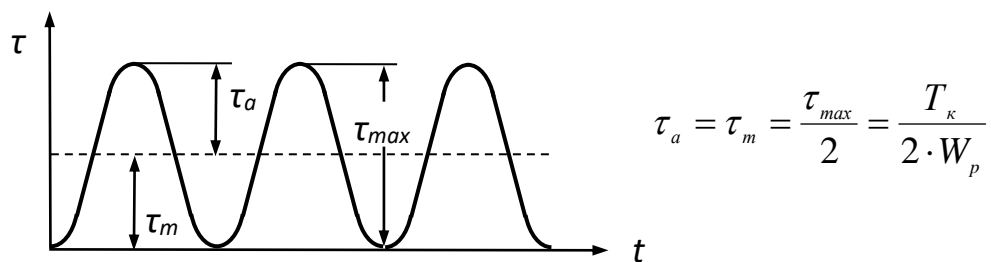
Принимаем нормальное напряжение на изгиб изменяются по симметричному циклу, а касательные напряжения кручения нулевому (пульсирующему) циклу.

Уточнённый расчёт валов рассчитан на определение коэффициента запаса прочности S для сопоставления с допускаемым значением



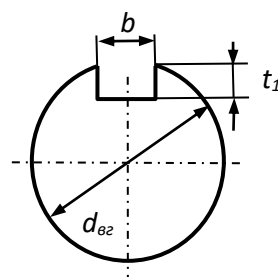
4.4 рис. Симметричный цикл нормального напряжения по изгибу.

коэффициента запаса прочности $[S]$. Условие прочности выполняется когда $S > [S]$. Допускаемый коэффициент запаса прочности $[S] = 2,5 \dots 3$.



4.5 рис. Изменения касательных напряжений по нулевому (пульсирующему) циклу.

Проверяем ступень ведомого вала диаметром $d_{в2} = 38$ мм под зубчатое колесо ослабленный шпонопазом размерами $b = 12$ мм, $t_1 = 5$ мм. Материал вала – сталь 45, нормализация; $\sigma_s = 600$ Н/мм².



4.6 рис. Схема шпонопаза

Пределы допусков: $\sigma_{-1} = 0,43 \sigma_s = 0,43 \times 600 = 258 \text{ Н/мм}^2$;

$\tau_{-1} = 0,58 \sigma_{-1} = 0,58 \times 258 = 149,6 \text{ Н/мм}^2$.

Изгибающий момент под зубчатым колесом

$$M_{\vartheta} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{15310^2 + 38030^2} = 41000 \text{ Н мм}$$

Крутящий момент $T_2 = 86 \text{ Н м} = 86 \times 10^3 \text{ Н мм}$.

Полярный момент сопротивления:

$$W_p = \frac{\pi \cdot d_{\text{вх}}^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 (d_{\text{вх}} - t_1)^2}{2 \cdot d_{\text{вх}}} = \frac{3,14 \cdot 38^3}{16} - \frac{12 \cdot 5(38 - 5)^2}{2 \cdot 38} = 10769 - 859,7 = 9909,3 \text{ мм}^3.$$

Осевой момент в сечении вала:

$$W_x = \frac{\pi \cdot d_{\text{вх}}^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 (d_{\text{вх}} - t_1)^2}{2 \cdot d_{\text{вх}}} = \frac{3,14 \cdot 38^3}{32} - \frac{12 \cdot 5(38 - 5)^2}{2 \cdot 38} = 5384,5 - 859,7 = 4524,8 \text{ мм}^3.$$

Цикл амплитуды изменения составляющего нормального напряжения на изгиб по симметричному циклу

$$\sigma_a = \frac{M_{\vartheta}}{W_x} = \frac{41000}{4524,8} = 9,06 \text{ Н/мм}^2. \text{ Среднее напряжение } \sigma_m = 0.$$

Амплитуда циклов касательных напряжений:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T_{\kappa}}{2 \cdot W_p} = \frac{86 \cdot 10^3}{2 \cdot 9909,3} = 4,34 \text{ Н/мм}^2$$

Коэффициент запаса прочности по нормальному напряжению:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \beta_{\sigma}} \cdot \sigma_a};$$

где $k_{\sigma} = 2,0$ – коэффициент концентрации напряжения изгиба для шпоночной канавки (Таблица П 19., 125 стр);

$\varepsilon_{\sigma} = 0,84$ – масштабный коэффициент (Таблица П 20, стр 125);

$\beta_{\sigma} = 1$ – фактор шероховатости плоскости вала (Таблица П 20, стр 125).

$$S_{\sigma} = \frac{258}{\frac{2}{0,84 \cdot 1} \cdot 9,06} = 11,96.$$

Коэффициент запаса прочности по касательному напряжению:

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \cdot \beta_{\tau}} \cdot \tau_a + \varphi_{\tau} \cdot \tau_m};$$

где $k_{\tau} = 1,4 \dots 2,1$ – коэффициент концентрации напряжения кручения для шпоночной канавки (Таблица П 18., 124 стр);

$\varepsilon_{\sigma} = 0,72$ – масштабный коэффициент (Таблица П 20, 125 стр);

$\beta_{\sigma} = 0,9 \dots 1,0$ – фактор шероховатости плоскости вала (Таблица П14, 123 стр);

$\varphi_{\sigma} = 0$ – коэффициент правки среднего составляющего цикла (Таблица П 16., стр 124).

$$S_{\tau} = \frac{149,6}{\frac{2}{0,72 \cdot 1} \cdot 4,34} = 12,41.$$

Общий коэффициент запаса прочности :

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{11,96 \cdot 12,41}{\sqrt{11,96^2 + 12,41^2}} = 8,6 > [S] = 2,5 \dots 3 \text{ – условие прочности}$$

выполняется.

4.10. Посадки зубчатых колёс и подшипников

Посадка зубчатого колеса на вал выполняется посадкой $H7/p6$ – легко прессованный.

Посадка внутреннего кольца подшипника выполняется по $p6$.

Посадка внешнего кольца подшипника выполняется по $H7$.

Другие посадки выбираются по каф. У.П., таб.41., 36 стр.

4.11. Смазывание редуктора и выбор уплотнений.

Смазывание зубчатых и червячных зацеплений и подшипников* уменьшает потери на трение, предотвращает повышенный износ и нагрев деталей, а также предохраняет детали от коррозии. Снижение потерь на

трение обеспечивает повышение КПД редуктору. По способу подвода смазочного материала к зацеплению различают картерное и циркуляционное смазывание. Картерное смазывание осуществляется окунанием зубчатых и червячных колес (или червяков) в масло, заливаемое внутрь корпуса. Это смазывание применяют при окружных скоростях в зацеплении зубчатых передач до $v \leq 12$ м/с, в зацеплении червячных передач при окружной скорости червяка до $v < 10$ м/с. При большей скорости масло разбрызгивается центробежной силой.

Объём масла V_m определяется по передаваемой мощности на 1 кВт мощности приходится 0,25 дм³ масла.

Примечание: без скобок для температуры 50 °С, в скобках – для температуры 100 °С.

Для окружной скорости $v=2,84$ м/с советуется вязкость $\nu_{50}=80 \times 10^6$ м²/с. Выбираем индустриальное масло И-70А.

Кинематическая вязкость масла.

Контактное напряжение σ_H , Н/мм ²	Кинематическая вязкость $\nu \times 10^{-6}$ м ² /с ν м/с окружной скорости		
	до 2	более 2 до 5	Более 5
до 600	34	28	22

Подшипники смазываются пластичными маслами. Марка масла УТ-1 (универсальный труднорастворимый).

Так как окружная скорость $v < 5$ м/с выбираем войлочные уплотнения с следующими размерами:

Выбор уплотнений.

Выбор уплотнений выполняется по окружной скорости валов: когда $d_{n1}=30$ мм и $n_1=1450$ об/мин на ведущем валу

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_{n1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 30 \cdot 1450}{60 \cdot 1000} = 2,27 \text{ м/с.}$$

при $d_{n1}=30$ мм и $n_1=1450$ об/мин на ведомом валу : $d_{n2}=35$ мм и $n_2=578$ об/мин

$$v_2 = \frac{\pi \cdot d_{n2} \cdot n_2}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 35 \cdot 578}{60 \cdot 1000} = 1,06 \text{ м/с.}$$

Так как окружная скорость $v < 5$ м/с выбираем войлочные уплотнения с размерами:

$$d_{n1} = 30 \text{ мм}; \quad D = 43 \text{ мм}; \quad a = 4,3 \text{ мм}; \quad b = 6 \text{ мм.}$$

$$d_{n2} = 35 \text{ мм}; \quad D = 48 \text{ мм}; \quad a = 4,3 \text{ мм}; \quad b = 6 \text{ мм.}$$

(Иванов М.Н. Детали машин. Курсовое проектирование. 1975. 311 стр, 9.7 таб.).

4.12. Сборка редуктора.

Сборку производят в соответствии со сборочным чертежом редуктора. Сборка редуктора производится в следующей последовательности. Перед сборкой внутреннюю полость корпуса редуктора очищают и покрывают маслостойкой краской. На ведущий вал насаживают мазеудерживающие кольца и шариковые подшипники, предварительно нагретые в масле до $80 \dots 100^{\circ}\text{C}$. На ведомый вал закладывают шпонку и напрессовывают зубчатое колесо до упора в буртик вала, надевают распорную втулку, мазеудерживающие кольца и устанавливают шариковые подшипники. Собранные валы устанавливают в основание корпуса редуктора и надевают крышку корпуса.

Стыковые поверхности крышки и основания корпуса должны быть покрыты спиртовым лаком. Крышку центрируют с помощью двух конических штифтов и затягивают болтами. В подшипниковые камеры закладывают пластичную смазку и устанавливают крышки подшипников с металлическими прокладками для регулировки. В сквозные крышки перед постановкой закладывают манжетные уплотнения.

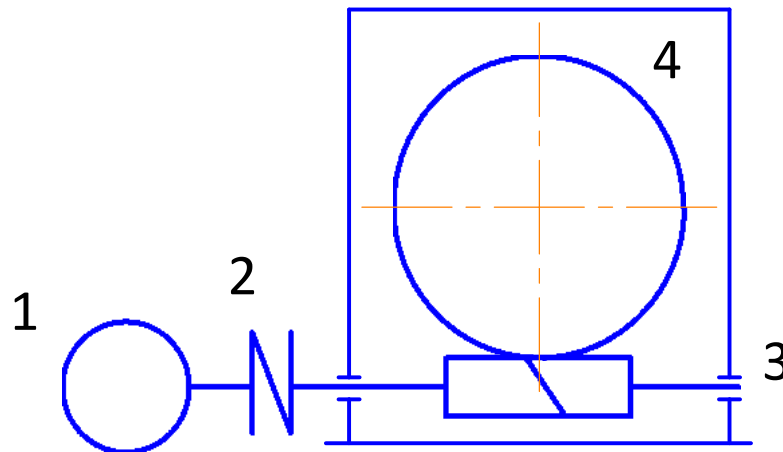
Собранные валы проверяют на плавное проворачивание от руки и закрепляют крышки винтами. Затем ввертывают пробку маслоспускного отверстия с прокладкой и жезловый маслоуказатель. Заливают в корпус масло и закрепляют крышку смотрового люка болтами. Собранный редуктор обкатывают и подвергают испытанию на стенде в соответствии с

техническими условиями [11], [14], [15], [16].

<https://www.youtube.com/watch?v=vq-QXCeLrB0>

5. Проектирование одноступенчатого зубчатого червячного редуктора.

5.1. Выбор электродвигателя. Кинематический и силовой расчёт редуктора.



1 - электродвигатель, 2 – муфта упругая втулочно-пальцевая, 3 - подшипники качения, 4 – червячный редуктор.

Исходные данные

1. Мощность на тихоходном валу редуктора: $P_{вых} = 4,6$ кВт.
2. Частота вращения на тихоходном валу редуктора: $n_{вых} = 48$ мин⁻¹.
3. Число заходов червяка: $z_1 = 2$.

5.1.1. Выбор электродвигателя

По значениям $P_{тэ}$ и $n_{дв}$ Выбираем асинхронный электродвигатель серии 4А с номинальной мощностью $P_{дв} \geq P_{тр}$ (Таблица П 1., 118 стр) 4А13256У3:

мощность $P_{дв} = 5,5$ кВт;

синхронная частота вращения $n = 1000$ об/мин;

коэффициент скольжения %; $S = 3,3$.

Асинхронная частота вращения вала электродвигателя

$$n_{\text{дв}} = n_c \left(1 - \frac{S\%}{100\%} \right) = 1000 \left(1 - \frac{3,3\%}{100\%} \right) = 967 \text{ об/мин.}$$

Диаметр выходной части электродвигателя $d_{\text{дв}} = 38 \text{ мм.}$

5.1.2. Кинематический расчёт

Частоты вращения :

- на быстроходном валу $n_1 = n_{\text{дв}} = 967 \text{ об/мин;}$
- на тихоходном валу $n_2 = n_1 / u = 967 / 20 = 48,35 \text{ об/мин.}$

Угловые скорости валов:

- на быстроходном валу $\omega_1 = \pi n_1 / 30 = 3,14 \times 967 / 30 = 101,5 \text{ рад/с;}$
- на тихоходном валу $\omega_2 = \pi n_2 / 30 = 3,14 \times 48,35 / 30 = 5,03 \text{ рад/с.}$

5.1.3. Энергетический расчёт.

Вращающие моменты T , Н·м:

- на быстроходном валу $T_1 = P / \omega_1 = 5500 / 101,5 = 54,2 \text{ Н м.}$
- на тихоходном валу $T_2 = T_1 \text{ и } \eta.$

Общий КПД редуктора: $\eta = \eta_{\text{ч.з.}} \cdot \eta_{\text{д.н.}}^2$;

где $\eta_{\text{ч.з.}} = 0,75 \dots 0,82$ - КПД двух заходного червячного зацепления;

$\eta_{\text{д.н.}}^2 = 0,99 \dots 0,995$ - КПД подшипников качения .

$$\eta = 0,8 \times 0,99^2 = 0,78. \quad T_2 = 54,2 \times 20 \times 0,78 = 845,32 \text{ Н м.}$$

Результаты кинематического и силового расчёта привода заносятся в таблицу [5], [6], [8], [9], [10].

Результаты кинематического и силового расчёта привода

Валы	Передаточное число, u	Частоты вращения n , об/мин	Угловые скорости ω , рад/с	Момент T , Н м
Быстроходный	20	967	101,5	54,2
Тихоходный		48,35	5,03	845,32

<https://www.youtube.com/watch?v=N-if8LPwsvI>

5.2. Расчёт редукторной передачи

5.2.1. Выбор материала

Выбираем материал для червяка и венца червячного колеса.

Для червяка выбираем сталь 45: твёрдость не менее HRC 45 , термообработанный с шлифованием.

Материал для венца червячного колеса по скорости скольжения:

$$v_{ск} = \frac{4,5 \cdot n_1}{10^4} \cdot \sqrt[3]{T_2} = \frac{4,5 \cdot 967}{10^4} \cdot \sqrt[3]{845,32} = 4,11 \text{ м/с}.$$

Если $v_{ск} < 5$ м/с , то материал венца червячного колеса выбираем Бр.АЖ9-4 бронза (литьё в песок), механические характеристики $\sigma_m = 200$ Н/мм² и $\sigma_b = 400$ Н/мм².

Допускаемое контактное напряжение для бронзы Бр.АЖ9-4 определяется по следующей формуле

$$[\sigma_H] = 300 - 25 v_{ск} = 300 - 25 \times 4,11 = 197 \text{ Н/мм}^2.$$

Примечание. Если скорость скольжения $v_{ск} > 5$ м/с , то материал венца червячного колеса выбираем Бр.ОФ10-1 или Бр.ОФН. Для этих материалов допускаемое контактное напряжение определяется по следующей формуле $[\sigma_H] = (0,85 \dots 0,9) \sigma_b$, в этом случае материал для червяка выбирается сталь 45: твёрдость не менее HRC 45 , термообработанный с шлифованием. Если условия не выполняются, тогда допускаемое контактное напряжение определяется по следующей формуле $[\sigma_H] = C_v 0,75 \sigma_b$; где C_v – коэффициент учитывающий скорость скольжения (таблица 2).

Скорость скольжения

$v_{ск}, \text{ м/с}$	≤ 1	2	3	4	5	6	7	≥ 8
C_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

Допускаемые напряжения изгиба:

$$[\sigma_F] = 0,25 \sigma_m + 0,8 \sigma_b; \quad [\sigma_F] = 0,25 \times 200 + 0,8 \times 400 = 370 \text{ Н/мм}^2 [5], [6], [12], [13], [15].$$

5.2.2. Геометрический расчёт.

Число заходов червяка равно числу зубьев шестерни: $z_1 = z = 2$.

Когда $u = 20$, тогда число зубьев червячного колеса: $z_2 = z_1 u = 2 \times 20 = 40$.

Межосевое расстояние определяется из условия прочности на контактное напряжение:

$$a = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{T_2 \cdot K_H \left(\frac{170}{[\sigma_H] \cdot z_2 / q} \right)^2};$$

где $z_2 = 40$ – число зубьев колеса;

$q = d_1 / m$ – коэффициент диаметра червяка, рекомендуется $q \geq 0,25 z_2$,

принимаем $q = 0,25 \times 40 = 10$;

$T_2 = 845,32$ Н м – момент на тихоходном валу;

$[\sigma_H] = 197$ Н/мм² – допускаемое контактное напряжение;

$K_H = 1,2$ - коэффициент нагрузки.

$$a = \left(\frac{40}{10} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{845,32 \cdot 10^3 \cdot 1,2 \cdot \left(\frac{170}{197 \cdot 40 / 10} \right)^2} = 180,4 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 2144-76 выбираем: $a = 180$ мм и $a = 200$ мм.

Модуль зацепления выбираем:

$$\text{- при } a = 180 \text{ мм: } m = \frac{2 \cdot a}{z_2 + q} = \frac{2 \cdot 180}{40 + 10} = 7,2 \text{ мм;}$$

$$\text{- при } a = 200 \text{ мм: } m = \frac{2 \cdot a}{z_2 + q} = \frac{2 \cdot 200}{40 + 10} = 8 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартные значения $m = 6,3$ мм и $m = 8$ мм (Таблица П 53, стр148).

Для стандартных значений m и q межосевые расстояния будут

$$a_\phi = \frac{m \cdot (q + z_2)}{2} = \frac{6,3 \cdot (10 + 40)}{2} = 6,3 \cdot 50 / 2 = 157,5 \text{ мм;}$$

$$a_\phi = \frac{m \cdot (q + z_2)}{2} = \frac{8 \cdot (10 + 40)}{2} = 8 \cdot 50 / 2 = 200 \text{ мм.}$$

Принимаем $q = 10$ (Таблица П 49, стр147), $m = 8$ мм, $a = 200$ мм.

5.2.3. Основные размеры червяка.

Делительный диаметр червяка

$$d_1 = q m = 10 \times 8 = 80 \text{ мм.}$$

Диаметр вершин зубьев червяка

$$d_{a1} = d_1 + 2 m = 80 + 2 \times 8 = 96 \text{ мм.}$$

Диаметр впадин зубьев червяка

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 m = 80 - 2,4 \times 8 = 60,8 \text{ мм.}$$

Длина шлифованной части нарезанных зубьев червяка

$$b_1 \geq (11 + 0,06 z_2) m + 25 \text{ — для одно и двухзаходного червяка;}$$

$$b_1 \geq (12,5 + 0,09 z_2) m + 25 \text{ — для четырёхзаходного червяка.}$$

Если $z_1 = 2$ длина нарезанной части червяка

$$b_1 = (11 + 0,06 z_2) m + 25 = (11 + 0,06 \times 40) 8 + 25 = 132 \text{ мм.}$$

Угол подъёма витков червяка определяется по след. формуле:

$$\operatorname{tg} \gamma = z_1 / q = 2 / 10 = 0,2; \quad \gamma = 11^\circ 19'.$$

5.2.4. Основные размеры венца червячного колеса.

Делительный диаметр червячного колеса

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

Диаметр вершин зубьев червячного колеса

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

Диаметр впадин зубьев червячного колеса

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

Наибольший диаметр червячного колеса для двух заходного червяка

$$d_{am2} = d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2} = 336 + 1,5 \cdot 8 = 348 \text{ мм.}$$

Примечание. Для однозаходного червяка $d_{am2} = d_{a2} + 2 m$; для четырёхзаходного червяка - $d_{am2} = d_{a2} + m$.

Ширина венца червячного колеса для одно и двухзаходного червяка

$$b_2 \leq 0,75 d_{a1} = 0,75 \times 96 = 72 \text{ мм;}$$

для четырёхзаходного червяка

$$b_2 \leq 0,67 d_{a1}.$$

5.2.5. КПД червячного зацепления.

Окружная скорость червяка:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 80 \cdot 967}{60 \cdot 10^3} = 4,05 \text{ м/с.}$$

Скорость скольжения

$$v_{ск} = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{v_1}{\cos 11^{\circ}19'} = \frac{4,05}{0,981} = 4,13 \text{ м/с.}$$

Так как скорость скольжения $v_{ск} < 5 \text{ м/с}$, означает что материал выбран правильно. Для бронзы Бр.АЖ9-4 допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma_{H2}] = 300 - 25 v_{ск} = 300 - 25 \times 4,13 = 197 \text{ Н/мм}^2.$$

При $v_{ск} = 4,13 \text{ м/с}$ для безоловянистой бронзы и шлифованного червяка приведённый угол трения составляет $\rho = 1^{\circ}40'$ (Таблица П 54, 148 стр).

Учитывая потери смазки на опорах и при разбрызгивании масла К.П.Д червячного редуктора определяется след. формулой:

$$\begin{aligned} \eta &= (0,95 \dots 0,96) \cdot \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma - \rho)} = 0,96 \cdot \frac{\operatorname{tg} 11^{\circ}19'}{\operatorname{tg}(11^{\circ}19' + 1^{\circ}40')} = \\ &= 0,96 \cdot \frac{\operatorname{tg} 11^{\circ}19'}{\operatorname{tg} 12^{\circ}59'} = 0,96 \cdot \frac{0,1978}{0,2233} = 0,85. \end{aligned}$$

Момент на валу червячного колеса

$$T_2 = T_1 \text{ и } \eta = 54,2 \times 20 \times 0,85 = 921,4 \text{ Н м.}$$

Если $v_{ск} \leq 5 \text{ м/с}$ выбираем 8 степень точности передачи (Таблица П 9, 121 стр) [1], [2], [3], [4], [7].

5.2.6. Проверочный расчёт .

Контактное напряжение:

$$\sigma_H = \frac{170}{z_2/q} \cdot \sqrt{\left(\frac{z_2/q + 1}{a_\phi} \right)^3 T_2 \cdot K_H} \leq [\sigma_H];$$

где $z_2 = 40$ – число зубьев колеса;

$q = 10$ – червяк коэффициент диаметра червяка;

$T_2 = 921,4 \text{ Н м}$ – момент на тихоходном валу;

K_H - коэффициент нагрузки:

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

$K_{H\alpha} = 1$ –коэффициент учитывающий неравномерного распределения нагрузки между зубьями;

$K_{H\beta}$ - коэффициент концентрации нагрузок;

K_{Hv} – коэффициент динамической нагрузки.

В итоге получаем коэффициент нагрузки:

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} = 1 \times 1,2 \times 1,1 = 1,32 .$$

Контактное напряжение:

$$\sigma_H = \frac{170}{40/10} \cdot \sqrt{\left(\frac{40/10+1}{200}\right)^3 921,4 \cdot 10^3 \cdot 1,32} = 185,3 \text{ Н/мм}^2.$$

$$\text{недогрузка } \frac{[\sigma_{H2}] - \sigma_H}{[\sigma_{H2}]} = \frac{197 - 185,3}{197} 100\% = 5,9\% .$$

5.2.7. Проверка на напряжение изгиба

$$\sigma_F = 0,7 \cdot Y_F \cdot \frac{F_{t2} \cdot K_F}{b_2 \cdot m} \leq [\sigma_F] ;$$

где F_{t2} – окружная сила;

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2}{d_1} = \frac{2 \cdot 921,4 \cdot 10^3}{320} = 5759 \text{ Н};$$

$b_2 = 72 \text{ мм}$ – ширина колеса;

$m = 8 \text{ мм}$ – модуль;

$[\sigma_F] = 82 \text{ Н/мм}^2$ – Допускаемое напряжение на изгиб :

K_F - коэффициент нагрузки, принимаем $K_F = K_H = 1,32$;

Y_F - коэффициент формы зуба, зависит от z_v эквивалентного числа зубьев

Коэффициент формы зуба

z_v	20	24	26	28	30	32	35	37	40	45
Y_F	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48

z_v	50	60	80	100	150
Y_F	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27

Эквивалентное число зубьев: $z_v = z_2 / \cos^3 \gamma$.

Когда $z_2 = 2$, $q = 10$, $\gamma = 11^0 19^1$:

$$z_v = 40 / \cos^3 11^0 19^1 = 40 / 0,98^3 = 42.$$

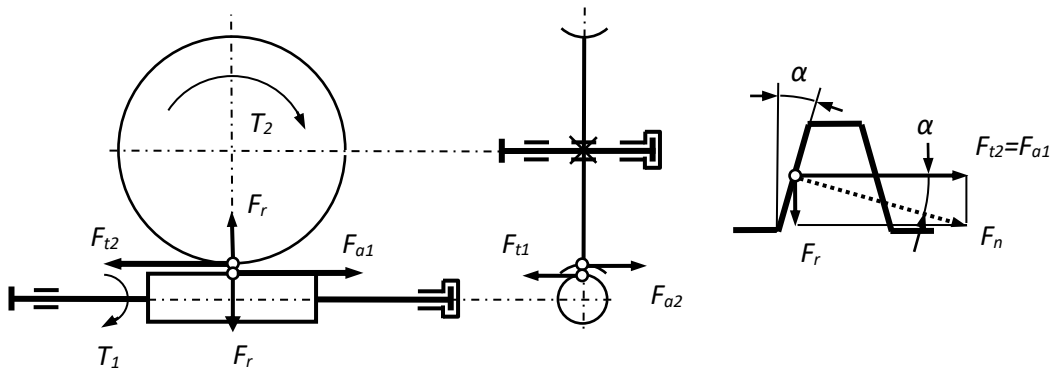
принимаем $Y_F = 1,52$.

Условие прочности при изгибе

$$\sigma_F = 0,7 \cdot 1,52 \cdot \frac{5759 \cdot 1,32}{72 \cdot 8} = 14,1 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_F] = 82 \text{ Н/мм}^2 - \text{условие}$$

прочности соблюдается [10], [12], [33], [14].

5.2.8. Силы в червячном зацеплении.



5.1 рис. Силы в червячном зацеплении.

В червячном колесе окружная сила F_{t2} равна осевой силе червяка F_{a1} :

$$F_{t2} = F_{a1} = 2 T_2 / d_2 = 2 \times 921,4 \times 10^3 / 320 = 5759 \text{ Н.}$$

Окружная сила червяка F_{t1} равна осевой силе в червячном колесе F_{a2} :

$$F_{t1} = F_{a2} = 2 T_1 / d_1 = 2 \times 54,2 \times 10^3 / 80 = 1355 \text{ Н.}$$

Радиальная сила червяка и червячного колеса

$$F_r = F_{t2} \tan \alpha = 5759 \tan 20^0 = 5759 \times 0,364 = 2096 \text{ Н.}$$

Нормальная сила

$$F_n = F_{t2} / (\cos \alpha \cos \gamma) = 5759 / (\cos 20^0 \cos 11^0 19^1) = 5759 / (0,94 \times 0,98) = 6247 \text{ Н.}$$

Витки червяка должны быть правосторонними.

Проверяем червяк на жёсткость. Определяем максимальный коэффициент трения:

$$f = \frac{l^3 \cdot \sqrt{F_r^2 + F_{t1}^2}}{48 \cdot E \cdot J_{кл}} \leq [f];$$

где: $l = d_{am2} = 348 \text{ мм}$ – расстояние между опорами;

$E=2 \times 10^5$ Н/мм² – модуль эластичности;

$J_{кл}$ – приведённый момент инерции:

$$J_{кл} = \frac{\pi \cdot d_{f1}^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 60,08^4}{64} = 670488 \text{ мм}^4.$$

Коэффициент трения червяка:

$$f = \frac{348^3 \cdot \sqrt{2096^2 + 1355^2}}{48 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 670488} = 0,019 \text{ мм}.$$

Допустимый коэффициент трения $[f]=(0,005 \dots 0,01)m = (0,005 \dots 0,01)8 = 0,04 \dots 0,08 \text{ мм}.$

$f=0,019 \text{ мм} < [f]=0,04 \dots 0,08 \text{ мм}$ – условие прочности соблюдается [1], [2], [3], [4], [7].

Таблица рассчитанных данных

№ п/н	Параметры	Обозначение	Единица измерения	Числовое значение
1	Модуль	m	мм	8
2	Диаметр делительной окружности: шестерни колеса	d_1 d_2	мм мм	80 320
3	Межосевое расстояние	a_ϕ	мм	200
4	Скорость скольжения	$v_{ск}$	м/с	4,13
5	Длина нарезанной части червяка	b_1	мм	132
6	Ширина колеса	b_2	мм	71
7	Угол подъёма витков червяка	γ	град	$11^0 19^1$
8	Контактное напряжение: допускаемое - расчётное	- $[\sigma_H]$ σ_H	Н/мм ² Н/мм ²	185,3 137
9	Напряжение на изгиб: - допускаемое - расчётное	$[\sigma_F]$ σ_F	Н/мм ² Н/мм ²	82 14,2
10	Силы в червячном зацеплении: - окружная червяка - окружная червячного колеса - осевая червяка - осевая червячного колеса - радиальная	F_{t1} F_{t2} F_{a1} F_{a2} $F_{r1}=F_{r2}$	Н Н Н Н Н	1355 5753 5753 1355 2096

5.3 . Предварительный расчёт валов и выбор подшипников.

5.3.1.Ведущий вал

Так как значение допускаемого напряжения на кручение $[\tau_k]=12...25$ Н/мм² размер входной части быстроходного вала определяется следующей формулой:

При $T_1=54,2$ Н м. $[\tau]=15$ Н/мм²:

$$d_{\text{вход}} = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{54,2 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 26 \text{ мм.}$$

Валы редуктора и электродвигателя соединяются муфтой и поэтому разница размеров между этими валами подбираются следующим отношением $d_{\text{дв}} = 38$ мм:

$$d_{\text{вход}} = (0,8...1,2) d_{\text{дв}} = (0,8...1,2) 38 = 30...46 \text{ мм.}$$

Стандарт $d_{\text{вход}} = 35$ мм принимаем.

По ГОСТ 6633-69 принимаем $d_{\text{вход}} = 35$ мм (Таблица П14, 123 стр).

диаметр под подшипник:

$$d_{n1} = d_{\text{вход}} + (3...6) \text{ мм.}$$

$$d_{n1} = 35 + 5 = 40 \text{ мм} - \text{диаметр под подшипник}$$

должен иметь окончание «0» или «5».

диаметр под червяк

$$d_{\text{вч}} = d_{n1} + (3...6) = 40+5 = 45 \text{ мм.}$$

5.3.2.Ведомый вал

Крутящий момент $T_2 = 921,4$ Н м.

При $[\tau_k] = 20$ Н/мм² выходная часть вала определяется:

$$d_{\text{вых}} = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{921,4 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 61 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{\text{вых}} = 60$ мм.

диаметр под подшипник

$$d_{n2} = d_{\text{вых}} + (3...6) \text{ мм. } d_{n2} = 60 + 5 = 65 \text{ мм.}$$

диаметр под червячное зубчатое колесо

$$d_{\text{вз}} = d_{n2} + (3...6) = 65+5 = 70 \text{ мм.}$$

Размеры ведущего и ведомого вала

Валы	Диаметры, мм		
Ведущий	$d_{\text{вход}} = 35$	$d_{n1} = 40$	$d_{\text{вч}} = 45$
Ведомый	$d_{\text{вых}} = 60$	$d_{n2} = 65$	$d_{\text{вз}} = 70$

<https://dzen.ru/video/watch/61a7d419c83bf734cc5e70f1?f=d2d>

Подбираем однорядные шариковые радиально-упорные подшипники: кантовый угол $\alpha = 36^\circ$; коэффициент осевой нагрузки $e = 0,95$ (Таблица П 27. 131 стр).

для ведомого вала $\alpha = 26^\circ$, $e = 0,68$ [1], [2], [3], [4], [7].

Данные подшипников

Условные обозначения	размеры, мм			e	Грузоподъемность, кН	
	d	D	B		динамическая C_r	статическая C_o
66408	40	110	27	0,95	72,2	42,3
46213	65	120	23	0,68	56,8	50,0

5.4. Конструктивные размеры шестерни и зубчатого колеса

Червяк изготавливается цельно с валом со следующими размерами:

$d_1 = 80$ мм; $d_{a1} = 96$ мм; $d_{f1} = 60,8$ мм; $b_1 = 132$ мм.

Размеры червячного колеса.

$d_2 = 320$ мм; $d_{a2} = 336$ мм; $d_{f2} = 300,8$ мм; $b_2 = 72$ мм; $d_{am2} = 438$ мм.

диаметр и длина ступицы червячного колеса

$d_{cm} = l_{cm} = (1,2 \dots 1,8) d_{\text{вз}} = (1,2 \dots 1,8) 70 = 84 \dots 126$ мм.

принимаем $d_{cm} = l_{cm} = 90$ мм.

Толщина диска:

$c = 0,3 b_2 = 0,3 \times 72 = 22$ мм.

Ширина венца

$\delta_1 = \delta_2 = 2 m \geq 10$.

принимаем $\delta_1 = \delta_2 = 16$ мм.

диаметр винта

$d_{\text{винт}} = (1,2 \dots 1,4) m = (1,2 \dots 1,4) 8 = 9,6 \dots 11,2$ мм.

принимаем $d_{\text{винт}} = 10$ мм.

Длина винта

$$l_{\text{винт}} = (0,3 \dots 0,4) b_2 = (0,3 \dots 0,4) 72 = 22 \dots 29 \text{ мм.}$$

принимаем $l_{\text{винт}} = 26 \text{ мм.}$

5.5. Конструктивные размеры корпуса редуктора

Толщина стенок корпуса:

$$\delta = 0,04 a_{\phi} + 2 = 0,04 \times 200 + 2 = 10 \text{ мм.}$$

принимаем $\delta = 10 \text{ мм.}$

Толщина стенок крышки

$$\delta_I = 0,032 a_{\phi} + 2 = 0,032 \times 200 + 2 = 8,4 \text{ мм.}$$

принимаем $\delta_I = 10 \text{ мм.}$

Толщина пояса(фланца) крышки

$$b = b_I = 1,5 \delta = 1,5 \times 10 = 15 \text{ мм.}$$

Толщина пояса(фланца) корпуса

$$p_I = 1,5 \delta = 1,5 \times 10 = 15 \text{ мм.}$$

$$p_2 = (2,25 \dots 2,75) \delta = (2,25 \dots 2,75) 10 = 22,5 \dots 27,5 \text{ мм.}$$

принимаем $p_2 = 25 \text{ мм.}$

диаметры болтов:

- фундаментальные

$$d_I = (0,03 \dots 0,036) a_{\phi} + 12 = (0,03 \dots 0,036) 200 + 12 = 18 \dots 19,2 \text{ мм.}$$

принимаем $d_I = 20 \text{ мм - M20.}$

- крепёжные болты крышки подшипника к корпусу

$$d_2 = (0,7 \dots 0,75) d_I = (0,7 \dots 0,75) 20 = 14 \dots 15 \text{ мм.}$$

принимаем $d_2 = 16 \text{ мм - M16.}$

- крепёжные болты крышки корпуса к корпусу:

$$d_3 = (0,5 \dots 0,6) d_I = (0,5 \dots 0,6) 20 = 10 \dots 12 \text{ мм.}$$

принимаем $d_3 = 12 \text{ мм - M12 [5], [6], [8], [9], [10].}$

5.6. Проверка долговечности подшипников

5.6.1. Червячный вал

Расстояние между опорами: $l_I \approx d_{am2} = 340 \text{ мм.}$

Диаметр под подшипники: $d_{nI} = 40 \text{ мм.}$

Осевая сила червяка $F_{a1} = 5759$ Н.

Окружная сила червяка $F_{t1} = 1355$ Н.

Радиальная сила червяка $F_{r1} = 2096$ Н.

Частота вращения $n_1 = 967$ об/мин.

Крутящий момент $T_1 = 54,2 \times 10^3$ Н мм.

Изгибающий момент $M_{\vartheta 1} = F_{a1} d_1 / 2 = 5759 \times 80 / 2 = 230360$ Н мм.

Вертикальная плоскость.

а) Определяем опорные реакции:

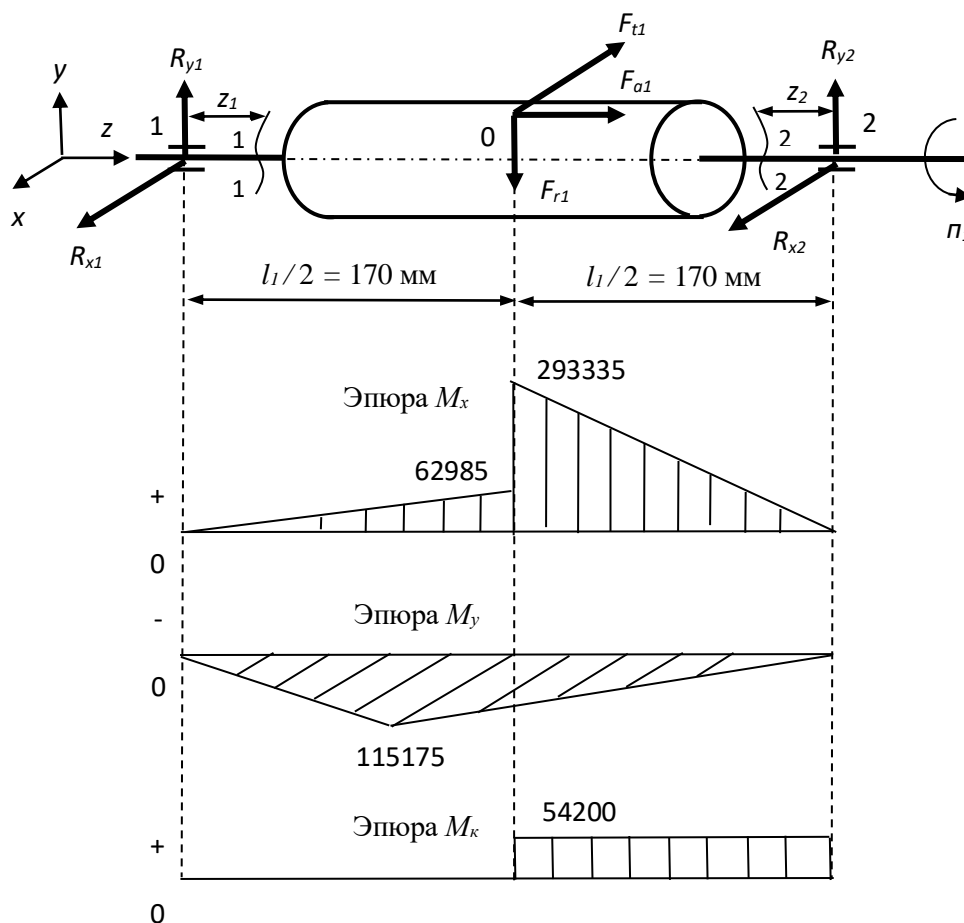
$$\Sigma M_{x1} = F_{r1} l_1 / 2 + M_{\vartheta 1} - R_{y2} l_1 = 0.$$

$$R_{y2} = \frac{F_{r1} \cdot l_1 / 2 + M_{\vartheta 1}}{l_1} = \frac{2096 \cdot 170 + 230360}{340} = 1725,5 \text{ Н.}$$

$$\Sigma M_{x2} = M_{\vartheta 1} - F_{r1} l_1 / 2 + R_{y1} l_1 = 0.$$

$$R_{y1} = \frac{F_{r1} \cdot l_1 / 2 - M_{\vartheta 1}}{l_1} = \frac{2096 \cdot 170 - 230360}{340} = 370,5 \text{ Н.}$$

$$\text{Проверка: } R_{y1} + R_{y2} - F_{r1} = 370,5 + 1725,5 - 2096 = 0.$$



5.2 рис. Расчётная схема входного вала.

б) Изгибающие моменты:

2-2 сечение: $M_{x2} = R_{y2} z_2$; $0 \leq z_2 \leq l_1/2$.

при $z_2 = 0$: $M_{x2} = 0$.

при $z_2 = l_1/2$: $M_{x2} = R_{y2} l_1/2 = 1725,5 \times 170 = 293335 \text{ Н мм}$.

1-1 сечение: $M_{x1} = R_{y1} z_1$; $0 \leq z_1 \leq l_1/2$.

при $z_1 = 0$: $M_{x1} = 0$.

при $z_1 = l_1/2$: $M_{x1} = R_{y1} l_1/2 = 370,5 \times 170 = 62985 \text{ Н мм}$.

Строим эпюры M_x .

Горизонтальная плоскость.

а) Определяем опорные реакции:

$$\Sigma M_{y1} = -F_{t1} l_1/2 + R_{x2} l_1 = 0.$$

$$R_{x2} = \frac{F_{t1} \cdot l_1/2}{l_1} = \frac{1355 \cdot 170}{340} = 677,5 \text{ Н}.$$

$$R_{x1} = R_{x2} = 677,5 \text{ Н}.$$

$$\text{Проверка: } R_{x1} + R_{x2} - F_{t1} = 677,5 + 677,5 - 1355 = 0.$$

б) Изгибающие моменты:

1-1 сечение: $M_{y1} = -R_{x1} z_1$; $0 \leq z_1 \leq l_1/2$.

При $z_1 = 0$: $M_{y1} = 0$.

При $z_1 = l_1/2$: $M_{y1} = -R_{x1} l_1/2 = 677,5 \times 170 = -115175 \text{ Н мм}$.

Также для 2-2 сечения:

$$M_{y2} = M_{y1} = -115175 \text{ Н мм}.$$

Строим эпюры M_y .

в) Крутящий момент: $M_k = T_1 = 54200 \text{ Н мм}$.

Строим эпюры M_k .

г) Равнодействующие опорных реакций:

$$R_{\Sigma 1} = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{677,5^2 + 370,5^2} = 772,2 \text{ Н};$$

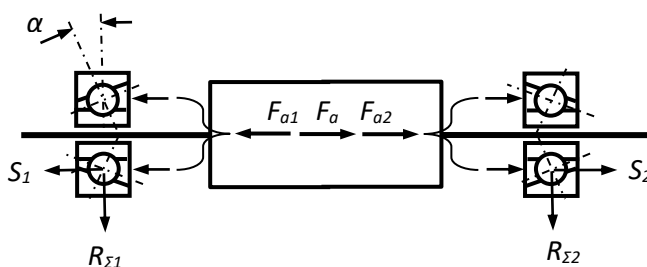
$$R_{\Sigma 2} = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = \sqrt{677,5^2 + 1725,5^2} = 1853,7 \text{ Н}.$$

Радиальная составляющая реакций однорядных шариковых радиально-упорных подшипников :

$$S_1 = e R_{\Sigma 1} = 0,95 \times 772,2 = 733 \text{ Н};$$

$$S_2 = e R_{\Sigma 2} = 0,95 \times 1853,2 = 1761 \text{ Н};$$

где контактный угол $\alpha = 36^\circ$ для однорядных шариковых радиально-упорных подшипников коэффициент осевой нагрузки принимаем $e = 0,95$ (Таблица П 27, 131 стр)



5.3 рис. Схема определения нагрузки на шариковых радиально-упорных подшипниках

д) Осевые нагрузки на подшипниках.

Для определения осевых нагрузок F_{a1} и F_{a2} используем следующие условия:

$$F_a = F_{a1} + F_{a2} = 0; \quad F_{a1} \neq F_{a2}, \text{ где } F_a = 5759 \text{ Н.}$$

В случае $S_1 < S_2$, поэтому $F_a \geq S_2 - S_1$. Значит $F_{a1} = S_1 = 733 \text{ Н};$

$$F_{a2} = S_1 + F_a = 733 + 5759 = 6492 \text{ Н.}$$

$F_{a2} = 6492 \text{ Н} > S_2 = 1761 \text{ Н}$ – Осевые нагрузки определены правильно.

Рассмотрим левый подшипник:

$$F_{a1} / R_{\Sigma 1} = 733 / 772,2 = 0,949 = e - \text{осевую нагрузку не учитываем.}$$

Эквивалентная нагрузка:

$$P_{\text{эвл}} = R_{\Sigma 1} V K_\sigma K_m ;$$

где $V=1$ – коэффициент вращения;

$K_\sigma = 1,3$ – коэффициент безопасности;

$K_m = 1$ – температурный коэффициент когда $t \leq 100^\circ \text{C}$.

$$\text{Эквивалентная нагрузка: } P_{\text{эвл}} = 772,2 \times 1 \times 1,3 \times 1 = 1003,8 \text{ Н.}$$

Определяем эквивалентную нагрузку для правого подшипника.

$$F_{a2} / R_{\Sigma 2} = 6492 / 1853,7 = 3,5 > e = 0,68 - \text{осевую нагрузку учитываем.}$$

Эквивалентная нагрузка:

$$P_{\text{экв}2} = (X V R_{\Sigma 1} + Y R_{\Sigma 2}) K_{\beta} K_m ;$$

где $X=0,37$ и $Y=0,66$ (для $\alpha=36^\circ$) (Иванов М.Н., Детали машин.

-М.: 1984. 294 стр). Откуда:

$$P_{\text{экв}2} = (0,37 \times 1 \times 1853,7 + 0,66 \times 6492) 1,3 \times 1 = 6462 \text{ Н} = 6,46 \text{ кН.}$$

е) Определяем долговечность для правого подшипника (более нагруженного) :

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \left(\frac{C}{P_{\text{экв}2}} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 967} \left(\frac{72,2}{6,46} \right)^3 = 24062 \text{ часов.}$$

5.6.2. Ведомый вал.

Расстояние между опорами:

$$l_2 = l_{cm} + 2 \times 15 + B_2 = 90 + 30 + 23 = 143 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_2 = 150 \text{ мм.}$

Диаметр колеса: $d_2 = 320 \text{ мм.}$

Окружная сила червячного колеса $F_{t2} = 5759 \text{ Н.}$

Осевая сила колеса $F_{a2} = 1355 \text{ Н.}$

Радиальная сила колеса $F_{r2} = 2096 \text{ Н.}$

Частота вращения $n_2 = 48,35 \text{ об/мин.}$

Крутящий момент $T_2 = 921,4 \times 10^3 \text{ Н мм.}$

Изгибающий момент $M_{\beta 2} = F_{a2} d_2 / 2 = 1355 \times 320 / 2 = 216800 \text{ Н мм.}$

Вертикальная плоскость.

а) Определяем опорные реакции:

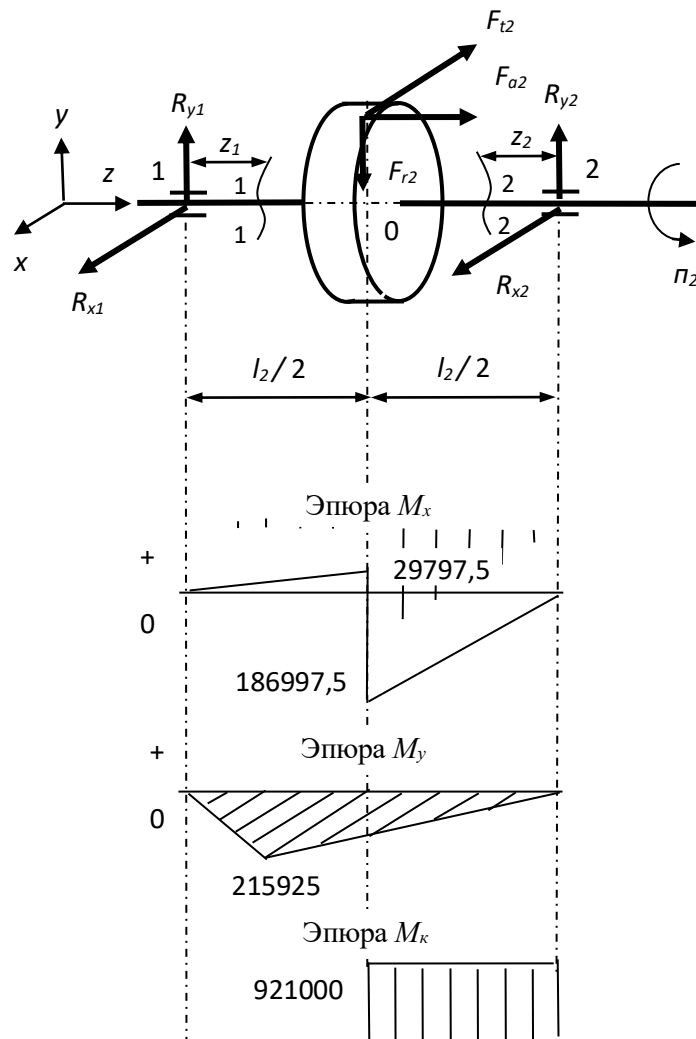
$$\Sigma M_{x1} = M_{\beta 2} - F_{r2} l_2 / 2 - R_{y2} l_2 = 0.$$

$$R_{y2} = \frac{M_{\beta 2} - F_{r2} \cdot l_2 / 2}{l_2} = \frac{216800 - 2096 \cdot 75}{150} = 397,3 \text{ Н.}$$

$$\Sigma M_{x2} = M_{\beta 2} + F_{r2} l_2 / 2 + R_{y1} l_2 = 0.$$

$$R_{y1} = \frac{-M_{\beta 2} - F_{r2} \cdot l_2 / 2}{l_2} = \frac{-216800 - 2096 \cdot 75}{150} = -2493,3 \text{ Н.}$$

Проверка: $R_{y1} + R_{y2} + F_{r2} = -2493,3 + 397,3 + 2096 = 0$.



5.4 рис. Расчётная схема выходного вала.

б) Изгибающие моменты:

1-1 сечение: $M_{x1} = R_{y1} z_1$; $0 \leq z_1 \leq l_2/2$.

при $z_1 = 0$: $M_{x1} = 0$.

при $z_1 = l_2/2$: $M_{x1} = R_{y1} l_2/2 = -2493,3 \times 75 = -186997,5$ Н мм.

2-2 сечение: $M_{x2} = R_{y2} z_2$; $0 \leq z_2 \leq l_2/2$.

при $z_2 = 0$: $M_{x2} = 0$.

при $z_2 = l_2/2$: $M_{x2} = R_{y2} l_2/2 = 397,3 \times 75 = 29797,5$ Н мм.

строим эпюру изгибающих моментов M_x .

Горизонтальная плоскость.

а) Определяем опорные реакции:

$$\Sigma M_{y1} = -F_{t2} l_2/2 + R_{x2} l_2 = 0.$$

$$R_{x2} = \frac{F_{t2}/t_2}{l_2} = \frac{5759 \cdot 75}{150} = 2879,5 \text{ Н.}$$

Так как опоры и нагрузки симметричны:

$$R_{x1} = R_{x2} = 2879 \text{ Н.}$$

$$\text{Проверка: } -R_{x1} - R_{x2} + F_{t2} = -2879,5 - 2879,5 + 5759 = 0$$

б) Изгибающие моменты:

$$\text{1-1 сечение: } M_{y1} = -R_{x1} z_1; \quad 0 \leq z_1 \leq l_1/2.$$

$$\text{при } z_1 = 0 \text{ а: } M_{y1} = 0.$$

$$\text{при } z_1 = l_1/2: M_{y1} = -R_{x1} l_1/2 = -2879,5 \times 75 = -215925 \text{ Н мм.}$$

Также для правой стороны:

$$M_{y2} = M_{y1} = -215925 \text{ Н мм.}$$

строим эпюру изгибающих моментов M_y .

$$\text{в) Крутящий момент: } M_k = T_2 = 921,4 \times 10^3 \text{ Н мм.}$$

строим эпюру крутящих моментов M_k .

г) Равнодействующая опорных реакций::

$$R_{\Sigma 1} = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{2879^2 + 2493,3^2} = 3808,6 \text{ Н;}$$

$$R_{\Sigma 2} = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = \sqrt{2879,3^2 + 397,3^2} = 2906,6 \text{ Н.}$$

Радиальная составляющая реакций однорядных шариковых радиально-упорных подшипников :

$$S_1 = e R_{\Sigma 1} = 0,68 \times 3808,6 = 2589,8 \text{ Н;}$$

$$S_2 = e R_{\Sigma 2} = 0,68 \times 2906,6 = 1976,5 \text{ Н;}$$

где: контактный угол $\alpha = 26^\circ$ для однорядных шариковых радиально-упорных подшипников коэффициент осевой нагрузки принимаем $e = 0,68$ (Таблица П 27. 131 стр)

$$\text{В случае } S_1 < S_2, \text{ поэтому } F_a \geq S_2 - S_1. \text{ значит } F_{a1} = S_1 = 2589,8 \text{ Н;}$$

$$F_{a2} = S_1 + F_{a2} = 2589,8 + 1355 = 3944,8 \text{ Н.}$$

$F_{a2} = 3944,8 \text{ Н} > S_2 = 2589,8 \text{ Н}$ – осевые нагрузки определены правильно.

Рассмотрим левый подшипник:

$F_{a2} / R_{\Sigma 1} = 2589,8 / 3808,6 = 0,68 = e$ – осевую нагрузку не учитываем.

Эквивалентная нагрузка:

$$P_{\text{экв1}} = R_{\Sigma 1} V K_{\delta} K_m ;$$

где: $V = 1$ – вращается внутреннее кольцо подшипника;

$K_{\delta} = 1,3$ – коэффициент безопасности;

$K_m = 1$ – температурный коэффициент когда $t \leq 100^{\circ}\text{C}$.

Эквивалентная нагрузка:

$$P_{\text{экв1}} = 3808,6 \times 1 \times 1,3 \times 1 = 3951,2 \text{ Н} = 3,95 \text{ кН}.$$

Определяем эквивалентную нагрузку для правого подшипника.

$F_{a2} / R_{\Sigma 2} = 2589,8 / 2906,6 = 0,89 > e = 0,68$ – осевую нагрузку учитываем.

Эквивалентная нагрузка:

$$P_{\text{экв2}} = (X V R_{\Sigma 1} + Y R_{\Sigma 2}) K_{\delta} K_m ;$$

где $X=0,41$ и $Y=0,87$ (при $\alpha=26^{\circ}$) (Иванов М.Н. Детали машин.-М.: 1984. 294 стр).

$$P_{\text{экв2}} = (0,41 \times 1 \times 3808,6 + 0,87 \times 2906,6) 1,3 \times 1 = 5317,3 \text{ Н} = 5,32 \text{ кН}.$$

е) Определяем долговечность для правого подшипника (более нагруженного) :

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \left(\frac{C}{P_{\text{экв2}}} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 48,35} \left(\frac{56,8}{5,32} \right)^3 = 419579 \text{ часов [15],[16]}.$$

<https://dzen.ru/video/watch/624c7f6a7d9af205c26235a3?f=video>

5.7. Проверочный расчёт на прочность шпоночных и шлицевых соединений.

Выбираем призматические шпонки размеры берём по ГОСТ 23360-78 принимаем (Таблица П21., 126 стр). Материал шпонки – сталь 45, нормализация.

Условие прочности на изгиб определяется следующей формулой:

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{2 \cdot T}{d(h-t_1)(l_p - b)} \leq [\sigma_{\text{из}}];$$

где: d – диаметр вала;

h – высота, l_p – рабочая длина, b – ширина шпонки;

t_l – длина шпонопаза на валу.

Допускаемое напряжение на изгиб для стальной ступицы - $[\sigma_{см}] = 100 \dots 120 \text{ Н/мм}^2$;

5.7.1. Ведущий вал.

Ведущий вал $d_{выход}=35 \text{ мм}$ и для ступицы стандартной МУВП (муфта упругая втулочно-пальчиковая) длина ступицы полумуфты 80 мм выбираем шпонку с следующими размерами: $b \times h = 10 \times 8 \text{ мм}^2$, $t_l = 5 \text{ мм}$, $l_p = 63 \text{ мм}$ (Таблица П 38, стр, 140). Крутящий момент на ведущем валу $T_l = 54,2 \text{ Н м}$.

Напряжение на смятие и условие прочности:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 54,2 \cdot 10^3}{35 \cdot (8 - 5)(63 - 10)} = 19,5 \leq [\sigma_{см}] = 100 \text{ Н/мм}^2 \quad - \quad \text{условие прочности}$$

выполняется.

5.7.2. Ведомый вал.

Выбираем шпонку под червячное зубчатое колесо диаметр вала $d_{вз}=70 \text{ мм}$, $T_2=921,4 \text{ Н м}$.

Для колеса длиной ступицы $l_{см} = 90 \text{ мм}$ выбираем шпонку: $b \times h = 20 \times 12 \text{ мм}^2$, $t_l = 7,5 \text{ мм}$, $l_p = 70 \text{ мм}$ (Таблица П 21, стр 126).

Напряжение на смятие и условие прочности:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 921,4 \cdot 10^3}{70 \cdot (12 - 7,5)(70 - 20)} = 117 \leq [\sigma_{см}] = 200 \text{ Н/мм}^2 \quad - \quad \text{условие прочности}$$

выполняется.

На выходной части ведомого вала размером ,когда $T_2 = 921,4 \text{ Н м}$ и $d_{вых} = 60 \text{ мм}$.

Размеры шлицы выбираем:

$$z \times d \times D \times b = 8 \times 52 \times 60 \times 10; \text{ длина } l=80 \text{ мм}.$$

$S_F = 672 \text{ мм}^2/\text{мм}$ – относительный (длины) суммарный статический момент рабочих поверхностей (ГОСТ 21425-75).

Расчёт на смятие шлицы проверяется:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T_2}{d_{cp} \cdot h \cdot l \cdot z \cdot k} \leq [\sigma_{см}];$$

$$d_{cp} = \frac{D + d}{2} = \frac{60 + 52}{2} = 56 \text{ мм} - \text{средний диаметр};$$

$$h = \frac{D - d}{2} = \frac{60 - 52}{2} = 4 \text{ мм} - \text{высота шлиц};$$

$k = 0,75$ – коэффициент учитывающий неравномерной работы зубьев.

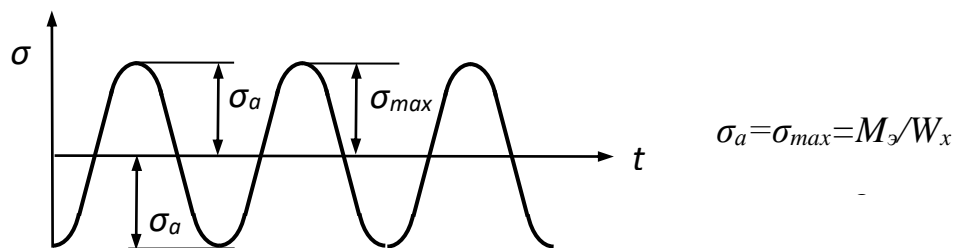
$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot 921,4 \cdot 10^3}{56 \cdot 4 \cdot 80 \cdot 8 \cdot 0,75} = 17 \leq [\sigma_{cm}] = 100 \text{ Н/мм}^2 - \text{условие прочности}$$

выполняется.

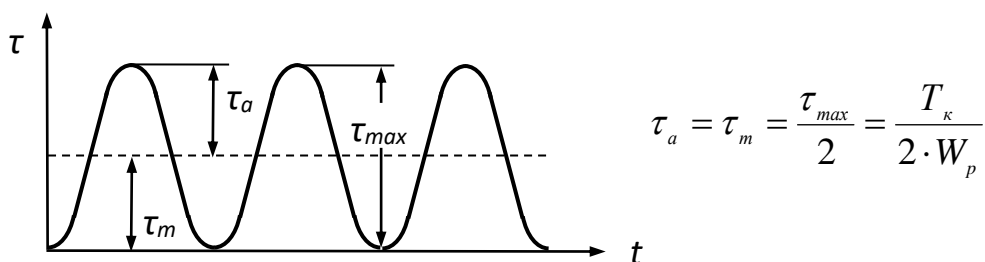
<https://yandex.ru/video/preview/4149449812687168310>

5.8. Уточнённый расчёт валов.

Принимаем нормальное напряжение на изгиб изменяются по симметричному циклу, а касательные напряжения кручения нулевому(пульсирующему) циклу.



5.5 рис. Симметричный цикл нормального напряжения по изгибу.

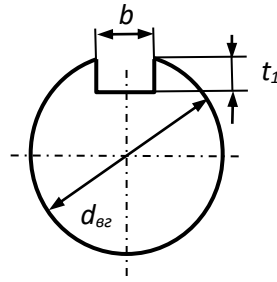


5.6 рис. Изменения касательных напряжений по нулевому(пульсирующему) циклу.

Уточнённый расчет производится для сравнения расчётных и допускаемых значений коэффициентов запаса. Условие прочности $S > [S]$ допускаемые значения коэффициентов запаса $[S] = 2,5 \dots 3$.

Проверяем часть вала под червячным колесом диаметр $d_{б2} = 70$ мм в шпонопазе возникает концентрация напряжений. Материал вала – сталь 45, нормализация; $\sigma_s = 600 \text{ Н/мм}^2$ (Таблица П 3, стр 119).

$$T_2 = 921,4 \text{ Н м} = 921,4 \times 10^3 \text{ Н мм.}$$



5.7рис. Схема шпонопаза

Изгибающий момент

$$M_{изг} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{186997,5^2 + 215925^2} = 285671 \text{ Н мм}$$

Полярный момент сопротивления:

$$W_p = \frac{\pi \cdot d_{62}^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 (d_{62} - t_1)^2}{2 \cdot d_{62}} = \frac{3,14 \cdot 70^3}{16} - \frac{20 \cdot 7,5 (70 - 7,5)^2}{2 \cdot 70} = 67314 - 4185 = 63129 \text{ мм}^3.$$

Осевой момент в сечении вала:

$$W_x = \frac{\pi \cdot d_{62}^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 (d_{62} - t_1)^2}{2 \cdot d_{62}} = \frac{3,14 \cdot 70^3}{32} - \frac{20 \cdot 7,5 (70 - 7,5)^2}{2 \cdot 70} = 33657 - 4185 = 29472 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда изменения составляющего нормального напряжения на изгиб по симметричному циклу: $\sigma_{-I} = 0,43 \sigma_s = 0,43 \times 600 = 258 \text{ Н/мм}^2$.

Амплитуда циклов касательных напряжений: $\tau_{-I} = 0,58 \sigma_{-I} = 0,58 \times 258 = 150 \text{ Н/мм}^2$.

Амплитуда циклов нормальных напряжений::

$$\sigma_a = \frac{M_{изг}}{W_x} = \frac{285671}{29472} = 9,7 \text{ Н/мм}^2. \text{ Среднее напряжение } \sigma_m = 0.$$

Амплитуда циклов касательных напряжений:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T_k}{2 \cdot W_p} = \frac{921,4 \cdot 10^3}{2 \cdot 63129} = 7,3 \text{ Н/мм}^2$$

Коэффициент запаса прочности по нормальному напряжению:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \beta_{\sigma}} \cdot \sigma_a};$$

где: $k_{\sigma} = 2,0$ – коэффициент концентрации напряжения изгиба для шпоночной канавки (Таблица П 17, стр124);

$\varepsilon_{\sigma}=0,76$ – масштабный коэффициент (Таблица П 19, стр125);

$\beta_{\sigma}=0,9 \dots 1,0$ – фактор шероховатости плоскости вала (Таблица П 19, стр125).

$$S_{\sigma} = \frac{258}{\frac{2}{0,76 \cdot 1} \cdot 9,7} = 10,1.$$

Коэффициент запаса прочности по касательному напряжению:

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \cdot \beta_{\tau}} \cdot \tau_a + \varphi_{\tau} \cdot \tau_m};$$

где $k_{\tau} = 1,4 \dots 2,1$ – коэффициент концентрации напряжения кручения для шпоночной канавки (Таблица П 17, стр124);

$\varepsilon_{\sigma}=0,65$ – масштабный коэффициент (Таблица П 20, 125 стр);

$\beta_{\sigma}=0,9 \dots 1,0$ – фактор шероховатости плоскости вала (Таблица П 20, 125 стр);

$\varphi_{\sigma}=0$ – коэффициент правки среднего составляющего цикла (Таблица П 16, 124 стр).

$$S_{\tau} = \frac{150}{\frac{2,1}{0,65 \cdot 1} \cdot 7,3} = 6,4.$$

Общий коэффициент запаса прочности:

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{10,1 \cdot 6,4}{\sqrt{10,1^2 + 6,4^2}} = 5,4 > [S]=2,5 \dots 3 \text{ - условие прочности}$$

выполняется [5], [6], [8], [9], [10].

5.9. Выбор муфты и проверочный расчёт.

Ведущий вал $d_{\text{вход}}=35$ мм и для ступицы стандартной МУВП (муфта упругая втулочно-пальчиковая) длина ступицы полумуфты 80 мм (Таблица П 38, стр 140).

Параметры муфты

[T], Н м	Диаметр вала, мм	Диаметр муфты и D , мм	Длина муфты L , мм	длина ступицы полумуфты $l_{\text{ст}}$, мм
250	35; 38	140	165	80

Коэффициент режима работы

$$k = \frac{[T]}{T_1} = \frac{250}{54,2} = 4,6 > k_p ;$$

где: $k_p=1,5 \dots 3,0$ (Таблица П 35, стр 138).

<https://www.youtube.com/watch?v=vFWVLXuW33k>

5.10. Посадки зубчатых колёс и подшипников

Посадка зубчатого колеса на вал выполняется посадкой $H7/p6$ – легко прессованный.

Посадка внутреннего кольца подшипника выполняется по $p6$.

Посадка внешнего кольца подшипника выполняется по $H7$.

Другие посадки выбираются по Таблица П 42, 144 стр.

5.11. Смазывание редуктора и выбор уплотнений.

Смазывание зубчатых и червячных зацеплений и подшипников уменьшает потери на трение, предотвращает повышенный износ и нагрев деталей, а также предохраняет детали от коррозии. Снижение потерь на трение обеспечивает повышение КПД редуктору. По способу подвода смазочного материала к зацеплению различают картерное и циркуляционное смазывание. Картерное смазывание осуществляется окунанием зубчатых и червячных колес (или червяков) в масло, заливаемое внутрь корпуса. Это смазывание применяют при окружных скоростях в зацеплении зубчатых передач до $v \leq 12$, в зацеплении червячных передач при окружной скорости

червяка до $v < 10$ м/с. При большей скорости масло разбрызгивается центробежной силой.

Объём масла V_m определяется по передаваемой мощности на 1 кВт мощности приходится 0,25 дм³ масла.

Примечание: без скобок для температуры 50 °С , в скобках – для температуры 100 °С .

Кинематическая вязкость масла.

Контактное напряжение σ_n , Н/мм ²	Кинематическая вязкость $\nu \times 10^{-6}$ м ² /с ν м/с окружной скорости		
	до 2	более 2 до 5	более 5
До 200	25	20	15
От 200 до 250	32	25	18
От 250 до 300	40	30	23

Выбор уплотнений выполняется по окружной скорости валов

когда: $d_{n1}=40$ мм и $n_1=967$ об/мин

$$\nu_1 = \frac{\pi \cdot d_{n1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 40 \cdot 967}{60 \cdot 1000} = 2,02 \text{ м/с.}$$

когда: $d_{n2}=65$ мм и $n_2=48,35$ об/мин

$$\nu_2 = \frac{\pi \cdot d_{n2} \cdot n_2}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 65 \cdot 48,35}{60 \cdot 1000} = 1,64 \text{ м/с.}$$

Так как окружная скорость $v < 5$ м/с выбираем войлочные уплотнения с размерами:

$$d_{n1} = 40 \text{ мм; } D = 59 \text{ мм; } a = 9 \text{ мм; } b = 6,5 \text{ мм.}$$

$$d_{n2} = 65 \text{ мм; } D = 63 \text{ мм; } a = 9 \text{ мм; } b = 6,5 \text{ мм.}$$

(Иванов М.Н. Детали машин. Курсовое проектирование. 1975. 311 стр, 9.7 таб.).

5.12 .Сборка редуктора.

Сборку производят в соответствии со сборочным чертежом редуктора.

Сборка редуктора производится в следующей последовательности. Перед сборкой внутреннюю полость корпуса редуктора очищают и покрывают маслостойкой краской. На ведущий вал насаживают мазеудерживающие

кольца и шариковые подшипники, предварительно нагретые в масле до $80 \dots 100^{\circ}\text{C}$. На ведомый вал закладывают шпонку и напрессовывают зубчатое колесо до упора в буртик вала, надевают распорную втулку, mazeудерживающие кольца и устанавливают шариковые подшипники. Собранные валы устанавливают в основание корпуса редуктора и надевают крышку корпуса.

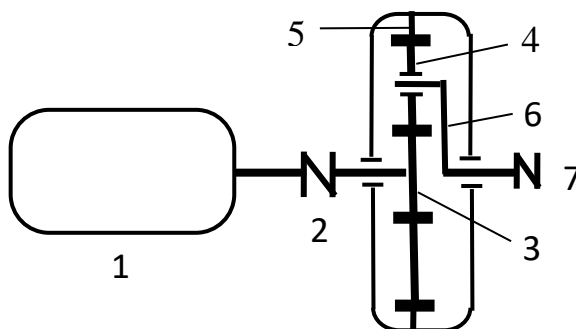
Стыковые поверхности крышки и основания корпуса должны быть покрыты спиртовым лаком. Крышку центрируют с помощью двух конических штифтов и затягивают болтами. В подшипниковые камеры закладывают пластичную смазку и устанавливают крышки подшипников с металлическими прокладками для регулировки. В сквозные крышки перед постановкой закладывают манжетные уплотнения.

Собранные валы проверяют на плавное проворачивание от руки и закрепляют крышки винтами. Затем ввертывают пробку маслоспускного отверстия с прокладкой и жезловый маслоуказатель. Заливают в корпус масло и закрепляют крышку смотрового люка болтами. Собранный редуктор обкатывают и подвергают испытанию на стенде в соответствии с техническими условиями [1], [4], [5], [14], [15].

<https://www.youtube.com/watch?v=UjVpcOMHbNM>

6. Проектирование одноступенчатого зубчатого планетарного редуктора.

Данный привод состоит из электродвигателя, муфты и планетарного редуктора .



1- рис. Кинематическая схема привода: 1-электродвигатель; 2-муфта; 3-солнечная шестерня; 4-сателлит; 5- коронная шестерня (эпициклическое колесо); 6- водило; 7-исполнительный механизм

Планетарным редуктором называется один из типов механических редукторов. Этот широко распространённый во многих отраслях тип редукторов основан на планетарной передаче. Планетарная передача представляет собой зубчатый механизм, характерной особенностью которого является то что оси некоторых зубчатых колёс являются подвижными.

Наиболее популярная разновидность планетарной передачи состоит из следующих элементов:

- **Солнечная шестерня** – малое зубчатое колесо с внешними зубьями, располагающееся в центре механизма
- **Коронная шестерня (эпицикл)** – большое зубчатое колесо с внутренними зубьями
- **Водило** – эта деталь планетарной передачи механически соединяет все сателлиты. Именно на водиле установлены оси вращения сателлитов.
- **Сателлиты** – малые зубчатые колёса с внешними зубьями, располагающиеся между солнечной и коронной шестернёй. Сателлиты находятся в одновременном зацеплении и с солнечной и с коронной шестернёй.

Работа планетарной передачи простейшей конструкции в случае остановленного эпицикла происходит следующим образом. Во вращение приводится солнечная шестерня. Вместе с ней начинают поворачиваться сцепленные с ней сателлиты. По мере того как сателлиты поворачиваются, они перекатываются по солнечной шестерне и по эпициклу. Тем самым они перемещаются вокруг солнечной шестерни, приводя во вращение водило, на котором закреплены оси сателлитов.

Конструкция планетарного механизма позволяет работать не только с остановленным эпициклом, используя в качестве входа солнечную

шестерню, а в качестве выхода – водило. Из трёх перечисленных элементов: солнечная шестерня – водило – эпицикл любые два можно использовать как вход или как выход, а оставшийся третий – затормозить. Планетарная передача при таких способах включения всё равно будет работать, изменится лишь передаточное отношение как по величине, так и по знаку. Всего возможно шесть подобных способов включения, но наиболее широко применяется описанный выше: вход – солнечная шестерня, выход – водило, эпицикл – неподвижен. Такое включение имеет самое большое передаточное отношение из всех имеющихся способов.

Если в планетарном механизме вращаются, и солнечная шестерня и водило и эпицикл, то механизм начинает работать как дифференциал, позволяя производить сложение угловых скоростей на разных входах или их разложение угловой скорости на два различных выхода.

На практике планетарная передача используется как основной элемент для построения планетарных редукторов. В состав редуктора помимо самой передачи входят корпус, опорные подшипники, входной и выходной вал (или иные элементы для подключения вала двигателя и вала нагрузки). Поскольку передаточное отношение планетарной передачи описанной конструкции чаще всего находится в диапазоне от 3 до 15, то для получения более высоких передаточных отношений применяют последовательное соединение нескольких планетарных механизмов. Получившийся в результате многоступенчатый редуктор может иметь передаточное отношение до нескольких тысяч и даже десятков тысяч. Для построения планетарного редуктора могут быть использованы различные виды зубчатых колёс: прямозубые, косозубые, шевронные, конические. Мы рассмотрим прямозубый планетарный редуктор.

Преимущества планетарных редукторов

Планетарные редукторы имеют ряд существенных преимуществ перед традиционными, при этом, многие свойства у них такие же, как у цилиндрического варианта исполнения за счет применения шестерней.

Среди них:

1. Возможность создания высоких передаточных отношений скоростей при невысоком количестве шестеренок;
2. Компактность редуктора, благодаря количеству шестерней, имеющих небольшой размер;
3. Небольшая масса;
4. За счет меньшего размера колес и замыкания сил в механизме, планетарные передачи работают с меньшим шумом, чем зубчатые;
5. Симметричная конструкция передач обеспечивает меньшие нагрузки на опоры. Это упрощает конструкцию опор и снижает потери в них, а также дает возможность выбирать подшипники меньших типоразмеров.
6. Длительный эксплуатационный срок, который достигается конструкцией с особым расположением сателлитов, которое позволяет взаимно компенсировать оказываемые друг на друга силы.

Недостатки планетарных редукторов

1. Большая дороговизна изготовления по сравнению с другими видами редукторов;
2. Высокое теплоотделение за счет компактности и высоких передаваемых мощностей;
3. Снижение КПД с повышением передаточного отношения;
4. Сложность в ремонте, поскольку необходимо специализированное оборудование;
5. Определенные высокие требования к точности изготовлению планетарных редукторов.

Сферы применения

Благодаря широкому спектру преимуществ планетарные редукторы находят применение во многих отраслях, таких как:

1. Приборостроение;
2. Станкостроение;
3. Промышленная робототехника;

4. Машиностроение;
5. Технологическое оборудование,
6. Медицина;
7. Авиация.

Принцип работы

Работа планетарной передачи простейшей конструкции в случае остановленного эпицикла происходит следующим образом. Во вращение приводится солнечная шестерня. Вместе с ней начинают поворачиваться сцепленные с ней сателлиты. По мере того как сателлиты поворачиваются, они перекачиваются по солнечной шестерне и по эпициклу. Тем самым они перемещаются вокруг солнечной шестерни, приводя во вращение водило, на котором закреплены оси сателлитов [9], [13], [16], [17], [18].

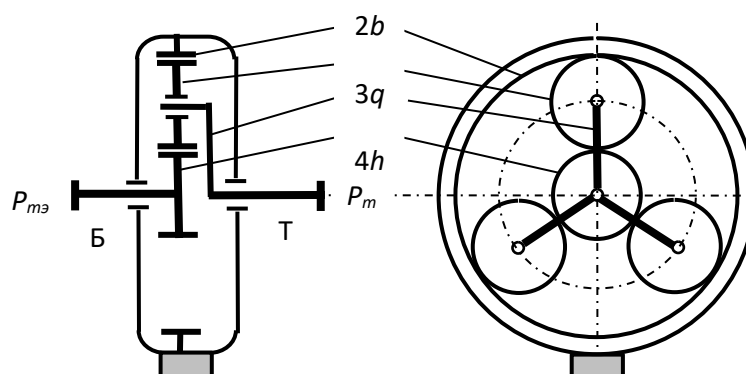


Схема одноступенчатого планетарного редуктора:

Б-быстроходный вал; Т-тихоходный вал;

1а-солнечная шестерня; 2b- коронная шестерня (эпициклическое колесо); 3q- сателлит; 4h-водило

Исходные данные

1. Мощность на тихоходном валу редуктора: $P_{блх} = 7$ кВт.
2. Частота вращения на тихоходном валу редуктора: $n_2 = n_{блх} = 154$ мин⁻¹.
3. Вид электродвигателя : 4А.
4. Передаточное отношение $u = (3,5 \dots 12,5)$.

6.1. Выбор электродвигателя. Кинематический и силовой расчёт редуктора.

1. Общий КПД редуктора.

$$\eta = \left\{ 1 - \left[\left(1 - \frac{1}{u} \right) (1 - \eta_z) \right] \right\} \cdot \eta_n^2;$$

где : $\eta_z = \eta_{вн} \eta_{внш}$ – К.П.Д зубчатого зацепления;

$\eta_{вн} = 0,98 \dots 0,99$ – К.П.Д внутреннего зацепления;

$\eta_{внш} = 0,95 \dots 0,97$ – К.П.Д внешнего зацепления;

$\eta_n^2 = 0,99 \dots 0,995$ – КПД подшипников качения.

Общий КПД привода:

$$\eta_z = 0,98 \times 0,97 = 0,95;$$

$$\eta = \left\{ 1 - \left[\left(1 - \frac{1}{6,3} \right) (1 - 0,95) \right] \right\} \cdot 0,99^2 = 0,94.$$

2. Требуемая мощность электродвигателя, кВт

$$P_{тр} = \frac{P_m}{\eta} = \frac{7,0}{0,94} = 7,45 \text{ кВт.}$$

3. Приблизительное значение частоты вращения электродвигателя:

$$n_{дв} = n_a = n_m u = 154 \times (3,5 \dots 12,5) = 539 \dots 1925 \text{ об/мин.}$$

4. По значениям $P_{тр}$ и $n_{дв}$ выбираем асинхронный электродвигатель серии 4А с номинальной мощностью $P_{дв} \geq P_{тр}$ (Таблица П 1, 118 стр) 4А132М6У3:

<https://www.youtube.com/watch?v=N-if8LPwsvI>

Мощность $P_{дв} = 7,5$ кВт;

Асинхронная частота вращения $n = 1000$ об/мин;

Коэффициент скольжения %; $S = 3,2$;

Диаметр выходной части электродвигателя $d_{дв} = 38$ мм.

5. Частота вращения вала электродвигателя:

$$n_{дв} = n_1 = n \left(1 - \frac{S\%}{100\%} \right) = 1000 \left(1 - \frac{3,2\%}{100\%} \right) = 968 \text{ об/мин.}$$

Определяем расчётное передаточное число:

$$u = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вых}}} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{968}{154} = 6,28.$$

Выбираем из стандартного ряда $u=6,3$ (Таблица П 6., 120 стр).

6. Угловые скорости валов:

- ведущий вал солнечной шестерни

$$\omega_a = \frac{\pi \cdot n_{\text{дв}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 968}{30} = 101,3 \text{ рад/с};$$

- ведомый вал водило

$$\omega_h = \frac{\pi \cdot n_m}{30} = \frac{3,14 \cdot 154}{30} = 16 \text{ рад/с}.$$

7. Вращающие моменты Т, Н·м:

- ведущий вал солнечной шестерни

$$T_a = \frac{P_{\text{мп}} \cdot 10^3}{\omega_a} = \frac{7,45 \cdot 10^3}{101,3} = 73,5 \text{ Н м}.$$

- ведомый вал водило

$$T_h = T_a u \eta = 73,5 \times 6,3 \times 0,94 = 435,2 \text{ Н м}.$$

8. Определяем характеристику планетарного ряда (κ -внутреннее передаточное число) из основного уравнения кинематики:

$$n = (1 + \kappa) n_q + n_b \kappa = 0. \quad (n_q = n_2 = n_{\text{вых}})$$

так как эпициклическая шестерня заторможено $n_b=0$, поэтому

$$n = (1 + \kappa) n_q.$$

передаточное число

$$u = \frac{n_{\text{вых}}}{n_{\text{вых}}} = \frac{n}{n_q} = \frac{(1 + \kappa)n_q}{n_q}.$$

Откуда имеем:

$$u = 1 + \kappa \text{ или } \kappa = u - 1.$$

Тогда:

$$\kappa = 6,3 - 1 = 5,3.$$

так как $\kappa > 3$, минимальное число зубьев солнечной шестерни принимаем из следующего ряда $z_{\text{min}}=18 \dots 30$. $z_a = 21$.

9. Определяем число зубьев эпициклической шестерни из следующего отношения . $\kappa = z_b / z_a$

$$z_b = \kappa z_a = 5,3 \times 21 = 111,3 .$$

Рекомендется чтобы число зубьев солнечной и эпициклической шестерни были или чётными или нечётными и поэтому выбираем $z_b = 111$.

Число зубьев сателлитов определяется:

$$z_q = \frac{z_b - z_a}{2} = \frac{111 - 21}{2} = 45 .$$

Правильность выбора чисел зубьев проверяется по трём условиям:

а) по условию соосности

$$z_b = z_a + 2 z_q; \quad 111 = 21 + 2 \times 45; \quad 111 = 111;$$

б) по условию сборки

$$\frac{z_a + z_b}{c} = A;$$

где A – произвольное целое число;

c – число сателлитов; в данном случае принимаем $c = 3$: тогда

$$\frac{21 + 111}{3} = 44 - \text{целое число условие выполняется;}$$

в) по условию соседства

$$(z_a + z_q) \cdot \sin \frac{\pi}{c} > (z_q + 2);$$

$$(21 + 45) \cdot \sin \frac{3,14}{3} > (45 + 2) \quad \text{или} \quad 57 > 47 - \text{условие соседства}$$

выполняется.

Примечание: если одно из условий не выполняется, выбор чисел зубьев выполняется заново.

В результате выбираем следующие значения:

$$z_a = 21; \quad z_b = 111; \quad z_g = 45.$$

Определяем числовое значение характеристики планетарного ряда:

$$\kappa_p = z_b / z_a = 111 / 21 = 5,28 .$$

Отсюда фактическое передаточное число:

$$u_{\phi} = 1 + \kappa_p = 1 + 5,28 = 6,28.$$

Расчётное отклонение:

$$\frac{u - u_{\phi}}{u} 100\% = \frac{6,3 - 6,28}{6,3} 100\% = 0,22\% < 2,5\% .$$

Относительная угловая скорость сателлитов:

$$w_{g.omn} = (w_a - w_h) \frac{2}{\kappa_p - 1} = (101,3 - 16) \frac{2}{5,28 - 1} = 40 \text{ рад/с} [13], [16], [17], [18].$$

Результаты кинематического и силового расчёта привода заносятся в таблицу.

Кинематические и силовые параметры редуктора

Наименование звена	Передаточное отношение u	Частота вращения n , об/мин	Угловая скорость w , рад/с	Крутящий момент T , Н м
Вал солнечной шестерни a		970	101,3	73,5
Ведомое водило h	6,3	154	16	435,2
Ось сателлита			$w_{q.omn}=40$	

6.2. Расчёт редукторной передачи

6.2.1. Выбор материала и определение допускаемых напряжений

На основании требований технического задания и результатов кинематического и силового расчёта привода определяем исходные данные для расчёта передачи .

Предварительно выбираем одинаковый материал со средними механическими характеристиками сталь 45 с различной твёрдостью:

Для солнечной шестерни - HB_a 260, сателлита – HB_q 240; эпициклической шестерни - HB_b 260 (Таблица П 3., 119 стр.).

Допускаемое контактное напряжение:

$$[\sigma_n] = \frac{\sigma_{n.lim}}{S_n} K_{nL},$$

где $\sigma_{n.lim}=2 \text{ HB}$ – предельное допускаемое контактное напряжение (Таблица П4, 120стр) для молонуглеродистых сталей твёрдость твёрдость которых меньше HB350: $\sigma_{n.lim}=2 \text{ HB}+70$;

$S_H=1,1$ – коэффициент безопасности;

K_{HL} – коэффициент долговечности, принимаем $K_{HL}=1$.

Для солнечной шестерни :

$$[\sigma_{Ha}] = \frac{2HB_a + 70}{1,1} \cdot 1 = \frac{2 \cdot 260 + 70}{1,1} \cdot 1 = 536 \text{ Н/мм}^2.$$

Для сателлита:

$$[\sigma_{Hg}] = \frac{2HB_g + 70}{1,1} \cdot 1 = \frac{2 \cdot 240 + 70}{1,1} \cdot 1 = 500 \text{ Н/мм}^2.$$

Допускаемые напряжения изгиба:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F.lim}}{S_p} K_{FL};$$

где: $\sigma_{F.lim} = 1,8 \text{ HB}$;

$S_p = 1,75$ (Таблица П4, 120стр).

Для солнечной шестерни :

$$[\sigma_{Fa}] = \frac{1,8HB_a}{1,75} = \frac{1,8 \cdot 260 + 70}{1,75} \cdot 1 = 267 \text{ Н/мм}^2;$$

Для сателлита:

$$[\sigma_{Fq}] = \frac{1,8HB_g}{1,75} = \frac{1,8 \cdot 240}{1,75} = 247 \text{ Н/мм}^2.$$

Для следующих расчётов принимаем:

$[\sigma_{Hq}] = 500 \text{ Н/мм}^2$; $[\sigma_{Fq}] = 247 \text{ Н/мм}^2$ - так как сателлит является слабым

звеном.

Результаты расчёт редукторной передачи заносятся в таблицу:

$[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение;

$[\sigma_F]$ – допускаемые напряжения изгиба

Параметры	Солнечная шестерня	Сателлиты
HB	260	240
$[\sigma_H], \text{ Н/мм}^2$	536	500
$[\sigma_F], \text{ Н/мм}^2$	267	247

6.2.2. Геометрические (проектные) расчёты

Определяем межосевое расстояние между солнечной шестернёй и сателлитом:

$$a = (u_{aq} + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{310}{[\sigma_{ng}]}\right)^2 \frac{T_a \cdot K_n}{\psi_{ba} \cdot u_{ag} \cdot c_n}}.$$

u_{aq} – передаточное число между солнечной шестерней и сателлитом:

$$u_{aq} = \frac{z_g}{z_a} = \frac{45}{21} = 2,143;$$

$[\sigma_{ng}] = 500 \text{ Н/мм}^2$ – допускаемое контактное напряжение сателлита;

$T_a = 73,5 \times 10^3 \text{ Н мм}$ – крутящий момент на солнечной шестерни;

$\psi_{ba} = 0,4$ – коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния (Таблица П8, 121стр) $\psi_{ba} = b / a = 0,4$;

$c_n = 0,75$ $c = 0,75 \times 3 = 2,25$ – приведённое число сателлитов;

$K_n = 1,3$ – коэффициент нагрузки.

Межосевое расстояние

$$a = (2,143 + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{310}{500}\right)^2 \frac{73,5 \cdot 10^3 \cdot 1,3}{0,4 \cdot 2,143 \cdot 2,25}} = 81,7 \text{ мм.}$$

Межосевое расстояние округляем до стандартного значения $a = 80 \text{ мм}$ (Таблица П5, 120стр).

6.2.3. Определяем основные параметры зубчатой (геометрический расчёт)

1. Определяем модуль зацепления.

Суммарное количество зубьев солнечной шестерни и сателлита:

$$z_{\Sigma} = z_a + z_g = 21 + 45 = 66.$$

Модуль зацепления

$$m = \frac{2 \cdot a}{z_{\Sigma}} = \frac{2 \cdot 80}{66} = 2,42 \text{ мм.}$$

По стандарту принимаем $m = 2,5 \text{ мм}$ (Таблица П 7, 120стр).

2. Проверяем межосевое расстояние:

$$a = \frac{m(z_g + z_a)}{2} = \frac{2,5(45 + 21)}{2} = 82,5 \text{ мм.}$$

3. Определяем геометрические размеры зубчатых колёс.

Делительные диаметры:

- солнечной шестерни $d_a = m z_a = 2,5 \times 21 = 52,5 \text{ мм};$

- сателлита $d_q = m z_q = 2,5 \times 45 = 112,5 \text{ мм};$

- эпициклической шестерни $d_b = m z_b = 2,5 \times 111 = 277,5 \text{ мм.}$

4. Диаметр вершин зубьев:

$$d_a = d + 2 m ;$$

- солнечной шестерни $d_a = d_a + 2 m = 52,5 + 2 \times 2,5 = 57,5 \text{ мм};$

- сателлита $d_{aq} = d_q + 2 m = 112,5 + 2 \times 2,5 = 117,5 \text{ мм.}$

Диаметр впадин зубьев шестерни:

$$d_f = d - 2,5 m ;$$

- солнечной шестерни $d_{fa} = d_a - 2,5 m = 52,5 - 2,5 \times 2,5 = 46,25 \text{ мм};$

- сателлита $d_{fq} = d_q - 2,5 m = 112,5 - 2,5 \times 2,5 = 106,25 \text{ мм.}$

Для эпициклической шестерни внутреннего зацепления:

- Диаметр впадин зубьев шестерни

$$d_{fb} = d_b - 2 m + \frac{15,2 \cdot m}{z_b} = 277,5 - 2 \cdot 2,5 + \frac{15,2 \cdot 2,5}{111} = 272,84 \text{ мм};$$

- Диаметр вершин зубьев

$$d_{ab} = d_b + 2,5 m = 277,5 + 2,5 \times 2,5 = 283,75 \text{ мм.}$$

Ширина сателлита:

$$b_q = \psi_{sa} a = 0,4 \times 82,5 = 33 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_q = 34 \text{ мм.}$

Ширина солнечной шестерни :

$$b_a = b_q + (4 \dots 6) = 34 + 6 = 40 \text{ мм.}$$

Вычислив окружную скорость солнечной шестерни по ней определяется точность изготовления шестерни:

$$v_a = w_a \frac{d_a}{2} = 101,3 \cdot \frac{52,5}{2 \cdot 10^3} = 2,68 \text{ м/с.}$$

Сборка планетарного редуктора должна быть организована с высокой точностью поэтому выбираем 8 степень точности передачи (Таблица П9, 121стр).

6.2.4. Расчёт на прочность зубьев передачи (проверочный расчёт).

а) Контактное напряжение:

$$\sigma_n = \frac{310}{a_\phi} \sqrt{\frac{T_a \cdot K_n (u_{aq} + 1)^3}{\phi_g \cdot u_{aq} \cdot c_n}} \leq [\sigma_{na}];$$

где $T_a = 73,5 \times 10^3$ Н мм – момент на валу солнечной шестерни ;

$a_\phi = 82,5$ – фактическое межосевое расстояние между солнечной шестерней и сателлитом;

$u_{aq} = 2,143$ – передаточное число между солнечной шестерней и сателлитом;

$c_n = 0,75$ $c = 0,75 \times 3 = 2,25$ – приведённое число сателлитов;

$\phi_g = 34$ мм – ширина сателлита;

K_n – коэффициент нагрузки:

$$K_n = K_{na} K_{n\beta} K_{nv} ;$$

$K_{Hx} = 1,0$ – для прямозубых колёс;

$K_{H\beta}$ - коэффициент концентрации нагрузок;

принимаем $K_{H\beta} = 1,03$ (каф. У.П., 11 таб., 7 стр , V линия);

$K_{Hv} = 1,11$ – коэффициент динамической нагрузки (Таблица П11, 121стр).

В итоге получаем $K_n = 1 \times 1,03 \times 1,11 = 1,15$.

Контактное напряжение:

$$\sigma_n = \frac{310}{82,5} \sqrt{\frac{73,5 \cdot 10^3 \cdot 1,15 \cdot (2,143 + 1)^3}{34 \cdot 2,143 \cdot 2,25}} = 475 \text{ Н/мм}^2 \leq 536 \text{ Н/мм}^2 .$$

$$\text{недогрузка} : \frac{500 - 475}{500} 100\% = 5\% .$$

Примечание: разрешается недогрузка до 15%, перегрузка до 5%.

б) Проверяем на напряжение изгиба, МПа:

$$\sigma_F = Y_F \frac{P_t \cdot K_F}{b_g \cdot m \cdot c_n} \leq [\sigma_F] ;$$

где P_t – окружная сила:

$$P_t = \frac{2 \cdot T_a}{d_a} = \frac{2 \cdot 73500}{52,5} = 2800 \text{ Н};$$

$b_g = 34$ мм – ширина сателлита;

$m = 2,5$ мм – модуль зацепления;

K_F – коэффициент нагрузки:

$$K_F = K_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv} ;$$

$K_{Fx} = 1,0$ – для прямозубых колёс;

$K_{F\beta}$ – коэффициент концентрации напряжений;

выбираем $K_{H\beta} = 1,05$ (Таблица П12, 122стр);

$K_{Hv} = 1,28$ – коэффициент динамической нагрузки (Таблица П11, 121стр).

В итоге получаем $K_F = 1 \times 1,05 \times 1,28 = 1,34$;

Y_F – коэффициент формы зуба:

При $z_a = 21$ будет - $Y_{Fa} = 4,07$;

При $z_q = 45$ будет - $Y_{Fq} = 3,69$ (Таблица П10, 121стр.).

Определяем следующее отношение:

$$\frac{[\sigma_{Fa}]}{Y_{Fa}} = \frac{267}{4,07} = 65,6 \text{ Н/мм}^2; \quad \frac{[\sigma_{Fq}]}{Y_{Fq}} = \frac{247}{3,69} = 66,94 \text{ Н/мм}^2; \quad 65,6 < 66,94 .$$

Допускаемое напряжение на изгиб меньше у колеса и для проверки возьмём его значение: $Y_F = 4,07$.

Напряжение изгиба:

$$\sigma_F = 4,07 \cdot \frac{2800 \cdot 1,34}{34 \cdot 2,5 \cdot 2,25} = 71,8 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_F] = 247 \text{ Н/мм}^2 \text{— условие}$$

прочности соблюдается.

6.2.5. Силы в зацеплении

Каждое зацепление уменьшает нагрузки зубьев на количество спутников, то есть позволяет взаимно компенсировать оказываемые друг на друга силы.:

$$P_{taq} = \frac{2T_a}{d_a \cdot c_n} ;$$

где $T_a=73,5 \times 10^3$ Н мм – момент на валу солнечной шестерни;

$d_a=52,5$ мм – делительный диаметр солнечной шестерни;

$c_n=2,25$ – приведённое число спутников.

Окружная сила:

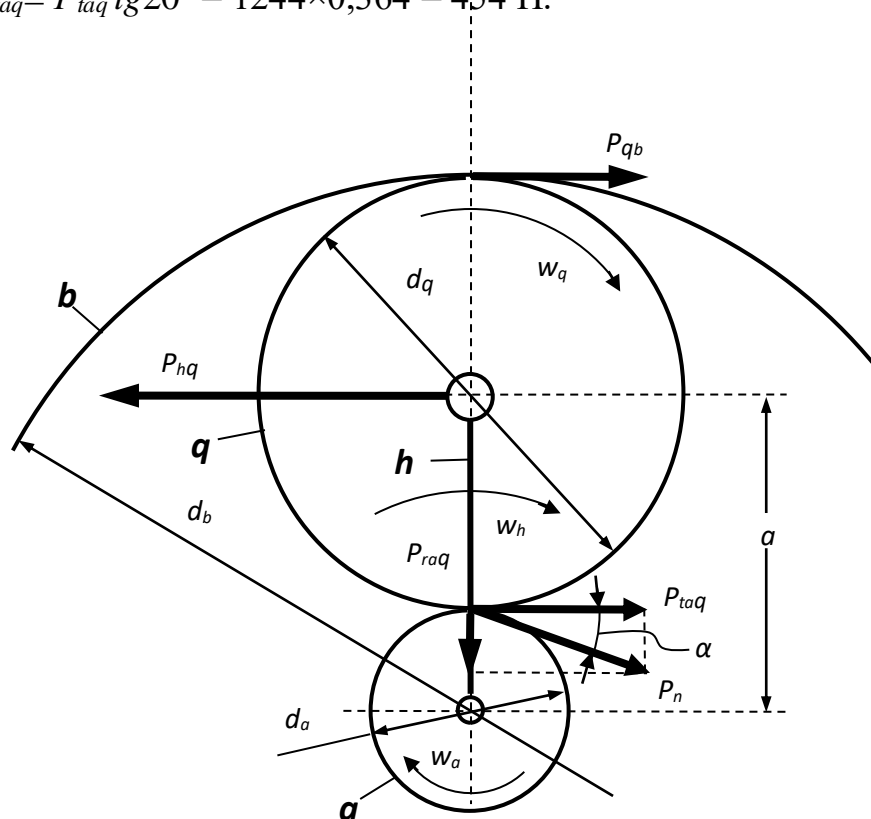
$$P_{taq} = \frac{2 \cdot 73,5 \cdot 10^3}{52,5 \cdot 2,25} = 1244 \text{ H.}$$

Сила действующая на ось сателлита:

$$P_{hq} = 2 P_{taq} = 2 \times 1244 = 2488 \text{ H.}$$

Радиальная сила :

$$P_{raq} = P_{taq} \operatorname{tg} 20^{\circ} = 1244 \times 0,364 = 454 \text{ H.}$$



6.1 рис. Схема действующих сил на планетарную передачу

Таблица рассчитанных данных

№ т/б	Параметры	Обозначение	Единица измерения	Числовое значение
1	2	3	4	5
1	Мощность на ведущем валу	$P_{дв}$	кВт	7,5
2	Передаточное отношение	u	-	6,3
3	К.П.Д передачи	η	-	0,94
4	Крутящий момент: –ведущий вал	T_a	Н м	73,5
	- ведомый вал	T_h	Н м	435,2
5	Угловая скорость: - ведущий вал	ω_a	рад/с	102
	- ведомый вал	ω_h	рад/с	16
6	Число сателлитов	c	-	3
7	Модуль зацепления	m	мм	2,5
8	Количество зубьев: - солнечной шестерни	z_a	-	21
	- сателлита	z_q	-	45
	- эпициклической шестерни	z_b	-	111
9	Делительные диаметры: - солнечной шестерни	d_a	мм	52,5
	- сателлита	d_q	мм	112,5
	- эпициклической шестерни	d_b	мм	277,5
10	Межосевое расстояние (фактический)	$a_{ф}$	мм	82,5
11	Ширина сателлита	b_q	мм	34
12	Окружная скорость солнечной шестерни	v_a	м/с	2,68
13	Контактное напряжение: - расчётный	σ_H	Н/мм ²	475
	- допускаемый	$[\sigma_H]$	Н/мм ²	500
14	Напряжение изгиба: - расчётный	σ_F	Н/мм ²	80
	- допускаемый	$[\sigma_F]$	Н/мм ²	247
15	Окружные силы: – в зацеплении солнечной шестерни	$P_{та}$	Н	1244
	- на оси сателлита	P_{hq}	Н	2488

6.3. Предварительный расчёт валов редуктора и подбор

подшипников

6.3.1. Вал солнечной шестерни .

Предварительный расчёт валов выполняется пользуясь следующими значениями.

Размер вала электродвигателя и крутящий момент на быстроходном валу солнечной шестерни.

Так как значение допускаемого напряжения на кручение $[\tau_k]=12...25$ Н/мм² размер входной части быстроходного вала солнечной шестерни определяется следующей формулой:

$$d_{вход} = \sqrt[3]{\frac{T_a}{0,2 \cdot [\tau]}}$$

где $T_a = 73,5 \times 10^3$ Н мм – крутящий момент на валу солнечной шестерни;
 $[\tau] = 15 \dots 20$ Н/мм² – допускаемое напряжения на кручение.

$$d_{\text{вход}} = \sqrt[3]{\frac{73,5 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 29 \text{ мм.}$$

Валы редуктора и электродвигателя соединяются муфтой и поэтому разница размеров между этими валами подбираются следующим отношением $d_{\text{вход}} : d_{\text{дв}} \geq 0,8$ т.е. размеры полумуфт должны быть разными.

Примерно

$$d_{\text{вход}} = 0,8 d_{\text{дв}} = 0,8 \times 38 = 30,4 \text{ мм.}$$

Соединить эти валы можно с помощью упругой втулочно–пальцевой муфтой размер принимаем $d_{\text{вход}} = 32$ мм.

Диаметр под подшипник:

$$d_{n1} = d_{\text{вход}} + (3 \dots 6); \quad d_{n1} = 32 + 3 = 35 \text{ мм. Принимаем } d_{n1} = 35 \text{ мм.}$$

Примечание: Размер вала под подшипник должен оканчиваться на числа 5 и 0.

Диаметр под шестерню:

$$d_{\text{вн}} = d_{n1} + (3 \dots 6); \quad d_{\text{вн}} = 35 + 5 = 40 \text{ мм.}$$

6.3.2. Выходной вал водило.

Диаметр выходной части вала водило:

$$d_{\text{вых}} = \sqrt[3]{\frac{T_h}{0,2 \cdot [\tau]}};$$

где $T_h = 435,2$ Н мм - крутящий момент на вале водило;

$[\tau] = 20$ Н/мм² – допускаемое напряжения на кручение;

$$d_{\text{вых}} = \sqrt[3]{\frac{435,2 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 47,7 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{\text{вых}} = 48$ мм (Таблица П14, 123стр.).

Диаметр под подшипник:

$$d_{n2} = d_{\text{вых}} + (2 \dots 6); \quad d_{n2} = 48 + 2 = 50 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{n2} = 50$ мм.

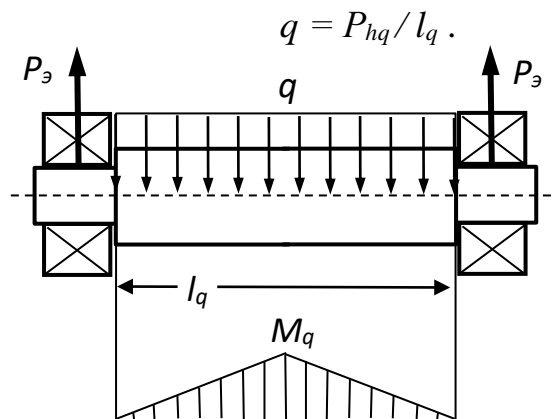
6.3.3. Расчёт диаметра оси сателлита.

При вращательном движении ось сателлита нагружена постоянной силой $P_{hq}=2488$ Н, которая действует между опорами этой оси. Приняв зазор между солнечной шестерней и водилом $\Delta=2,5$ мм, определим пролёт между опорами:

$$l_q = v_q + 2 \Delta = 34 + 2 \times 2,5 = 39 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_q = 40$ мм.

При короткой длине оси сателлита подшипники устанавливаются в плотную и нагрузку можно будет принять как интенсивность. Расчитаем диаметр оси, приняв интенсивность:



6.2 рис. Схема нагрузки оси сателлита.

Изгибающийся момент на опасном сечении оси:

$$M_q = \frac{q \cdot l_q^2}{8} = \frac{P_{hq} \cdot l_q}{8} = \frac{2488 \cdot 40}{8} = 12440 \text{ Н мм.}$$

На основании требований технического задания и результатов кинематического и силового расчёта привода определяем исходные данные для расчёта передачи. Выбираем материал оси сателлита сталь 45, улучшенный с механическими характеристиками $\sigma_m=540$ Н/мм² (Таблица ПЗ, 119стр.), учитывая возможные удары принимаем коэффициент запаса прочности $[n_m]=2,5$, вычислим диаметр оси сателлита:

$$[\sigma_m] = \sigma_m / [n_m] = 540 / 2,5 = 216 \text{ Н/мм}^2.$$

Требуемый диаметр сателлита:

$$d_q = \sqrt[3]{\frac{M_q}{0,1 \cdot [\sigma_m]}} = \sqrt[3]{\frac{12440}{0,1 \cdot 216}} = 8,3 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_q = 10$ мм [12], [13], [16], [17] .

<https://dzen.ru/video/watch/61a7d419c83bf734cc5e70f1?f=d2d>

6.3.4. Подбор подшипников

В планетарных передачах подшипники не нагружены (кроме подшипников сателлита), поэтому их размеры определяются конструктивно за основу берутся предварительные расчёты подшипников.

Для быстроходного вала солнечной шестерни - $d_{n1} = 35$ мм.

Для вала водило - $d_{n2} = 50$ мм.

Принимаем подшипники особо лёгкой серии по ГОСТ 8338-75 марки 107 ва 110, соответственно с размерами $d_n \times D \times b = 35 \times 62 \times 14$ мм ва $d_n \times D \times b = 50 \times 80 \times 16$ мм (Таблица П25, 129стр.).

На оси сателлитов устанавливаются по два подшипника. Радиальная нагрузка

$$P_{rq} = P_q / 2 = 2488 / 2 = 1244 \text{ Н.}$$

Диаметр оси сателлита $d_q = 10$ мм и учитывая что подшипник устанавливается внутри венца сателлита, у подшипника должны быть учтены габариты принимаем радиальный однорядный подшипник 300 серии, с размерами $d_n \times D \times b = 10 \times 35 \times 11$ мм.

Параметры выбранных подшипников

Валы	Условное обозначение подшипника	Размеры, мм			Грузоподъемность, кН	
		d	D	B	динамическая C_r	статическая C_o
Ведущий вал солнечной шестерни	107	35	62	14	15,3	8,5
Ведомый вал водило	110	50	80	16	21,6	13,2
Ось сателлита	300	10	35	11	8,06	3,75

6.4. Конструктивные размеры зубчатых колес

Солнечная шестерня:

- делительный диаметр $d_a = 52,5$ мм;

- диаметр вершин зубьев $d_{aa} = 57,6$ мм;
- диаметр впадин зубьев $d_{af} = 46,25$ мм;
- ширина шестерни $b_a = 40$ мм.

Сателлит:

- делительный диаметр $d_q = 112,5$ мм;
- диаметр вершин зубьев $d_{qa} = 117,5$ мм;
- диаметр впадин зубьев $d_{qf} = 106,25$ мм;
- ширина $b_q = 34$ мм.

Эпициклическое колесо:

- делительный диаметр $d_b = 277,5$ мм;
- диаметр вершин зубьев $d_{ba} = 283,75$ мм;
- диаметр впадин зубьев $d_{bf} = 272,16$ мм;
- ширина $b_b = 40$ мм.

6.5. Конструктивные размеры корпуса редуктора

Толщина стенок корпуса :

$$\delta = 2(0,025 a_\phi + 1) \geq 7,5 \text{ мм};$$

$$\delta = 2(0,025 \times 82,5 + 1) = 6,1 \text{ мм}; \text{ принимаем } \delta = 7,5 \text{ мм}.$$

Толщина стенок крышки:

$$\delta_I = 2(0,021 a_\phi + 1) \geq 7,5 \text{ мм};$$

$$\delta_I = 2(0,021 \times 82,5 + 1) = 5,3 \text{ мм}; \text{ принимаем } \delta_I = 7,5 \text{ мм}.$$

Толщина пояса(фланца) корпуса:

$$B = 2,35 \delta = 2,35 \times 7,5 = 17,6 \text{ мм}; \text{ принимаем } B = 18 \text{ мм}.$$

Толщина нижнего пояса крышки корпуса:

$$B_I = B = 18 \text{ мм}.$$

диаметры болтов:

- фундаментальные

$$d_{\phi.б.} = \sqrt[3]{4 \cdot T_2};$$

где: $T_2 = 435,2$ Н м – момент на выходном валу .

$$d_{\phi.б.} = \sqrt[3]{4 \cdot 435,2} = 12 \text{ мм}.$$

Принимаем болты с резьбой М12.

- крепёжные болты крышки корпуса к корпусу:

$$d_{б.к.} = \sqrt[3]{2 \cdot T_2} = \sqrt[3]{2 \cdot 435,2} = 9,5 \text{ мм.}$$

Принимаем болты с резьбой М10.

- крепёжные болты крышки подшипника к корпусу:

$$d_{б.к.л.} = \sqrt[3]{T_2} = \sqrt[3]{235,2} = 6,2 \text{ мм.}$$

Принимаем болты с резьбой М8.

6.6. Проверка долговечности подшипников

Так как грузоподъёмность подшипников сателлита ограничивает в некоторых случаях грузоподъёмность планетарных редукторов и поэтому проверяем долговечность подшипников оси сателлита.

Эквивалентная нагрузка определяется по следующей формуле:

$$P_{\Sigma} = (X V P_r + Y P_o) K_{\delta} K_m ;$$

где: X, Y – радиальный и осевой коэффициент нагрузки;

P_r, P_o – радиальные и осевые нагрузки;

V – коэффициент скольжения;

$K_{\delta} = 1,3 \dots 1,5$ – коэффициент безопасности; принимаем $K_{\delta} = 1,3$;

$K_m = 1$ – температурный коэффициент (при $t < 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$);

Радиальная нагрузка на каждый подшипник сателлита :

$$P_r = P_{hq} / 2 = 2488 / 2 = 1244 \text{ Н.}$$

Осевая нагрузка $P_o = 0$. Откуда $P_o / C_o = 0$; принимаем $X = 1$ и $Y = 0$.

При относительном движении вращается внешнее кольцо подшипника со следующей частотой вращения

$$n_{q \text{ отн}} = w_{q \text{ отн}} / 0,105 = 40 / 0,105 = 381 \text{ об/мин.}$$

Коэффициент вращения $V = 1,2$ – вращается внешнее кольцо.

Эквивалентная нагрузка

$$P_{\Sigma} = 1 \times 1,2 \times 1244 \times 1,3 \times 1 = 1940 \text{ Н.}$$

Расчёт долговечности в часах:

$$L_n = \frac{10^6}{60 \cdot n_{\text{мин}}} \left(\frac{C}{P_g} \right)^m;$$

где: $C=8,06$ кН – динамическая грузоподъемность подшипника ;

$m=3$ – степень для шариковых подшипников.

$$L_n = \frac{10^6}{60 \cdot 381} \left(\frac{8060}{1940} \right)^3 = 3149 \text{ часов.}$$

Срок работы подшипников для зубчатых редукторов принимается 10000...36000 часов. Увеличиваем диаметр сателлита до $d_n=17$ мм и принимаем подшипник 303 серии с размерами $d_n \times D \times b=17 \times 47 \times 14$ мм; грузоподъемность $C=13,5$ кН и $C_o=6,65$ кН.

Расчёт долговечности в часах:

$$L_n = \frac{10^6}{60 \cdot 381} \left(\frac{13500}{1940} \right)^3 = 14740 \text{ часов.}$$

Условия долговечности подшипников выполняются: принимаем подшипник 303 серии с размерами $d_n \times D \times b=17 \times 47 \times 14$ мм.

Проверяем условие допускаемой толщины венца сателлита:

$$h = \frac{d_{\text{в}} - D}{2} = \frac{106,25 - 47}{2} = 29,6 \text{ мм.}$$

Допускаемая толщина венца :

$$h_{\text{min}} = (2,5 \dots 3) m = (2,5 \dots 3) 2,5 = 6,25 \text{ мм.}$$

При ширине сателлита $b_q=34$ мм два подшипника и дистанционное кольцо между ними свободно устанавливаются [9], [10], [11], [13].

Параметры выбранных подшипников для сателлита

Условное обозначение подшипника	Размеры, мм			Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	динамическая C_r	статическая C_o
303	17	47	14	13,5	6,65

<https://dzen.ru/video/watch/624c7f6a7d9af205c26235a3?f=video>

6.7. Проверка на прочность шпоночных и шлицевых соединений

Выбираем размеры призматической шпонки по ГОСТ 23360-78

(Таблица П21, 126стр.).

Материал шпонки – Сталь 45, нормализация.

Напряжение на смятие и условие прочности на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{d(h - t_1)(l - b)} \leq [\sigma_{см}];$$

где: $[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение на смятие:

для стальной ступицы $[\sigma_{см}] = 100 \dots 120 \text{ Н/мм}^2$;

для чугунной ступицы $[\sigma_{см}] = 50 \dots 70 \text{ Н/мм}^2$;

d – диаметр вала;

h – высота шпонки;

b – ширина шпонки;

l – длина шпонки;

t_1 – высота выемки на валу.

6.7.1. Вал солнечной шестерни

$$d = d_{вход} = 32 \text{ мм}; T_l = T_a = 73,5 \text{ Н м.}$$

Размеры шпонки: $b \times h = 10 \times 8 \text{ мм}^2$; $t_l = 5 \text{ мм}$; длина шпонки $l = 63 \text{ мм}$
(Муфта упругая втулочно-пальчиковая - МУВП когда длина полумуфты $L = 80 \text{ мм}$) (Таблица П38, 140стр).

Напряжение на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 73,5 \cdot 10^3}{32(8 - 5)(63 - 10)} = 29 \text{ Н/мм}^2.$$

Полумуфты МУВП изготавливаются из чугуна СЧ21-40, так как

$\sigma_{см} = 29 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_{см}] = 50 \dots 70 \text{ Н/мм}^2$ – условие прочности на смятие выполняется.

6.7.2. Ведомый вал водило

$$d = d_{вых} = 45 \text{ мм}; T_2 = T_h = 435,2 \text{ Н м.}$$

На выходной части ведомого вала размером $d_{вых} = 48 \text{ мм}$ нарезаются шлицы. Размеры шлицы берём:

$$z \times d \times D \times B = 8 \times 42 \times 48 \times 8;$$

$S_p = 396 \text{ мм}^3/\text{мм}$ – относительный (длины) суммарный статический момент рабочих поверхностей (ГОСТ 21425-75) (Таблица П23, 127стр.);

$l = 70 \text{ мм}$ – длина шлицы.

Расчёт на смятие шлицы проверяется:

$$\sigma_{см} = \frac{T_2}{S_F \cdot l} \leq [\sigma_{см}].$$

Для неподвижного соединения при лёгких эксплуатационных условиях $[\sigma_{см}] = 40 \dots 100 \text{ Н/мм}^2$.

$$\sigma_{см} = \frac{435,2 \cdot 10^3}{396 \cdot 70} = 16 \text{ Н/мм}^2.$$

$\sigma_{см} = 16 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_{см}] = 40 \dots 100 \text{ Н/мм}^2$ – условие прочности на смятие выполняется.

Так как напряжение на смятие маленькое для выходной части ведомого вала можно использовать шпонку: $b \times h = 10 \times 8$; $t_l = 5 \text{ мм}$; $l = 70 \text{ мм}$.

Напряжение на смятие шпонки:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T_2}{d_{шк} (h - t_1)(l - b)} = \frac{2 \cdot 435,2 \cdot 10^3}{45(8 - 5)(70 - 10)} = 107 \text{ Н/мм}^2.$$

Полумуфты МУВП изготавливаются из, тогда

$\sigma_{см} = 107 \text{ Н/мм}^2 \leq [\sigma_{см}] = 100 \dots 120 \text{ Н/мм}^2$ - условие прочности на смятие выполняется.

<https://yandex.ru/video/preview/4149449812687168310>

6.8. Уточнённый расчёт валов

Принимаем нормальное напряжение на изгиб изменяются по симметричному циклу, а касательные напряжения кручения нулевому(пульсирующему) циклу.

Уточнённый расчёт валов рассчитан на определение коэффициента запаса прочности S для сопоставления с допускаемым значением коэффициента запаса прочности $[S]$. Условие прочности выполняется когда $S > [S]$. Допускаемый коэффициент запаса прочности $[S] = 1,7 \dots 2,5$.

Выходная часть ведомого вала должно проверяться на концентрацию напряжений.

Шлицевые пазы.

Материал вала сталь 45, нормализация, $\sigma_m = 320 \text{ Н/мм}^2$;

$\sigma_s = 600 \text{ Н/мм}^2$ (Таблица ПЗ, 119стр.).

Крутящий момент $T_2 = 435,2 \text{ Н м}$.

Предел допуска симметрического цикла при изгибе по нормальным и касательным напряжениям

$$\sigma_{-1} = 0,43 \sigma_s = 0,43 \times 600 = 258 \text{ Н/мм}^2 ;$$

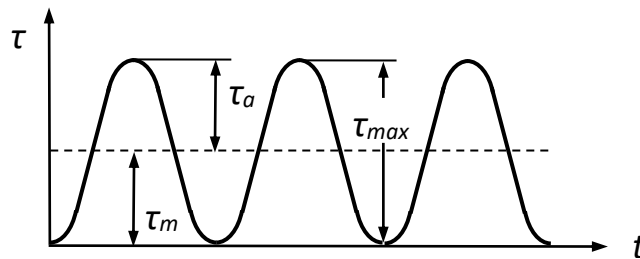
$$\tau_{-1} = 0,58 \sigma_m = 0,58 \times 320 = 185,6 \text{ Н/мм}^2 .$$

Полярный момент сопротивления в сечении вала:

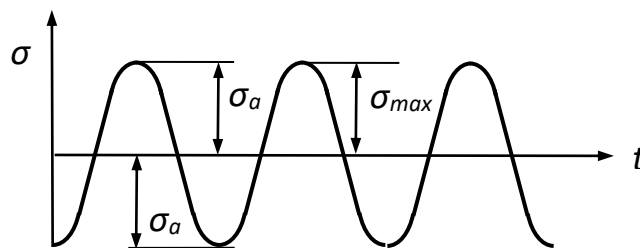
$$W_p = \frac{\pi}{16} \cdot d_{\text{вых}}^3 = \frac{3,14}{16} \cdot 45^3 = 17885 \text{ мм}^3 .$$

Амплитуда циклов касательных напряжений

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T_2}{2 \cdot W_p} = \frac{435,2 \cdot 10^3}{2 \cdot 17885} = 12,2 \text{ Н/мм}^2 .$$



6.3 рис. Изменения касательных напряжений по нулевому(пульсирующему) циклу.



6.4 расм. Симметрический цикл нормального напряжения по изгибу.

Коэффициент запаса прочности по касательному напряжению:

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \cdot \beta_\tau} \cdot \tau_a + \varphi_\tau \cdot \tau_m} ;$$

где: $k_\tau/\varepsilon_\tau = 2,2 \dots 2,7$ - коэффициент концентрации напряжения и масштабный коэффициент;

$\beta_\tau = 1$ – фактор шероховатости плоскости вала (Таблица П16, 124стр).

$\varphi_\tau = 0$ – зависит от механических свойств материала , когда $\sigma_\sigma = 600$ Н/мм²

$\varepsilon_\tau = 0,71$ – (Таблица П20, 125стр);

$\tau_m = \tau_a$ – среднее напряжение кручения;

коэффициент правки среднего составляющего цикла, когда $\varphi_\tau = 0 - \sigma_\sigma$
 $= 750$ Н/мм² ;

$$S_\tau = \frac{185,6}{\frac{2,5}{1,0} \cdot 12,2} = \frac{185,6}{30,5} = 6,1 > [S] = 2,5 - \text{условие прочности соблюдается.}$$

6.9. Выбор муфты и проверочный расчёт

Подбираем муфту для соединения вала электродвигателя $d_{дв} = 38$ мм с валом входной части ведущего вала $d_{вход} = 32$ мм , на которой крутящий момент $T_1 = 73,5$ Н м и $n_1 = 968$ об/мин.

Выбираем муфту упругая втулочно-пальчиковая (Таблица П38, 140стр).
Размеры муфты : $d_1 = 32$ мм; $d_2 = 38$ мм; $D = 140$ мм; $L = 166$ мм; $l = 80$ мм;
допускаемый момент $[T] = 250$ Н м.

Проверяем выбранную муфту:

Коэффициент режима работы :

$K_p = [T] / T = 250 / 73,5 = 3,4 > [K_p] = 1,5 \dots 3,0$ – условие прочности выполняется. (Таблица П35, 138стр.).

<https://www.youtube.com/watch?v=vFWVLXuW33k>

6.10. Посадки зубчатых колёс и подшипников

Посадка зубчатого колеса на вал выполняется посадкой $H7/p6$ – легко пресованный.

Посадка внутреннего кольца подшипника выполняется по $p6..$

Посадка внешнего кольца подшипника выполняется по $H7$.

Посадка внутреннего кольца подшипника сателлита выполняется по $H7$, посадка внешнего кольца по $h6$. Венец эпициклической шестерни выполняется посадкой $H7/h6$. Посадка торца подшипника с крышкой выполняется с $H7/h8$.

Другие посадки выбираются Таблица П42, 144стр.

6.11. Смазывание редуктора и выбор уплотнений.

По способу подвода смазочного материала к зацеплению различают картерное и циркуляционное смазывание. Картерное смазывание осуществляется окунанием зубчатых и червячных колес (или червяков) в масло, заливаемое внутрь корпуса.

При окружной скорости вал водило $v_q < 5$ м/с смазывание передачи выполняется заполнением масла картера до окунания колеса примерно до 10 мм в масло и её разбрызгиванием.

Объём масла V_m определяется по передаваемой мощности на 1 кВт мощности приходится 0,25 дм³ масла:

При $P_{тэ} = 7,45$ кВт :

$$V_m = (0,25 \dots 0,5) P_{тэ} = (0,25 \dots 0,5) \times 7,45 = 1,86 \dots 3,72 \text{ л.}$$

При контактном напряжении $\sigma_e = 500$ Н/мм² и средней окружной скорости $v = 2,864$ м/с кинематическая вязкость должна быть $\nu = 28 \times 10^{-6}$ м²/с .

Обозначаем кинематическую вязкость масла.

Материал зубчатых колёс	σ_e , Н/мм ²	Кинематическая вязкость $\nu \times 10^{-6}$ м ² /с ν м/с окружной скорости		
		до 2	от 2 до 5	более 5
Сталь	до 600	34	28	22
	от 600 до 1000	60	50	40

Сорт масла.

Для планетарного редуктора выбираем промышленное И-30 (Иванов М.Н. Детали машин. Курсовое проектирование. 1975. 296 стр, 9.1 таб.).

При окружной скорости вал водило $v_q < 5$ м/с смазывание передачи выполняется заполнением масла картера до окунания и её разбрызгиванием.

Кинематическая вязкость промышленного масла ГОСТ20799-55

Марка масла	Кинематическая вязкость, при $\nu \times 10^{-6}$ м ² /с, 50 °С
И-12А	10...14
И-20А	17...23

И-25А	24...27
И-30А	28...33
И-40А	35...45
И-50А	47...55
И-70А	65...75
И-100А	90...118

Подшипники смазываются пластичными маслами. Марка масла УТ-1 (универсальный труднорастворимый).

Выбор уплотнений.

Окружная скорость ведущего вала солнечной шестерни при $d_{n1}=35$ мм и $n_{\text{дв}}=968$ об/мин

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_{n1} \cdot n_{\text{дв}}}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 35 \cdot 968}{60 \cdot 1000} = 1,77 \text{ м/с.}$$

Окружная скорость ведомого вала водило при $d_{n2}=50$ мм и $n_m=154$ айл/мин

$$v_2 = \frac{\pi \cdot d_{n2} \cdot n_m}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 50 \cdot 154}{60 \cdot 1000} = 0,4 \text{ м/с.}$$

Так как окружная скорость $v < 5$ м/с выбираем войлочные уплотнения с размерами:

$$d_1 = 35 \text{ мм; } D = 48 \text{ мм; } a = 4,3 \text{ мм; } b = 6 \text{ мм;}$$

$$d_2 = 50 \text{ мм; } D = 63 \text{ мм; } a = 9 \text{ мм; } b = 6,5 \text{ мм.}$$

(Иванов М.Н. Детали машин. Курсовое проектирование. 1975. 311 стр, 9.7 таб.).

6.12. Сборка и наладка редуктора

Сборку производят в соответствии со сборочным чертежом редуктора. Перед сборкой внутреннюю полость корпуса редуктора очищают и покрывают маслостойкой краской. На ведущий вал насаживают мазеудерживающие кольца и шариковые подшипники, предварительно нагретые в масле до $80...100^{\circ}\text{C}$. Сборка редуктора производится в следующей последовательности.

1. На корпус редуктора устанавливается и закрепляется эпициклическая шестерня.

2. Собирается водило вместе с сателлитами. Подшипники предварительно нагретые в масле до $80...100^{\circ}\text{C}$ прессуются на оси сателлита между упорным кольцом и стопорятся пружинистыми кольцами. Предотвратить скольжение по оси, оси сателлита закрепляются с винтами в шейку водило. На шейки водило прессуются предварительно нагретые в масле подшипники.

3. Собранные водило вместе с сателлитами устанавливаются в корпус. Сателлиты зацепляются с эпициклической шестерней.

4. На крышки устанавливаются уплотнения и крышки центрируя по наружному диаметру крепятся с помощью болтов.

5. Собранный ведущий вал солнечной шестерни с подшипниками устанавливается в пучок всех элементов редуктора

При ручном вращении ведущего вала передача должна свободно вращаться. Далее крепятся болты крышки.

На корпус устанавливается пробка слива масла и жезл показывающий уровень масла.

Через смотровое окно в корпус заливается масло, поставив прокладку окно крепится болтами и проверяется уровень масла.

Редуктор проходит обкатку и по программе технических требований испытывается на стенде [10], [13], [16], [17], [18].

<https://www.youtube.com/watch?v=EqTmyyhnPF8>

7. Основные сведения для расчёта механических передач.

Таблица П 1

Закрытые обдуваемые электродвигатели серии 4А (ГОСТ 19523-81)

Мощность, кВт	Синхронная частота вращения, об/мин					
	3000			1500		
	Тип двигателя	S, %	d_e , мм	Тип двигателя	S, %	d_e , мм
0,55	4AA63B2Y3	8,5	14	4A71A4Y3	7,3	19
0,75	4A71A2Y3	5,9	19	4A71B4Y3	7,5	19
1,1	4A71B2Y3	6,3	19	4A80A4Y3	5,4	22
1,5	4A80A2Y3	4,2	22	4A80B4Y3	5,8	22
2,2	4A80B2Y3	4,3	22	4A90L4Y3	5,1	24
3,0	4A90L2Y3	4,3	22	4A100S4Y3	4,4	28
4,0	4A100S2Y3	3,3	28	4A100L4Y3	4,7	28
5,5	4A100SL2Y3	3,4	28	4A112M4Y3	3,7	32
7,5	4A112M2Y3	2,5	32	4A132S4Y3	3,6	38
11	4A132M2Y3	2,3	38	4A132M4Y3	2,8	38

Мощность, кВт	Синхронная частота вращения, об/мин					
	1000			750		
	Тип двигателя	S, %	d_e , мм	Тип двигателя	S, %	d_e , мм
0,55	4A71B6Y3	10,0	19	4A80B8Y3	9,0	22
0,75	4A80A6Y3	8,4	22	4A90LA8Y3	6,0	24
1,1	4A80B6Y3	8,0	22	4A90LB8Y3	7,0	24
1,5	4A90L6Y3	6,4	24	4A100L8Y3	7,0	28
2,2	4A100L6Y3	5,1	28	4A112MA8Y3	6,0	32
3,0	4A112MA6Y3	4,7	32	4A112MB8Y3	5,8	32
4,0	4A112MB6Y3	5,1	32	4A132S8Y3	4,1	38
5,5	4A132S6Y3	3,3	38	4A132M8Y3	4,1	38
7,5	4A132M6Y3	3,2	38	4A160S8Y3	2,5	42
11	4A160S6Y3	2,7	42	4A160M8Y3	2,5	42

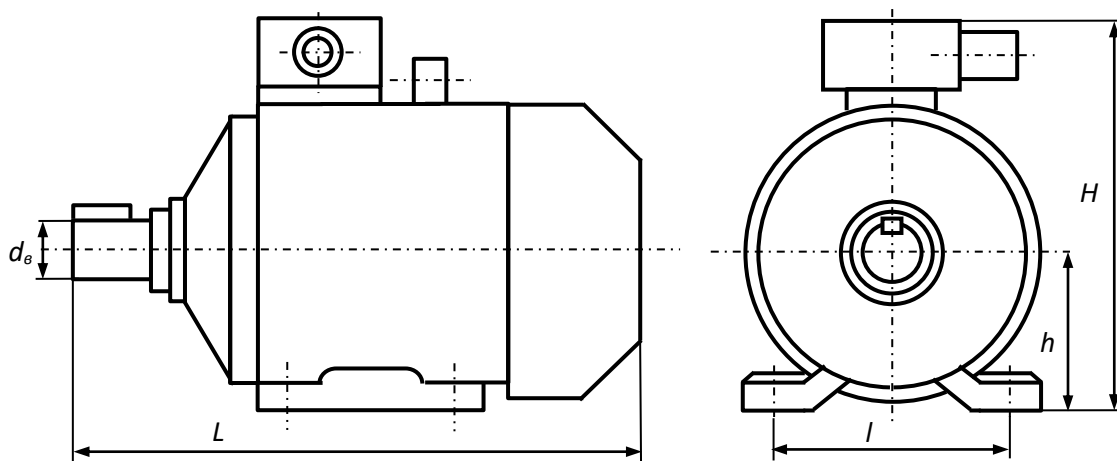


рис 7.1. Асинхронный электродвигатель серии 4А

Таблица П 2

КПД механических передач

Передачи	КПД
Зубчатая закрытая передача (редуктор): цилиндрическая коническая	0,97...0,98 0,96...0,97
Зубчатая открытая передача	0,96...0,97
Червячная закрытая передача, число заходов червяка: $Z_1 = 1$ $Z_1 = 2$ $Z_1 = 4$	0,70...0,75 0,80...0,85 0,85...0,95
Цепная закрытая передача	0,95...0,97
Цепная открытая передача	0,90...0,95
Ременная передача плоским ремнем с клиновым ремнем	0,96...0,98 0,95...0,97
Подшипники: подшипники качения (пара)	0,99...0,995
подшипники скольжения (пара)	0,98...0,99

Примечание. Потеря при скольжении на каждой опоре вала: $\eta_{ск} = 0,99...0,995$.

Таблица П 3

Механические свойства сталей

Марка стали	Размеры детали		HB сердцевина	HRC	σ_b	σ_t	Термическая обработка
	Диаметр <i>D</i> , мм	ширина <i>S</i> , мм			МПа		
35	Любая	Любая	163...192	-	550	270	Нормализация
45	Любая	Любая	179...207	-	600	320	Нормализация
45	125	80	235...262	-	780	540	Улучшение
45	80	50	269...302	-	890	650	Улучшение
40X	200	125	235...262	-	790	640	Улучшение
40X	125	80	269...302	-	900	750	Улучшение
40X	125	80	269...302	45...50	900	750	Улучшение + закалка ТВЧ
40XH	315	200	235...262	-	800	630	Улучшение
40XH	200	125	269...302	-	920	750	Улучшение
40XH	200	125	269...302	45...53	920	750	Улучшение + закалка ТВЧ

Таблица П 4

Пределы выносливости и коэффициенты безопасности

Термическая обработка	Твёрдость зубьев		Сталь	σ_H^o * МПа	S_H	σ_F^o * МПа	S_F	$[\sigma_{Hmax}]$ МПа	$[\sigma_{Fmax}]$ МПа
	поверхность	сердцевинам							
Нормализация, Улучшение	HV 180...350		40; 45; 40X; 40XH; 35XM и другие	$2HV+70$	1,1	$1,8HV$	1,75	$2,85\sigma_o$	$2,7HV$
Объёмная закалка	HRC 45...55		40X; 40XH; 35XM и другие	$18HRC+150$		500			1400

* - определяется по средней твёрдости зубьев

8. Основные параметры редукторов (по ГОСТу)

Таблица П 5

Межосевое расстояние a , внешний делительный диаметр конического колеса, мм

1-ряд	40, 45, 50, 56, 63, 80, 90, 100, 125, 160, 200, 250, 315
2-ряд	71, 90, 112, 140, 180, 224, 280, 355

Таблица П 6

Передаточное отношение i и передаточное число u

1-ряд	1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0
2-ряд	1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0; 10; 11,2; 14; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40; 45

Примечание: допустимое отклонение от стандартной величины $\pm 4\%$

Таблица П 7

Модули m , мм

1-ряд	1; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10; 12; 16; 20; 25
2-ряд	1,25; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22

Таблица П 8

Коэффициент отношения межосевого расстояния на ширину зуба

$\psi_{ba}=b_e/a$; b_e – ширина зуба; a – межосевое расстояние

0,100; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,00; 1,25

Таблица П 9

Рекомендуемые степени точности изготовления редукторов

Передачи	Окружная скорость, v м/с			
	до 5	5...8	8...12,5	более 12,5
Цилиндрическая: прямозубая косозубая	9	8	7	6
	9	9	8	7
Конический прямозубый червячный	8	7	-	-

Таблица П 10

Коэффициент формы зуба для внешнего зацепления Y_F

Z_v	20	25	32	40	50	60	71	80	90	100	120
Y_F	4,09	3,9	3,78	3,7	3,66	3,62	3,61	3,61	3,6	3,6	3,62

Таблица П 11

Динамические коэффициенты K_{Hv} и K_{Fv}

Степень точности	Твёрдость поверхности зуба	Коэффициент	Окружная сила v , м / с					
			1	2	4	6	8	10
6	А	K_{Hv}	1,03 1,01	1,06 1,02	1,12 1,03	1,17 1,04	1,23 1,06	1,28 1,07
		K_{Fv}	1,06 1,02	1,13 1,05	1,26 1,1	1,4 1,15	1,53 1,2	1,67 1,25
	Б	K_{Hv}	1,02 1,0	1,04 1,0	1,07 1,02	1,1 1,02	1,15 1,03	1,18 1,04
		K_{Fv}	1,02 1,01	1,04 1,02	1,08 1,03	1,11 1,04	1,14 1,06	1,17 1,07
7	А	K_{Hv}	1,04 1,02	1,07 1,03	1,14 1,05	1,21 1,06	1,29 1,07	1,36 1,08
		K_{Fv}	1,08 1,03	1,16 1,06	1,33 1,11	1,5 1,16	1,67 1,22	1,8 1,27
	Б	K_{Hv}	1,03 1,0	1,05 1,01	1,09 1,02	1,14 1,03	1,19 1,03	1,24 1,04
		K_{Fv}	1,03 1,01	1,05 1,02	1,09 1,03	1,13 1,05	1,17 1,07	1,22 1,08
8	А	K_{Hv}	1,04 1,01	1,08 1,02	1,16 1,04	1,24 1,06	1,32 1,07	1,4 1,08
		K_{Fv}	1,1	1,2	1,38	1,58	1,78	1,96

9	Б	K_{Hv}	1,03	1,06	1,11	1,17	1,23	1,29
			1,03	1,06	1,1	1,16	1,22	1,26
		K_{Fv}	1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05
			1,04	1,06	1,12	1,16	1,21	1,26
	А	K_{Hv}	1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08
			1,05	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
		K_{Fv}	1,01	1,03	1,05	1,07	1,09	1,12
			1,13	1,28	1,5	1,77	1,98	2,25
9	Б	K_{Hv}	1,04	1,07	1,13	1,2	1,26	1,32
			1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05
		K_{Fv}	1,04	1,07	1,14	1,21	1,27	1,34
			1,01	1,02	1,04	1,06	1,08	1,09
	А	K_{Hv}	1,04	1,07	1,13	1,2	1,26	1,32
			1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05
		K_{Fv}	1,04	1,07	1,14	1,21	1,27	1,34
			1,01	1,02	1,04	1,06	1,08	1,09

Примечание: А – $H_1 \leq HB\ 350$, $H_2 \leq HB\ 350$; Б – $H_1 \geq HRC\ 45$, $H_2 \geq HRC\ 45$.
Верхние цифры – прямозубые, нижние цифры – косозубые передачи.

Таблица П 12

Коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta}$

$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1}$	Твёрдость рабочей поверхности зуба					
	$\leq HB\ 350$			$> HB\ 350$		
	1	2	3	1	2	3
0,4	1,15	1,04	1,0	1,33	1,08	1,02
0,6	1,24	1,06	1,02	1,50	1,14	1,04
0,8	1,30	1,08	1,03	-	1,21	1,06
1,0	-	1,11	1,04	-	1,29	1,09
1,2	-	1,15	1,05	-	1,36	1,12
1,4	-	1,18	1,07	-	-	1,16
1,6	-	1,22	1,09	-	-	1,21
1,8	-	1,25	1,11	-	-	-
2,0	-	1,30	1,14	-	-	-

1 – консольное расположение зубчатого колеса относительно опор; 2 – несимметричное расположение зубчатого колеса относительно опор; 3 – симметричное расположение зубчатого колеса относительно опор

Таблица П 13

Коэффициент неравномерно распределённой концентрации нагрузки по длине зуба $K_{F\beta}$

$\psi_{bd} = \frac{b}{d_{w1}}$	Твёрдость рабочей поверхности зуба							
	$\leq HB\ 350$				$> HB\ 350$			
	1	2	3	4	1	2	3	4
0,2	1,0	1,04	1,18	1,10	1,03	1,05	1,32	1,20
0,4	1,03	1,07	1,37	1,21	1,07	1,10	1,70	1,45
0,6	1,05	1,12	1,62	1,40	1,09	1,18	-	1,72
0,8	1,08	1,17	-	1,59	1,13	1,28	=	-

1,0	1,10	1,23	-	-	1,20	1,40	-	=
1,2	1,13	1,30	-	-	1,30	1,53	-	-
1,4	1,19	1,38	-	-	1,40	-	-	-
1,6	1,25	1,45	-	-	-	-	-	-
1,8	1,32	1,53	-	-	-	-	-	-

1 - симметричное расположение зубчатого колеса относительно опор;

2 - несимметричное расположение зубчатого колеса относительно опор; 3 – консольное расположение зубчатого колеса относительно опор; 4 - консольное расположение зубчатого колеса относительно роликовых подшипников

9. Основные сведения для расчёта валов

Таблица П14

Стандартные диаметры валов, мм (ГОСТ 6636-69)

1-ряд	10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26;
2-ряд	28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160;

β – коэффициент учитывающий шероховатость поверхности:

при $R_z \leq 20$ мкм $\beta = 0,9 \dots 1,0$.

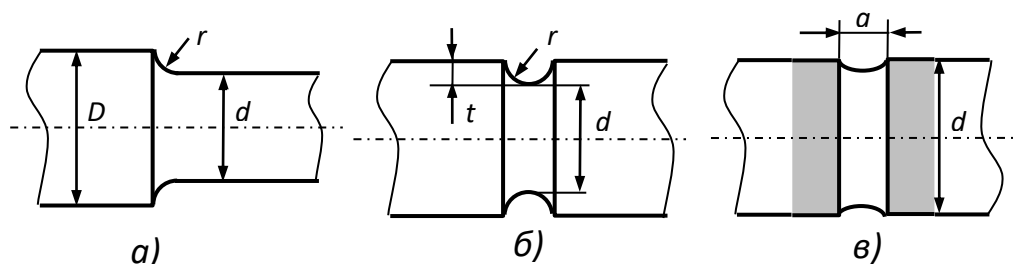


рис 9.1. Факторы концентрации напряжений:

а) – галтель; б) – выточка; в) – поперечное отверстие

Таблица П 15

Значения коэффициентов k_σ и k_τ для валов с галтелью

D/d	r/d	k_σ				k_τ		
		σ_θ , МПа				σ_θ , МПа		
		600	700	800	1000	700	800	1000
до 1,1	0,02	1,96	2,08	2,2	2,5	1,36	1,41	1,5
	0,04	1,66	1,69	1,75	1,87	1,24	1,27	1,32
	0,06	1,51	1,54	1,54	1,6	1,18	1,2	1,24
	0,08	1,4	1,42	1,42	1,46	1,14	1,16	1,19
	0,1	1,34	1,37	1,37	1,39	1,11	1,13	1,16
	0,2	1,19	1,22	1,22	1,24	1,05	1,06	1,09
до 1,8	0,02	2,34	2,51	2,68	3,1	1,59	1,64	1,81
	0,04	1,92	1,97	2,05	2,22	1,39	1,45	1,52
	0,06	1,71	1,76	1,76	1,84	1,3	1,33	1,39
	0,08	1,56	1,59	1,59	1,64	1,22	1,26	1,31

	0,1	1,48	1,51	1,51	1,54	1,19	1,21	1,26`
	0,2	1,27	1,3	1,3	1,34	1,08	1,1	1,15
до2	0,02	3,6	2,8	3,0	3,5	1,8	1,9	2,1
	0,04	2,1	2,15	2,25	2,45	1,53	1,6	1,7
	0,06	1,85	1,9	1,9	2,0	1,4	1,45	1,53
	0,08	1,66	1,7	1,7	1,76	1,3	1,35	1,42
	0,1	1,57	1,61	1,61	1,64	1,25	1,28	1,35
	0,2	1,32	1,36	1,36	1,4	1,1	1,14	1,2

Таблица П 16

Значения коэффициентов ψ_σ и ψ_τ для сталей

σ_s , МПа	от 550 до 750	до1000	до1200	более1200
ψ_σ	0,05	0,1	0,2	0,25
ψ_τ	0	0,05	0,1	0,15

Таблица П 17

Значения коэффициентов k_σ и k_τ для валов с выточкой

t/r	r/d	k_σ			k_τ		
		σ_s , МПа			σ_s , МПа		
		≤ 650	800	1000	650	800	1000
до0,6	0,02	1,82	2,06	2,3	1,29	1,39	1,5
	0,04	1,77	1,96	2,16	1,27	1,37	1,48
	0,06	1,72	1,86	1,96	1,25	1,36	1,46
	0,08	1,68	1,77	1,92	1,21	1,32	1,43
	0,1	1,63	1,72	1,82	1,21	1,29	1,37
	0,15	1,53	1,58	1,68	1,14	1,21	1,29
от 0,6 до 1	0,02	1,85	2,1	2,35	1,37	1,5	1,65
	0,04	1,8	2,0	2,2	1,35	1,41	1,62
	0,06	1,75	1,9	2,0	1,32	1,46	1,59
	0,08	1,7	1,8	1,96	1,27	1,41	1,55
	0,1	1,65	1,75	1,85	1,23	1,37	1,47
	0,15	1,55	1,6	1,7	1,18	1,27	1,37
от 1 до 1,5	0,02	1,89	2,15	2,41	1,38	1,52	1,62
	0,04	1,84	2,05	2,26	1,36	1,5	1,65
	0,06	1,78	1,94	2,05	1,33	1,48	1,62
	0,08	1,73	1,84	1,99	1,28	1,43	1,58
	0,1	1,68	1,78	1,89	1,24	1,39	1,5
	0,15	1,58	1,63	1,73	1,19	1,28	1,38
от 1,5 до 2	0,02	1,93	2,02	2,47	1,4	1,55	1,7
	0,04	1,87	2,09	2,31	1,38	1,52	1,68
	0,06	1,82	1,98	2,09	1,35	1,5	1,65
	0,08	1,76	1,87	2,04	1,3	1,45	1,6
	0,1	1,71	1,82	1,93	1,25	1,4	1,52
	0,15	1,6	1,66	1,76	1,2	1,3	1,4

Таблица П 18

Значение коэффициентов k_σ и k_τ для валов с поперечным отверстием

Нагрузка	отношение a/d	σ_σ , Н/мм ²			
		700	800	900	1000
		k_σ			
Изгиб	0,05 - 0,15	2	2,02	2,12	2,35
	0,15 - 0,25	1,8	1,82	1,9	2,1
Кручение	0,05 - 0,25	k_τ			
		1,75	1,83	1,9	2

Таблица П 19

Значение $k_\sigma/\varepsilon_\sigma$ для валов с напрессованными деталями

(среднее напрессовочное давление $P \geq 30$ МПа)

σ_σ , МПа	Диаметр вала на месте прессовки, мм					
	14	22	30	40	50	100-200
500	1,85	2,15	2,35	2,6	2,9	3,4
600	2,0	2,35	2,6	2,7	3,3	3,7
700	2,3	2,6	2,8	3,2	3,6	3,95
800	2,6	3	3,3	3,65	4,0	4,6
900	3,0	3,4	3,8	4,2	4,5	5,1
1000	3,3	3,8	4,2	4,6	4,8	5,6

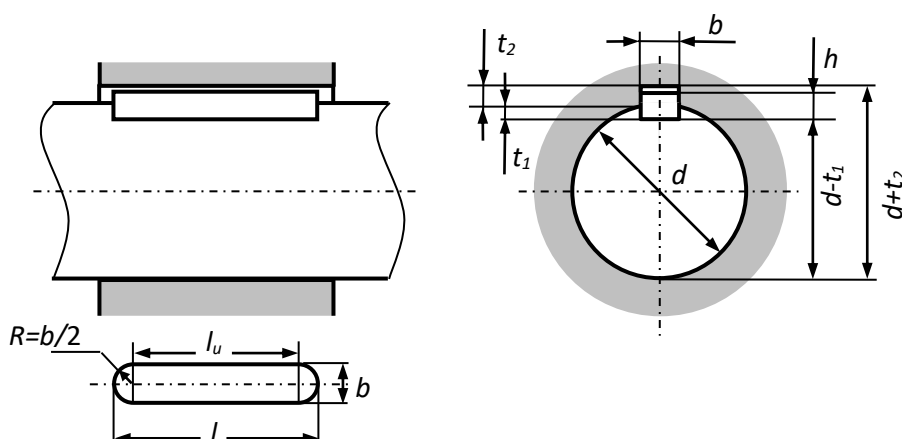
Значения k_σ и k_τ для валов с одной шпоночной канавкой при $\sigma_\sigma = 500 \dots 1000$ МПа: $k_\sigma = 1,5 \dots 2,0$; $k_\tau = 1,4 \dots 2,1$.

Таблица П 20

Масштабные факторы ε_σ и ε_τ

Сталь	ε	Диаметр вала, мм					
		20	30	40	50	70	100
Углеродистый	ε_σ	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,7
	ε_τ	0,83	0,77	0,73	0,7	0,65	0,59
Легированный	$\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau$	0,83	0,77	0,73	0,7	0,65	0,59

10. Сведения по шпоночным и шлицевым соединениям



Размеры шпонок, мм (ГОСТ 1139-80)

диаметр вала d	Сечение шпонки $b \times h$	Глубина паза		Радиус изгиба r или фаска $S \times 45^\circ$
		t_1 - вала	t_2 - втулки	
10 – 12	4×4	2,5	1,8	0,08 – 0,16
12 – 17	5×5	3	2,3	0,16 – 0,25
17 – 22	6×6	3,5	2,8	0,16 – 0,25
22 – 30	8×7	4,0	3,3	0,16 – 0,25
30 – 38	10×8	5,0	3,3	0,25 – 0,4
38 – 44	12×8	5,0	3,3	
44 – 50	14×9	5,5	3,8	
50 – 58	16×10	6,0	4,3	
58 – 65	18×11	7,0	4,4	

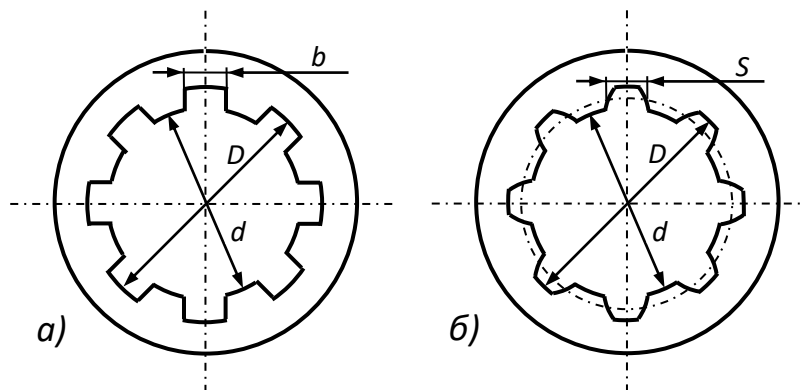
Примечание: Длину шпонки выбирают из ряда (мм):6 – 8 – 10 – 12 – 14 – 16 – 18 – 20 – 25 – 28 – 32 – 36 – 40 – 45 – 50 – 56 –
– 63 – 70 – 80 – 90 – 100 – 110 – 125 – 140 – 160 – 180 – 200 – 250

рис 10.2. Шлицевые соединения:

а) – прямоугольные; б) - эвольвентные

Размеры прямоугольных шлицевых соединений, мм (ГОСТ 1139-80)

Число зубьев Z	d	D	b	d_1	a	C	r	S_F , мм ³ /мм
Лёгкая серия								
6	23	26	6	22,1	3,54	0,3	0,2	66
	26	30	6	24,6	3,85			118
	28	32	7	26,7	4,03			126
8	32	36	6	30,4	2,71	0,4	0,3	163
	36	40	7	34,5	3,46			182
	42	46	8	40,4	5,03			211
	46	50	9	44,6	5,75			230
8	52	58	10	49,7	4,89	0,5	0,5	440
	56	62	10	53,6	6,38			472

	62	68	12	59/8	7.31			520
Средняя серия								
6	11	12	3	9,9	-	0,3	0,2	34
	13	16	3,5	12,0	-			39
	16	20	4	14,5	-			76
6	18	22	5	16,7	-	0,3	0,2	84
	21	25	5	19,5	1,95			97
	23	28	6	21,3	1,34			145
	26	32	6	23,4	1,65			191
	28	34	7	23,9	1,7			205
8	32	38	6	29,4	-	0,4	0,3	308
	36	42	7	33,5	1,02			343
	42	48	8	39,5	2,57			396
	46	54	9	42,7	-			600
	52	60	10	48,7	2,44	0,5	0,5	672
	56	65	10	52,2	2,5			854
	62	72	12	57,8	3,4			1072

Таблица П 23

Размеры эвольвентных шлицевых соединений
(угол профиля 30°), мм (ГОСТ 6033-80)

<i>D</i>	Модуль				
	0,8	1,25	2	3	5
	Число зубьев				
10	11	-	-	-	-
12	13	-	-	-	-
15	17	-	-	-	-
17	20	12	-	-	-
20	23	14	-	-	-
25	30	18	-	-	-
30	36	22	-	-	-
35	-	26	16	-	-
40	-	30	18	-	-
45	-	34	21	-	-
50	-	38	24	-	-
55	-	-	26	17	-
60	-	-	28	18	-
65	-	-	31	20	-

11. Подшипники.

Таблица П 24

Рекомендуемый период и подшипников в различных машинах

Условия работы и вид машины	долговечность, час
Периодически используемые приборы и аппараты:	300 – 3000

хозяйственные и медицинские приборы; показательные аппараты	
Кратковременно или циклически используемый механизм: сельскохозяйственные машины; монтажные краны; строительные машины; лёгкие конвейеры	3000 - 8000
Кратковременно или циклически используемые приборы требующие высокую ответственность: лифты, краны, конвейеры непрерывных производств	8000 - 12000
Не полностью загруженные машины, работающие в одну смену: общеэксплуатируемые редукторы; стационарные электродвигатели; дробильные машины, металлрежущие станки	10000 – - 25000
Полностью загруженные машины, работающие в одну смену: станки, краны для сыпучих грузов; вентиляторы; конвейеры, полиграфическое оборудование; центрифуги; калориферы	20000 – - 30000
Безперерывно работающие машины: вальцовочные станы; компрессоры; насосы; шахтовые подъёмники; электрическое оборудование средней мощности; ткацкие машины	40000 – - 50000
Вращающиеся намотки; кабель намоточные машины; для двигателей морских кораблей; эскалаторы	60000 – - 100000
Безперерывно работающие высоконагруженные ответственные машины: насосы и компрессоры для шахт; оборудование для бумажных фабрик; электрическое высокой мощности; оборудование для морских торговых кораблей	≥ 100000

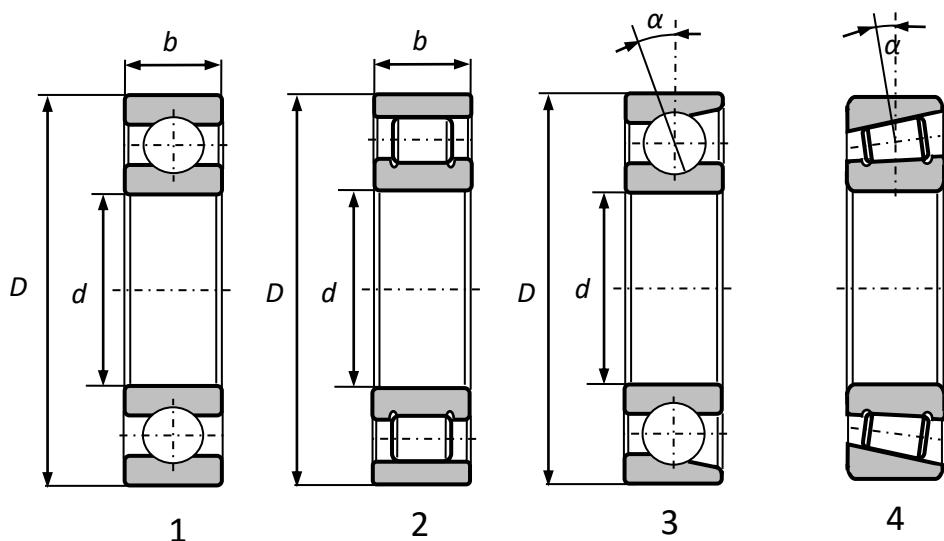


рис 11.1. Подшипники качения:

1 – радиально- шариковые; 2 – радиально- роликовые; 3 -шариковые радиально-упорные ; 4 – конические роликовые

Таблица П 25

Радиальные шарикоподшипники, однорядные (ГОСТ 8338-75)

Условное обозначение	d	D	b	r	Грузоподъёмность, кН	
					Динамическая C	Статическая C_0

Особо лёгкая серия						
100	10	26	8	0,5	4,62	1,96
101	12	28	8	0,5	5,07	2,24
104	20	42	12	1	9,36	4,5
105	25	47	12	1	11,2	5,6
106	30	55	13	1,5	13,3	6,8
107	35	62	14	1,5	15,9	8,5
108	40	68	15	1,5	16,8	0,3
109	45	75	16	1,5	21,2	12,2
110	50	80	16	1,5	21,6	13,2
111	55	90	18	2	28,1	17,0
112	60	95	18	2	29,6	18,3
113	65	100	18	2	30,7	19,6
114	70	110	20	2	37,7	24,5

Таблица П 25 (прод)

Условное обозначение	d	D	b	r	Грузоподъёмность, кН	
					Динамичес кая C	Статическа я C_o
Лёгкая серия						
200	10	30	9	1	5,9	2,65
201	12	32	10	1	6,89	3,1
202	15	35	11	1	7,8	3,55
203	17	40	12	1	9,56	4,5
204	20	47	14	1,5	12,7	6,2
205	25	52	15	1,5	14,0	6,95
206	30	62	16	1,5	19,5	10,0
207	35	72	17	2	25,5	13,7
208	40	80	18	2	32,0	17,8
209	45	85	19	2	33,2	18,6
201	50	90	20	2	35,1	19,8
211	55	100	21	2,5	43,6	25,0
212	60	110	22	2,5	52,0	31,0
213	65	120	23	2,5	56,0	34,0
Средняя серия						
300	10	35	11	1	8,06	3,75
301	12	37	12	1,5	9,75	4,65
302	15	42	13	1,5	11,4	5,4
303	17	47	14	1,5	13,5	6,65
304	20	52	15	2	15,9	7,8
305	25	62	17	2	22,5	11,4
306	30	72	19	2	29,1	14,6
307	35	80	21	2,5	33,2	18,0
308	40	90	23	2,5	41,0	22,4
309	45	100	25	2,5	52,7	30,0
310	50	100	27	3	61,8	36,0
311	55	120	29	3	71,5	41,5

312	60	130	31	3,5	81,9	48,0
313	65	140	33	3,5	92,3	56,0

Таблица П 26

Роликоподшипник радиальный, с короткими цилиндрическими роликами (ГОСТ 8328-75)

Условное обозначение		d	D	b	r	r_l	Грузоподъёмность, кН	
2000	32000						Динамическая C	Статическая C_o
Лёгкая серия								
2202	32202	15	35	11	1,0	0,5	8,97	4,25
2204	32204	20	47	14	1,5	1,0	14,7	7,35
2206	32206	30	62	16	1,5	1,0	22,4	12,0
2207	32207	35	72	17	2,0	1,0	31,9	17,6
2208	32208	40	80	18	2,0	2,0	41,8	24,0
2209	32209	45	85	19	2,0	2,0	44,0	25,5
2210	32210	50	90	20	2,0	2,0	45,7	27,5
2211	32211	50	100	21	2,5	2,0	56,1	34,0
2212	32212	60	110	22	2,5	2,5	64,4	43,0
2213	32213	65	120	23	2,5	2,5	76,5	51,0
Средняя серия								
2305	-	25	62	17	2,0	2,0	28,6	15,0
2306	32306	30	72	19	2,0	2,0	36,9	20,0
2307	-	35	80	21	2,5	2,0	44,6	27,0
2308	32308	40	90	23	2,5	2,5	56,1	32,5
2309	32309	45	100	25	2,5	2,5	72,1	41,5
2310	32310	50	110	27	3,0	3,0	88,0	52,0
2311	32311	55	120	29	3,0	3,0	102,0	67,0
2312	32312	60	130	31	3,5	3,5	123,0	76,5
2313	32313	65	140	33	3,5	3,5	138,0	85,0
2314	32314	70	150	35	3,5	3,5	151,0	102,0
2315	32315	75	160	37	3,5	3,5	183,0	125,0
2316	32316	80	170	39	3,5	3,5	190,0	125,0
2317	32317	85	180	41	4,0	4,0	212,0	146,0
2318	32318	90	190	43	4,0	4,0	242,0	160,0
2319	32319	95	200	45	4,0	4,0	264,0	190,0
2320	32320	100	215	47	4,0	4,0	303,0	220,0

Таблица П 26 (прод)

Условное обозначение		d	D	b	r	r_l	Грузоподъёмность, кН	
2000	32000						Динамическая C	Статическая C_o
Средняя широкая серия								

-	32605	25	62	24	2,0	2,0	41,8	24,5
-	32607	35	80	32	2,5	2,0	58,3	38,0
-	32608	40	90	33	2,5	2,5	80,9	51,0
2609	-	45	100	36	2,5	2,5	96,8	67,0
-	32610	50	110	40	3,0	3,0	121,0	80,0
2611	-	55	120	43	3,0	3,0	138,0	98,0
2612	32612	60	130	46	3,5	3,5	168,0	114,0
-	32613	65	140	48	3,5	3,5	190,0	129,0
2614	-	70	150	51	3,5	3,5	212,0	160,0
-	32615	75	160	55	3,5	3,5	260,0	200,0
-	32616	80	170	58	3,5	3,5	275,0	200,0
-	32617	85	180	60	4,0	4,0	297,0	230,0
2619	32619	95	200	67	4,0	4,0	374,0	300,0
2622	32622	110	240	80	4,0	4,0	610,0	540,0
-	32624	120	260	86	4,0	4,0	792,0	630,0
2626	-	130	280	93	5,0	5,0	900,0	750,0

Таблица П 27

Шарикоподшипник радиально-упорный, однорядный (ГОСТ 831-75)

Условное обозначение		d	D	b	r	r_l	Грузоподъёмность, кН			
$\alpha=12^\circ$	$\alpha=26^\circ$						Динамическая C		Статическая C_o	
							36000	46000	36000	46000
Лёгкая серия										
36202	46202	15	35	11	1	0,3	8,15	8,25	3,83	3,65
36203	-	17	40	12	1	0,3	12,0	-	6,12	-
36204	46204	20	47	14	1,5	0,5	15,7	14,8	8,31	7,64
36205	46205	25	52	15	1,5	0,5	16,7	15,7	9,1	8,34
36206	46206	30	62	16	1,5	0,5	22,0	21,9	12,0	12,0
36207	46207	35	72	17	2	1	30,8	29,0	17,8	16,4
36208	46208	40	80	18	2	1	38,9	36,8	23,2	21,3
36209	46209	45	85	19	2	1	41,2	38,7	25,1	23,1
36210	46210	50	90	20	2	1	43,2	40,6	27,0	24,9
36211	46211	55	100	21	2,5	1,2	58,4	50,3	34,2	31,5
36212	46212	60	110	22	2,5	1,2	61,5	60,8	39,3	38,8

Таблица П 28

Роликоподшипник конический, однорядный (ГОСТ 333-79)

Условн ое	d	D	T	b	c	r	r_1	Грузоподъёмность, кН	Приведённые факторы нагрузки
--------------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-------	----------------------	------------------------------

								Динамическая C	Статическая C_0	e	V	V_0
Лёгкая серия $\alpha=12...16^\circ$												
7202	15	35	12,0	11	9	1,0	0,3	10,5	6,1	0,451	1,329	0,734
7203	17	40	13,5	12	11	1,5	0,5	14,0	9,0	0,314	1,909	1,050
7204	20	47	15,5	14	12	1,5	0,5	21,0	13,0	0,360	1,666	0,916
7205	25	52	16,5	15	13	1,5	0,5	24,0	17,5	0,360	1,666	0,916
7206	30	62	17,5	16	14	1,5	0,5	31,0	22,0	0,365	1,645	0,905
7207	35	72	18,5	17	15	2,0	0,8	38,5	26,0	0,369	1,624	0,893
7208	40	80	20,0	19	16	2,0	0,8	46,5	32,5	0,383	1,565	0,861
7209	45	85	21,0	20	16	2,0	0,8	50,0	33,0	0,414	1,450	0,798
7210	50	90	22,0	21	17	2,0	0,8	56,0	40,0	0,374	1,604	0,883
7211	55	100	23,0	21	18	2,5	0,8	65,0	46,0	0,411	1,459	0,802
7212	60	100	24,0	23	19	2,5	0,8	78,0	58,0	0,351	1,710	0,940
Лёгкая широкая серия $\alpha=12...16^\circ$												
7506	30	62	21,5	20,5	17	1,5	0,5	36,0	27,0	0,365	1,645	0,905
7207	35	72	24,5	23,0	20	2,0	0,8	53,0	40,0	0,346	1,733	0,953
7208	40	80	25,0	23,5	20	2,0	0,8	56,0	44,0	0,381	1,575	0,866
7209	45	85	25,0	23,5	20	2,0	0,8	60,0	46,0	0,416	1,442	0,793
7210	50	90	25,0	23,5	20	2,0	0,8	62,0	54,0	0,421	1,426	0,784
7211	55	100	27,0	25,0	21	2,5	0,8	80,0	61,0	0,360	1,666	0,916
7212	60	110	30,0	28,0	24	2,5	0,8	94,0	75,0	0,392	1,528	0,840
Лёгкая серия $\alpha=10...14^\circ$												
7304	20	52	16,5	16	13			26,0	17,0	0,296	2,026	1,114
7305	25	62	18,5	17	15	2,0		33,0	23,2	0,360	1,666	0,916
7306	30	72	21,0	19	17		0,8	43,0	29,5	0,337	1,780	0,979
7307	35	80	23,0	21	18	2,5		54,0	38,0	0,319	1,881	1,035
7308	40	90	25,5	23	20	2,5		66,0	47,5	0,278	2,158	1,187
7309	45	100	27,5	26	22	2,5		83,0	60,0	0,287	2,090	1,150
7310	50	110	29,5	29	23			100	75,5	0,310	1,937	1,065
7311	55	120	32,0	29	25	3,0	1,0	107	81,5	0,332	1,804	0,992
7312	60	130	34,0	31	27			128	96,5	0,305	1,966	1,081

Таблица П 28 (прод)

Условное обозначение	d	D	T	b	c	r	r_l	Грузоподъёмность, кН		Приведённые факторы нагрузки		
								Динамическая C	Статическая C_o	e	V	V_o
Средняя широкая серия $\alpha=10...14^\circ$												
7604	20	52	22,5	21	18			31,5	22,0	0,298	2,011	1,106
7605	25	62	25,5	24	21	2.0	0.8	47,5	36.6	0.273	2.194	1.205

7606	30	72	29,0	29	23			63,0	51,0	0,319	1,882	1,035
7607	35	80	33,0	31	27			76,0	61,5	0,296	2,026	1,114
7608	40	90	35,5	33	28	2,5	0,8	90,0	67,5	0,296	2,026	1,114
7609	45	100	38,5	36	31			114	90,5	0,291	2,058	1,131
7611	55	120	46,0	44,5	36	3,0	1,0	160	140	0,323	1,855	1,020
7612	60	130	49,0	47,5	39			186	157	0,305	1,966	1,081

Таблица П 29

Коэффициент безопасности K_6

Нагрузка подшипника	K_6	Установка
Равномерная без толчков	1,0	Ролики ленточного конвейера
Лёгкие толчки, кратковременная перегрузка до 125% от номинальной нагрузки	1,0 – - 1,2	Прецизионные зубчатые передачи, металлорежущие станки (кроме строгальных и протяжных станков), блоки, электродвигатели малых и средних мощностей, лёгкие вентиляторы и калориферы.
Средние толчки и вибрационные нагрузки, кратковременная перегрузка до 150% от номинальной нагрузки	1,3 – - 1,5	Железнодорожные вагоны, зубчатые передачи 7-ой и 8-ой степени точности изготовления, редукторы всех конструкций.
Для условий высокой ответственности	1,5 – - 1,8	Центрифуги, катта кувватли электрические машины больших мощностей, энергетические оборудования
Сильные толчки и вибрационные нагрузки, кратковременная перегрузка до 200% от номинальной нагрузки	1,8 – - 2,5	зубчатые передачи 9-ой степени точности изготовления, дробилки и коперы, кривошипно-шатунные механизмы, катушки вальцовочных станков, вентиляторы больших мощностей и эксгаустеры
Сильные ударные нагрузки, кратковременная перегрузка до 300% от номинальной нагрузки	2,5 – - 3,0	Большие молоты, рамы с деревянными зубьями, рабочие рольганги и виды больших станы , блюминги ва слабинги

Таблица П 30

X и Y радиальные и осевые нагрузки для подшипников

Радиальные однорядные подшипники

$\frac{F_a}{C_o}$	$\frac{F_a}{V \cdot F_r} < e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$		e
	X	Y	X	Y	
0,014	1	0	0,56	2,30	0,19
0,028				1,99	0,22

0,056				1,71	0,26
0,084				1,55	0,28
0,11				1,45	0,30
0,17				1,31	0,34
0,28				1,15	0,38
0,42				1,04	0,42
0,56				1,00	0,44

Конические радиально-упорные и радиально самоустанавливающие роликоподшипники

Однорядные				Двухрядные				e
$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$		
		X	Y	X	Y	X	Y	
		0,4	0,4ctga	1	0,45ctga	0,67	0,67ctga	1,5tga

Радиально-упорные шарикоподшипники

α^o	$\frac{i \cdot F_a}{C_o}$	Однорядные				Двухрядные				e
		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} < e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \geq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$		
		X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	
12	0,014	1	0	0,45	1,81	1	0,74	2,08	2,94	0,30
	0,029				1,62			1,84	2,63	0,34
	0,57				1,46			1,60	2,37	0,37
	0,86				1,34			1,52	2,18	0,41
	0,11				1,22			1,39	1,98	0,45
	0,17				1,13			1,30	1,84	0,48
	0,29				1,04			1,20	1,69	0,52
	0,43				1,01			1,16	1,64	0,54
	0,57				1,00			1,16	1,62	0,54

Таблица П 30 (прод)

15	0,015	1	0	0,44	1,47	1	0,72	1,65	2,39	0,38
	0,029				1,40			1,57	2,28	0,40
	0,058				1,30			1,46	2,11	0,43
	0,087				1,23			1,38	2,00	0,46
	0,12				1,19			1,34	1,93	0,47
	0,17				1,12			1,26	1,82	0,50
	0,29				1,02			1,14	1,66	0,55
	0,44				1,00			1,12	1,63	0,56
	0,58				1,00			1,12	1,63	0,56
18-20				0,43	1,00	1	1,09	0,70	1,63	0,57

24-26				0,41	0,87		0,92	0,67	1,44	0,68
30				0,39	0,76		0,78	0,63	1,24	0,80
35-36				0,37	0,66		0,66	0,60	1,07	0,95
40				0,35	0,57		0,55	0,57	0,93	1,14

Таблица П 31

Формулы определения осевых нагрузок

Условие нагрузки	Осевая нагрузка
$S_I \geq S_{II} ; \quad F_a \geq 0$	$F_{aI} = S_I$
$S_I \leq S_{II} ; \quad F_a > S_{II} - S_I$	$F_{aII} = S_I - F_a$
$S_I \leq S_{II}$	$F_{aI} = S_{II} - F_a$
$F_a \leq S_{II} - S_I$	$F_{aII} = S_{II}$

Таблица П 32

Отношение $\frac{F_a}{F_r}$	Конструктивное обозначение и угол контакта	Осевая составляющая S от радиальной нагрузки F_r	Примечания
0,35-0,8	3600; $\alpha=12^\circ$	0,3 F_r	Применяется специально лёгкая и особо лёгкая серия
0,81-1,2	46000; $\alpha=26^\circ$	0,6 F_r	При высоких скоростях приоритет лёгкой серии
более 1,2	66000; $\alpha=36^\circ$	0,9 F_r	При высоких скоростях подшипники с таким углом контакта не применяются

Примечания: при $F_a/F_r < 0,35$ используются однорядные радиальные шарикоподшипники.

Таблица П 33

Долговечность подшипников L зависящие от отношения C/P

Шарикоподшипники				Роликоподшипники			
Долговечность L , млн об.	C/P	Долговечность L , млн об.	C/P	Долговечность L , млн об.	C/P	Долговечность L , млн об.	C/P
8	2	360	7,11	8	1,87	360	5,85
10	2,15	380	7,24	10	2	380	5,94
12	2,29	400	7,37	12	2,11	400	6,03
16	2,52	420	7,49	16	2,30	420	6,12
20	2,71	440	7,61	20	2,46	440	6,21
25	2,91	460	7,72	25	2,63	460	6,29
30	3,11	480	7,83	30	2,77	480	6,37
35	3,27	500	7,94	35	2,91	500	6,45
40	3,42	550	8,19	40	3,02	550	6,64
45	3,56	600	8,43	45	3,13	600	6,81

50	3,68	650	8,66	50	3,23	650	6,98
60	3,91	700	8,88	60	3,42	700	7,14
70	4,12	750	9,09	70	3,58	750	7,29
80	4,31	800	9,28	80	3,72	800	7,43
90	4,48	850	9,47	90	3,86	850	7,56
100	4,68	900	9,65	100	3,98	900	7,70
120	4,93	950	9,83	120	4,20	950	7,82
140	5,19	1000	10	140	4,40	1000	7,94
160	5,43	1100	10,3	160	4,58	1100	8,17
180	5,65	1200	10,6	180	4,75	1200	8,39
200	5,85	1300	10,9	200	4,90	1300	8,59
220	6,04	1400	11,2	220	5,04	1400	8,79
240	6,21	1500	11,4	240	5,18	1500	8,97
260	6,38	1600	11,7	260	5,30	1600	9,15
280	6,54	1700	11,9	280	5,42	1700	9,31
300	6,69	1800	12,2	300	5,54	1800	9,48
320	6,84	1900	12,4	320	5,64	1900	9,63
340	6,98	2000	12,6	340	5,75	2000	9,78

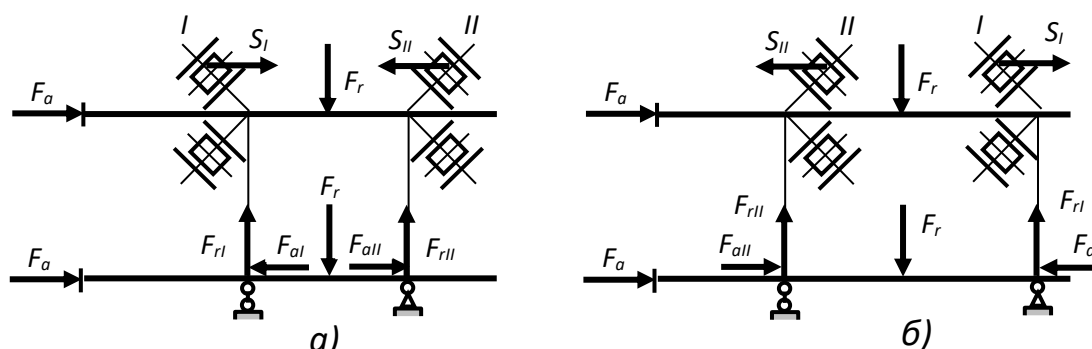


рис 11.2.Схема действующих нагрузок когда вал устанавливается на конические подшипники: а) – в упорном виде; б) – в свободном виде

Таблица П 34

Значение отношения C/P в зависимости от долговечности L_h и частоты вращения n для шарикоподшипников

Долговечность - L_h	Частота вращения n , об/мин									
	25	63	100	160	200	250	320	400	500	630
1000	1,15	1,56	1,82	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36
1250	1,24	1,68	1,96	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63
1600	1,34	1,82	2,12	2,41	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91
2000	1,45	1,96	2,29	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23
2500	1,56	2,12	2,47	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56
3200	1,68	2,29	2,67	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93
4000	1,82	2,47	2,88	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32
5000	1,96	2,67	3,11	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75
6300	2,12	2,88	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20

8000	2,29	3,11	3,63	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70
10000	2,47	3,63	3,91	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23
12500	2,67	3,63	4,23	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81
16000	2,88	3,91	4,56	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43
20000	3,11	4,23	4,93	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11
25000	3,36	4,56	5,32	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83
32000	3,63	4,93	5,75	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6
40000	3,91	5,32	6,20	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5

Таблица П 34 (прод)

Долговечность - L_h	Частота вращения n , об/мин						
	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200
1000	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75
1250	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20
1600	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70
2000	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23
2500	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81
3200	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43
4000	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11
5000	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83
6300	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6
8000	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5
10000	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4
12500	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4
16000	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5
20000	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6
25000	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8
32000	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2
40000	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6

12.Сведения по подбору муфт

Таблица П 35

Коэффициент условия работы k_u (передача от электродвигателя)

Вид машины	k_p
Ременные транспортёры	1,25 – 1,50
Цепные, роликовые, скребковые транспортеры,	1,5 – 2,0
Вентиляторы, компрессоры, центробежные насосы	1,25 – 2,0
Поршневые компрессоры и насосы	2,0 – 3,0
Металлорежущие станки: бесперебойно движущие	1,25 – 1,5
возвратно поступательно движущиеся	1,5 – 2,5
Деревообрабатывающие станки	1,5 – 2,0
Дробильные ва ковочные машины, ножницы	2,0 – 3,0
Грузоподъёмные краны, элеваторы	3,0 – 4,0

Примечания: При передачи с поршневых двигателей значения k_u будет больше на 50...80%

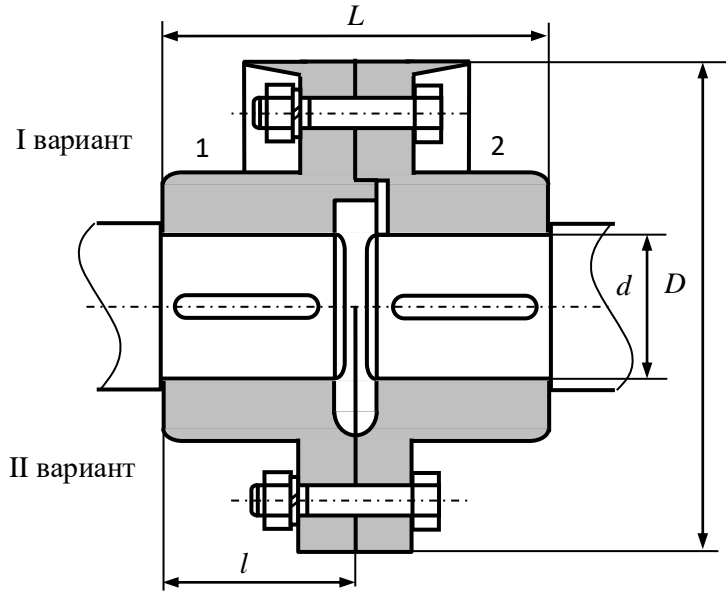


рис 12.1. Фланцевая муфта:

1 и 2 – полушары

Таблица П 36

Для соединения соосных валов стальная фланцевая муфта,
при I варианте изготовления (ГОСТ 20761-96)

Номинальный крутящий момент T , Н м	d	D	l	L	Номинальный вращающий момент T , Н м	d	D	l	L
16,0	16; 18	80	40	84	630	45; 50; 55	170	110	230
31,5	16; 18 20; 22	90	40 50	84 104		60		140	290
63	20; 22	100	50	104	1000	50; 55	180	110	230
	25; 28		60	124		60; 63 70; 71		140	290
125	25; 28	112	60	124	1600	60; 63 70; 71	190	140	290
	30; 32 35; 36		80	170		80		110	350
160	30; 32 35; 36	130	80	170	2500	70; 71 80; 90	224	140 170	290 350
	32; 35; 36	140	80	170		100		210	430
250	40; 45		110	230					
	35; 36 40; 45;	150	80 110	170 230					
400									

	50								
--	----	--	--	--	--	--	--	--	--

Примечания: 1. Окружная скорость по внешнему диаметру муфты – 70 м/с.

2. Если изменчивая нагрузка увеличивается в два раза, тогда значение T надо уменьшить в 1,4 раза. При реверсивной и изменчивой нагрузке значение T надо уменьшить 1,96 раза. Для чугунных муфт значения T уменьшается в два раза.

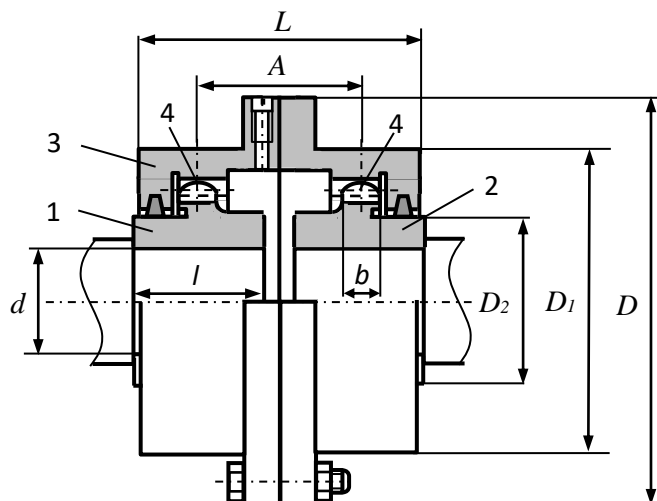


рис 12.2. Зубчатая муфта:

1 и 2 – полумуфты; 3 – разъемное кольцо имеющая двухрядные внутренние зубья;

4 – зубчатые венцы на полумуфтах

Таблица П 37

Зубчатые муфты (ГОСТ 5006-83)

d , мм	$[T]$, Н м	n_{max} , об/мин	A_{min}	D , мм	D_1 , мм	D_2 , мм	L , мм	l , мм	Зубья			Масса, кг	Момент на маховике GD^2 , кг м ²
									m	b	z		
40	710	6300	49	170	110	55	115	12	2,5	12	30	10,2	0,12
50	1400	5000	75	185	125	70	145	12	2,5	15	38	14,3	0,21
60	3150	4000	95	220	150	90	170	18	3	20	40	24	0,42

Примечания: 1. Толщина фланцев B и промежутков торцов втулок c :

d , мм	40 - 50	60 - 75	90
B , мм	34	40	50
c , мм	2,5	2,5	5

2. Самый большой кратковременный момент не должен превышать $2[T]$.

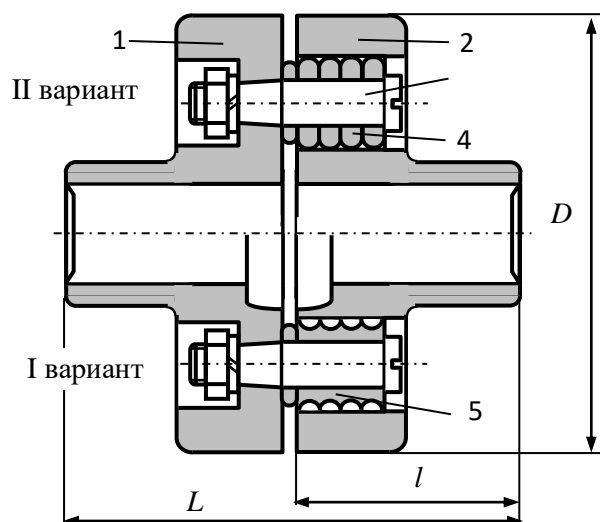


рис 12.3. Эластично – пальцевая муфта:
1 и 2 – полумуфты; 3 – стальной палец; 4 – резиновые кольца;
5 – резиновая втулка

Таблица П 38

Эластично – пальцевая муфта

[T], Н м	диаметр вала, мм	D, мм	L, мм	l, мм
31,5	16; 18	90	81	40
63	20; 22	100	104	50
125	25; 28	120	125	60
250	32; 35; 38	140	165	80
	40; 42; 45	140	225	110
500	40; 42; 45	170	225	110
710	45; 50; 55; 56	190	226	110
1000	50; 55; 56	220	226	110
	60; 68; 65; 70	220	226	140

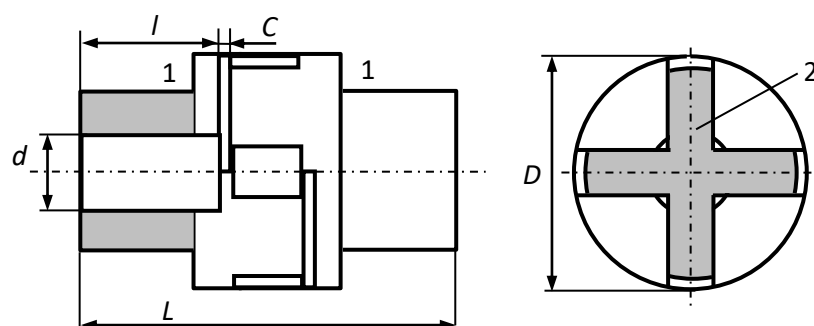


рис 12.4. Муфта с эластичной звёздочкой:
1 – полумуфты; 2 – резиновая звёздочка

Муфта с эластичной звёздочкой (ГОСТ 14084-76)

[T], Н м	d, мм	D, мм	L, мм	l, мм	n _{max} , об/мин	Допускаемое смещение	
						радиальное	угловое
16 25	16-18	53 63	77	28	3759 3500	0,2	1° 30 ¹
31,5	20-22 22-24	71 85	93 100	36 36	3000		
63	25-28	85	112	42	2250		
125	25-28 30-36	105 105	112 144	42 58	2000	0,3	
250	32-38 40-45	135 135	147 195	58 82	1500	0,4	1°
400	40-48	166	200	82	1300		

Примечания: 1. Материал для полумуфты– сталь 35, для звёздочки – специальная резина.

2. D , L , l – данные со справочника, зазор – $C=3$ мм.

3. При различных промежутках крутящих моментов можно соединить полумуфты с различными диаметрами d .

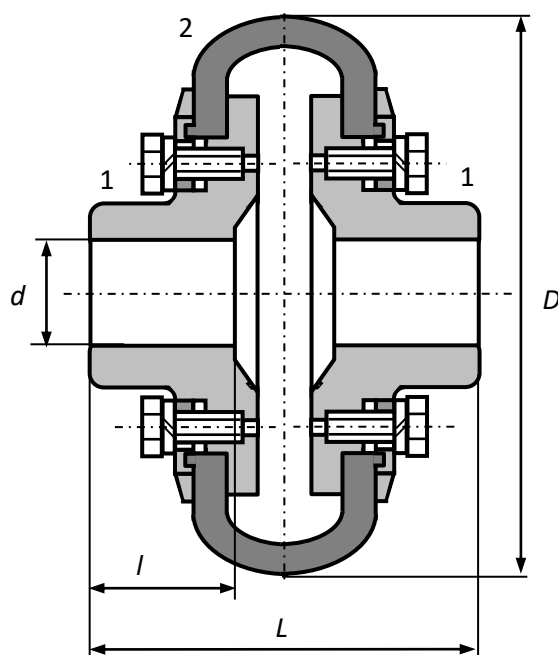


рис 12.5. Муфта с эластичным торoidalным корпусом:
1 полумуфты; 2 – эластичный торoidalный корпус

Муфта с эластичным тороидальным корпусом (ГОСТ 20884-82)

Номинальный крутящий момент T , Н м	d , мм	D , мм	L , мм	l , мм	при T_{max} кратковременной перегрузке, Н м	Допускаемая частота вращения n_{max} , с ⁻¹	Допускаемо е смещение	
							радиальное	угловое
20	16; 18	100	130	42	63	50	1,0	1,0
40	18 20; 22 25	125	140 160 180	42 52 63	125			
80	22 25; 28 30	160	170 190 230	52 63 82	250	50	2,0	1,6
125	25; 28 30; 32; 35; 36	180	195 230	63 82	400	41	2,0	1,6
200	30; 32; 35; 36 40	200	245 305	82 112	630	41	2,5	2,0
250	32; 35; 36 40; 45	220	250 310	82 112	800	33	3,0	2,5
315	36 40; 45	250	260 325	82 112	1000	33	3,0	2,5
500	40; 45; 50; 55	280	325	112	1000	26	3,6	3,0
800	50; 55 60; 63	320	340 400	112 143	2500	26	3,6	3,0
1250	55 60; 63; 70; 71	360	340 400	112 143	3150	26	4,0	3,6

Примечания: 1. При различных номинальных крутящих моментах, разрешается соединить полумуфты с различными диаметрами d .

2. При номинальных крутящих моментах $T \leq 200$ Н м допускаемое условное смещение до 1^0 ; при $T > 200$ Н м до $1^0 30^1$.

3. Условное обозначение - муфта 800-60-1У ГОСТ 20884-82: $T=800$ Н м; $d=60$ мм; вариант изготовления – 1; климатические условия – У.

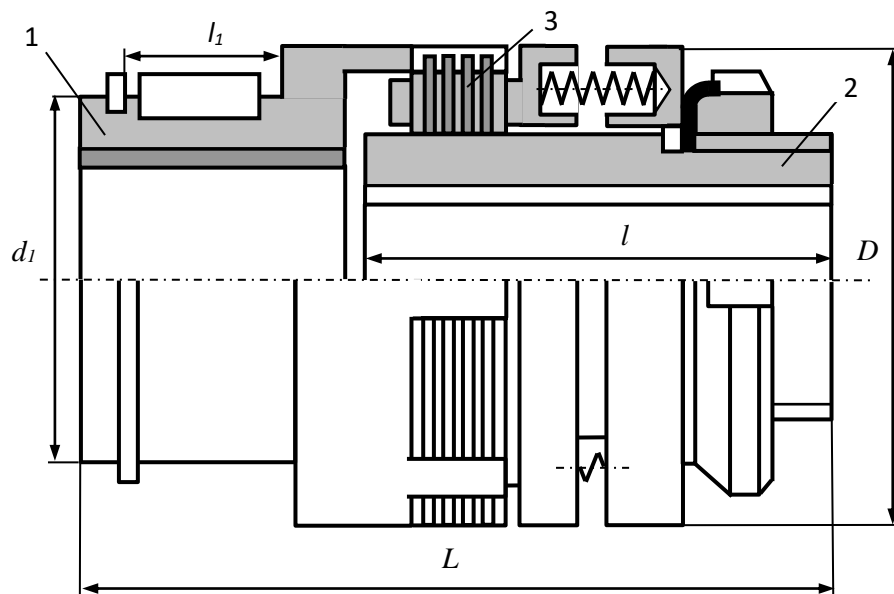


рис 12.6. Многодисковая фрикционно компенсирующая муфта общего пользования:
1 – полумуфты; 3 – фрикционные диски

Таблица П 41

Многодисковая фрикционно компенсирующая муфта общего пользования (ГОСТ 15622-96)

$T_{ном},$ Н м	$d,$ мм	$d_1,$ мм	$D,$ мм	$L,$ мм	$l,$ мм	$l_1,$ мм	$n,$ айл/мин
16	12; 14 16	38	50	83	30 40	18	2500
25	16; 18; 19	45	60	90	40	21	1500
40	18; 19 20; 22	45	60	95	40 50	24	1500
63	20; 22; 24 25	55	85	120	50 60	28	1000
100	25; 28	65	105	125	60 80	32	1000
160	28 30; 32	70	115	150	60 80	36	800
250	36; 38 40	70	135	160	80 110	42	600
400	40; 42 45; 48	90	152	180	110	48	400

Примечания: Таблица дана в сокращённом виде – муфты выполнены в 1 ом варианте (установочным цилиндрическим отверстием и с шпонопазом), начато с $T_{ном} \geq 16$ Н м (по стандарту начинается с $T_{ном} = 4$ Н м).

13. Посадки основных деталей передач и шероховатость для посадочных поверхностей деталей

Таблица П 42

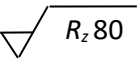
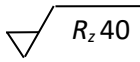
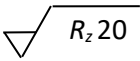
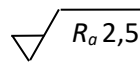
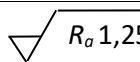
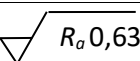
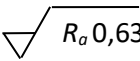
Посадки основных деталей редуктора

По ГОСТу	По ОСТ у	Примеры применения(соединения)
$H7/r6$	Прессованный $A/Пр$	При сильных ударных нагрузках в посадках зубчатых и червячных колёс на вал.
$H7/p6$	Легко прессованный $A/Пл$	зубчатых и червячных колёс на вал, также посадка зубчатого венца на центр.
$H7/n6$	Жёсткая $A/Г$	При посадках шестерни на вал электродвигателя, фрикционных и кулачковых муфт, червячного венца.
$H7/m6$	С натягом A/T	Зубчатые колеса при частом демонтаже; муфты; мазеудерживающие кольца
$H7/h6$	Скользкие A/C	Стаканы под подшипники качения в корпус; распорные втулки
$H7/h8$	A/C_3	Привертные крышки подшипников в корпус
$H8/h8$ ёки $H9/h9$	A_3/C_3	Посадка конических крепёжных втулок для распорной втулки, сальника вала и подшипника
Валнинг огиши $k6$	Тарангли подшипники H_n	Внутренние кольца подшипников качения на валы
Тешикнинг огиши $H7$	Сирпанувчи подшипники C_n	Наружные кольца подшипников качения в корпусе
$H7/js6$ ва $H7/h6$	$A/П$ ва A/C	Шкивы и звездочки на валы
$H7/n6$ ва $H7/m6$	$A/Г$ ва A/T	Муфты на валы при реверсивной работе с большими толчками и ударами

Таблица П 43

Шероховатость для посадочных поверхностей деталей машин ГОСТ 2.309-73 (ISO1302)

Параметры шероховатости мкм		Знаки шероховатости	Поверхность
R_a	R_z		
-	-	✓	Юзага ишлов бериш чегараланмаган
-	-	✓	Необработанная поверхность литья, паковки, волочения.
-	320, 250 200, 160	✓ $R_z 320$	Защищённые поверхности литья, паковки, волочения и др.
-	160, 250	✓ $R_z 160$	

	100, 80		
-	80, 63 50, 40		Отверстия при сверловке, зенкерования, снятие фаски и другие нерабочие отверстия. Посадочные поверхности без скольжения (не выше 12-го качества)
-	40, 32 26, 20		Поверхности точных соединений первично обработанные. Поверхности для шаберовки. Посадочные поверхности без скольжения (не выше 8-го качества)
-	20, 16 12, 5 10, 0		Для всех классов точности отверстий неподвижных соединений. Для 11-12-классов точности отверстий скользящих соединений. Торцы ступиц зубчатых колес 8-9- классов точности.
2,5 2,0 1,25	-		Для 6-8- классов точности отверстий нес скользящих соединений. Для отверстий подшипников качения. Витки червяков 9-степеней точности.
1,25 1,00 0,63	-		Для 6-8- классов точности отверстий скользящих соединений. Поверхности валов под подшипники качения. Торцы зубчатых колес 6-7- классов точности.
0,63 0,50 0,32	-		Для ответственных поверхностей. Поверхности валов под подшипники качения.
0,32 0,25 0,16	-		Для валов высокой точности или других поверхностей обхватываемых деталей.

Примечания: Для оценки шероховатости поверхностей по ГОСТ 2.309-73 учитываются следующие основные параметры:

R_a – среднее арифметическое из абсолютных значений отклонений профиля в пределах базовой длины;

R_z – наибольшая высота профиля, сумма высоты наибольшего выступа профиля и глубины наибольшей впадины профиля в пределах длины оценки.

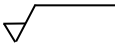
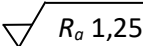
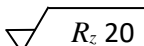
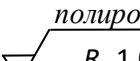
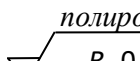
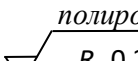
Значения R_a и R_z обозначаются  и измеряются в микрометрах (мкм,) например:  

Таблица П 44

Поверхности валов и осей для уплотнений

Уплотнения	Скорость v , м/с		
	до 3	от 3 до 5	более 5
Резиновые			

Лабиринтовые, масленные канавки	Параметры $R_z=20$ и $R_a=2,5$	
Войлочные	Полировка до скорости 4 м/с	

Таблица П 45

Шероховатость поверхности зубьев колёс и червяка

Степень точности колёс	Параметры шероховатости, мкм			
	Зубчатые колёса			Червяки
	Цилиндрические	Конические	Червячные	
3	-	-	$R_a=0,63$	$R_a=0,16$
4	$R_a=0,63$	-	$R_a=0,63$	$R_a=0,16$
5	$R_a=0,63$	$R_a=0,63$	$R_a=1,25$	$R_a=0,32$
6	$R_a=1,25$	$R_a=1,25$	$R_a=1,25$	$R_a=0,63$
7	$R_a=1,25$	$R_a=1,25$	$R_a=1,25$	$R_a=1,25$
8	$R_a=2,5$	$R_a=2,5$	$R_a=2,5$	$R_a=2,5$
9	$R_a=2,5$	$R_a=20$		

Таблица П 46

Шероховатость поверхности установочных мест корпусных деталей

Минимальный размер, мм	Параметр шероховатости по точности установки(мкм)		
	до 10	до 25	до 63
100	$R_a=0,63$	$R_a=1,25$	$R_a=2,5$
400	$R_a=1,25$	$R_a=2,5$	$R_a=20$

Таблица П 47

Поверхности деталей и их шероховатость

Параметр шероховатости, мкм	Примерные поверхности и детали
$R_z=320$ и $R_z=160$	Нерабочие поверхности
$R_z=80$	Отверстия под болты, винты
$R_z=40$	Внутренние диаметры шлицевых соединений (не прессованные). Торцы валов, муфт, втулок
$R_z=20$	Торец подшипников качения. Не посадочные и касательные места втулок, колец, ступиц.
$R_a=2,5$	Канавки для подвижных и не подвижных резиновых уплотняющих колец торцевых соединений
$R_a=1,25$	Для плоскостей разъёма без прокладок или металлическими

	прокладками с герметиком
$R_a=0,63$	Поверхности зацеплений бронзовых зубчатых колёс

Таблица П 48

Рекомендуемые уплотнения для валов

Среда	Смазывание	Окружная скорость v , м/с	Уплотнительное устройство
Чистая и сухая	Пластичный	до 5	лабиринтные каналы, войлочные кольца
	Жидкий	более 5	лабиринтные каналы, маслоотражательные устройства
Загрязнённая	Пластичный	до 5	войлочные кольца
	Жидкий		Комбинированные войлочные кольца с лабиринтными каналами
	Пластичный и жидкий	до 8	Резиновые манжеты
Очень загрязнённая и влажная	Пластичный	до 5	Лабиринты
	Пластичный и жидкий	от 5 до 9	Сложный лабиринт, кожаные уплотнения
	Жидкий	Любые скорости	Комбинированные сложные лабиринты

14. Данные для расчёта червячных передач

Таблица П 49

Основные параметры цилиндрических червячных передач

u	z_1	z_2	q
8	4	32	8
10		40	10
12,5		50	12,5
16	2	32	8
20	2	40	10
25	1	50	12,5
31,5		32	8
40		40	10
50		50	12,5
69		63	16

Таблица П 50

Материалы для изготовления червячных колес Материал	Способ отливки	Механические характеристики, МПа	
		σ_t	σ_b
БрОФ10-1	в землю	120	200
БрОФ10-1		150	260
БрОНФ	Центробежный	170	270
БрАЖ 9-4	в землю	200	400

Допускаемое контактное напряжение для колес из оловянистой бронзы $[\sigma]_H = 4\sigma_b$, для колес из безоловянистой бронзы - $[\sigma]_H = 2\sigma_b$. Для колес из оловянистой бронзы БрОФ10-1 скорость скольжения принимаются $v_s = 5 \dots 25$ м/с, для колес из безоловянистой бронзы БрАЖ 9-4 скорость скольжения принимаются эса $v_s = 7 \dots 8$ м/с. Для колес из чугуна скорость скольжения принимаются $v_s \leq 2$ м/с.

Червяки изготавливаются из углеродистых (45, 50) и легированных (15Х, 20Х, 12ХН3А, 20ХН3А) сталей.

Таблица П 51

Межосевое расстояние a , мм

50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500

Таблица П 52

Пердаточное число i

8; 9; 10; 11,2; 12,5; 14; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80

Примечания: Отклонение от номинального значения $\pm 4\%$

Таблица П 53

Модули червячных передач m , мм

3,5; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12; 16; 20; 25

Коэффициент ширины колеса относительно диаметра

$$\psi_{ba} = \frac{b}{a} (0,355 \dots 0,315):$$

число заходов для $z_I = 1$ и $z_I = 2$ - $\psi_{ba} = 0,355$;

число заходов $z_I=3$ и $z_I=4$ - $\psi_{ba}=0,315$.

Таблица П 54

Угол подъёма витков червяка γ

z_I	угол γ от коэффициента q					
	8	10	12,5	14	16	20
1	7° 7 ¹	5° 43 ¹	4° 45 ¹	4° 05 ¹	3° 35 ¹	2° 52 ¹
2	14° 2 ¹	11° 19 ¹	9° 05 ¹	8° 07 ¹	7° 07 ¹	5° 43 ¹
4	26° 34 ¹	21° 48 ¹	17° 45 ¹	15° 57 ¹	14° 02 ¹	11° 19 ¹

Таблица П 55

Приведённый угол трения ρ^I

v_s , м/с	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3	4	7	10	15
ρ^I	3°10 ¹	2°30 ¹	2°20 ¹	2°00 ¹	1°40 ¹	1°30 ¹	1°20 ¹	1°00 ¹	0°55 ¹	0°55 ¹
	3°40 ¹	3°10 ¹	2°50 ¹	2°30 ¹	2°20 ¹	2°00 ¹	1°40 ¹	1°30 ¹	1°20 ¹	1°10 ¹

Таблица П 56

Коэффициент формы зуба Y_F

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

Таблица П 57

Коэффициент деформации червяка θ

z_I	Коэффициент деформации θ при коэффициенте q					
	8	10	12	12,5	14	16
1	72	108	154	176	225	248
2	57	86	121	140	171	197
3	51	76	106	132	148	170
4	47	70	98	122	137	137

Таблица П 58

Коэффициент динамической нагрузки K_v

Степень точности	Скорость скольжения v_s , м/с			
	до 1,5	от 1,5 до 3	от 3 до 7,5	от 7,5 до 12 г
6	-	-	1,0	1,1
7	1,0	1,0	1,1	1,2
8	1,15	1,25	1,4	-
9	1,25	-	-	-

Примечания: Для редукторов общего пользования принимаются 7 и 8 степени точности.

15. Графическое оформление работ

					К.П.17.12.10			
Изм	Лист	№докум	Подпись	Дата	Расчётно- пояснительная записка цилиндрического редуктора	Литер	Лист	Листы.
Разраб						Ў	1	25
Пров.						каф. ТМС		
Чертил								
Принял.								
17		23	15	10		15	15	20

рис 15.1. Штмп для первой страницы расчётно – пояснительной записки.

					Расчётно- пояснительная записка			Лист
Изм	Лист.	№доку	Подп	Дата	планетарного редуктора			2
17		23	15	10	10			

рис 15.2. Штмп для второй и далее страниц расчётно – пояснительной записки

					К.П.17.12.10			
Изм	Лист	№докум	Подпись	Дата	Цилиндрический редуктор	Литер	Лист	Листы.
Разраб						Ў	1	25
Пров.						каф. ТМС		
Чертил								
Принял.								
17		23	15	10		15	15	20

рис 15.3.Штмп для сборочного чертежа

					К.П.17.12.10			
Изм	Лист	№докум	Подпись	Дата	Расчётно- пояснительная записка цилиндрического редуктора	Литер	Лист	Листы.
Разраб						Ў	1	25
Пров.						каф. ТМС		
Чертил								
Принял.								
17		23	15	10		15	15	20

рис 15.4.Штмп для рабочего чертежа

	6	6	8	70			63		10	22
15	Формат	Зона	Позиция	Обозначение			Наименование		Кол	Примечание
5							<u>Документация</u>			
							Сборочный чертёж			

[illegible]

15.1. Эскизные компоновки редукторов.

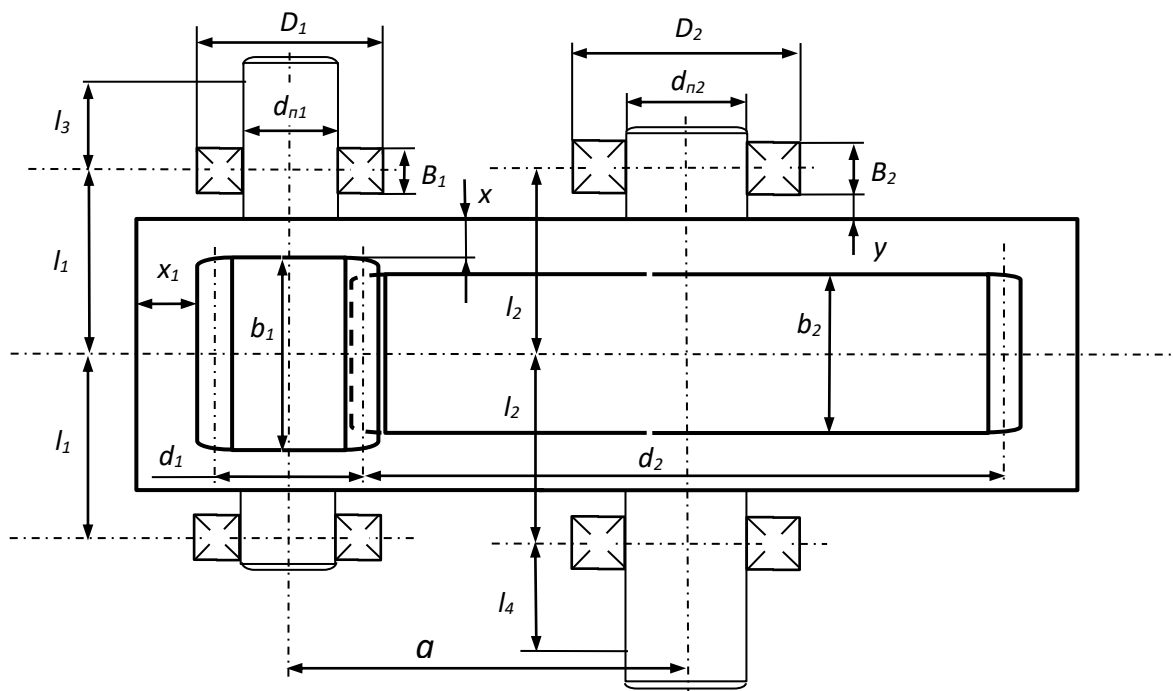
Компоновка редуктора - это эскизный проект, включающий в себя разработку сборочного чертежа редуктора. Она выполняется строго в масштабе (предпочтение следует отдавать М 1:1) тонкими линиями карандашом под линейку на миллиметровой бумаге.

При разработке следует изображать главным образом разрезы по осям валов. Для цилиндрических и конических редукторов, при расположении

осей в одной плоскости, достаточно проработать один вал, а при расположении осей в двух и более плоскостях – два.

Прежде чем приступить к выполнению компоновки, следует ознакомиться с конструкциями редукторов аналогичными разрабатываемой, выбрать конструкцию и определить размеры основных элементов зубчатых и червячных колес, червяков и корпусных деталей редуктора.

Компоновку обычно выполняют в два этапа. Первый этап служит для выявления относительного расположения деталей редуктора и заполнения корпуса деталями, оценка отношения размеров деталей, выявление габаритов редуктора, получения необходимых данных для последующих расчетов валов и подшипников, приближённого определения положения зубчатых колёс редуктора, звёздочек (шкивов, муфт) на выходных концах валов относительно опор для последующего определения опорных реакций и подбора подшипников. Компоновочный чертёж выполняется в одной проекции – разрез по осям валов при снятой крышке редуктора. Желательный масштаб 1:1, чертить тонкими линиями.



$$x = 8...10 \text{ мм}; \quad x_l = 10...15 \text{ мм}; \quad y = 5...15 \text{ мм}; \quad 2l_l = l_{cm} + 2(10...15) + B_2$$

рис 15.6.Второй этап эскизной компоновки одноступенчатого цилиндрического редуктора.

Порядок выполнения первого этапа эскизной компоновки цилиндрического одноступенчатого редуктора:

1. Примерно посередине листа параллельно его длинной стороны провести горизонтальную осевую линию, соответствующую средней плоскости передачи.

2. Провести две вертикальные линии – оси валов на расстоянии a_w друг от друга.

3. Вычертить упрощенно шестерню и колесо в виде прямоугольников по геометрическим размерам.

4. Очертить внутреннюю стенку корпуса:

а) принять зазор между торцом шестерни или торцом ступицы колеса $A_1 = 1,2\delta$ (δ – толщина стенки редуктора);

б) принять зазор от окружности вершин зубьев колеса до внутренней стенки корпуса $A = \delta$;

в) со стороны шестерни внутреннюю стенку корпуса проводить после установки подшипников; если диаметр наружного кольца окажется больше диаметра окружности вершин зубьев шестерни, то расстояние A надо брать от диаметра наружного кольца подшипника.

5. Предварительно выбираем из каталога радиальные или радиально-упорные подшипники средней серии по диаметру вала и наносим схематично их на чертёж. Решаем вопрос о смазке подшипников, эскизно рисуем уплотнения и крышки подшипников. При смазывании подшипников пластичной смазкой предусмотреть установку мазеудерживающих колец для предотвращения вытекания смазки внутрь корпуса и вымывании пластичного смазочного материала жидким маслом из зоны зацепления.

6. По диаметрам валов d_{n1} и d_{n2} выписать габариты выбранных подшипников (d , D и B). Нанести контуры подшипников на компоновку, отступив от внутренней стенки корпуса наружу на размер $y = 2 \dots 3$ мм, либо $y = 10 \dots 12$ мм при наличии мазеудерживающих колец.

7. Глубину гнезда подшипника ориентировочно принять $l_z = 1,5B$ (где B – ширина подшипника).

8. Выбрать конструкцию подшипниковых крышек и провести контуры их в подшипниковых гнездах. Толщину фланца Δ крышки подшипника принимают примерно равной диаметру отверстия d_0 отверстия. Высоту головки болта принять равной $0,7d_0$.

9. Замером определить размеры l_1, l_2, l_3 между реакциями опор и точками приложения нагрузок.

Второй этап эскизной компоновки цилиндрического одноступенчатого редуктора.

Второй этап компоновки имеет целью конструктивно оформить зубчатые колеса, валы, корпус, подшипниковые узлы и подготовить данные для проверки прочности валов и некоторых других деталей.

Порядок выполнения:

1. Оформляем конструкции шестерни и зубчатых колес по размерам, найденным ранее.

2. Вычерчиваем подшипники сохраняя при этом ранее принятые зазоры.

3. На ведущем и ведомом валах остались подшипники, выбранные ранее (если поменялись, следует указать это). Вычерчиваем в разрезе подшипники качения (можно вычерчивать одну половину подшипника, а для второй половины нанести габариты).

4. Вычерчиваем валы. Шестерню выполняем заодно с валом. Для фиксации зубчатого колеса на ведомом вале предусматриваем буртик. Таким образом, зубчатое колесо с одной стороны упирается в буртик, а с другой стороны с помощью распорной втулки фиксируется ближайшим подшипником.

5. Если предусмотрены мазеудерживающие кольца, то вычерчиваем их так, чтобы их торцы выступали внутрь корпуса на 1...2мм от внутренней стенки. Тогда эти кольца будут выполнять одновременно роль

маслоотбрасывающих колец. Для уменьшения числа ступеней вала кольца устанавливаем на тот же диаметр, что и подшипник. Фиксация их в осевом направлении осуществляется заплетчиками вала и торцами внутренних колец подшипников.

6. Вычерчиваем крышки подшипников с уплотнительными прокладками (толщиной ~ 1 мм) и болтами. Войлочные и фетровые уплотнения применяют главным образом в узлах, заполненных пластической смазкой. Уплотнения манжетного типа широко используются как при пластичных, так и при жидких смазочных материалах.

7. Переход вала к присоединительному концу выполняют на расстоянии 10...15 мм от торца крышки подшипника, так чтобы ступица муфты не задевала за головки болтов крепления крышки. Длина присоединительного конца определяется длиной ступицы муфты. Аналогично конструируем узел ведомого вала.

8. Штриховыми линиями вычерчиваем наружные очертания стенки корпуса и бобышек под болты. Наносим контур верхнего фланца. Вычерчиваем фланцы и нижний пояс. Конструируем крюки (или проушины) для подъема. В нижней части корпуса вычерчиваем пробку для спуска масла, и устанавливаем маслоуказатель (указать тип).

9. Для передачи вращающих моментов применяем шпонки призматические со скругленными торцами по ГОСТ 23360-78. Вычерчиваем шпонки, принимая их длины на 5...10 мм меньше длин ступиц.

10. Непосредственным измерением уточняем расстояния между опорами и расстояния, определяющие положения зубчатых колес относительно опор. При значительном изменении этих расстояний уточняем реакции опор и вновь проверяем долговечность подшипников.

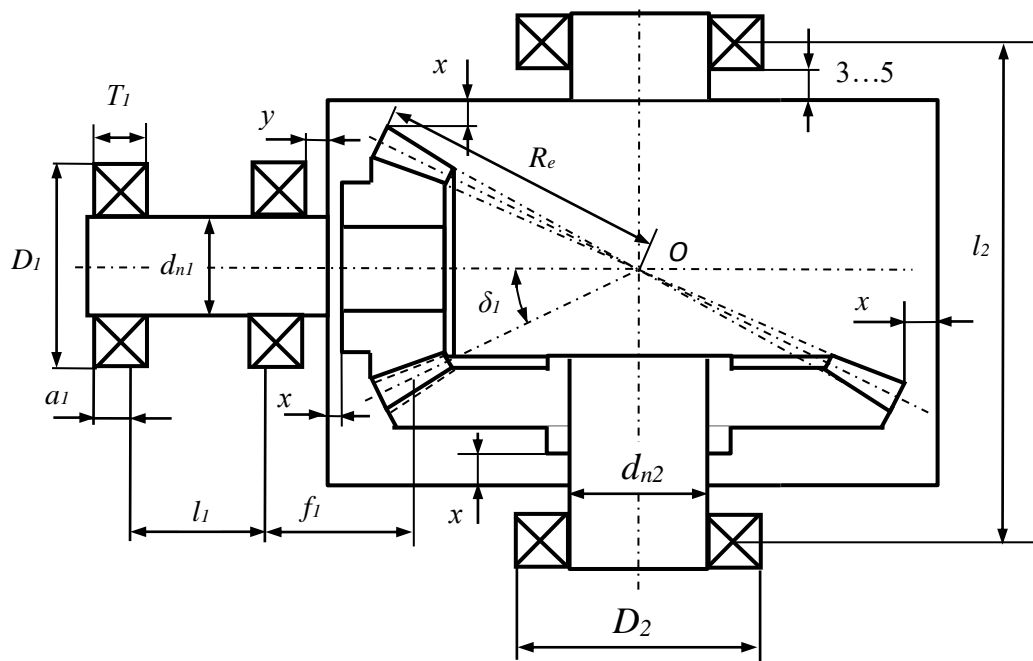


рис 15.7. Второй этап эскизной компоновки одноступенчатого конического редуктора.

Порядок выполнения первого этапа эскизной компоновки конического одноступенчатого редуктора:

1. Примерно посередине листа параллельно его длинной стороны провести горизонтальную осевую линию – ось ведущего вала. Наметить положение вертикальной линии – ось ведомого вала.

2. Провести вертикальную линию – ось ведомого вала.

3. От точки пересечения осей ведущего и ведомого валов под углом δ_1 , провести осевые линии делительных конусов и отложить на них отрезки ОС равные R_e . Проверить расстояние от точки С до осей $CD=0,5d_{e2}$ и $CB=0,5d_{e1}$.

4. Конструктивно оформить по найденным геометрическим размерам шестерню и колесо. Вычертить их в зацеплении. Для этого в точках С к образующим делительных конусов восстановить перпендикуляры, на которых отложить высоту головки зуба h_a и высоту ножки зуба h_f . Концы отложенных отрезков соединить с точкой О линиями, которые представляют собой образующие конусов вершин и впадин зубьев. По направлению к точке О отложить ширину зуба b и провести границу зуба. При наличии ступицы у колеса выполнить ее несимметричной относительно диска для уменьшения расстояния между опорами промежуточного вала.

5. Выбрать подшипники, схему их установки, смазку передачи и подшипников. При пластической смазке предусмотреть мазеудерживающие кольца. Смазка передачи картерная, подшипников – пластичная, т.к. один из подшипников ведущего вала удален и это затрудняет попадание в него масляных брызг.

6. Наносим габариты подшипников ведущего вала, наметив предварительно внутреннюю стенку корпуса на расстоянии $x=10\text{мм}$ от торца шестерни и отложив зазор между стенкой и торцом подшипника $y_1=10...15\text{мм}$, оставив место для мазеудерживающих колец.

При установке радиально–упорных подшипников необходимо учитывать, что радиальные реакции считают приложенными к валу в точках пересечения нормалей, проведенных к середине контактных площадок.

а) Для однорядных роликоподшипников:

$$a = \frac{T}{2} + \frac{(d + D) \cdot e}{6};$$

б) Для однорядных радиально–упорных шарикоподшипников:

$$a = 0,5 \cdot \left[T + \frac{(d + D) \cdot \text{tg} \alpha}{2} \right]$$

Замером найти расстояние f_1 от середины шестерни до точки приложения реакции первого подшипника. Второй подшипник установить на расстоянии между реакциями подшипников равном:

$$c_1 = (1,4...2,3) \cdot f_1.$$

7. Разместить подшипники ведомого вала, наметив предварительно внутреннюю стенку корпуса на расстоянии $A=8...10\text{ мм}$ от торца ступицы колеса и отложив зазор между стенкой корпуса и торцом подшипника $y_2=15...20\text{ мм}$ (для размещения мазеудерживающих колец).

8. Найти точку приложения реакции, вычислив значение «а» аналогично ведущему валу.

9. Замером найти размер K – от линии реакции подшипника до оси ведущего вала. Корпус выполнить симметричным относительно оси

ведущего вала, поэтому следует принять $K_1=K$. нанести габариты подшипников ведомого вала.

10. Замером найти размеры f_2 и c_2 .

11. Проработать гнезда подшипников. Подшипники ведущего вала установить в стакане, который продолжить за второй подшипник на 15...20 мм. Глубина подшипниковых гнезд ведомого вала $l_2=1,5T$ (где T – ширина подшипника).

12. Выбрать конструкцию подшипниковых крышек и провести контуры их в подшипниковых гнездах. Толщину фланца Δ крышки подшипника принимают примерно равной диаметру отверстия d_0 отверстия. Высоту головки болта принять равной $0,7d_0$.

Второй этап эскизной компоновки конического одноступенчатого редуктора.

Второй этап компоновки имеет целью конструктивно оформить зубчатые колеса, валы, корпус, подшипниковые узлы и подготовить данные для проверки прочности валов и некоторых других деталей.

Порядок выполнения:

1. Оформляем конструкции шестерни и зубчатых колес по размерам, найденным ранее.

2. Вычерчиваем подшипники сохраняя при этом ранее принятые зазоры.

3. На ведущем и ведомом валах остались подшипники, выбранные ранее (если поменялись, следует указать это). Вычерчиваем в разрезе подшипники качения (можно вычерчивать одну половину подшипника, а для второй половины нанести габариты).

4. Вычерчиваем валы. Шестерню выполняем заодно с валом. Для фиксации зубчатого колеса на ведомом вале предусматриваем буртик. Таким образом, зубчатое колесо с одной стороны упирается в буртик, а с другой стороны с помощью распорной втулки фиксируется ближайшим подшипником. Взаимное расположение подшипников ведущего вала

фиксируем распорной втулкой. Толщину стенки втулки назначаем из интервала $(0,1...0,15)d_n$.

5. Подшипники ведущего вала размещаем в стакане, толщина стенки которого $\delta_{cm}=(0,08...0,12)D$, где D – наружный диаметр подшипника. Для фиксации наружных колец подшипников от осевых перемещений у стакана сделан упор величиной ~ 6 мм. У второго подшипника наружное кольцо фиксируем торцовым выступом крышки подшипника через распорное кольцо. Для облегчения посадки на вал подшипника, прилегающего к шестерне, диаметр вала уменьшаем на $0,5...1$ мм на длине, несколько меньшей длины распорной втулки.

6. Если предусмотрены мазеудерживающие кольца, то вычерчиваем их так, чтобы их торцы выступали внутрь корпуса на $1...2$ мм от внутренней стенки. Тогда эти кольца будут выполнять одновременно роль маслоотбрасывающих колец. Для уменьшения числа ступеней вала кольца устанавливаем на тот же диаметр, что и подшипник. Фиксация их в осевом направлении осуществляется заплетчиками вала и торцами внутренних колец подшипников.

7. Вычерчиваем крышки подшипников с уплотнительными прокладками (толщиной ~ 1 мм) и болтами. Войлочные и фетровые уплотнения применяют главным образом в узлах, заполненных пластической смазкой. Уплотнения манжетного типа широко используются как при пластичных, так и при жидких смазочных материалах.

8. Переход вала к присоединительному концу выполняют на расстоянии $10...15$ мм от торца крышки подшипника, так чтобы ступица муфты не задевала за головки болтов крепления крышки. Длина присоединительного конца определяется длиной ступицы муфты. Аналогично конструируем узел ведомого вала.

9. Штриховыми линиями вычерчиваем наружные очертания стенки корпуса и бобышек под болты. Наносим контур верхнего фланца. Вычерчиваем фланцы и нижний пояс. Конструируем крюки (или проушины)

для подъема. В нижней части корпуса вычерчиваем пробку для спуска масла, и устанавливаем маслоуказатель (указать тип).

10. Для передачи вращающих моментов применяем шпонки призматические со скругленными торцами по ГОСТ 23360-78. Вычерчиваем шпонки, принимая их длины на $5 \dots 10$ мм меньше длин ступиц.

11. Непосредственным измерением уточняем расстояния между опорами и расстояния, определяющие положения зубчатых колес относительно опор. При значительном изменении этих расстояний уточняем реакции опор и вновь проверяем долговечность подшипников.

Таблица П 59

Расстояния между опорами

T , Н м	l_I , мм	f_I , мм
до 10	40 - 65	30 - 55
от 10 до 20	45 - 70	35 - 65
20 - 40	50 - 80	40 - 65
40 - 60	55 - 85	45 - 75
60 - 80	80 - 90	50 - 80
90 - 100	65 - 100	55 - 90

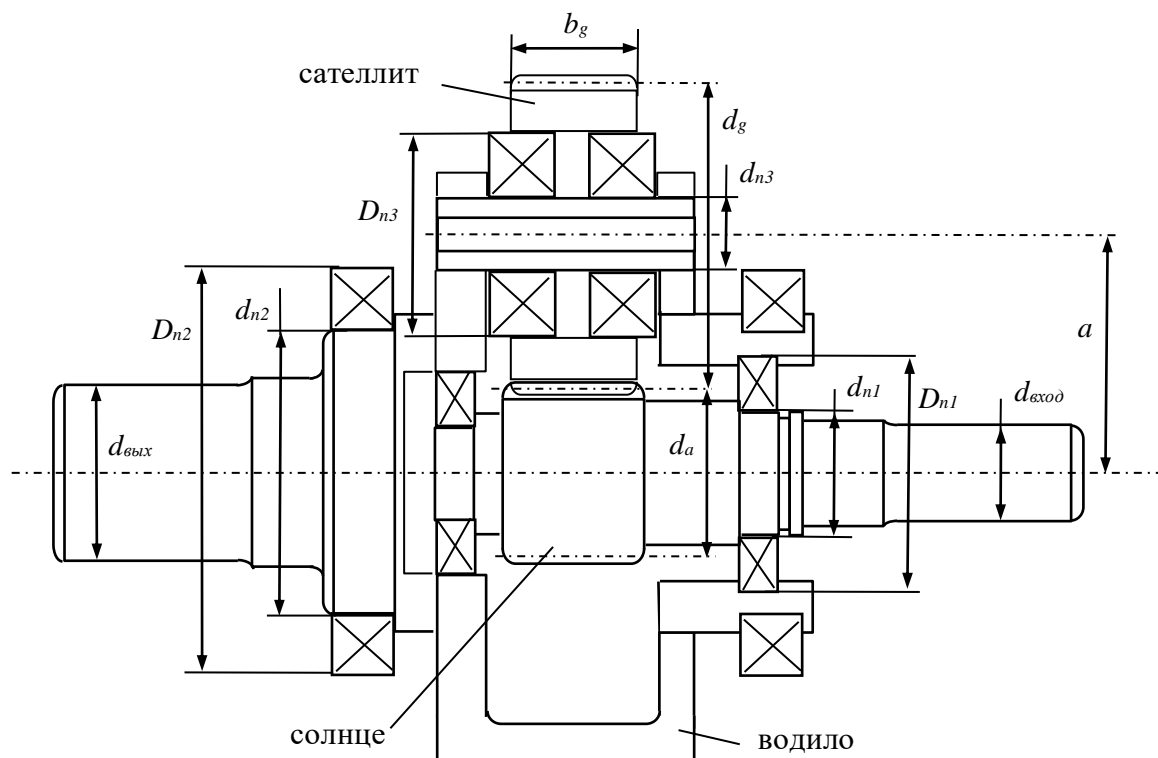


рис 15.8. Первый этап эскизной компоновки одноступенчатого планетарного редуктора:

Эскизная компоновка одноступенчатого планетарного редуктора.

1. Вычерчивают оси солнечного колеса и сателлита, располагая их на межосевом расстоянии a_w .

2. Вычерчивают контуры сателлита и $b \cdot d_a$, располагая его на оси. Длина оси сателлита складывается из ширины сателлита b , двух пар зазоров D_1 и D_2 и двух толщин щёк d_2 .

3. Диаметр оси d определяют из расчёта по изгибающему моменту где M - изгибающий момент, Н•м; $M = F \cdot L / 4$; - сила, действующая на сателлиты, Н; L - расстояние между опорами водила, мм; $L = b + 2 \cdot (D_1 + D_2) + d_2$; d_2 - толщина щёк, мм; $d_2 = 2d$; $[\sigma]$ - допускаемое изгибное напряжение, МПа; $[\sigma] = 0,3 \cdot \sigma_m$.

Диаметр оси округляют по стандартам для подшипников.

4. В зависимости от ширины сателлита b назначают один или два подшипника сателлита. Наружный диаметр D принимают из возможности проектирования обода сателлита толщиной $d_o = 3m$. Этому условию соответствует диаметр $D = m(z - 7)$.

5. Вычерчивают валы с диаметрами и конструктивными решениями, принятыми в ориентировочном расчёте.

6. Для выравнивания нагрузки между сателлитами проектируют плавающее солнечное колесо с зубчатой муфтой. На быстроходном валу и на колесе нарезают венцы муфты, которые входят во внутреннее зацепление с корпусом муфты. Делительный диаметр венцов муфты принимают $d_m = 1,5d_{\phi x}$, корректируя его в соответствии с формулой $d_m = m_z z_m$; наружный диаметр муфты $D_m = d_m + 7m_m$. Ширина венцов муфты $b_m = (0,2 \dots 0,3) d_m$, длина муфты $l_m = (0,8 \dots 1) d_m$. Модуль зубьев муфты может быть равен модулю колёс: $m_m = m$.

7. Назначают зазор между наружным диаметром муфты D_m и внутренним диаметром пустотелого вала водила $D_7 = m_m (d_{\phi d.в} = D_m + 2D_7)$, наружный диаметр вала водила (под подшипником) принимают $d_{\phi d.н} = 1,25 d_{\phi d.в}$ и округляют по стандартам для подшипников.

8. Конструктивно принимают радиальные подшипники водила лёгкой серии с зазорами до торца оси водила D_l ; измеряют расстояние L_h между серединами подшипников.

9. Назначают радиальные подшипники быстроходного вала солнечного колеса с зазором до муфты D_l и расстоянием между их серединами $L_l = d_{\delta x}$.

$d_{вход}$ – диаметр входного вала ;

$d_{вых}$ – диаметр выходного вала;

d_a – делительный диаметр солнечной шестерни;

d_g – делительный диаметр сателлита ;

a – межосевое расстояние;

b_g – ширина сателлита;

d_{n1} – диаметр под подшипник вала солнечной шестерни ;

d_{n2} – диаметр под подшипник вала водило ;

d_{n3} – диаметр под подшипник оси сателлита;

D_{n1} – внешний диаметр подшипника солнечной шестерни;

D_{n2} – внешний диаметр подшипника водило;

D_{n3} – внешний диаметр подшипника оси сателлита.

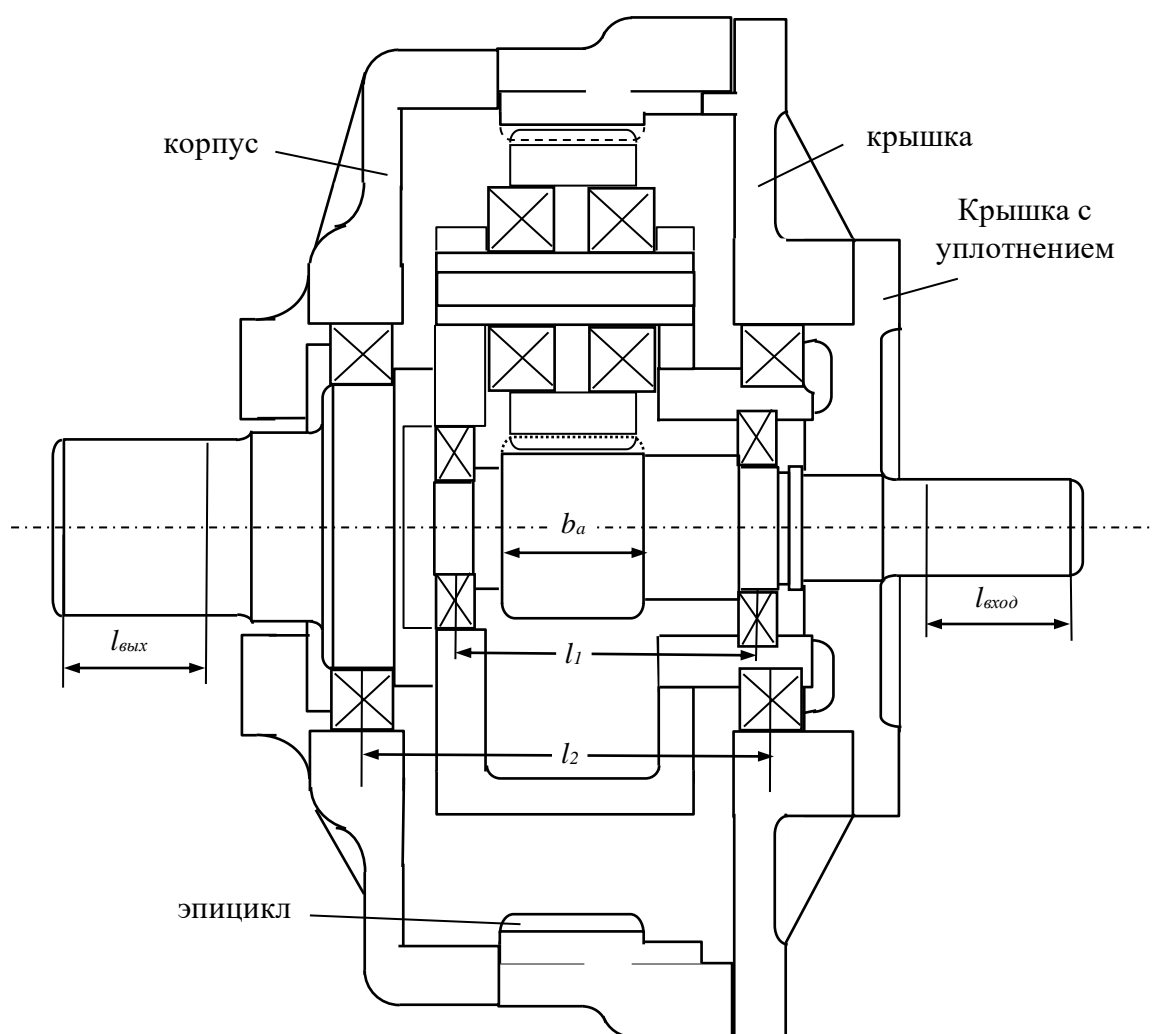


рис 15.9. Второй этап эскизной компоновки одноступенчатого планетарного редуктора.

$l_{вход}$ – рабочая длина входного вала;

$l_{вых}$ – рабочая длина выходного вала;

b_a – ширина солнечной шестерни;

l_1 – расстояния между опорами ведущего вала;

l_2 – расстояния между опорами ведомого вала.

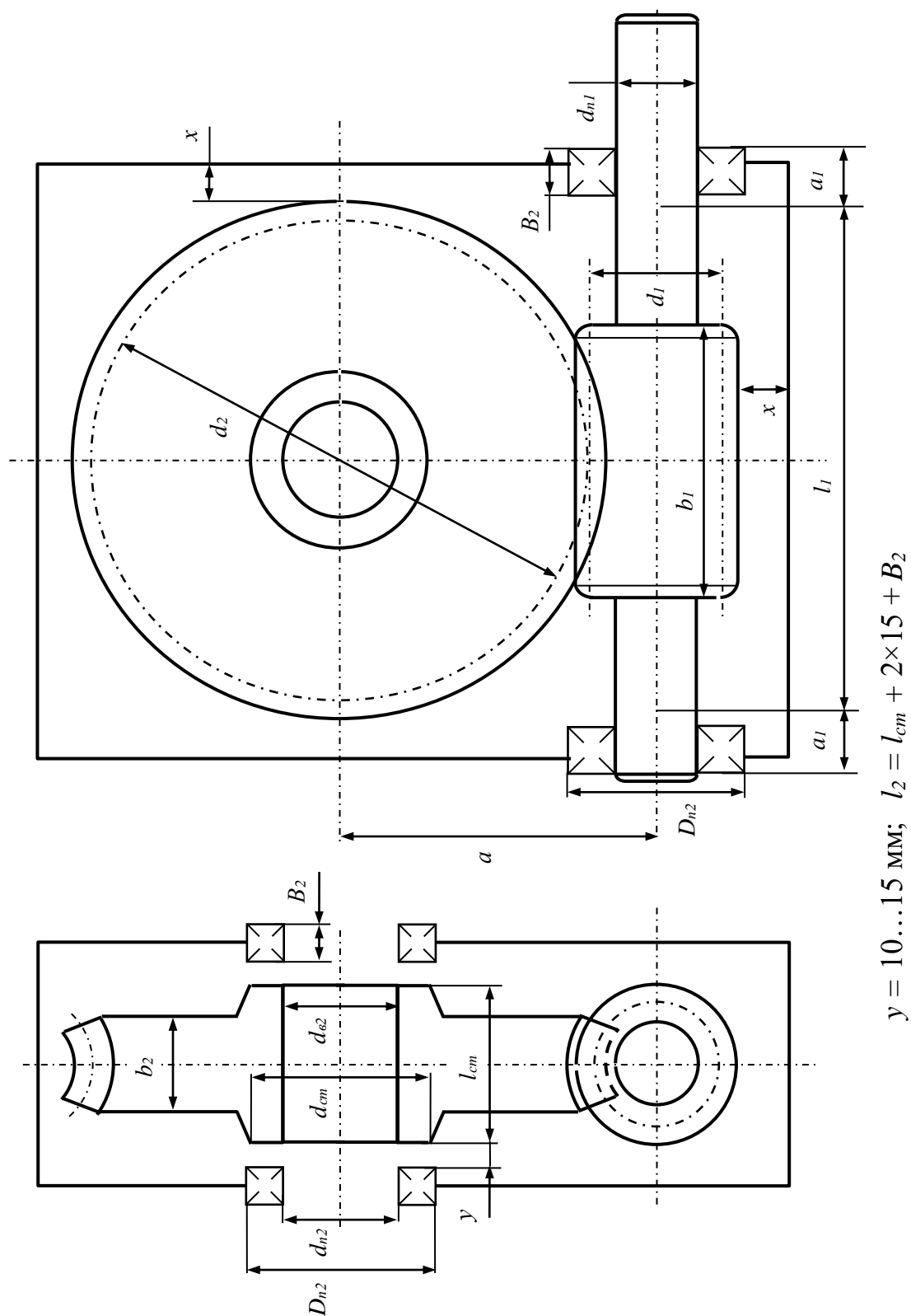


рис 15.10. Второй этап эскизной компоновки одноступенчатого червячного редуктора.

Первый этап эскизной компоновки червячного одноступенчатого редуктора.

Порядок выполнения:

1. Примерно посередине листа параллельно его длинной стороны провести горизонтальную осевую линию. Провести вторую осевую линию параллельно первой на расстоянии a_w (вниз – при нижнем расположении червяка, вверх – при верхнем).

2. Провести две вертикальные линии, одну для главного вида, вторую для вида сбоку.

3. Вычертить упрощенно червяк и червячное колесо по геометрическим размерам.

4. Очертить внутреннюю стенку корпуса:

а) принять зазор между стенкой корпуса и зубьями червячного колеса $A \approx 15 \text{ мм}$;

б) принять зазор между стенкой корпуса и ступицей колеса $A \approx 15 \text{ мм}$;

5. Выбрать подшипники схему их установки, смазку передачи и подшипников.

Рекомендация: смазка передачи – картерная, подшипников разбрызгиванием. Схема установки подшипников вала червяка и подшипников вала червячного колеса «враспор».

6. По диаметрам валов d_{n1} и d_{n2} выписать габариты выбранных подшипников (d , D и B). Нанести контуры подшипников на компоновку. На червяке середины подшипников установить на уровне внутренней стенки корпуса, симметрично относительно среднего сечения червяка. На валу червячного колеса отступив от внутренней стенки корпуса наружу на размер $y = 2 \dots 3 \text{ мм}$.

7. Глубину гнезда подшипника ориентировочно принять $l_z = 1,5T$ (где T – ширина подшипника), для сдвоенных подшипников $l_z = 3T$.

8. Выбрать конструкцию подшипниковых крышек и провести контуры их в подшипниковых гнездах. Толщину фланца Δ крышки подшипника принимают примерно равной диаметру отверстия d_0 отверстия. Высоту головки болта принять равной $0,7d_0$. Толщину прокладок принять $1,5 \dots 2 \text{ мм}$.

9. Замером определить размеры l_1 , l_2 между реакциями опор и точками приложения нагрузок.

Второй этап эскизной компоновки червячного одноступенчатого редуктора

Второй этап компоновки имеет целью конструктивно оформить червячное колесо, червяк, валы, корпус, подшипниковые узлы и подготовить данные для проверки прочности валов и некоторых других деталей.

Порядок выполнения:

1. Оформляем конструкции червяк и червячное колесо по размерам, найденным ранее.

2. Вычерчиваем подшипники сохраняя при этом ранее принятые зазоры.

3. На ведущем и ведомом валах остались подшипники, выбранные ранее (если поменялись, следует указать это). Вычерчиваем в разрезе подшипники качения (можно вычерчивать одну половину подшипника, а для второй половины нанести габариты).

4. Вычерчиваем валы. Червяк выполняем заодно с валом. Для фиксации зубчатого колеса на ведомом вале предусматриваем буртик. Таким образом, зубчатое колесо с одной стороны упирается в буртик, а с другой стороны с помощью распорной втулки фиксируется ближайшим подшипником.

5. Смазывание зацепления и подшипников – разбрызгиванием жидкого масла, залитого в корпус ниже уровня витков так, чтобы избежать чрезмерного заполнения подшипников маслом, нагнетенным червяком. На валу червяка устанавливаем крыльчатки; при работе редуктора они будут разбрызгивать масло и забрасывать его на колесо и в подшипники.

6. Если предусмотрены мазеудерживающие кольца, то вычерчиваем их так, чтобы их торцы выступали внутрь корпуса на 1...2 мм от внутренней стенки. Тогда эти кольца будут выполнять одновременно роль маслоотбрасывающих колец. Для уменьшения числа ступеней вала кольца устанавливаем на тот же диаметр, что и подшипник. Фиксация их в осевом

направлении осуществляется заплетчиками вала и торцами внутренних колец подшипников.

7. Вычерчиваем крышки подшипников. Под крышки устанавливаем металлические прокладки для регулировки. Войлочные и фетровые уплотнения применяют главным образом в узлах, заполненных пластической смазкой. Уплотнения манжетного типа широко используются как при пластичных, так и при жидких смазочных материалах.

8. Если наружный диаметр подшипники ведущего вала меньше наружного диаметра червяка, и по условию сборки сборка редуктора и замена подшипников невозможна, то одну опору вала–червяка размещаем в стакане, толщина стенки которого $\delta_{ст}=(0,08...0,12)D$, где D – наружный диаметр подшипника; тем самым добиваемся чтобы наружный стакана был чуть больше наружного диаметра червяка. Для фиксации наружных колец подшипников от осевых перемещений у стакана сделан упор величиной ~6мм. У второго подшипника наружное кольцо фиксируем торцовым выступом крышки подшипника через распорное кольцо.

9. Переход вала к присоединительному концу выполняют на расстоянии 10...15 мм от торца крышки подшипника, так чтобы ступица муфты не задевала за головки болтов крепления крышки. Длина присоединительного конца определяется длиной ступицы муфты. Аналогично конструируем узел ведомого вала.

10. Штриховыми линиями вычерчиваем наружные очертания стенки корпуса и бобышек под болты. Наносим контур верхнего фланца. Вычерчиваем фланцы и нижний пояс. Конструируем крюки (или проушины) для подъема. В крышке люка размещаем отдушину. В нижней части корпуса вычерчиваем пробку для спуска масла, и устанавливаем маслоуказатель (указать тип).

11. Для передачи вращающих моментов применяем шпонки призматические со скругленными торцами по ГОСТ 23360-78. Вычерчиваем шпонки, принимая их длины на 5...10 мм меньше длин ступиц.

12. Непосредственным измерением уточняем расстояния между опорами и расстояния, определяющие положения зубчатых колес относительно опор. При значительном изменении этих расстояний уточняем реакции опор и вновь проверяем долговечность подшипников.

15.2. Сборочные чертежи

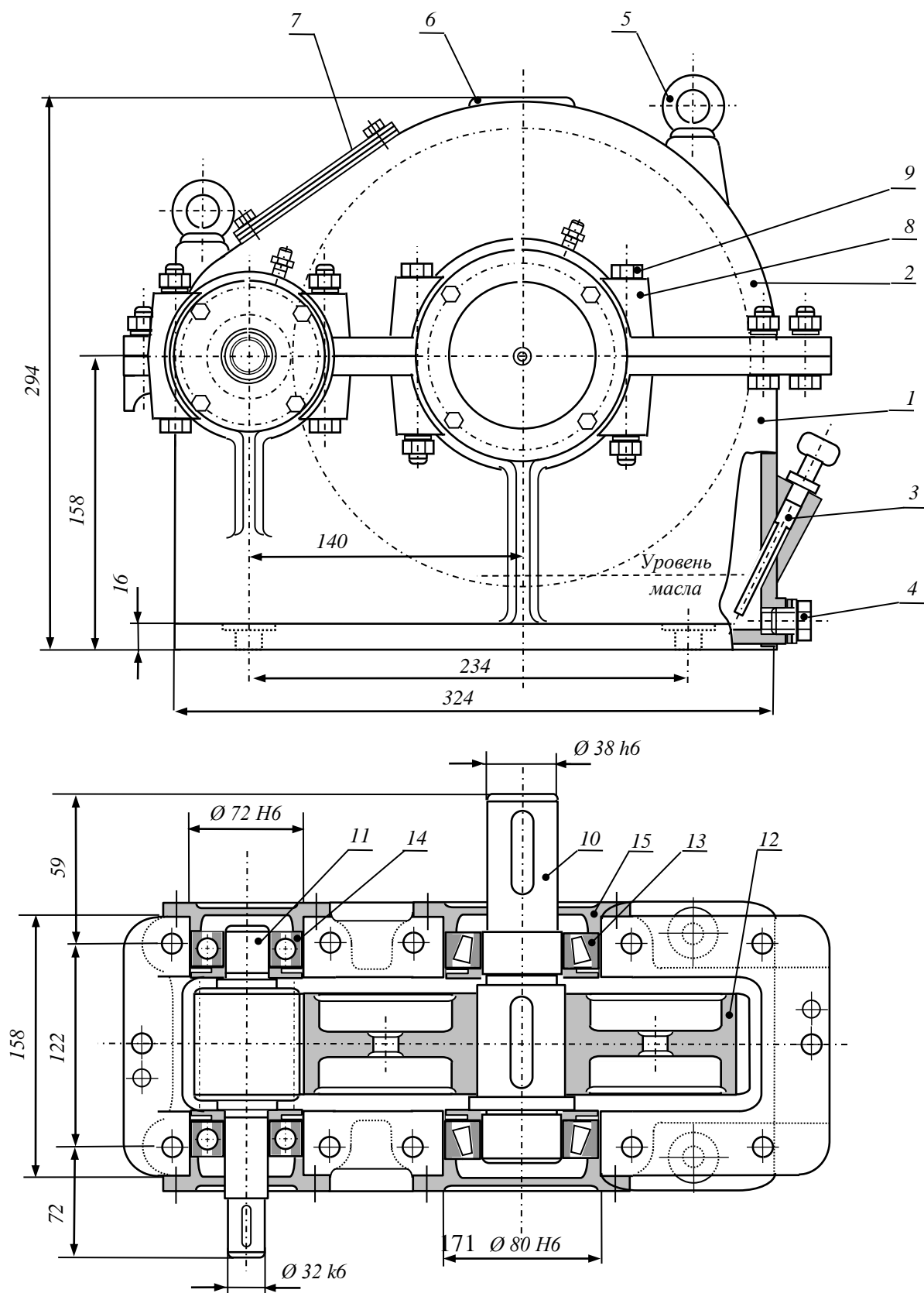


рис 15.11. Сборочный чертёж цилиндрического редуктора

рис 15.12. Спецификации сборочного чертежа цилиндрического редуктора (рис 15.11)

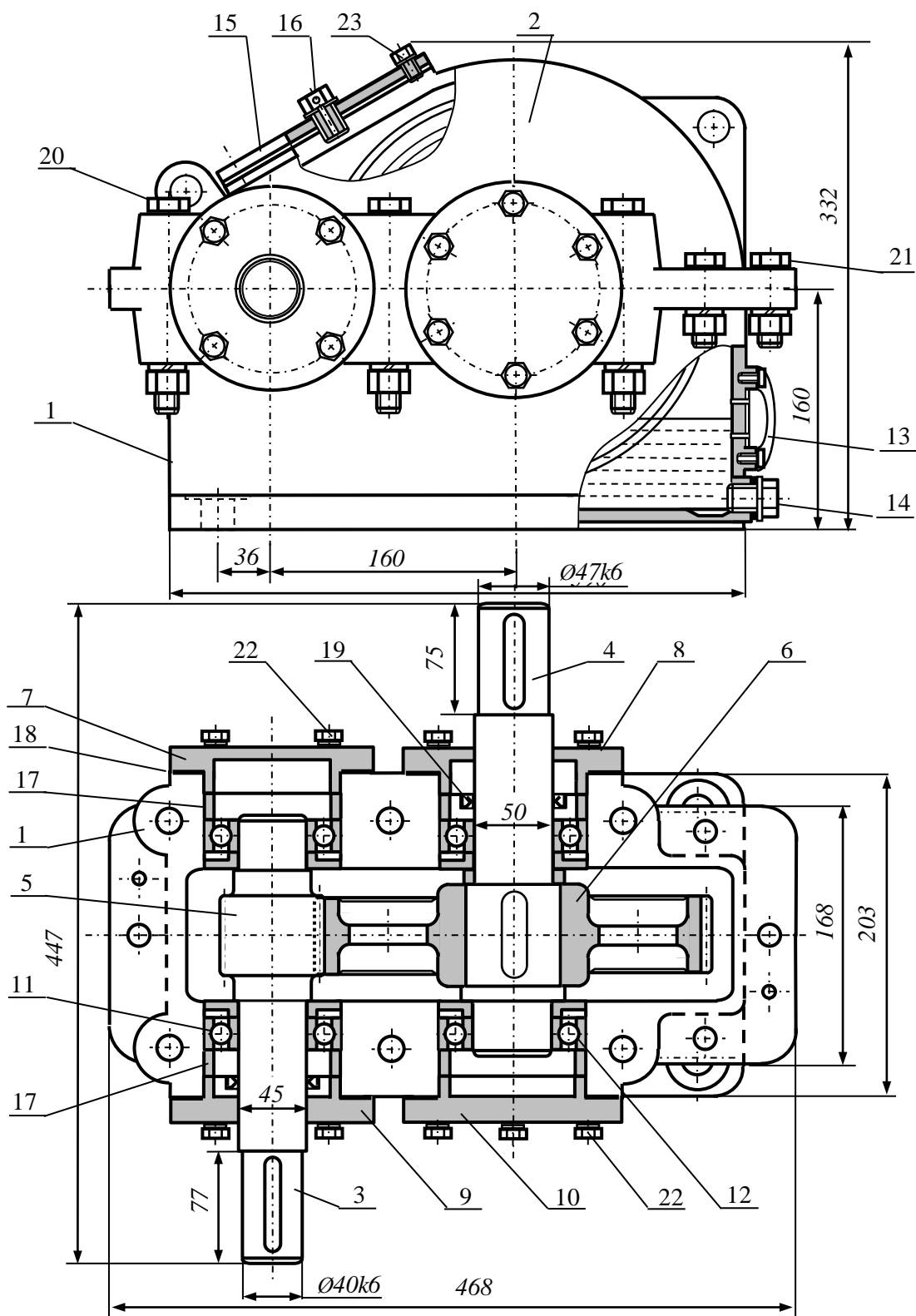
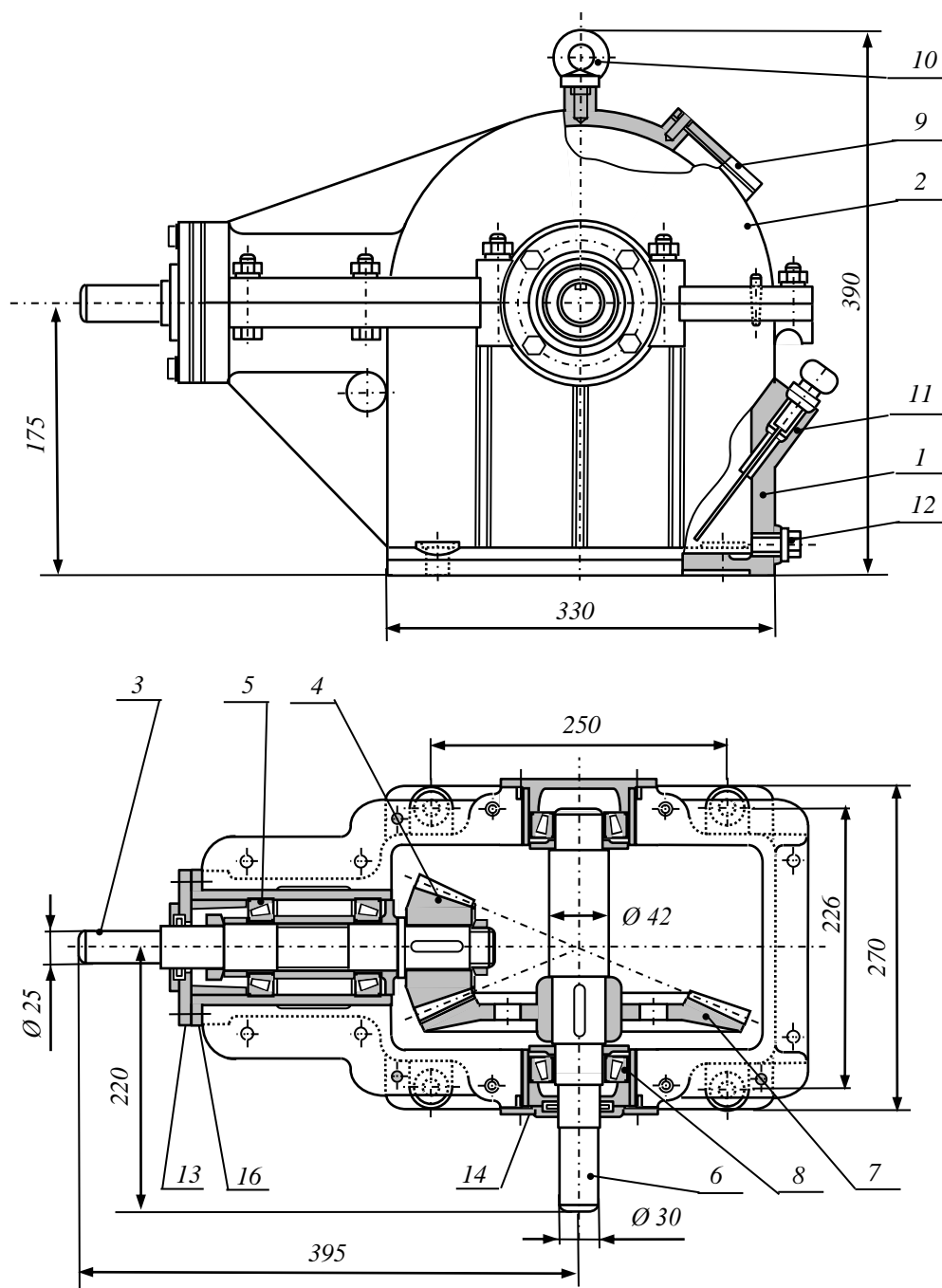


рис 15.13. Сборочный чертёж цилиндрического редуктора

Формат	Зона	Позиция	Обозначение	Наименование	Кол	Примечание		
				Документация				
A4				Расчётно-пояснительная записка	1			
				Эскизная компоновка	1			
A1			К.П. 17.12.10	Сборочный чертёж	1			
A2			К.П. 17.12.10	Рабочий чертёж	1			
				Сборочные единицы				
A1		1	К.П. 17.12.10.СБ	Корпус редуктора	1	СЧ 15-32		
A1		2	К.П. 17.12.10. СБ	Крышка редуктора	1	СЧ 15-32		
A1		3	К.П. 17.12.10. СБ	Ведущий вал	1	Сталь 40		
A1		4	К.П. 17.12.10. СБ	Ведомый вал	1	Сталь 40		
				Детали				
A1		5	К.П. 17.12.10.	Шестерня	1	Сталь 40		
A1		6	К.П. 17.12.10.	Зубчатое колесо	1	Сталь 40		
A1		7	К.П. 17.12.10.	Крышка подшипника	1	СЧ 15-32		
A1		8	К.П. 17.12.10.	Крышка подшипника	1	СЧ 15-32		
A1		9	К.П. 17.12.10.	Крышка подшипника	1	СЧ 15-32		
A1		10	К.П. 17.12.10.	Крышка подшипника	1	СЧ 15-32		
A1		11	К.П. 17.12.10.	Подшипник 108	2			
A1		12	К.П. 17.12.10.	Подшипник 1010	2			
A1		13	К.П. 17.12.10.	Маслоуказатель	1			
A1		14	К.П. 17.12.10.	Масленная пробка М20	1			
A1		15	К.П. 17.12.10	Смотровое окно	1			
A1		16	К.П. 17.12.10.	Отдушина М18	1			
A1		17	К.П. 17.12.10.	Упорное кольцо	1	Сталь 3		
A1		18	К.П. 17.12.10.	Прокладка	4	Тех. картон		
A1		19	К.П. 17.12.10.	Уплотнение	2	Войлочное		
				Стандартные изделия				
		20		Болт М16	6			
		21		Болт М14	4			
		22		Болт М10	10			
		23		Болт М8	4			
				Гайка М16,5	6			
				Гайка М14,5	4			
				Пружинаая шайба 16	6	Сталь 65Г		
				Пружинаая шайба 14	4	Сталь 65Г		
				Пружинаая шайба 10	10	Сталь 65Г		
				Шайба 8	4	Сталь 08		
				Шпонка 16×10×60	1	Сталь 40		
				Конический итифт 8×45	2	Сталь 40		
				К.П.17.12.10				
Изм	Лист	№ док	Подп	Дата	Цилиндрический редуктор			
Разраб.								
Проверил								
Чертил								
Принял								
					Литера			
					У		Лист	Листы
							1	1
					каф. ТМС			

рис 15.14. Спецификации сборочного чертежа цилиндрического редуктора (рис 15.13)



Технические характеристики:

Мощность на входном валу $P=5,7$ кВт

Частота вращения ведущего вала $n_1=1450$ айл/мин

Передаточное число $u=2,5$

рис 15.15. Сборочный чертёж конического редуктора

[illegible]

рис 15.16. Спецификации сборочного чертежа конического редуктора (рис 15.15)

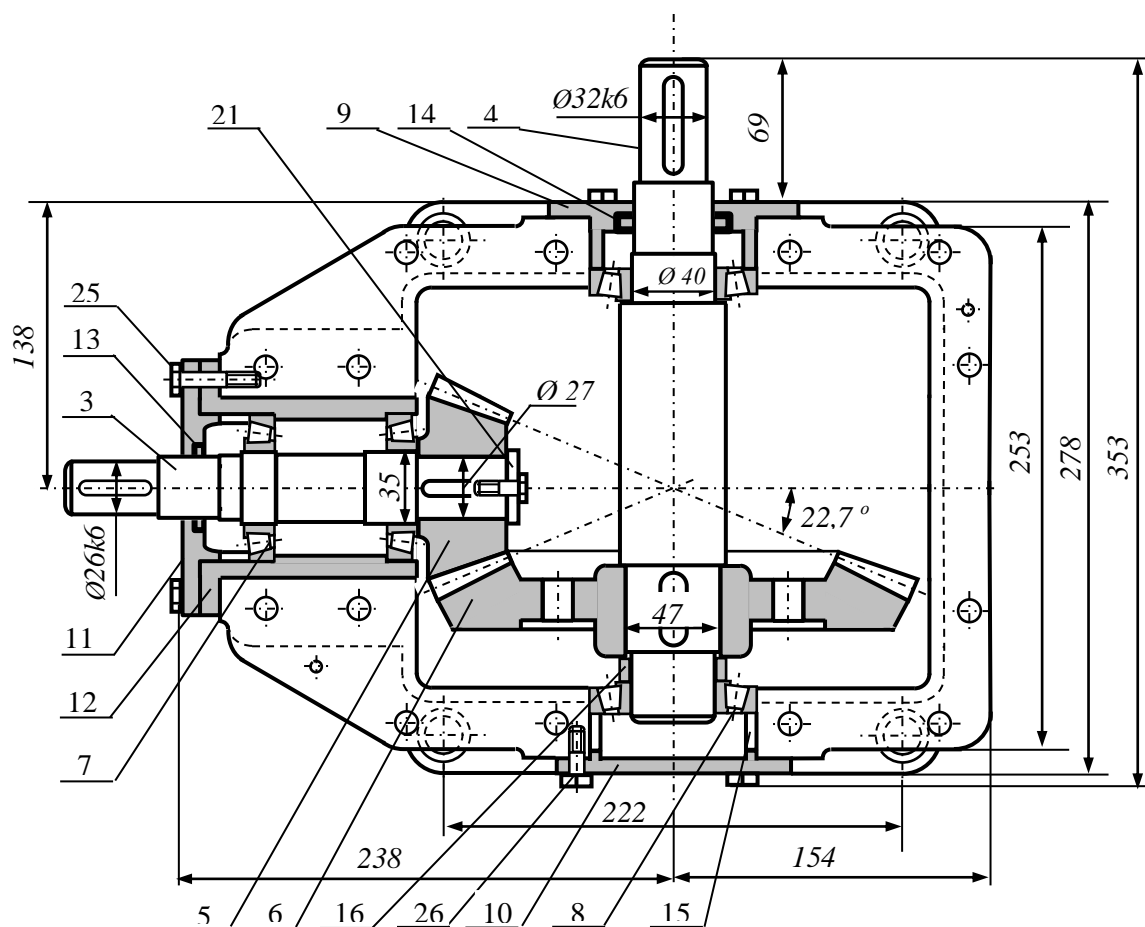
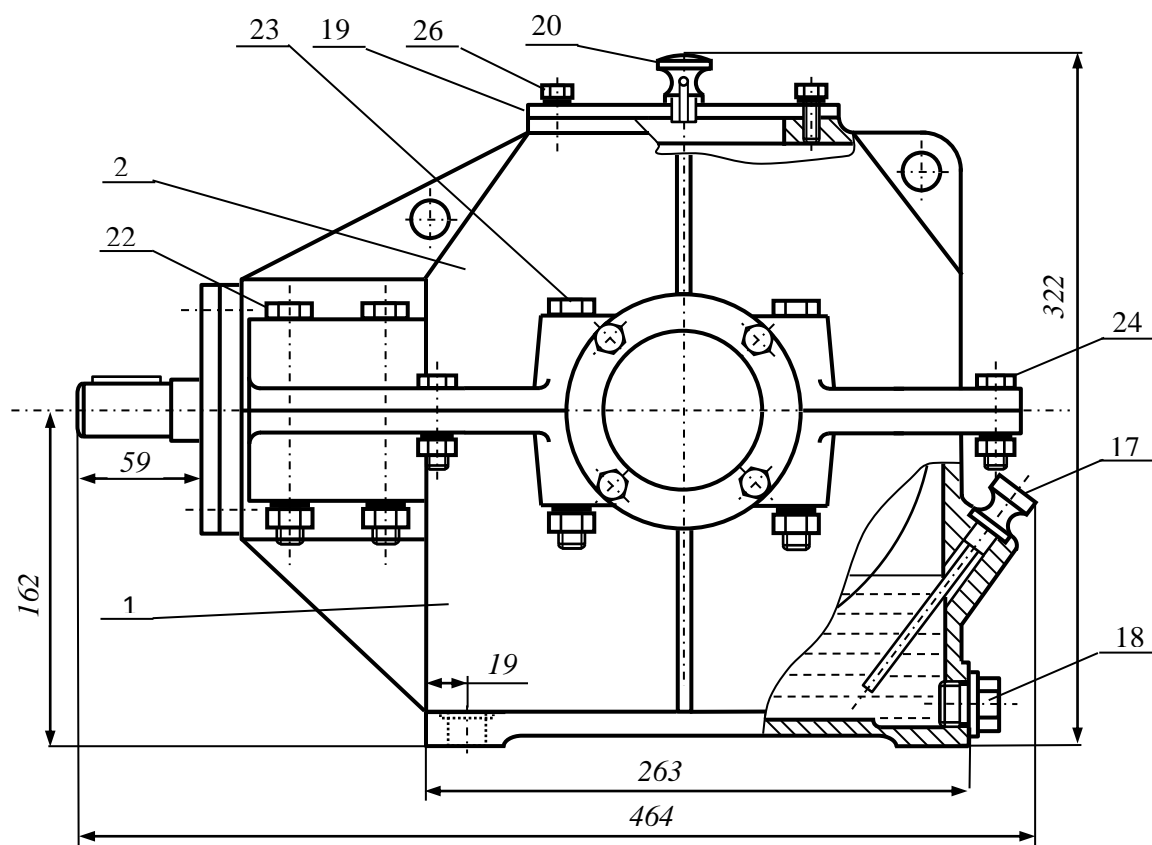


рис 15.17. Сборочный чертёж конического редуктора

Формат	Зона	Позиция	Обозначение	Наименование	Кол	Примечание
				<u>Документация</u>		
A4				Расчётно-пояснительная записка	1	
				Эскизная компоновка	1	
A1			К.П. 17.12.10	Сборочный чертёж	1	
A2			К.П. 17.12.10	Рабочий чертёж	1	
				<u>Сборочные единицы</u>		
A1	1		К.П. 17.12.10.СБ	Корпус редуктора	1	СЧ 15-32
A1	2		К.П. 17.12.10. СБ	Крышка редуктора	1	СЧ 15-32
A1	3		К.П. 17.12.10. СБ	Ведущий вал	1	Сталь 40
A1	4		К.П. 17.12.10. СБ	Ведомый вал	1	Сталь 40
				<u>Детали</u>		
A1	5		К.П. 17.12.10.	Шестерня	1	Сталь 40
A1	6		К.П. 17.12.10.	Зубчатое колесо	1	Пулат 40
A1	7		К.П. 17.12.10.	Подшипник 7207	2	
A1	8		К.П. 17.12.10.	Подшипник 7208	2	
A1	9		К.П. 17.12.10.	Крышка подшипника	1	СЧ 15-32
A1	10		К.П. 17.12.10.	Крышка подшипника	1	СЧ 15-32
A1	11		К.П. 17.12.10.	Крышка подшипника	1	СЧ 15-32
A1	12		К.П. 17.12.10.	Стакан	1	СЧ 15-32
A1	13		К.П. 17.12.10.	Уплотнение	1	Войлочное
A1	14		К.П. 17.12.10.	Уплотнение	1	Войлочное
A1	15		К.П. 17.12.10.	Упорное кольцо	1	СЧ 15-32
A1	16		К.П. 17.12.10.	Упорная втулка	1	Сталь3
A1	17		К.П. 17.12.10.	Маслоуказатель	1	
A1	18		К.П. 17.12.10.	Масленная пробка М20		
A1	19		К.П. 17.12.10.	Смотровое окно	1	
A1	20		К.П. 17.12.10.	Отдушина М18	1	
A1	21		К.П. 17.12.10.	Шайба	1	Сталь3
				<u>Стандартные изделия</u>		
		22		Болт М12	4	.
		23		Болт М14	4	
		24		Болт М12	6	
		25		Болт М10	4	
		26		Болт М10	4	
				Болт М10	1	
				Гайка М12,5	10	
				Гайка М14,5	4	
				Пружинаая шайба 12	10	Сталь 65Г
				Пружинаая шайба 14	4	Сталь 65Г
				Пружинаая шайба 10	9	Сталь 65Г
				Шпонка 14×9×40	1	Сталь 40
				Шпонка 8×7×40	1	Сталь 40
				Конический штифт 8×45	2	Сталь 40

рис 15.18. Спецификации сборочного чертежа конического редуктора (рис 15.17)

Технические характеристики:
 Мощность на входном валу $P=5,54 \text{ кВт}$
 Частота вращения ведущего вала
 $n_1=967 \text{ айл/мин}$
 Передаточное число $u=20$

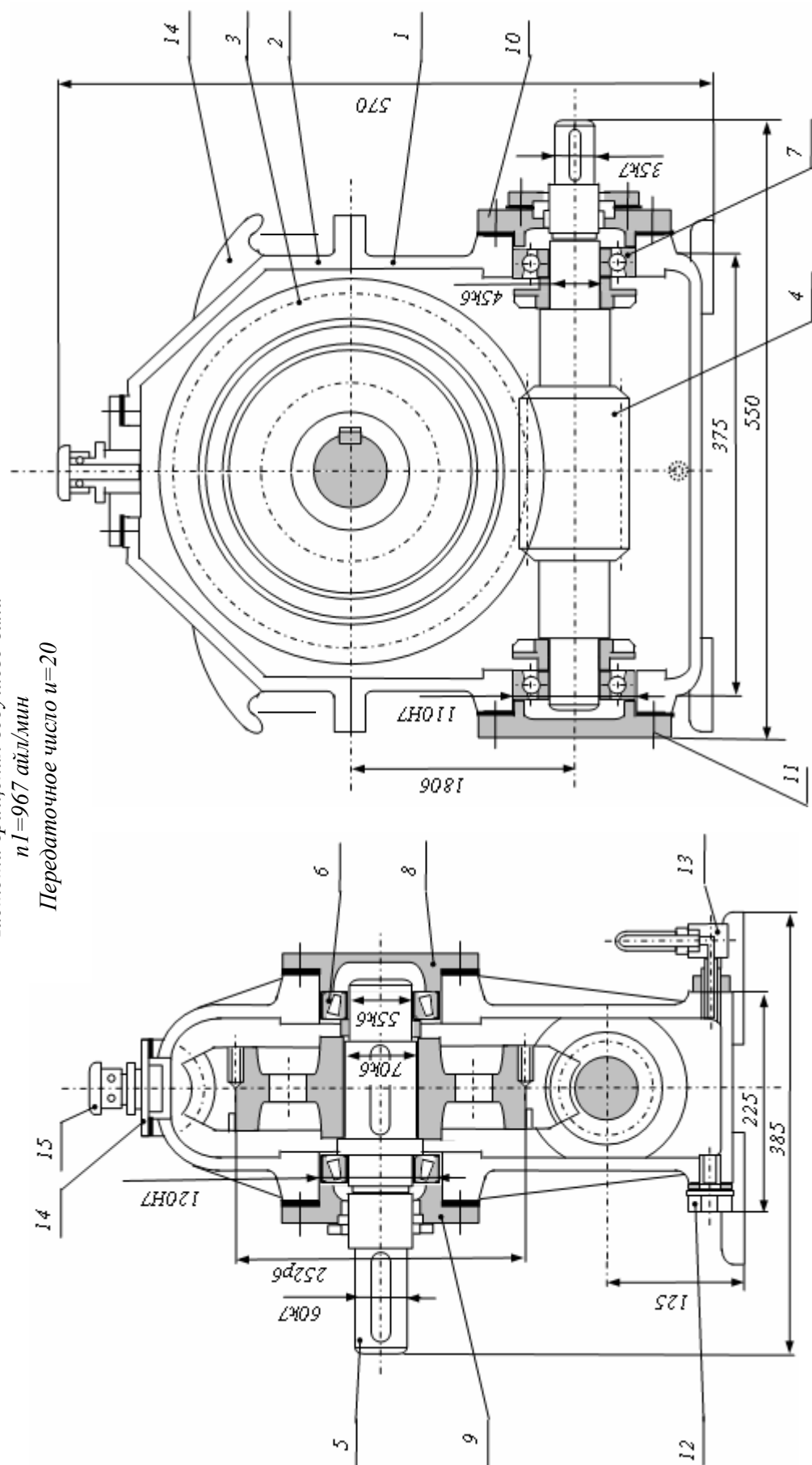


рис 15.19. Сборочный чертёж червячного редуктора

[illegible]

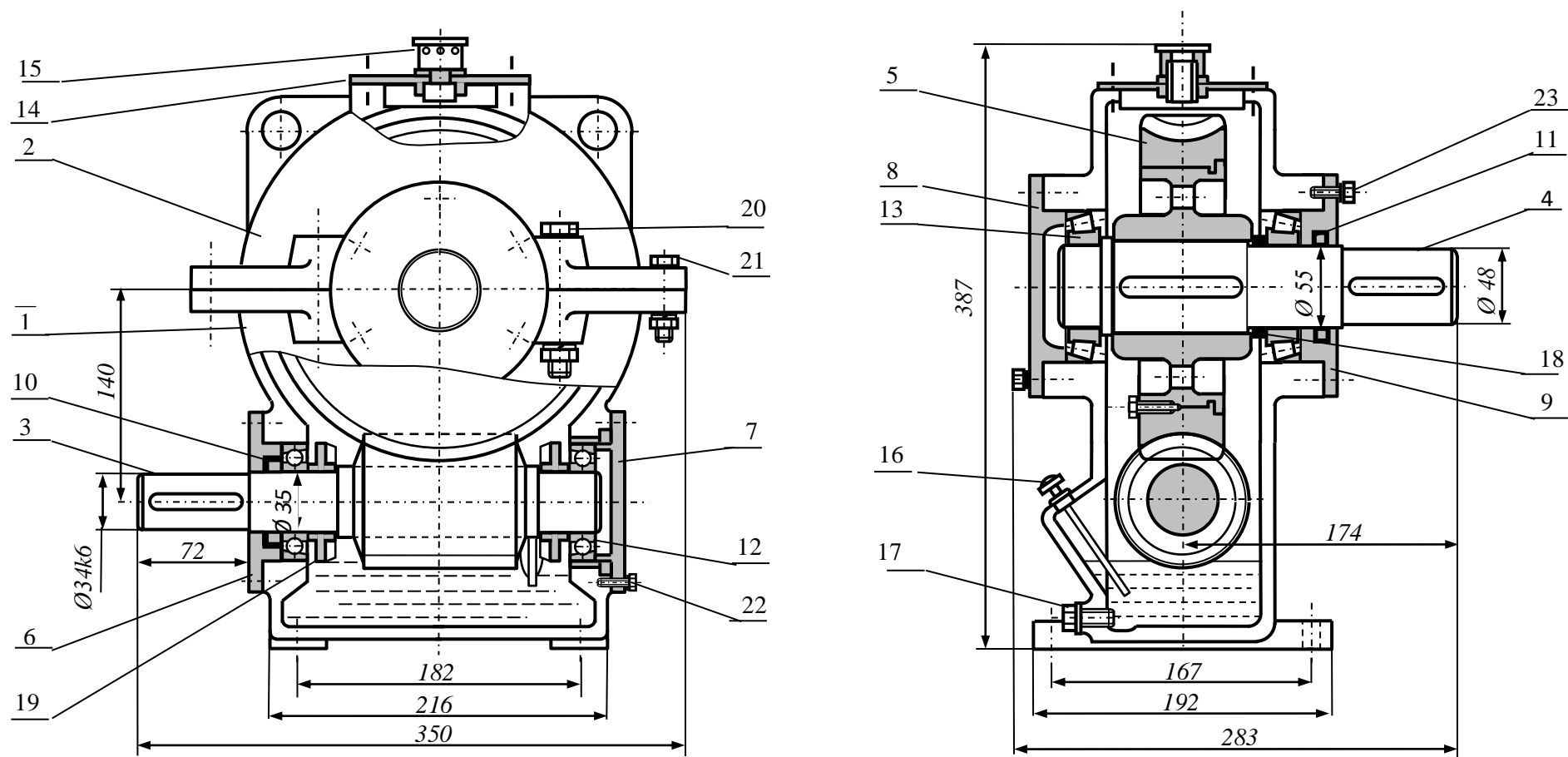


рис 15.21. Сборочный чертёж червячного редуктора

Формат	Зона	Позиция	Обозначение	Наименование	Кол	Примечание		
				Документация				
A4				Расчётно-пояснительная записка	1			
				Эскизная компоновка	1			
A1			К.П. 17.12.10	Сборочный чертёж	1			
A2			К.П. 17.12.10	Рабочий чертёж	1			
				Сборочные единицы				
A1		1	К.П. 17.12.10.СБ	Корпус редуктора	1	СЧ 15-32		
A1		2	К.П. 17.12.10. СБ	Крышка редуктора	1	СЧ 15-32		
A1		3	К.П. 17.12.10.СБ	Ведущий вал (червяк)	1	Сталь 45		
A1		4	К.П. 17.12.10. СБ	Етакланувчи вал	1	Сталь 40		
A1		5	К.П. 17.12.10.СБ	Червячное колесо (сборочное)	1			
				Детали				
A1		6	К.П. 17.12.10	Крышка подшипника	1	СЧ 15-32		
A1		7	К.П. 17.12.10	Крышка подшипника	1	СЧ 15-32		
A1		8	К.П. 17.12.10	Крышка подшипника	1	СЧ 15-32		
A1		9	К.П. 17.12.10	Крышка подшипника	1	СЧ 15-32		
A1		10	К.П. 17.12.10	Уплотнение	1	Манжет		
A1		11	К.П. 17.12.10	Уплотнение	1	Манжет		
A1		12	К.П. 17.12.10	Подшипник 46207	2			
A1		13	К.П. 17.12.10	Подшипник 32311	2			
A1		14	К.П. 17.12.10	Смотровое окно	1			
A1		15	К.П. 17.12.10	Отдушина	1			
A1		16	К.П. 17.12.10	Маслоуказатель	1			
A1		17	К.П. 17.12.10	Масленная пробка М18	1			
A1		18	К.П. 17.12.10	Упорное кольцо	1	Ст3		
A1		19	К.П. 17.12.10	Брызговик	2	Ст3		
				Стандартные изделия				
		20		Болт М16	4			
		21		Болт М14	4			
		22		Болт М10	10			
		23		Болт М12	10			
				Болт М8	4			
				Гайка М16,5	4			
				Гайка М14,5	4			
				Пружинная шайба 16	4	Сталь 65Г		
				Пружинная шайба 14	4	Сталь 65Г		
				Пружинная шайба 10	10	Сталь 65Г		
				Пружинная шайба 12	10	Сталь 65Г		
				Пружинная шайба 8	4	Сталь 65Г		
				Шпонка 14×9×70	1	Сталь 40		
				Конический штифт 8×45	2	Сталь 45		
				К.П.17.12.10				
Изм	Лист	№ док	Подп	Дата				
Разраб.					Литера	Лист	Листы	
Проверил					У		1	1
Чертил					каф. ТМС			
Принял								

рис 15.22. Спецификации сборочного чертежа червячного редуктора (рис 15.21)

Технические характеристики:
 Мощность на входном валу $P=7,54$
 кВт
 Частота вращения ведущего вала
 $n_1=968$ айл./мин
 Передаточное число $u=6,28$

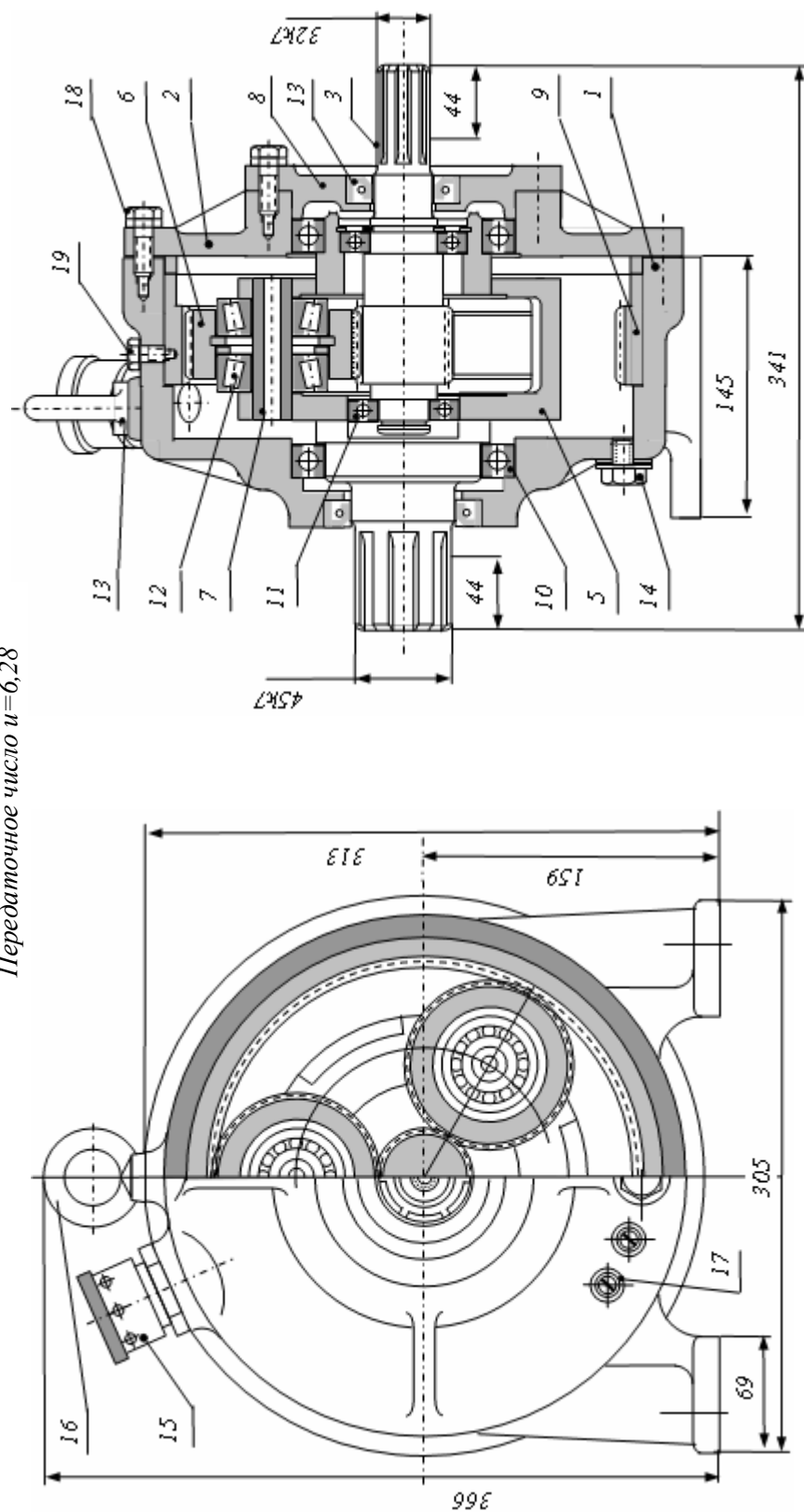


рис 15.23. Сборочный чертёж планетарного редуктора

[illegible]

рис 15.24. Спецификации сборочного чертежа планетарного редуктора (рис 15.23)

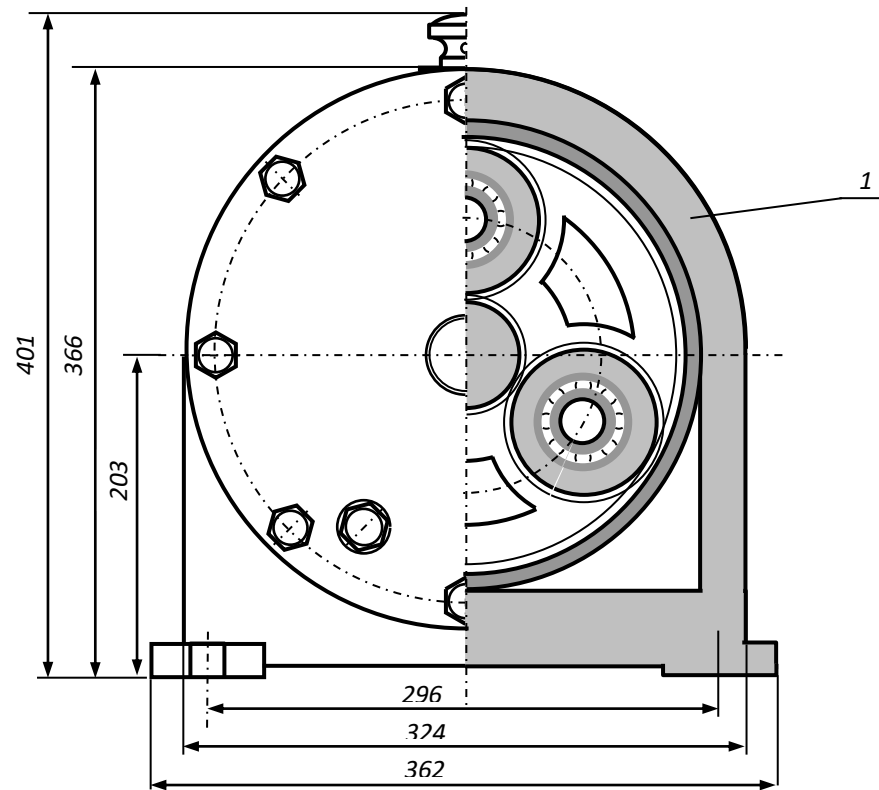
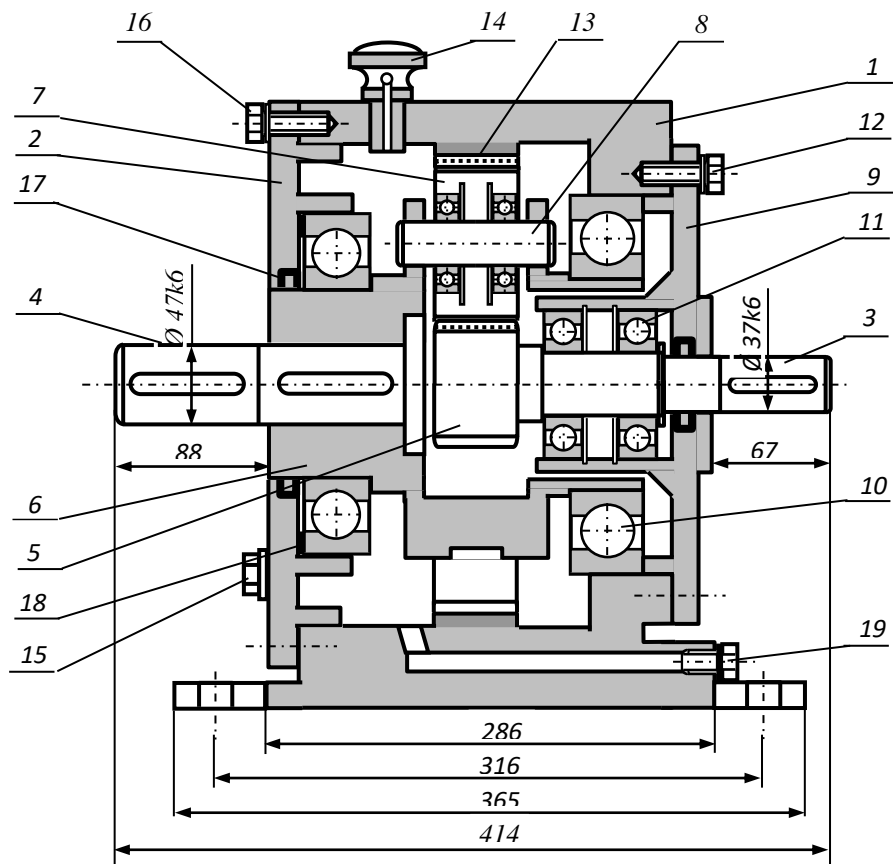


рис 15.25. Сборочный чертёж планетарного редуктора

Формат	Зона	Позиция	Обозначение	Наименование	Кол	Примечание
				Документация		
A4				Расчётно-пояснительная записка	1	
				Эскизная компоновка	1	
A1			К.П. 17.12.10	Сборочный чертёж	1	
A2			К.П. 17.12.10	Рабочий чертёж	1	
				Сборочные единицы		
A1		1	К.П. 17.12.10.СБ	Корпус редуктора	1	СЧ 15-32
A1		2	К.П. 17.12.10. СБ	Крышка редуктора	1	СЧ 15-32
A1		3	К.П. 17.12.10.СБ	Ведущий вал	1	Сталь 40
A1		4	К.П. 17.12.10. СБ	Ведомый вал	1	Сталь 40
A1		5	К.П. 17.12.10.СБ	Солнечная шестерня	1	Сталь 40
				Детали		
A1		6	К.П. 17.12.10	Водило	1	Сталь 40
A1		7	К.П. 17.12.10	Сателлит	3	Сталь 40
A1		8	К.П. 17.12.10	Ось сателлита	3	Сталь 40
A1		9	К.П. 17.12.10	Крышка подшипника	1	СЧ 15-32
A1		10	К.П. 17.12.10	Подшипник 220	2	
A1		11	К.П. 17.12.10	Подшипник 207	2	
A1		12	К.П. 17.12.10	Подшипник204	6	
A1		13	К.П. 17.12.10	Эпицикл	1	Сталь 40
A1		14	К.П. 17.12.10	Отдушина	1	
A1		15	К.П. 17.12.10	Маслоуказатель	1	
A1		17	К.П. 17.12.10	Уплотнение	2	Манжет
A1		18	К.П. 17.12.10	Упорное кольцо	1	Ст3
A1		19	К.П. 17.12.10	Масленная пробка М18	1	
				Стандартные изделия		
A1		16	К.П. 17.12.10	Болт М16	16	
				Шпонка 10×8×50	1	
				Пружинная шайба 16	16	Сталь 65Г
				Упорное кольцо	6	Ст3
				Упорное кольцо	6	Ст3
			</			

рис 15.26. Спецификации сборочного чертежа планетарного редуктора (рис 15.25)

15.3. Рабочие чертежи

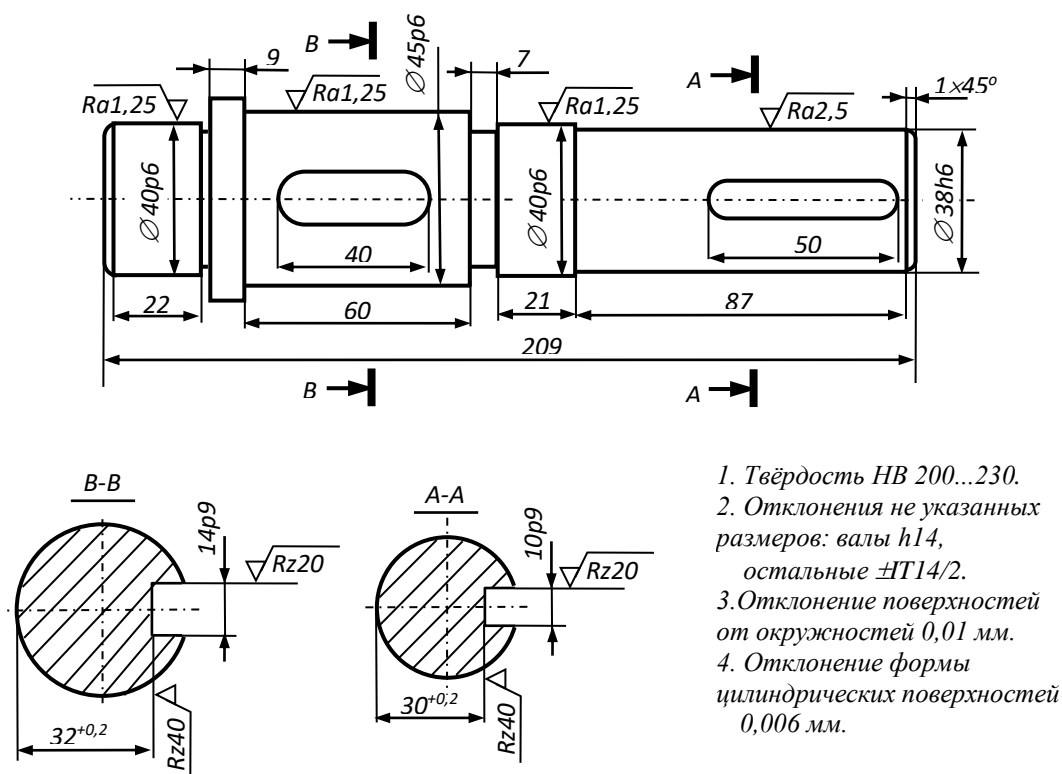


рис 15.27. Ведомый вал. Сталь 45. Рабочий чертёж. (рис 15.11)

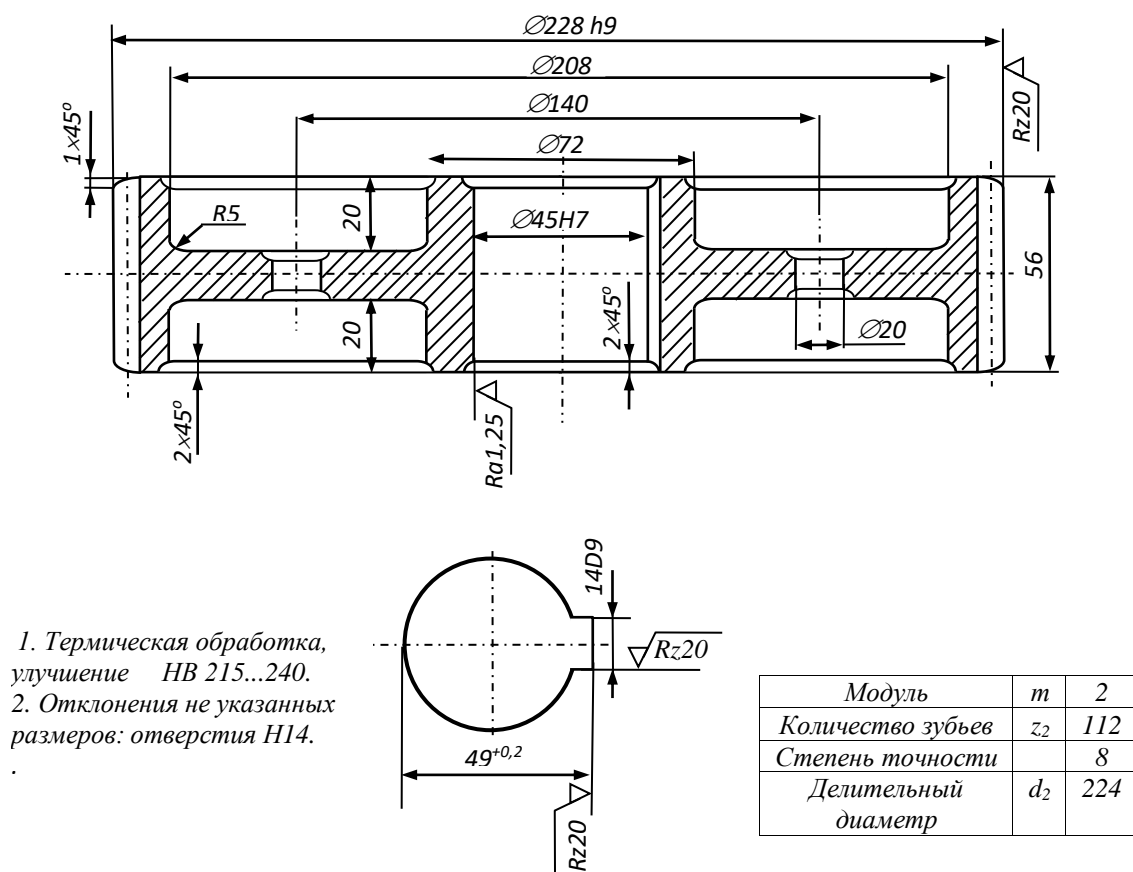


рис 15.28. Зубчатое колесо. Сталь 45. Рабочий чертёж. (рис 15.11)

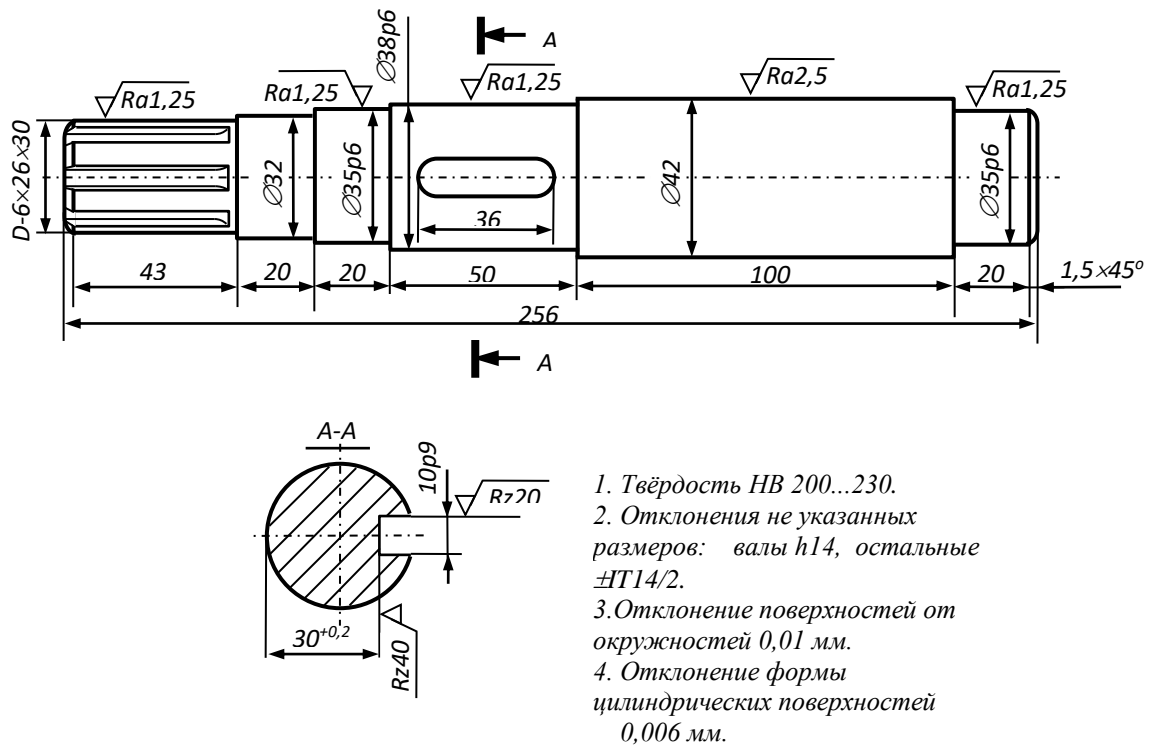


рис 15.29. Ведомый вал. Сталь 45. Рабочий чертёж. (рис 15.15)

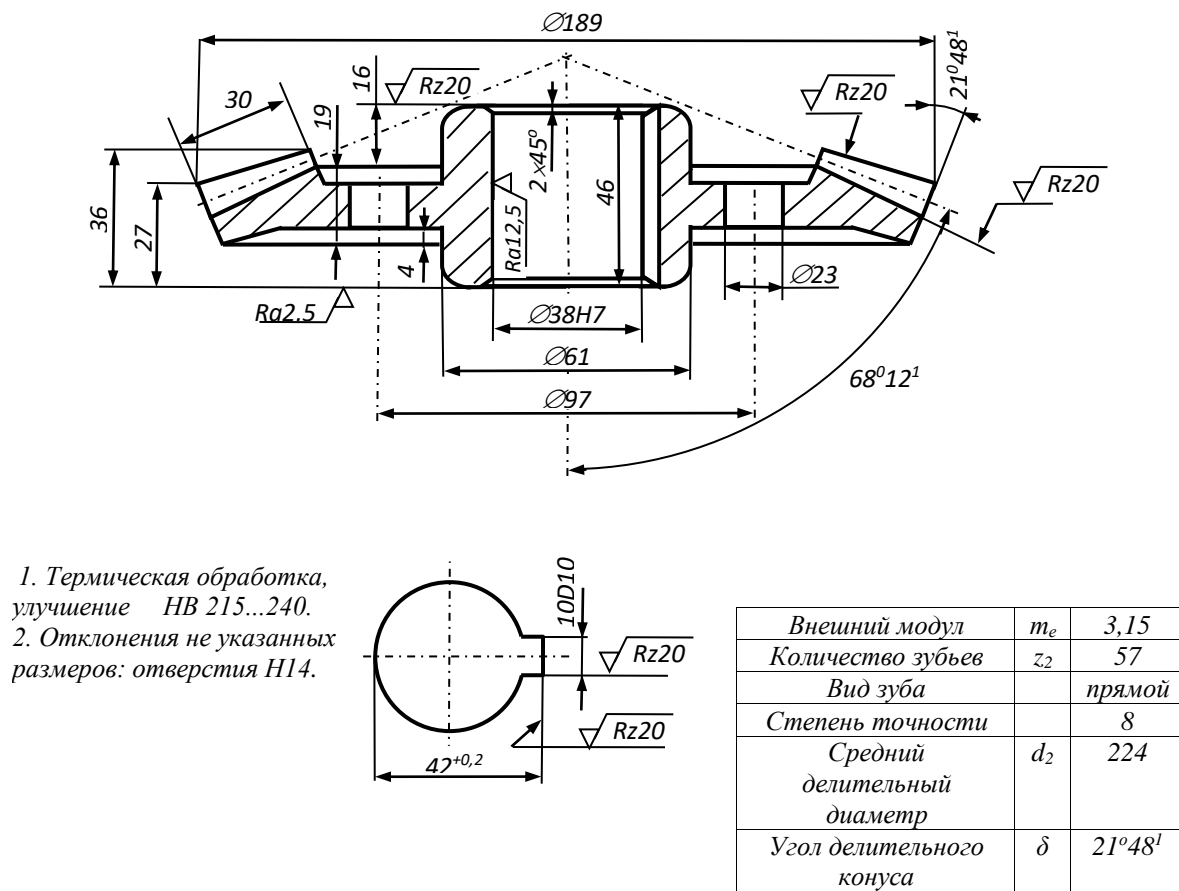
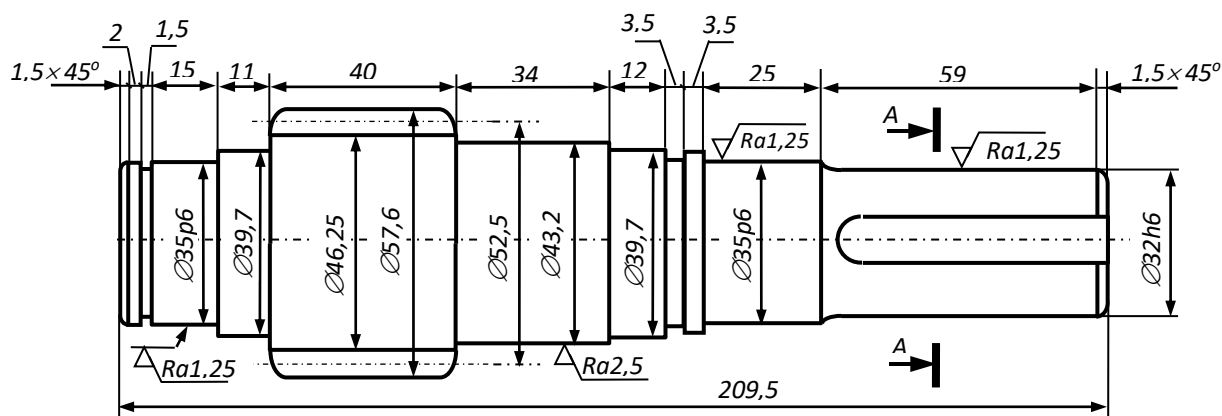
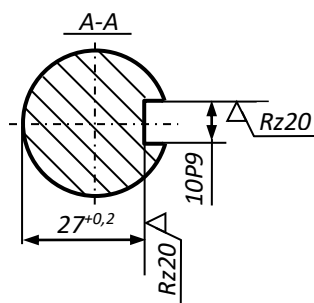


рис 15.30. Зубчатое колесо. Сталь 45. Рабочий чертёж. (рис 15.15)

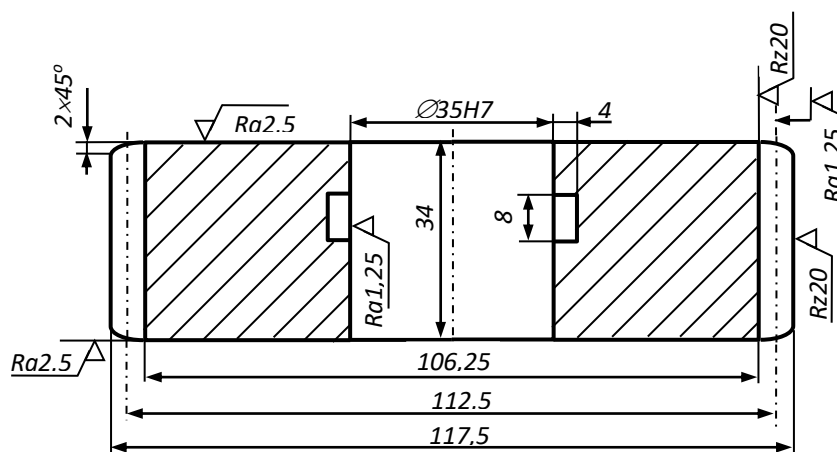


1. Твёрдость HB 230...260.
2. Отклонения не указанных размеров: валы h14, остальные $\pm IT14/2$.
3. Отклонение поверхностей от окружностей 0,01 мм.
4. Отклонение формы цилиндрических поверхностей 0,006 мм.



Модуль	m	2,5
Количество зубьев	z_a	21
Степень точности		8
Делительный диаметр	d_a	52,5
Межосевое расстояние	a	82,5

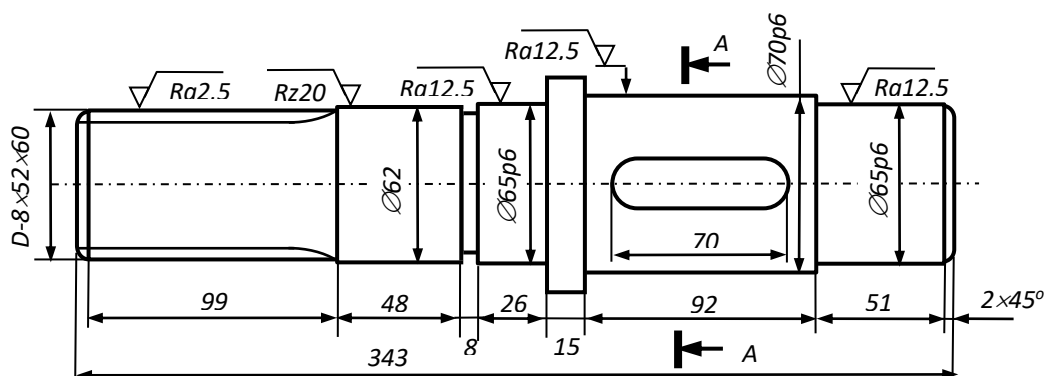
рис 15.31. Ведущий солнечный вал. Сталь 45. Рабочий чертёж. (рис 15.23)



1. Твёрдость HB 200...230.
2. Отклонения не указанных размеров: валы h14, остальные $\pm IT14/2$.
3. Отклонение поверхностей от окружностей 0,01 мм.
4. Отклонение формы цилиндрических поверхностей 0,006 мм.

Модуль	m	2,5
Количество зубьев	z_g	45
Степень точности		8
Делительный диаметр	d_g	112,5

рис 15.32. Сателлит. Сталь 40. Рабочий чертёж. (рис 15.23)



1. Твёрдость HB 200...230.
2. Отклонения не указанных размеров: валы $h14$, остальные $\pm IT14/2$.
3. Отклонение поверхностей от окружностей 0,01 мм.
4. Отклонение формы цилиндрических поверхностей 0,006 мм.

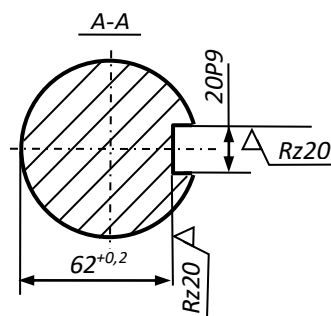
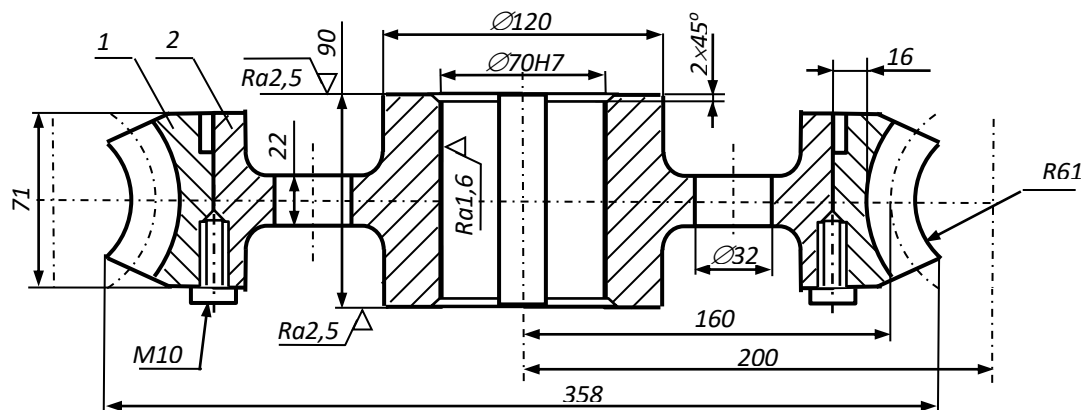
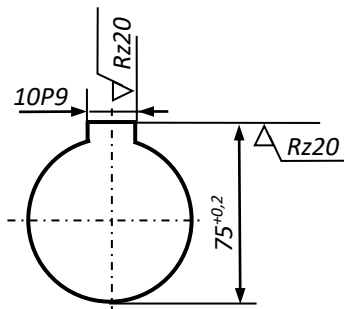


рис 15.33. Ведомый вал. Сталь 40. Рабочий чертёж. (рис 15.21)

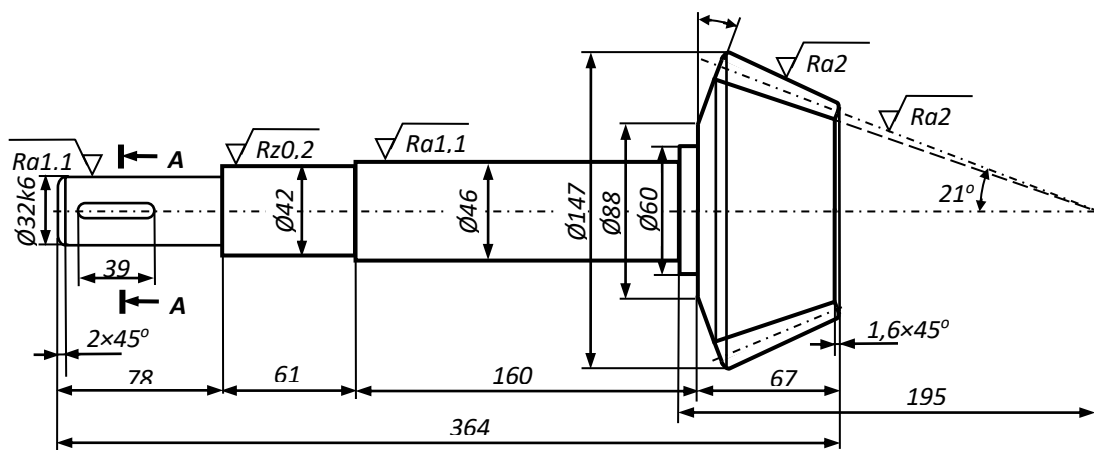


1. Материал венца БрАЖ9-4.
2. Материал центра Ст40Л.
3. Не указанные радиусы R3
4. Отклонения не указанных размеров:
литьё $\pm IT16/2$, отверстия $H14$,
остальные $\pm IT14/2$.

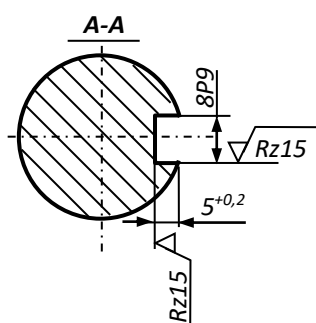


Модуль	m	8
Количество зубьев	z_2	40
Линия зуба		правое
Степень точности		8
Делительный диаметр	d_2	320
Межосевое расстояние	a	200

рис 15.34. Червячное колесо. Рабочий чертёж. (рис 15.21)

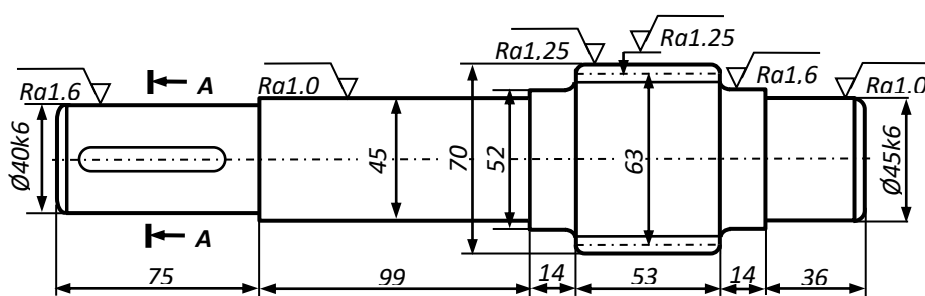


1. Твёрдость HB 210...250.
2. Зубчатый венец закалка ТВЧ HBS 40...50
3. Отклонения не указанных размеров: $\pm IT14/2$.

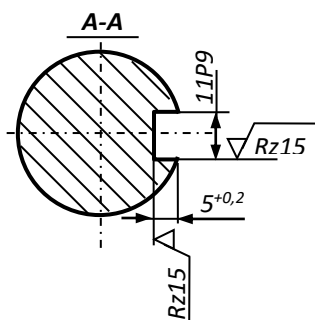


Средний нормальный модуль	m_n	3
Количество зубьев	Z_1	12
Угол делительного конуса	δ	21°
Угол межосевых передач		90°
Средний делительный диаметр	d_1	44
Внешнее конусное расстояние	Re	95,3
Степень точности		8

рис 15.35. Вал - конусной шестерени. Сталь 45. Рабочий чертёж.



1. Твёрдость HB 210...250.
2. Зубчатый венец закалка ТВЧ HBS 40...50
3. Отклонения не указанных размеров: $\pm IT14/2$.



Модуль	m	2,5
Количество зубьев	Z_1	21
Делительный диаметр	d_1	62,5
Степень точности		8

рис 15.36. Вал - шестерня. Сталь 45. Рабочий чертёж.

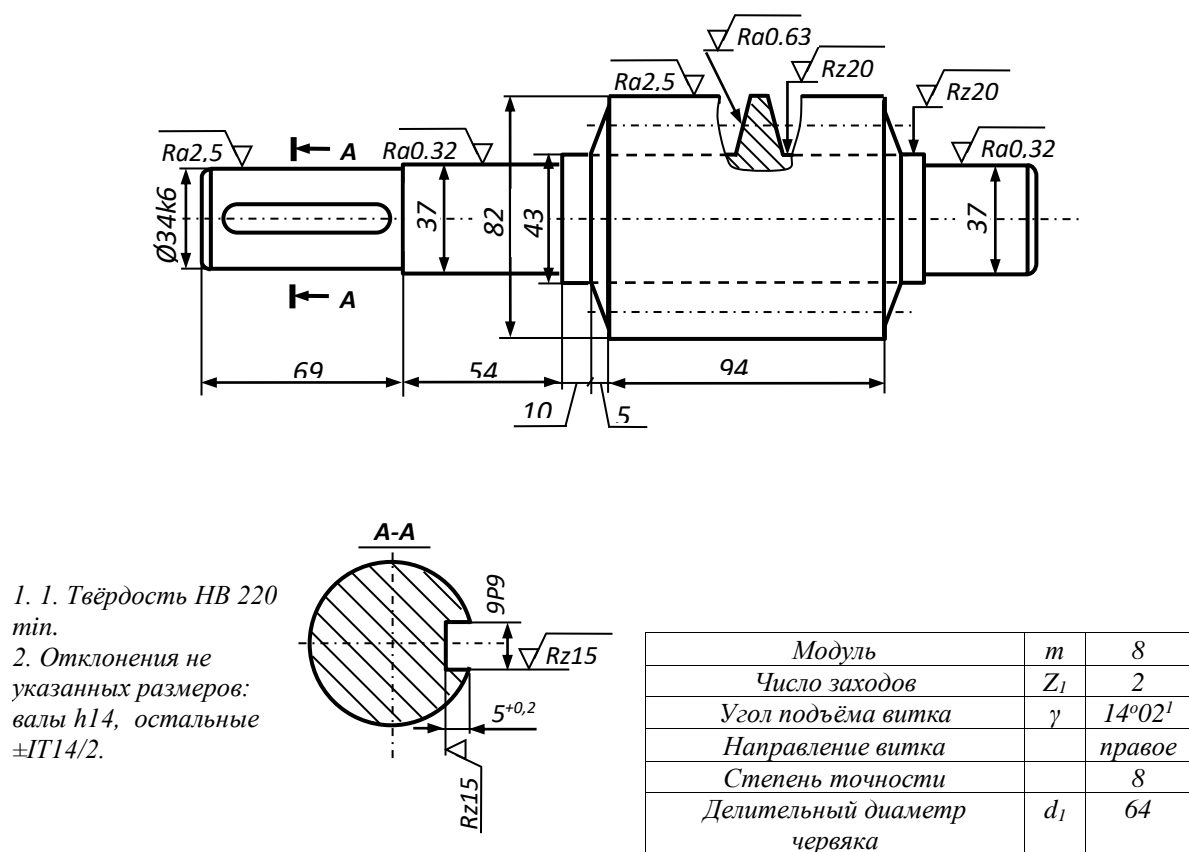


рис 15.37. Вал - червяк. Сталь 45. Рабочий чертёж. (рис 15.21)

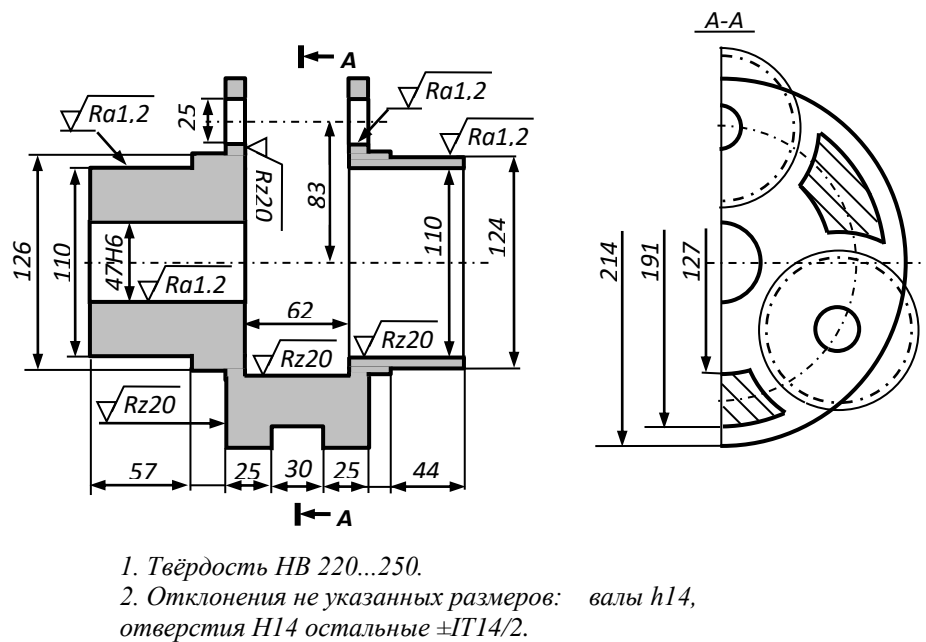


рис 15.38. Водило. Сталь 45. Рабочий чертёж. (рис 15.25)

Использованная литература:

1. Иванов М.Н. Детали машин: учебник / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – М.: Высш.шк., 2005. – 408 с.
2. В.Н. Горелов, Е.К. Кичаев, И.А. Кокорев. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие – 2-е изд., доп. – Самара. Самар. гос. техн. ун-т, 2013. – 248 с.: ил.
3. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин – М.: Высшая школа, 2006.
4. Курсовое проектирование деталей машин : Учебное пособие / С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. М. Чернин, Г. М. Ицкович, В. П. Козинцов. – 3-е изд., стереотипное. – М. : ООО ТИД «Альянс», 2005. – 416 с.
5. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 11-е изд., стер. – М. : Издательский центр «Академия», 2008. – 496 с.
6. Иванов, М. Р, Финогенов, В. А. Детали машин. — 12-е изд., испр. — М. : Высшая школа, 2008.
7. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособ. / А.Е. Шейнблит. – Калининград: Янтарный сказ, 2005. – 455 с.
8. Чернилевский Д.В. Детали машин. Проектирование приводов технологического оборудования: учеб. пособ. / Д.В. Чернилевский. – М.: Машиностроение, 2002. – 560 с.
9. Андросов А.А. Расчет и проектирование деталей машин: учеб. пособ. / А.А. Андросов. – Ростов н/Д: Феникс, 2006. – 286 с.
10. Дунаев П.Ф. Детали машин. Курсовое проектирование: учеб. пособ. / П.Ф. Дунаев. – М.: Машиностроение, 2004. – 560 с.
11. Балдин В.В. Детали машин и основы конструирования: Передатки: учеб. пособ. / В.В. Балдин, В.В. Галевко. – М.: ИКЦ «Академкнига», 2006. – 332 с.
12. Курмаз Л.В. Детали машин: Проектирование: справ. учеб.-метод. пособ. / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. – М.: Высш. шк., 2005. – 308 с.

13. Кудрявцев В. Н. и др. Планетарные передачи: Справочник / Авт.: В. Н. Кудрявцев, Ю. Н. Кирдяшев, Е. Г. Гинзбург, Ю. А. Державец, А. Н. Иванов, Е. С. Кисточкин, И. С. Кузьмин, А. Л. Филипенков; Под ред. докторов техн. наук В. Н. Кудрявцева и Ю. Н. Кирдяшева. — Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1977. — 536 с. — 39 000 экз.

14. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т. 1. перераб. и доп. Под ред. И. Н. Жестковой. М.: Машиностроение, 2001. ... 1992 г.) переработано ...920 страниц.

15. Детали машин: Атлас конструкций: в 2 ч. Ч.1, Ч.2/под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1992. – 352 с.

16. Иосилевич, Г. Б. Прикладная механика: Для студентов вузов : учебное пособие / Г. Б. Иосилевич, П. А. Лебедев, В. С. Стреляев. — Москва : Машиностроение, 2012. — 576 с.

17. Б.М.Мамажанов, Ш.Б.Мадалиев «Технология машиностроения» методические указания по выполнению курсового проекта. Ташкент: СБУМИПТК. 2023. 50с.

18. Ш.Б.Мадалиев, Х.Б.Мадалиев «Детали машин» методические указания по выполнению лабораторных работ. Ташкент: СБУМИПТК. 2023. 81с.

19. Андреев, В. И. Детали машин и основы конструирования. Курсовое проектирование : учебное пособие / В. И. Андреев, И. В. Павлова. — Санкт-Петербург : Лань, 2013. — 352 с.

20. Анурьев Василий Иванович. Справочник конструктора машиностроителя : в 3-х т. [Электронный ресурс] / В. И. Анурьев. — Мультимедиа ресурсы (10 директорий; 100 файлов; 740МВ). — Москва: Машиностроение, 2013.

21. <https://lib.tpu.ru/fulltext2/m/2015/FN/fn-78.pdf>

22. <http://www.edu.ru/>

23. <https://e.lanbook.com/book/>

24. https://lib.tpu.ru/fulltext2/m/2013/FN/fn-2396_01.pdf

