

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Оренбургский государственный университет»

Г.А. Клещарева, С.Ю. Решетов, Ю.А. Чирков

РАСЧЁТЫ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ

Учебное пособие

Рекомендовано ученым советом федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Оренбургский государственный университет» для обучающихся по образовательным программам высшего образования по направлениям подготовки 15.03.01 Машиностроение, 15.03.02 Технологические машины и оборудование, 15.03.03 Прикладная механика, 15.03.04 Автоматизация технологических процессов и производств, 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 15.03.06 Мехатроника и робототехника

Оренбург
2019

УДК 621.83(075.8)
ББК 34.445я73
К48

Рецензент – профессор, доктор технических наук А.Н. Поляков

К48 Клещарева, Г. А.
Расчёты механических приводов [Электронный ресурс] :
учебное пособие / Г. А. Клещарева, С. Ю. Решетов, Ю. А. Чирков;
Оренбургский гос. ун-т. – Оренбург: ОГУ, 2019. – 105 с.
ISBN 978-5-7410-2320-4

Учебное пособие предназначено для выполнения расчетов механических приводов в курсовых проектах, работах и других видах самостоятельной работы по дисциплинам «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Основы конструирования», «Машиноведение», «Детали мехатронных модулей и их конструирование» для обучающихся по образовательным программам высшего образования по направлениям подготовки 15.03.01 Машиностроение, 15.03.02 Технологические машины и оборудование, 15.03.03 Прикладная механика, 15.03.04 Автоматизация технологических процессов и производств, 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 15.03.06 Мехатроника и робототехника. Данное учебное пособие также может быть полезно при выполнении отдельных разделов выпускных квалификационных работ.

УДК 621.83(075.8)
ББК 34.445я73

ISBN 978-5-7410-2320-4

© Клещарева Г.А.,
Решетов С.Ю.,
Чирков Ю.А., 2019
© ОГУ, 2019

Содержание

Введение.....	5
1 Кинематический расчет механического привода	7
1.1 Описание кинематических схем приводов.....	7
1.2 Исходные данные для проектирования приводов	11
1.3 Последовательность кинематического расчета	23
1.4 Общие сведения о приводе (схема 1 (ЭД – ОП – ЗП – М – ЦК)).....	25
1.5 Общие сведения о приводе (схема 2 (ЭД – М – ЗП – ОП – ЛТ))	26
1.6 Общие сведения о приводе (схема 2 (ЭД – М – ЗП – ОП – ЦК)).....	27
1.7 Выбор электродвигателя	28
1.8 Определение основных кинематических характеристик привода.....	36
1.9 Вопросы для самопроверки.....	40
2 Расчет закрытых цилиндрических эвольвентных передач.....	41
2.1 Общие сведения о цилиндрических эвольвентных передачах.....	41
2.2 Исходные данные для расчета цилиндрических передач.....	43
2.3 Выбор материала зубчатых колес, назначение упрочняющей обработки...44	
2.4 Определение допускаемых напряжений.....	46
2.5 Определение размеров зубчатых колес и параметров зацепления	47
2.6 Проверочные расчеты цилиндрических эвольвентных передач.....	54
2.7 Определение сил, действующих в зацеплении цилиндрических эвольвентных передачах.....	58
2.8 Конструирование цилиндрических зубчатых колес.....	59
2.8.1 Водущее колесо - шестерня.....	59
2.8.2 Ведомое колесо.....	60
2.9 Вопросы для самопроверки.....	63
3 Расчет закрытых конических передач	64
3.1 Общие сведения о закрытых конических передачах.....	64

3.2	Исходные данные для расчета конических передач	66
3.3	Выбор материала зубчатых колес, назначение упрочняющей обработки ..	67
3.4	Определение допускаемых напряжений.....	68
3.5	Определение геометрических параметров конического зацепления	69
3.6	Проверочные расчеты конической передачи	72
3.7	Определение сил, действующих в коническом зацеплении.....	77
3.8	Конструирование конических зубчатых колес	78
3.8.1	Ведущее колесо	78
3.8.2	Ведомое колесо.....	79
3.9	Вопросы для самопроверки.....	81
4	Расчет закрытых червячных передач	82
4.1	Общие сведения о закрытых червячных передачах	82
4.2	Исходные данные	84
4.3	Выбор материала червячной пары и определение допускаемых напряжений	85
4.4	Определение геометрических параметров червячного зацепления	88
4.5	Проверочные расчеты червячной передачи	92
4.6	Определение сил, действующих в зацеплении, и КПД передачи.....	95
4.7	Тепловой расчет и охлаждение червячных передач.....	96
4.8	Конструирование червяка и червячного колеса	98
4.8.1	Ведущее звено – червяк.....	98
4.8.2	Ведомое звено – червячное колесо.....	99
4.9	Вопросы для самопроверки.....	101
	Список использованных источников	103

Введение

В процессе изучения дисциплин «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Основы конструирования», «Машиноведение», «Детали мехатронных модулей и их конструирование» обучающиеся получают теоретические знания по расчету и конструированию деталей и узлов общего назначения, встречающихся в различных механизмах и машинах. Полученные знания закрепляются выполнением курсовых проектов (работ) и расчетно-графических заданий, в которых обучающиеся на практике выполняют расчеты и конструирование механизмов, чаще всего приводы различных машин, содержащие детали и узлы общего назначения.

Расчет механического привода является неотъемлемой частью расчетов, выполняемых обучающимися в процессе работы над курсовыми проектами (работами) и расчетно-графическими заданиями. Результаты расчета являются исходными данными для дальнейшей работы при проектировании и конструировании механических приводов.

В настоящем учебном пособии даны рекомендации, справочный материал и примеры расчетов типовых механических приводов машин.

Условные обозначения величин приняты в соответствии с рекомендациями международных стандартов (например, ISO R31) и отечественных государственных (ГОСТ Р) и межгосударственных (ГОСТ) стандартов. При этом использована международная система (*SI*) единиц величин, а внесистемная единица частоты вращения (*об/мин*) применяется лишь дополнительно к единице угловой скорости (*рад/с*).

В учебном пособии приведены также варианты кинематических схем приводов машин, которые могут быть использованы в качестве исходных данных к курсовым проектам (работам) и расчетно-графическим работам.

Данное учебное пособие должно способствовать ускорению разработки и оформления расчетов, их унификации, а также реализации некоторых компетенций, перечисленных ниже.

Для направлений подготовки 15.03.01 Машиностроение: ПК-5 умением учитывать технические и эксплуатационные параметры деталей и узлов изделий машиностроения при их проектировании; 15.03.02 Технологические машины и оборудование: ОПК-1 способностью к приобретению с большой степенью самостоятельности новых знаний с использованием современных образовательных и информационных технологий; 15.03.03 Прикладная механика: ОПК-8 умением использовать нормативные документы в своей деятельности; 15.03.04 Автоматизация технологических процессов и производств: ПК-19 способностью участвовать в работах по моделированию продукции, технологических процессов, производств, средств и систем автоматизации, контроля, диагностики, испытаний и управления процессами, жизненным циклом продукции и ее качеством с использованием современных средств автоматизированного проектирования, по разработке алгоритмического и программного обеспечения средств и систем автоматизации и управления процессами; 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств: ПК-2 способностью использовать методы стандартных испытаний по определению физико-механических свойств и технологических показателей материалов и готовых машиностроительных изделий, стандартные методы их проектирования, прогрессивные методы эксплуатации изделий; 15.03.06 Мехатроника и робототехника: ПК-11 способностью производить расчёты и проектирование отдельных устройств и подсистем мехатронных и робототехнических систем с использованием стандартных исполнительных и управляющих устройств, средств автоматики, измерительной и вычислительной техники в соответствии с техническим заданием;

1 Кинематический расчет механического привода

1.1 Описание кинематических схем приводов

Кинематические схемы механических приводов, как правило, состоят из электродвигателя, редуктора (закрытой передачи), открытой передачи, муфт и приводного (рабочего) вала рабочего органа машины (при этом, некоторые элементы могут отсутствовать).

Каждый структурный элемент привода на кинематической схеме имеет свое индивидуальное обозначение.

Для рассматриваемых приводов рекомендуется выбирать трехфазные асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором серии – АИР выполненные по ТУ 16–525.564–84 [2], имеющие простую конструкцию, небольшую стоимость и достаточно высокую надежность.

Эти двигатели характеризуются:

- номинальной мощностью $P_{эд.ном}$, кВт;
- синхронной частотой вращения ротора n_c , об/мин;
- асинхронной частотой вращения ротора $n_{эд}$, об/мин;
- кратностью максимального и номинального вращающих моментов

$$T_{max}/T_{ном}.$$

Синхронная (теоретическая) частота вращения ротора (вала) электродвигателя определяется зависимостью:

$$n_c = \frac{60 \cdot f}{p},$$

где f – промышленная частота тока, Гц;

p – число пар полюсов электродвигателя.

Значения n_c в зависимости от числа пар полюсов p при $f = 50$ Гц приведены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Синхронная частота вращения вала электродвигателя n_c

p , число пар полюсов	1	2	3	4	5	6
n_c , об/мин	3000	1500	1000	750	600	500

Как видно из таблицы 1.1, с увеличением числа пар полюсов уменьшается частота вращения электродвигателя, но увеличивается его стоимость.

Поскольку двигатели с большим числом пар полюсов имеют большие габариты, то тихоходные электродвигатели (n_c менее 750 об/мин) в механических приводах применять не рекомендуется.

В расчетах следует использовать асинхронную (фактическую) частоту вращения вала электродвигателя:

$$n_{эд} = n_c \cdot (1 - S),$$

где S – электромагнитное скольжение электродвигателя, от 2% до 10 % .

Тогда фактическая частота вращения вала электродвигателя $n_{эд}$ равна:

$$n_{эд} = n_c \cdot (0,9 \dots 0,98).$$

Эта величина обычно и указывается в справочных таблицах.

Технические характеристики трехфазных асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором приведены в таблице 1.12, на с. 32.

Форма исполнения и способ установки электродвигателей серии АИР обозначаются следующим образом:

ИМ 1081 – электродвигатели горизонтальные со станиной на лапах;

ИМ 2081 – электродвигатели горизонтальные на лапах и с фланцем на щите;

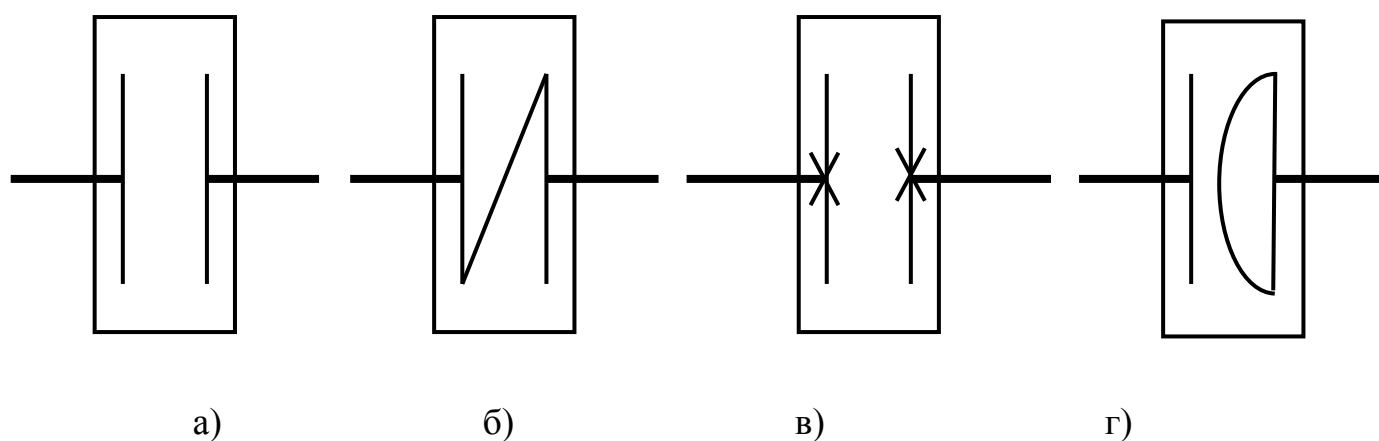
ИМ 3081 – электродвигатели со станиной без лап и с фланцем на щите.

Пример условного обозначения трехфазного асинхронного короткозамкнутого закрытого обдуваемого двигателя единой серии АИР со станиной на лапах, с высотой оси вращения 100 мм , с установочным размером по длине станины L , с двумя парами полюсов (четыре полюса), климатического исполнения $У$, категории размещения 3 по ГОСТ 15150-69 [11].

Двигатель исполнения IM 1081 AIP100L4U3 TY 16–525.564–84.

Для соединения валов, в приводах используются муфты (рисунок 1.1):

- упругие компенсирующие, например:
 - а) муфты упругие втулочно-пальцевые по ГОСТ 21424-93 [12];
 - б) муфты упругие со звездочкой по ГОСТ Р 50894-96 [13];
 - в) муфты упругие с торообразной оболочкой по ГОСТ Р 50892-96 [14];
- жесткие компенсирующие, например:
 - а) муфты зубчатые по ГОСТ Р 50895-96 [15];
 - б) муфты цепные по ГОСТ 20742-93 [16];
- жесткие (глухие), например:
 - а) муфты втулочные по ГОСТ 24246-96 [17];
 - б) муфты фланцевые по ГОСТ 20761-96 [18].



- а) без указания типа; б) упругой компенсирующей;
в) жесткой глухой; г) жесткой компенсирующей.

Рисунок 1.1 – Обозначение основных типов муфт на кинематических схемах

Одним из основных узлов привода является *редуктор* – механизм, состоящий из зубчатых или (и) червячных передач (рисунок 1.2), выполненный в виде отдельного агрегата и *служащий для передачи вращательного движения с понижением угловой скорости и с повышением вращающего момента.*



Рисунок 1.2 – Внешний вид редукторов и мотор-редукторов

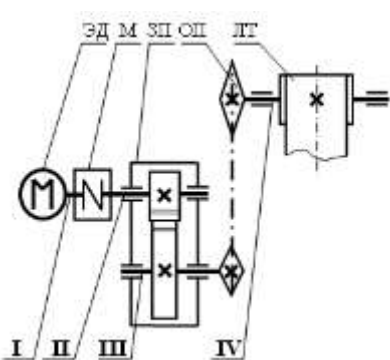
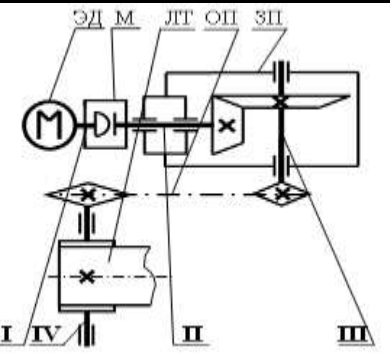
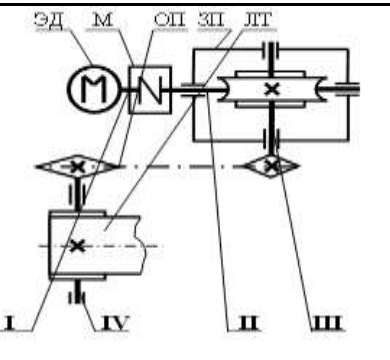
С типами и конструкцией редукторов, назначением и конструкцией всех их деталей, а также с определением основных параметров зацепления следует ознакомиться по работам [1 – 4]. Кроме того, с элементами кинематических схем и основными правилами оформления этих схем можно ознакомиться по работе [7].

В связи с тем, что редукторы предпочтительно имеют стандартные передаточные числа, то из конструктивных соображений в приводах часто используются открытые передачи, позволяющие получить требуемое (нестандартное) передаточное отношение, а также рационально и удобно скомпоновать привод. В приводах машин в основном применяются открытые ременные, цепные и зубчатые передачи. С данными передачами, их расчетом и назначением деталей можно ознакомиться по работам [4 – 10].

1.2 Исходные данные для проектирования приводов

Схемы для проектирования, приведенные в таблице 1.2, необходимо выбирать соответственно списку группы на момент выдачи задания преподавателем. Численные значения выбирают из таблиц 1.3 – 1.5.

Таблица 1.2 – Варианты кинематических схем на проектирование приводов

Вариант 1 	ЭД – электродвигатель; М – муфта: упругая компенсирующая; ЗП – закрытая передача: цилиндрический прямозубый горизонтальный редуктор; ОП – открытая передача: цепная, роликовой цепью; ЛТ – барабан ленточного транспортера; I, II, III, IV – номера валов привода в порядке передачи движения.	<table><tr><td>Диаметр барабана $Dб$, м</td><td></td></tr><tr><td>Тяговое усилие на ленте F_{PB}, кН</td><td></td></tr><tr><td>Скорость ленты V_{PB}, м/с</td><td></td></tr><tr><td>Вращающий момент на рабочем валу T_{PB}, Н·м</td><td></td></tr><tr><td>Угловая скорость рабочего вала ω_{PB}, с⁻¹</td><td></td></tr><tr><td>Режим нагрузки</td><td></td></tr><tr><td>Наличие реверса</td><td></td></tr><tr><td>Срок службы привода, L_h, час</td><td></td></tr></table>	Диаметр барабана $Dб$, м		Тяговое усилие на ленте F_{PB} , кН		Скорость ленты V_{PB} , м/с		Вращающий момент на рабочем валу T_{PB} , Н·м		Угловая скорость рабочего вала ω_{PB} , с ⁻¹		Режим нагрузки		Наличие реверса		Срок службы привода, L_h , час	
Диаметр барабана $Dб$, м																		
Тяговое усилие на ленте F_{PB} , кН																		
Скорость ленты V_{PB} , м/с																		
Вращающий момент на рабочем валу T_{PB} , Н·м																		
Угловая скорость рабочего вала ω_{PB} , с ⁻¹																		
Режим нагрузки																		
Наличие реверса																		
Срок службы привода, L_h , час																		
Вариант 2 	ЭД – электродвигатель; М – муфта: жесткая компенсирующая; ЗП – закрытая передача: конический прямозубый горизонтальный редуктор; ОП – открытая передача: цепная, роликовой цепью; ЛТ – барабан ленточного транспортера; I, II, III, IV – номера валов привода в порядке передачи движения.	<table><tr><td>Диаметр барабана $Dб$, м</td><td></td></tr><tr><td>Тяговое усилие на ленте F_{PB}, кН</td><td></td></tr><tr><td>Скорость ленты V_{PB}, м/с</td><td></td></tr><tr><td>Вращающий момент на рабочем валу T_{PB}, Н·м</td><td></td></tr><tr><td>Угловая скорость рабочего вала ω_{PB}, с⁻¹</td><td></td></tr><tr><td>Режим нагрузки</td><td></td></tr><tr><td>Наличие реверса</td><td></td></tr><tr><td>Срок службы привода, L_h, час</td><td></td></tr></table>	Диаметр барабана $Dб$, м		Тяговое усилие на ленте F_{PB} , кН		Скорость ленты V_{PB} , м/с		Вращающий момент на рабочем валу T_{PB} , Н·м		Угловая скорость рабочего вала ω_{PB} , с ⁻¹		Режим нагрузки		Наличие реверса		Срок службы привода, L_h , час	
Диаметр барабана $Dб$, м																		
Тяговое усилие на ленте F_{PB} , кН																		
Скорость ленты V_{PB} , м/с																		
Вращающий момент на рабочем валу T_{PB} , Н·м																		
Угловая скорость рабочего вала ω_{PB} , с ⁻¹																		
Режим нагрузки																		
Наличие реверса																		
Срок службы привода, L_h , час																		
Вариант 3 	ЭД – электродвигатель; М – муфта: упругая компенсирующая; ЗП – закрытая передача: червячный редуктор с валами, оси которых расположены в горизонтальной плоскости; ОП – открытая передача цепная, роликовой цепью; ЛТ – барабан ленточного транспортера; I, II, III, IV – номера валов привода в порядке передачи движения.	<table><tr><td>Диаметр барабана $Dб$, м</td><td></td></tr><tr><td>Тяговое усилие на ленте F_{PB}, кН</td><td></td></tr><tr><td>Скорость ленты V_{PB}, м/с</td><td></td></tr><tr><td>Вращающий момент на рабочем валу T_{PB}, Н·м</td><td></td></tr><tr><td>Угловая скорость рабочего вала ω_{PB}, с⁻¹</td><td></td></tr><tr><td>Режим нагрузки</td><td></td></tr><tr><td>Наличие реверса</td><td></td></tr><tr><td>Срок службы привода, L_h, час</td><td></td></tr></table>	Диаметр барабана $Dб$, м		Тяговое усилие на ленте F_{PB} , кН		Скорость ленты V_{PB} , м/с		Вращающий момент на рабочем валу T_{PB} , Н·м		Угловая скорость рабочего вала ω_{PB} , с ⁻¹		Режим нагрузки		Наличие реверса		Срок службы привода, L_h , час	
Диаметр барабана $Dб$, м																		
Тяговое усилие на ленте F_{PB} , кН																		
Скорость ленты V_{PB} , м/с																		
Вращающий момент на рабочем валу T_{PB} , Н·м																		
Угловая скорость рабочего вала ω_{PB} , с ⁻¹																		
Режим нагрузки																		
Наличие реверса																		
Срок службы привода, L_h , час																		

Продолжение таблицы 1.2

Вариант 4		Диаметр барабана $Dб, м$	
	ЭД – электродвигатель; ОП – открытая передача: ременная, клиновым ремнем; ЗП – закрытая передача: цилиндрический косозубый вертикальный редуктор; М – муфта: жесткая компенсирующая; ЛТ – барабан ленточного транспортера; I, II, III, IV – номера валов привода в порядке передачи движения.	Тяговое усилие на ленте $F_{PB}, кН$	
		Скорость ленты $V_{PB}, м/с$	
		Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$	
		Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$	
		Режим нагрузки	
		Наличие реверса	
		Срок службы привода, $Lh, час$	

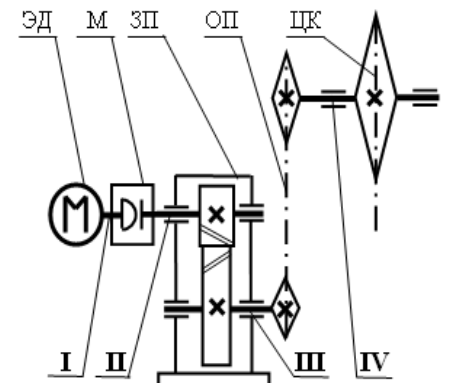
Вариант 5		Диаметр барабана $Dб, м$	
	ЭД – электродвигатель; ОП – открытая передача: ременная, клиновым ремнем; ЗП – закрытая передача: конический прямозубый вертикальный редуктор; М – муфта: жесткая компенсирующая; ЛТ – барабан ленточного транспортера; I, II, III, IV – номера валов привода в порядке передачи движения.	Тяговое усилие на ленте $F_{PB}, кН$	
		Скорость ленты $V_{PB}, м/с$	
		Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$	
		Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$	
		Режим нагрузки	
		Наличие реверса	
		Срок службы привода, $Lh, час$	

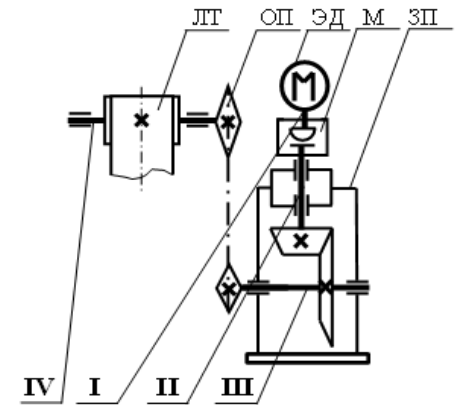
Вариант 6		Диаметр звездочки $Dзв, м$	
	ЭД – электродвигатель; ОП – открытая передача: ременная, клиновым ремнем; ЗП – закрытая передача: червячный редуктор с вертикальным тихоходным валом; М – муфта: упругая компенсирующая; ЦК – приводная звездочка цепного конвейера; I, II, III, IV – номера валов привода в порядке передачи движения	Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$	
		Скорость цепи $V_{PB}, м/с$	
		Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$	
		Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$	
		Режим нагрузки	
		Наличие реверса	
		Срок службы привода, $Lh, час$	

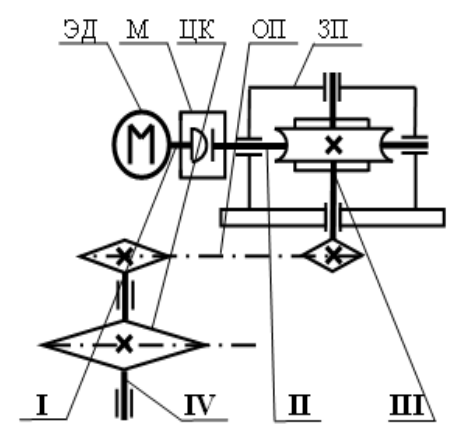
Продолжение таблицы 1.2

Вариант 7	ЭД – электродвигатель; М – муфта: жесткая компенсирующая; ЗП – закрытая передача: цилиндрический прямозубый горизонтальный редуктор; ОП – открытая передача: зубчатая цилиндрическая прямозубая; ЛТ – барабан ленточного транспортера; I, II, III, IV – номера валов привода в порядке передачи движения.	<table><tr><td>Диаметр барабана $Dб$, м</td><td></td></tr><tr><td>Тяговое усилие на ленте F_{PB}, кН</td><td></td></tr><tr><td>Скорость ленты V_{PB}, м/с</td><td></td></tr><tr><td>Вращающий момент на рабочем валу T_{PB}, Н·м</td><td></td></tr><tr><td>Угловая скорость рабочего вала ω_{PB}, с⁻¹</td><td></td></tr><tr><td>Режим нагрузки</td><td></td></tr><tr><td>Наличие реверса</td><td></td></tr><tr><td>Срок службы привода, Lh, час</td><td></td></tr></table>	Диаметр барабана $Dб$, м		Тяговое усилие на ленте F_{PB} , кН		Скорость ленты V_{PB} , м/с		Вращающий момент на рабочем валу T_{PB} , Н·м		Угловая скорость рабочего вала ω_{PB} , с ⁻¹		Режим нагрузки		Наличие реверса		Срок службы привода, Lh , час	
Диаметр барабана $Dб$, м																		
Тяговое усилие на ленте F_{PB} , кН																		
Скорость ленты V_{PB} , м/с																		
Вращающий момент на рабочем валу T_{PB} , Н·м																		
Угловая скорость рабочего вала ω_{PB} , с ⁻¹																		
Режим нагрузки																		
Наличие реверса																		
Срок службы привода, Lh , час																		
Вариант 8	ЭД – электродвигатель; М – муфта: упругая компенсирующая; ЗП – закрытая передача: конический прямозубый горизонтальный редуктор; ОП – открытая передача: зубчатая цилиндрическая прямозубая; ЦК – приводная звездочка цепного конвейера; I, II, III, IV – номера валов привода в порядке передачи движения.	<table><tr><td>Диаметр звездочки $Dзв$, м</td><td></td></tr><tr><td>Тяговое усилие на цепи F_{PB}, кН</td><td></td></tr><tr><td>Скорость цепи V_{PB}, м/с</td><td></td></tr><tr><td>Вращающий момент на рабочем валу T_{PB}, Н·м</td><td></td></tr><tr><td>Угловая скорость рабочего вала ω_{PB}, с⁻¹</td><td></td></tr><tr><td>Режим нагрузки</td><td></td></tr><tr><td>Наличие реверса</td><td></td></tr><tr><td>Срок службы привода, Lh, час</td><td></td></tr></table>	Диаметр звездочки $Dзв$, м		Тяговое усилие на цепи F_{PB} , кН		Скорость цепи V_{PB} , м/с		Вращающий момент на рабочем валу T_{PB} , Н·м		Угловая скорость рабочего вала ω_{PB} , с ⁻¹		Режим нагрузки		Наличие реверса		Срок службы привода, Lh , час	
Диаметр звездочки $Dзв$, м																		
Тяговое усилие на цепи F_{PB} , кН																		
Скорость цепи V_{PB} , м/с																		
Вращающий момент на рабочем валу T_{PB} , Н·м																		
Угловая скорость рабочего вала ω_{PB} , с ⁻¹																		
Режим нагрузки																		
Наличие реверса																		
Срок службы привода, Lh , час																		
Вариант 9	ЭД – электродвигатель; М – муфта: упругая компенсирующая; ЗП – закрытая передача: червячный редуктор с валами, оси которых расположены в горизонтальной плоскости; ОП – открытая передача: зубчатая цилиндрическая прямозубая; ЛТ – барабан ленточного транспортера; I, II, III, IV – номера валов привода в порядке передачи движения.	<table><tr><td>Диаметр барабана $Dб$, м</td><td></td></tr><tr><td>Тяговое усилие на ленте F_{PB}, кН</td><td></td></tr><tr><td>Скорость ленты V_{PB}, м/с</td><td></td></tr><tr><td>Вращающий момент на рабочем валу T_{PB}, Н·м</td><td></td></tr><tr><td>Угловая скорость рабочего вала ω_{PB}, с⁻¹</td><td></td></tr><tr><td>Режим нагрузки</td><td></td></tr><tr><td>Наличие реверса</td><td></td></tr><tr><td>Срок службы привода, Lh, час</td><td></td></tr></table>	Диаметр барабана $Dб$, м		Тяговое усилие на ленте F_{PB} , кН		Скорость ленты V_{PB} , м/с		Вращающий момент на рабочем валу T_{PB} , Н·м		Угловая скорость рабочего вала ω_{PB} , с ⁻¹		Режим нагрузки		Наличие реверса		Срок службы привода, Lh , час	
Диаметр барабана $Dб$, м																		
Тяговое усилие на ленте F_{PB} , кН																		
Скорость ленты V_{PB} , м/с																		
Вращающий момент на рабочем валу T_{PB} , Н·м																		
Угловая скорость рабочего вала ω_{PB} , с ⁻¹																		
Режим нагрузки																		
Наличие реверса																		
Срок службы привода, Lh , час																		

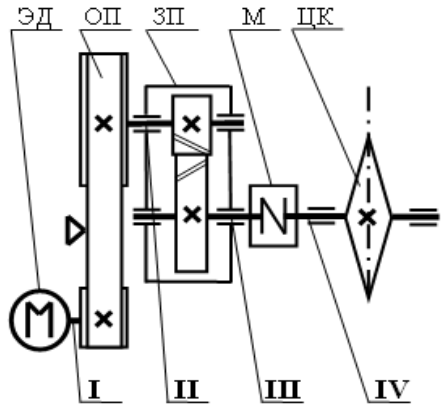
Продолжение таблицы 1.2

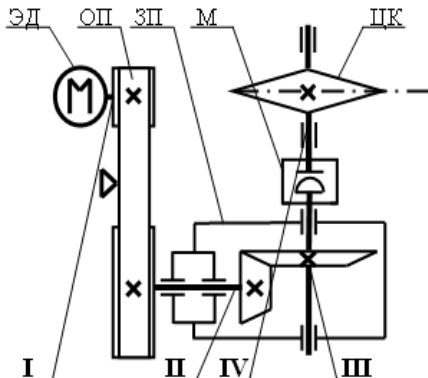
Вариант 10	ЭД – электродвигатель; М – муфта: жесткая компенсирующая; ЗП – закрытая передача: цилиндрический косозубый вертикальный редуктор; ОП – открытая передача: цепная, роликовой цепью; ЦК – приводная звездочка цепного конвейера; I, II, III, IV – номера валов привода в порядке передачи движения.	Диаметр звездочки $D_{зв}, м$	
		Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$	
		Скорость цепи $V_{PB}, м/с$	
		Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$	
		Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$	
		Режим нагрузки	
		Наличие реверса	
		Срок службы привода, $L_h, час$	

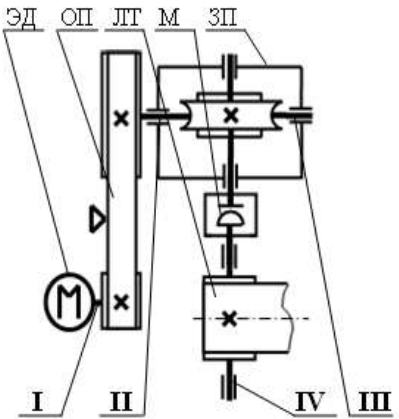
Вариант 11	М – муфта: жесткая компенсирующая; ЗП – закрытая передача: конический прямозубый редуктор с вертикальным быстроходным валом; ОП – открытая передача: цепная, роликовой цепью; ЛТ – барабан ленточного транспортера; I, II, III, IV – номера валов привода в порядке передачи движения.	Диаметр барабана $Dб, м$	
		Тяговое усилие на ленте $F_{PB}, кН$	
		Скорость ленты $V_{PB}, м/с$	
		Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$	
		Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$	
		Режим нагрузки	
		Наличие реверса	
		Срок службы привода, $L_h, час$	

Вариант 12	ЭД – электродвигатель; М – муфта: жесткая компенсирующая; ЗП – закрытая передача: червячный редуктор с вертикальным тихоходным валом; ОП – открытая передача: цепная, роликовой цепью; ЦК – приводная звездочка цепного конвейера; I, II, III, IV – номера валов привода в порядке передачи движения.	Диаметр звездочки $D_{зв}, м$	
		Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$	
		Скорость цепи $V_{PB}, м/с$	
		Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$	
		Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$	
		Режим нагрузки	
		Наличие реверса	
		Срок службы привода, $L_h, час$	

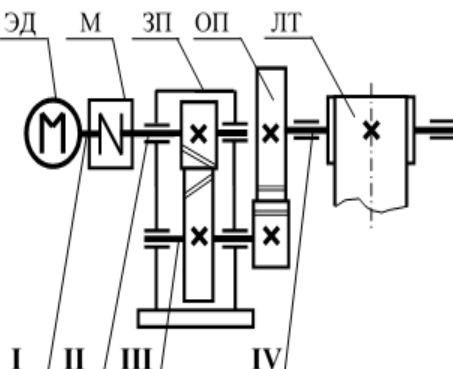
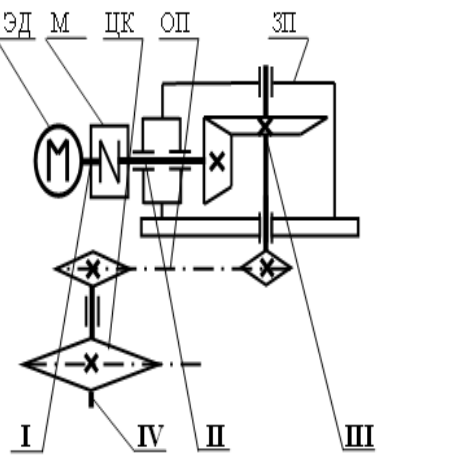
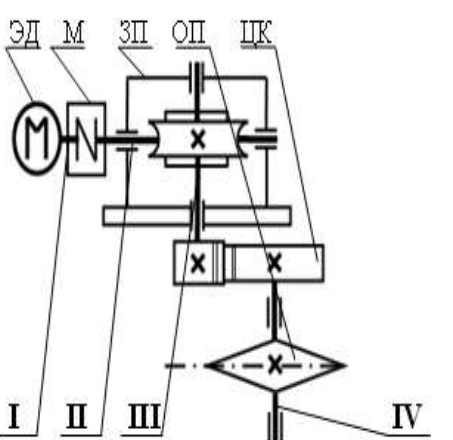
Продолжение таблицы 1.2

Вариант 13		ЭД – электродвигатель; ОП – открытая передача: ременная, клиновым ремнем; ЗП – закрытая передача: цилиндрический косозубый горизонтальный редуктор; М – муфта: упругая компенсирующая; ЦК – приводная звездочка цепного конвейера; I, II, III, IV – номера валов привода в порядке передачи движения.	<table><tr><td>Диаметр звездочки $D_{зв}, м$</td><td></td></tr><tr><td>Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$</td><td></td></tr><tr><td>Скорость цепи $V_{PB}, м/с$</td><td></td></tr><tr><td>Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$</td><td></td></tr><tr><td>Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$</td><td></td></tr><tr><td>Режим нагрузки</td><td></td></tr><tr><td>Наличие реверса</td><td></td></tr><tr><td>Срок службы привода, $Lh, час$</td><td></td></tr></table>	Диаметр звездочки $D_{зв}, м$		Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$		Скорость цепи $V_{PB}, м/с$		Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$		Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$		Режим нагрузки		Наличие реверса		Срок службы привода, $Lh, час$	
Диаметр звездочки $D_{зв}, м$																			
Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$																			
Скорость цепи $V_{PB}, м/с$																			
Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$																			
Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$																			
Режим нагрузки																			
Наличие реверса																			
Срок службы привода, $Lh, час$																			

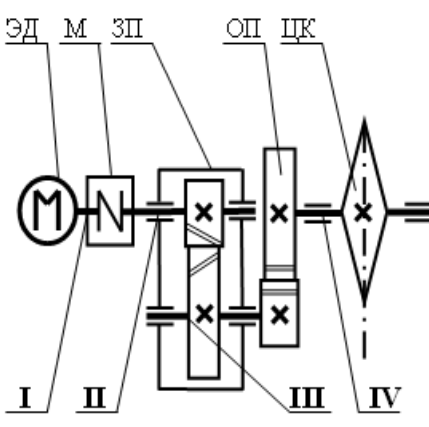
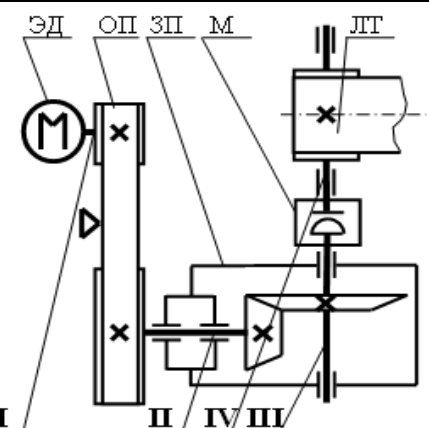
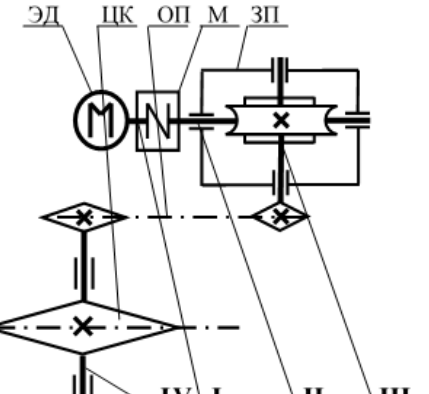
Вариант 14		ЭД – электродвигатель; ОП – открытая передача: ременная, клиновым ремнем; ЗП – закрытая передача: конический прямозубый горизонтальный редуктор; М – муфта: жесткая компенсирующая; ЦК – приводная звездочка цепного конвейера; I, II, III, IV – номера валов привода в порядке передачи движения.	<table><tr><td>Диаметр звездочки $D_{зв}, м$</td><td></td></tr><tr><td>Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$</td><td></td></tr><tr><td>Скорость цепи $V_{PB}, м/с$</td><td></td></tr><tr><td>Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$</td><td></td></tr><tr><td>Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$</td><td></td></tr><tr><td>Режим нагрузки</td><td></td></tr><tr><td>Наличие реверса</td><td></td></tr><tr><td>Срок службы привода, $Lh, час$</td><td></td></tr></table>	Диаметр звездочки $D_{зв}, м$		Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$		Скорость цепи $V_{PB}, м/с$		Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$		Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$		Режим нагрузки		Наличие реверса		Срок службы привода, $Lh, час$	
Диаметр звездочки $D_{зв}, м$																			
Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$																			
Скорость цепи $V_{PB}, м/с$																			
Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$																			
Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$																			
Режим нагрузки																			
Наличие реверса																			
Срок службы привода, $Lh, час$																			

Вариант 15		ЭД – электродвигатель; ОП – открытая передача: ременная, клиновым ремнем; ЗП – закрытая передача: червячный редуктор с валами, оси которых расположены в горизонтальной плоскости; ЛТ – барабан ленточного транспортера; I, II, III, IV – номера валов привода в порядке передачи движения.	<table><tr><td>Диаметр барабана $Dб, м$</td><td></td></tr><tr><td>Тяговое усилие на ленте $F_{PB}, кН$</td><td></td></tr><tr><td>Скорость ленты $V_{PB}, м/с$</td><td></td></tr><tr><td>Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$</td><td></td></tr><tr><td>Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$</td><td></td></tr><tr><td>Режим нагрузки</td><td></td></tr><tr><td>Наличие реверса</td><td></td></tr><tr><td>Срок службы привода, $Lh, час$</td><td></td></tr></table>	Диаметр барабана $Dб, м$		Тяговое усилие на ленте $F_{PB}, кН$		Скорость ленты $V_{PB}, м/с$		Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$		Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$		Режим нагрузки		Наличие реверса		Срок службы привода, $Lh, час$	
Диаметр барабана $Dб, м$																			
Тяговое усилие на ленте $F_{PB}, кН$																			
Скорость ленты $V_{PB}, м/с$																			
Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$																			
Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$																			
Режим нагрузки																			
Наличие реверса																			
Срок службы привода, $Lh, час$																			

Продолжение таблицы 1.2

Вариант 16 	ЭД – электродвигатель; М – муфта: упругая компенсирующая; ЗП – закрытая передача: цилиндрический косозубый вертикальный редуктор; ОП – открытая передача: зубчатая цилиндрическая прямозубая; ЛТ – барабан ленточного транспортера; I, II, III, IV – номера валов привода в порядке передачи движения.	<table><tr><td>Диаметр барабана $D_{б}, м$</td><td></td></tr><tr><td>Тяговое усилие на ленте $F_{PB}, кН$</td><td></td></tr><tr><td>Скорость ленты $V_{PB}, м/с$</td><td></td></tr><tr><td>Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$</td><td></td></tr><tr><td>Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$</td><td></td></tr><tr><td>Режим нагрузки</td><td></td></tr><tr><td>Наличие реверса</td><td></td></tr><tr><td>Срок службы привода, $L_h, час$</td><td></td></tr></table>	Диаметр барабана $D_{б}, м$		Тяговое усилие на ленте $F_{PB}, кН$		Скорость ленты $V_{PB}, м/с$		Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$		Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$		Режим нагрузки		Наличие реверса		Срок службы привода, $L_h, час$	
Диаметр барабана $D_{б}, м$																		
Тяговое усилие на ленте $F_{PB}, кН$																		
Скорость ленты $V_{PB}, м/с$																		
Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$																		
Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$																		
Режим нагрузки																		
Наличие реверса																		
Срок службы привода, $L_h, час$																		
Вариант 17 	ЭД – электродвигатель; М – муфта: упругая компенсирующая; ЗП – закрытая передача: конический прямозубый редуктор с вертикальным тихоходным валом; ОП – открытая передача: цепная, роликовой цепью; ЦК – приводная звездочка цепного конвейера; I, II, III, IV – номера валов привода в порядке передачи движения.	<table><tr><td>Диаметр звездочки $D_{зв}, м$</td><td></td></tr><tr><td>Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$</td><td></td></tr><tr><td>Скорость цепи $V_{PB}, м/с$</td><td></td></tr><tr><td>Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$</td><td></td></tr><tr><td>Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$</td><td></td></tr><tr><td>Режим нагрузки</td><td></td></tr><tr><td>Наличие реверса</td><td></td></tr><tr><td>Срок службы привода, $L_h, час$</td><td></td></tr></table>	Диаметр звездочки $D_{зв}, м$		Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$		Скорость цепи $V_{PB}, м/с$		Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$		Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$		Режим нагрузки		Наличие реверса		Срок службы привода, $L_h, час$	
Диаметр звездочки $D_{зв}, м$																		
Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$																		
Скорость цепи $V_{PB}, м/с$																		
Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$																		
Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$																		
Режим нагрузки																		
Наличие реверса																		
Срок службы привода, $L_h, час$																		
Вариант 18 	ЭД – электродвигатель; М – муфта: упругая компенсирующая; ЗП – закрытая передача: червячный редуктор с вертикальным тихоходным валом; ОП – открытая передача: зубчатая цилиндрическая прямозубая; ЦК – приводная звездочка цепного конвейера; I, II, III, IV – номера валов привода в порядке передачи движения.	<table><tr><td>Диаметр звездочки $D_{зв}, м$</td><td></td></tr><tr><td>Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$</td><td></td></tr><tr><td>Скорость цепи $V_{PB}, м/с$</td><td></td></tr><tr><td>Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$</td><td></td></tr><tr><td>Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$</td><td></td></tr><tr><td>Режим нагрузки</td><td></td></tr><tr><td>Наличие реверса</td><td></td></tr><tr><td>Срок службы привода, $L_h, час$</td><td></td></tr></table>	Диаметр звездочки $D_{зв}, м$		Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$		Скорость цепи $V_{PB}, м/с$		Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$		Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$		Режим нагрузки		Наличие реверса		Срок службы привода, $L_h, час$	
Диаметр звездочки $D_{зв}, м$																		
Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$																		
Скорость цепи $V_{PB}, м/с$																		
Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$																		
Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$																		
Режим нагрузки																		
Наличие реверса																		
Срок службы привода, $L_h, час$																		

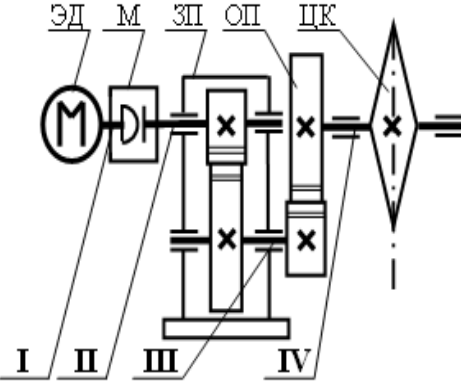
Продолжение таблицы 1.2

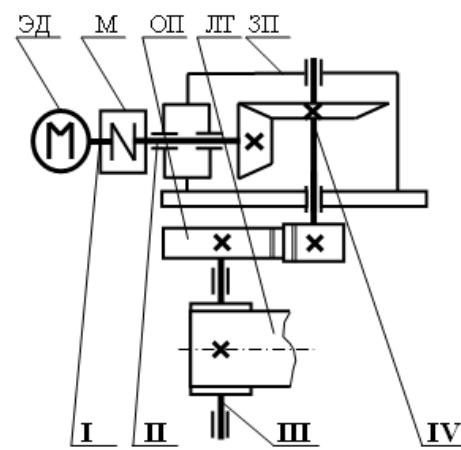
Вариант 19 	ЭД – электродвигатель; М – муфта: упругая компенсирующая; ЗП – закрытая передача: цилиндрический косозубый горизонтальный редуктор; ОП – открытая передача: зубчатая цилиндрическая прямозубая; ЦК – приводная звездочка цепного конвейера; I, II, III, IV – номера валов привода в порядке передачи движения.	<table><tr><td>Диаметр звездочки $D_{зв}, м$</td><td></td></tr><tr><td>Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$</td><td></td></tr><tr><td>Скорость цепи $V_{PB}, м/с$</td><td></td></tr><tr><td>Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$</td><td></td></tr><tr><td>Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$</td><td></td></tr><tr><td>Режим нагрузки</td><td></td></tr><tr><td>Наличие реверса</td><td></td></tr><tr><td>Срок службы привода, $L_h, час$</td><td></td></tr></table>	Диаметр звездочки $D_{зв}, м$		Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$		Скорость цепи $V_{PB}, м/с$		Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$		Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$		Режим нагрузки		Наличие реверса		Срок службы привода, $L_h, час$	
Диаметр звездочки $D_{зв}, м$																		
Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$																		
Скорость цепи $V_{PB}, м/с$																		
Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$																		
Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$																		
Режим нагрузки																		
Наличие реверса																		
Срок службы привода, $L_h, час$																		
Вариант 20 	ЭД – электродвигатель; ОП – открытая передача: ременная, клиновым ремнем; ЗП – закрытая передача: конический прямозубый горизонтальный редуктор; М – муфта: жесткая компенсирующая; ЛТ – барабан ленточного транспортера; I, II, III, IV – номера валов привода в порядке передачи движения.	<table><tr><td>Диаметр барабана $Dб, м$</td><td></td></tr><tr><td>Тяговое усилие на ленте $F_{PB}, кН$</td><td></td></tr><tr><td>Скорость ленты $V_{PB}, м/с$</td><td></td></tr><tr><td>Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$</td><td></td></tr><tr><td>Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$</td><td></td></tr><tr><td>Режим нагрузки</td><td></td></tr><tr><td>Наличие реверса</td><td></td></tr><tr><td>Срок службы привода, $L_h, час$</td><td></td></tr></table>	Диаметр барабана $Dб, м$		Тяговое усилие на ленте $F_{PB}, кН$		Скорость ленты $V_{PB}, м/с$		Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$		Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$		Режим нагрузки		Наличие реверса		Срок службы привода, $L_h, час$	
Диаметр барабана $Dб, м$																		
Тяговое усилие на ленте $F_{PB}, кН$																		
Скорость ленты $V_{PB}, м/с$																		
Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$																		
Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$																		
Режим нагрузки																		
Наличие реверса																		
Срок службы привода, $L_h, час$																		
Вариант 21 	ЭД – электродвигатель; М – муфта: упругая компенсирующая; ЗП – закрытая передача: червячный горизонтальный редуктор; ОП – открытая передача: цепная, роликовой цепью; ЦК – приводная звездочка цепного конвейера; I, II, III, IV – номера валов привода в порядке передачи движения.	<table><tr><td>Диаметр звездочки $D_{зв}, м$</td><td></td></tr><tr><td>Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$</td><td></td></tr><tr><td>Скорость цепи $V_{PB}, м/с$</td><td></td></tr><tr><td>Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$</td><td></td></tr><tr><td>Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$</td><td></td></tr><tr><td>Режим нагрузки</td><td></td></tr><tr><td>Наличие реверса</td><td></td></tr><tr><td>Срок службы привода, $L_h, час$</td><td></td></tr></table>	Диаметр звездочки $D_{зв}, м$		Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$		Скорость цепи $V_{PB}, м/с$		Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$		Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$		Режим нагрузки		Наличие реверса		Срок службы привода, $L_h, час$	
Диаметр звездочки $D_{зв}, м$																		
Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$																		
Скорость цепи $V_{PB}, м/с$																		
Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$																		
Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$																		
Режим нагрузки																		
Наличие реверса																		
Срок службы привода, $L_h, час$																		

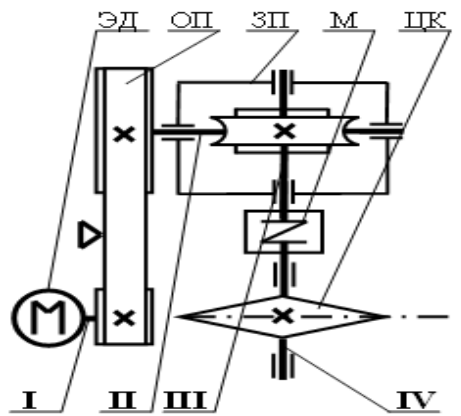
Продолжение таблицы 1.2

Вариант 22	ЭД – электродвигатель; М – муфта: упругая компенсирующая; ЗП – закрытая передача: цилиндрический прямозубый вертикальный редуктор; ОП – открытая передача: цепная, роликовой цепью; ЛТ – барабан ленточного транспортера; I, II, III, IV – номера валов привода в порядке передачи движения.	<table><tr><td>Диаметр барабана $D_{б}, м$</td><td></td></tr><tr><td>Тяговое усилие на ленте $F_{PB}, кН$</td><td></td></tr><tr><td>Скорость ленты $V_{PB}, м/с$</td><td></td></tr><tr><td>Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$</td><td></td></tr><tr><td>Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$</td><td></td></tr><tr><td>Режим нагрузки</td><td></td></tr><tr><td>Наличие реверса</td><td></td></tr><tr><td>Срок службы привода, $Lh, час$</td><td></td></tr></table>	Диаметр барабана $D_{б}, м$		Тяговое усилие на ленте $F_{PB}, кН$		Скорость ленты $V_{PB}, м/с$		Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$		Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$		Режим нагрузки		Наличие реверса		Срок службы привода, $Lh, час$	
Диаметр барабана $D_{б}, м$																		
Тяговое усилие на ленте $F_{PB}, кН$																		
Скорость ленты $V_{PB}, м/с$																		
Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$																		
Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$																		
Режим нагрузки																		
Наличие реверса																		
Срок службы привода, $Lh, час$																		
Вариант 23	ЭД – электродвигатель; М – муфта: жесткая компенсирующая; ЗП – закрытая передача: конический прямозубый редуктор с вертикальным быстроходным валом; ОП – открытая передача: зубчатая цилиндрическая прямозубая; ЦК – приводная звездочка цепного конвейера; I, II, III, IV – номера валов привода в порядке передачи движения.	<table><tr><td>Диаметр звездочки $D_{зв}, м$</td><td></td></tr><tr><td>Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$</td><td></td></tr><tr><td>Скорость цепи $V_{PB}, м/с$</td><td></td></tr><tr><td>Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$</td><td></td></tr><tr><td>Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$</td><td></td></tr><tr><td>Режим нагрузки</td><td></td></tr><tr><td>Наличие реверса</td><td></td></tr><tr><td>Срок службы привода, $Lh, час$</td><td></td></tr></table>	Диаметр звездочки $D_{зв}, м$		Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$		Скорость цепи $V_{PB}, м/с$		Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$		Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$		Режим нагрузки		Наличие реверса		Срок службы привода, $Lh, час$	
Диаметр звездочки $D_{зв}, м$																		
Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$																		
Скорость цепи $V_{PB}, м/с$																		
Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$																		
Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$																		
Режим нагрузки																		
Наличие реверса																		
Срок службы привода, $Lh, час$																		
Вариант 24	ЭД – электродвигатель; М – муфта: жесткая компенсирующая; ЗП – закрытая передача: червячный горизонтальный редуктор; ОП – открытая передача: зубчатая цилиндрическая прямозубая; ЦК – приводная звездочка цепного конвейера; I, II, III, IV – номера валов привода в порядке передачи движения.	<table><tr><td>Диаметр звездочки $D_{зв}, м$</td><td></td></tr><tr><td>Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$</td><td></td></tr><tr><td>Скорость цепи $V_{PB}, м/с$</td><td></td></tr><tr><td>Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$</td><td></td></tr><tr><td>Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$</td><td></td></tr><tr><td>Режим нагрузки</td><td></td></tr><tr><td>Наличие реверса</td><td></td></tr><tr><td>Срок службы привода, $Lh, час$</td><td></td></tr></table>	Диаметр звездочки $D_{зв}, м$		Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$		Скорость цепи $V_{PB}, м/с$		Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$		Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$		Режим нагрузки		Наличие реверса		Срок службы привода, $Lh, час$	
Диаметр звездочки $D_{зв}, м$																		
Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$																		
Скорость цепи $V_{PB}, м/с$																		
Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$																		
Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$																		
Режим нагрузки																		
Наличие реверса																		
Срок службы привода, $Lh, час$																		

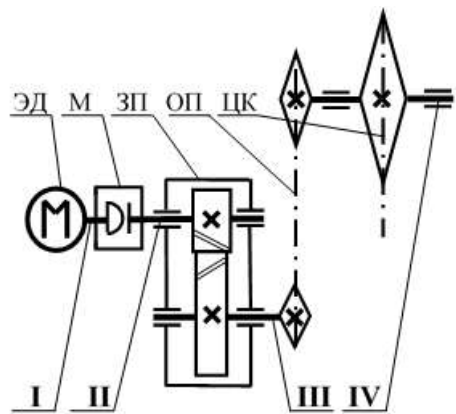
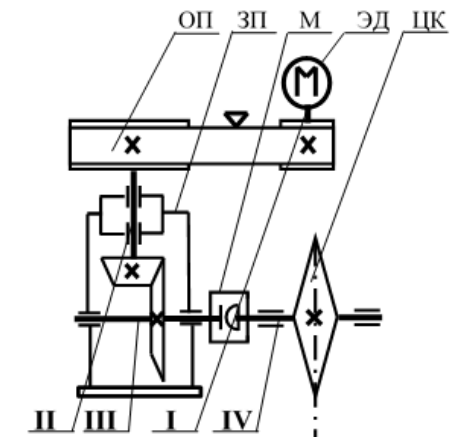
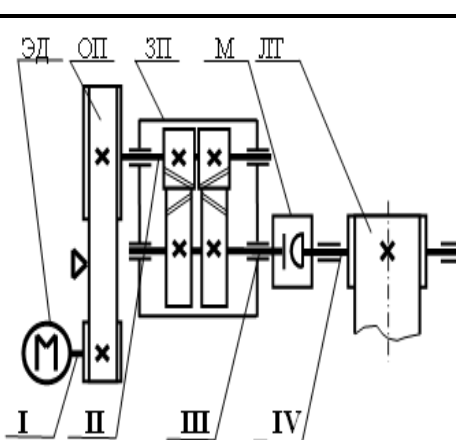
Продолжение таблицы 1.2

Вариант 25		ЭД – электродвигатель; М – муфта: жесткая компенсирующая; ЗП – закрытая передача: цилиндрический прямозубый вертикальный редуктор; ОП – открытая передача: зубчатая цилиндрическая прямозубая; ЦК – приводная звездочка цепного конвейера; I, II, III, IV – номера валов привода в порядке передачи движения.	Диаметр звездочки $D_{зв}, м$ Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$ Скорость цепи $V_{PB}, м/с$ Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$ Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$ Режим нагрузки Наличие реверса Срок службы привода, $Lh, час$
------------	---	--	---

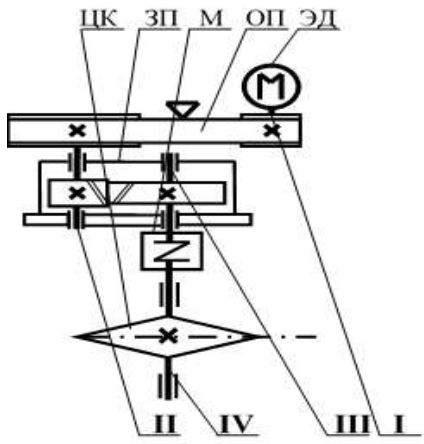
Вариант 26		ЭД – электродвигатель; М – муфта: упругая компенсирующая; ЗП – закрытая передача: конический прямозубый редуктор с вертикальным тихоходным валом; ОП – открытая передача: зубчатая цилиндрическая прямозубая; ЛТ – барабан ленточного транспортера; I, II, III, IV – номера валов привода в порядке передачи движения.	Диаметр барабана $Dб, м$ Тяговое усилие на ленте $F_{PB}, кН$ Скорость ленты $V_{PB}, м/с$ Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$ Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$ Режим нагрузки Наличие реверса Срок службы привода, $Lh, час$
------------	--	---	--

Вариант 27		ЭД – электродвигатель; ОП – открытая передача: ременная, клиновым ремнем; ЗП – закрытая передача: червячный горизонтальный редуктор; М – муфта: упругая компенсирующая; ЦК – приводная звездочка цепного конвейера; I, II, III, IV – номера валов привода в порядке передачи движения.	Диаметр звездочки $D_{зв}, м$ Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$ Скорость цепи $V_{PB}, м/с$ Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$ Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$ Режим нагрузки Наличие реверса Срок службы привода, $Lh, час$
------------	---	---	---

Продолжение таблицы 1.2

Вариант 28 	ЭД – электродвигатель; М – муфта: жесткая компенсирующая; ЗП – закрытая передача: цилиндрический косозубый горизонтальный редуктор; ОП – открытая передача: цепная, роликовой цепью; ЦК – приводная звездочка цепного конвейера; I, II, III, IV – номера валов привода в порядке передачи движения.	<table><tr><td>Диаметр звездочки $D_{зв}, м$</td><td></td></tr><tr><td>Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$</td><td></td></tr><tr><td>Скорость цепи $V_{PB}, м/с$</td><td></td></tr><tr><td>Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$</td><td></td></tr><tr><td>Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$</td><td></td></tr><tr><td>Режим нагрузки</td><td></td></tr><tr><td>Наличие реверса</td><td></td></tr><tr><td>Срок службы привода, $L_h, час$</td><td></td></tr></table>	Диаметр звездочки $D_{зв}, м$		Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$		Скорость цепи $V_{PB}, м/с$		Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$		Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$		Режим нагрузки		Наличие реверса		Срок службы привода, $L_h, час$	
Диаметр звездочки $D_{зв}, м$																		
Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$																		
Скорость цепи $V_{PB}, м/с$																		
Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$																		
Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$																		
Режим нагрузки																		
Наличие реверса																		
Срок службы привода, $L_h, час$																		
Вариант 29 	ЭД – электродвигатель; ОП – открытая передача: ременная, клиновым ремнем; ЗП – закрытая передача: конический прямозубый редуктор с вертикальным быстроходным валом; ЦК – приводная звездочка цепного конвейера; I, II, III, IV – номера валов привода в порядке передачи движения.	<table><tr><td>Диаметр звездочки $D_{зв}, м$</td><td></td></tr><tr><td>Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$</td><td></td></tr><tr><td>Скорость цепи $V_{PB}, м/с$</td><td></td></tr><tr><td>Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$</td><td></td></tr><tr><td>Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$</td><td></td></tr><tr><td>Режим нагрузки</td><td></td></tr><tr><td>Наличие реверса</td><td></td></tr><tr><td>Срок службы привода, $L_h, час$</td><td></td></tr></table>	Диаметр звездочки $D_{зв}, м$		Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$		Скорость цепи $V_{PB}, м/с$		Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$		Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$		Режим нагрузки		Наличие реверса		Срок службы привода, $L_h, час$	
Диаметр звездочки $D_{зв}, м$																		
Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$																		
Скорость цепи $V_{PB}, м/с$																		
Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$																		
Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$																		
Режим нагрузки																		
Наличие реверса																		
Срок службы привода, $L_h, час$																		
Вариант 30 	ЭД – электродвигатель; ОП – открытая передача: ременная, клиновым ремнем; ЗП – закрытая передача: цилиндрический шевронный горизонтальный редуктор; М – муфта: жесткая компенсирующая; ЛТ – барабан ленточного транспортера; I, II, III, IV – номера валов привода в порядке передачи движения	<table><tr><td>Диаметр барабана $D_b, м$</td><td></td></tr><tr><td>Тяговое усилие на ленте $F_{PB}, кН$</td><td></td></tr><tr><td>Скорость ленты $V_{PB}, м/с$</td><td></td></tr><tr><td>Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$</td><td></td></tr><tr><td>Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$</td><td></td></tr><tr><td>Режим нагрузки</td><td></td></tr><tr><td>Наличие реверса</td><td></td></tr><tr><td>Срок службы привода, $L_h, час$</td><td></td></tr></table>	Диаметр барабана $D_b, м$		Тяговое усилие на ленте $F_{PB}, кН$		Скорость ленты $V_{PB}, м/с$		Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$		Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$		Режим нагрузки		Наличие реверса		Срок службы привода, $L_h, час$	
Диаметр барабана $D_b, м$																		
Тяговое усилие на ленте $F_{PB}, кН$																		
Скорость ленты $V_{PB}, м/с$																		
Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$																		
Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$																		
Режим нагрузки																		
Наличие реверса																		
Срок службы привода, $L_h, час$																		

Продолжение таблицы 1.2

Вариант 31		ЭД – электродвигатель; ОП – открытая передача: ременная, клиновым ремнем; ЗП – закрытая передача: цилиндрический косозубый редуктор; с вертикальными быстроходным и тихоходным валами; М – муфта: упругая компенсирующая; ЦК – приводная звездочка цепного конвейера; I, II, III, IV – номера валов привода в порядке передачи движения.	Диаметр звездочки $D_{зв}, м$ Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$ Скорость цепи $V_{PB}, м/с$ Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$ Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$ Режим нагрузки Наличие реверса Срок службы привода, $L_h, час$
------------	---	---	--

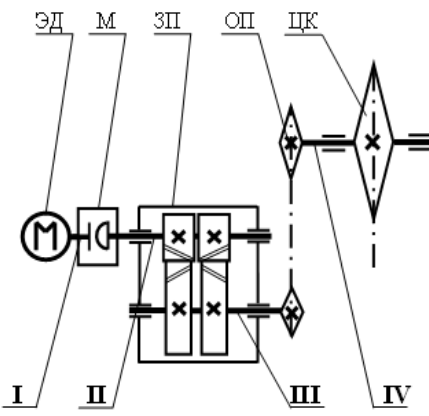
Вариант 32		ЭД – электродвигатель; М – муфта: жесткая компенсирующая; ЗП – закрытая передача: цилиндрический шевронный горизонтальный редуктор; ОП – открытая передача: цепная, роликовой цепью; ЦК – приводная звездочка цепного конвейера; I, II, III, IV – номера валов привода в порядке передачи движения	Диаметр звездочки $D_{зв}, м$ Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$ Скорость цепи $V_{PB}, м/с$ Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$ Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$ Режим нагрузки Наличие реверса Срок службы привода, $L_h, час$
------------	--	---	--

Таблица 1.3 – Исходные данные для расчета приводов общего назначения (ОН)

Параметр	Значение параметра для вариантов									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$	500	300	200	450	600	1100	700	800	400	900
Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, рад/с$	4,25	4,75	5,25	5,75	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5
Нагрузка	0, I, II, III, IV, V									
Наличие реверса	Да; нет									
Срок службы привода $L_h, час$	10000 в три смены 15000 в две смены 20000 в одну смену									

Таблица 1.4 – Исходные данные для приводов ленточных транспортеров (ЛТ)

Параметр		Значение параметра для вариантов									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тяговое усилие на ленте $F_{p.в.}, кН$		1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0
Скорость ленты $V_{p.в.}, м/с$		1,2	1,0	0,7	1,25	0,75	0,8	0,85	0,9	1,1	1,0
Диаметр барабана $D_{б}, м$		0,5	0,4	0,35	0,3	0,25	0,3	0,4	0,5	0,25	0,45
Нагрузка	Задаются преподавателем	0, I, II, III, IV, V									
Наличие реверса		Да; нет									
Срок службы привода $L_h, час$		10000 в три смены 15000 в две смены 20000 в одну смену									

Таблица 1.5 – Исходные данные для расчета приводов цепных конвейеров (ЦК)

Параметр		Значение параметра для вариантов									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тяговое усилие на ленте $F_{p.в.}, кН$		5,0	4,0	8,0	7,5	3,5	4,0	6,0	4,0	5,0	2,25
Скорость цепи $V_{p.в.}, м/с$		1,2	1,4	0,85	0,75	1,3	0,9	0,8	1,0	1,25	1,3
Диаметр звездочки $D_{зв}, м$		0,45	0,6	0,4	0,35	0,55	0,3	0,4	0,5	0,4	0,8
Нагрузка	Задаются преподавателем	0, I, II, III, IV, V									
Наличие реверса		Да; нет									
Срок службы привода $L_h, час$		10000 в три смены 15000 в две смены 20000 в одну смену									

1.3 Последовательность кинематического расчета

1 Прежде всего, при проектировании механических приводов выбирают электродвигатель. Для этого производят расчет параметров для выбора необходимого электродвигателя: требуемой мощности электродвигателя, кВт и требуемой частоты вращения вала электродвигателя, об/мин.

2 Выбрав электродвигатель, удовлетворяющий вышеназванным параметрам, определяют общее передаточное число привода и разбивают его между отдельными ступенями.

3 Затем определяют кинематические и силовые параметры валов привода: частоты вращения, *об/мин*; угловые скорости, *рад/с*; мощности на валах, *Вт*; вращающие моменты на валах, *Н·м*.

4 Полученные результаты сводят в таблицу для удобства дальнейшего использования при расчетах закрытых и открытых передач.

В данном учебном пособии все расчеты по разделу кинематического расчета сведены в таблицы 1.9, 1.15 – 1.18, 1.20 – 1.26. В столбцах (*расчет и результат*) вышеназванных таблиц приведены примеры расчетов трех схем, представленных в таблицах 1.6 – 1.8.

Таблица 1.6 – Исходные данные для проекта (тип расчета – *схема 1*)

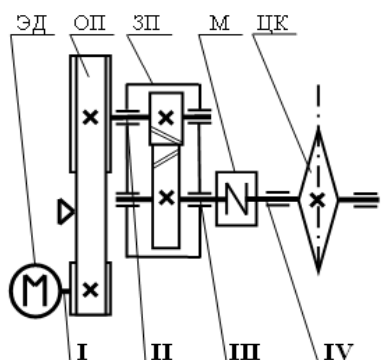
Вариант 13	 ЭД – электродвигатель; ОП – открытая передача: ременная, клиновым ремнем; ЗП – закрытая передача: цилиндрический косозубый горизонтальный редуктор; М – муфта: упругая компенсирующая; ЦК – приводная звездочка цепного конвейера; I, II, III, IV – номера валов привода в порядке передачи движения.	Диаметр звездочки $D_{зв}, м$	0,4
		Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$	1,4
		Скорость цепи $V_{PB}, м/с$	1,5
		Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$	-
		Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$	-
		Режим нагрузки	-
		Наличие реверса	да
		Срок службы привода, $Lh, тысяч часов$	20

Таблица 1.7 – Исходные данные для проекта (тип расчета – *схема 2*)

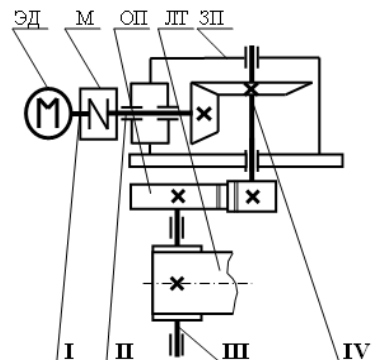
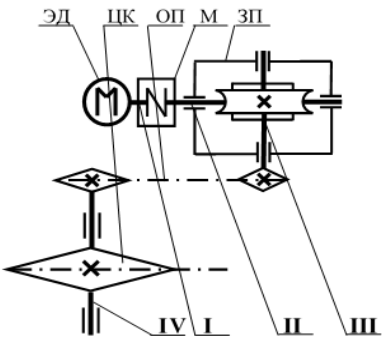
Вариант 26	 ЭД – электродвигатель; М – муфта: упругая компенсирующая; ЗП – закрытая передача: конический прямозубый редуктор с вертикальным тихоходным валом; ОП – открытая передача: зубчатая цилиндрическая прямозубая; ЛТ – барабан ленточного транспортера; I, II, III, IV – номера валов привода в порядке передачи движения.	Диаметр барабана $Dб, м$	-
		Тяговое усилие на ленте $F_{PB}, кН$	-
		Скорость ленты $V_{PB}, м/с$	-
		Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$	280
		Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$	7,5
		Режим нагрузки	-
		Наличие реверса	да
		Срок службы привода, $Lh, тысяч часов$	20

Таблица 1.8 – Исходные данные для проекта (тип расчета – *схема 2*)

Вариант 21	 ЭД – электродвигатель; М – муфта: упругая компенсирующая; ЗП – закрытая передача: червячный горизонтальный редуктор; ОП – открытая передача: цепная, роликовой цепью; ЦК – приводная звездочка цепного конвейера; I, II, III, IV – номера валов привода в порядке передачи движения.	Диаметр звездочки $D_{зв}, м$	0,4
		Тяговое усилие на цепи $F_{PB}, кН$	1,4
		Скорость цепи $V_{PB}, м/с$	1,5
		Вращающий момент на рабочем валу $T_{PB}, Н·м$	-
		Угловая скорость рабочего вала $\omega_{PB}, с^{-1}$	-
		Режим нагрузки	-
		Наличие реверса	да
		Срок службы привода, $Lh, тысяч часов$	20

1.4 Общие сведения о приводе (схема 1 (ЭД – ОП – ЗП – М – ЦК))

На рисунке 1.3 представлены: а) объемный общий вид цилиндрического горизонтального редуктора в разрезе; б) кинематическая схема привода цепного конвейера с открытой клиноременной передачей, цилиндрическим горизонтальным (косозубым) редуктором и упругой компенсирующей муфтой.

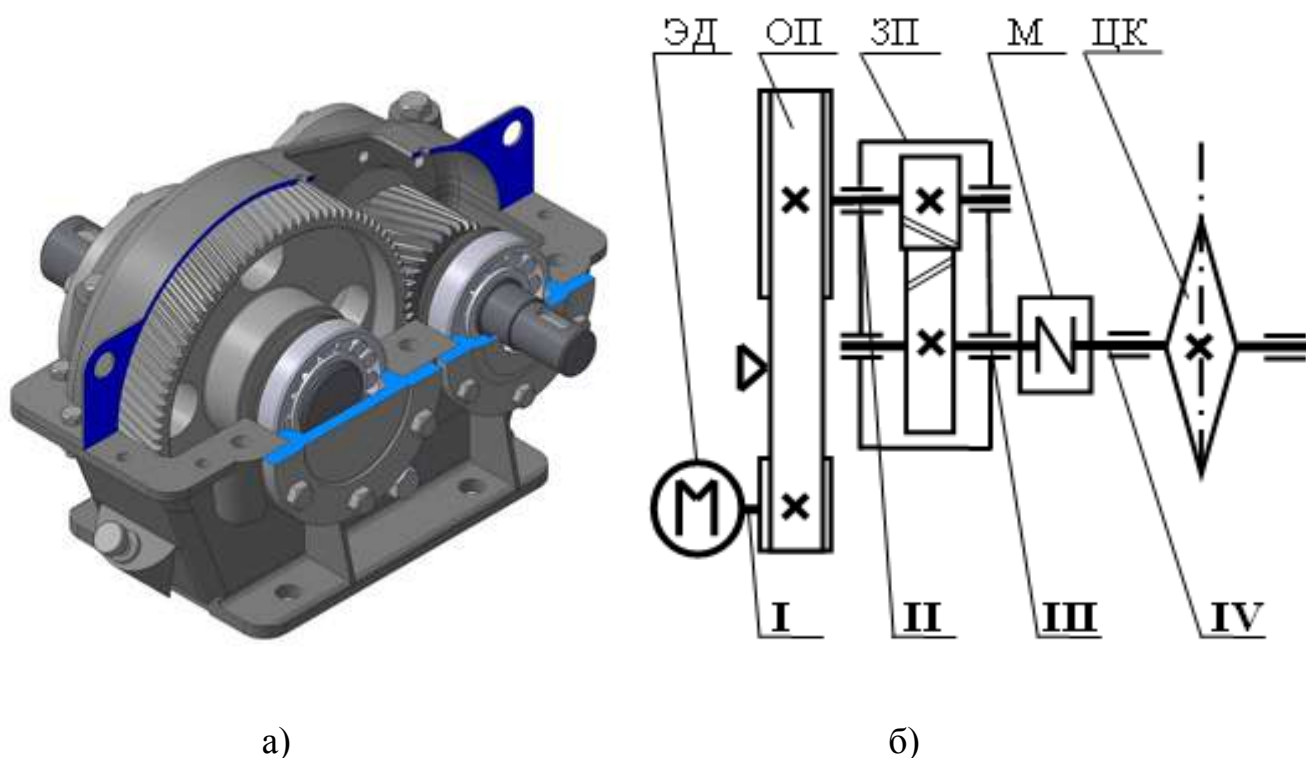


Рисунок 1.3 – Привод (тип расчета – схема 1)

Данный привод применяется в цепном конвейере, который используется для перемещения штучных грузов. С вала электродвигателя I (ЭД) вращение передается на входной вал II закрытой передачи редуктора при помощи клиноременной открытой передачи (ОП). При помощи упругой компенсирующей муфты (М) вращение с выходного вала редуктора III передается на рабочий вал IV цепного конвейера (ЦК) (рисунок 1.3).

Редуктор одноступенчатый, цилиндрический с горизонтальным расположением валов и с косозубой передачей. Зубчатые колеса смазываются окунанием в общую масляную ванну (картерная смазка).

1.5 Общие сведения о приводе (схема 2 (ЭД – М – ЗП – ОП – ЛТ))

На рисунке 1.4 представлены: а) объемный общий вид конического редуктора (с вертикальным тихоходным валом – выход вверх) в разрезе; б) кинематическая схема привода ленточного транспортера с упругой компенсирующей муфтой, коническим редуктором (с вертикальным тихоходным валом – выход вниз) и открытой цилиндрической (прямозубой) передачей.

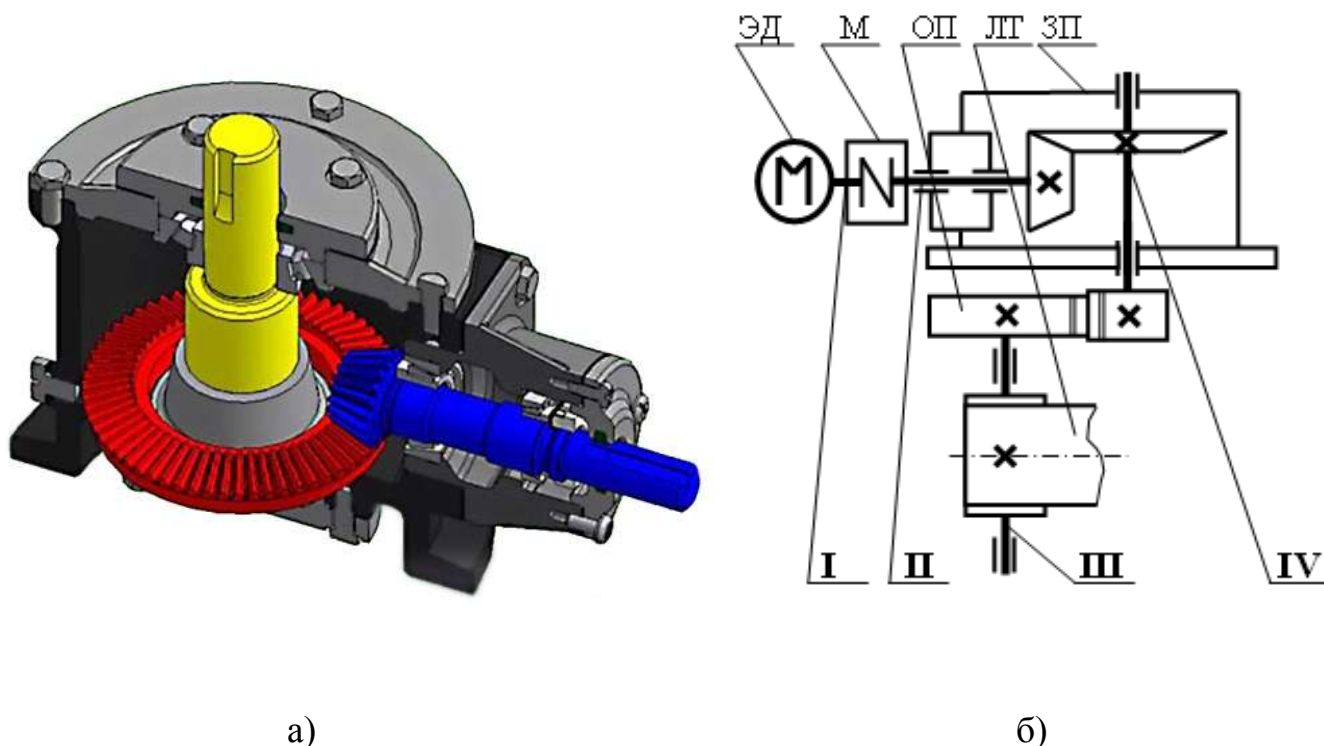


Рисунок 1.4 – Привод (тип расчета – схема 2)

Данный привод применяется в ленточном транспортере, который используется для перемещения штучных грузов. С вала электродвигателя I (ЭД) вращение передается на входной вал II закрытой передачи конического редуктора при помощи упругой компенсирующей муфты (М). Вращение с выходного вала редуктора III передается на рабочий вал IV ленточного транспортера (ЛТ) через открытую цилиндрическую передачу (ОП) (рисунок 1.5).

Редуктор одноступенчатый, конический с прямозубой передачей и вертикальным расположением тихоходного вала. Зубчатые колеса смазываются окунанием в общую масляную ванну (картерная смазка).

1.6 Общие сведения о приводе (схема 2 (ЭД – М – ЗП – ОП – ЦК))

На рисунке 1.5 представлены: а) объемный общий вид червячного редуктора (с верхним расположением червяка) в разрезе; б) кинематическая схема привода цепного конвейера с упругой компенсирующей муфтой, с червячным редуктором и открытой цепной передачей.

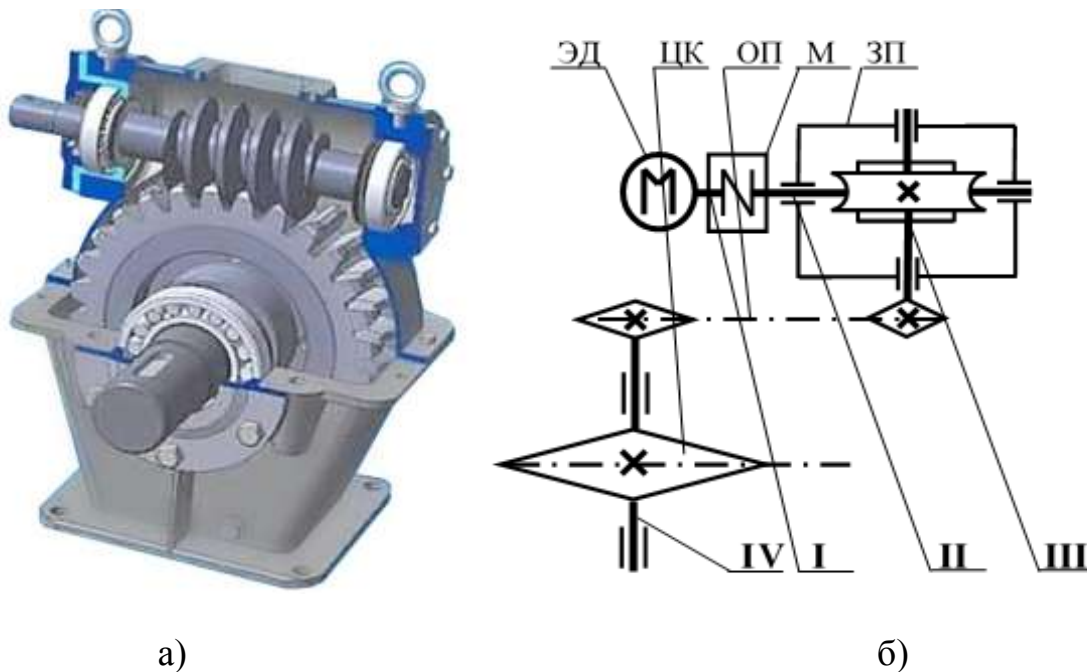


Рисунок 1.5 – Привод (тип расчета – схема 2)

Данный привод применяется в цепном конвейере, который используется для перемещения штучных грузов. С вала электродвигателя I (ЭД) вращение передается на входной вал II закрытой передачи червячного редуктора при помощи упругой компенсирующей муфты (М) вращение с выходного вала редуктора III передается на рабочий вал IV цепного конвейера (ЦК) через открытую цепную передачу (ОП).

Редуктор одноступенчатый, червячный с верхним расположением червяка. Червячная пара смазывается окунанием колеса в общую масляную ванну (картерная смазка).

Расчет данного варианта аналогичен расчету схемы 2, поэтому вариант 21 представлен без промежуточных расчетов – только задание и результаты, сведенные в таблицы 1.8, 1.17, 1.26.

1.7 Выбор электродвигателя

Таблица 1.9 – Расчет параметров для выбора электродвигателя

Параметр			Формула	Расчет	Результат
Мощность на рабочем валу привода $P_{р.в}$, $Bm, кВт$	схема	1	$P_{р.в} = F_{р.в} \cdot V_{р.в}$	$1400 \cdot 1,5$	2100 Вт 2,1 кВт
		2	$P_{р.в} = T_{р.в} \cdot \omega_{р.в}$	$280 \cdot 7,5$	2100 Вт 2,1 кВт
Общий коэффициент полезного действия привода η_o (КПД)	схема	1	$\eta_o = \eta_{оп} \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_m \cdot \eta_{пп}$	$0,95 \cdot 0,97 \cdot 1 \cdot 0,992$	0,914
		2	$\eta_o = \eta_m \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{оп} \cdot \eta_{пп}$	$1 \cdot 0,97 \cdot 0,94 \cdot 0,992$	0,905
Требуемая мощность электродвигателя, $P_{эд}^{тр}, Bm, кВт$	схема	1	$P_{эд}^{тр} = \frac{P_{р.в}}{\eta_o}$	$\frac{2100}{0,914}$	2297 Вт 2,3 кВт
		2		$\frac{2100}{0,905}$	2320 Вт 2,32 кВт
Среднее значение передаточных чисел привода $u_{\Sigma}^{ср}$	схема	1	$u_{\Sigma}^{ср} = u_{оп}^{ср} \cdot u_{зп}^{ср}$	$4 \cdot 3$	12
		2		$3 \cdot 5$	15
Частота вращения рабочего вала привода $n_{рв}, об/мин$	схема	1	$n_{рв} = \frac{60 \cdot V_{р.в.}}{\pi \cdot D_{б(зв)}}$	$\frac{60 \cdot 1,5}{3,14 \cdot 0,4}$	71,656
		2	$n_{рв} = \frac{30 \cdot \omega_{рв}}{\pi}$	$\frac{30 \cdot 7,5}{3,14}$	71,656
Требуемая частота вращения вала электродвигателя (средняя) $n_{эд}^{ср}, об/мин$	схема	1	$n_{эд}^{ср} = n_{рв} \cdot u_{\Sigma}^{ср}$	$71,656 \cdot 12$	859,9
		2		$71,656 \cdot 15$	1074,84

где $D_{б(зв)}$ – диаметр барабана (звездочки) в зависимости от вида конвейера;

η_m – коэффициент полезного действия муфты, обычно (таблица 1.10);

$\eta_{пп}$ – коэффициент полезного действия пары подшипников (качения), принимают $\eta_{пп} = 0,992$ (таблица 1.10);

$\eta_{зп}$ – коэффициент полезного действия закрытой передачи, принимают в зависимости от вида закрытой передачи (таблица 1.10);

$\eta_{оп}$ – коэффициент полезного действия открытой передачи, принимают в зависимости от вида открытой передачи (таблица 1.10);

$u_{зп}^{ср}$ – среднее значение передаточных чисел закрытых передач редуктора, принимают в зависимости от вида закрытой передачи (таблица 1.11);

$u_{оп}^{ср}$ – диапазон возможных передаточных чисел открытых передач привода, принимают в зависимости от вида открытой передачи (таблица 1.11).

Таблица 1.10 – Значение η (КПД) механических передач, муфт, подшипников

Элемент привода				Закрытые	Открытые
Тип механических передач (значения КПД передач указаны с учетом потерь в опорах)	Зубчатые	цилиндрические (прямозубые, косозубые, шевронные)		от 0,96 до 0,98	от 0,93 до 0,95
		конические		от 0,95 до 0,97	от 0,92 до 0,94
	Червячные	на этапе кинематического расчета принимают		от 0,70 до 0,80	—
		в остальных случаях принимают в зависимости от числа заходов червяка	$z_1 = 1$	от 0,65 до 0,70	от 0,50 до 0,60
			$z_1 = 2$	от 0,70 до 0,75	от 0,60 до 0,70
			$z_1 = 3$	от 0,80 до 0,85	—
			$z_1 = 4$	от 0,85 до 0,90	—
	Цепные			от 0,95 до 0,97	от 0,90 до 0,93
	Ременные			—	от 0,94 до 0,96
Муфта (любого типа)	в проектировочных студенческих расчетах			1,0	
	в других случаях			от 0,98 до 1,00	
Одна пара подшипников	качения (обычно используемые)			от 0,99 до 0,995	
	скольжения (в особых случаях)			от 0,98 до 0,99	

Таблица 1.11 – Значения передаточных чисел передач

Вид передачи		Значения передаточных чисел			
		минимальное	среднее	максимальное	
Цепная		открытая	2	4	6
Ременная			1	3	5
Зубчатая	цилиндрическая		3	5	7
		закрытая	2	4	6,3
	коническая		2	3	4
Червячная			8	25	40

Электродвигатель выбирают по требуемой мощности $P_{\text{эд}}^{\text{тр}}$, Вт и среднему значению возможной частоты вращения его вала $n_{\text{эд}}^{\text{ср}}$, об/мин.

По найденным значениям $P_{\text{эд}}^{\text{тр}}$ и $n_{\text{эд}}^{\text{ср}}$ выбирают необходимый типоразмер электродвигателя, руководствуясь нижеследующим алгоритмом.

1 По параметру $P_{\text{эд}}^{\text{тр}}$, установленному расчетом, выбирают номинальную мощность электродвигателя $P_{\text{ном}}$, кВт (таблица 1.12), соблюдая условие:

$$P_{\text{ном}} \geq P_{\text{эд}}^{\text{тр}}.$$

2 Допускается перегрузка электродвигателя по мощности, но не более, чем на 5 %.

$$\Delta P = \frac{P_{\text{эд}}^{\text{тр}} - P_{\text{ном}}}{P_{\text{эд}}^{\text{тр}}} \cdot 100 \leq 5\%.$$

3 Выбранному по мощности электродвигателю обычно соответствуют четыре варианта синхронной частоты вращения (n_c) вала двигателя (таблица 1.12):

$$n_c = 750 \text{ об/мин}; n_c = 1000 \text{ об/мин}; n_c = 1500 \text{ об/мин}; n_c = 3000 \text{ об/мин}.$$

4 Из четырех вариантов синхронной (асинхронной) частоты вращения вала двигателя n_c , ($n_{\text{эд}}$) необходимо выбрать близкое по значению $n_{\text{эд}}^{\text{ср}}$ – средней требуемой частоты вращения вала двигателя.

5 Для оптимального выбора варианта n_c , ($n_{\text{эд}}$) необходимо помнить, что с увеличением n_c , ($n_{\text{эд}}$) растет общее передаточное число привода, хотя при этом габариты и масса приводного двигателя становятся меньше, так как уменьшается число пар полюсов, и наоборот.

6 При разбивке общего передаточного числа по ступеням передачи желательно, чтобы выбранная величина n_c , ($n_{\text{эд}}$) обеспечивала средние значения передаточных чисел отдельных ступеней привода (таблица 1.11).

7 Если в структурной схеме привода имеется коническая передача, но отсутствует червячная, то выбирают двигатель с наименьшим значением n_c , ($n_{\text{эд}}$).

8 Если в структурной схеме привода отсутствует червячная и коническая передачи, то выбирают двигатель со средним значением n_c , ($n_{эд}$).

9 При наличии в структурной схеме привода червячной передачи выбирают двигатель с максимальным значением n_c , ($n_{эд}$).

10 Частота вращения рабочего вала $n_{рв}$ влияет на общее передаточное число u_{Σ} привода – с увеличением $n_{рв}$ уменьшается u_{Σ} и наоборот.

11 Значение u_{Σ} должно обеспечить рациональную разбивку общего передаточного числа между ступенями привода (без максимальных значений частных передаточных чисел).

С учетом вышеизложенного окончательно выбирают частоту вращения электродвигателя.

В соответствии с кинематической схемой привода принимают исполнение электродвигателя и выполняют его эскиз в двух проекциях с простановкой габаритных, установочных и присоединительных размеров (таблицы 1.12 – 1.14).

Таблица 1.12 – Двигатели трехфазные асинхронные короткозамкнутые, серии АИР.
Технические данные по ТУ 16–525.564–84 [2]

Мощ- ность $P_{эд},$ кВт	$n_c = 3000 \text{ мин}^{-1}$			$n_c = 1500 \text{ мин}^{-1}$			$n_c = 1000 \text{ мин}^{-1}$			$n_c = 750 \text{ мин}^{-1}$		
	Тип двигателя	$n_{эд},$ мин^{-1}	$\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}$	Тип двигателя	$n_{эд},$ мин^{-1}	$\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}$	Тип двигателя	$n_{эд},$ мин^{-1}	$\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}$	Тип двигателя	$n_{эд},$ мин^{-1}	$\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}$
0,37	–	–	–	–	–	–	АИР71 А6	915	2,2	–	–	–
0,55	–	–	–	АИР71 А4	1357	2,2	АИР71 В6	915	2,2	–	–	–
0,75	АИР71А2	2820	2,2	АИР71 В4	1350	2,2	АИР80 А6	920	2,2	АИР90 LA8	705	2,2
1,1	АИР71В2	2805	2,2	АИР80 А4	1395	2,2	АИР80 В6	920	2,2	АИР90 LB8	715	2,2
1,5	АИР80А2	2850	2,2	АИР80 В4	1395	2,2	АИР90 L6	925	2,2	АИР100L8	702	2,2
2,2	АИР80В2	2850	2,2	АИР90 L4	1395	2,2	АИР100L6	945	2,2	АИР112МА8	709	2,2
3	АИР90L2	2850	2,2	АИР100S4	1410	2,2	АИР112МА6	950	2,2	АИР112МВ8	709	2,2
4	АИР100S2	2850	2,2	АИР100L4	1410	2,2	АИР112МВ6	950	2,2	АИР132S8	716	2,2
5,5	АИР100L2	2850	2,2	АИР112М4	1432	2,2	АИР132S6	960	2,2	АИР132М8	712	2,2
7,5	АИР112М2	2895	2,2	АИР132S4	1440	2,2	АИР132М6	960	2,2	АИР160S8	727	2,4
11	АИР132М2	2910	2,2	АИР132М4	1447	2,2	АИР160S6	970	2,5	АИР160М8	727	2,4
15	АИР160S2	2910	2,7	АИР160S4	1455	2,9	АИР160М6	970	2,6	АИР180М8	731	2,2
18,5	АИР160М2	2910	2,7	АИР160М4	1455	2,9	АИР180М6	980	2,4	–	–	–
22	АИР180S2	2919	2,7	АИР180S4	1462	2,4	–	–	–	–	–	–
30	АИР180М2	2925	2,7	АИР180М4	1470	2,7	–	–	–	–	–	–

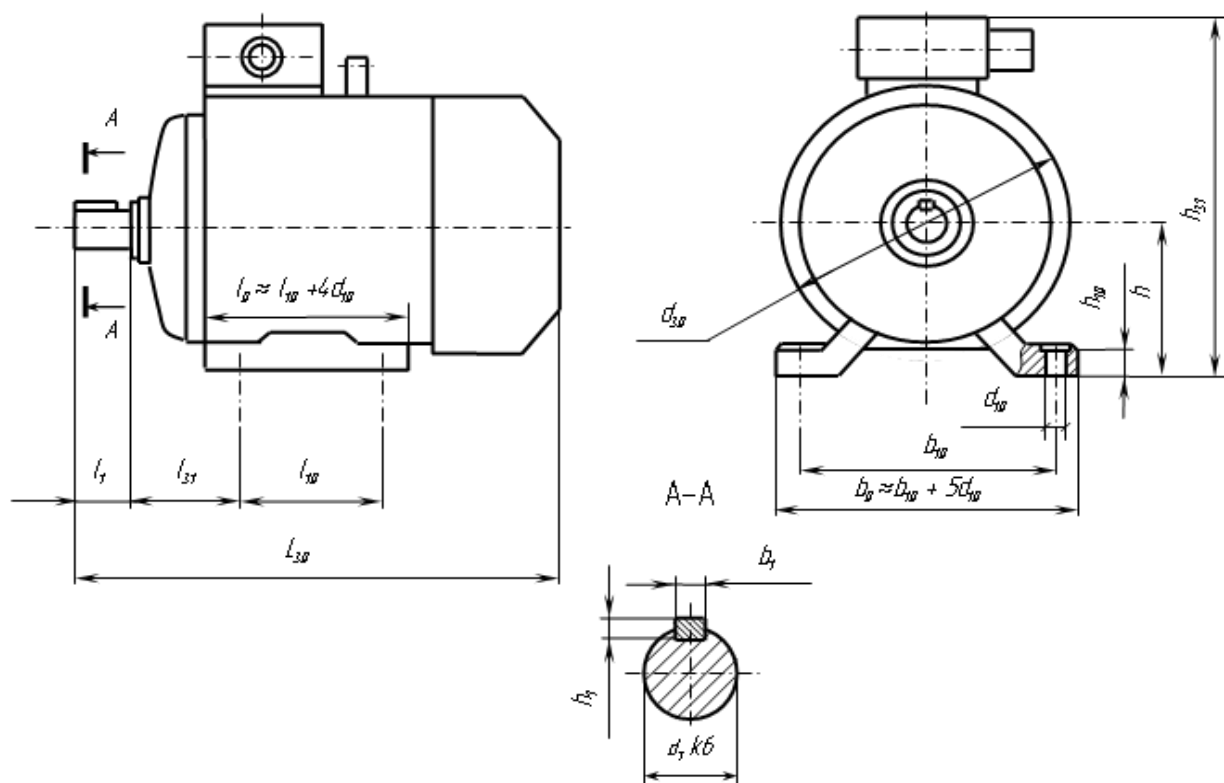


Рисунок 1.6 – Двигатели АИР исполнения IM1081 ТУ 16–525.564–84 [12]

Таблица 1.13 – Параметры двигателей АИР исполнения IM1081 ТУ 16–525.564–84

Тип двигателя	Число полюсов	Габаритные, установочные и присоединительные размеры, мм													Масса, кг		
		l_{30}	h_{31}	d_{30}	l_1	l_{10}	l_{31}	d_1	h_1	d_{10}	b_1	b_{10}	h	h_{10}			
АИР71	2,4,6,8	273	188	170	40	90	45	19	6	7	6	112	71	9	15,1		
АИР80А		297	205	190	50	100	50	22		10		125	80	10	17,5		
АИР80В		321	205			100	50	22				125	80		20		
АИР90L		337	225	210			125	56	24			7		8	140	90	11
АИР100S		360	247	240	60	112	63	28	12		160			100	12	36	
АИР100L		391	247														42
АИР112М			435	285		246	80	140			70	32	8	12	10	190	112
АИР132S		4,6,8	460	325	288	178		89	38	15	12	216				132	13
АИР132М	2,4,6,8	498															
АИР160S	2	630	385	334	110		210	108	42			15	12	254	160	18	130
	4,6,8									48	9		14				135
АИР160М	2	660							42	8	12		145				
	4,6,8								48	9	14		160				
АИР180S	2	630	448	375		203	121	48	9	15	14	279	180	20	165		
	4,6,8										55				10	16	175
АИР180М	2	680				241			48		9				14	185	
	4,6,8										55				10	16	195

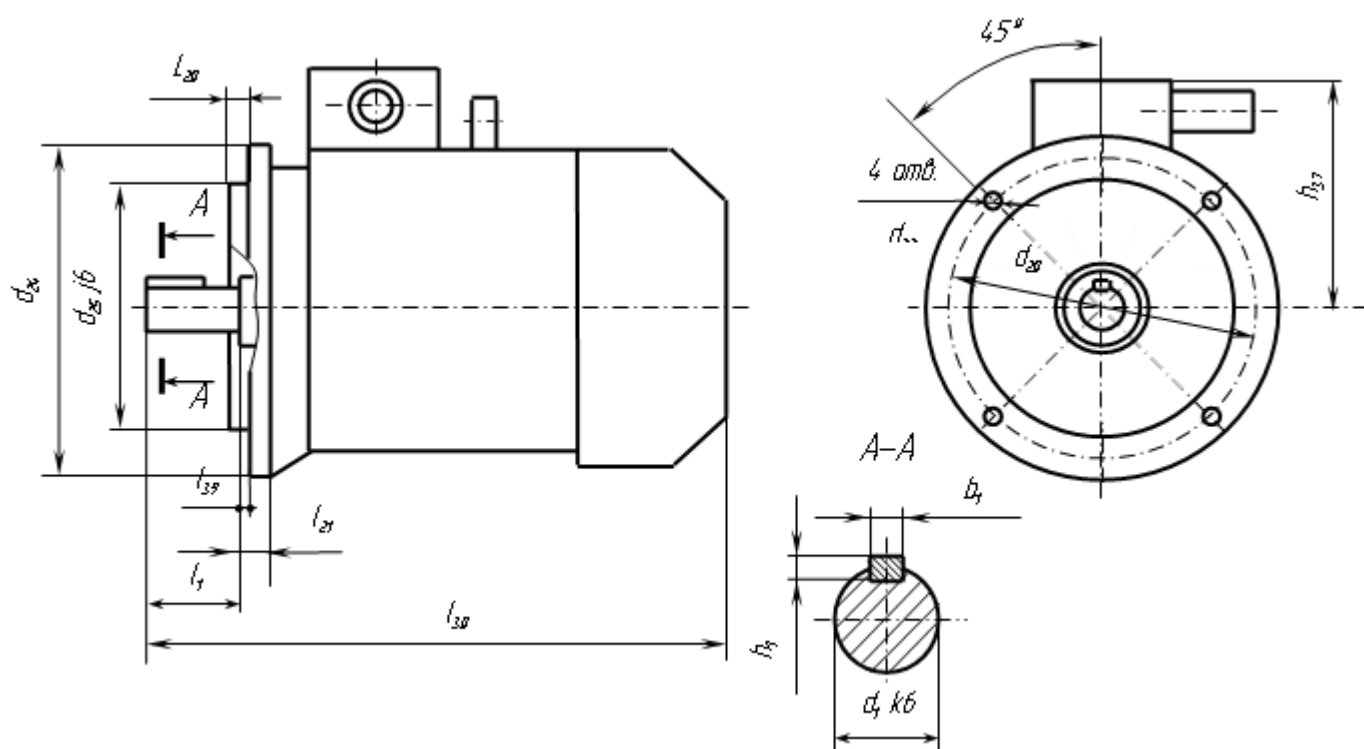


Рисунок 1.7 – Двигатели АИР исполнения IM3081 ТУ 16–525.564–84 [12]

Таблица 1.14 – Параметры двигателей АИР исполнения IM3081 ТУ 16–525.564–84

Тип двигателя	Число полюсов	Габаритные, установочные и присоединительные размеры, мм												Масса, кг
		L_{30}	h_{37}	d_{24}	l_1	l_{20}	l_{21}	d_1	d_{20}	d_{22}	d_{25}	b_1	h_1	
АИР71	2,4,6,8	273	117	200	40	3,5	10	19	165	12	130	6	6	15,7
АИР80А		297	125		50			22						18,3
АИР80В		321						20,3						
АИР90L		337	135	250	60	4	12	24	215	15	180	8	7	30
АИР100S		360	147				14	28						37
АИР100L		391					16	32						265
АИР112M			435	173	300	80		16	32	265		230	10	8
АИР132S	4,6,8	460	193	350	5		18	38	300	19	250	82		
АИР132M	2,4,6,8	498										97		
АИР160M	2	630	225			110						15	42	300
	4,6,8				48		14	160						
АИР160S	2	660	225	110	15		42	300	19	250	12		8	
	4,6,8						48				14	135		
АИР180S	2	630	260			400	18				48	350		19
	4,6,8				55			16	180					
АИР180M	2	680	260	400	18			48	350	19	300		14	
	4,6,8						55	16				200		

Характеристики выбранных электродвигателей для примеров трех рассматриваемых схем сведены в таблицы. Для цилиндрического редуктора таблица 1.15, для конического - таблица 1.16, для червячного - таблица 1.17.

Исходя из полученных ранее данных и вышеизложенных рекомендаций, принимаются электродвигатели переменного тока с короткозамкнутым контуром согласно техническим характеристикам, представленным в таблице 1.12.

Таблица 1.15 – Технические характеристики выбранного электродвигателя

Тип двигателя	Исполнение	Число пар полюсов	Мощность $P_{эд}$, кВт	Частота вращения $n_{эд}$, об/мин	$\frac{T_{max}}{T_{ном}}$	Диаметр вала d_1 , мм
АИР112МА6	IM1081	3	2,2	950	2,2	32

Так как $P_{эд} < P_{эд}^{тр}$, то необходимо рассчитать перегрузку электродвигателя по мощности.

$$\Delta P_{эд} = \frac{P_{эд}^{тр} - P_{эд}}{P_{эд}} \cdot 100 \% = \frac{2,3 - 2,2}{2,2} \cdot 100 \% = 4,55 \% < 5 \ \%.$$

Перегрузка составляет 4,55 %, что является допустимым (до 5 %).

Таблица 1.16 – Технические характеристики выбранного электродвигателя

Тип двигателя	Исполнение	Число пар полюсов	Мощность $P_{эд}$, кВт	Частота вращения $n_{эд}$, об/мин	$\frac{T_{max}}{T_{ном}}$	Диаметр вала d_1 , мм
АИР112МВ8	IM1081	8	3,0	709	2,2	32

Таблица 1.17 – Технические характеристики выбранного электродвигателя

Тип двигателя	Исполнение	Число пар полюсов	Мощность $P_{эд}$, кВт	Частота вращения $n_{эд}$, об/мин	$\frac{T_{max}}{T_{ном}}$	Диаметр вала d_1 , мм
АИР90L2	IM1081	2	3,0	2850	2,2	24

1.8 Определение основных кинематических характеристик привода

Таблица 1.18 – Определение общего передаточного числа привода и разбивка его между отдельными ступенями

Параметр	Формула			Расчет	Результат	
Общее передаточное число привода u_{Σ}	схема	1	$u_{\Sigma} = \frac{n_{эд}}{n_{рв}}$	$\frac{950}{71,656}$	13,258	
		2		$\frac{709}{71,656}$	9,894	
<i>Предварительно</i> принимают среднее значение передаточного числа открытой передачи $u_{оп}^{ср}$	схема	1	среднее значение принимают из таблицы 3.3	$u_{оп}^{ср} = 3$		
		2		$u_{оп}^{ср} = 5$		
Передаточное число редуктора (закрытой передачи) $u_{ред}$ округлить по таблице 1.19*	схема	1	$u_{ред} = \frac{u_{\Sigma}}{u_{оп}^{ср}}$	$\frac{13,258}{3}$	4,419	ГОСТ 4,5*
		2		$\frac{9,894}{5}$	1,979	ГОСТ 3,15*
<i>Уточняют</i> передаточное число открытой передачи (с точностью до трех знаков после запятой) $u_{оп}$	схема	1	$u_{оп} = \frac{u_{\Sigma}}{u_{ред}}$	$\frac{13,258}{4,5}$	2,946	
		2		$\frac{9,894}{3,15}$	3,141	
*Значение $u_{ред}$ – принимают из ряда стандартных чисел (таблица 1.19)						

Таблица 1.19 – Рекомендуемые передаточные числа редукторов, $u_{ред}$

1 Редукторы червячные одноступенчатые по ГОСТ 2144-76 [19]								
1-й ряд предпочтительный	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50
2-й ряд	11,2	14	18	22,4	28	35,5	45	56
2 Редукторы конические одноступенчатые по ГОСТ 12289-76 [20]								
1-й ряд предпочтительный	2,0		2,5		3,15		4,0	
2-й ряд	2,24		2,80		3,55		4,50	
3 Редукторы цилиндрические одноступенчатые по ГОСТ 2185-66 [21]								
1-й ряд предпочтительный	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3		
2-й ряд	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1		

Таблица 1.20 – Определение частот вращения валов привода n , об/мин

Вал	Параметр	Формула			Расчет	Результат
I (ЭД)	Вал электродвигателя	схема	1	$n_I = n_{эд}$	950 = 950	950
			2		709 = 709	709
II	Входной вал редуктора	схема	1	$n_{II} = \frac{n_I}{u_{оп}}$	$\frac{950}{2,946}$	322,471
			2	$n_{II} = n_I$	709 = 709	709
III	Выходной вал редуктора	схема	1	$n_{III} = \frac{n_{II}}{u_{зп}}$	$\frac{322,471}{4,5}$	71,660
			2	$n_{III} = \frac{n_{II}}{u_{зп}}$	$\frac{709}{3,15}$	225,079
IV (РВ)	Рабочий вал привода	схема	1	$n_{IV} = n_{III}$	71,66 = 71,66	71,660
			2	$n_{IV} = \frac{n_{III}}{u_{оп}}$	$\frac{225,079}{3,141}$	71,659
Проверка (обязательна)		$n_I \geq n_{II} \geq n_{III} \geq n_{IV} \approx n_{д.в.}$				

Таблица 1.21 – Определение угловых скоростей валов привода ω , рад/с

Вал	Параметр	Формула			Расчет	Результат
I (ЭД)	Вал электродвигателя	схема	1	$\omega_I = \frac{\pi \cdot n_I}{30}$	$\frac{3,14 \cdot 950}{30}$	99,433
			2		$\frac{3,14 \cdot 709}{30}$	74,209
II	Входной вал редуктора	схема	1	$\omega_{II} = \frac{\pi \cdot n_{II}}{30}$	$\frac{3,14 \cdot 322,471}{30}$	33,752
			2		$\frac{3,14 \cdot 709}{30}$	74,209
III	Выходной вал редуктора	схема	1	$\omega_{III} = \frac{\pi \cdot n_{III}}{30}$	$\frac{3,14 \cdot 71,66}{30}$	7,500
			2		$\frac{3,14 \cdot 225,079}{30}$	23,558
IV (РВ)	Рабочий вал привода	схема	1	$\omega_{IV} = \frac{\pi \cdot n_{IV}}{30}$	$\frac{3,14 \cdot 71,66}{30}$	7,500
			2		$\frac{3,14 \cdot 71,659}{30}$	7,500
Проверка (обязательна)		$\omega_I \geq \omega_{II} \geq \omega_{III} \geq \omega_{IV} \approx \omega_{\text{РВ}}$				

Таблица 1.22 – Определение мощностей на валах привода P, Bm

Вал	Параметр	Формула			Расчет	Результат
I (ЭД)	Вал электродвигателя	схема	1	$P_I = P_{\text{ЭД}}^{\text{тр}}$	2300 = 2300	2300
			2		2320 = 2320	2320
II	Входной вал редуктора	схема	1	$P_{II} = P_{\text{ЭД}}^{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{оп}}$	2300 · 0,95	2185
			2	$P_{II} = P_{\text{ЭД}}^{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{м}}$	2320 · 1,0	2320
III	Выходной вал редуктора	схема	1	$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{\text{зп}}$	2185 · 0,97	2119
			2	$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{\text{зп}}$	2320 · 0,97	2251
IV (РВ)	Рабочий вал привода	схема	1	$P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{пп}}$	2119 · 1 · 0,992	2102
			2	$P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_{\text{оп}} \cdot \eta_{\text{пп}}$	2251 · 0,94 · 0,992	2099
Проверка (обязательна)		$P_I \geq P_{II} \geq P_{III} \geq P_{IV} \approx P_{\text{р.в.}}$				

Таблица 1.23 – Определение вращающих моментов на валах привода $T, H \cdot m$

Вал	Параметр	Формула		Расчет	Результат	
I (ЭД)	Вал электродвигателя	схема	1	$T_I = \frac{P_I}{\omega_I}$	$\frac{2300}{99,433}$	23,131
			2		$\frac{2320}{74,209}$	31,269
II	Входной вал редуктора	схема	1	$T_{II} = \frac{P_{II}}{\omega_{II}}$	$\frac{2185}{33,752}$	64,737
			2		$\frac{2320}{74,209}$	31,269
III	Выходной вал редуктора	схема	1	$T_{III} = \frac{P_{III}}{\omega_{III}}$	$\frac{2119}{7,5}$	282,593
			2		$\frac{2251}{23,558}$	95,544
IV (РВ)	Рабочий вал привода	схема	1	$T_{IV} = \frac{P_{IV}}{\omega_{IV}}$	$\frac{2102}{7,5}$	280,300
			2		$\frac{2099}{7,5}$	279,847
Проверка (обязательна)		$T_I \leq T_{II} \leq T_{III} \leq T_{IV} \approx T_{рв}$				

Таблица 1.24 – Результаты кинематического расчета привода (схема 1)

Валы привода	Величины				
	Частота вращения, $n_k, \text{об/мин}$	Угловая скорость, $\omega_k, \text{рад/с}$	Мощность, $P_k, \text{Вт}$	Вращающий момент $T_k, \text{Н}\cdot\text{м}$	Передаточные числа
I (ЭД)	950	99,433	2300	23,131	$u_{\text{оп}} = 2,946$ $u_{\text{ред}} = u_{\text{зп}} = 4,5$ Валы соединены муфтой
II	322,471	33,752	2185	64,737	
III	71,660	7,500	2119	282,593	
IV (РВ)	71,660	7,500	2102	280,300	

Таблица 1.25 – Результаты кинематического расчета привода (схема 2)

Валы привода	Величины				
	Частота вращения, $n_k, \text{об/мин}$	Угловая скорость, $\omega_k, \text{рад/с}$	Мощность, $P_k, \text{Вт}$	Вращающий момент $T_k, \text{Н}\cdot\text{м}$	Передаточные числа
I (ЭД)	709	74,209	2320	31,269	$u_{\text{ред}} = u_{\text{зп}} = 3,15$ $u_{\text{оп}} = 3,141$
II	709	74,209	2320	31,269	
III	225,079	23,558	2251	95,544	
IV (РВ)	71,658	7,5	2099	279,847	

Таблица 1.26 – Результаты кинематического расчета привода (вариант 21)

Валы привода	Величины (после расчета червячной передачи, возможно, некоторые значения необходимо будет скорректировать)				
	Частота вращения, $n_k, \text{об/мин}$	Угловая скорость, $\omega_k, \text{рад/с}$	Мощность, $P_k, \text{Вт}$	Вращающий момент $T_k, \text{Н}\cdot\text{м}$	Передаточные числа
I (ЭД)	2850	298,3	3070	10,291	$u_{\text{ред}} = u_{\text{зп}} = 14$ $u_{\text{оп}} = 2,84$
II	2850	298,3	3070	10,291	
III	203,571	21,307	2303	108,063	
IV (РВ)	71,679	7,502	2101	280,105	

1.9 Вопросы для самопроверки

1. По каким критериям подбирается приводной двигатель для электромеханического привода?
2. Назовите основные конструктивные исполнения асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором.
3. Назовите рекомендуемые диапазоны передаточных чисел для закрытых (цилиндрических, конических, червячных) передач.
4. Назовите рекомендуемые диапазоны передаточных чисел для открытых (цилиндрических, ременных, цепных) передач.
5. Каково назначение передач в машинах?
6. Какие различают виды зубчатых передач?
7. Приведите примеры применения зубчатых передач в машинах.
- 8 Назовите виды передач с гибкой связью и их область применения.
9. Как определяются значения угловых скоростей и частот вращения на валах привода?
10. Каким образом рассчитываются значения мощностей на валах привода?
11. По каким зависимостям определяются величины вращающих моментов на валах привода?

2 Расчет закрытых цилиндрических эвольвентных передач

2.1 Общие сведения о цилиндрических эвольвентных передачах

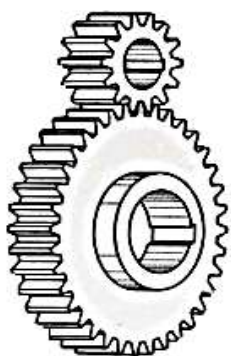
Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи (рисунок 2.1) применяют при необходимости передачи вращающего момента между валами с параллельными осями. Они составляют, наиболее распространенную группу механических передач зацеплением.

Достоинства:

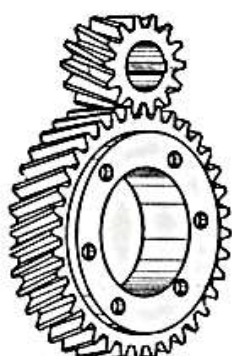
- сравнительно малые габариты;
- относительно высокий коэффициент полезного действия;
- постоянство передаточного числа;
- возможность реверса;
- долговечность и надежность в работе;
- широкий диапазон передаваемых моментов, скоростей и передаточных чисел.

Недостатки:

- небольшое передаточное число в режиме работы одной ступени;
- шум при работе на больших скоростях;
- высокие требования к точности изготовления и монтажа.



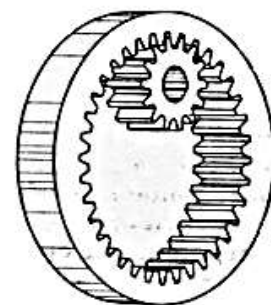
а) прямозубые;



б) косозубые;



в) шевронные;



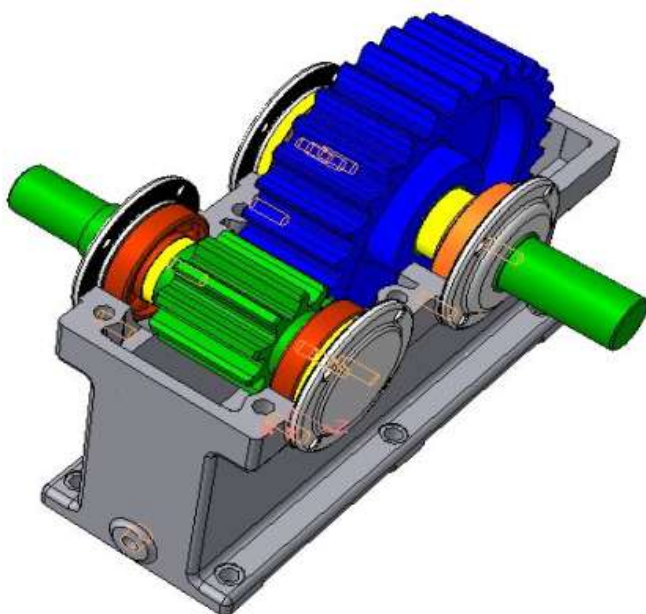
г) с внутренним зацеплением.

Рисунок 2.1 – Передачи цилиндрические

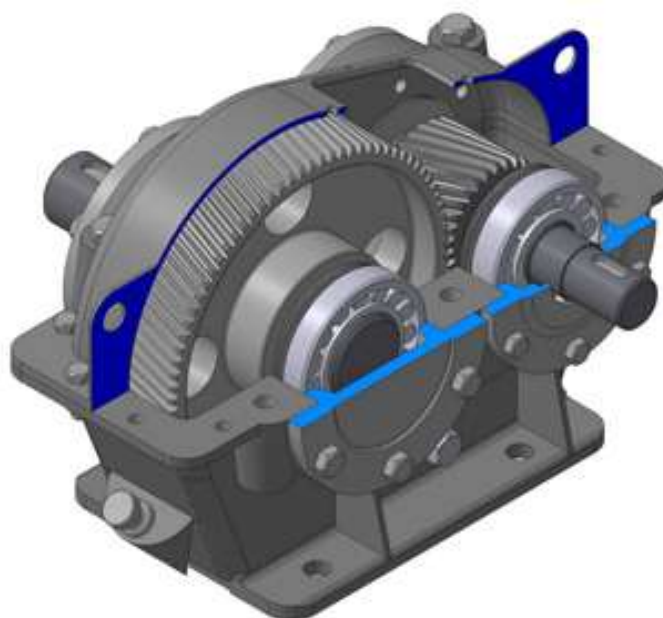
Цилиндрические редукторы (рисунок 2.2) применяют в приводах валкового оборудования, а также экструдеров, мешалок, самых разнообразных измельчителей, станков самых разнообразных конструкций.



а) в собранном виде;



б) со снятой крышкой прямозубый;



в) со снятой крышкой косозубый.

Рисунок 2.2 – Редукторы цилиндрические

2.2 Исходные данные для расчета цилиндрических передач

Исходные данные для расчета закрытой эвольвентной цилиндрической передачи выбирают из сведенных в таблицу результатов кинематического расчета силового привода (таблица 1.24). В качестве исходных данных выбирают значения мощностей, вращающих моментов, частот вращения на валах шестерни (ведущего звена в передаче) и колеса (ведомого звена в передаче) (рисунок 2.3).

Для простоты изложения материала в данном учебном пособии индекс «1» относится к параметрам шестерни, индекс «2» – к параметрам колеса.

Учитывая вышеизложенное, исходными данными для расчета являются значения, представленные в таблице 2.1, взятые из таблицы 1.24.

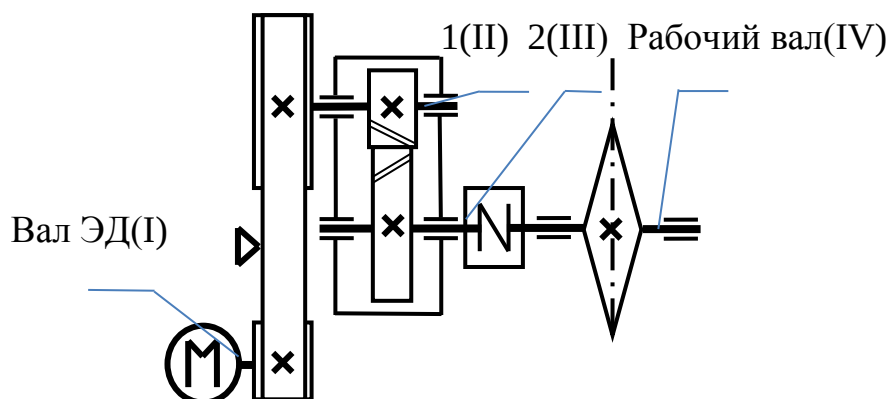


Рисунок 2.3 – Образец схемы задания привода с цилиндрическим редуктором

Таблица 2.1 – Исходные данные для расчета закрытой цилиндрической передачи

Наименование параметра, единица измерения	Обозначение	Исходные данные примера
Вращающий момент на валу шестерни, $H \cdot мм$	T_1	64737
Вращающий момент на валу колеса, $H \cdot мм$	T_2	282593
Частота вращения шестерни, $мин^{-1}$	n_1	322,471
Частота вращения колеса, $мин^{-1}$	n_2	71,66
Угловая скорость шестерни, $рад/сек$	ω_1	33,752
Передаточное число передачи	u	4,5
Срок службы передачи, $час$	L_h	20000
Наличие реверса	<i>есть; нет</i>	<i>есть</i>

2.3 Выбор материала зубчатых колес, назначение упрочняющей обработки

В редукторостроении, для передач общего назначения, к габаритным размерам которых не предъявляют особых требований, экономически целесообразно применять стали с твердостью меньше или равно 350 единиц по Бринеллю:

$$HB \leq 350.$$

Обычно для шестерни и колеса выбирают стали одинаковых марок, но с разницей твердостей активных поверхностей зубьев для выравнивания износа во время эксплуатации. Обычно твердость поверхности зубьев шестерни HB_1 на двадцать – пятьдесят единиц HB принимают выше, чем твердость поверхности колеса HB_2 , так как зубья шестерни входят в зацепление чаще, чем зубья зубчатого колеса:

$$HB_1 \geq HB_2 + (20 \dots 50).$$

Здесь и далее в столбцах (*расчет и результат*) таблиц 2.4 – 2.5, 2.7, 2.10 – 2.11, 2.13 – 2.14, 2.22 – 2.24 приведен пример расчета зубчатой передачи в соответствии с кинематической схемой (рисунок 2.3). В соответствии с вышеизложенным, для примера примем в качестве материалов шестерни и колеса сталь 45 ГОСТ 1050-2013 [22] (таблица 2.3) со следующими механическими характеристиками (таблица 2.2).

Таблица 2.2 – Основные характеристики выбранного материала

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Предел прочности σ_B , МПа (H/mm^2)	Предел текучести σ_T , МПа (H/mm^2)	Твердость, HB (средняя)	Термо-обработка
Сталь 45	до 90	$\sigma_{B1} = 780$	$\sigma_{T1} = 440$	$HB_1 = 230$	улучшение
Сталь 45	свыше 130	$\sigma_{B2} = 690$	$\sigma_{T2} = 340$	$HB_2 = 200$	улучшение

Таблица 2.3 – Механические свойства некоторых сталей

Марка стали	Диаметр заготовки, <i>мм</i>	Предел прочности, σ_B , <i>Н/мм²</i>	Предел текучести, σ_T , <i>Н/мм²</i>	Твердость <i>НВ</i> (средняя)	Термообработка
Стали углеродистые по ГОСТ 1050-2013 [22]					
45	100-500	570	200	190	Нормализация
45	До 90	780	440	230	Улучшение
	90-120	730	390	210	
	Св. 130	690	340	200	
40	До 80	715	400	215	Улучшение
	Св. 80	600	335	185	Нормализация
50	До 80	750	450	235	Улучшение
	Св. 80	630	375	205	Нормализация
Стали легированные по ГОСТ 4543-2016 [23]					
30ХГС	До 140	1020	840	260	Улучшение
	Св. 140	930	740	250	
40Х	До 120	930	690	270	
	120-160	880	590	260	
	Св. 160	830	540	245	
40ХН	До 150	930	690	280	
	140-180	880	590	265	
	Св. 180	835	640	250	
Стали литейные по ГОСТ 977-88 [24]					
40Л	Любой	520	290	160	Нормализация
45Л	Любой	540	310	180	
35ГЛ	Любой	590	340	190	Улучшение
35ГСЛ	Любой	790	590	220	

2.4 Определение допускаемых напряжений

Таблица 2.4 – Определение допускаемых контактных напряжений для $HB \leq 350$

Параметр		Формула	Расчет	Результат
σ_{Hlimb} – предел контактной выносливости при базовом числе циклов перемены напряжений, МПа (Н/мм ²)		$\sigma_{Hlimb1} = 2 \cdot HB_1 + 70$	$2 \cdot 230 + 70$	530
		$\sigma_{Hlimb2} = 2 \cdot HB_2 + 70$	$2 \cdot 200 + 70$	470
$[\sigma]_{H1,2}$ – допускаемые контактные напряжения, МПа (Н/мм ²)		$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{Hlimb1}}{S_H} \cdot Z_{N1}$	$\frac{530}{1,1} \cdot 1$	482
		$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{Hlimb2}}{S_H} \cdot Z_{N2}$	$\frac{470}{1,1} \cdot 1$	427
$[\sigma]_H$ – расчетное контактное напряжение, МПа (Н/мм ²) для:	прямо зубных передач	$[\sigma]_H = [\sigma]_{H2}$		427
	косозубых, шевронных передач	$[\sigma]_H = \frac{[\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}}{2}$	$\frac{482 + 427}{2}$	455
$Z_{N1} = 1; Z_{N2} = 1$ – коэффициенты долговечности, при L_h больше 10000 часов				
$S_H = 1,1$ – коэффициент безопасности (запаса прочности) ГОСТ 21354-87 [25]				

Таблица 2.5 – Определение допускаемых напряжений изгиба для колес с $HB \leq 350$

Параметр		Формула	Расчет	Результат
σ_{Flimb} – предел изгибной выносливости при базовом числе циклов перемены напряжений, МПа.		$\sigma_{Flimb1} = 1,75 \cdot HB_1$	$1,75 \cdot 230$	403
		$\sigma_{Flimb2} = 1,75 \cdot HB_2$	$1,75 \cdot 200$	350
$[\sigma]_F$ – допускаемые контактные напряжения, МПа.		$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{Flimb1}}{S_F} \cdot Y_{N1} \cdot Y_A$	$\frac{403}{1,75} \cdot 1 \cdot 0,65$	149
		$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{Flimb2}}{S_F} \cdot Y_{N2} \cdot Y_A$	$\frac{350}{1,75} \cdot 1 \cdot 0,65$	130
$S_F = 1,75$ – коэффициент безопасности (запаса прочности) ГОСТ 21354-87 [25]				
$Y_{N1} = 1; Y_{N2} = 1$ – коэффициенты долговечности при L_h больше 10000 часов				
Y_A – коэффициент, учитывающий реверсивность движения, $Y_A = 1$ – для нереверсивного движения, $Y_A = 0,65$ – для реверсивного движения (нормализованных и улучшенных сталей)				

2.5 Определение размеров зубчатых колес и параметров зацепления

Таблица 2.6 – Коэффициенты в зависимости от расположения зубчатых колес относительно опор

Коэффициент ширины колеса по межосевому расстоянию (рисунок 2.4) $\Psi_{ba_W} = \frac{b_2}{a_W}$		Для ... расположения зубчатых колес относительно опор – Ψ_{ba_W} принимают:		
		консольного	несимметричного	симметричного*
Колеса	прямозубые	0,2	0,25	0,315
	косозубые	0,315	0,4	0,5
	шевронные	-	-	0,4; 0,5; 0,63
K_H – коэффициент нагрузки		от 1,25 до 1,4	от 1,15 до 1,25	от 1,1 до 1,15
* При значении передаточного отношения больше пяти ($u > 5$) рекомендуют принимать Ψ_{ba_W} меньшие значения, чем необходимо				

Таблица 2.7 – Основные геометрические параметры зацепления (рисунок 2.5), принимаемые по стандартам

Формула	Расчет	Результат (ГОСТ)
Находят a_W – минимальное межосевое расстояние из условия контактной прочности, мм и округляют по ГОСТ 2185-66 [21] (таблица 2.8)		
прямозубые колеса $a_W \geq (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{310}{[\sigma]_H \cdot u}\right)^2 \cdot \frac{T_2 \cdot K_H}{\Psi_{ba_W}}}$		
косозубые и шевронные колеса $a_W \geq (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{270}{[\sigma]_H \cdot u}\right)^2 \cdot \frac{T_2 \cdot K_H}{\Psi_{ba_W}}}$	$(4,5 + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{270}{455 \cdot 4,5}\right)^2 \cdot \frac{282593 \cdot 1,13}{0,5}}$	122,68 (125)
Находят m_n – нормальный модуль для внешнего зацепления, мм и округляют по ГОСТ 9563-60 [26] (таблица 2.9)		
$m_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_W$	$(0,01 \dots 0,02) \cdot 125 = 1,25 \dots 2,5$	2

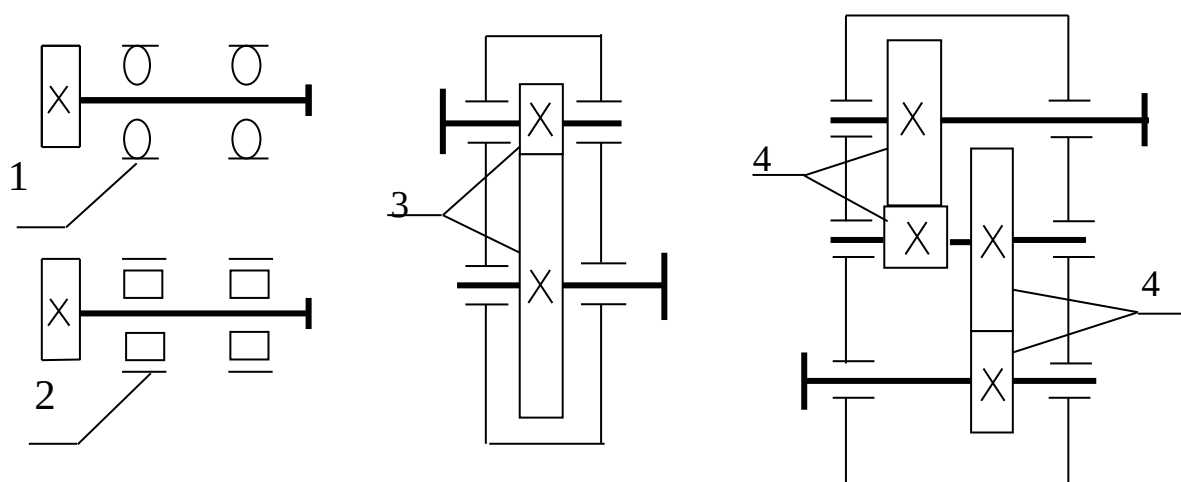
Таблица 2.8 – Межосевое расстояние a_w , мм по ГОСТ 2185-66 [21]

Ряд 1	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500
Ряд 2	56	71	90	112	140	180	224	280	355	450	560

Таблица 2.9 – Модуль m_n , мм по ГОСТ 9563-60 [26]

Ряд 1	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12
Ряд 2	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14

Уменьшение модуля, то есть увеличение числа зубьев зубчатых колес z_1 и z_2 , увеличивает коэффициент перекрытия ε_α , увеличивает плавность зацепления, но уменьшает прочность зуба на изгиб. Поэтому, если передача находится после электродвигателя, то полученное расчетом значение модуля округляют в меньшую сторону, а для тихоходной ступени (если закрытая передача расположена после ременной) в большую сторону.



- 1) консольное на шариковых подшипниках;
- 2) консольное на роликовых подшипниках;
- 3) симметричное; 4) несимметричное.

Рисунок 2.4 – Схемы расположения колес относительно опор

Таблица 2.10 – Определение угла наклона β и чисел зубьев z

Формула (рисунки 2.5 – 2.7)				Расчет	При- нято
Предварительно назначают угол наклона зубьев для ... колес	прямозубых	косозубых	шевронных		
	$\beta = 0^\circ$	$\beta = 8^\circ \dots 22^\circ$	$\beta = 25^\circ \dots 40^\circ$	12 градусов	
Суммарное число зубьев шестерни и колеса z_c	$z_c = \frac{2 \cdot a_W}{m_n}$	$z_c = \frac{2 \cdot a_W}{m_n} \cdot \cos\beta$		$\frac{2 \cdot 125}{2} \cdot \cos 12^\circ$	122,3 (122)
	z_c должно получиться целым числом*	z_c округляют до целого значения в меньшую сторону			
<u>Уточняют</u> угол наклона зубьев (вычисляют с точностью до 4 знака) β , град.	$\cos 0^\circ = 1$	$\cos\beta = \frac{z_c \cdot m_n}{2 \cdot a_W}$		$\frac{122 \cdot 2}{2 \cdot 125}$	0,976
		$\beta = \arccos\left(\frac{z_c \cdot m_n}{2 \cdot a_W}\right)$		$\arccos\left(\frac{122 \cdot 2}{2 \cdot 125}\right)$	12,578
Число зубьев шестерни z_1	$z_1 = \frac{z_c}{u + 1} \geq 17$ округляют до целого значения**			$\frac{122}{4,5 + 1}$	22,18 (22)
Число зубьев колеса z_2	$z_2 = z_c - z_1$ должно получиться целое число			$122 - 22$	100
<u>Уточняют</u> передаточное число u'	$u' = \frac{z_2}{z_1}$			$\frac{100}{22}$	4,55
Расхождение с исходным значением Δu , %	*** $\Delta u = \left \frac{u - u'}{u} \right \cdot 100 \leq 3 \%$			$\left \frac{4,5 - 4,55}{4,5} \right \cdot 100$	1,11 %
* z_c – если не получилось целое число, то изменяют модуль зацепления m_n или межосевое расстояние a_W (таблица 2.7)					
** Если z_1 окажется меньше 17, то изменяют модуль зацепления m_n в меньшую сторону и заново рассчитывают числа зубьев					
*** Если $\Delta u > 3 \%$, то увеличивают или уменьшают модуль зацепления m_n , а затем заново определяют числа зубьев z_1 и z_2					

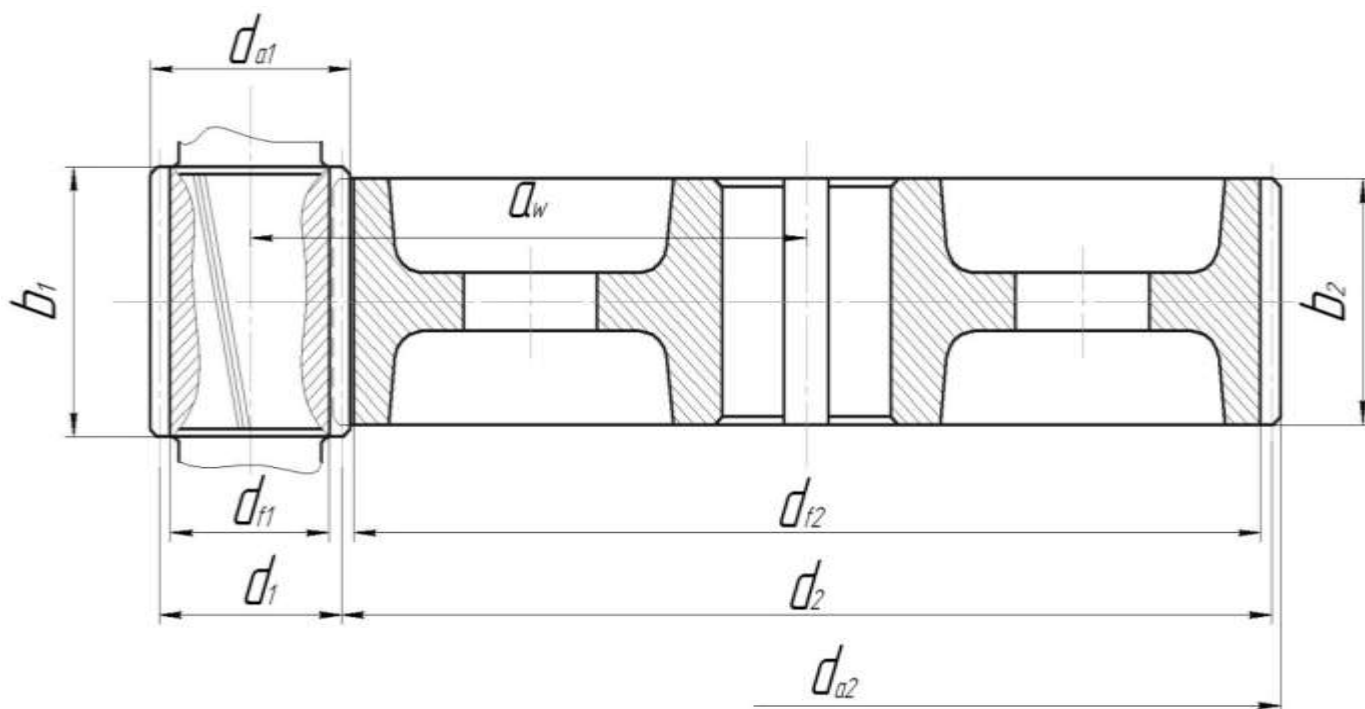
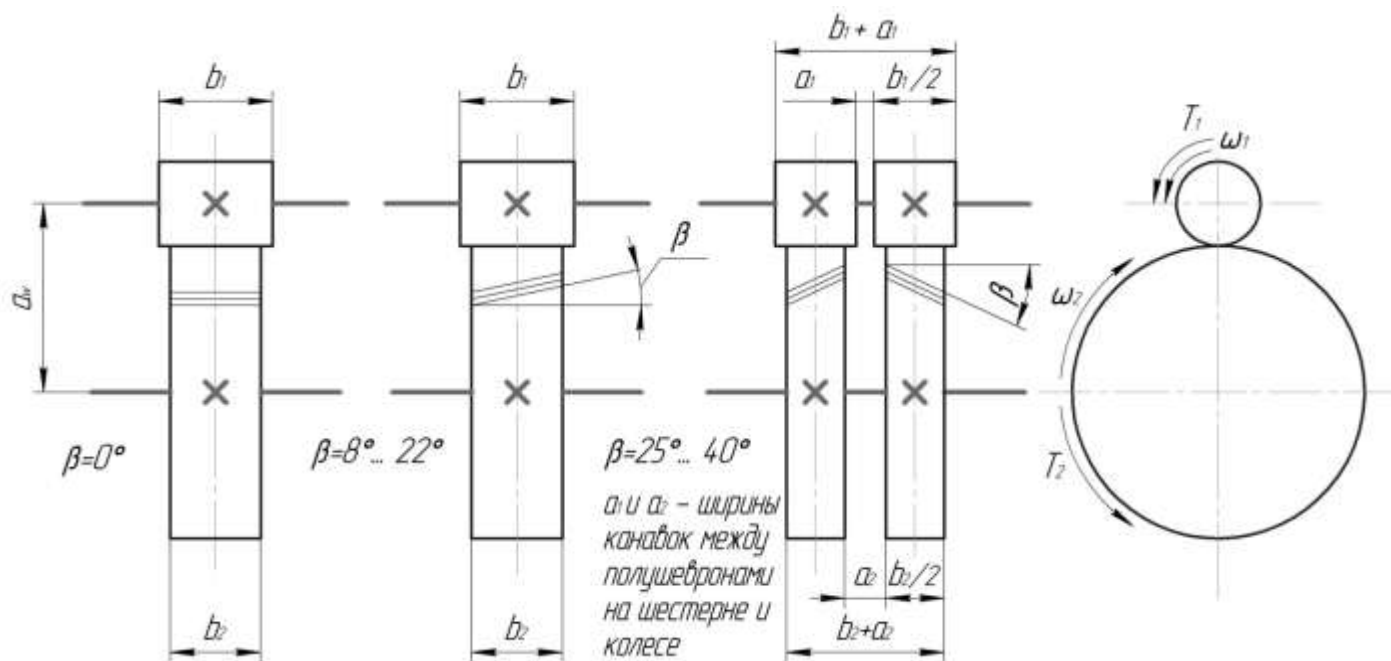


Рисунок 2.5 – Основные геометрические параметры цилиндрических эвольвентных передач внешнего зацепления



а) прямозубая; б) косозубая; в) шевронная; г) вид слева.

Рисунок 2.6 – Цилиндрические эвольвентные передачи внешнего зацепления

Таблица 2.11 – Расчет основных геометрических параметров цилиндрических колес

Формула (рисунок 2.7)		Расчет		Результат	
Диаметры делительных окружностей d , мм прямозубых колес					
шестерни	колеса	шестерни	колеса		
$d_1 = m_n \cdot z_1$	$d_2 = m_n \cdot z_2$				
Диаметры делительных окружностей d , мм косозубых и шевронных колес					
$d_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos\beta}$	$d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos\beta}$	$\frac{2 \cdot 22}{\cos 12,578}$	$\frac{2 \cdot 100}{\cos 12,578}$	45,1	204,9
Проверка условия для внешнего зацепления					
$a_w = \frac{d_2 + d_1}{2}$		$a_w = \frac{204,9 + 45,1}{2}$		125	
Диаметры окружностей выступов d_a , мм					
$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n$	$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n$	$45,1 + 2 \cdot 2$	$204,9 + 2 \cdot 2$	49,1	208,9
Диаметры окружностей впадин d_f , мм					
$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n$	$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n$	$45,1 - 2,5 \cdot 2$	$204,9 - 2,5 \cdot 2$	40,1	199,9
Ширины зубчатых колес b_1 и b_2 , мм принимают по Ra40 ГОСТ 6636-69 [27] (таблица 2.12)					
$b_2 = a_w \cdot \Psi_{ba_w}$	$b_1 = b_2 + 5$	$125 \cdot 0,5$	$62,5 + 5$	62,5 (63)	67,5 (67)

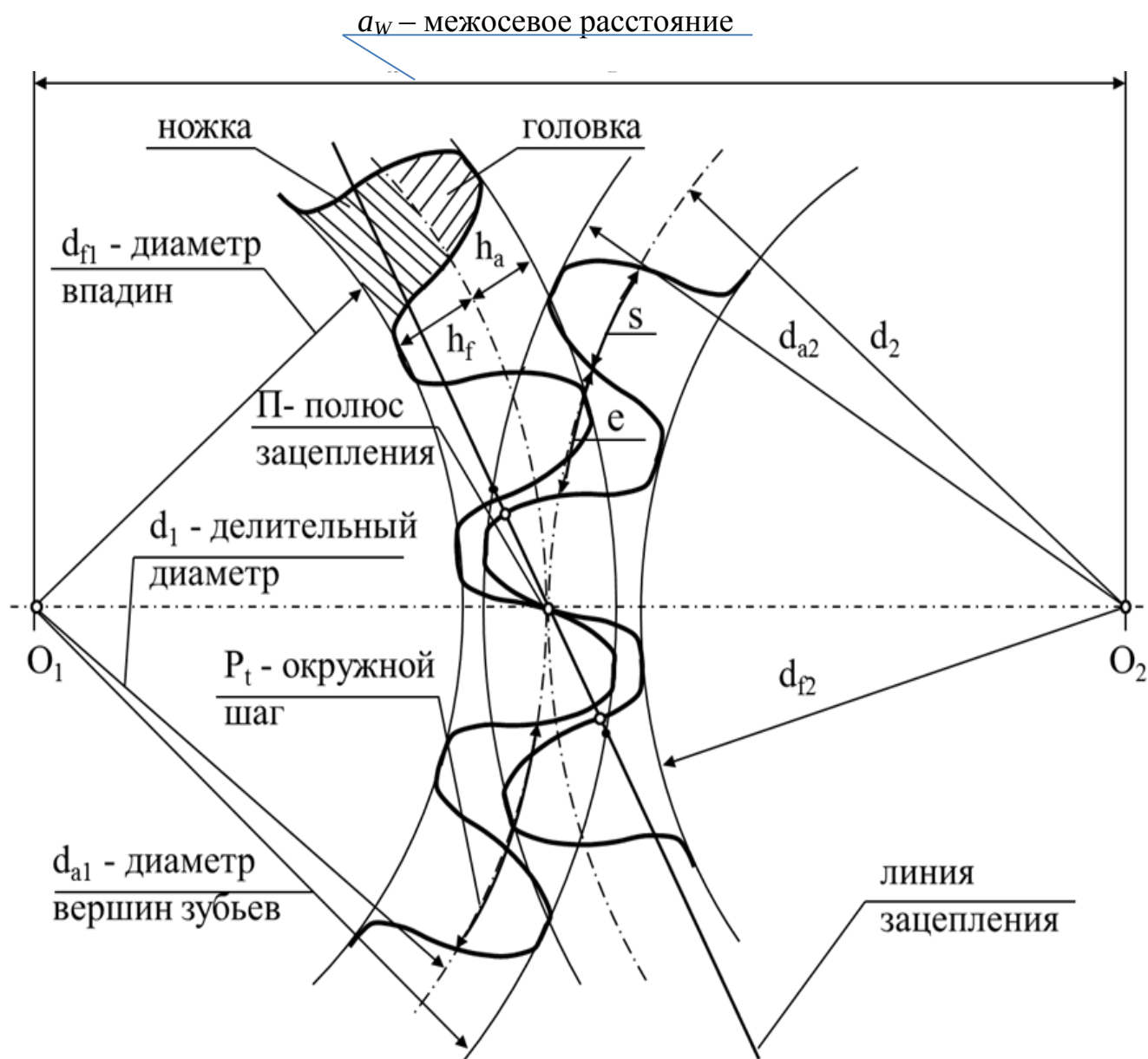


Рисунок 2.7 – Основные геометрические параметры зубчатого зацепления

Таблица 2.12 – Нормальные линейные размеры по ГОСТ 6636-69 [27]

Ra 20	Ra 40	Ra 20	Ra 40	Ra 20	Ra 40	Ra 20	Ra 40
1,0	1,00	5,6	5,6	32	32	180	180
	1,05		6,0	34	34		190
1,1	1,10	6,3	6,3	36	36	200	200
	1,15		6,7		38		210
1,2	1,20	7,1	7,1	40	40	220	220
	1,30		7,5		42		240
1,4	1,40	8,0	8,0	45	45	250	250
	1,50		8,5		48		260
1,6	1,60	9,0	9,0	50	50	280	280
	1,70		9,5		53		300
1,8	1,80	10,0	10,0	56	56	320	320
	1,90		10,5		60		340
2,0	2,00	11,0	11,0	63	63	360	360
	2,10		11,5		67		380
2,2	2,20	12,0	12,0	71	71	400	400
	2,40		13,0		75		420
2,5	2,50	14,0	14,0	80	80	450	450
	2,60		15,0		85		580
2,8	2,80	16,0	16,0	90	90	500	500
	3,00		17,0		95		530
3,2	3,20	18,0	18,0	100	100	560	560
	3,40		19,0		105		600
3,6	3,60	20,0	20,0	110	110	630	630
	3,80		21,0		120		670
4,0	4,00	22,0	22,0	125	125	710	710
	4,20		24,0		130		750
4,5	4,50	25,0	25,0	140	140	800	800
	4,80		26,0		150		850
5,0	5,00	28,0	28,0	160	160	900	900
	5,30		30,0		170		950

2.6 Проверочные расчеты цилиндрических эвольвентных передач

Таблица 2.13 – Условие прочности по контактным напряжениям

Формула	Расчет	Результат
Определяют коэффициент ширины шестерни относительно диаметра, Ψ_{bd}		
$\Psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}$	$\Psi_{bd} = \frac{67}{45,1}$	1,5
Определяют окружную скорость V , м/с и назначают степень точности изготовления колес (таблица 2.15)		
$V = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$	$\frac{33,752 \cdot 45,1}{2 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 45,1 \cdot 322,5}{60 \cdot 1000}$	0,76
Уточняют коэффициент нагрузки K'_H		
$K'_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}$	$K'_H = 1,1 \cdot 1,07 \cdot 1,05$	1,24
$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями в косозубых и шевронных передачах (таблица 2.16). Для прямозубых колес $K_{H\alpha} = 1$		1,1
$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий (таблица 2.17)		1,07
$K_{H\nu}$ – динамический коэффициент (таблица 2.18)		1,05
Проверяют условие прочности по контактным напряжениям σ_H :		
для прямозубых передач $\beta = 0^\circ$		$\sigma_H \leq [\sigma]_H$
$\sigma_H = \frac{310}{a_w \cdot u'} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K'_H}{b_2} \cdot (u' + 1)^3} \leq [\sigma]_H$		
для косозубых и шевронных передач $\beta > 0^\circ$		$\sigma_H \leq [\sigma]_H$
$\sigma_H = \frac{270}{a_w \cdot u'} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K'_H}{b_2} \cdot (u' + 1)^3} \leq [\sigma]_H$	$\frac{270}{125 \cdot 4,55} \cdot \sqrt{\frac{282593 \cdot 1,24}{63} \cdot (4,55 + 1)^3}$	439 < 455
Проверяют погрешность $\Delta\sigma_H$ в процентах (%) недогрузка (+), перегрузка (–)		
$\Delta\sigma_H = \frac{[\sigma]_H - \sigma_H}{[\sigma]_H} \cdot 100$	$\frac{455 - 439}{455} \cdot 100$	3 < 5 %
Допускается недогрузка на 10 % и перегрузка на 5 %. Если условие прочности не выполняется, то либо увеличивают степень точности, либо изменяют b_2 , a_w не выходя за пределы рекомендуемых. Если это не дает должного эффекта, то назначают другие материалы и расчет повторяют с пункта 2.3, с. 44.		

Таблица 2.14 – Условие прочности по изгибным напряжениям

Формула		Расчет		Результат	
Для прямозубых колес определяют приведенное число зубьев шестерни и колеса					
$Z_{V1} = Z_1$	$Z_{V2} = Z_2$				
Для косозубых колес определяют приведенное число зубьев шестерни и колеса					
$Z_{V1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}$	$Z_{V2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta}$	$\frac{22}{\cos^3 12,578}$	$\frac{100}{\cos^3 12,578}$	24	108
Определяют по ГОСТ 21354 [25] – 87 коэффициенты формы зуба – Y_{F1} и Y_{F2} (таблица 2.19)				$Y_{F1} = 3,9$	$Y_{F2} = 3,6$
Проводят сравнительную оценку прочности на изгиб зубьев шестерни и колеса					
$\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F2}}$	$\frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}}$	$\frac{149}{3,9}$	$\frac{130}{3,6}$	38,3	36,1
Дальнейший расчет ведут по <i>минимальному значению</i> найденных отношений $\frac{[\sigma]_F}{Y_F}$ для одного из колес					
Определяют коэффициент нагрузки K_F					
$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}$		$K_F = 0,75 \cdot 1,19 \cdot 1,2$			1,07
$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями: $K_{F\alpha} = 1$ – для прямозубых колес, $K_{F\alpha} = 0,75$ – для косозубых колес					0,75
$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий (таблица 2.20)					1,19
K_{FV} – коэффициент динамичности (таблица 2.21)					1,2
Коэффициент, учитывающий наклон зубьев (для косозубых и шевронных колес)					
$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140}$		$1 - \frac{12,578^\circ}{140}$			0,91
Находят рабочие напряжения изгиба σ_F , МПа и сравнивают их с допускаемыми значениями $[\sigma]_F$					
$\sigma_F = \frac{2 \cdot T \cdot K_F}{Z \cdot b \cdot m_n^2} \cdot Y_F \cdot Y_\beta \leq [\sigma]_F$		$\frac{2 \cdot 282593 \cdot 1,07}{100 \cdot 68 \cdot 2^2} \cdot 3,6 \cdot 0,91$			$\sigma_F < [\sigma]_F$
					72,8 < 130
Возможна большая недогрузка. Если условие прочности <i>не выполняется</i> , то задаются большим значением модуля m_n , не изменяя a_w , то есть не нарушая условия контактной прочности. Если это не дает положительного эффекта, то назначают другие материалы и <i>расчет повторяют с пункта 2.3, с. 44.</i>					

Таблица 2.15 – Предельные окружные скорости для силовых передач V , м/с

Степень точности	Вид передачи	
	прямозубая	косозубая; шевронная
5 и более	свыше 15	свыше 30
6	До 15	До 30
7	До 10	До 15
8	До 6	До 10
9	До 2	До 4

Таблица 2.16 – Значения коэффициента неравномерности распределения нагрузки между зубьями $K_{H\alpha}$ (при расчете на контактную прочность)

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

Таблица 2.17 – Значения коэффициента неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий $K_{H\beta}$ (при расчете на контактную прочность)

$\Psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}$	Расположение колес по отношению к опорам		
	консольное	несимметричное	симметричное
0,4	1,15	1,04	1,0
0,6	1,24	1,06	1,02
0,8	1,30	1,08	1,03
1,0	-	1,11	1,04
1,2	-	1,15	1,05
1,4	-	1,18	1,07
1,6	-	1,22	1,09
1,8	-	1,25	1,11
2,0	-	1,30	1,14

Таблица 2.18 – Значения коэффициента динамичности нагрузки K_{Hv} (при расчете на контактную прочность)

Передача	Окружная скорость V , м/с				
	до 1,5	до 5	до 10	до 15	до 20
	Степень точности				
	9	8	8	7	7
прямозубая	1,1	1,05	-	-	-
косозубая или шевронная	1,05	1,0	1,01	1,02	1,05

Таблица 2.19 – Значения коэффициента формы зуба Y_F

z или z_v	17	20	22	25	28	30	35	40	45	50	60	70	80	90 и более
Y_F	4,28	4,09	3,98	3,9	3,81	3,8	3,75	3,7	3,66	3,65	3,62	3,61	3,61	3,60

Таблица 2.20 – Значения коэффициента неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий $K_{F\beta}$ (при расчете на изгибную прочность)

$\Psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}$	Расположение колес относительно опор		Консольное расположение колес на...	
	симметричное	несимметричное	шариковых подшипниках	роликовых подшипниках
0,2	1,0	1,04	1,18	1,10
0,4	1,03	1,07	1,37	1,21
0,6	1,05	1,12	1,62	1,40
0,8	1,08	1,17	-	1,59
1,0	1,1	1,23	-	-
1,2	1,13	1,3	-	-
1,4	1,19	1,38	-	-
1,6	1,25	1,45	-	-
1,8	1,32	1,53	-	-

Таблица 2.21 – Значения коэффициента динамичности нагрузки K_{FV} (при расчете на изгибную прочность)

Степень точности	Окружная скорость V , м/с					
	V , м/с до 3		V , м/с от 3 до 8		V , м/с от 8 до 12,5	
	зуб		зуб		зуб	
	прямой	непрямой	прямой	непрямой	прямой	непрямой
6	1	1	1,2	1	1,3	1,1
7	1,15	1	1,35	1	1,45	1,2
8	1,25	1,1	1,45	1,3	-	1,4
9	1,35	1,2	1,62	1,24	-	1,45

2.7 Определение сил, действующих в зацеплении цилиндрических эвольвентных передачах

В цилиндрических передачах сила нормального давления раскладывается на составляющие (рисунок 2.8, таблицы 2.22, 2.23), где $\alpha = 20^\circ$ – угол зацепления.

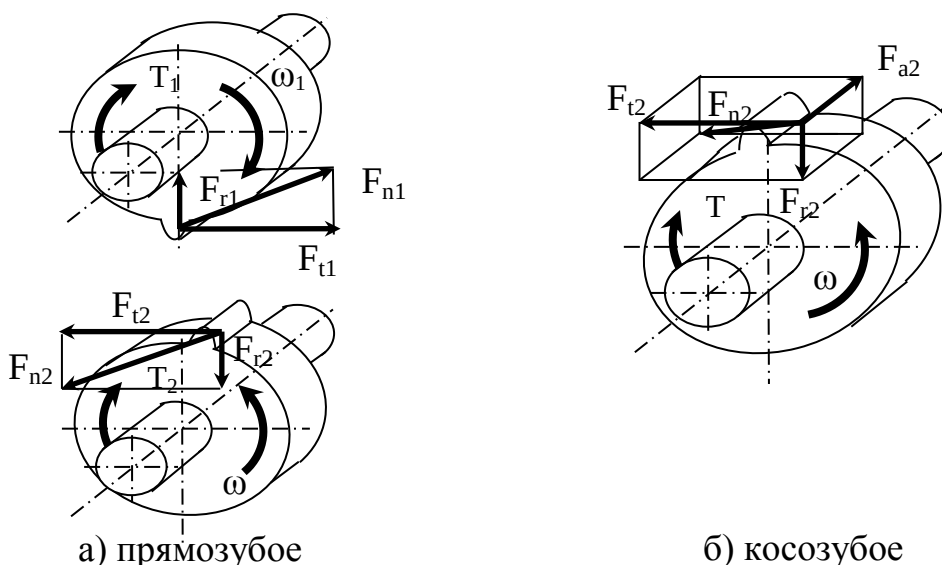


Рисунок 2.8 – Силы, действующие в зацеплении цилиндрических передач

Таблица 2.22 – Силы, действующие в прямозубых передачах

Параметр	Формула	Расчет	Результат
Окружные силы F_t , в ньютонах (Н)	$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}$		
Радиальные силы F_r , в ньютонах (Н)	$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha$		
Силы нормального давления F_n , в ньютонах (Н)	$F_{n1} = F_{n2} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha}$		

Таблица 2.23 – Силы, действующие в косозубых и шевронных передачах

Параметр	Формула	Расчет	Результат
Окружные силы F_t , в ньютонах (Н)	$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}$	$\frac{2 \cdot 64737}{45,1}$	2871
Радиальные силы F_r , в ньютонах (Н)	$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$	$\frac{2871 \cdot \operatorname{tg} 20}{\cos 12,578}$	1071
Осевые силы, в ньютонах (Н)	$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \beta$	$2871 \cdot \operatorname{tg} 12,578$	641
Силы нормального давления F_n , в ньютонах (Н)	$F_{n1} = F_{n2} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha \cdot \cos \beta}$	$\frac{2872}{\cos 20 \cdot \cos 12,578}$	3132

2.8 Конструирование цилиндрических зубчатых колес

2.8.1 Ведущее колесо - шестерня

Форма зубчатых колес зависит от их радиальных габаритов, типа (масштаба) производства, типа зубчатого редуктора, в котором это колесо эксплуатируется. При небольших диаметрах (до 160 мм) колес их изготавливают из прутка (сортового проката), а при значительных диаметрах колес, заготовки чаще всего получают свободной ковкой с последующей обработкой резанием. Шестерни малых диаметров (близких к среднему диаметру вала) изготавливают за одно целое с валом. Рассмотрим основные конструкции зубчатых цилиндрических эвольвентных колес.

На рисунке 2.9 представлена типовая конструкция вала-шестерни. Шестерня заодно с валом изготавливается в тех случаях, когда соотношение диаметра окружности впадин зубьев d_{f1} и диаметра вала d составляет не более 1,6, то есть:

$$\frac{d_{f1}}{d} \leq 1,6.$$

В противном случае шестерни также как и зубчатые колеса изготавливают насадными и их проектирование производят по тем же соотношениям, что и для зубчатых колес (таблица 2.24).

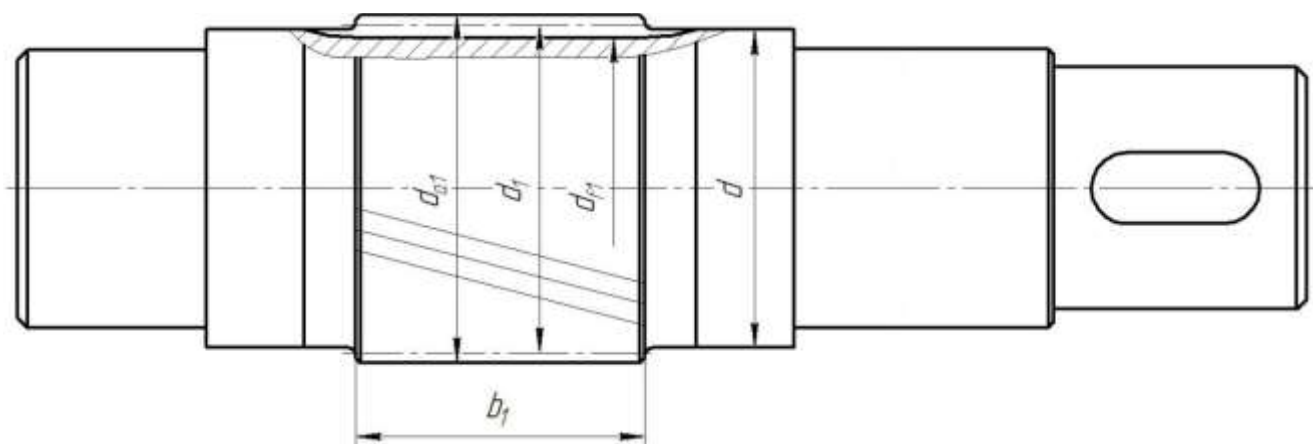


Рисунок 2.9 – Конструкция вала-шестерни

Кроме того, в представленной на рисунке 2.9 конструкции вала-шестерни диаметр впадин зубьев d_{f1} меньше d , поэтому на местном разрезе по впадинам виден след режущего инструмента (например, червячной фрезы), конфигурация которого определяется в зависимости от модуля зацепления m_n , от которого и зависит диаметр фрезы и, соответственно, конфигурация впадины.

Если d_{f1} больше диаметра вала d , то впадина зуба шестерни представляет собой прямую линию, которая ограничивается шириной шестерни b_1 . Напомним, что размеры d_{f1} , d_1 , d_{a1} и b_1 находятся на этапе расчета геометрических параметров передачи (таблица 2.11).

2.8.2 Ведомое колесо

Рассмотрим конструкцию зубчатого колеса (рисунки 2.10, 2.11).

Диаметр вала под колесом $d_{вал}$ определяют по условию обеспечения усталостной прочности тихоходного (промежуточного) вала.

Длину ступицы желательно брать равной или больше ширины b_2 зубчатого венца колеса, то есть $L_{cm} \geq b_2$. Принятую длину ступицы согласуют с расчетной, которую выбирают из условия прочности соединений вал-ступица (шпоночного, шлицевого, с натягом).

Длину ступицы, равную ширине зубчатого венца, обычно применяют в условиях серийного и массового производства (для удобства базирования колес при нарезании «пакетом» на одной оправке), тогда $L_{cm} = b_2$.

Полученные по вышеуказанным зависимостям значения размеров основных конструктивных элементов зубчатого колеса, необходимо округлить до стандартных по ГОСТ 6636-69 [27] (таблица 2.12).

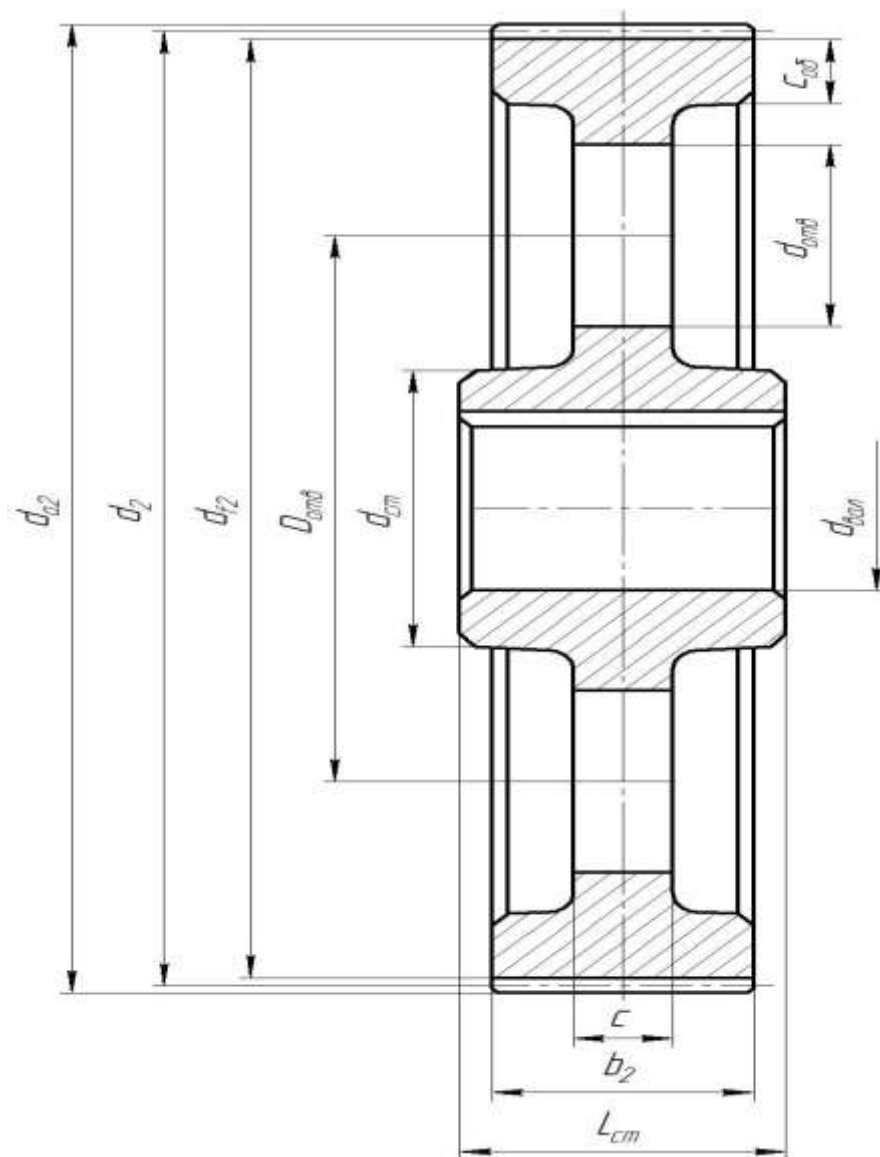


Рисунок 2.10 – Конструкция зубчатого колеса (чертеж)

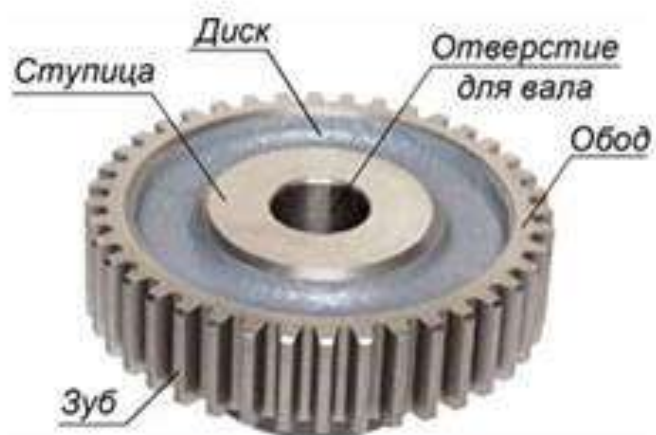


Рисунок 2.11 – Конструкция зубчатого колеса (внешний вид)

Таблица 2.24 – Расчет элементов конструкции зубчатого колеса

Элемент	Размеры, мм	Формула (некоторые значения находят в диапазоне, а затем принимают по Ra20 или Ra40, (таблица 2.12))	Расчет (рисунок 2.10)	Результат (принято по Ra20 или Ra40) (таблица 2.12)	
Обод	диаметр	то же что и диаметр вершин зубьев колеса d_{a2} (таблица 2.11)	208,9	208,9	
	толщина	$C_{об} = (2,5 \dots 4,0) \cdot m_n$ <i>должно быть $C_{об} \geq 8$ мм</i> m_n – модуль зацепления (таблица 2.7)	2,5·2...4·2	5...8	8
	ширина	b_2 (ширина колеса) (таблица 2.11)	63	63	
Ступица	диаметр внутренний	$d_{вал} = d_k$	выбирают на этапе проектирования валов		60
	диаметр наружный для...	стали $d_{ст} = (1,5 \dots 1,55) \cdot d_{вал}$	1,5·60...1,55·60	90...93	90
		чугуна $d_{ст} = (1,55 \dots 1,6) \cdot d_{вал}$			
		легких или цветных сплавов $d_{ст} = (1,6 \dots 1,7) \cdot d_{вал}$			
	длина	$L_{ст} = (1 \dots 1,5) \cdot d_{вал}$	1·60...1,5·60	60...90	63
Диск	толщина	$C \geq 0,25 b_2$, <i>но не менее 10 мм</i>	$C \geq 0,25 \cdot 63$	$C \geq 15,75$	16
	радиусы закруглений	$R \geq 6 \dots 8$ мм	6		
	и уклон	$\gamma = 7 \dots 10^\circ$	8		
Отверстия	диаметр центральной окружности	$D_{отв} = 0,5 \cdot (d_{f2} - 2 \cdot C_{об} + d_{ст})$ (таблица 2.11)	0,5·(199,9–2·8+90)	136,95	140
	диаметры отверстий в диске	$d_{отв} = (d_{f2} - 2 \cdot C_{об} - d_{ст})/4$	(199,9 – 2·8 – 90)/4	23,48	24
Фаска	размер	$f = 0,5 \cdot m_n$	0,5·2	1	1
	угол	$\alpha = 45^\circ$			

2.9 Вопросы для самопроверки

- 1 Каковы основные достоинства зубчатых цилиндрических передач по сравнению с другими зубчатыми передачами? Каковы их недостатки?
- 2 Почему эвольвентное зацепление имеет преимущественное применение?
- 3 Какие различают виды зубьев и где они применяются?
- 4 Из каких материалов изготавливают зубчатые колеса цилиндрических эвольвентных зубчатых передач?
- 5 Назовите основные виды термической обработки зубьев зубчатых колес цилиндрических эвольвентных зубчатых передач.
- 6 Как определяются допускаемые контактные и изгибные напряжения для зубьев цилиндрических передач?
- 7 Назовите основной параметр материала, который оказывает решающее влияние на величину допускаемых контактных и изгибных напряжений.
- 8 Какой геометрический параметр определяют при проектном расчете закрытой цилиндрической передачи?
- 9 Как определяются делительный диаметр зубчатого колеса?
- 10 Как вычисляют диаметры вершин и впадин зубьев?
- 11 По какому модулю определяют делительные диаметры зубчатых колес с косыми и шевронными зубьями?
- 12 Как определяют силы, действующие в зацеплении в прямозубой и косозубой цилиндрической передаче?
- 13 По каким причинам зубчатые передачи выходят из строя?
- 14 По каким напряжениям производится расчет зубьев на прочность?
- 15 Как определяют силы, действующие в зацеплении цилиндрической передачи?

3 Расчет закрытых конических передач

3.1 Общие сведения о закрытых конических передачах

Конические зубчатые колеса применяют в передачах между валами, оси которых расположены под некоторым углом. Основное применение имеют передачи с осями, пересекающимися под углом девяносто градусов. В зависимости от формы линии зуба конические передачи бывают с прямым, тангенциальным и круговым зубом (рисунок 3.1).

Достоинства:

- сравнительно малые габариты;
- высокий коэффициент полезного действия;
- постоянство передаточного числа;
- возможность реверса;
- долговечность и надежность в работе;
- широкий диапазон моментов, скоростей и передаточных чисел.

Недостатки:

- небольшое передаточное число в режиме работы одной ступени;
- шум при работе на больших скоростях;
- необходимость консольной установки одного из колес;
- высокие требования к точности изготовления и монтажа.

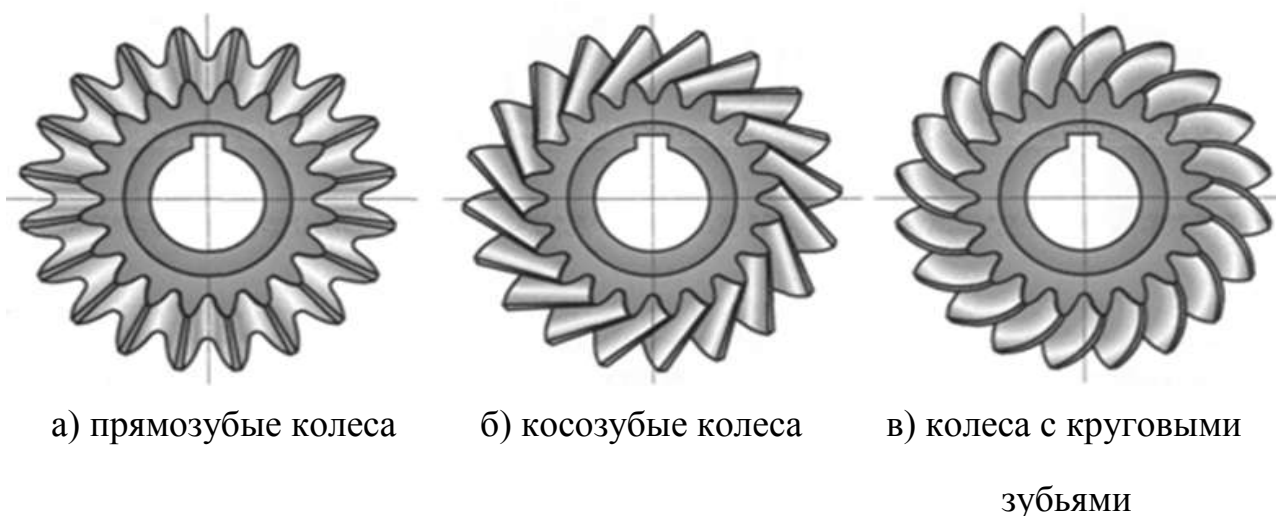
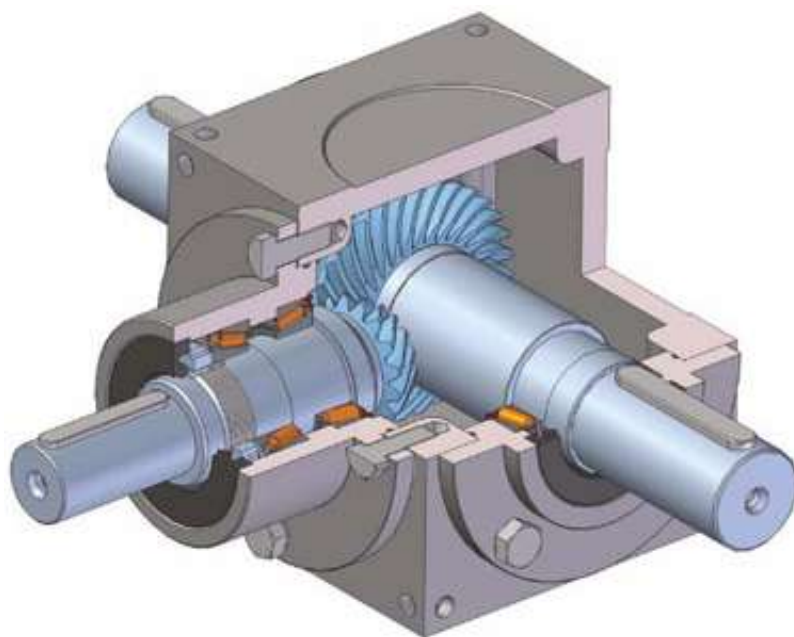
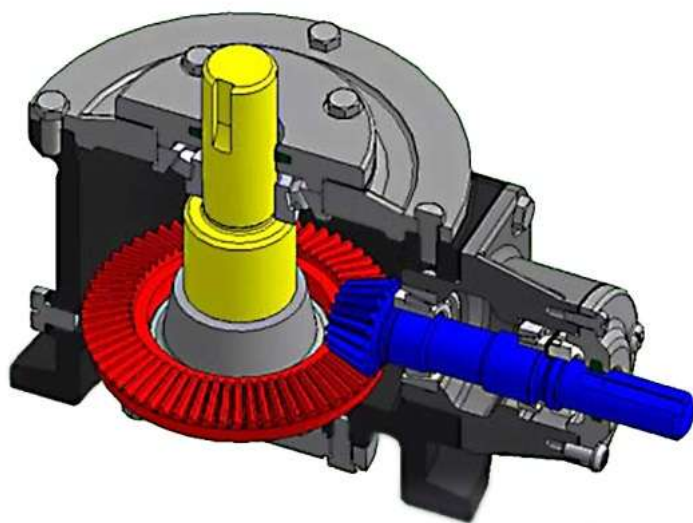


Рисунок 3.1 – Конические колеса

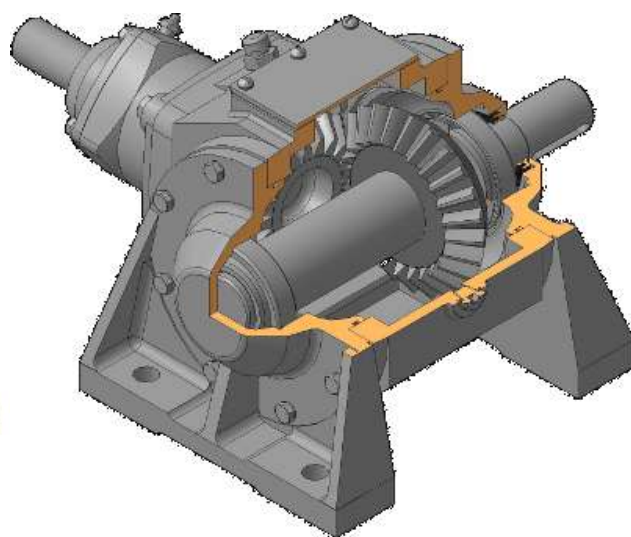
Конические редукторы бывают с различным расположением валов (рисунок 3.2).



а) с круговыми зубьями и горизонтальным расположением валов



б) прямозубый с вертикальным
тихоходным валом (выход вверх)



в) прямозубый с горизонтальным
расположением валов

Рисунок 3.2 – Конические редукторы

3.2 Исходные данные для расчета конических передач

Исходные данные для расчета закрытой конической передачи выбирают из сведенных в таблицу результатов кинематического расчета силового привода.

В качестве исходных данных выбирают значения мощностей, вращающих моментов, частот вращения на валах шестерни (ведущего звена в передаче) и колеса (ведомого звена в передаче) (рисунок 3.3).

Для простоты изложения материала в данном учебном пособии индекс «1» относится к параметрам шестерни, индекс «2» – к параметрам колеса.

Учитывая вышеизложенное, исходными данными (таблица 1.25) для расчета являются значения, представленные в таблице 3.1.

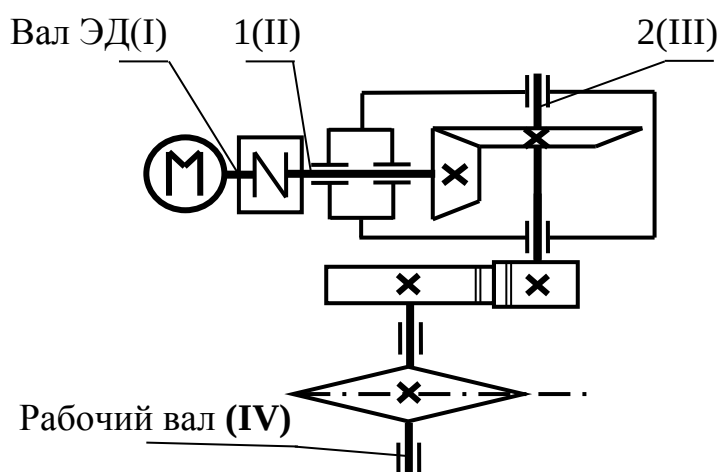


Рисунок 3.3 – Образец схемы задания привода с коническим редуктором

Таблица 3.1 – Исходные данные для расчета закрытой конической передачи

Наименование параметра, единица измерения	Обозначение	Исходные данные примера
Вращающий момент на валу шестерни, $H \cdot мм$	T_1	31269
Вращающий момент на валу колеса, $H \cdot мм$	T_2	95544
Частота вращения шестерни, $мин^{-1}$	n_1	709
Частота вращения колеса, $мин^{-1}$	n_2	225,079
Передаточное число передачи	u	3,15
Срок службы передачи, час	L_h	20000
Наличие реверса	<i>есть; нет</i>	есть

3.3 Выбор материала зубчатых колес, назначение упрочняющей обработки

В редукторостроении, для передач общего назначения, к габаритным размерам которых не предъявляют особых требований, экономически целесообразно применять стали с твердостью меньше или равно 350 единиц по Бринеллю:

$$HB \leq 350$$

Обычно для шестерни и колеса выбирают стали одинаковых марок, но с разницей твердостей активных поверхностей зубьев для выравнивания износа во время эксплуатации. Обычно твердость поверхности зубьев шестерни от двадцати до пятидесяти единиц HB выше, чем твердость поверхности колеса, так как зубья шестерни входят в зацепление чаще, чем зубья зубчатого колеса. Обычно:

$$HB_1 \geq HB_2 + (20 \dots 50).$$

Здесь и далее в столбцах (расчет и результат) таблиц 3.2 – 3.5, 3.8 – 3.10, 3.18, 3.19 приведен пример расчета конической зубчатой передачи в соответствии с кинематической схемой (рисунок 3.3). В соответствии с вышеизложенным для примера примем в качестве материалов шестерни и колеса стали легированные марки 40ХН по ГОСТ 4543-2016 [23] (таблица 2.3) со следующими механическими характеристиками:

Таблица 3.2 – Основные характеристики выбранного материала

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Предел прочности σ_B , МПа (H/mm^2)	Предел текучести σ_T , МПа (H/mm^2)	Твердость, HB (средняя)	Термо-обработка
40ХН	до 150	$\sigma_{B1} = 930$	$\sigma_{T1} = 690$	$HB_1 = 280$	улучшение
40ХН	свыше 180	$\sigma_{B2} = 835$	$\sigma_{T2} = 640$	$HB_2 = 250$	улучшение

3.4 Определение допускаемых напряжений

Таблица 3.3 – Определение допускаемых контактных напряжений для HB ≤ 350

Параметр	Формула	Расчет	Результат
σ_{Hlimb} – предел контактной выносливости при базовом числе циклов перемены напряжений, МПа	$\sigma_{Hlimb1} = 2 \cdot HB_1 + 70$	$2 \cdot 280 + 70$	630
	$\sigma_{Hlimb2} = 2 \cdot HB_2 + 70$	$2 \cdot 250 + 70$	570
$[\sigma]_H$ – допускаемые контактные напряжения, МПа	$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{Hlimb1}}{S_H} \cdot Z_{N1}$	$\frac{630}{1,1} \cdot 1,0$	573
	$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{Hlimb2}}{S_H} \cdot Z_{N2}$	$\frac{570}{1,1} \cdot 1,0$	518
$[\sigma]_H$ – расчетное контактное напряжение, МПа	$[\sigma]_H = \frac{[\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}}{2}$	$\frac{573 + 518}{2}$	545
	должно быть $[\sigma]_H \leq 1,15 \cdot [\sigma]_{H2}$	должно быть $545 \leq 1,15 \cdot 518$	$545 \leq 596$
$Z_{N1} = 1; Z_{N2} = 1$ – коэффициенты долговечности, при L_h больше 10000 часов			
$S_H = 1,1$ – коэффициент безопасности (запаса прочности) ГОСТ 21354-87 [25]			

Таблица 3.4 – Определение допускаемых напряжений изгиба для колес с HB ≤ 350

Параметр	Формула	Расчет	Результат
σ^0_{Flimb} – предел изгибной выносливости при базовом числе циклов перемены напряжений, МПа	$\sigma^0_{Flimb1} = 1,8 \cdot HB_1$	$1,8 \cdot 280$	504
	$\sigma^0_{Flimb2} = 1,8 \cdot HB_2$	$1,8 \cdot 250$	450
$[\sigma]_F$ – допускаемые контактные напряжения, МПа	$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma^0_{Flimb1}}{S_F} \cdot Y_{N1} \cdot Y_A$	$\frac{504}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 0,65$	187
	$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma^0_{Flimb2}}{S_F} \cdot Y_{N2} \cdot Y_A$	$\frac{450}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 0,65$	167
$S_F = 1,75$ – коэффициент безопасности (запаса прочности) ГОСТ 21354-87 [25]			
$Y_{N2} = 1; Y_{N2} = 1$ – коэффициенты долговечности при L_h больше 10000 часов			
Y_A – коэффициент, учитывающий реверсивность движения, $Y_A = 1$ – для нереверсивного движения, $Y_A = 0,65$ – для реверсивного движения (нормализованных и улучшенных сталей)			

3.5 Определение геометрических параметров конического зацепления

В конических передачах шестерня обычно располагается консольно, поэтому из-за повышенной деформации вала увеличивается неравномерность распределения нагрузки по длине зубьев (рисунок 3.4).

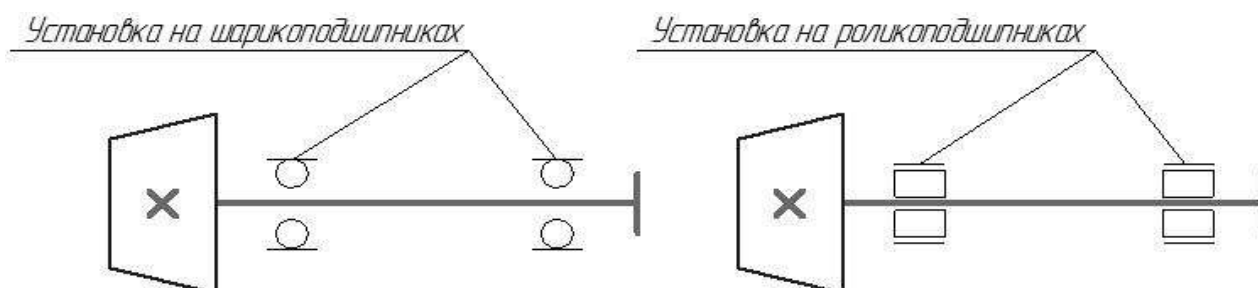


Рисунок 3.4 – Схемы установок конических шестерен консольно

Основные геометрические размеры конических зубчатых колес с прямыми зубьями определяют в зависимости от модуля и числа зубьев. Высота и толщина зубьев конических колес обычно уменьшаются по мере приближения к вершине конуса. Соответственно изменяются шаг, модуль и делительные диаметры, которых может быть бесчисленное множество. Для удобства измерения конических колес их размеры принято определять по внешнему торцу зуба, образованному внешним дополнительным конусом (рисунок 3.5).

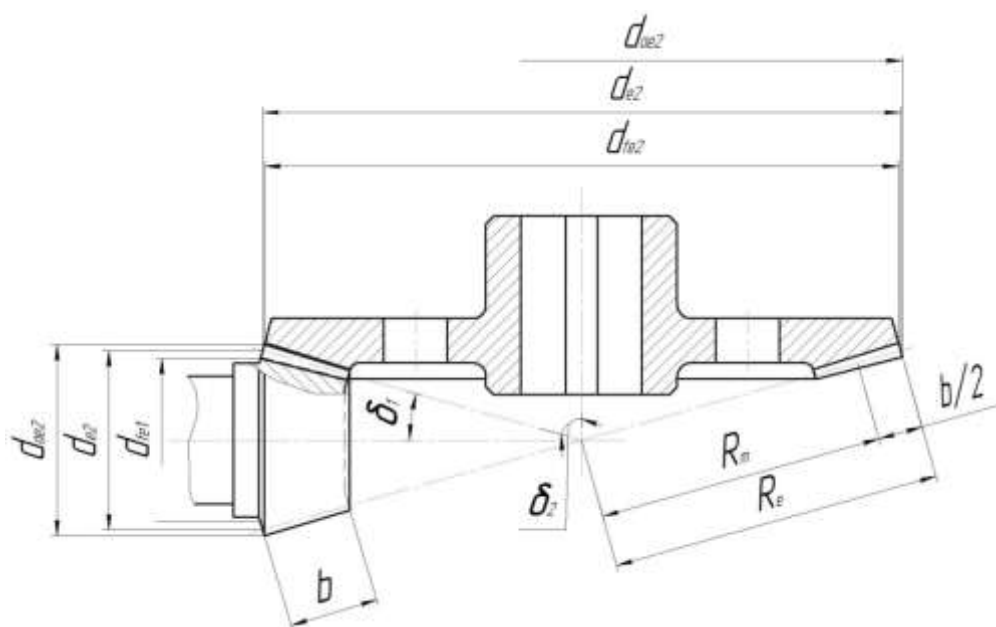


Рисунок 3.5 – Геометрические параметры прямозубой конической передачи

Таблица 3.5 – Основные геометрические параметры зацепления

Формула (рисунок 3.5)		Расчет	Результат	Принято
Из условия контактной прочности определяют внешний делительный диаметр колеса d_{e2} , мм и принимают по ГОСТ 12289-76 [20] (таблица 3.7)				
K_H – коэффициент нагрузки принимают от 1,25 до 1,4			1,35	
$d_{e2} \geq 162,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_H \cdot u}{[\sigma]_H^2}}$		$162,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{95544 \cdot 1,35 \cdot 3,15}{545^2}}$	180,51	180
Определяют m_{te} – внешний окружной модуль, мм и принимают по ГОСТ 9563-60 [26] (таблица 3.6)				
$m_{te} = \frac{d_{e2}}{(22 \dots 36) \cdot u}$		$\frac{180}{(22 \dots 36) \cdot 3,15}$	1,6...2,6	2,5*
*Рекомендуют принимать такие стандартные значения модуля m_{te} , которым соответствует целое число зубьев колеса z_2 (методом подбора)				
Число зубьев колеса z_2	$z_2 = \frac{d_{e2}}{m_{te}}$	$z_2 = \frac{180}{2,5}$	72	целое 72
Число зубьев шестерни z_1	$z_1 = \frac{z_2}{u}$	$z_1 = \frac{72}{3,15}$	22,9	целое 23
Уточняют передаточное число u'	$u' = \frac{z_2}{z_1}$	$u' = \frac{72}{23}$	3,13	
Расхождение с исходным значением Δu , %	$\Delta u = \frac{u - u'}{u} \cdot 100$	$\Delta u = \frac{3,15 - 3,13}{3,15} \cdot 100$	0,635 %	***должно быть $\Delta u \leq 3 \%$
**Расхождение с исходным значением должно быть не более 3 %. Если условие не соблюдается, тогда увеличивают или уменьшают z_2 на единицу и корректируют модуль зацепления m_{te}				

Таблица 3.6 – Модуль m_{te} , мм по ГОСТ 9563-60 [26]

Ряд 1	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12
Ряд 2	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14

Таблица 3.7 – Внешний делительный диаметр колеса d_{e2} , мм по ГОСТ 12289-76 [20]

Ряд 1	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500
Ряд 2	56	71	90	112	140	180	225	280	355	450	560

Таблица 3.8 – Расчет геометрических параметров конических колес

Формула (рисунок 3.5)	Расчет	Результат
Углы делительных конусов δ , град.		
шестерни (1) и колеса (2)	шестерни (1) и колеса (2)	
$\delta_2 = \arctg u'$	$\delta_2 = \arctg 3,13$	72,282
$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$	$\delta_1 = 90^\circ - 72,387$	17,718
Внешние делительные диаметры колес d_e , мм		
$d_{e1} = m_{te} \cdot Z_1$	$d_{e1} = 2,5 \cdot 23$	57,5
$d_{e2} = m_{te} \cdot Z_2$	$d_{e2} = 2,5 \cdot 72$	180
Внешние диаметры окружностей выступов d_{ae} , мм		
$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_1$	$d_{ae1} = 57,5 + 2 \cdot 2,5 \cdot \cos 17,718$	62,263
$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_2$	$d_{ae2} = 180 + 2 \cdot 2,5 \cdot \cos 72,282$	181,522
Внешние диаметры окружностей впадин d_{fe} , мм		
$d_{fe1} = d_{e1} - 2,4 \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_1$	$d_{fe1} = 57,5 - 2,4 \cdot 2,5 \cdot \cos 17,718$	51,785
$d_{fe2} = d_{e2} - 2,4 \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_2$	$d_{fe2} = 180 - 2,4 \cdot 2,5 \cdot \cos 72,282$	178,174
Внешнее конусное расстояние R_e , мм		
$R_e = \frac{m_{te}}{2} \cdot \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$	$R_e = \frac{2,5}{2} \cdot \sqrt{23^2 + 72^2}$	94,48
Ширину зубчатого венца $b=b_1=b_2$, мм принимают по Ra20 или Ra40 ГОСТ 6636-69 [27] (таблица 2.12)		
$b \leq 0,3 \cdot R_e$	$b \leq 0,3 \cdot 94,48 = 28,344$	целое 28
Среднее конусное расстояние R_m , мм		
$R_m = R_e - 0,5 \cdot b$	$R_m = 94,48 - 0,5 \cdot 28$	80,48
Коэффициент ширины венца по внешнему конусному расстоянию Ψ_{bre}		
$\Psi_{bre} = \frac{b}{R_e} \leq 0,3$	$\Psi_{bre} = \frac{28}{94,48} \leq 0,3$	0,296
Средние делительные диаметры d_m , мм		
$d_{m1} = (1 - 0,5 \cdot \Psi_{bre}) \cdot d_{e1}$	$d_{m1} = (1 - 0,5 \cdot 0,296) \cdot 57,5$	48,99
$d_{m2} = (1 - 0,5 \cdot \Psi_{bre}) \cdot d_{e2}$	$d_{m2} = (1 - 0,5 \cdot 0,296) \cdot 180$	153,36
Средний модуль m_m , мм		
$m_m = \frac{d_{m1}}{Z_1} = (1 - 0,5 \cdot \Psi_{bre}) \cdot m_{te}$	$m_m = \frac{48,99}{23} = (1 - 0,5 \cdot 0,296) \cdot 2,5$	2,13

3.6 Проверочные расчеты конической передачи

Таблица 3.9 – Условие прочности по контактным напряжениям

Формула	Расчет	Результат	
Коэффициент ширины шестерни по среднему диаметру Ψ_{bd}			
$\Psi_{bd} = \frac{b_1}{d_{m1}}$	$\Psi_{bd} = \frac{28}{48,99}$	0,572	
Определяют среднюю окружную скорость V , м/с и назначают степень точности изготовления колес (таблица 3.11)			
$V = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$	$V = \frac{3,14 \cdot 48,99 \cdot 709}{60 \cdot 1000}$	1,818	Степень точности
			8
Уточняют коэффициент нагрузки K'_H			
$K'_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}$	$K'_H = 1 \cdot 1,195 \cdot 1,05$	1,255	
$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями (таблица 3.12). Для прямозубых колес $K_{H\alpha} = 1$			1
$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца (таблица 3.13)			1,195 среднее значение
K_{Hv} – динамический коэффициент (таблица 3.14)			1,05
Проверяют условие прочности по контактным напряжениям $\sigma_H \leq [\sigma]_H$, Н/мм ²			
$\sigma_H = \frac{950}{(1 - 0,5 \cdot \Psi_{bRe})} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K'_H \cdot u'}{d_{e2}^3 \cdot \Psi_{bRe}}} \leq [\sigma]_H$	$\frac{950}{(1 - 0,5 \cdot 0,296)} \cdot \sqrt{\frac{95544 \cdot 1,255 \cdot 3,13}{180^3 \cdot 0,296}}$	*должно быть $\sigma_H \leq [\sigma]_H$ 520 ≤ 545	
Проверяют погрешность в процентах (%) недогрузка (+), перегрузка (–)			
$\Delta\sigma_{H2} = \frac{[\sigma]_{H2} - \sigma_{H2}}{[\sigma]_{H2}} \cdot 100$	$\Delta\sigma_{H2} = \frac{545 - 520}{545} \cdot 100$	4,59 %	
*Допускается недогрузка на 10 % и перегрузка на (–5 %). Если условие прочности не выполняется, то увеличивают <i>степень точности</i> , либо увеличивают b_2 , не выходя за пределы рекомендуемых. Если это не дает должного эффекта, то назначают <i>другие материалы</i> и расчет повторяют с пункта 3.3.			

Таблица 3.10 – Условие прочности по изгибным напряжениям

Формула		Расчет		Результат	
Определяют приведенное число зубьев шестерни Z_{V1} и колеса Z_{V2}					
$Z_{V1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}$	$Z_{V2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}$	$Z_{V1} = \frac{23}{\cos 17,718}$	$Z_{V2} = \frac{72}{\cos 72,282}$	24,15	236,58
Определяют по ГОСТ 21354-87 [25] коэффициенты формы зуба Y_F (таблица 3.15)		Y_{F1}	Y_{F2}	3,995	3,6
Проводят сравнительную оценку прочности на изгиб зубьев шестерни и колеса					
$\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F2}}$	$\frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}}$	$\frac{187}{3,995}$	$\frac{167}{3,60}$	46,9	46,43
Дальнейший расчет ведут по минимальному значению найденных отношений $\frac{[\sigma]_F}{Y_F}$ для одного из колес					
Определяют коэффициент нагрузки K_F					
$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$		$K_F = 1 \cdot 1,495 \cdot 1,25$		1,869	
$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями: $K_{F\alpha} = 1$ – для прямозубых колес					1
$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца (таблица 3.16)					1,495
K_{Fv} – коэффициент динамичности (таблица 3.17)					1,25
$\sigma_F = \frac{2,36 \cdot T \cdot K_F}{Z \cdot b \cdot m_m^2} \cdot Y_F \leq [\sigma]_F$		$\frac{2,36 \cdot 95544 \cdot 1,869}{72 \cdot 28 \cdot 2,13^2} \cdot 3,6 \leq 167$		166	*должно быть $\sigma_F \leq [\sigma]_F$
*Возможна большая недогрузка. Если условие прочности не выполняется, то задаются большим значением <i>модуля</i> m_m , не изменяя d_{ae2} , то есть не нарушая условия контактной прочности. Если это не дает положительного эффекта, то назначают <i>другие материалы</i> и расчет повторяют с <i>пункта 3.3</i>					

Таблица 3.11 – Предельные окружные скорости на среднем диаметре шестерни для силовых передач V_m , м/с

Степень точности	конической прямозубой	конической непрямозубой
5 и более точные	свыше 12	свыше 20
6	До 12	До 20
7	До 8	До 10
8	До 4	До 7
9	До 1,5	До 3

Таблица 3.12 – Значения коэффициента неравномерности распределения нагрузки между зубьями $K_{H\alpha}$ (при расчете на контактную прочность)

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

Таблица 3.13 – Значения коэффициента неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий $K_{H\beta}$ (при расчете на контактную прочность)

$\Psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}$	Расположение колес по отношению к опорам		
	консольное	несимметричное	симметричное
0,4	1,15	1,04	1,0
0,6	1,24	1,06	1,02
0,8	1,30	1,08	1,03
1,0	-	1,11	1,04
1,2	-	1,15	1,05
1,4	-	1,18	1,07
1,6	-	1,22	1,09
1,8	-	1,25	1,11
2,0	-	1,30	1,14

Таблица 3.14 – Значения коэффициента динамичности нагрузки K_{HV} (при расчете на контактную прочность)

Передача	Окружная скорость V , м/с				
	до 1,5	до 5	до 10	до 15	до 20
	Степень точности				
	9	8	8	7	7
прямозубая	1,1	1,05	-	-	-
не прямозубая	1,05	1,0	1,01	1,02	1,05

Таблица 3.15 – Значения коэффициента формы зуба Y_F

z или z_v	17	20	22	25	28	30	35	40	45	50	60	70	80	90 и более
Y_F	4,28	4,09	3,98	3,9	3,81	3,8	3,75	3,7	3,66	3,65	3,62	3,61	3,61	3,6

Таблица 3.16 – Значения коэффициента неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий $K_{F\beta}$ (при расчете на изгибную прочность)

$\Psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}$	Расположение колес относительно опор		Консольное расположение колес на	
	симметричное	несимметричное	шариковых подшипниках	роликовых подшипниках
0,2	1,0	1,04	1,18	1,10
0,4	1,03	1,07	1,37	1,21
0,6	1,05	1,12	1,62	1,40
0,8	1,08	1,17	-	1,59
1,0	1,1	1,23	-	-
1,2	1,13	1,3	-	-
1,4	1,19	1,38	-	-
1,6	1,25	1,45	-	-
1,8	1,32	1,53	-	-

Таблица 3.17 – Значения коэффициента динамичности нагрузки K_{FV} (при расчете на изгибную прочность)

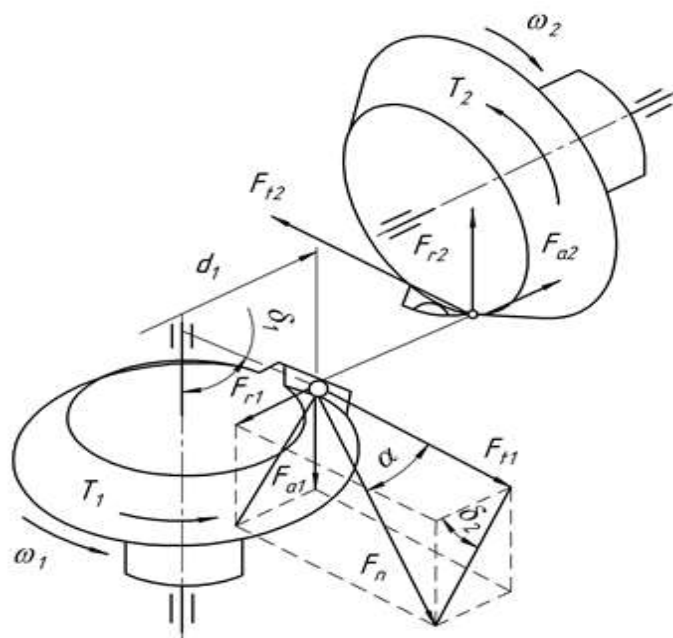
Степень точности	Окружная скорость V , м/с					
	<i>до 3</i>		<i>от 3 до 8</i>		<i>от 8 до 12,5</i>	
	профиль зуба					
	прямой	непрямой	прямой	непрямой	прямой	непрямой
6	1	1	1,2	1	1,3	1,1
7	1,15	1	1,35	1	1,45	1,2
8	1,25	1,1	1,45	1,3	-	1,4
9	1,2	1,08	1,62	1,24	-	1,45

3.7 Определение сил, действующих в коническом зацеплении

В конической передаче сила нормального давления раскладывается на три составляющие: окружную, радиальную и осевую силы (рисунок 3.6).



а) внешний вид передачи



б) силы в передаче

Рисунок 3.6 – Силы, действующие в конических прямозубых зацеплениях

Таблица 3.18 – Расчет сил, действующих в конических прямозубых зацеплениях

Формула	Расчет	Результат	
Окружные силы F_t , в ньютонах (Н)			
$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2}{\eta_{3П} \cdot d_{m2}}$	$\frac{2 \cdot 95544}{0,97 \cdot 153,36}$	1284	
Радиальная сила шестерни F_{r1} равна осевой силе колеса F_{a2} , в ньютонах (Н), $\alpha = 20^{\circ}$ – угол зацепления			
$F_{r1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot tg\alpha \cdot cos\delta_1$	$1284 \cdot tg20^{\circ} \cdot cos17,718^{\circ}$	445	
Осевая сила шестерни F_{a1} , равна радиальной силе колеса F_{r2} , в ньютонах (Н), $\alpha = 20^{\circ}$ – угол зацепления			
$F_{a1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot tg\alpha \cdot sin\delta_1$	$1284 \cdot tg20^{\circ} \cdot sin17,718^{\circ}$	142	
Силы нормального давления F_n , в ньютонах (Н), $\alpha = 20^{\circ}$ – угол зацепления			
$F_{n1} = F_{n2} = \frac{F_{t2}}{cos\alpha}$	$\frac{1284}{cos20^{\circ}}$	1358	1366

3.8 Конструирование конических зубчатых колес

3.8.1 Ведущее колесо

Форма зубчатых колес зависит от их радиальных габаритов, типа (масштаба) производства, типа зубчатого редуктора, в котором это колесо эксплуатируется. При небольших диаметрах (до 160 мм) колес их изготавливают из прутка (сортового проката), а при значительных диаметрах заготовки чаще всего получают свободной ковкой с последующей обработкой резанием. Шестерни малых диаметров (близких к среднему диаметру вала) обычно изготавливают за одно целое с валом. На рисунке 3.7 представлена типовая конструкция вала-шестерни. Шестерня заодно с валом изготавливается в тех случаях, когда соотношение диаметра окружности впадин на внешней стороне зубьев d_{fe1} и диаметра вала d составляет не более 1,6:

$$\frac{d_{fe1}}{d} \leq 1,6.$$

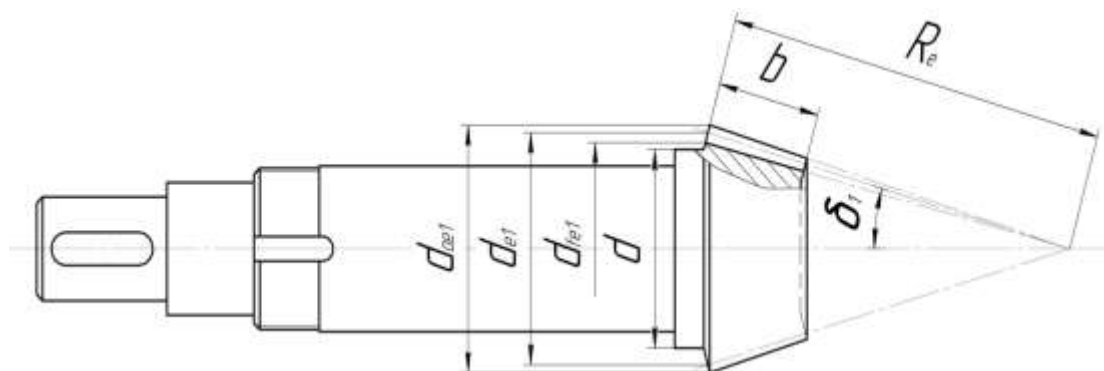


Рисунок 3.7 – Конструкция вала-шестерни (конической)

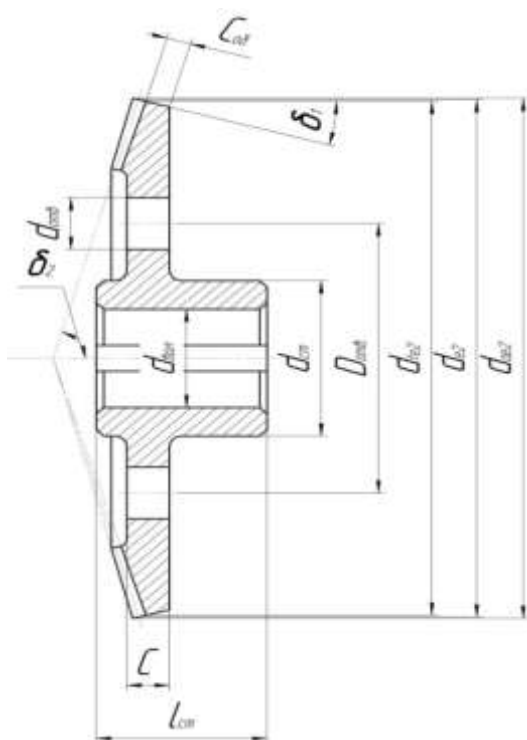
В противном случае, шестерни изготавливают насадными и их проектирование производят по тем же соотношениям, что и для зубчатых колес (таблица 2.24). В представленной конструкции вала-шестерни (рисунок 3.7) диаметр впадин зубьев d_{fe1} больше d , поэтому на местном разрезе по впадинам след режущего инструмента не виден, что характерно для большинства случаев практики. Напомним, что размеры d_{fe1} , d_{e1} , d_{ae1} и b находятся на этапе расчета геометрических параметров передачи (таблица 3.8).

3.8.2 Ведомое колесо

Рассмотрим конструкцию колеса зубчатого (рисунок 3.8). Диаметр вала под колесом $d_{вал}$ определяется по условию обеспечения усталостной прочности тихоходного вала. Расчет других конструктивных элементов конического зубчатого колеса представлен в таблице 3.19. Полученные таким образом значения размеров основных конструктивных элементов зубчатого колеса, необходимо округлить до стандартных по ГОСТ 6636-69 [27] (таблица 2.12).

Параметры, найденные на этапе расчета конической зубчатой передачи:

- внешний делительный диаметр колеса d_{e2} , мм;
- внешний диаметр окружностей выступов d_{fe2} , мм;
- внешний диаметр окружностей впадин d_{ae2} , мм;
- углы делительного конуса колеса δ_2 и шестерни δ_1 , град.;
- модуль средний нормальный m_m , мм;
- ширина венца b , мм;
- внешнее конусное расстояние R_e , мм.



а) геометрические параметры колеса



б) внешний вид колес

Рисунок 3.8 – Конструкция конического зубчатого колеса

Таблица 3.19 – Расчет элементов конструкции зубчатого колеса

Элемент	Размеры, мм	Формула (а) геометрические параметры колеса б) внешний вид колес рисунок 3.8)	Расчет	Результат (принято по Ra20 или Ra40)	
Обод	диаметр	то же, что и внешний диаметр окружностей выступов (таблица 3.5)	$d_{ae2}=181,522$	181,522	
	толщина	$C_{об} = (3,0 \dots 4,0) \cdot m_m$ должно быть $C_{об} \geq 8$ мм, где m_m – модуль средний (таблица 3.5)	$(3,0 \dots 4,0) \cdot 2,13$	6,39...8,52	8
	ширина	то же, что и ширина зубчатого венца колеса и шестерни (таблица 3.8)	$b = 28$	28	
Ступица	диаметр внутренний	d_k – диаметр вала под колесом берут из расчета тихоходного вала	$d_{вал} = d_k = 53$	53	
	диаметр наружный для...	стали	$d_{cm} = (1,55 \dots 1,6) \cdot d_{вал}$	для стали $(1,55 \dots 1,6) \cdot 53$	82,2...84,8
		чугуна	$d_{cm} = (1,65 \dots 1,7) \cdot d_{вал}$		
		легких и цветных сплавов	$d_{cm} = (1,7 \dots 1,8) \cdot d_{вал}$		
	длина	$L_{cm} = (1,2 \dots 1,5) \cdot d_{вал}$	$(1,2 \dots 1,5) \cdot 53$	63,6...79,5	71
Диск	толщина	$C = (0,1 \dots 0,17) \cdot R_e$, но не менее 10 мм	$(0,1 \dots 0,17) \cdot 94,48$	9,5...16,1	13
	радиусы закруглений		$R \geq 6 \dots 8$ мм	7	
	уклоны ковочные, штамповочные		$\gamma = 7 \dots 10^\circ$	8	
Отверстия	внутренний диаметр обода	$D_0 = d_{fe2} - 2 \cdot b \cos \delta_1$ размер окончательно определяется на стадии вычерчивания колеса	$178,098 - 2 \cdot 28 \cos 17,718$	124,75	125
	диаметр центральной окружности	$D_{омс} = 0,5 (D_0 + d_{cm})$	$0,5 \cdot (125 - 85)$	110	110
	диаметры отверстий в диске	$d_{омс} = 0,25 \cdot (D_0 - d_{cm})$	$0,25 \cdot (125 - 85)$	10	10
Фаска	размер	$f = 0,5 \cdot m_m$	$0,5 \cdot 2,13$	1,065	1,5
	угол	$\alpha_\phi = 45^\circ$			

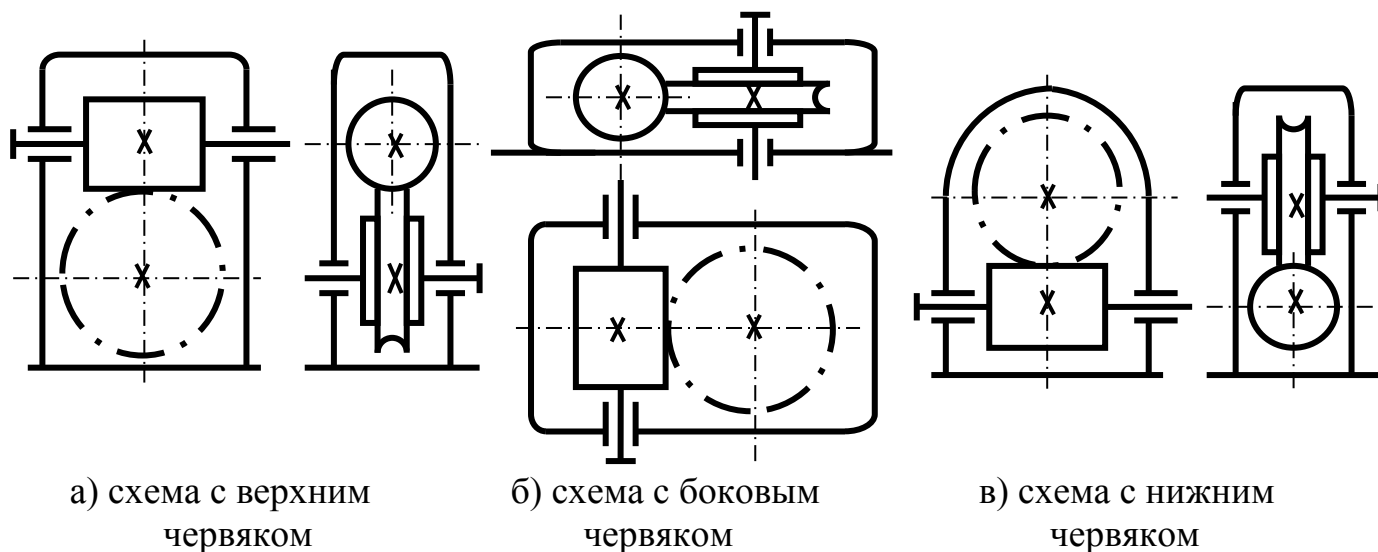
3.9 Вопросы для самопроверки

1. Каковы основные достоинства конических зубчатых передач по сравнению с другими зубчатыми передачами? Каковы их недостатки?
2. Почему одно из колес конической зубчатой передачи необходимо устанавливать консольно относительно опор?
3. Назовите основные разновидности форм линии зубьев конических передач и где (при каких условиях) они применяются?
4. Из каких материалов изготавливают зубчатые колеса конических зубчатых передач?
5. Назовите основные виды термической обработки зубьев зубчатых колес конических зубчатых передач.
6. Как определяются допускаемые контактные и изгибные напряжения для зубьев конических передач?
7. Назовите основной параметр материала, который оказывает решающее влияние на величину допускаемых контактных и изгибных напряжений.
8. Какой геометрический параметр определяют при проектном расчете закрытой конической передачи?
9. Как определяется передаточное число в конической передаче?
10. Как определяются внешний делительный диаметр конического зубчатого колеса?
11. Как определяются внешнее и среднее конусные расстояния в конической передаче?
12. По какому модулю определяется внешний делительный диаметр шестерни и колеса?
13. По какому модулю определяется средний делительный диаметр шестерни и колеса?
14. Назовите причины, по которым могут выходить из строя конические зубчатые передачи.
15. Как определяют силы, действующие в зацеплении прямозубой конической передачи?

4 Расчет закрытых червячных передач

4.1 Общие сведения о закрытых червячных передачах

Червячные передачи относятся к числу зубчато-винтовых, имеющих характерные черты зубчатых и винтовых передач. Червячные передачи применяют для передачи вращающего момента между перекрещивающимися осями валов с целью получения большого передаточного числа. Наибольшее распространение получили червячные передачи с цилиндрическими червяками (рисунки 4.1 – 4.3).



г) верхний червяк $V_s > 5 \text{ м/с}$



д) боковой червяк



е) нижний червяк $V_s \leq 5 \text{ м/с}$

Рисунок 4.1 – Червячные редукторы с различным расположением червяка

Достоинства:

- компактность, плавность и бесшумность работы;
- постоянство передаточного числа;
- возможность получения самотормозящей передачи (использование в подъемных механизмах);
- возможность реализации больших передаточных чисел (до 1000);
- высокая кинематическая точность (использование в делительных головках).

Недостатки:

- низкий КПД, вследствие скольжения витков червяка по зубьям колеса;
- необходимость применения дорогих антифрикционных материалов;
- значительное выделение тепла и, как следствие, необходимость принятия специальных мер по интенсификации теплоотвода;
- склонность витков резьбы червяка и зубьев колеса к заеданию;
- повышенные требования к точности сборки и регулировки;
- повышенный износ колёс.

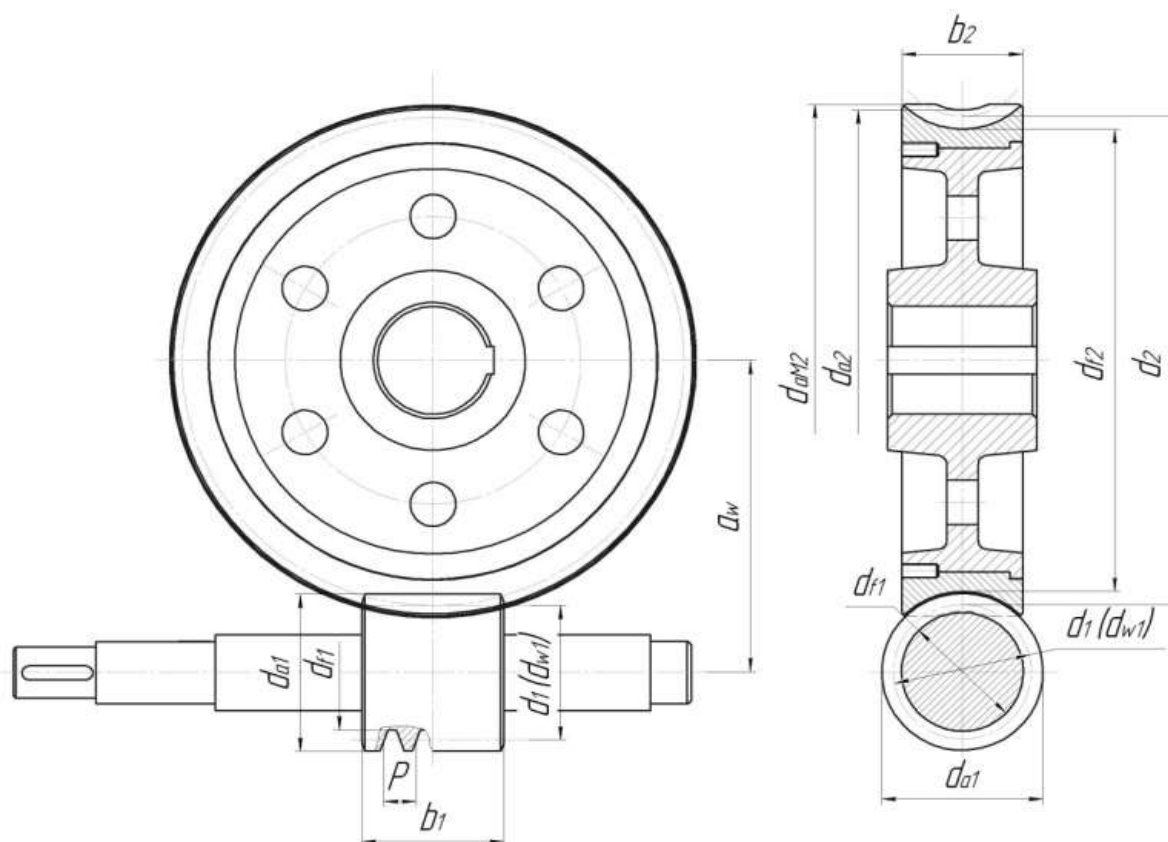


Рисунок 4.2 – Геометрические параметры червячной передачи

4.2 Исходные данные

Исходные данные для расчета закрытой червячной передачи выбирают из сведенных в таблицу результатов кинематического расчета силового привода.

В качестве исходных данных выбирают значения мощностей, (таблица 1.26) вращающих моментов, частот вращения на валах червяка (ведущего звена в передаче) и червячного колеса (ведомого звена в передаче) (рисунок 4.3).

Для простоты изложения материала в данном учебном пособии индекс «1» относится к параметрам червяка, индекс «2» – к параметрам червячного колеса.

Учитывая вышеизложенное, исходными данными для расчета являются значения, представленные в таблице 4.1.

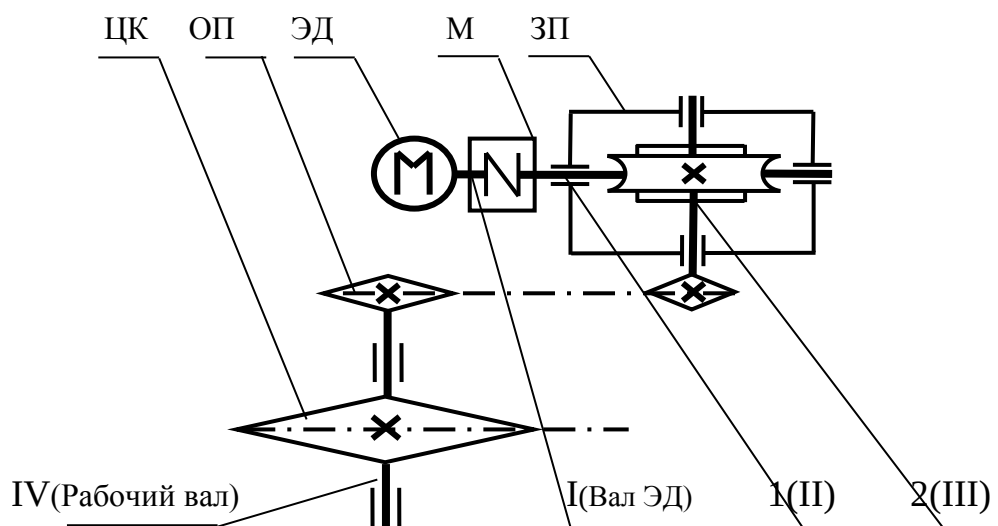


Рисунок 4.3 – Образец схемы задания привода с червячным редуктором

Таблица 4.1 – Исходные данные для расчета червячной передачи

Наименование параметра, единица измерения	Обозначение	Исходные данные примера
Мощность на ведущем валу, Вт	P_1	3070
Вращающий момент на валу червяка, Н·мм	T_1	10291
Вращающий момент на валу колеса, Н·мм	T_2	108063
Частота вращения червяка, мин ⁻¹	n_1	2850
Частота вращения колеса, мин ⁻¹	n_2	203,571
Передаточное число передачи	u	14
Срок службы передачи, час	L_h	20000
Наличие реверса	есть; нет	есть

4.3 Выбор материала червячной пары и определение допускаемых напряжений

Зубчатый венец червячного колеса изготавливают из антифрикционных материалов, менее прочных по сравнению с витками стального червяка. Поэтому в червячном зацеплении зуб червячного колеса является наиболее слабым элементом, определяющим работоспособность всей передачи. Для зубьев червячного колеса возможны все виды разрушений и повреждений, характерных для зубчатых передач: изнашивание и усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев, заедание и поломка зубьев. Однако, в отличие от зубчатых, в червячных передачах чаще возникает износ и заедание. При мягком материале зубчатого венца колеса заедание проявляется в виде «намазывания» материала венца на червяк, но в этом случае передача может работать ещё достаточно продолжительное время. Если же материал венца червячного колеса достаточно твердый, заедание переходит в задир поверхности и провоцирует быстрое разрушение зубьев. Повышенный износ и заедание червячных передач связаны с большими скоростями скольжения и неблагоприятным направлением скольжения относительно линии контакта витков червяка с зубьями червячного колеса. По этой причине имеет важнейшее значение выбор материала для венца червячного колеса, который зависит от скорости скольжения витков червяка по зубьям червячного колеса.

В большинстве случаев червячные колеса делают составными: зубчатый венец из бронзы или латуни, а центр – из чугуна или стали (рисунок 4.2).

Здесь и далее в столбцах (расчет и результат) таблиц 4.2, 4.5, 4.8 – 4.11, 4.17 – 4.19 приведен пример расчета червячной передачи в соответствии с кинематической схемой (рисунок 4.3).

Таблица 4.2 – Выбор материала и допускаемых напряжений для червячной пары

Формула		Расчет		Результат
С целью выбора материала для изготовления зубчатого венца червячного колеса <i>предварительно</i> определяют ожидаемую скорость скольжения V_s , м/с				
$V_s = \frac{4,5 \cdot n_1}{10^5} \cdot \sqrt[3]{T_2}$		$\frac{4,5 \cdot 2850}{10^5} \cdot \sqrt[3]{108063}$		6,11
Принимают материал для венца червячного колеса (таблица 4.3)				
Скорость скольжения V_s , м/с $V_s > 5$ м/с верхний червяк; $V_s \leq 5$ м/с нижний червяк		материал		допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_{H2}$, МПа
		венца колеса	червяка	
при $V_s \geq 8$ м/с оловянные бронзы		—	—	—
при $2 \leq V_s \leq (7 \dots 8)$ м/с безоловянные бронзы		БрА9ЖЗЛ	Сталь с HRC 45 и более	149
при $V_s < 2$ м/с серый чугун.		—	—	—
Если в таблице 4.3 нет значения $[\sigma]_{H2}$, МПа то его рассчитывают ниже:				
Базовое число циклов перемены напряжений N_{H0}	$N_{H0} = 10^7$	$N_{H0} = 10^7$		10^7
Суммарное число циклов перемены напряжений N_Σ	$N_\Sigma = 60 \cdot n_2 \cdot L_h$	$60 \cdot 203,571 \cdot 20000$		244285200
Коэффициент долговечности $0,67 \leq K_{HL} \leq 1,15$	$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{N_{H0}}{N_\Sigma}}$	$\sqrt[8]{\frac{10^7}{244285200}}$		0,67
Допускаемые контактные напряжения, где $[\sigma]'_H$, МПа (таблица 4.4)		<i>В нашем примере этого находить не нужно, значение найдено выше!</i>		—
$[\sigma]_{H2} = [\sigma]'_H \cdot K_{HL}$		—		—
Базовое число циклов перемены напряжений N_{F0}	$N_{F0} = 10^6$	$N_{F0} = 10^6$		10^6
Коэффициент долговечности $0,43 \leq K_{FL} \leq 1,0$	$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{F0}}{N_\Sigma}}$	$\sqrt[9]{\frac{10^6}{244285200}}$		0,542
Допускаемые напряжения изгиба, где $[\sigma_0]'_F$, МПа (таблица 4.4)		$[\sigma_0]'_F = 98$		98
$[\sigma]_{F2} = [\sigma_0]'_F \cdot K_{FL}$		$98 \cdot 0,542$		53,12

Таблица 4.3 – Материалы для червяков и червячных колес

Материалы		$[\sigma]_{H2}, Н/мм^2$ при $V_{СК}, м/с$							
венца колеса	червяка	0,25	0,5	1	2	3	4	6	8
БрА9ЖЗЛ	Сталь с HRC 45 и более	-	182	179	173	167	161	150	138
БрА10Ж4Н4Л	Сталь с HRC 45 и более	-	196	192	187	181	175	164	152
СЧ15-32 или СЧ18-36	Сталь 20 или 20Х цементированная	155	128	113	84,5	-	-	-	-
СЧ12-28или СЧ15-32	Сталь 45 или Ст. 6	141	113	98	71	-	-	-	-

Таблица 4.4 – Механические характеристики для материалов венцов червячных колес

Марка бронзы или чугуна	Способ литья	$\sigma_B, МПа, Н/мм^2$	Допускаемые напряжения, МПа, Н/мм ² при твердости червяка					
			менее HRC 45			более HRC 45		
			$[\sigma_0]'_F$	$[\sigma_{-1}]_F$	$[\sigma]'_H$	$[\sigma_0]'_F$	$[\sigma_{-1}]_F$	$[\sigma]'_H$
БрО10Ф1	В песчаную форму	200	45	30	135	55	40	168
БрО10Ф1	В кокиль	255	57	41	186	71	51	221
БрО10Н1Ф1	Центробежное литье	285	64	45	206	80	56	246
БрО5Ц5С5	В песчаную форму	150	35	25	111	45	32	133
БрО5Ц5С5	В кокиль	200	45	32	132	53	38	159
БрА9ЖЗЛ	В песчаную форму	392	81	63	-	98	75	-
БрА9ЖЗЛ	В кокиль	490	85	69	-	108	83	-
БрА10Ж4Н4Л	В кокиль, Песок	590	101	81	-	130	98	-
СЧ10	В песчаную форму	118	33	20	-	41	25	-
СЧ15	В песчаную форму	147	37	23	-	47	29	-
СЧ18	В песчаную форму	177	42	26	-	53	33	-
СЧ20	В песчаную форму	206	47	29	-	59	36	-

4.4 Определение геометрических параметров червячного зацепления

Таблица 4.5 – Основные геометрические параметры зацепления (рисунок 4.2)

При передаточном числе:	Число заходов червяка	Число зубьев колеса	Расчет	Принято
$u = 8...14$	$Z_1 = 4$	$Z_2 = Z_1 \cdot u$	$4 \cdot 14$	56*
<i>*В дальнейших расчетах приведенного примера коэффициент смещения X не вошел в допустимый диапазон, уменьшаем число зубьев червячного колеса до 54</i>				
$u = 16...30$	$Z_1 = 2$	$Z_2 = Z_1 \cdot u$	–	–
$u = 30$ и выше	$Z_1 = 1$	$Z_2 = Z_1 \cdot u$	–	–
уточняют передаточное число u'		$u' = \frac{Z_2}{Z_1}$	$\frac{54}{4}$	13,5
расхождение с исходным значением Δu		$\Delta u = \frac{u - u'}{u} \cdot 100 \%$	$\frac{14 - 13,5}{14} \cdot 100 \%$	**3,57 ≤ 4 %
**Расхождение с исходным значением должно быть не более 4 %. Если условие не соблюдается, тогда увеличивают или уменьшают z_2 на единицу и корректируют модуль зацепления m				
Определяют минимальное межосевое расстояние из условия контактной прочности, a_w и округляют значения a_w , q , m , (мм) по ГОСТ 2144–76 [19] (таблица 4.6, 4.7)				
коэффициент нагрузки K'		$K' \approx 1,2 \dots 1,4$	1,3	
коэффициент диаметра червяка q		$q = 0.25 \cdot Z_2$	$0,25 \cdot 54 = 13,5$	по ГОСТ 10
$a_w \geq 61 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K'}{[\sigma]_H^2}}$		$61 \cdot \sqrt[3]{\frac{108063 \cdot 1,3}{149^2}}$	112,827	по ГОСТ 125
$m = \frac{2 \cdot a_w}{Z_2 + q}$		$\frac{2 \cdot 125}{54 + 10}$	3,906	по ГОСТ 4
Если принятые параметры передачи a_w , q , m и $u = z_2/z_1$ не совпали со стандартными значениями (таблица 4.7) то передачу следует выполнять со смещением				
Коэффициент смещения X	$X = \frac{a_w}{m} - \frac{q + Z_2}{2}$	$\frac{125}{4} - \frac{10 + 54}{2}$	должно быть $-1 \leq X \leq 1$	– 0,75
Коэффициент смещения должен быть в пределах $-1 \leq X \leq 1$. Если это условие не выполняется, то либо увеличивают, либо уменьшают параметры передачи, не выходя за пределы рекомендуемых значений. Если это не дает должного эффекта, то назначают другие материалы и расчет повторяют с пункта 4.3				

Таблица 4.6 – Основные параметры червячных передач ГОСТ 2144-76 [19]

$a_w, мм$		$m, мм$	$q, мм$	$z_2:z_1 = u$		
1 ряд	2 ряд					
63		3,15	8	32:4	32:2	32:1
80		4	8	32:4	32:2	32:1
100		5	8	32:4	32:2	32:1
		4	10	40:4	40:2	40:1
125		5	10	40:4	40:2	40:1
		4	12,5	50:4	50:2	50:1
	140	5	16	40:4	40:2	40:1
		5	10	46:4	46:2	46:1
160		8	8	32:4	32:2	32:1
200		10	8	32:4	32:2	32:1
		8	10	40:4	40:2	40:1
250		12,5	8	32:4	32:2	32:1
		10	10	40:4	40:2	40:1
		8	12,5	50:4	50:2	50:1
	280	10	16	40:4	40:2	40:1
		10	10	46:4	46:2	46:1
400		20	8	32:4	32:2	32:1
		16	10	40:4	40:2	40:1
500		20	10	40:4	40:2	40:1
		16	12,5	50:4	50:2	50:1

Таблица 4.7 – Сочетание m и $q, мм$ ГОСТ 2144-76 [28]

m	q	m	q	m	q	m	q
1,6	-	3,15	8,0	6,3	8,0	12,5	8,0
	10,0		10,0		10,0		10,0
	12,5		12,5		12,5		16,0
	16,0		16,0		14,0		16,0
					16,0		
	20,0		20,0		20,0		20,0
2,0	8,0	4,0	8,0	8,0	8,0	16,0	8,0
	10,0		10,0		10,0		10,0
	12,5		12,5		12,5		12,5
	16,0		16,0		16,0		16,0
	20,0		20,0		20,0		-
2,5	8,0	5,0	8,0	10,0	8,0	20	8,0
	10,0		10,0		10,0		10,0
	12,5		12,5		12,5		12,5
	16,0		16,0		16,0		16,0
	20,0		20,0		20,0		-

Таблица 4.8 – Определение основных геометрических параметров передачи

Формула	Расчет	Результат	
Диаметры делительных окружностей d , мм:			
$d_1 = m \cdot q$	$4 \cdot 10$	40	
$d_2 = m \cdot Z_2$	$4 \cdot 54$	216	
Диаметры начальных окружностей d_w , мм:			
$d_{w1} = d_1 + 2 \cdot X \cdot m$	$40 + 2 \cdot (-0,75) \cdot 4$	34	
$d_{w2} = d_2$	216	216	
Диаметры окружностей выступов d_a , мм:			
$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m$	$40 + 2 \cdot 4$	48	
$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m + 2 \cdot X \cdot m$	$216 + 2 \cdot 4 + 2 \cdot (-0,75) \cdot 4$	218	
Диаметры окружностей впадин d_f , мм:			
$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m$	$40 - 2,4 \cdot 4$	30,4	
$d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m + 2 \cdot X \cdot m$	$216 - 2,4 \cdot 4 + 2 \cdot (-0,75) \cdot 4$	200,4	
Наибольший диаметр червячного колеса d_{am2} , мм:			
$d_{am2} = d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{Z_1 + 2}$	$218 + \frac{6 \cdot 4}{4 + 2}$	222	
Длина нарезной части червяка b_1 , мм, округляют до целых, принимая из ряда предпочтительных чисел ГОСТ 6636–69 [27] (таблица 2.12)			
$b_1 \geq (11 + 0,1 \cdot Z_2) \cdot m + 25$	$(11 + 0,1 \cdot 54) \cdot 4 + 25$	90,6	Ra40 90
Ширина венца червячного колеса b_2 , мм, округляют до целых, принимая из ряда предпочтительных чисел ГОСТ 6636–69 [27] (таблица 2.12)			
$b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1}$	$0,75 \cdot 48$	36	Ra40 36
Угол подъема винтовой линии на делительном диаметре γ , град.			
$\gamma = \arctg \frac{Z_1}{q}$	$\arctg \frac{4}{10}$	21,801	
Так как в рассматриваемом примере значение X не вошло в допустимые пределы, и нам пришлось уменьшить число зубьев с 56 до 54, то передаточное число передачи изменилось с 14 до 13,5 (более чем 3 %). Поэтому необходимо уточнить передаточное число открытой передачи $u_{оп} = \frac{39,773}{13,5} = 2,946,$ а также пересчитать значения в таблице результатов кинематического расчета для дальнейшего проектирования (таблица 4.1).			

Таблица 4.9 – Уточненные значения (кинематического расчета) параметров на валах привода

Валы привода	Величины				
	Частота вращения, n_k об/мин	Угловая скорость, ω_k , рад/с	Мощность, P_k Вт	Вращающий момент T_k , Н·м	Передаточные числа
I (ЭД)	2850	298,300	3070	10,291	Валы соединены муфтой
II	2850	298,300	3070	10,291	
III	211,111	22,096	2302,500	104,204	$u_{з.п.} = u_{чер.п} = u_{ред} = 13,5$
IV (РВ)	71,66	7,500	2101,300	280,173	$u_{оп} = u_{цп} = 2,946$

Таблица 4.9 составляется только по необходимости!

В нашем примере это произошло из-за необходимости изменения передаточного числа. В этой таблице приведены уточненные данные для дальнейшего расчета червячной передачи.

4.5 Проверочные расчеты червячной передачи

Таблица 4.10 – Проверка условия прочности по контактным напряжениям

Формула		Расчет	Результат
Окружная скорость червяка V_1 , м/с	$V_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$	$\frac{3,14 \cdot 40 \cdot 2850}{60 \cdot 1000}$	5,966
Скорость скольжения $V_{СК}$, м/с	$V_{СК} = \frac{V_1}{\cos \gamma}$	$\frac{5,966}{\cos 21,801^0}$	6,43
Назначают степени точности изготовления (таблица 4.12)		7 степень точности	
Уточняют коэффициент нагрузки K'			
коэффициент деформации червяка θ (таблица 4.13)			$\theta = 70$
коэффициент x , зависящий от характера изменений нагрузки	при спокойной нагрузке $x = 1,0$		0,6
	при переменной нагрузке $x = 0,6$		
коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий K_β			
$K_\beta = 1 + (Z_2/\theta)^3 \cdot (1 - x)$		$1 + (54/70)^3 \cdot (1 - 0,6)$	1,183
коэффициент динамичности K_v (таблица 4.14)			$K_v=1,1$
коэффициент нагрузки K'	$K' = K_\beta \cdot K_v$	$1,183 \cdot 1,1$	1,301
рабочие контактные напряжения в передаче σ_H	$\sigma_H = \frac{170}{\frac{Z_2}{q}} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K' \cdot \left(\frac{Z_2}{q} + 1\right)^3}{a_W^3}}$		должно быть $\sigma_H \leq [\sigma]_{H2}$
	$\sigma_H = \frac{170}{\frac{54}{10}} \cdot \sqrt{\frac{104204 \cdot 1,301 \cdot \left(\frac{54}{10} + 1\right)^3}{125^3}} = 134,3$		$134 \leq 149$
недогрузка (+) перегрузка (-)	$\Delta\sigma_{H2} = \frac{[\sigma]_{H2} - \sigma_{H2}}{[\sigma]_{H2}} \cdot 100$	$\frac{149 - 134}{149} \cdot 100$	9,88 %
Допускается недогрузка 10 % и перегрузка 5 %. Если условие прочности не выполняется, то назначают <i>другие параметры</i> или <i>материалы</i> червячной передачи и <i>расчет повторяют с пункта 4.3</i>			

Таблица 4.11 – Проверка условия прочности зубьев колеса по напряжениям изгиба

Формула	Расчет	Результат
Приведенное число зубьев червячного колеса z_{V2}		
$z_{V2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}$	$z_{V2} = \frac{54}{\cos^3(21,801)}$	67,5
Определяем коэффициент формы зуба Y_{F2} (таблица 4.15)		2,12
Рабочие напряжения изгиба σ_F , МПа		
$\sigma_F = \frac{1,2 \cdot T_2 \cdot K' \cdot Y_{F2}}{z_2 \cdot b_2 \cdot m^2}$	$\sigma_F = \frac{1,2 \cdot 104204 \cdot 1,3 \cdot 2,12}{54 \cdot 36 \cdot 4^2}$	ДОЛЖНО БЫТЬ $\sigma_F \leq [\sigma]_{F2}$ $11,1 \leq 53,12$
Если условие прочности $\sigma_F \leq [\sigma]_{F2}$ не выполняется, то назначают <i>другие материалы</i> и расчет повторяют с пункта 4.3		

Таблица 4.12 – Допустимые скорости и области применения червячных передач

Степень точности	Скорость скольжения $V_{СК}$, м/с	Обработка
7	От 5 до 10 включительно	Червяк закален, шлифован и полирован. Колесо нарезается шлифованными червячными фрезами. Обкатка под нагрузкой
8	От 2 до 5 включительно	То же, но допускается нешлифованный червяк при твердости не более 350 НВ
9	До 2 включительно	Червяк не шлифуется, колесо нарезается любым способом

Таблица 4.13 – Коэффициент деформации червяка θ

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

Таблица 4.14 – Значения коэффициента K_V

Степень точности	Скорость скольжения $V_{СК}$, м/с			
	до 1,5	от 1,5 до 3	от 3 до 7,5	от 7,5 до 12
6	-	-	1	1,1
7	1	1	1,1	1,2
8	1,15	1,25	1,4	-
9	1,25	-	-	-

Таблица 4.15 – Коэффициенты формы зуба Y_F для червячных колес

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 4.16 – Значения коэффициентов трения f'' и углов трения ρ''

$V_{СК}$, м/с	f''	ρ''	$V_{СК}$, м/с	f''	ρ''
0,1	0,08-0,09	4°34'-5°09'	2,5	0,030-0,040	1°43'-2°17'
0,25	0,065-0,075	3°34'-4°17'	3,0	0,028-0,035	1°36'-2°00'
0,5	0,055-0,065	3°09'-3°43'	4,0	0,023-0,030	1°19'-1°43'
1,0	0,045-0,055	2°35'-3°09'	7,0	0,018-0,026	1°02'-1°29'
1,5	0,04-0,05	2°17'-2°52'	10,0	0,016-0,024	0°55'-1°22'
2,0	0,035-0,045	2°00'-2°35'	15,0	0,014-0,020	0°50'-1°10'
Меньшие значения следует принимать при шлифованном или полированном червяке					

4.6 Определение сил, действующих в зацеплении, и КПД передачи

В червячной передаче сила нормального давления раскладывается на три составляющие: окружную, радиальную и осевую силы (рисунок 4.4).

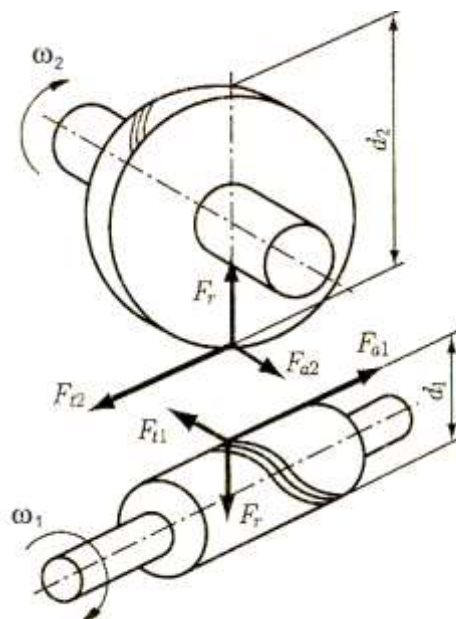


Рисунок 4.4 – Силы, действующие в червячном зацеплении

Таблица 4.17 – Определение сил, действующих в зацеплении, и КПД передачи

Формула	Расчет	Результат
Окружная сила на червяке F_{t1} равна осевой силе на колесе F_{a2} , Н:		
$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}$	$\frac{2 \cdot 10291}{40}$	515
Окружная сила на червячном колесе F_{t2} равна осевой силе на червяке F_{a1} , Н:		
$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2}$	$\frac{2 \cdot 104204}{216}$	965
Радиальные силы на червяке F_{r1} и червячном колесе F_{r2} , Н:		
$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha$	$965 \cdot \operatorname{tg} 20$	352
где $\alpha = 20$ градусов – угол зацепления.		
Силы нормального давления F_n , Н:		
$F_{n1} = F_{n2} = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha \cdot \cos \gamma}$	$F_{n1} = F_{n2} = \frac{965}{\cos 20 \cdot \cos 21,801}$	1106
КПД передачи η с учетом потерь на разбрызгивание и перемешивание масла:		
$\eta = (0,95 \dots 0,96) \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')}$	$\eta = 0,955 \frac{\operatorname{tg}(21,801)}{\operatorname{tg}(21,801 + 1,21)}$	0,89953 примем 0,9
где ρ' – приведенный угол трения (таблица 4.16)		1,21

4.7 Тепловой расчет и охлаждение червячных передач

Червячные передачи работают с большим тепловыделением. Тепловой расчет проводят на основе теплового баланса – количество теплоты, выделяющееся в червячной передаче, должно отводиться свободной поверхностью корпуса редуктора и фланцем крепления к фундаментной плите или раме. По тепловому балансу определяют рабочую температуру масла t_m , которая не должна превышать максимально допустимую величину.

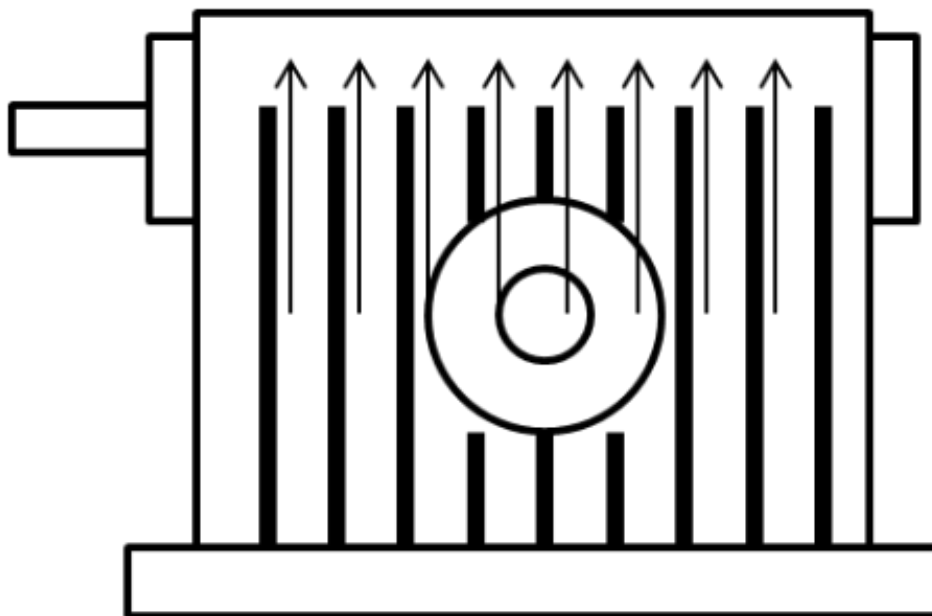
Таблица 4.18 – Определение температуры масла червячных редукторов, в градусах

Формула	Расчет			Результат
Температура окружающего воздуха: <i>обычно</i> $t_o = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$				20
КПД червячной передачи η	из таблицы 4.7, $\eta = 0,9$			0,9
Поверхность теплоотдачи корпуса передачи, в которую включается 50 % поверхности ребер, м^2				
$A = 20 \cdot \left(\frac{a_w}{1000}\right)^{1,7}$	$A = 20 \cdot \left(\frac{125}{1000}\right)^{1,7}$			0,58
Выбирают коэффициент теплоотдачи $K_T, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ при	отсутствии	циркуляции воздуха	<i>от 11 до 13</i>	
	наличии хорошей		<i>от 15 до 18</i>	16
	искусственном обдуве стенок редуктора		<i>от 20 до 30</i>	
коэффициент, учитывающий теплоотвод в фундаментную плиту или раму Ψ ,			<i>от 0,15 до 0,25</i>	
$[t_m]$ — максимально допустимая температура масла, t_m должна быть меньше либо равна $[t_m]$ от $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $95\text{ }^{\circ}\text{C}$				
$t_m = t_o + \frac{(1 - \eta) \cdot P_1}{K_T \cdot A \cdot (1 + \Psi)}$	$20 + \frac{(1 - 0,9) \cdot 3070}{16 \cdot 0,58 \cdot (1 + 0,2)}$			47,6
где P_1 – мощность на ведущем валу червячного редуктора (таблица 4.1 или 4.9)				

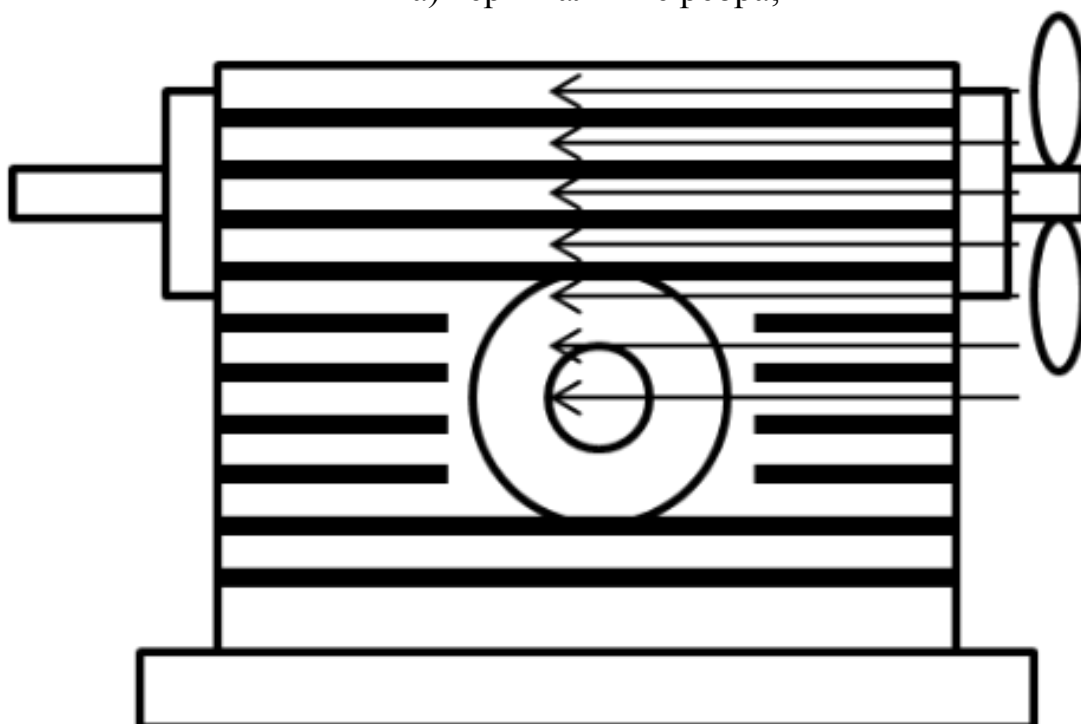
Если $t_m > [t_m]$, то должен быть предусмотрен отвод избыточной теплоты. Это достигается ребрением редуктора и искусственной вентиляцией.

При естественном охлаждении ребра располагают, исходя из лучшего условия обтекания их воздухом – вертикально (рисунок 4.5 а), так как нагретый воздух поднимается вверх.

При искусственном обдуве воздухом ребра располагают вдоль направления потока воздуха от вентилятора, обычно горизонтально (рисунок 4.5 б). Искусственный обдув осуществляется путем установки вентилятора на вал червяка.



а) вертикальные ребра;



б) горизонтальные ребра.

Рисунок 4.5 – Варианты оребрения редукторов

4.8 Конструирование червяка и червячного колеса

4.8.1 Ведущее звено – червяк

Форма червяков и червячных колес зависит от их радиальных габаритов, типа (масштаба) производства, типа редуктора, в котором эти звенья эксплуатируются. Червяки чаще всего выполняют стальными и заодно целое с валом. Геометрические размеры червяка, такие как, длина нарезанной части b_1 , диаметры окружностей вершин d_{a1} и впадин витков d_{f1} , а также делительные d_1 и начальные d_{w1} диаметры определяются при геометрическом расчете передачи в данном учебном пособии. Диаметр d вала-червяка в не нарезанной части стараются назначить таким, чтобы обеспечить свободный выход инструмента при обработке витков и необходимую и достаточную величину упорного бурта или заплечика для подшипника. При небольших диаметрах червяков заплечики не требуются, так как диаметр бурта подшипника (на рисунке 4.6 он обозначен символом d) гораздо меньше, чем диаметр впадин витков червяка d_{f1} .

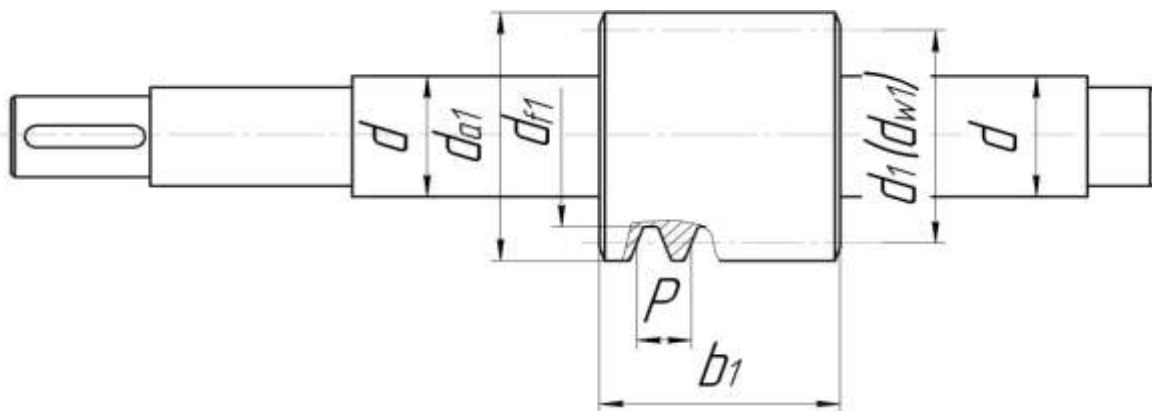


Рисунок 4.6 – Конструкция вала-червяка

На рисунке 4.6 представлена типовая конструкция вала-червяка. Червяки заодно с валом изготавливаются в тех случаях, когда соотношение диаметра окружности впадин витков d_{f1} и диаметра вала d составляет не более 2,5, то есть:

$$\frac{d_{f1}}{d} \leq 2,5.$$

Насадные червяки в инженерной практике встречаются редко.

4.8.2 Ведомое звено – червячное колесо

На рисунке 2.2 представлена типичная конструкция червячного колеса.

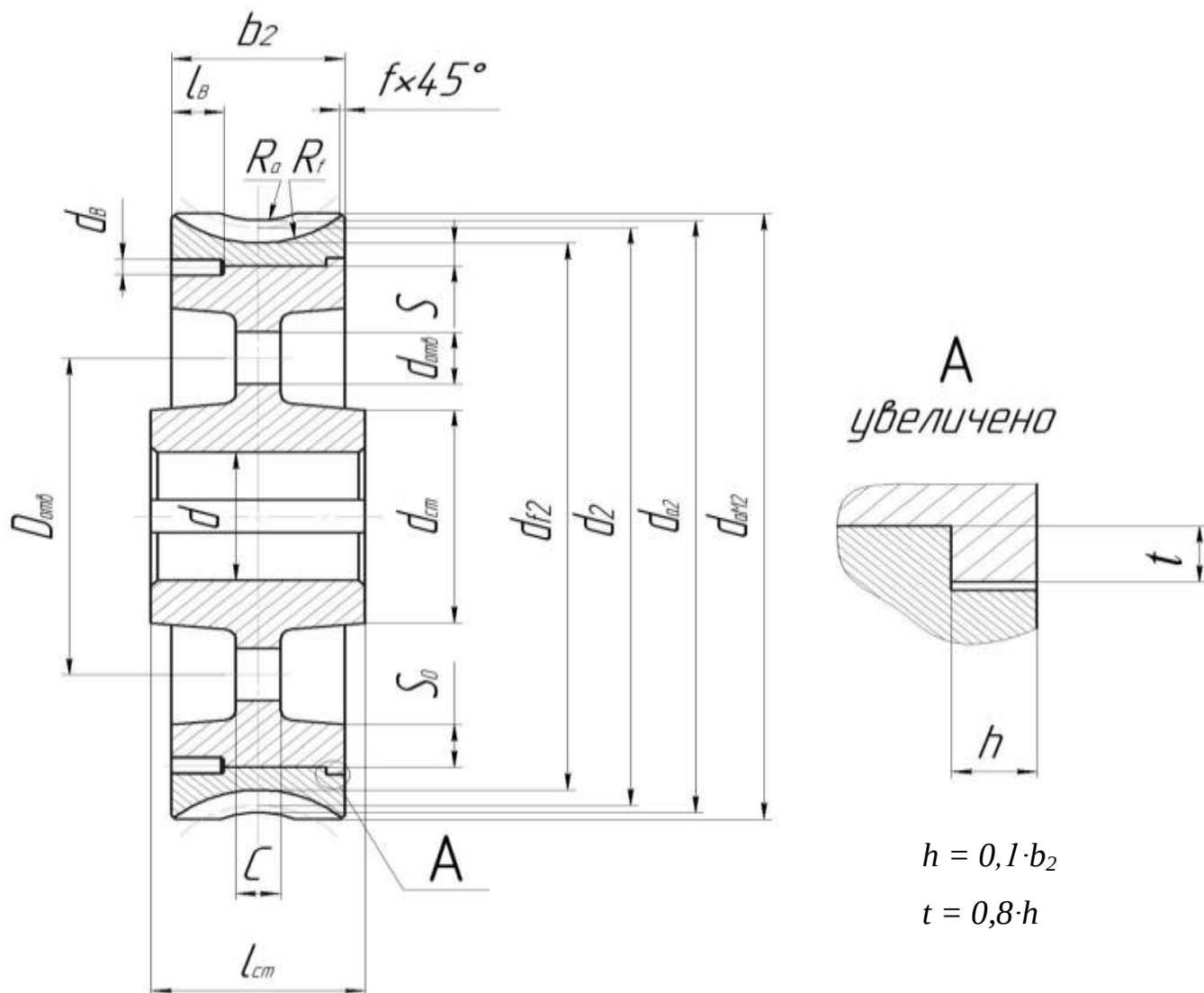


Рисунок 4.7 – Конструкция червячного колеса

Диаметр вала под колесом d равен $d_{вал}$, который определяется по условию обеспечения усталостной прочности тихоходного (промежуточного) вала.

Длину ступицы желательно брать равной или больше ширины b_2 зубчатого венца колеса, то есть $l_{cm} \geq b_2$. Принятую длину ступицы согласуют с расчетной, которую выбирают из условия прочности соединений вал-ступица (шпоночного, шлицевого, с натягом). Для удешевления стоимости червячных колес их выполняют обычно составными: бронзовый или латунный венец насаживают на стальной, реже

чугунный центр с последующим креплением при помощи винтового или болтового соединения.

Расчетные зависимости для определения размеров основных элементов конструкции червячного колеса представлены в таблице 4.19.

Полученные значения размеров основных конструктивных элементов зубчатого колеса необходимо округлить до стандартных по ГОСТ 6636–69 [27] (таблица 2.12).

Таблица 4.19 – Расчет элементов конструкции червячного колеса

Элемент	Размеры, мм	Формула (рисунок 4.7)	Расчет	Результат (принято по Ra20 или Ra40)	
Обод	диаметр	d_{a2} (то же, что и диаметры окружностей выступов)		218	
	толщина венца	$S = 2 \cdot m$ должно быть $S \geq 8$ мм, где m – модуль зацепления	2·4	8	8
	толщина центра	$S_o = 1,2 \cdot S$	1,2·8	9,6	10
	ширина	b_2 (то же, что и ширина зубчатого венца колеса)		36	
Ступица	диаметр внутренний	$d_{вал} = d_k$ (размер берут из предварительного расчета валов)		48	
	диаметр наружный для ступицы	стальной $d_{cm} = 1,55 \cdot d_{вал}$	1,55·48	74,4	75
		чугунной $d_{cm} = 1,6 \cdot d_{вал}$			
	длина	$l_{cm} = (1 \dots 1,5) \cdot d_{вал}$ $l_{cm} \geq b_2$	1·48...1,5·48	48...72	60
Диск	толщина	$C \geq 0,25 b_2$, но не менее 10 мм	0,25·36	9	10
	радиусы закруглений	$R \geq 6 \dots 8$ мм			
	уклон	$\gamma = 7^\circ \dots 10^\circ$			
Диаметр	центральной окружности	$D_{омв} = (d_{f2} - 2 \cdot (S + S_o) + d_{cm})/2$	(212,4 - 2·(8+10) + 75)/2	125,7	125
	отверстий в диске	$d_{омв} = (d_{f2} - 2 \cdot (S + S_o) - d_{cm})/4$	(212,4 - 2·(8+10) - 75)/4	25,35	25
Фаска	размер	$f = 0,5 \cdot m$	0,5·4	2	2
	угол	$\alpha_\phi = 45^\circ$			

4.9 Вопросы для самопроверки

1. Назовите основные достоинства червячных передач по сравнению с другими зубчатыми передачами? Каковы их недостатки?
2. По каким признакам классифицируют червячные передачи?
3. Перечислите области применения червячных передач в технике.
4. Как устроены и как работают червячные передачи?
5. Из каких материалов изготавливают червяки и червячные колеса и почему?
6. По какому элементу червячной передачи производят проектный и проверочный расчёт на прочность?
7. Какие виды повреждений чаще всего возникают в червячной передаче?
8. Как устроены и как работают червячные передачи?
9. От чего зависит выбор марки материала венца червячного колеса?
10. Перечислите конструкции червяков и червячных колёс.
11. От каких параметров зависит выбор материала венца червячного колеса?
12. Как определяются допускаемые контактные и изгибные напряжения для расчетов червячного зацепления на контактную и изгибную прочность?
13. Какая существует зависимость между передаточным числом, числом заходов червяка и числом зубьев червячного колеса?
14. Укажите причины выхода из строя червячных передач и критерии их работоспособности.
15. Какой геометрический параметр определяют при проектном расчете закрытой червячной передачи?
16. Как определяются диаметры делительных и начальных окружностей червяка и червячного колеса?
17. Как определяются диаметры вершин и впадин витков червяка?
18. Как определяются диаметры вершин и впадин зубьев червячного колеса?
19. Как определяется делительный угол подъёма винтовой линии червяка и КПД червячной передачи?

20. Назовите основные факторы, влияющие на величину КПД червячной передачи. Укажите случаи, при которых КПД достигает максимальной величины.

21. Назовите причины, по которым могут выходить из строя конические зубчатые передачи.

22. Как производится расчет зубьев червячных колес на контактную и изгибную прочность?

23. Как определяют силы, действующие в зацеплении червячной передачи?

24. Для чего производится тепловой расчет червячных редукторов?

Список использованных источников

1. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин : учебное пособие / А. Е. Шейнблит. – 2-е изд., перераб. и доп. – Калининград : Янтарный сказ, 2002. – 454 с. : ил., черт. – Б. ц. – ISBN 5-7406-0257-2.
2. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учебное пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 11-е изд., стер. – М. : Издательский центр «Академия». – 2008. – 496 с. : ил. – (Высшее профессиональное образование). – Библиогр. : с. 493. – ISBN 978-5-7695-4929-8.
3. Чернилевский, Д. В. Детали машин. Проектирование приводов технологического оборудования : учебное пособие / Д.В. Чернилевский. – 3-е изд., испр. – М. : Машиностроение, 2003. – 560 с. : ил. – ISBN 5-217-03190-2.
4. Чернавский, С.А. Проектирование механических передач: учебное пособие / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б. С. Козинцов. – 7-е изд., перераб. и доп. – М. : НИЦ Инфра-М, 2013. – 536 с. : 60х90 1/16. – (Высшее образование: Бакалавриат). – ISBN 978-5-16-004470-5. – Режим доступа : <http://znanium.com/bookread2.php?book=368442>.
5. Кушнарченко, В. М. Основы проектирования передаточных механизмов : учебное пособие для высших учебных заведений / В.М. Кушнарченко, В.П. Ковалевский, Ю.А. Чирков. – Оренбург : РИК ГОУ ОГУ, 2003. – 251 с. : ил.
6. Кушнарченко, В. М. Прикладная механика : механизмы приборов : учебное пособие / В. М. Кушнарченко, Р. Н. Узяков, Г. А. Клещарева. – Оренбург : ГОУ ОГУ, 2005. – 441 с. : ил.
7. Клещарева, Г. А. Кинематические расчёты механических приводов : методические указания / Г.А. Клещарева, С.Ю. Решетов, Ю.А. Чирков : Оренбургский гос. ун-т. – Оренбург : ОГУ, 2018. – 37 с.
8. Клещарева, Г. А. Расчет закрытых цилиндрических передач механических приводов : методические указания / Г.А. Клещарева, С.Ю. Решетов, Ю.А. Чирков : Оренбургский гос. ун-т. – Оренбург : ОГУ, 2018. – 26 с.

9. Клещарева, Г. А. Расчет закрытых конических передач механических приводов : методические указания / Г.А. Клещарева, С.Ю. Решетов, Ю.А. Чирков; Оренбургский гос. ун-т. – Оренбург: ОГУ, 2018. – 24 с.

10. Клещарева, Г. А. Расчет закрытых червячных передач механических приводов : методические указания / Г.А. Клещарева, С.Ю. Решетов, Ю.А. Чирков; Оренбургский гос. ун-т. – Оренбург: ОГУ, 2018. – 25 с.

11. ГОСТ 15150-69. Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнения для различных климатических районов. Категории, условия эксплуатации, хранения и транспортирования в части воздействия климатических факторов внешней среды. – Введен 1971-01-01. – М. : Изд-во стандартов, 2010. – 58 с.

12. ГОСТ 21424-93. Муфты упругие втулочно-пальцевые. Параметры и размеры. – Введен 1996-07-01. – Минск : Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации; М. : Изд-во стандартов, 2001. – 10 с.

13. ГОСТ Р 50894-96. Муфты упругие со звездочкой. Технические условия. – Введен 1997-07-01. –М. : Изд-во стандартов, 1996. – 31 с.

14. ГОСТ Р 50892-96. Муфты упругие с торообразной оболочкой. Технические условия. – Введен 1997-07-01. –М. : Изд-во стандартов, 1996. – 27 с.

15. ГОСТ Р 50895-96. Муфты зубчатые. Технические условия. – Введен 1997-07-01. –М. : Изд-во стандартов, 1996. – 16 с.

16. ГОСТ 20742-93. Муфты цепные. Параметры и размеры. – Введен 1996-07-01. – Минск : Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации; М. : Изд-во стандартов, 2001. – 17 с.

17. ГОСТ 24246-96. Муфты втулочные. Параметры, конструкция и размеры. – Введен 2000-07-01. – Минск : Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации; М. : Изд-во стандартов, 2000. – 18 с.

18. ГОСТ 20761-96. Муфты фланцевые. Параметры, конструкция и размеры. – Введен 2000-07-01. – Минск : Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации; М. : Изд-во стандартов, 2000. – 22 с.

19. ГОСТ 2144-76. Передачи червячные цилиндрические Основные параметры. – Введен 1977-07-01. – М. : Изд-во стандартов, 1992. – 3 с.
20. ГОСТ 12289-76. Передачи зубчатые конические. Основные параметры. – Введен 1977-07-01. – М. : Изд-во стандартов, 1987. – 6 с.
21. ГОСТ 2185-66. Передачи зубчатые цилиндрические. Основные параметры. – Введен 1968-01-01. – М. : Изд-во стандартов, 1993. – 3 с.
22. ГОСТ 1050-2013.Metalloпродукция из нелегированных конструкционных качественных и специальных сталей. Общие технические условия. – Введен 2015-01-01. – М. : Стандартиформ, 2014. – 3 с.
23. ГОСТ 4543-2016. Metalloпродукция из конструкционной легированной стали. Технические условия. – Введен 2017-10-01. – М. : Стандартиформ, 2017. – 32 с.
24. ГОСТ 977-88. Отливки стальные. Общие технические условия. – Введен 1990-01-01. – М. : Изд-во стандартов, 2004. – 34 с.
25. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – Введен 1988-01-01. – М. : Изд-во стандартов, 1988. – 128 с.
26. ГОСТ 9563-60. Основные нормы взаимозаменяемости. Колеса зубчатые. Модули. – Введен 1962-07-01. – М. : Изд-во стандартов, 1988. – 4 с.
27. ГОСТ 6636-69. Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры. – Введен 1970-01-01. – М. : Изд-во стандартов, 2004. – 6 с.
28. ГОСТ 19672-74. Передачи червячные цилиндрические. Модули и коэффициенты диаметра червяка. – Введен 1976-01-01. – М. : Изд-во стандартов, 1984. – 4 с.