



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

УПРАВЛЕНИЕ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И
ПОВЫШЕНИЯ КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Основы конструирования машин»

Алгоритмы расчетов деталей машин

(Бланки алгоритмов расчета зубчатых и червячных передач, ременных и цепных передач, шпоночных и шлицевых соединений, валов, муфт, подшипников скольжения)

Авторы

Кушнарев В. И.,
Маньшина Е. Ю.,
Савостина Т. П.

Ростов-на-Дону, 2014



Аннотация

Работа может быть использована в курсовом проектировании и при проведении практических занятий по курсу «Детали машин», «Основы проектирования», «Конструкторская подготовка производства», а также для оформления пояснительных записок и расчетов с применением ЭВМ.

Авторы

Кушнарев В. И. к.т.н., доцент,

Маньшина Е. Ю. ст.преподаватель,

Савостина Т. П. ассистент



Оглавление

1.1. Кинематический и энергетический расчет привода	3
1.2. Выбор оптимальной кинематической схемы привода	7
1.3. Кинематический и энергетический расчет привода (СЭ)	11
2. Расчет зубчатых передач	16
2.1. Выбор материалов и расчет допускаемых напряжений для цилиндрических (конических) зубчатых передач	16
2.2. Расчет цилиндрической косозубой (прямозубой $\cos \beta = 1$) передачи на прочность	22
2.3. Расчет открытой цилиндрической прямозубой передачи на выносливость по напряжениям изгиба	28
2.4. Расчет геометрических параметров цилиндрической прямозубой (косозубой) передачи	31
2.5. Расчет конической прямозубой передачи редуктора	33
2.6. Конструирование открытой конической передачи	38
3. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ	41
4. Расчет передач с гибкой связью	50
4.1. Расчет цепной передачи	50
4.2. Расчет клиноременной передачи	53
5. Расчет валов	56
5.1. Расчет входного (выходного) вала редуктора с червячной, косозубой цилиндрической (прямозубой конической) передачей на статическую прочность	57
Исходные данные:	57
5.2. Расчет ведущего вала с коническим прямозубым колесом на статическую прочность	61
5.3. Расчет промежуточного вала редуктора на статическую прочность	65
6. Расчет соединений	69
6.1. Выбор шпонок и проверочный расчет соединений	69
6.2. Проверочный расчет прямобочных шлицевых соединений	70
7. Расчет подшипника скольжения	71
8. Выбор муфт	72
8.1. Выбор муфты упругой втулочно – пальцевой	72
8.2. Выбор кулачково – дисковой муфты	73
8.3. Выбор муфты зубчатой	74
9. Оценка качества конструкции	76
СПРАВОЧНИК	2

1.1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

(Справочные данные в справочнике п. 1)

Исходные данные для расчета

Исполнительный орган		
Ft, кН	V, м / с	D, м

Кинематическая схема привода

(Согласно заданию. Условные обозначения. ПР.1.1)

Обозначаем на схеме номера валов (начиная с первого вала редуктора) и передаточные числа передач от двигателя к выходному валу.

1. Рассчитываем полезную мощность на исполнительном органе

$$N_{\text{вых}} = Ft \cdot Vt = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{ кВт}$$

2. Назначаем К.П.Д. элементов кинематической схемы и рассчитываем общий К.П.Д. привода (Пр.1.1)

η =	Вал1	Вал2	Вал3	Вал4	Вал5	= _____
	η · η	· η · η	· η · η	· η · η	· η · η	
η =	Вал1	Вал2	Вал3	Вал4	Вал5	= _____
·.....·.....·.....·.....·.....	

3. Рассчитываем затрачиваемую (эффективную) мощность электродвигателя

$$N_{\text{эф}} = \frac{N_{\text{вых}}}{\eta} = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{ кВт}$$

4. Выбираем электродвигателя по ГОСТ 19523-81 их обозначения и характеристики (см. Пр. 1.4) вносим в таблицу 1.

						Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

По результатам расчета передаточного числа компенсирующей передачи,
используя рекомендуемые на ее величину ограничения, выбираем вариант привода для проектирования. Отмечаем его в таблице 1

Проводим кинематический и энергетический расчет привода по его кинематической схеме.

9. Рассчитываем частоты вращения валов привода

$$n_{i+1} = \frac{n_i}{U_i} = \quad ; \quad n_2 = \frac{n_1}{U_1} = \quad ; \quad n_3 = \frac{n_2}{U_2} = \quad ; \quad n_4 = \frac{n_3}{U_3} = \quad ;$$

Вал1	Вал2	Вал3	Вал4	Вал5
$n_1 = \dots\dots\dots$	$n_2 = \dots\dots\dots$	$n_3 = \dots\dots\dots$	$n_4 = \dots\dots\dots$	$n_5 = \dots\dots\dots$
Проверка расчета $n_i = n_{\text{ВЫХ}}$				

10. Рассчитываем распределение мощности по валам:

$$N_1 = N_{\text{эф}} \cdot \eta_{\text{на 1 вал}} = \quad = \text{кВт};$$

Потери при переходе на 1 вал

$$N_2 = N_1 \cdot \eta_{\text{на 2 вал}} = \quad = \text{кВт};$$

$$N_3 = N_2 \cdot \eta_{\text{на 3 вал}} = \quad = \text{кВт};$$

$$N_4 = N_3 \cdot \eta_{\text{на 4 вал}} = \quad = \text{кВт};$$

и т.д.

Вал1	Вал2	Вал3	Вал4	Вал5
$N_1 =$	$N_2 =$	$N_3 =$	$N_4 =$	$N_i =$
Проверка расчета $N_i = N_{\text{ВЫХ}}$				

Проверка расчета $N_i = N_{\text{ВЫХ}}$

11. Рассчитываем распределение крутящих моментов по валам:

$$T_{\text{эдв}} = 9555 \frac{N_{\text{эф.эд}}}{n_{\text{эд}}} =$$

$$T_1 = 9555 \frac{N_1}{n_1} =$$

$$T_2 = 9555 \frac{N_2}{n_2} =$$

$$T_3 = 9555 \frac{N_3}{n_3} =$$

							Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата			

$$T_i = 9555 \frac{N_i}{n_i} =$$

Вал1	Вал2	Вал3	Вал4	Вал5
T ₁ =	T ₂ =	T ₃ =	T ₄ =	T ₅ =

+

+

								Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата				

1.2 ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОЙ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ПРИВОДА

(техническое предложение)

На кинематических схемах обозначить по порядку номеров валы и передаточные числа - U_i передач, начиная с первого вала редуктора.

Кинематическая схема №1 (Пр.1.5)

Кинематическая схема №2 (Пр.1.5)

1. Рассчитываем полезную мощность на исполнительном органе привода

$$N_{\text{вых}} = F_t \cdot V_t = \quad \text{кВт}$$

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата	Лист

2. Расчет К.П.Д. привода (ПР. 1.1)

η=	Вал1	Вал2	Вал3
	η · η	· η · η	· η · η
=	Вал1	Вал2	Вал3
=

$$\eta =$$

3. Рассчитываем эффективную мощность электродвигателя

$$N_{эф} = N_{вых} / \eta = / = \text{ кВт}$$

4. Согласно рекомендациям приложения (ПР. 1.2) проводим назначение передаточных чисел передач:

$$U_1 = \quad ; \quad U_2 = \quad ; \quad U_3 = \quad .$$

5. Рассчитываем общее передаточное число привода:

$$U = U_1 \cdot U_2 \cdot U_i = \quad =$$

2. Расчет К.П.Д. привода (ПР. 1.1)

η=	Вал1	Вал2	Вал3
	η · η	· η · η	· η · η
=	Вал1	Вал2	Вал3
=

$$\eta =$$

3. Рассчитываем эффективную мощность электродвигателя

$$N_{эф} = N_{вых} / \eta = / = \text{ кВт}$$

4. Согласно рекомендациям приложения (ПР. 1.2) проводим назначение передаточных чисел передач:

$$U_1 = \quad ; \quad U_2 = \quad ; \quad U_3 = \quad .$$

5. Рассчитываем общее передаточное число привода:

$$U = U_1 \cdot U_2 \cdot U_i = \quad =$$

6. Расчет частоты вращения выходного вала

$$n_{\text{вых}} = \frac{60 \cdot V_t}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot}{3,14 \cdot} = \dots\dots\dots \text{об/мин.}$$

7. Расчет частоты вращения вала электродвигателя

$$n_{\text{эдв}} = n_{\text{вых}} \cdot U = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{об/мин.}$$

8. Выбор электродвигателя по ГОСТ 19523-81 по мощности и ближайшей частоте вращения. (Пр. 1.4)

Тип электродвиг.	Стандартные	
	Мощность	Частота вращения,
	N, кВт	n _{эдв} , об/мин

9. Определяем коэффициент качества привода по данным расчетов и (Пр. 1.6)

Относительный габарит G_о =
 Относительная масса G_о =
 Относительная стоимость C_{то} =
 Относительная масса двигателя G_д =
 Относительная стоимость двигателя C_{тд} =

$$K_{\text{кач}} = \frac{G_o \cdot G_o \cdot C_{то} \cdot G_d \cdot C_{тд}}{\eta} =$$

$$= \dots\dots\dots =$$

10. В качестве технического предложения по минимальному K_{кач} рекомендуем для исполнения схему №..... и выносим ее на утверждение заказчику.

11. Уточняем общее передаточное число привода:

$$U = \frac{n_{\text{эдв}}}{n_{\text{вых}}} =$$

6. Расчет частоты вращения выходного вала

$$n_{\text{вых}} = \frac{60 \cdot V_t}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot}{3,14 \cdot} = \dots\dots\dots \text{об/мин.}$$

7. Расчет частоты вращения вала электродвигателя

$$n_{\text{эдв}} = n_{\text{вых}} \cdot U = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{об/мин.}$$

8. Выбор электродвигателя по ГОСТ 19523-81 по мощности и ближайшей частоте вращения. (Пр. 1.4)

Тип электродвиг.	Стандартные	
	Мощность	Частота вращения,
	N, кВт	n _{эдв} , об/мин

9. Определяем коэффициент качества привода по данным расчетов и (Пр. 1.6).

Относительный габарит G_о =
 Относительная масса G_о =
 Относительная стоимость C_{то} =
 Относительная масса двигателя G_д =
 Относительная стоимость двигателя C_{тд} =

$$K_{\text{кач}} = \frac{G_o \cdot G_o \cdot C_{то} \cdot G_d \cdot C_{тд}}{\eta} =$$

$$= \dots\dots\dots =$$

10. В качестве технического предложения по минимальному K_{кач} рекомендуем для исполнения схему №..... и выносим ее на утверждение заказчику.

11. Уточняем общее передаточное число привода:

$$U = \frac{n_{\text{эдв}}}{n_{\text{вых}}} =$$

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата	Лист

12. Проводим кинематический и энергетический расчет привода по принятой кинематической схеме.

12.1 Уточняем передаточные числа передач по методике приложения (Пр.1.3).

$$U_1 = \quad ; \quad U_2 = \quad ; \quad U_3 = \quad .$$

12.2. Рассчитываем частоты вращения валов привода

$$n_1 = \frac{n_{эдв}}{U_i} = \quad \text{об/мин}; \quad n_2 = \frac{n_i}{U_i} = \quad \text{об/мин};$$

$$n_3 = \frac{n_i}{U_i} = \quad \text{об/мин}; \quad n_{i+1} = \frac{n_i}{U_i} = \quad \text{об/мин};$$

Вал1	Вал2	Вал3	Вал4	Вал5
n ₁ =.....	n ₂ =.....	n ₃ =.....	n ₄ =.....	n ₅ =.....
Проверка расчета $n_i = n_{\text{вых}}$				

12.3 Рассчитываем распределение мощности по валам:

$$N_1 = N_{эф} \cdot \eta \cdot \eta = \quad \text{кВт};$$

Потери при переходе на 1 вал

$$N_2 = N_1 \cdot \eta \cdot \eta = \quad \text{кВт};$$

На 2 вал

$$N_3 = N_2 \cdot \eta \cdot \eta = \quad \text{кВт};$$

На 3 вал

$$N_4 = N_3 \cdot \eta \cdot \eta = \quad \text{кВт};$$

На 4 вал

Вал1	Вал2	Вал3	Вал4	Вал5
N ₁ =	N ₂ =	N ₃ =	N ₄ =	N _i =
Проверка расчета $N_i = N_{\text{вых}}$				

Проверка расчета $N_i = N_{\text{вых}}$

12.4 Рассчитываем распределение крутящих моментов по валам:

$$T_{эдв} = 9555 \frac{N_{эф.эд}}{n_{эд}} =$$

$$T_1 = 9555 \frac{N_1}{n_1} =$$

$$T_2 = 9555 \frac{N_2}{n_2} =$$

$$T_3 = 9555 \frac{N_3}{n_3} =$$

$$T_i = 9555 \frac{N_i}{n_i} =$$

Вал1	Вал2	Вал3	Вал4	Вал5
T ₁ =	T ₂ =	T ₃ =	T ₄ =	T ₅ =

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата					Лист

1.3 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА (СЭ)

Исходные данные для расчета

Исполнительный орган		
Мощность На выходе	Тихоходная ступень	Быстроходная ступень
N _{вых} , кВт	n _{1вых} , об/мин	n _{2вых} , об/мин

Кинематическая схема привода (Пр.1.1)

1. Выбор электродвигателя

1. Обозначаем на схеме номера валов (начиная с первого вала редуктора) и передаточные числа передач от двигателя к выходному валу.

2. Расчет проводим по наиболее нагруженной тихоходной ступени привода. На кинематической схеме привода обозначаем передаточные числа – U_i передач редуктора и открытых передач.

Назначаем К.П.Д. элементов кинематической схемы привода по ступеням передачи мощности от электродвигателя до исполнительного органа привода. Рассчитываем общий К.П.Д. привода. (Пр.1.1)

η =	Вал1	Вал2	Вал3	Вал4	Вал5	= _____
	η · η	· η · η	· η · η	· η · η	· η · η	
η =	Вал1	Вал2	Вал3	Вал4	Вал5	= _____
·.....·.....·.....·.....·.....	

3. Рассчитываем затрачиваемую (эффективную) мощность электродвигателя.

$$N_{эф} = \frac{N_{вых}}{\eta} = \quad \text{кВт}$$

4. Выбираем электродвигателя по ГОСТ 19523-81, их обозначения и характеристики вносим в таблицу 1.

						Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

Таблица оптимизации привода Таб.1

№ Вариантов	Тип электродвигателя	Данные стандартного электродвигателя		Частота вращения исполни- тельного органа об/мин	Передаточные числа тихоходной ступени.		Открытая передача U _к	Параметры быстроходной ступени		
		Мощ- ность кВт	Частота вращения, об/мин		U _{общ}	U ₁		n _{вых}	U _{общ}	U ₂
		N _{эд}	n _{эд}							
1										
2										
3										
4										

5. Рассчитываем общее передаточное число для каждого варианта привода по формуле:

$$U_{\text{оби}} = \frac{n_{\text{эд}}}{n_{\text{вых}}}$$

$$U_{\text{общ1}} = \frac{n_{\text{я1}}}{n1_{\text{а1б}}} = \dots ; \quad U_{\text{общ2}} = \frac{n_{\text{я2}}}{n1_{\text{а2б}}} = \dots ;$$

$$U_{\text{общ3}} = \frac{n_{\text{я3}}}{n1_{\text{а3б}}} = \dots ; \quad U_{\text{общ4}} = \frac{n_{\text{я4}}}{n1_{\text{а4б}}} = \dots .$$

6. Согласно со стандартным рядом передаточных чисел, (Пр.1.2) назначаем рекомендуемое передаточное число тихоходной ступени редуктора .

$$U_1 = \dots ;$$

7. Назначаем и вносим в таблицу 1 передаточные числа n_i остальных одноступенчатых (U_i) передач в последовательности расположения в кинематической цепи (смотри кинематическую схему) и записываем формулу общего передаточного числа в такой же последовательности:

$$U_{\text{об}} = U_1 \cdot U_2 \cdot U_3 \dots U_i =$$

Рассчитываем одну оставшуюся (U_к – компенсирующую) для каждого из 4х вариантов привода.

$$U_{\text{к1}} = \frac{U_{\text{общ1}}}{U_1} = \dots ; \quad U_{\text{к2}} = \frac{U_{\text{общ2}}}{U_1} = \dots ;$$

$$U_{\text{к3}} = \frac{U_{\text{общ3}}}{U_1} = \dots ; \quad U_{\text{к4}} = \frac{U_{\text{общ4}}}{U_1} = \dots .$$

По результатам расчета передаточного числа компенсирующей (ременной, зубчатой, цепной) передачи, используя рекомендуемые на ее величину ограничения по передаточному числу (Пр.1.2), выбираем вариант привода для проектирования.

										Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата						

Вносим данные выбранного варианта привода в таблицу 2.

Электродвигатель	Тип	Мощность	Обороты
	4А	N = кВт	$n_{эд} =$ об/мин
Передаточные числа	Всего привода	Редуктора	Открытой п.
	$U_{общ} =$	$U_1 =$	$U_K =$

8 Расчет тихоходной ступени передач коробки скоростей

Специфические особенности нереверсивных коробок скоростей с передвижными зубчатыми блоками состоят в том, что в них при одинаковом межосевом расстоянии зубчатых передач, требуется согласование модулей и чисел зубьев колес. При этом, исходя из условий компактности передач, при суммарном числе зубьев шестерни с колесом $Z_s \leq 100 \dots 125$, минимальное число зубьев шестерен рекомендуют принимать $Z_{1min} = 18 \dots 25$.

Примечание, чем больше U зубчатой передачи, тем меньшее число зубьев приходится на шестерню из указанного диапазона Z_{1min} .

8.1 Условно принимая модуль зубчатых колес одинаковым, задаем:

$$Z_s = \quad , \quad Z_{11} = 1,$$

8.2 По формулам нижеприведенной таблицы рассчитываем Z_{21} .

Рассчитываем число зубьев шестерни – Z_{11} и округляем его до ближайшего целого.

Рассчитываем число зубьев колеса $Z_{21} = Z_s - Z_1 = \quad - \quad = \quad .$

Полученные данные быстроходной ступени сводим в таблицу 3.

Суммарное число зубьев	Число зубьев	Шестерня	Колесо
$Z_{s1} =$	В относительных единицах	$Z_{11} = 1$	$Z_{21} = Z_{11} \cdot U_1 =$
	$Z_{11} \approx \frac{Z_s}{Z_{11} + Z_{21}} = \frac{\quad}{\quad + \quad} = \quad .$		
	В целых числах зубьев	$Z_{11} =$	$Z_{21} = Z_{s1} - Z_{11} =$

Через отношение чисел зубьев уточняем передаточное число тихоходной ступени передач

$$U_1 = \frac{Z_{21}}{Z_{11}} = \frac{\quad}{\quad} = \quad .$$

9. Рассчитываем быстроходную передачу коробки скоростей. Определяем общее передаточное число:

$$U_{общ2} = \frac{n_{эд.i}}{n_{вых}} = \frac{\quad}{\quad} = \quad .$$

								Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата				

Определяем передаточное число быстроходной ступени коробки скоростей

$$U_2 = \frac{U_{общ2}}{U_K} = \dots = \dots$$

9.1 По аналогичной методике рассчитываем число зубьев шестерни быстроходной ступени передач,

В нереверсивной передаче $Z_{S2} = Z_{S1}$

В случае реверсивной передачи Z_{S2} уменьшаем на 10 – 15 зубьев.

В соответствии с принятым $Z_{S2} = \dots$ и рассчитанным передаточным числом быстроходной ступени U_2 , принимаем число зубьев шестерни и колеса в относительных единицах:

$$Z_{32} = 1,$$

$$Z_{42} = Z_{32} \cdot U_2 = \dots \text{ частям.}$$

Рассчитываем число зубьев шестерни

$$Z_{32} \approx \frac{Z_{S2}}{Z_{32} + Z_{42}} = \dots = \dots$$

Округляем число зубьев шестерни до ближайшего целого $Z_{32} = \dots$

Рассчитываем число зубьев колеса $Z_{42} = Z_{S2} - Z_{32} = \dots$

Полученные данные тихоходной ступени сводим в таблицу 4.

Суммарное число зубьев	Число зубьев	Шестерня	Колесо
$Z_{S2} =$	В относительных единицах	$Z_{32} = 1$	$Z_{42} = Z_{32} \cdot U_3 =$
	$Z_{32} \approx \frac{Z_{S2}}{Z_{32} + Z_{42}} = \dots = \dots$		
	В целых числах зубьев	$Z_{32} =$	$Z_{42} = Z_{S2} - Z_{32} =$

Уточняем передаточное число быстроходной ступени передач

$$U_2 = \frac{Z_{42}}{Z_{32}} = \dots = \dots$$

9.2 При наличии открытой зубчатой или цепной передачи уточняем ее передаточное число в следующей последовательности:

9.3 Назначаем число зубьев ведущего элемента передачи в пределах $Z_5 = 17...25$, $Z_5 = \dots$

9.4 Определяем число зубьев ведомого элемента $Z_6 \approx \dots = \dots$
Принимаем целое число, $Z_6 = \dots$;

9.5 Уточняем передаточное число открытой передачи

$$U_3 = \frac{Z_6}{Z_5} = \dots = \dots$$

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		Лист

10. Проводим кинематический и энергетический расчет привода.

10.1 Рассчитываем частоты вращения валов привода при

$$n_{\text{эд.дв.}} = \quad ; n_1 = \frac{n_{\text{э.дв.}}}{U_i} = \quad ; n_2 = \frac{n_1}{U_2} = \quad ;$$

Вал1	Вал2	Вал3	Вал4	Вал5
$n_1 = \dots\dots\dots$	$n_2 = \dots\dots\dots$	$n_3 = \dots\dots\dots$	$n_4 = \dots\dots\dots$	$n_5 = \dots\dots\dots$
Проверка расчета $n_i = n_{\text{ВЫХ}}$				

10.2. Рассчитываем распределение мощности по валам:

$$N_1 = N_{\text{эф}} \cdot \eta_{\text{на 1 вал}} = \quad = \text{кВт};$$

Потери при переходе на 1 вал

$$N_2 = N_1 \cdot \eta_{\text{на 2 вал}} = \quad = \text{кВт};$$

$$N_3 = N_2 \cdot \eta_{\text{на 3 вал}} = \quad = \text{кВт};$$

$$N_4 = N_3 \cdot \eta_{\text{на 4 вал}} = \quad = \text{кВт};$$

и т.д.

Вал1	Вал2	Вал3	Вал4	Вал5
$N_1 =$	$N_2 =$	$N_3 =$	$N_4 =$	$N_i =$
Проверка расчета $N_i = N_{\text{ВЫХ}}$				

Проверка расчета
 $N_i = N_{\text{ВЫХ}}$

10.3. Рассчитываем распределение крутящих моментов по валам:

$$T_{\text{эдв}} = 9555 \frac{N_i}{n_i} =$$

$$T_1 = 9555 \frac{N_i}{n_i} =$$

$$T_2 = 9555 \frac{N_i}{n_i} =$$

$$T_3 = 9555 \frac{N_i}{n_i} =$$

$$T_i = 9555 \frac{N_i}{n_i} =$$

Вал1	Вал2	Вал3	Вал4	Вал5
$T_1 =$	$T_2 =$	$T_3 =$	$T_4 =$	$T_5 =$

						Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

2. Расчет зубчатых передач

2.1. Выбор материалов и расчет допускаемых напряжений для цилиндрических (конических) зубчатых передач

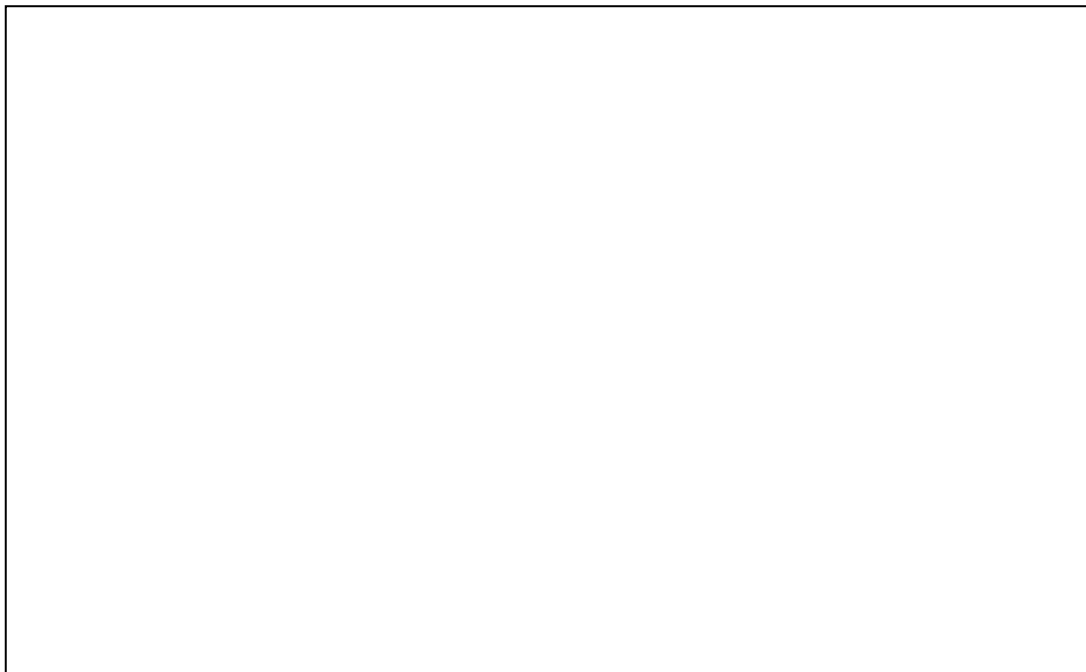


Рис.1 График нагрузок

Исходные данные для расчета допускаемых напряжений:

Срок службы $C =$ лет; $K_{год} =$; $K_{сут} =$;
 $n_1 =$ об/мин; $n_2 =$ об/мин.; $n_3 =$ об/мин ; $n_4 =$ об/мин.

Принимаем $T_{max} = T_p = 1,5 T_n$

$$\frac{T_1}{T_n} = 1, \quad \frac{T_2}{T_n} = \quad , \quad \frac{T_i}{T_n} = \quad ; \quad \frac{t_1}{t_h} = \quad , \quad \frac{t_2}{t_h} = \quad , \quad \frac{t_i}{t_h} = \quad .$$

1. Расчет допускаемых напряжений

1.1. Назначаем материалы и термообработку шестерни и колеса из таблицы (Справочник, Пр. 1.7.), рекомендуемых материалов и условий работы для зубчатых колес ГОСТ 1050-74

Для передач _____ выбираем сталь _____

Для шестерни Z_1

термообработка – _____, твердостью _____, $\sigma_T =$ _____ МПа

Для колеса Z_2

термообработка – _____, твердостью _____.

Для передач _____ выбираем сталь _____

Для шестерни Z_3

термообработка – _____, твердостью _____, $\sigma_T =$ _____ МПа

Для колеса Z_4

						Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

термообработка – _____, твердостью _____ .

1.2. Допускаемые контактные напряжения при расчетах на выносливость определяется отдельно для зубьев шестерни:

$$[\sigma_{HHP}] = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} \cdot Z_R \cdot Z_V ,$$

где S_H – коэффициент безопасности при HB < 350 $S_H = 1.1$;
при HB > 350 $S_H = 1.2$

$Z_R = 1$ – коэффициент, учитывающий шероховатость рабочих поверхностей зубьев, при $R_a = 1, 25 \dots 0, 63$;

$Z_V = 1 \dots 1,6$ – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости;

При $V < 5$ м/с $Z_V = 1$

$\sigma_{Hlim} = \sigma_{nlimb} \cdot K_{HL}$ – предел контактной выносливости, соответствующий эквивалентному числу циклов перемен напряжений (МПа);

где σ_{nlimb} – предел контактной выносливости, соответствующий базовому числу циклов перемен напряжений;

K_{HL} – коэффициент долговечности.

σ_{nlimb} – предел контактной выносливости при базовом числе циклов напряжений, МПа, выбираем и рассчитываем по таблице 2.2.4 (Справочник) в соответствии с видом термообработки

Первая ступень

Для шестерни : $\sigma_{Hlimb1} = \quad = \quad =$ МПа;

Для колеса : $\sigma_{Hlimb2} = \quad = \quad =$ МПа;

Вторая ступень

Для шестерни : $\sigma_{Hlimb3} = \quad = \quad =$ МПа;

Для колеса : $\sigma_{Hlimb4} = \quad = \quad =$ МПа;

При расчете по контактным напряжениям показатель степени $m = 6$.

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}} ,$$

где N_{H0} – при HB < 350 N_{H0} базовое число циклов перемены напряжений определяется по формуле : $N_{H0} = 30 \cdot HB^{2.4}$ или $N_{H0} = (1 \dots 12) \cdot 10^7$.

Рекомендуется принимать при термообработке:

нормализации или улучшения $N_{H0} = 10^7$ циклов, закалке $N_{H0} = 9 \cdot 10^7$ циклов.

Принимаем: $N_{H0} = \dots = \dots \cdot 10^7$

$N_{HE} = 60 \cdot n_i \cdot t_h \cdot \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T_H} \right)^3 \cdot \frac{t_i}{t_h}$ – эквивалентное число циклов перемены напряжений;

где T_i – величина i -того момента гистограммы (см. график загрузки);

T_H – величина расчетного (номинального) момента;

n_i – частота вращения вала, по которому ведется расчет передачи, об/мин

						Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

t_i – продолжительность действия нагрузки T_i , в час. или в относительных единицах (см. график загрузки);

По данным графика нагрузки

$$\sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T_H} \right)^3 \cdot \frac{t_i}{t_h} = \left(\frac{T_1}{T_H} \right)^3 \cdot \frac{t_1}{t_h} + \left(\frac{T_2}{T_H} \right)^3 \cdot \frac{t_2}{t_h} + \dots =$$

t_h - общее время работы привода, рассчитывается следующим образом:

C – срок службы, лет;

$$t_h = C \cdot k_{сут} \cdot k_{год} \cdot 365_{дней} \cdot 24_{часа};$$

$$t_h = \dots = \dots \cdot 10^3 \text{ часов.}$$

$$\begin{aligned} \text{Вал 1: } N_{HE1} &= 60 \cdot n_1 \cdot t_h \cdot \Sigma = 60 \cdot \dots = \dots \cdot 10^7 \\ \text{Вал 2: } N_{HE2} &= 60 \cdot n_1 \cdot t_h \cdot \Sigma = 60 \cdot \dots = \dots \cdot 10^7 \\ \text{Вал 3: } N_{HE3} &= 60 \cdot n_1 \cdot t_h \cdot \Sigma = 60 \cdot \dots = \dots \cdot 10^7 \end{aligned}$$

$$\text{Вал 1: } K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE1}}} = \sqrt[6]{\dots} = \sqrt{\dots} = \dots;$$

$$\text{Вал 2: } K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE1}}} = \sqrt[6]{\dots} = \sqrt{\dots} = \dots;$$

$$\text{Вал 3: } K_{HL3} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE1}}} = \sqrt[6]{\dots} = \sqrt{\dots} = \dots;$$

Если расчетные значения коэффициента K_{HL} выходят за указанные интервалы, для нормализованных и улучшенных колес $1 \leq K_{HL} \leq 2,6$.

Для закаленных колес $1 \leq K_{HL} \leq 1,8$.

то принимают ближайшие крайние значения.

Если значения коэффициента K_{HL} не выходят за указанные интервалы, то их принимают расчетными

тогда, 1 степень

$$\text{для шестерни : } \sigma_H \lim1 = \sigma_H^o \limb1 \cdot K_{HL1} = \dots = \dots \text{ МПа};$$

$$\text{для колеса : } \sigma_H \lim2 = \sigma_H^o \limb2 \cdot K_{HL2} = \dots = \dots \text{ МПа};$$

2 степень

$$\text{для шестерни : } \sigma_H \lim3 = \sigma_H^o \limb3 \cdot K_{HL2} = \dots = \dots \text{ МПа};$$

$$\text{для колеса : } \sigma_H \lim4 = \sigma_H^o \limb4 \cdot K_{HL3} = \dots = \dots \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{HP}]_1 = \frac{\sigma_{H \lim1}}{S_H} \cdot Z_R \cdot Z_V = \dots = \dots; \quad [\sigma_{HP}]_2 = \frac{\sigma_{H \lim2}}{S_H} \cdot Z_R \cdot Z_V = \dots = \dots;$$

$$[\sigma_{HP}]_3 = \frac{\sigma_{H \lim3}}{S_H} \cdot Z_R \cdot Z_V = \dots = \dots; \quad [\sigma_{HP}]_4 = \frac{\sigma_{H \lim4}}{S_H} \cdot Z_R \cdot Z_V = \dots = \dots;$$

Расчет ведут по колесу.

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата					Лист

Дополнение. Если твердость зубчатых колес отличается значительно, то есть $HV_1 - HV_2 = 60 \dots 100$ и $V_t < 20$ м/с, то:

при расчете цилиндрических косозубых и шевронных передач в расчетную формулу подставляют при II варианте термообработки среднее допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma_{HP}]_2 = 0,45([\sigma_{HP}]_1 + [\sigma_{HP}]_2).$$

Это напряжение не должно превышать:

для цилиндрических косозубых и шевронных колес $\leq 1,24 \cdot [\sigma_{HP}]_{\min}$;

для конических колес $\leq 1,15 \cdot [\sigma_{HP}]_{\min}$.

При III, IV и V вариантах термообработки, а также для прямозубых цилиндрических и конических колес в расчетную формулу вместо $[\sigma_{HP}]_2$ подставляют меньшее из $[\sigma_{HP}]_1$ и $[\sigma_{HP}]_2$.

1.3. Проверочный расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки для предотвращения остаточной деформации или хрупкого разрушения поверхностного слоя зубчатых колес определяется при

$$\sigma_{HP2} = [\sigma_{HP2}] = \quad \text{МПа}$$

$$\sigma_{H\max} = \sigma_{HP2} \cdot \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_H}} = \quad \cdot \sqrt{\quad} = \quad \text{МПа},$$

где $T_{\max} = T_p = (1,3 \dots 1,5) T_n$ - пусковой момент электродвигателя (время действия в расчетах не учитывается).

При нормализации улучшении и закалке

$$[\sigma_{HP\max}] = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot \quad = \quad \text{МПа}.$$

Произведем сравнение $\sigma_{H\max} \leq [\sigma_{HP\max}]$;

Вывод: условие прочности _____.

Выполняется, не выполняется

1.4. Допускаемые напряжения при расчетах на выносливость по напряжениям изгиба определяется отдельно для зубьев шестерни и колеса, с учетом условий работы.

$$[\sigma_{FP}]_i = \frac{\sigma_{F\lim}}{S_F} \cdot Y_R \cdot Y_S ,$$

где, $\sigma_{F\lim} = \sigma_{F\lim b} \cdot K_{FL}$ - предел выносливости зубьев при изгибе,

соответствующий эквивалентному числу циклов перемен напряжений (МПа);

где, K_{FL} - коэффициенты долговечности для зубчатых колес при изгибе определяются по формуле

$$K_{FL} = m_F \sqrt{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}},$$

						Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

где – базовое число циклов перемены напряжений $N_{FO} = (2...5) \cdot 10^6$

Принимаем - $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$;

$m_F = 6$ – показатель кривой усталости , при $HB \leq 350$.

$m_F = 9$ – показатель кривой усталости , при $HB > 350$.

$N_{FE} = 60 \cdot n_i \cdot t_h \cdot \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T_H}\right)^{m_F} \cdot \frac{t_i}{t_h}$ – эквивалентное число циклов перемены напряжений;

При постоянной нагрузке выражение $\sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T_H}\right)^3 \cdot \frac{t_i}{t_h} = 1$;

По данным графика нагрузки

$$\sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T_H}\right)^6 \cdot \frac{t_i}{t_h} = \left(\frac{T_1}{T_H}\right)^6 \cdot \frac{t_1}{t_h} + \left(\frac{T_2}{T_H}\right)^6 \cdot \frac{t_2}{t_h} + \dots =$$

$$\begin{aligned} N_{FE1} &= 60 \cdot n_1 \cdot t_h \cdot \Sigma = && = && ; \\ N_{FE2,3} &= 60 \cdot n_2 \cdot t_h \cdot \Sigma = && = && ; \\ N_{FE4} &= 60 \cdot n_4 \cdot t_h \cdot \Sigma = && = && . \end{aligned}$$

$$K_{FL1} = m_F \sqrt[m_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{\cdot 10^6}} = ; \quad K_{FL2,3} = m_F \sqrt[m_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{\cdot 10^6}} = ;$$

$$K_{FL4} = m_F \sqrt[m_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{\cdot 10^6}} = ;$$

Для нормализованных и улучшенных колес $1 \leq K_{FL} \leq 2,08$.

Для закаленных колес $1 \leq K_{FL} \leq 1,6$.

Если расчетное значение коэффициента K_{HL} выходит за указанный интервал, то принимают ближайшие крайние значения.

Принимаем:

$$K_{FL1} = ; \quad K_{FL2,3} = ; \quad K_{FL4} = ;$$

Из таблицы 2.2.5 (Справочник) определяем σ_{Flimb}^o – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов перемен напряжений и коэффициент безопасности при изгибе – S_F , соответствующий технологии изготовления зубчатых колес.

Принимаем $S_F = \dots\dots\dots$

Передача 1

Для шестерни : $\sigma_{Flimb1}^o = \dots\dots\dots$ МПа;

Для колеса : $\sigma_{Flimb2}^o = \dots\dots\dots$ МПа;

Передача 2

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата	Лист

Для шестерни : $\sigma_{F\lim b3}^o = \dots\dots\dots$ МПа;

Для колеса : $\sigma_{F\lim b4}^o = \dots\dots\dots$ МПа;

$$\sigma_{F\lim 1} = \sigma_{F\lim b1}^o \cdot K_{FL1} = \dots\dots\dots = \text{МПа}$$

$$\sigma_{F\lim 2} = \sigma_{F\lim b2}^o \cdot K_{FL2} = \dots\dots\dots = \text{МПа}$$

$$\sigma_{F\lim 3} = \sigma_{F\lim b3}^o \cdot K_{FL3} = \dots\dots\dots = \text{МПа}$$

$$\sigma_{F\lim 4} = \sigma_{F\lim b4}^o \cdot K_{FL4} = \dots\dots\dots = \text{МПа}$$

$$[\sigma_{FFP}]_1 = \frac{\sigma_{F\lim 1}}{S_F} \cdot Y_R \cdot Y_S = \dots\dots\dots = \text{МПа ;}$$

$$[\sigma_{FFP}]_2 = \frac{\sigma_{F\lim 2}}{S_F} \cdot Y_R \cdot Y_S = \dots\dots\dots = \text{МПа ;}$$

$$[\sigma_{FFP}]_3 = \frac{\sigma_{F\lim 3}}{S_F} \cdot Y_R \cdot Y_S = \dots\dots\dots = \text{МПа ;}$$

$$[\sigma_{FFP}]_4 = \frac{\sigma_{F\lim 4}}{S_F} \cdot Y_R \cdot Y_S = \dots\dots\dots = \text{МПа ;}$$

Полученные допускаемые напряжения используют для расчета зубчатых передач по слабому звену, которое определяется в зависимости от допускаемого напряжения на изгиб и коэффициента формы зубьев.

Коррекцию размеров передачи можно проводить изменением прочности материалов и коэффициентов ширины зубчатых колес, а после расчета по контактным напряжениям увеличением межосевого расстояния или модуля.

						<i>Лист</i>
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

1.5. Таблица результатов расчета

Передача 1	Материал	Твердость	Допускаемые контактные напряжения [σ _{HP}]	Допускаемые напряжения изгиба [σ _{FP}]
Шестерня				
Колесо				

Передача 2	Материал	Твердость	Допускаемые контактные напряжения [σ _{HP}]	Допускаемые напряжения изгиба [σ _{FP}]
Шестерня				
Колесо				

2.2 Расчет цилиндрической косозубой (прямозубой Cos β = 1) передачи на прочность

1. Исходные данные для расчета зубчатой передачи

Назначаем числа зубьев колес.

Минимальное число зубьев Z_{min} = 17.

В *одноступенчатых* редукторах рекомендуется принимать Z₁ = 18.....25.

В *двухступенчатых* редукторах, с целью выравнивания размеров зубчатых колес, рекомендуется принимать для первой ступени Z₁ = 2236, для второй и третьей ступеней Z₁ = 18.....26.

Принимаем:

Число зубьев шестерни Z₁ = ;

Число зубьев колеса, округляя до целого числа Z₂ = Z₁ · U = .

2. Угол наклона зубьев во избежание больших осевых усилий принимают β = 8.....15°, редко до 20°.

Назначаем среднее значение угла наклона зубьев β =°, Cos.....° = ;

U = – передаточное число,

Крутящий момент на колесе

T₂ = Н·мм

. В соответствии с выбранным материалом и термообработкой допускаемые контактные напряжения для колеса

[σ_{HP}]₂ = МПа

Предел прочности σ_T = МПа ; Предел выносливости σ_B = МПа ;

Допускаемые напряжения изгиба для шестерни и колеса

[σ_{FP}]₁ = МПа, [σ_{FP}]₂ = МПа

Расчет передачи проводят по колесу.

3. Расчет межосевого расстояния проводят по формуле:

								Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата				

$$a_w = k_a \cdot (u+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot k_\alpha \cdot k_\beta \cdot k_v}{u^2 \cdot \Psi_{ba} \cdot [\sigma_{HP2}]^2}}$$

3.1. Коэффициент распределения нагрузки между зубьями для прямозубой передачи $k_\alpha=1$

для косозубой передачи принимаем из справочника (Пр. 2.2.1.) в зависимости от окружной скорости и 8 степени точности $k_\alpha=.....$

3.2. Назначаем коэффициент ширины венца Ψ_{ba} в зависимости от симметричности расположении зубчатых колес на валах относительно опор.

Для редукторов общего назначения можно принимать $\Psi_{ba} = 0,25.....0,63$.

Из (Пр. 2.2.2), приложения.

При _____ расположении зубчатых колес принимаем стандартное

$$\Psi_{ba} = ;$$

Рассчитываем $\Psi_{bd} = 0,5 \cdot \Psi_{ba} \cdot (u + 1)$; $\Psi_{bd} = 0,5 \cdot ___\cdot (___ + 1) = ;$

3.3. Ориентировочное значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине венца – k_β выбираем из таблицы (Пр. 2.2.3.) приложения

Назначаем $k_\beta = .$

3.4 Коэффициент динамической нагрузки:

для прямозубой передачи $k_v= 1,1$ при $n_1 < 2000$ об/мин,

$k_v= 1,15$ при $n_1 > 2000$ об/мин,

для косозубой передачи $k_v=1,08$

3.5 Рассчитываем межосевое расстояние для косозубой (прямозубой) передачи, расчет ведем по колесу.

При расчете a_w для прямозубых колес коэффициент межосевого расстояния

$$K_a = 49,5 ; \text{ для косозубых } K_a = 43.$$

$$a_{w1} = k_a \cdot (u+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot k_\alpha \cdot k_\beta \cdot k_v}{u^2 \cdot \Psi_{ba} \cdot [\sigma_{HP2}]^2}} = \cdot (+1) \cdot \sqrt[3]{\text{-----}} = \text{ мм}$$

Полученное значение округляют до стандартного в большую сторону по одному из рядов. (Пр.2.2.7) (Справочник)

Принимаем ближайшее большее $a_{w2} = \text{ мм}.$

3.6. Рассчитываем модуль косозубой (прямозубой) передачи

$$m = \frac{2a \cdot \cos \beta}{Z_3 + Z_4} = \text{-----} = \text{ мм}$$

Полученное значение модуля округляем до ближайшего большего по ГОСТ9563-60 Стандартные модули, мм (Пр.2.2.6).

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

2 – й ряд: 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11.

Для косозубой (прямозубой) передачи принимаем модуль

ближайший больший $m = \text{ мм};$

3.7. Для косозубой передачи корректируем угол наклона зубьев

					<i>Лист</i>
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата	

$$\cos \beta = \frac{m \cdot (Z_3 + Z_4)}{2 \cdot a} = \dots ; \beta = \dots$$

Для прямозубой передачи корректируем межосевое расстояние

$$a_w = \frac{m \cdot (Z_3 + Z_4)}{2} = \dots ; a_w = \dots$$

Подбором модуля и чисел зубьев можно получить стандартное значение a_w .
(Пр.2.2.7)

3.8 Рабочая ширина зубчатого колеса (округляется до целого в большую сторону)

$$b_2 = \Psi_{ba} \cdot a_w = \dots \text{ мм};$$

3.9 Рабочая ширина шестерни (округляется до целого в большую сторону)

$$\text{ширина шестерни } b_1 = b_2 + (5 \dots 10) \text{ мм} = \dots + \dots = \dots \text{ мм}.$$

4. Проверочный расчет зубьев на выносливость при изгибе косозубой передачи

4.1. Для косозубой передачи.

Коэффициент формы зубьев Y_{F1} , Y_{F2} находится по эквивалентному числу зубьев, (Пр.2.6.) . (Справочник)

$$Z_{v1} = \frac{Z_3}{\cos^3 \beta} = \dots ; Y_{F1} = \dots ;$$

$$Z_{v2} = \frac{Z_4}{\cos^3 \beta} = \dots ; Y_{F2} = \dots .$$

Коэффициент, учитывающий наклон зубьев

$$Y_b = 1 - \beta / 140 = 1 - (\dots / 140) = \dots ;$$

4.2 Для прямозубой передачи коэффициент формы зубьев Y_{F1} , Y_{F2} определяется по числу зубьев (Пр.2.6.)

$$Y_{F1} = \dots ; Y_{F2} = \dots .$$

4.3. Слабое звено передачи определяем по минимальному значению отношения

шестерня $\frac{[\sigma_{FP}]_1}{Y_{F1}} = \dots = \dots ;$

колесо $\frac{[\sigma_{FP}]_2}{Y_{F2}} = \dots = \dots .$

4.4. Для слабого звена косозубой цилиндрической передачи определим напряжения изгиба зубьев

$$\sigma_{F\dots} = \frac{2T_{\dots} \cdot Y_{F\dots} \cdot K_{\alpha} \cdot K_{\beta} \cdot K_{\nu} \cdot Y_{\beta}}{b_{\dots} \cdot m_n^2 \cdot Z_{\dots}} = \dots \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{F\dots} < [\sigma_{F\dots}] ; \dots < \dots .$$

Вывод: условие прочности

Выполняется, не выполняется

4.5 Для слабого звена прямозубой цилиндрической передачи определим напряжения изгиба зубьев:

$$\sigma_{F\dots} = \frac{2T_{\dots} \cdot Y_{F\dots} \cdot K_{\alpha} \cdot K_{\beta} \cdot K_{\nu}}{b_{\dots} \cdot m^2 \cdot Z_{\dots}} = \dots \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{F\dots} < [\sigma_{F\dots}]; \dots < \dots .$$

Вывод: условие прочности

									Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата					

В случае не выполнения условия прочности увеличиваем модуль до получения в проверочном расчете передачи необходимого соотношения напряжений.

5. Проверка по максимально допускаемому напряжению изгиба.

5.1. Предельное напряжение не вызывающее остаточных деформаций и излома

При $HV < 350$ $\sigma_{FpLimmax} = 0,8 \cdot \sigma_T$; σ_T – (Пр.1.7.)

Шестерня $\sigma_{FPLimmax1} = 0,8 \cdot \sigma_T \cdot \dots\dots\dots =$ МПа;

Колесо $\sigma_{FPLimmax2} = 0,8 \cdot \sigma_T \cdot \dots\dots\dots =$ МПа.

При $HV > 350$ $\sigma_{FPLimmax} = 0,6 \cdot \sigma_B$.

Шестерня $\sigma_{FPLimmax1} = 0,6 \cdot \sigma_B \dots\dots\dots =$ МПа;

Колесо $\sigma_{FPLimmax2} = 0,6 \cdot \sigma_B \dots\dots\dots =$ МПа.

S_F – из таблицы (Пр.2.2.8) расчета допускаемых напряжений, $S_F = 1,75$.

$$[\sigma_{Fpmax1}] = \frac{\sigma_{FPlimmax1}}{[S_{F1}]} = \dots\dots\dots = \text{МПа};$$

$$[\sigma_{Fpmax2}] = \frac{\sigma_{FPlimmax2}}{[S_{F2}]} = \dots\dots\dots = \text{МПа};$$

5.2. Аналогично пункту 4.3 определим элемент передачи, по которому осуществляется определение слабого звена при максимальной нагрузке.

шестерня $\frac{[\sigma_{FPmax1}]}{Y_{F1}} = \dots\dots\dots = \text{МПа};$

колесо $\frac{[\sigma_{FPmax2}]}{Y_{F2}} = \dots\dots\dots = \text{МПа}.$

Проверку проводим по слабому звену -

5.3. Максимальное напряжение изгиба под действием максимальной нагрузки рассчитываем при $\sigma_{F\dots} = [\sigma_{F\dots}]$

$$\sigma_{Fpmax\dots} = \sigma_F \cdot \frac{T_{max}}{T} = \dots\dots\dots = \text{МПа};$$

Сравним $\sigma_{Fmax\dots} \leq [\sigma_{Fpmax\dots}]; \dots\dots\dots \leq \dots\dots\dots ;$

ВЫВОД: условие прочности

В случае не выполнения условия, выбираем более прочный материал до получения в проверочном расчете передачи необходимого соотношения напряжений.

6. Определяем геометрические размеры зубчатой передачи
(для прямозубой передачи $\cos \beta = 1$, $F_{a1} = F_{a2} = 0$).

Таблица результатов расчета передачи

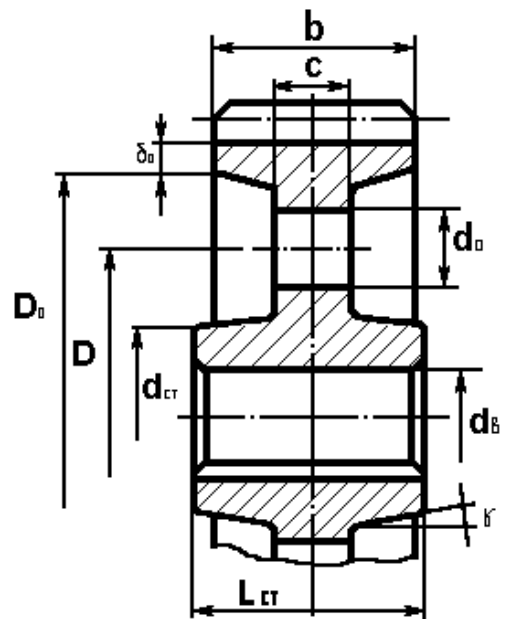
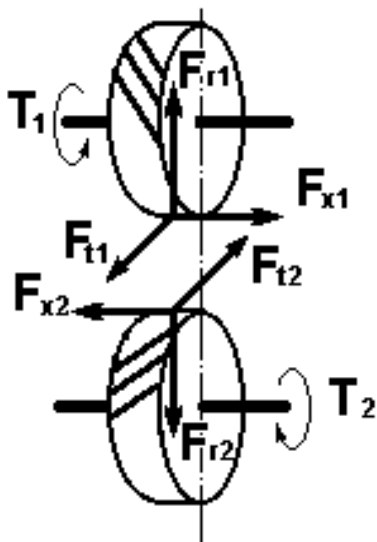
Параметры зацепления и деталей передач	Шестерня	Колесо
Число зубьев шестерни	$z_1 =$	$z_2 =$

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата	
					Лист

Угол наклона зубьев	$\beta =$	
Начальный диаметр	$d_{w1} = \frac{mz}{\cos\beta} =$ мм	$d_{w2} = \frac{mz}{\cos\beta} =$ мм
Высота головки зуба	$h_a = 1 \cdot m =$ мм	
Высота ножки зуба	$h_f = 1,25 \cdot m =$ мм	
Диаметр окружности вершин зубьев	$d_{a1} = d_{w1} + 2h_a =$ мм	$d_{a2} = d_w + 2h_a =$ мм
Диаметр окружности впадин	$d_{f1} = d_{w1} - 2h_f =$ мм	$d_{f2} = d_{w2} - 2h_f =$ мм
Ширина колес	$b_1 =$ мм	$b_2 =$ мм
Межосевое расстояние	$a_w = \frac{m \cdot (Z_3 + Z_4)}{2} =$ мм	
Окружная сила	$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} =$ Н	
Радиальная сила	$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} =$ Н	
Осевая сила	$F_{a1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta =$ Н.	

7. Конструирование цилиндрических зубчатых колес

7.1. Конфигурация зубчатого колеса зависит от технологии получения заготовки, которая зависит от объемов выпуска изделий. При единичном и мелкосерийном производстве, зубчатые колеса $d_a \leq 152$ мм изготавливают из круглого проката или поковок в виде сплошных дисков. Если $152 \leq d_a \leq 800$ мм, то полученные зубчатые колеса облегчают путем выбора металла по торцам и сверления 4-6 отверстий максимально возможного диаметра.



						Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

$C = (0,2 \dots 0,3)b = (0,2 \dots 0,3) \dots \dots =$ мм;

$\gamma = 3^\circ \dots 5^\circ; R = 3 \dots 5$ мм;

$l_{CT} = (0,9 \dots 1,4)d = (0,9 \dots 1,4) \dots \dots =$ мм;

$d_{CT} = (1,6 \dots 1,7)d = (1,6 \dots 1,7) \dots \dots =$ мм.

При $d_a < 500$ мм применяют зубчатые колеса, изготавливаемые из углеродистых и легированных сталей поковкой или горячей штамповкой.

Если наружный диаметр шестерни $d_{a1} =$ мм, не превышает диаметра вала $d_b =$ мм в $2 \dots 2,5$ раза ($d_{a1} / d_b =$), то шестерню выполняем заодно с валом.

При этом упрощается сборка и повышается надежность передачи, поскольку каждое высоконагруженное соединение может оказаться потенциальным источником отказа.

+

+

								<i>Лист</i>
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				

2.3 Расчет открытой цилиндрической прямозубой передачи на выносливость по напряжениям изгиба

1. Исходные данные получены из кинематического расчета привода

$n_2 = \dots\dots\dots$ об/мин – частота вращения шестерни;

$U = \dots\dots\dots$ – передаточное число;

$T_1 = \dots\dots\dots$ Н·м – крутящий момент на шестерне;

$T_2 = \dots\dots\dots$ Н·м – крутящий момент на колесе.

Из раздела расчета допускаемых напряжений изгиба имеем:

для шестерни $[\sigma_{FP}]_1 = \dots\dots\dots$ МПа

для колеса $[\sigma_{FP}]_2 = \dots\dots\dots$ МПа

2. При $\dots\dots\dots$ расположении зубчатых колес принимаем $\psi_{ba} = \dots\dots\dots$
(Справочник. Пр.2.2.2)

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} (U+1) = 0,5 \cdot (\dots + 1) = \dots\dots\dots$$

3. Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца $k_\beta = 1,06$ (Справочник. Пр.2.2.3)

4. Коэффициент динамической нагрузки для косозубой передачи $k_v = 1,08$

5. Назначаем, число зубьев шестерни $Z_1 = \dots\dots\dots$;

(рекомендуется принимать $Z_1 = 18 \dots\dots\dots 25$).

Рассчитываем число зубьев колеса $Z_2 = Z_1 \cdot U = \dots\dots\dots \cdot \dots\dots\dots = \dots\dots\dots$

6. Коэффициент формы зубьев Y_{F1} , Y_{F2} для прямозубой передачи находится по числу зубьев (Пр.2.2.8).

$$Y_{F1} = \dots\dots\dots ; \quad Y_{F2} = \dots\dots\dots ;$$

7. Определяем слабый элемент передачи по минимальному значению отношения

$$\text{шестерня; } \frac{[\sigma_{FP}]_1}{Y_{F1}} = \frac{\dots\dots\dots}{\dots\dots\dots} = \dots\dots\dots ; \quad \text{колесо } \frac{[\sigma_{FP}]_2}{Y_{F2}} = \frac{\dots\dots\dots}{\dots\dots\dots} = \dots\dots\dots$$

8. Расчет модуля передачи ведем по слабому звену

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_{\dots} \cdot Y_{F\dots} \cdot k_\beta k_v}{Z_{\dots}^2 \cdot \psi_{bd} \cdot [\sigma_{FP}\dots]}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot \dots\dots\dots \cdot 10^3 \cdot \dots\dots\dots \cdot \dots\dots\dots}{\dots\dots\dots^2 \cdot \dots\dots\dots \cdot \dots\dots\dots}} = \dots\dots\dots \text{мм}$$

Полученное значение модуля округляем до ближайшего большего по ГОСТ9563-60

Стандартные модули, мм

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

2 – й ряд: 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11.

Принимаем $m = \dots\dots\dots$ мм;

9. Проводим проверочный расчет при деформации изгиба для предотвращения остаточной деформации или хрупкого разрушения поверхностного слоя зубчатых колес

						Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

10. Определим номинальное напряжение изгиба зубьев колеса

$$\sigma_{Fr...} = \frac{2 \cdot T_{...} \cdot Y_{F...} \cdot k_{\alpha} \cdot k_{\beta} \cdot k_{\nu}}{b \cdot m^2 \cdot Z_{...}} = \frac{2 \cdot \dots \cdot \dots \cdot \dots \cdot \dots \cdot \dots}{\dots \cdot \dots^2 \cdot \dots} = \dots \text{ МПа}$$

Сравним $\sigma_{Fr...} \leq [\sigma_{Fr}] \dots$; $\dots \leq \dots$;

Вывод: условие прочности _____.

Выполняется, не выполняется

11. Допускаемое напряжение изгиба зубьев при действии максимальной нагрузки

σ_B – таблица Пр.1.7.

$$[\sigma_{Fr_{max}}] = 0,6 \cdot \sigma_B = 0,6 \cdot \dots = \dots \text{ МПа};$$

где σ_B – предел прочности для стали _____ (Справочник. Выбор материалов)

По графику нагрузки кратковременная перегрузка передачи не более, чем в 1,3 раза превышает номинальную.

Максимальное напряжение изгиба $\sigma_{Fr_{max}} = 1,3 \cdot \sigma_{Fr} = 1,3 \cdot \dots = \dots \text{ МПа}$

Сравним $\sigma_{Fr_{max}} \leq [\sigma_{Fr_{max}}]$; $\dots \leq \dots$;

Вывод: при кратковременной перегрузке условие прочности _____

Выполняется, не выполняется

12. Определим размеры зубчатой пары

– ширина колеса $b_2 = \Psi_{bd} \cdot d_1 = \dots = \dots \text{ мм}$

– ширина шестерни $b_1 = b_2 + (5 \dots 10) = \dots + \dots = \dots \text{ мм}$

– высота головки зуба $h_a = m = \dots \text{ мм}$

– высота ножки зуба $h_f = 1,25 \cdot m = 1,25 \cdot \dots = \dots \text{ мм}$

– диаметры делительных окружностей

$$d_1 = \frac{mZ_1}{\cos \beta} = \frac{\dots \cdot \dots}{\cos 0} = \dots \text{ мм}$$

$$d_2 = \frac{mZ_2}{\cos \beta} = \frac{\dots \cdot \dots}{\cos 0} = \dots \text{ мм}$$

– диаметры окружностей вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a = \dots + 2 \cdot \dots = \dots \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a = \dots + 2 \cdot \dots = \dots \text{ мм}$$

– диаметры окружностей впадин:

$$d_{F1} = d_1 - 2h_f = \dots - 2 \cdot \dots = \dots \text{ мм}$$

$$d_{F2} = d_2 - 2h_f = \dots - 2 \cdot \dots = \dots \text{ мм}$$

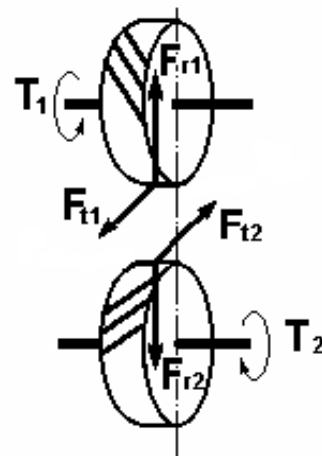
13. Определим силы, действующие в зацеплении

– окружная сила

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot \dots \cdot 10^3}{\dots} = \dots \text{ Н}$$

– радиальная сила

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha = \dots = \dots \text{ Н}$$



																					Лист	
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата																		

14. Конструирование цилиндрических зубчатых колес

Конфигурация зубчатого колеса зависит от технологии получения заготовки, которая зависит от объемов выпуска изделий. При единичном и мелкосерийном производстве, зубчатые колеса $d_a \leq 152$ мм изготавливают из круглого проката или поковок в виде сплошных дисков. Если $152 \leq d_a \leq 800$ мм, то полученные зубчатые колеса облегчают путем выбора металла по торцам и сверления 4-6 отверстий максимально возможного диаметра

$$C = (0,2 \dots 0,3)b = (0,2 \dots 0,3) \cdot \dots \dots \dots$$

$$= \dots \dots \dots \text{мм};$$

$$\gamma = 3^\circ \dots 7^\circ; R = 3 \dots 5 \text{ мм};$$

$$\ell_{cm} = (0,9 \dots 1,4)d = (0,9 \dots 1,4) \cdot \dots \dots \dots$$

$$= \dots \dots \dots \text{мм}$$

$$d_{ct} = (1,6 \dots 1,7)d = (1,6 \dots 1,7) \cdot \dots \dots \dots$$

$$= \dots \dots \dots \text{мм}$$

При $d_a > 500$ мм применяют литые зубчатые колеса, изготавливаемые из углеродистых и легированных сталей.

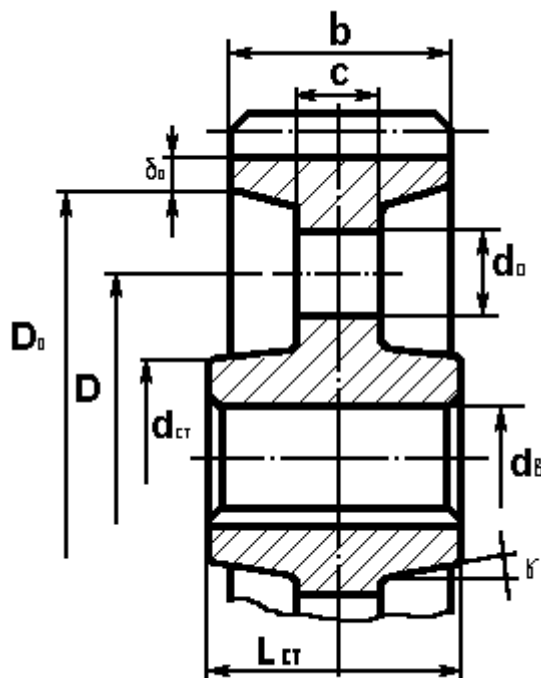
$$C = 0,25b = 0,25 \cdot \dots \dots \dots = \dots \dots \dots \text{мм};$$

d_0 – конструктивно;

$$\delta_0 = 2,2m + 0,05b_2 = 2,2 \cdot \dots \dots \dots + 0,05 \cdot \dots \dots \dots$$

$$= \dots \dots \dots \text{мм};$$

$$\gamma = 7^\circ.$$



<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		<i>Лист</i>

2.4 Расчет геометрических параметров цилиндрической прямозубой (косозубой) передачи

Проводится по заданному межосевому расстоянию, обоснованному предшествующим прочностным расчетом.

1. Исходные данные получены из прочностного и кинематического расчета передачи.

Межосевое расстояние $a_w =$ мм;

Передаточное число $U =$;

Число зубьев шестерни, заданное или принятое $Z_1 =$;

Число зубьев колеса $Z_2 = Z_1 \cdot U =$ = .

Назначаем. Угол наклона зубьев $\beta =$, $\cos \beta =$;

2. Рассчитываем модульбой передачи

$$m = \frac{2a \cdot \cos \beta}{Z_1 + Z_2} = \frac{\quad}{\quad} = \quad \text{мм}$$

Полученное значение модуля округляем до ближайшего большего по ГОСТ9563-60
Стандартные модули, мм

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

2 – й ряд: 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11.

Принимаем ближайший больший $m =$ мм;

3. Корректировка параметров

3.1 Для косозубой передачи корректируем угол наклона зубьев (если нельзя изменять межосевое расстояние)

$$\cos \beta = \frac{m \cdot (Z_1 + Z_2)}{2 \cdot a} = \frac{\quad}{\quad} = \quad ; \quad \beta = \quad ^\circ \quad '.$$

3.2 Для прямозубой передачи корректируем межосевое расстояние

$$a_w = \frac{m \cdot (Z_1 + Z_2)}{2} = \frac{\quad}{\quad} = \quad .$$

4. Определим размеры зубчатой пары

– принимаем $\Psi_{bd} =$ (Справочник . Таблица 2)

– ширина колеса $b_2 = \Psi_{bd} \cdot d_1 =$ = мм;

– ширина шестерни $b_1 = b_2 + (5 \dots 10) =$ + = 82 мм;

– высота головки зуба $h_a = m =$ мм;

– высота ножки зуба $h_f = 1,25 \cdot m =$ мм;

– диаметры делительных окружностей

$$d_1 = \frac{mZ_1}{\cos \beta} = \frac{\quad}{\quad} = \quad \text{мм};$$

$$d_2 = \frac{mZ_2}{\cos \beta} = \frac{\quad}{\quad} = \quad \text{мм};$$

						Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

– диаметры окружностей вершин зубьев

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a = \quad + 2 \cdot \quad = \quad \text{мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a = \quad + 2 \cdot \quad = \quad \text{мм};$$

– диаметры окружностей впадин

$$d_{F1} = d_1 - 2h_f = \quad - 2 \cdot \quad = \quad \text{мм};$$

$$d_{F2} = d_2 - 2h_f = \quad - 2 \cdot \quad = \quad \text{мм};$$

5. Определим силы, действующие в зацеплении

– окружная сила

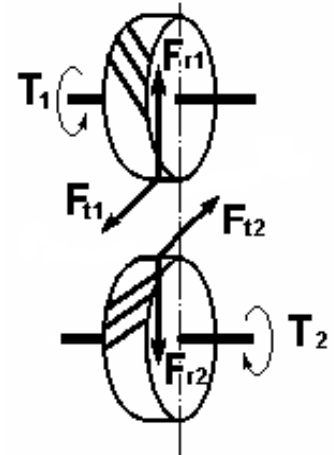
$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \quad = \quad \text{Н};$$

– радиальная сила

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha = \quad = \quad \text{Н};$$

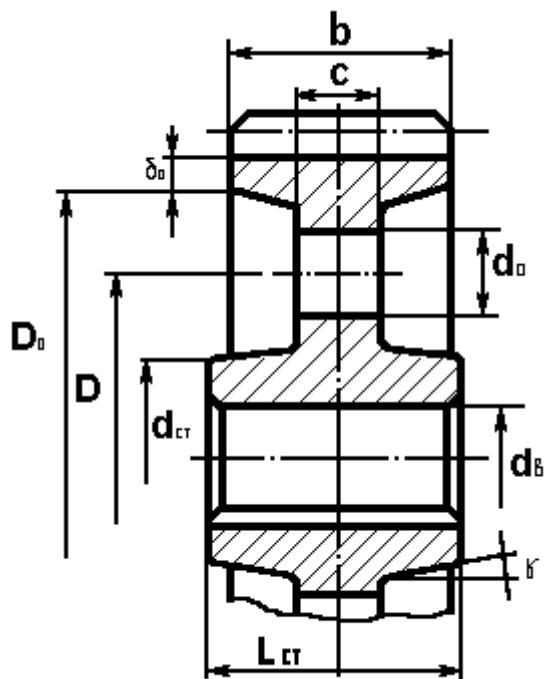
– осевая сила

$$F_{a1} = F_{a2} = \frac{F_{t1} \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \quad = \quad \text{Н};$$



6. Конструирование цилиндрических зубчатых колес

Конфигурация зубчатого колеса зависит от технологии получения заготовки, которая зависит от объемов выпуска изделий. При единичном и мелкосерийном производстве, зубчатые колеса $d_a \leq 152$ мм изготавливают из круглого проката или поковок в виде сплошных дисков. Если $152 \leq d_a \leq 800$ мм, то полученные зубчатые колеса облегчают путем выбора металла по торцам и сверления 4-6 отверстий максимально возможного диаметра



$$c = (0,2 \dots 0,3)b = (0,2 \dots 0,3) \dots = \quad \text{мм};$$

$$\gamma = 3^\circ \dots 7^\circ; \quad R = 3 \dots 5 \text{ мм};$$

$$l_{cm} = (0,9 \dots 1,4)d = (0,9 \dots 1,4) \dots = \quad \text{мм};$$

$$d_{cr} = (1,6 \dots 1,7)d = (1,6 \dots 1,7) \dots = \quad \text{мм}.$$

При $d_a > 500$ мм применяют литые зубчатые колеса, изготавливаемые из углеродистых и легированных сталей.

$$c = 0,25b = \quad \text{мм}; \quad d_0 - \text{конструктивно};$$

$$\delta_0 = 2,2m + 0,05b_2 = \quad \text{мм}; \quad \gamma = 7^\circ.$$

Лист

Изм Лист № документа Подпись Дата

2.5 Расчет конической прямозубой передачи редуктора

Исходные данные полученные из разделов кинематического расчета привода выбора материалов и определения допускаемых напряжений.

$U = \dots$ – передаточное число,

Крутящий момент на колесе

$T_2 = \dots$ Н·мм

1. Назначаем из рекомендуемого минимального $Z_1 = 25 \dots 30$.

Число зубьев шестерни $Z_1 = \dots$;

Число зубьев колеса $Z_2 = Z_1 \cdot U = \dots = \dots$.

2. В соответствии с выбранным материалом и термообработкой допускаемые контактные напряжения для колеса

$[\sigma_{HP}]_2 = \dots$ МПа

Предел прочности $\sigma_T = \dots$ МПа; ; Предел выносливости $\sigma_B = \dots$ МПа ;

Допускаемые напряжения изгиба для шестерни и колеса

$[\sigma_{FP}]_1 = \dots$ МПа, $[\sigma_{FP}]_2 = \dots$ МПа

3. Расчет межосевого расстояния проводят по формуле:

$$R_e = K_R \cdot \sqrt{u^2 + 1} \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv}}{u^2 \cdot [\sigma_{HP2}]^2}}$$

где – для прямозубых конических передач коэффициент конусного расстояния $K_R = 86$.

3.1. Коэффициент распределения нагрузки между зубьями для прямозубой передачи $k_\alpha = 1$

3.2. Назначаем коэффициент ширины зубчатого венца $K_{be} = 0,25 - 0,3$; меньшие значения при $U > 3$, большие при $U \leq 3$.

$$\text{Принимаем: } K_{be} = \frac{b}{R_e} = 0, \dots$$

3.3. При однопарном зацеплении коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями $K_{Ha} = 1$.

3.4 При консольном расположении шестерни значения коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине венца - $K_{H\beta}$ находятся в пределах $1,08 \dots 1,44$ (большие значения при закалке)

Принимаем $k_{H\beta} = \dots$

3.5 Коэффициент динамической нагрузки зависит от скорости степени точности и термообработки:

для прямозубой передачи $k_v = 1,1$ при $n_1 < 2000$ об/мин,

$k_v = 1,15$ при $n_1 > 2000$ об/мин,

3.6. Внешнее конусное расстояние

$$R_e = K_R \cdot \sqrt{u^2 + 1} \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot k_\alpha \cdot k_\beta \cdot k_v}{u^2 \cdot [\sigma_{HP2}]^2}} = 86 \cdot \sqrt{\dots^2 + 1} \cdot \sqrt[3]{\frac{\dots \cdot 1 \cdot \dots \cdot \dots}{\dots^2 \cdot [651]^2}} = \dots \text{ мм}$$

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		Лист

4. Рассчитываем торцевой модуль передачи по внешнему конусу

$$m_{te} = \frac{2R_e}{Z_1 \cdot \sqrt{u^2 + 1}} = \frac{2 \cdot \dots\dots\dots}{\dots\dots \cdot \sqrt{\dots\dots^2 + 1}} = \dots\dots\dots \text{ мм}$$

5. Полученное значение модуля округляем до ближайшего большего по ГОСТ9563-60

Стандартные модули, мм

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

2 – й ряд: 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11.

Принимаем модуль ближайший больший $m_{te} = \dots\dots\dots$ мм

6. Уточняем внешнее конусное расстояние

$$R_e = 0,5 \cdot m_{te} \cdot Z_1 \cdot \sqrt{u^2 + 1} = 0,5 \cdot \dots\dots \cdot \sqrt{\dots\dots^2 + 1} = \dots\dots\dots \text{ мм.}$$

7. Модуль в среднем сечении зуба

$$m_{nm} = m_{te} \cdot (1 - 0,5 K_{be}) = \dots\dots \cdot (1 - 0,5 \cdot \dots\dots) = \dots\dots\dots \text{ мм}$$

8. Рабочая ширина зацепления

$$b = R_e \cdot K_{be} = \dots\dots \cdot \dots\dots = \dots\dots\dots \text{ мм.}$$

9. Определяем углы при вершинах конуса

$$\delta_1 = \arctg \frac{1}{u} = \arctg \dots\dots\dots = \dots\dots^\circ \dots\dots';$$

$$\delta_2 = \arctg u = \arctg \dots\dots = \dots\dots^\circ \dots\dots'$$

10. Проверочный расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба.

10.1. Определяем коэффициент формы зуба

Принимаем Y_{F1} , Y_{F2} по результатам расчета эквивалентного числа зубьев

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \qquad Y_{F1} = \dots\dots\dots$$

$$Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2} = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \qquad Y_{F2} = \dots\dots\dots$$

Коэффициент формы зубьев Y_{F1} , Y_{F2} для конической передачи находится по эквивалентному числу зубьев. (Справочник Пр. 2.2.8)

10.2. Определяем слабое звено передачи по минимальному значению отношения

$$\text{шестерня-} \frac{[\sigma_{FP}]_1}{Y_{F1}} = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots$$

$$\text{колесо-} \frac{[\sigma_{FP}]_2}{Y_{F2}} = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots$$

					<i>Лист</i>
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>	

10.3. Для слабого звена определяем напряжения изгиба зубьев

$$\sigma_{FP} = \frac{2,35 \cdot T \cdot Y_{F...} \cdot K_{\alpha} \cdot K_{\beta} \cdot K_{\nu}}{b \cdot m_{te}^2 \cdot Z_{\beta}} = \frac{2,35 \cdot \dots}{\dots^2} = \dots \text{ МПа}$$

$$\sigma_{FP} < [\sigma_{FP}] \dots; \dots < \dots$$

Вывод: условие прочности _____.

Выполняется, не выполняется

Если условие не выполняется, увеличиваем модуль m_{nm} и повторяем расчет до выполнения условия прочности.

11. Определяем максимальное допускаемое напряжение изгиба $\sigma_{FPLimmax}$.

При $HV < 350$ $\sigma_{FPLimmax} = 0,8 \cdot \sigma_T$; σ_T – Пр.1.7.

Шестерня $\sigma_{FPLimmax1} = 0,8 \cdot \sigma_T \cdot \dots = \dots \text{ МПа}$;

Колесо $\sigma_{FPLimmax2} = 0,8 \cdot \sigma_T \cdot \dots = \dots \text{ МПа}$.

При $HV > 350$ $\sigma_{FPLimmax} = 0,6 \cdot \sigma_B$.

Шестерня $\sigma_{FPLimmax1} = 0,6 \cdot \sigma_B \cdot \dots = \dots \text{ МПа}$;

Колесо $\sigma_{FPLimmax2} = 0,6 \cdot \sigma_B \cdot \dots = \dots \text{ МПа}$.

11.1 S_F – из таблицы Пр. 2.2.5 (Справочник) расчета допускаемых напряжений,

$S_{F1} = \dots$

$S_{F2} = \dots$

$$[\sigma_{FPmax1}] = \frac{\sigma_{FPLimmax}}{[S_{F1}]} = \frac{\dots}{[\dots]} = \dots \text{ МПа}$$

$$[\sigma_{FPmax2}] = \frac{\sigma_{FPLimmax}}{[S_{F2}]} = \frac{\dots}{[\dots]} = \dots \text{ МПа}$$

11.2 Определяем элемент передачи, по которому осуществляется проверка на максимальную нагрузку

шестерня $\frac{[\sigma_{FPmax1}]}{Y_{F1}} = \frac{[\dots]}{\dots} = \dots$

колесо $\frac{[\sigma_{FPmax2}]}{Y_{F2}} = \frac{[\dots]}{\dots} = \dots$

Проверку проводим по слабому звену

11.3. Максимальное напряжение изгиба под действием максимальной нагрузки

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{FP} \cdot \frac{T_{max}}{T} = \dots = \dots \text{ МПа}$$

Сравним $\sigma_{Fmax} \leq [\sigma_{Fmax}]$; $\dots \leq \dots$

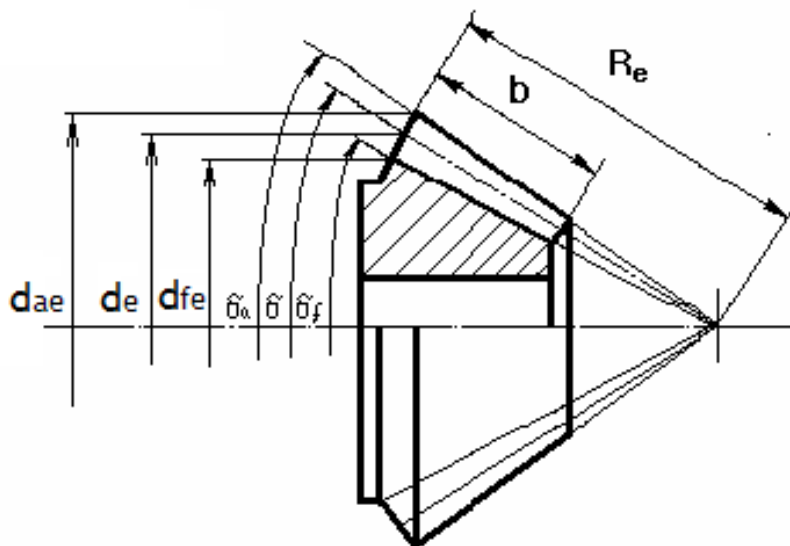
Вывод: условие прочности _____.

Выполняется, не выполняется

										Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата						

12. Определяем геометрические размеры зубчатой пары

- ширина колеса $b_2 = R_e \cdot K_{be} = \dots\dots\dots$ мм
- ширина шестерни $b_1 = b_2 + (5\dots 10) \text{ мм} = \dots\dots\dots$ мм
- высота головки зуба $h_{a1} = m_{te} \cdot \text{Cos} \delta_1 = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots$ мм
- высота ножки зуба $h_{f1} = 1,2 \cdot m_{te} \cdot \text{Cos} \delta_1 = \dots\dots\dots$ мм
- угол головки зуба
- $\theta_a = \text{arctg} \frac{m_{te}}{R_e} = \text{arctg} \dots\dots\dots = \dots\dots^\circ \dots\dots'$
- угол ножки зуба
- $\theta_f = \text{arctg} 1,2 \cdot \frac{m_{te}}{R_e} = \text{arctg} 1,2 \cdot \dots\dots\dots = \dots\dots^\circ \dots\dots'$
- угол конусов вершин
- $\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_a = \dots\dots^\circ \dots\dots'$
- $\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_a = \dots\dots^\circ \dots\dots'$;
- угол конуса впадин
- $\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_f = \dots\dots^\circ \dots\dots'$
- $\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_f = \dots\dots^\circ \dots\dots'$;
- внешние диаметры делительных окружностей
- $d_{e1} = m_{te} \cdot Z_1 = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots$ мм;
- $d_{e2} = m_{te} \cdot Z_2 = \dots\dots \cdot \dots\dots = \dots\dots\dots$ мм
- внешние диаметры окружностей вершин зубьев
- $d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{a1} = \dots\dots + 2 \cdot \dots\dots\dots = \dots\dots\dots$ мм
- $d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{a2} = \dots\dots\dots + 2 \cdot \dots\dots\dots = \dots\dots\dots$ мм
- внешние диаметры окружностей впадин
- $d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = \dots\dots - 2 \cdot \dots\dots\dots = \dots\dots\dots$ мм
- $d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = \dots\dots - 2 \cdot \dots\dots\dots = \dots\dots\dots$ мм
- диаметры в среднем сечении зубчатого колеса
- $d_{m1} = m_{nm} \cdot Z_1 = \dots\dots\dots \cdot \dots\dots\dots = \dots\dots\dots$ мм.
- $d_{m2} = m_{nm} \cdot Z_2 = \dots\dots\dots \cdot \dots\dots\dots = \dots\dots\dots$ мм.



										Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата						

13. Определим силы, действующие в зацеплении

– окружная сила

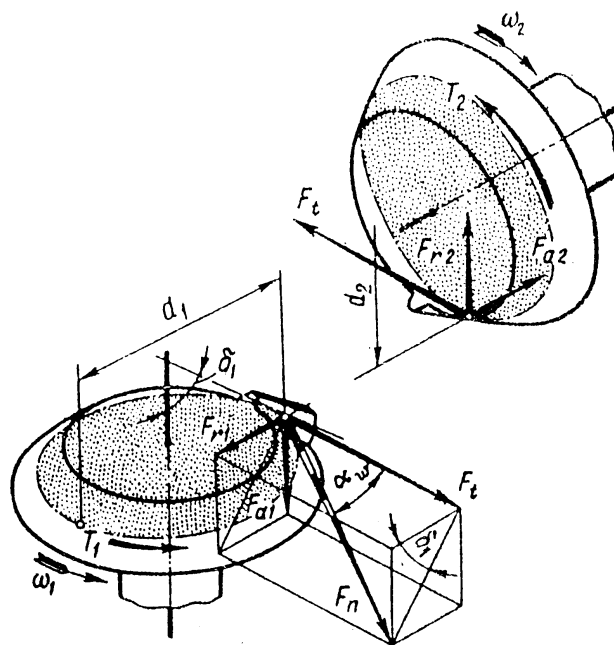
$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_{nm1}} = \frac{2 \cdot \dots\dots\dots}{\dots\dots\dots} = \dots\dots\dots \text{ Н};$$

– радиальная сила

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{Cos} \delta_1 = \dots\dots\dots \cdot \dots\dots\dots \cdot \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{ Н};$$

– осевая сила

$$F_{x1} = F_{x2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{Sin} \delta_1 = \dots\dots\dots \cdot \dots\dots\dots \cdot \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{ Н}.$$



2.6 Конструирование открытой конической передачи.

Проектировочный расчет открытой конической передачи ведется так же, как и для открытой цилиндрической передачи, только не выносливость зубьев при изгибе. Поэтому рекомендации, данные для открытых цилиндрических передач, можно использовать и для открытых конических передач.

Исходные данные:

$n_1 = \dots \dots \dots$ об/мин

$U = \dots \dots \dots$

$T_1 = \dots \dots \dots$ Н/м

$T_2 = \dots \dots \dots$ Н/м

Выбираем число зубьев шестерни и колеса:

$Z_1 \dots \dots \dots$, тогда $Z_2 = Z_1 \cdot U = \dots \dots \dots =$

В соответствии с выбранным материалом и термообработкой допускаемые напряжения изгиба для шестерни и колеса:

$$[\sigma_{FP}]_1 = \dots \dots \dots \text{ МПа}, \quad [\sigma_{FP}]_2 = \dots \dots \dots \text{ МПа}$$

1. Определяем углы при вершинах конуса при $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$.

$$\delta_1 = \arctg \frac{1}{u} = \arctg \dots \dots \dots = \dots \dots \dots^\circ \dots \dots'; \quad \text{Cos} \delta_1 =$$

$$\delta_2 = \arctg u = \arctg \dots \dots \dots = \dots \dots \dots^\circ \dots \dots; \quad \text{Cos} \delta_2 =$$

2. Определяем коэффициенты формы зуба Y_{F1}, Y_{F2} по эквивалентному числу зубьев Пр. 2.2.8 (Справочник)

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\text{Cos} \delta_1} = \frac{\dots \dots \dots}{\dots \dots \dots} = \dots \dots \dots \quad Y_{F1} = \dots \dots \dots$$

$$Z_{v2} = \frac{Z_2}{\text{Cos} \delta_2} = \frac{\dots \dots \dots}{\dots \dots \dots} = \dots \dots \dots \quad Y_{F2} = \dots \dots \dots$$

3. Определяем слабый элемент передачи по минимальному соотношению

$$\frac{[\sigma_{FP1}]}{Y_{F1}} = \dots \dots \dots, \quad \frac{[\sigma_{FP2}]}{Y_{F2}} = \dots \dots \dots$$

4. Определяем коэффициенты:

ψ_{bd} - вспомогательный параметр, отражающий зависимость рабочей ширины зацепления относительно среднего диаметра шестерни, $\psi_{bd} = 0,176\sqrt{1+U^2} =$

k_β - коэффициент неравномерности нагрузки по ширине венца $k_\beta = 1,12$

k_v - коэффициент динамической нагрузки (для тихоходных передач $k_v = 1,1$).

5. Определяем средний нормальный модуль по слабому элементу передачи

$$m_{nm} \geq \sqrt[3]{\frac{2,35 \cdot T \cdot 10^3 \cdot Y_F \cdot K_\beta \cdot K_v}{Z \cdot \psi_{bd} \cdot [\sigma_{FP}]}} = \sqrt[3]{2,35 \dots \dots \dots} = \dots \dots \dots, \text{ мм.}$$

						Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

6. Определяем внешний окружной модуль

$$m_{te} = \frac{m_{nm}}{1 - 0,5K_{be}} = \quad \text{мм.}$$

Полученный модуль округляем до ближайшего большего значения согласно ГОСТ 9563-60. (Пр.2.2.6.)

$$m_{te} = \quad \text{мм.}$$

7. Определяем геометрические размеры зубчатой пары

- внешнее конусное расстояние:

$$R_e = 0,5m_{te}\sqrt{z_1^2 + z_2^2} = \quad \text{мм};$$

- диаметры в среднем сечении зубчат элеса

$$d_{m1} = m_{nm} \cdot Z_1 = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{мм.}$$

$$d_{m2} = m_{nm} \cdot Z_2 = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{мм.}$$

- ширина колеса $b_2 = R_e \cdot K_{be} = \dots\dots\dots \text{мм}$

- ширина шестерни $b_1 = b_2 + (5...10) \text{ мм} = \dots\dots\dots \text{мм}$

- высота головки зуба $h_{a1} = m_{te} \cdot \text{Cos } \delta_1 = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{мм}$

- высота ножки зуба $h_{f1} = 1,2 \cdot m_{te} \cdot \text{Cos } \delta_1 = \dots\dots\dots \text{мм}$

- угол головки зуба

$$\theta_a = \text{arctg} \frac{m_{te}}{R_e} = \text{arctg} \dots\dots\dots = \dots\dots^\circ \dots\dots'$$

- угол ножки зуба

$$\theta_f = \text{arctg} 1,2 \cdot \frac{m_{te}}{R_e} = \text{arctg} 1,2 \cdot \dots\dots\dots = \dots\dots^\circ \dots\dots'$$

- угол конусов вершин

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_a = \dots\dots^\circ \dots\dots'$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_a = \dots\dots^\circ \dots\dots';$$

- угол конуса впадин

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_f = \dots\dots^\circ \dots\dots'$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_f = \dots\dots^\circ \dots\dots';$$

- внешние диаметры делительных окружностей

$$d_{e1} = m_{te} \cdot Z_1 = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{мм};$$

$$d_{e2} = m_{te} \cdot Z_2 = \dots\dots \cdot \dots\dots = \dots\dots\dots \text{мм}$$

- внешние диаметры окружностей вершин зубьев

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{a1} = \dots\dots + 2 \cdot \dots\dots = \dots\dots\dots \text{мм}$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{a2} = \dots\dots + 2 \cdot \dots\dots = \dots\dots\dots \text{мм}$$

- внешние диаметры окружностей впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = \dots\dots - 2 \cdot \dots\dots = \dots\dots\dots \text{мм}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = \dots\dots - 2 \cdot \dots\dots = \dots\dots\dots \text{мм}$$

						Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

8. Определим силы, действующие в зацеплении

– окружная сила

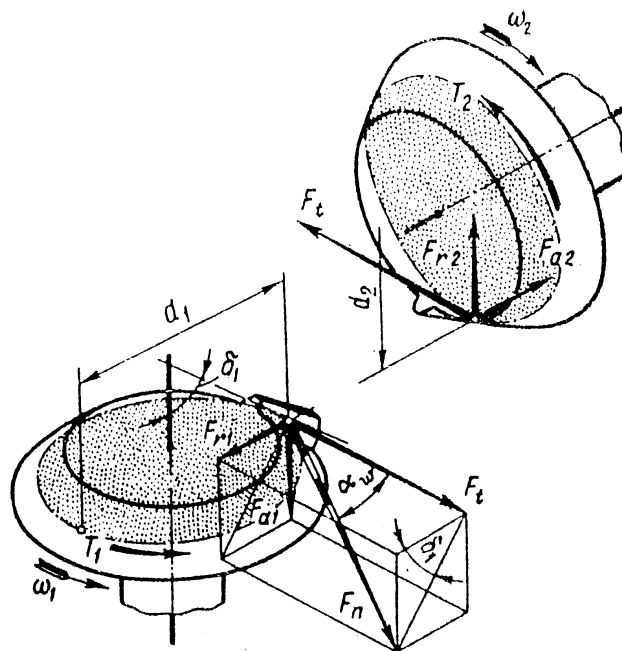
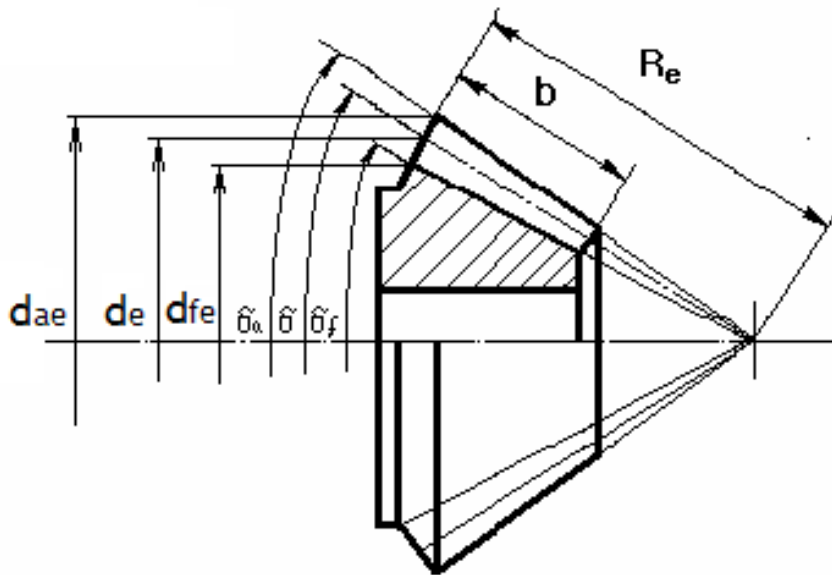
$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_{nm1}} = \frac{2 \cdot \dots \dots \dots}{\dots \dots \dots} = \dots \dots \dots \text{ Н};$$

– радиальная сила

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{Cos} \delta_1 = \dots \dots \dots \cdot \dots \dots \cdot \dots \dots = \dots \dots \dots \text{ Н};$$

– осевая сила

$$F_{x1} = F_{x2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{Sin} \delta_1 = \dots \dots \dots \cdot \dots \dots \cdot \dots \dots = \dots \dots \dots \text{ Н}.$$



Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата
-----	------	-------------	---------	------

3. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Особенности расчета

Червячная передача предназначена для передачи вращения между скрещивающимися валами с большой степенью редуцирования. Передача состоит из стального червяка и бронзового червячного колеса. Так как червяк изготавливается из более прочного материала, чем венцы червячных колес, то расчет на прочность производят только для зубьев колеса. Зуб колеса подвержен всем видам повреждений, встречающихся в зубчатых передачах, т.е. усталостному выкрашиванию и абразивному изнашиванию поверхностного слоя, заеданию и поломке зуба. Исходя из этого, основным расчетом червячных передач, как и для закрытых зубчатых передач, является расчет на контактную выносливость, а проверочным – на изгибную прочность и нагрев (т.к. в червячной передаче происходит большое выделение тепла вследствие пониженного к.п.д.)

- Последовательность расчета червячной передачи:
 - рассчитать зубья червячного колеса на контактную выносливость;
 - рассчитать зубья червячного колеса на выносливость при изгибе;
 - определить геометрические размеры червячного колеса и червяка;
 - рассчитать вал червяка на жесткость;
 - провести тепловой расчет червячного редуктора и выбор смазки;
- Исходные данные для расчета червячной передачи

Данные графика нагрузки

Срок службы $S = \dots$ лет;
 $K_{год} = 0, \dots$; $K_{сут} = 0, \dots$;
 Принимаем $T_{max} = T_p = 1, \dots T_n$

$$\frac{T_1}{T_n} = 1, \frac{T_2}{T_n} = 0, \dots, \frac{T_3}{T_n} = 0, \dots; \quad \frac{t_1}{t_h} = 0, \dots, \frac{t_2}{t_h} = 0, \dots, \frac{t_3}{t_h} = 0, \dots$$

Данные кинематического расчета передачи

Из кинематического расчета привода крутящий момент на колесе,
 $T_2 = \dots$ Н·м;
 U – передаточное число червячной передачи, $U = \dots$
 n_1 – число оборотов червяка, $n_1 = \dots$ об/мин
 n_2 – число оборотов червячного колеса, $n_2 = \dots$ об/мин

3. Расчет червячной передачи

Согласно ГОСТ 2144-76 число заходов червяка и коэффициент диаметра червяка стандартизованы. Таб. Примеры предпочтительных параметров передачи.

U	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63
Z ₁	4			2			1			
Z ₂	32	40	50	32	40	50	32	40	50	63

										Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата						

q	8	10	12,5	8	10	12,5	8	10	12,5	16
---	---	----	------	---	----	------	---	----	------	----

3.1 В зависимости от передаточного числа U определяем:

число заходов червяка – Z_1 ,
число зубьев колеса $Z_2 = Z_1 \cdot U = \dots$

Округляем до целого числа, принимаем $Z_2 = \dots$

и коэффициент диаметра червяка q .

Рекомендуется принимать $q \geq 0,25 Z_2 = 0,25 \cdot \dots = \dots$

Принимаем: q =

3.2 Определяем ориентировочную скорость скольжения витков червяка в зоне зацепления

$$V_{ск}' = (1,8 \dots 6,6) \cdot 10^{-3} \cdot n_2 \cdot \sqrt[3]{T_2 \cdot Z_2} = \dots \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt[3]{\dots \cdot \dots} = \dots, \text{ м/с.}$$

3.3 Определяем степень точности червячной передачи в зависимости от скорости скольжения

$V_{ск}$, м/с	До 1,5	1,5...1,75	1,5...12	3...23
Степень точности	9	8	7	6

Назначаем степень точности передачи

4. Выбираем материалы червяка и червячного колеса

У червячных передач рабочая поверхность витка червяка скользит по зубьям колес, поэтому червячная передача имеет повышенную склонность к заеданию, которая зависит от целого ряда причин: сочетания материалов пары червяк--колесо, шероховатости и твердости рабочих поверхностей витка червяка и зуба колеса, скорости скольжения рабочих поверхностей и др.

В связи с этим при выборе материалов воспользуемся рекомендациями, приведенными в таблице Пр.3.1. (Справочник)

Принимаем материал червяка – сталь твердостью HRC

В соответствии с ожидаемой скоростью скольжения $V_{ск} = \dots$ м/с, для червячного колеса принимаем материал :

....., $\sigma_B = \dots$ МПа, $\sigma_T = \dots$ МПа.

Бронзу, чугун

5. Определяем допускаемые контактные напряжения для червячного колеса:

$$\sigma_{HP2} = \sigma_{H \lim b} \cdot K_{HL}$$

где $\sigma_{H \lim b}$ – предел контактной выносливости для бронз, выбирается по таблице Пр.3.2. (Справочник).

Для бронзы, $\sigma_{H \lim b} = 0, \dots \cdot \sigma_B = 0, \dots \cdot \dots = \dots$ МПа
Название, обозначение

Для безоловянистых бронз и чугуна $\sigma_{H \lim b} = \dots$ МПа, из графика рис.1, Пр.3.3. (Справочник)

											Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата							

Определяем коэффициент долговечности K_{HL}

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}},$$

где $N_{HO} = 10^7$ базовое число циклов перемен напряжений

Эквивалентное число циклов перемен напряжений – N_{HE} определяется по формуле:

$$N_{HE} = 60 \cdot n_2 \cdot t_h \cdot \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T}\right)^4 \cdot \frac{t_i}{t}$$

где n_2 – число оборотов вала червячного колеса;

$$t_h = C \cdot 365 \cdot 24 \cdot K_{сут} \cdot K_{год} = \quad =$$

$$\sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T}\right)^4 \cdot \frac{t_i}{t} = \left(\frac{T_1}{T_n}\right)^4 \cdot \frac{t_1}{t_h} + \left(\frac{T_{21}}{T_n}\right)^4 \cdot \frac{t_2}{t_h} + \dots = \dots\dots\dots$$

$$N_{HE} = 60 \cdot n_2 \cdot t_h \cdot \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T}\right)^4 \cdot \frac{t_i}{t} = 60 \cdot \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \cdot 10^7 \text{ циклов}$$

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{\dots\dots\dots \cdot 10^7}} =$$

Если $N_{HE} > 25 \cdot 10^7$ циклов, то принимают $N_{HE} = 25 \cdot 10^7$

Значения K_{HL} ограничиваются для колес изготовленных из мягких бронз при $\sigma_B < 300$ МПа, с $N_{HO} = 10^7$ пределами: $0,67 \leq K_{HL} \leq 1,7$.

Значения $K_{HL} = 1$ для колес изготовленных из чугунов и бронз с $\sigma_B > 350$ МПа.

Рассчитываем допускаемые контактные напряжения для червячного колеса

$$[\sigma_{HP}]_2 = \sigma_{H \lim b} \cdot K_{HL} = \dots\dots\dots \cdot \dots\dots\dots = \quad \text{МПа}$$

6. Допускаемые напряжения на изгиб для колеса определим по формуле

$$[\sigma_{FP}]_2 = \sigma_{FP2} \cdot K_{FL},$$

где σ_{FP} – допускаемое базовое напряжение

$$\sigma_{FP2} = (0,25 \sigma_T + 0,08 \sigma_B) \cdot K_\sigma \cdot K_{FL}.$$

K_σ - коэффициент концентрации = 1,1

K_{FL} – коэффициент долговечности $K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}},$

где $N_{FO} = 10^6$ базовое число циклов перемен напряжений,

N_{FE} – эквивалентное число циклов перемен напряжений.

$$N_{FE2} = 60 \cdot n_i \cdot t_h \cdot \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T}\right)^9 \cdot \frac{t_i}{t}$$

						Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

$$\sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T}\right)^9 \cdot \frac{t_i}{t} = \left(\frac{T_1}{T}\right)^9 \cdot \frac{t_1}{t_h} + \left(\frac{T_{21}}{T}\right)^9 \cdot \frac{t_2}{t_h} + \dots = \dots$$

$$N_{FE} = 60 \cdot n_2 \cdot t_h \cdot \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T}\right)^9 \cdot \frac{t_i}{t} = 60 \cdot \dots = \dots \cdot 10^6 \text{ циклов}$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{\dots \cdot 10^6}} = \dots$$

Если $N_{FE2} < 10^5$ циклов, то принимают $N_{FE2} = 10^5$

Если $N_{FE2} > 25 \cdot 10^7$ циклов, то принимают $N_{FE2} = 25 \cdot 10^7$

Значения K_{HL} ограничиваются для колес изготовленных из бронз или латуни, с $N_{FO} = 10^6$ пределами: $0,54 \leq K_{HL} \leq 1$.

Значения $K_{HL} = 1$ для колес изготовленных из чугунов.

Принимаем $K_{FL} = \dots$ σ_T, σ_B – Пр.3.1. (Справочник)

Тогда $[\sigma_{FP2}] = (0,25 \sigma_T + 0,08 \sigma_B) \cdot K_\sigma \cdot K_{FL} = (0,25 \cdot \dots + 0,08 \cdot \dots) \cdot 1,1 \cdot \dots = \dots$ МПа

7. Вспомогательный параметр учитывающий вид передачи $K_{aч} = 31$

Ввиду прирабатываемости зубьев червячного колеса коэффициент нагрузки ориентировочно можно принять $K_\beta = 1$,

Коэффициент динамичности K_v зависит от точности изготовления передачи и скорости скольжения витков червяка. Для проектировочного расчета коэффициент динамичности принимают:

$$K_v = 1,1 \dots 1,3 \text{ при } V_{ck} > 3 \text{ м/с; } K_v = 1 \text{ при } V_{ck} \leq 3 \text{ м/с.}$$

Принимаем $K_v = \dots$

7.1 Определяем ориентировочное значение межосевого расстояния по формуле

$$a = K_{aч} \left(1 + \frac{Z_2}{q}\right) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 \cdot K_\beta \cdot K_v}{\left(\frac{Z_2}{q}\right)^2 \cdot [\sigma_{HP2}]^2}} = 31 \cdot \left(1 + \dots\right) \cdot \sqrt[3]{\frac{\dots}{\left(\dots\right)^2 \cdot [\dots]^2}} = \dots \text{ мм,}$$

8. Определяем осевой модуль зацепления

$$m_x = \frac{2 \cdot a}{q + Z_2} = \frac{2 \cdot \dots}{\dots + \dots} = \dots \text{ мм.}$$

По ГОСТ 2144-76 выбираем ближайший больший модуль при согласовании его с коэффициентом червяка q . Пр.3.4. (Справочник).

Принимаем $m_x = \dots$ мм

где σ_{T2} – предел текучести материала колеса см. табл. Пр.3.1. (Справочник)

						Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

9. Определяем контактное напряжение в зубе колеса при действии максимальной нагрузки

9.1 Определяем коэффициент формы сопрягаемых поверхностей

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \gamma}{\sin 2\alpha}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \dots\dots\dots^\circ}{\sin(2 \cdot 20^\circ)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \dots\dots\dots}{0,6428}} = \dots\dots\dots$$

где $\gamma = \arctg \frac{Z_1}{q} = \dots\dots\dots^\circ$ – делительный угол подъема

$$\alpha_t = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \gamma} \right) = \arctg \left(\frac{0,364}{0, \dots\dots\dots} \right) = \dots\dots\dots^\circ \quad \text{– угол профиля в торцевом сечении,}$$

где $\alpha_n = 20^\circ$ – угол профиля эвольвенты по ГОСТ 19036-73

9.2 Назначаем коэффициент – Z_M , учитывающий механические свойства материалов

При угле зацепления $\alpha_w = 20^\circ$ для материалов сопряженной пары можно принять:
 если материал червяка – сталь, а венец колеса – бронза $Z_M = 380 \text{ МПа}^{1/2}$,
 если материал червяка – сталь, а венец колеса – чугун $Z_M = 410 \text{ МПа}^{1/2}$
 Принимаем $Z_M = \dots\dots\dots$.

9.3 Уточняем коэффициент динамичности нагрузки K_v

Предварительно определяем:

– диаметр делительной окружности червяка

$$d_{w1} = m_x \cdot q = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{ мм}$$

– скорость скольжения витков червяка по зубьям колеса

$$V_{ск} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{6 \cdot 10^4 \cdot \cos \gamma} = \frac{\pi \cdot \dots\dots\dots}{6 \cdot 10^4 \cdot \dots\dots\dots} = \dots\dots\dots \text{ м/с}$$

– окружную скорость червяка

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{6 \cdot 10^4} = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{ м/с}$$

В зависимости от V_1 выбираем степень точности передачи Пр.3.5. (Справочник)
 Принятая степень точности $\dots\dots\dots$

Определяем коэффициент динамичности нагрузки K_v в зависимости от степени точности и $V_{ск}$ (скольжения) см. табл. Пр.3.5. (Справочник)

Принимаем $K_v = \dots\dots\dots$,

10. Определяем уточненное межосевое расстояние

$$a_\omega = 0,5 \cdot m_x \cdot (q + Z_2) = 0,5 \cdot \dots\dots\dots (\dots + \dots) = \dots\dots\dots \text{ мм}$$

						Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

12. Определяем геометрические размеры зацепления

Диаметры делительных окружностей

червяк $d_{w1} = m_x \cdot q = \dots \cdot \dots = \dots$ мм;

колесо $d_{w2} = m_x \cdot Z_2 = \dots \cdot \dots = \dots$ мм;

Окружности вершин зубьев

червяк $d_{a1} = d_{w1} + 2 \cdot m_x = \dots + \dots = \dots$ мм;

колесо $d_{a2} = d_{w2} + 2 \cdot m_x = \dots + \dots = \dots$ мм;

Окружности впадин

червяк $d_{f1} = d_{w1} - 2,4 \cdot m_x = \dots - \dots = \dots$ мм;

колесо $d_{f2} = d_{w2} - 2,4 \cdot m_x = \dots - \dots = \dots$ мм;

Ширина колес

$b_2 = 0,75 \cdot d_{a1} = 0,75 \cdot \dots = \dots$ мм;

Длина червяка

$b_1 = (11 + 0,06 \cdot Z_2) \cdot m_x = (11 + 0,06 \cdot \dots) \cdot \dots = \dots$ мм;

Максимальный диаметр колеса

$d_{am} = d_{a2} + \frac{6 \cdot m_x}{Z_1 + 2} = \dots + \frac{6 \cdot \dots}{\dots + 2} = \dots$ мм;

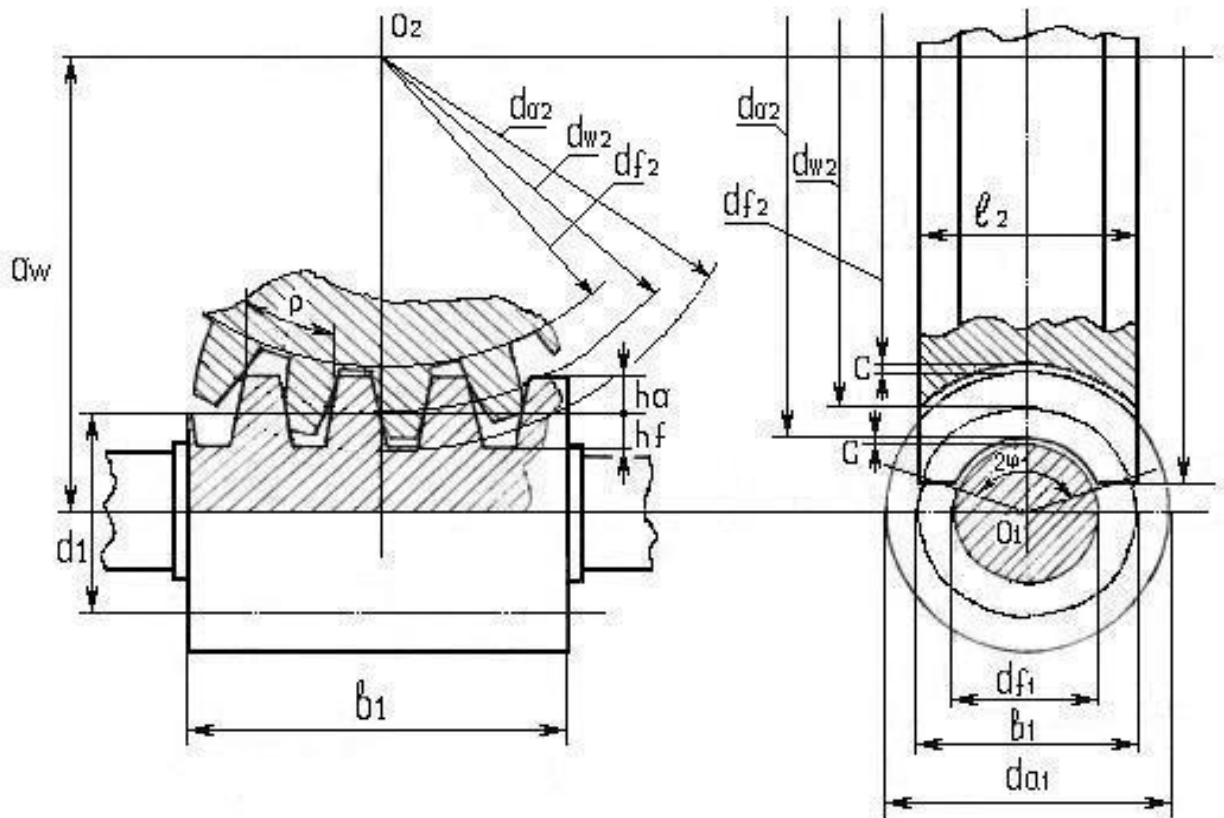
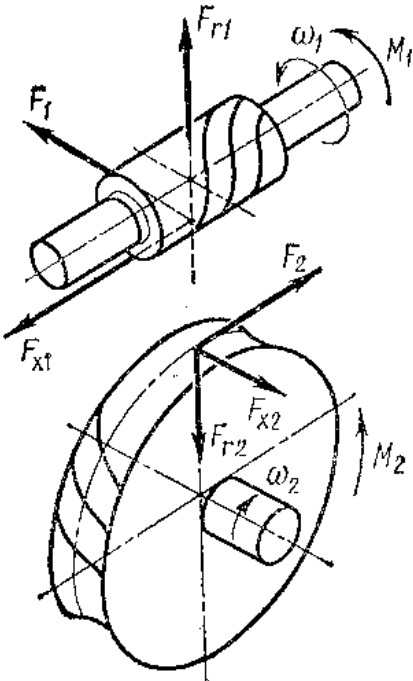


Рис. 1. Геометрические параметры червячной передачи

									Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата					

13. Силы, действующие в зацеплении



Окружная сила червяка (осевая сила колеса)

$$F_{t1} = F_{x2} = \frac{2 * T_1}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot \dots \dots \dots}{\dots \dots \dots} = \dots \dots \dots \text{ Н};$$

Окружная сила колеса (осевая сила червяка)

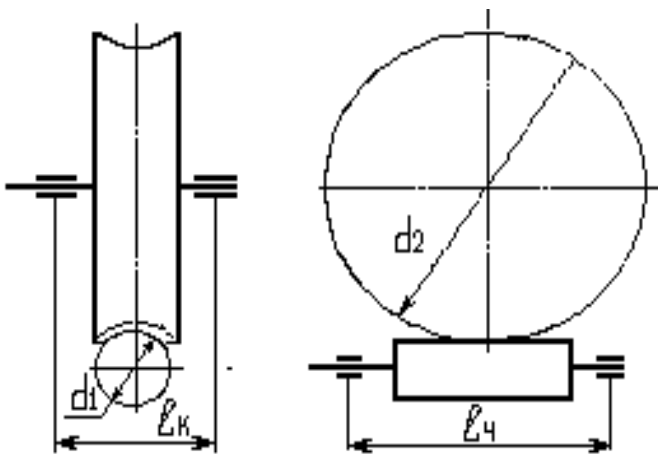
$$F_{t2} = F_{x1} = \frac{2 * T_2}{d_{w2}} = \frac{2 \cdot \dots \dots \dots}{\dots \dots \dots} = \dots \dots \dots \text{ Н};$$

Радиальная сила в зацеплении

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} * \frac{\text{tg} 20^\circ}{\text{Cos} \gamma} = \dots \dots \dots = \dots \dots \dots \text{ Н}.$$

14. Проверка вала червяка на жесткость.

Проверку на жесткость производим по формуле: $f \leq 0,05m$



Суммарная нагрузка на червяк

$$R = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2} = \sqrt{\dots \dots \dots^2 + \dots \dots \dots^2} = \dots \dots \dots \text{ Н}$$

расстояние между опорами

$$L = d_{a2} + 20 = \dots \dots \dots + 20 = \dots \dots \dots \text{ мм}$$

Минимальный момент инерции в сечении червяка

$$J = \frac{\pi * d_1^4}{64} = \frac{\pi \cdot \dots \dots \dots^4}{64} = \dots \dots \dots \text{ мм}^4;$$

прогиб вала червяка

$$f = \frac{R * L_4^3}{48 * E * J} = \frac{\dots \dots \dots^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot \dots \dots \dots} = 0, \dots \dots \dots \text{ мм}.$$

где $E = 2,1 * 10^5 \text{ МПа}$

Проверяем жесткость червяка из условия $f \leq 0,05m$; $\dots \dots \dots < 0,5 \cdot \dots \dots \dots$

Условие _____
Выполняется, не выполняется

						Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

4. РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ С ГИБКОЙ СВЯЗЬЮ

4.1. Расчет цепной передачи

Исходные данные (взять из кинематического расчета привода):

$n_1 =$ _____ об/мин- частота вращения ведущей звездочки;

$N_1 =$ _____ кВт- передаваемая мощность;

$U =$ _____ - передаточное число.

1. Определяем число зубьев ведущей звездочки

$$Z_1 = 29 - 2 \cdot U = 29 - 2 \cdot \text{_____} = \text{_____}$$

Округляем полученное значение числа зубьев ведущей звездочки $z_1' =$ _____.

Число зубьев ведомой звездочки

$$Z_2 = Z_1 \cdot U = \text{_____} \cdot \text{_____} = \text{_____}$$

Округляем $Z_2 =$ _____.

2. Определяем передаточное число по выбранным числам зубьев звездочек

$$U' = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{\text{_____}}{\text{_____}} = \text{_____}$$

3. Определяем ошибку: $\Delta = \left[\frac{U' - U}{U} \right] \cdot 100\% = \text{_____} \cdot 100\% = \text{_____}$

Если $U' \approx U$ и $\Delta \leq 5\%$, то условие выполняется;

- если "да", то перейти к последующему блоку.

4. Определяем коэффициент эксплуатации

$k_s = k_1 k_2 k_3 k_4 k_5$, где $k_1 \dots k_5$ - Определяем по табл. Пр.4.1.1.

$$k_s = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5 =$$

5. Определяем ориентировочное значение шага цепи

$$t' \geq 60 \sqrt[3]{\frac{k_s N_1 \cdot 10^3}{z_1 n_1 [P] \cdot j}} = 60 \sqrt[3]{\frac{\text{_____} \cdot \text{_____} \cdot 10^3}{\text{_____} \cdot \text{_____} \cdot \text{_____} \cdot \text{_____}}} = \text{_____}, \text{ мм},$$

где $[P]$ - ориентировочное значение допускаемого давления для роликов цепи (МПа) Пр.4.1.2.

j - число рядов роликовой цепи, для предварительного расчета

можно принять $j = 1$;

6. По ГОСТ13568-75 Цепи приводные роликовые однорядные, Пр.4.1.2.

Выбираем шаг цепи при условии $t \geq t'$

Принимаем шаг цепи $t =$ _____ мм Цепь _____

Пример обозначения цепи приводной роликовой однорядной нормальной серии шага 19,05 с разрушающей нагрузкой 31800Н:

Цепь ПР-19,05-31800 ГОСТ13568-75

									Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата					

$$d_2 = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_2}} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_2}} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ мм.}$$

17. Определяем диаметры вершин ведущей и ведомой звездочек:

$$d_{a1} = t \left[\text{ctg} \left(\frac{180}{z_1} \right) + 0,5 \right] = \underline{\hspace{1cm}} \cdot \left[\text{ctg} \left(\frac{180}{\underline{\hspace{1cm}}} \right) + 0,5 \right] = \underline{\hspace{2cm}} \text{ мм.};$$

$$d_{a2} = t \left[\text{ctg} \left(\frac{180}{z_2} \right) + 0,5 \right] = \underline{\hspace{1cm}} \cdot \left[\text{ctg} \left(\frac{180}{\underline{\hspace{1cm}}} \right) + 0,5 \right] = \underline{\hspace{2cm}} \text{ мм.}$$

18. Определяем нагрузку на вал с учетом нагрузки от центробежной силы и веса цепи

$$F_r = 1,2 \cdot F_t = 1,2 \cdot \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ кН.}$$

						Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

4.2 Расчет клиноременной передачи.

1. В настоящее время в машиностроении получили наибольшее распространение передачи клиновыми (нормального и узкого сечения) и поликлиновыми ремнями.

Согласно ГОСТ 1284.3-80 расчет клиновых ремней сводится к подбору типа и числа ремней. Основным расчетом ремней считается расчет по тяговой способности.

Расчет ремней на долговечность проводится как проверочный.

2. Исходные данные (получены из кинематического расчета привода):

$N_1 = \dots\dots\dots$ - мощность на ведущем валу, кВт;

$n_1 = \dots\dots\dots$ - частота вращения ведущего вала, об/мин;

$U = \dots\dots\dots$ - передаточное число ременной передачи.

3. Выбираем сечение ремня в зависимости от крутящего момента на ведущем валу:

$$T = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{N_1}{n_1} = 9555 \cdot \frac{\dots\dots\dots}{\dots\dots\dots} = \dots\dots\dots (H \cdot M)$$

Пр.4.2.1.(Справочник) Рекомендуются пределы моментов и минимально допустимые диаметры шкивов при выборе ремней

4. Выбираем диаметр меньшего шкива. С целью повышения ресурса работы передачи рекомендуется устанавливать меньший шкив расчетного диаметра $d_1 > d_{min}$ из стандартного ряда:

Тип ремня ; $d_1 = \dots\dots\dots$ мм.

Определяем диаметр большого шкива $d_2 = d_1 \cdot U = \dots\dots \cdot \dots\dots = \dots\dots\dots$ мм. Значение d_2 округлим до ближайшего стандартного значения

Пр.4.2.2.(Справочник): $d_2 = \dots\dots\dots$ мм.

5. Уточняем передаточное число с учетом относительного скольжения $\xi \approx 0,01$:

$$U' = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \xi)} = \frac{\dots\dots\dots}{\dots\dots \cdot \dots\dots} = \dots\dots\dots$$

Определяем расхождение: $\Delta U = |U - U'| = |\dots\dots - \dots\dots| = \dots\dots\dots$

6. Проверяем расчет погрешности по передаточному числу

$$\frac{\Delta U}{U} \cdot 100\% \leq 5\%, = \frac{\dots\dots\dots}{\dots\dots} \cdot 100\% \leq 5\%, = \dots\dots\dots$$

Вывод: условие $\Delta U < 5\%$
Выполняется, не выполняется

7. Определим ориентировочное значение межосевого расстояния:

$$a = cd_2, \text{ где } c = \frac{a}{d_2},$$

где $c = \dots\dots\dots$ - выбирается в зависимости от передаточного числа.

U	1	2	3	4	5	6
---	---	---	---	---	---	---

							<i>Лист</i>
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата			

c	1,5	1,2	1	0,95	0,9	0,85
---	-----	-----	---	------	-----	------

$$a' = cd_2 = \dots\dots\dots = \text{мм.}$$

8. Определяем ориентировочное значение длины ремня:

$$L' = 2 \cdot a' + 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2) + \frac{0,25 \cdot (d_2 - d_1)^2}{a'} =$$

$$= 2 \cdot \dots\dots + 0,5 \cdot 3,142 \cdot (\dots\dots + \dots\dots) + \frac{0,25 \cdot (\dots\dots - \dots\dots)^2}{\dots\dots} = \dots\dots\dots \text{мм.}$$

По ГОСТ 1284-80 для ремней нормального сечения, выбираем ближайшее стандартное значение длины ремня. Пр.4.2.3.(Справочник)

Выбираем: $L = \dots\dots\dots \text{мм.}$

9. Уточняем межосевое расстояние:

$$a = 0,25 \cdot \left[(L - \Delta_1) + \sqrt{(L - \Delta_1)^2 - 8 \cdot \Delta_2^2} \right] =$$

$$= 0,25 \cdot \left[(\dots\dots - \dots\dots) + \sqrt{(\dots\dots - \dots\dots)^2 - 8 \cdot \dots\dots} \right] = \dots\dots\dots \text{мм,}$$

где: $\Delta_1 = 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2) = 0,5 \cdot 3,142 \cdot \dots\dots = \dots\dots,$
 $\Delta_2 = 0,25 \cdot (d_2 - d_1)^2 = 0,25 \cdot \dots\dots^2 = \dots\dots\dots$

10. Определяем угол обхвата ремнем малого шкива:

$$\alpha = 180 - 57 \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} = 180 - 57 \cdot \frac{\dots\dots - \dots\dots}{\dots\dots} = \dots\dots\dots^\circ.$$

Проведем проверку по условию: $\alpha \geq 120^\circ$.

Условие $\dots\dots\dots$
 Выполняется, не выполняется

11. Определяем скорость ремня:

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60} = \frac{3,142 \cdot \dots\dots \cdot \dots\dots}{60} = \dots\dots\dots \text{ м/с.}$$

12. Определим число пробегов ремня в секунду:

$$v = \frac{V}{L} = \frac{\dots\dots\dots}{\dots\dots} = \dots\dots\dots (1/\text{с}).$$

13. Осуществим проверку ременной передачи на долговечность по числу пробегов из условия: $v \leq [v]$ где: $[v] = 10 (1/\text{с}).$

Вывод условие $\dots\dots\dots$
 Выполняется, не выполняется

14. Определим окружную силу на шкивах:

$$F_t = \frac{N_1 \cdot 10^3}{V} = \frac{\dots\dots\dots \cdot 1000}{\dots\dots\dots} = \dots\dots\dots \text{Н.}$$

						Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

15. Определяем ориентировочное значение числа устанавливаемых клиновых ремней:

$$z' = \frac{F_t}{[k] \cdot A_1} = \frac{\dots\dots\dots}{\dots\dots \cdot \dots\dots} = \dots\dots\dots$$

где $[k] = k_0 c_\alpha c_p = \dots\dots \cdot \dots\dots \cdot \dots\dots = \dots\dots\dots$ - допустимое полезное напряжение;

$A_1 = \dots\dots\dots \text{ мм}^2$ - площадь поперечного сечения ремня;

k_0 - полезное напряжение ремня, МПа:

для нормальных клиновых и поликлиновых ремней

$$k_0 = \frac{5,55}{v^{0,09}} - 6 \cdot \frac{b_p^{1,57}}{d_1 \cdot k_U} - 10^{-3} \cdot V^2 = \frac{\dots\dots\dots}{\dots\dots^{0,09}} - 6 \cdot \frac{\dots\dots\dots^{1,57}}{\dots\dots \cdot \dots\dots} - 10^{-3} \cdot \dots\dots^2 = \dots\dots - \dots\dots - \dots\dots = \dots\dots\dots$$

где: $v = \dots\dots\dots$ - число пробегов ремня, 1/с, (см. п.12)

$b_p = \dots\dots\dots \text{ мм}$ - ширина ремня по нейтральному слою Пр.4.2.6. (Справочник)

$V = \dots\dots\dots$ - скорость ремня, м/с, (см. п.11)

$c_\alpha = \dots\dots\dots$ - коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата на тяговую способность, Пр. 4.2.4. (Справочник),

$c_p = \dots\dots\dots$ - коэффициент режима работы, Пр. 4.2.5. (Справочник).

$k_U = \dots\dots\dots$ - коэффициент влияния передаточного числа, Пр.4.2.7. (Справочник)

16. Определим силы, действующие на валы:

$$F_r = 2 \cdot A_1 \cdot z \cdot k_0 \cdot \cos \frac{\gamma}{2} = 2 \cdot \dots\dots \cdot \dots\dots \cdot \dots\dots \cdot \cos \dots\dots^\circ = \dots\dots \text{ Н},$$

где $A_1 = \dots\dots\dots \text{ мм}^2$ - площадь поперечного сечения одного ремня
Пр.4.2.6. (Справочник),

$k_0 = \dots\dots\dots$ - полезное напряжение в ремне;

$\gamma = 180 - \alpha = 180 - \dots\dots\dots = \dots\dots\dots^\circ$ - угол между ветвями ремня.

						Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

5. РАСЧЕТ ВАЛОВ

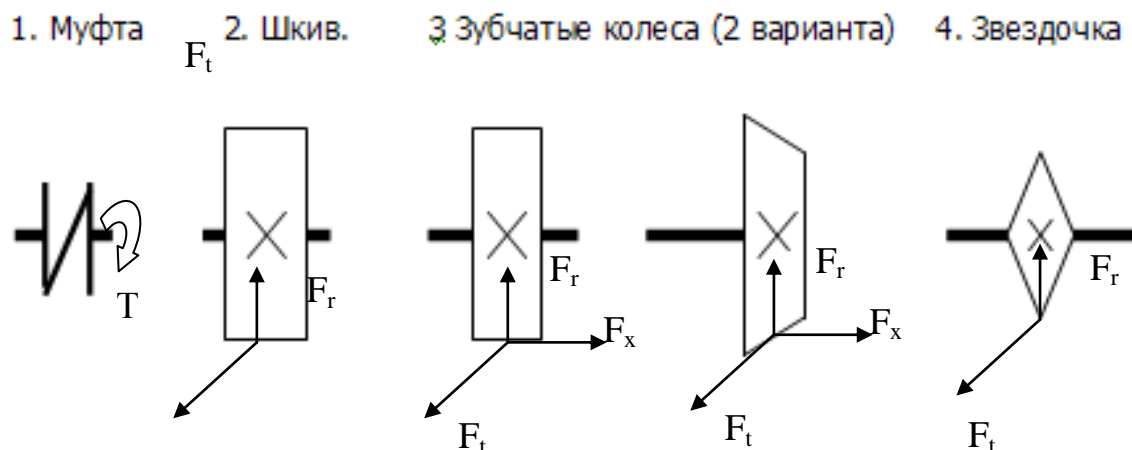
Последовательность расчетов

1. Расставьте на компоновке устройства силы и крутящие моменты, нагружающие валы.
2. Идентифицируйте конструктивную схему рассчитываемого вала с одной из приведенных на рис. 1, 2 или 3.
3. Добавьте в расчетную схему вала недостающие элементы, передающие крутящий момент, обозначьте отсутствующие силы и моменты с указанием их величин.
4. На расчетной схеме вала изобразите координаты расположения относительно левого конца вала опор и элементов передающих крутящий момент.
5. Проведите расчет вала по приведенной методике, не учитывая в формулах отсутствующие нагрузки.
6. Изобразите на расчетной схеме вала реакции опор.
7. Изобразите эпюры крутящего и изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях.
8. На основе анализа эпюр нагрузок, по крутящему и изгибающим моментам рассчитайте диаметры валов.
9. На компоновке изобразите теоретический профиль вала в масштабе компоновки.
10. Проведите конструирование вала с учетом условия сборки и размеров взаимодействующих с ним деталей.

Уравнения расчета валов составлены для представленных на рисунках примерах нагружения.

При более сложных случаях нагружения в расчетные схемы и уравнения расчетов следует вводить необходимые корректировки с использованием схем дополняющих элементов.

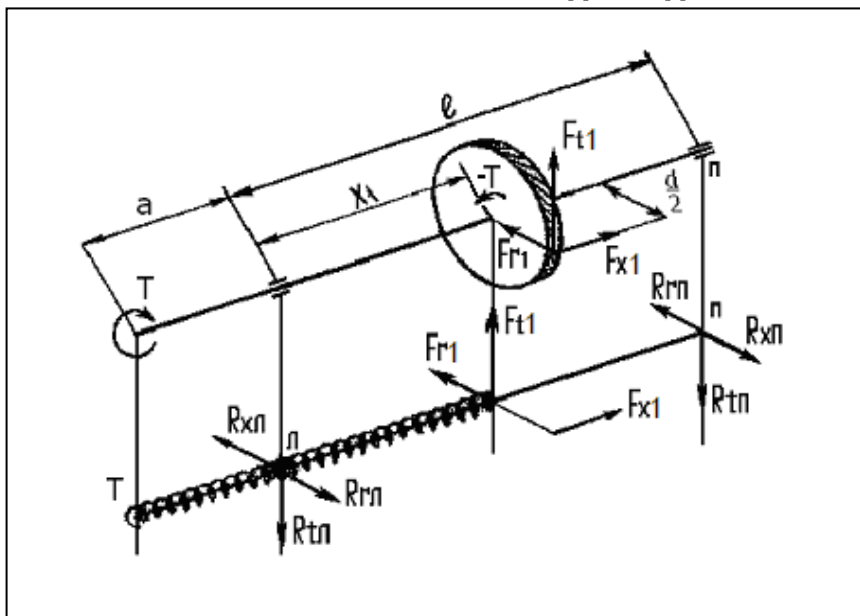
Схемы дополняющих элементов



						Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

5.1. Расчет входного (выходного) вала редуктора с червячной, косозубой цилиндрической (прямозубой конической) передачей на статическую прочность.

Исходные данные:



$F_{t1} = \underline{\hspace{2cm}}$ Н,
 $F_{r1} = \underline{\hspace{2cm}}$ кН,
 $F_{x1} = \underline{\hspace{2cm}}$ кН,
 $F_{t2} = \underline{\hspace{2cm}}$ кН,
 $F_{r2} = \underline{\hspace{2cm}}$ кН,
 $F_{x2} = \underline{\hspace{2cm}}$ кН,
 $T = \underline{\hspace{2cm}}$ Нм

$l = \underline{\hspace{2cm}}$ мм, - расстояние между опорами

$a = \underline{\hspace{2cm}}$ мм – расстояние от левой опоры до центра муфты,

$X_1 = \underline{\hspace{2cm}}$ мм – координата расположения зубчатого колеса относительно левой опоры.

Обозначения: левая опора – Л, правая опора – П.

1. Определяем опорные реакции, Н.

От силы F_{t1} в вертикальной плоскости.

Составляем сумму моментов, действующих в вертикальной плоскости относительно левой опоры.

$$\sum M_L = 0. \quad F_{t1} \cdot X_1 - R_{tn} \cdot l = 0,$$

$$R_{tn} = \frac{F_{t1} \cdot X_1}{l} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}};$$

$$\sum M_P = 0. \quad -F_{t1} \cdot (l - X_1) - R_{tn} \cdot l = 0,$$

$$R_{tn} = \frac{F_{t1} \cdot (l - X_1)}{l} = \underline{\hspace{2cm}} \cdot (\underline{\hspace{2cm}} - \underline{\hspace{2cm}}) = \underline{\hspace{2cm}};$$

$$R_{tn} + R_{tn} = F_{t1}$$

От действия радиальной силы F_{r1} в горизонтальной плоскости.

$$\sum M_L = 0. \quad F_{r1} \cdot X_1 - R_{rn} \cdot l = 0,$$

$$R_{rn} = \frac{F_{r1} \cdot X_1}{l} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}};$$

$$\sum M_P = 0. \quad -F_{r1} \cdot (l - X_1) - R_{rn} \cdot l = 0,$$

						Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

$$R_{rл} = \frac{F_{r1} \cdot (l - X_1)}{l} = \frac{\dots}{\dots} = \dots;$$

$$R_{rл} + R_{rп} = F_{r2}$$

От действия осевой силы F_{x1} в горизонтальной плоскости.

$$\Sigma M_{л} = 0. F_{x1} \cdot \frac{d_1}{2} - R_{xp} \cdot l = 0,$$

$$R_{xp} = \frac{F_{x1} \cdot d_1}{2l} = \frac{\dots}{\dots} = \dots;$$

$$\Sigma M_{п} = 0. F_{x1} \cdot \frac{d_1}{2} - R_{xp} \cdot l = 0,$$

$$R_{xp} = \frac{F_{x1} \cdot d_1}{2l} = \frac{\dots}{\dots} = \dots;$$

2. Реакции опор – суммарные

$$R_{л} = \sqrt{R_{rl}^2 + (R_{rл} - R_{xл})^2} = \sqrt{\dots^2 + (\dots - \dots)^2} = \dots;$$

$$R_{п} = \sqrt{R_{rl}^2 + (R_{rл} + R_{xл})^2} = \sqrt{\dots^2 + (\dots + \dots)^2} = \dots.$$

3. Изгибающие моменты в опасном сечении под зубчатым колесом;
Вертикальная плоскость (от силы F_{t1})

$$M_{и} (F_{t1}) = R_{tл} \cdot X_1 = \dots \cdot \dots = \dots,$$

Горизонтальная плоскость – суммируем изгибающие моменты
(от сил F_{r1} и F_{x1}).

Слева от сечения

$$M_{иг л} = (R_{rл} - R_{xp}) \cdot X_1 = (\dots - \dots) \cdot \dots = \dots$$

Справа от сечения

$$M_{иг п} = (R_{rп} + R_{xp}) \cdot (l - X_1) = (\dots + \dots) \cdot (\dots - \dots) = \dots.$$

4. Суммарный изгибающий момент в наиболее нагруженном сечении – под зубчатым колесом, рассчитываем с учетом наибольших изгибающих моментов в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

$$M_{и\Sigma} = \sqrt{(M_{и}(F_{t1}))^2 + (M_{и2л})^2} = \sqrt{\dots^2 + \dots^2} = \dots$$

5. Приведенный момент

$$M_{пр} = \sqrt{M_{и\Sigma}^2 + T_1^2} = \sqrt{\dots^2 + \dots^2} = \dots$$

									Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата					

Материал для изготовления валов, Пр.5.1 (Справочник).

Сталь _____, HB _____; $\sigma_B =$ _____; $\sigma_T =$ _____; $\sigma_{-1} =$ _____;

$$[\sigma]_{\text{н}} = \frac{\sigma_{-1}}{k'_\sigma \cdot S} = \frac{\quad}{\quad} = \quad \text{МПа} - \text{допускаемое напряжение изгиба};$$

$k'_\sigma = 2$ – ориентировочное значение коэффициента концентрации

$S = 2 \dots 2,5$ – ориентировочное значение коэффициента запаса прочности.

$$[\tau_{\text{кр}}] = 0.5 [\sigma]_{\text{н}} = \dots = \quad \text{МПа}.$$

6. Диаметры вала в опасных сечениях:

Диаметр конца вала под муфту – d

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2 \cdot [\tau_{\text{кр}}]}} = \sqrt[3]{\frac{\quad}{0,2 \cdot [\quad]}} = \quad \text{(мм)}, \text{ ввиду наличия шпоночного}$$

паза

увеличивается на 10% и округляется в большую сторону по посадочному диаметру муфты.

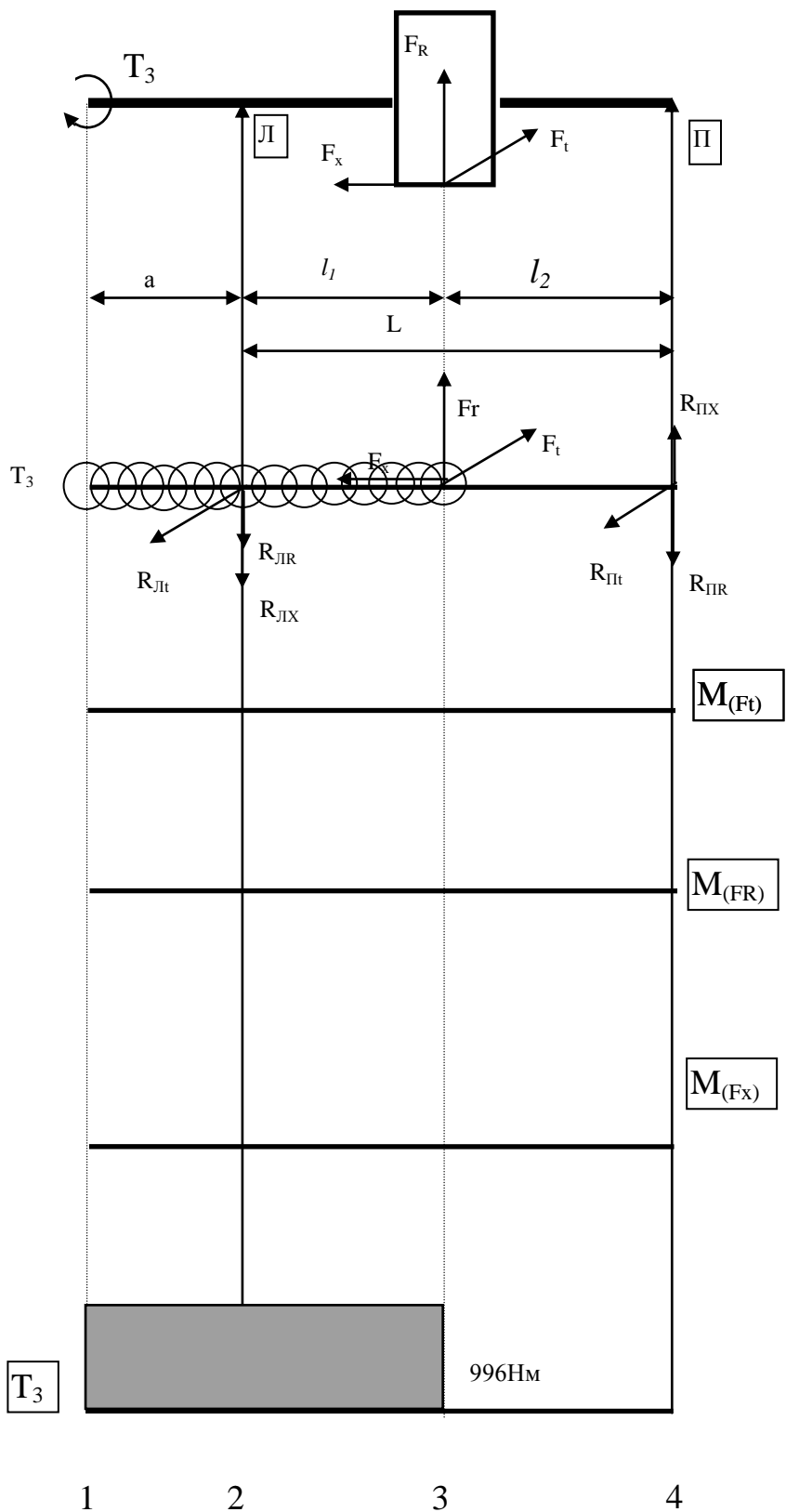
Диаметр вала под зубчатое колесо – d_1

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{нп}}}{0,1 \cdot [\sigma_{\text{н}}]}} = \sqrt[3]{\frac{\quad}{0,1 \cdot [\quad]}} = \quad \text{(мм)},$$

При наличии шпоночного паза расчетный диаметр вала увеличивается на 10% и округляется в большую сторону до ближайшего стандартного размера согласно ГОСТ 6636-69 "Нормальные линейные размеры" Пр. 5.2.(Справочник)

												Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата								

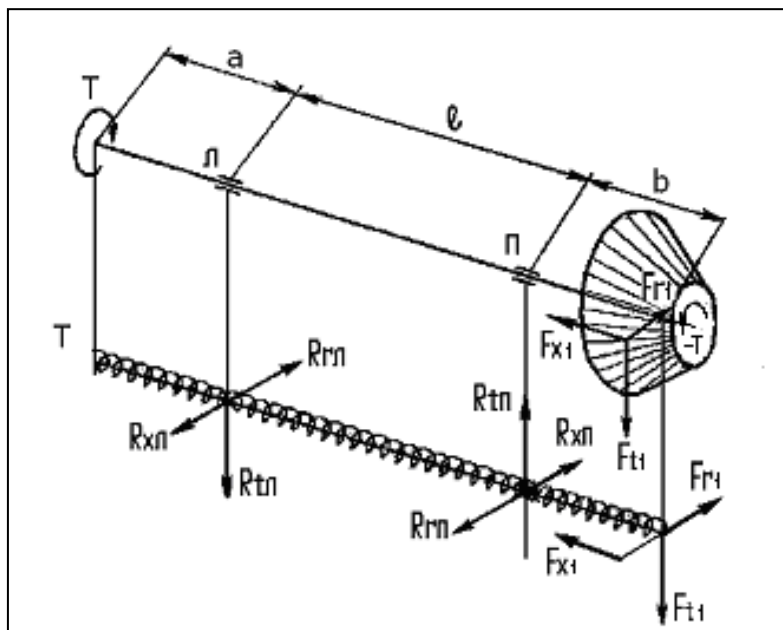
5.1. Вал входной (выходной) зубчатой или червячной передачи.



									Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата					

Схема распределения напряжений по сечениям вала цилиндрической передачи.

5.2. Расчет ведущего вала с коническим прямозубым колесом на статическую прочность.



Исходные данные:

$F_{t1} = \underline{\hspace{2cm}}$ кН,

$F_{r1} = \underline{\hspace{2cm}}$ кН,

$F_{x1} = \underline{\hspace{2cm}}$ кН,

$F_{t2} = \underline{\hspace{2cm}}$ кН,

$F_{r2} = \underline{\hspace{2cm}}$ кН,

$F_{x2} = \underline{\hspace{2cm}}$ кН,

$T = \underline{\hspace{2cm}}$ Нм,

l – $\underline{\hspace{2cm}}$ мм, - расстояние между опорами

$a = \underline{\hspace{2cm}}$ мм – расстояние от левой опоры до центра муфты,

$b = \underline{\hspace{2cm}}$ мм – расстояние от правой опоры до зубчатого колеса.

Обозначения: левая опора – Л, правая опора – П.

1. Определение опорных реакций в горизонтальной плоскости.
От действия осевой силы F_{x1} .

$$M_{иF_x} = F_x \cdot 0,5 \cdot d_{m1} = \underline{\hspace{2cm}} \cdot 0,5 \cdot \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}}$$

$$\sum M_{П} = 0; \quad M_{иF_x} = R_{xл} \cdot l, \quad R_{xл} = \frac{M_{иF_x}}{l} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}};$$

$$\sum M_{Л} = 0; \quad M_{иF_x} = R_{xп} \cdot l, \quad R_{xп} = \frac{M_{иF_x}}{l} \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}}$$

От действия радиальной силы F_{r1}

$$\sum M_{П} = 0; \quad F_{r1} \cdot b - R_{rл} \cdot l = 0;$$

$$R_{rл} = \frac{F_{r1} \cdot b}{l} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}}.$$

									Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата					

$$[\tau_{кр}] = 0.5 [\sigma]_{и} = \dots\dots\dots = \text{МПа.}$$

7. Диаметры вала в опасных сечениях

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2 \cdot [\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{\quad}{0,2 \cdot [\quad]}} = \quad ;$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{M_{пр}}{0,1 \cdot [\sigma_{и}]}} = \sqrt[3]{\frac{\quad}{0,1 \cdot [\quad]}} = \quad .$$

При наличии шпоночного паза расчетный диаметр вала увеличивается на 10% и округляется в большую сторону до ближайшего стандартного размера согласно ГОСТ 6636-69 "Нормальные линейные размеры" Пр. 5.2.(Справочник)

+

+

									Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата					

5.2. Вал с коническим прямым зубным колесом

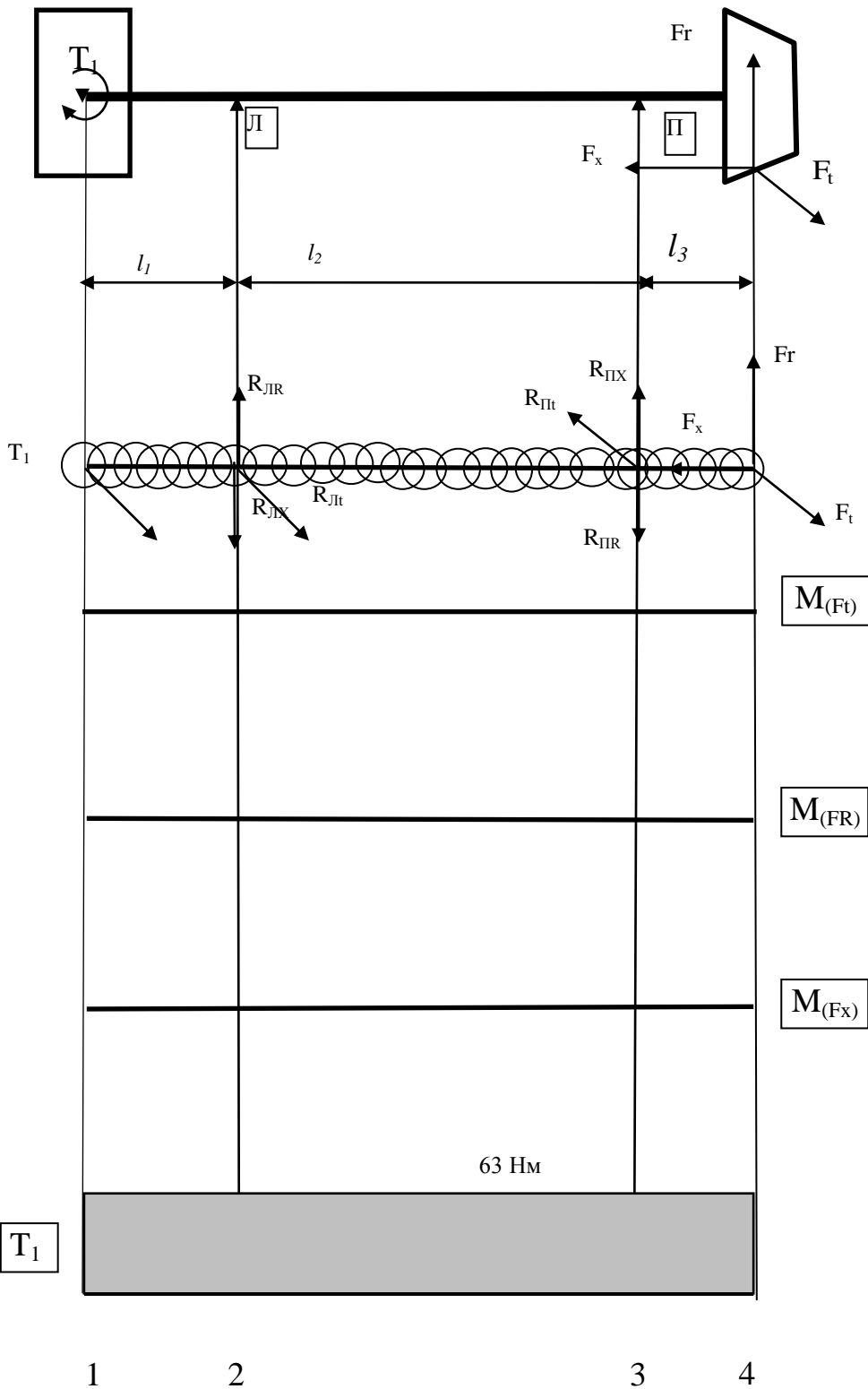


Схема распределения напряжений по сечениям ведущего вала конической передачи.

						Лист
1	2	3	4	64		

6.2 Проверочный расчет прямобочных шлицевых соединений

Шлицевые соединения предназначены для передачи крутящего момента от вала к ступице и наоборот. По форме профиля поперечного сечения шлицы делятся на прямобочные, эвольвентные и треугольные. Наибольшее применение находят прямобочные шлицы (ГОСТ 21245 – 75) с центрированием по наружному диаметру. Шлицевые соединения в зависимости от размеров профиля и несущей способности делят на легкую, среднюю и тяжелую серии.

Шлицевые соединения подбирают в зависимости от диаметра вала и проверяют на прочность по напряжению смятия

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T_i}{d_m \cdot h \cdot z \cdot l_{ст} \cdot \psi} \leq [\sigma_{см}]$$

где T_i – наибольший крутящий момент с учетом динамических нагрузок при пуске;

$T_i = \dots\dots\dots$ Нмм

d_m – средний диаметр по высоте шлицов;

h – высота шлица;

Z – число зубьев;

$l_{ст}$ – длина ступицы (рабочая длина зубьев);

$\psi = 0.7 \dots 0.8$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки

$[\sigma_{см}] = 60 \dots 140$ МПа – допустимое напряжение смятия для неподвижного соединения без термической обработки шлицов.

Геометрические параметры соединения:

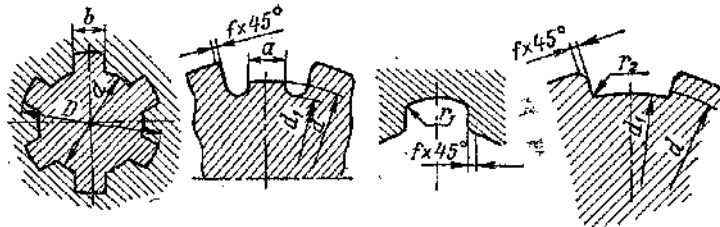
$d =$ мм; $D =$ мм; $b =$ мм; $h =$ мм; $f =$ мм; $l_{ст} =$ мм; $Z =$;

$d_m = 0,5 \cdot (d + D) = 0,5 \cdot (\quad + \quad) =$ мм;

$h = 0,5 \cdot (D - d) - 2 \cdot f =$ мм ;

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T_i}{d_m \cdot h \cdot z \cdot l_{ст} \cdot \psi} = \quad = \quad \text{МПа}$$

$\sigma_{см} \leq [\sigma_{см}]; \quad \dots\dots\dots < 60 \dots 100$ МПа



Параметры шлицевых соединений ГОСТ 21245 – 75

№ вала	$d, \text{ мм}$	$D, \text{ мм}$	$b, \text{ мм}$	$h, \text{ мм}$	$l_{шл}, \text{ мм}$	$\sigma_{см}, \text{ МПа}$
1						
2						

						Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

8. ВЫБОР МУФТ

8.1 . Выбор муфты упругой втулочно – пальцевой

.1 Выбор типа муфты для соединения валов обусловлен особенностью монтажа и эксплуатации привода и производится по стандартам или нормальям в зависимости от передаваемого крутящего момента, а также возможности расточки ступиц под необходимый диаметр валов.

.2 Исходные данные

$$T = \quad \text{Н·м}; \quad n = \quad \text{об/мин.}$$

.3 Расчетный крутящий момент:

$$T_p = T \cdot k = \quad \cdot 1,3 = \quad \text{Н·м}; \quad k = 1,3 \text{ – коэффициент режима работы}$$

Для быстроходных валов следует выбирать втулочно-пальцевую муфту (МУВП) по ГОСТ 21424 - 75 , $T_{ном} = \quad \text{Нм}$.

.4 Выбираем муфту упругую втулочно-пальцевую. Эта муфта состоит из двух полумуфт и пальцев, которые через резиновые втулки передают крутящий момент. Критерием работоспособности муфты является напряжение изгиба в пальцах и напряжения смятия в резиновых втулках.

.5 Определим напряжение изгиба в пальцах

$$\sigma_{и} = \frac{10 \cdot T_p \cdot l_n}{D_n \cdot Z \cdot d_n^3} ; \text{ по ГОСТ21424-75,}$$

где T_p – расчетный крутящий момент;

$$T_p = \quad \text{Н·м};$$

l_n – длина пальца;

$$l_n = \quad \text{мм};$$

d_n – диаметр пальца;

$$d_n = \quad \text{мм};$$

D_n – окружность расположения пальцев;

$$D_n = \quad \text{мм};$$

Z – число пальцев;

$$Z = \quad .$$

$$\sigma_{и} = \frac{10 \cdot T_p \cdot l_n}{D_n \cdot Z \cdot d_n^3} =$$

$$= \quad \text{МПа};$$

.6 Произведем сравнение $\sigma_{и} \leq [\sigma_{и}]$

$$[\sigma_{и}] = (0,4..0,5)\sigma_T = (0,4... 0,5) \cdot 320 = 128 \dots 160 \text{ МПа.}$$

$$\dots < 128\dots 160 \text{ МПа.}$$

.7 Определим напряжение смятия в резиновых втулках

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T_p}{D_n \cdot Z \cdot d_n \cdot l_n} =$$

$$= \quad \text{Мпа};$$

						Лист
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

УПРАВЛЕНИЕ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И
ПОВЫШЕНИЯ КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Основы конструирования машин»

Справочник

(зубчатых и червячных передач, ременных и цепных передач, шпоночных и шлицевых соединений, валов, муфт, подшипников скольжения)

Авторы

Кушнарев В. И.,
Маньшина Е. Ю.,
Савостина Т. П.

Ростов-на-Дону, 2014

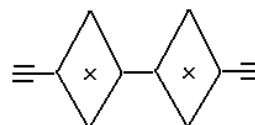
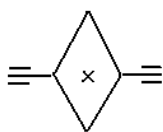
1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Пр.1.1 Условные обозначения элементов машин в кинематических схемах (ГОСТ 2.770 – 68)

Наименование элемента	Условное обозначение	К.П.Д.
Вал		
Муфта с упругим элементом		0.95-0.996
Муфта кулачково-дисковая		0.97-0.99
Муфта зубчатая		0.98-0.99
Подшипник. Общее назначение		0,99
Клиноременная передача		0.94-0.95
Цепная передача		0.93-0.98
Электродвигатель		
Для закрытых передач принимать большие значения		
Цилиндрическая прямозубая передача		0.93-0.98
Цилиндрическая косозубая передача		0.93-0.98
Коническая зубчатая передача		0.88-0.92
Червячная передача		0.4-0.8
Рабочие (исполнительные) органы		
Барaban		

№	Редукторы и передачи	Редукторы и передачи		
		Одноступенчатые	Двухступенчатые	Трехступенчатые
1	Цилиндрический	2 – 6,3	8 – 40	31,5 – 180
2	Конический	1 – 6,3		
3	Коническо-цилиндрический	–	6,3 – 40	20 – 200
4	Червячный	8 – 80	63 – 4000	–
5	Клиноременная. Цепная, передачи	2,5 – 4		

Звездочка



U	Ряд	1	1,00	1,25	1,6	2,00	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	
		2	1,12	1,4	1,8	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1	9,0	
U	Ряд	1	10,0	12,5	16	20,0	25	31,5	40	50	63	80	100
		2	11,2	14,0	18,0	22,4	28,0	35,5	45,0	56,0	71	90	

Пр. 1.2 Рекомендуемые передаточные числа в зависимости от числа ступеней редуктора.

Стандартный ряд передаточных чисел для зубчатых и червячных передач ГОСТ2185-66

Пр.1.3

Методика распределение передаточных чисел привода по степеням передач.

1. Для одноступенчатого редуктора и открытой передачи уточняется передаточное число одной из передач

$$U_2 = \frac{U_p}{U_1}; \text{ или } U_1 = \frac{U_p}{U_2};$$

2. Для двухступенчатых редукторов:

а) цилиндрических:

– первая ступень $U_1 = (1,2-1,25)\sqrt{U_p}$; – вторая ступень $U_2 = \frac{U_p}{U_1}$;

б) коническо - цилиндрических:

– первая ступень $U_1 = 0,9\sqrt{U_p}$; – вторая ступень $U_2 = \frac{U_p}{U_1}$.

Пр. 1.4

Электродвигатели асинхронные закрытые обдуваемые по ГОСТ 19523-81

n = 750 об/мин							
№	Тип двигателя	Мощность, кВт	Частота вращ, об /мин	d, мм	$\frac{M_{пуск}}{M_{ном}}$	$\frac{M_{мах}}{M_{ном}}$	Махов, мом, ротора $GD^2, кг \cdot м^2$
1	4A80B8	0,55	700	22	1,6	1.7	$1,62 \cdot 10^{-2}$
2	4A90LA8	0,75	700	24	1,6	1,88	$2,7 \cdot 10^{-2}$
3	4A90LB8	1,1	700	24	1,6	1.88	$3,45 \cdot 10^{-2}$
4	4A100L8	1,5	700	28	1,6	1,88	$5,2 \cdot 10^{-2}$
5	4A112MA8	2,2	700	32	1,88	2,2	$7,0 \cdot 10^{-2}$
6	4A112MB8	3	700	32	1,88	2,2	$10 \cdot 10^{-2}$
7	4A132S8	4	720	38	1,88	2,59	$17 \cdot 10^{-2}$
8	4A132M8	5,5	720	38	1,88	2,59	$23 \cdot 10^{-2}$
9	4A160S8	7,5	730	48	1,38	2,2	$55 \cdot 10^{-2}$
10	4A160M8	11	730	48	1,38	2,2	$72 \cdot 10^{-2} 1.0$
11	4A180M8	15	730	55	1,2	2	1,0
12	4A200M8	18,5	735	60	1,2	2,2	1,6
13	4A200L8	22	730	60	1,2	2	1,81
14	4A225M8	30	735	65	1,29	2,09	2,95

Электродвигатели асинхронные закрытые обдуваемые по ГОСТ 19523-81

n = 1000 об/мин							
№	Тип двигателя	Мощность, кВт	Частота вращ, об / мин	d, мм	$\frac{M_{пуск}}{M_{ном}}$	$\frac{M_{мах}}{M_{ном}}$	Махов, мом, ротора $GD^2, кг \cdot м^2$
1	4A71B	0,55	900	19	2	2,2	$81 \cdot 10^{-4}$
2	4A80A6	0,75	915	22	2	2,2	$1,85 \cdot 10^{-2}$
3	4A80B6	1,1	920	22	2	2,2	$1,84 \cdot 10^{-2}$

4	4A90L6	1,5	935	24	2	2,2	$2,94 \cdot 10^{-2}$
5	4A100L6	2,2	950	28	2	2,2	$5,24 \cdot 10^{-2}$
6	4A112MA6	3	955	32	2	2,5	$7 \cdot 10^{-2}$
7	4A112MB6	4	950	32	2	2,5	$8 \cdot 10^{-2}$
8	4A132S6	5,5	965	38	2	2,5	$16 \cdot 10^{-2}$
9	4A132M6	7,5	970	38	2	2,5	$23 \cdot 10^{-2}$
10	4A160S6	11	975	42	1,2	2	$55 \cdot 10^{-2}$
11	4A160M6	15	975	42	1,2	2	$73 \cdot 10^{-2}$
12	4A180M6	18,5	975	48	1,2	2	$88 \cdot 10^{-2}$
13	4A200M6	22	975	48	1,29	2,4	1,6
14	4A200L6	30	980	55	1,1	2,4	1,81

+

+

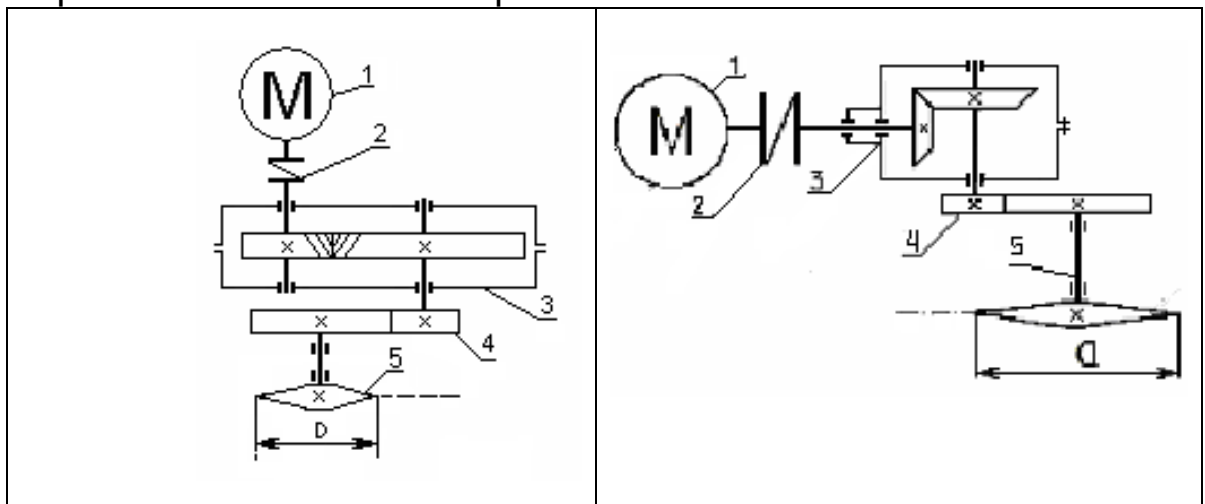
Электродвигатели асинхронные закрытые обдуваемые по ГОСТ 19523-81

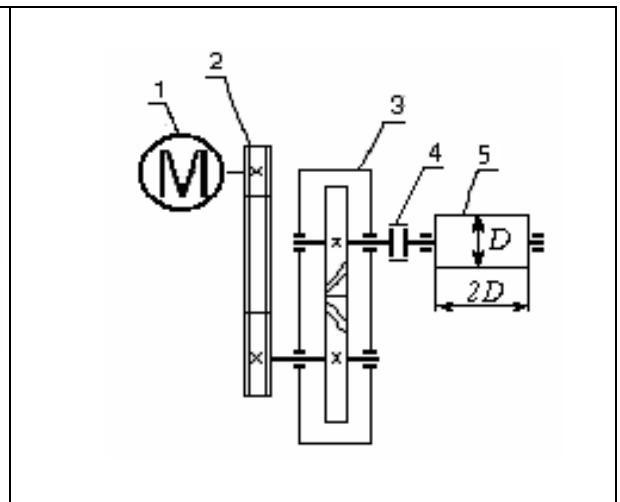
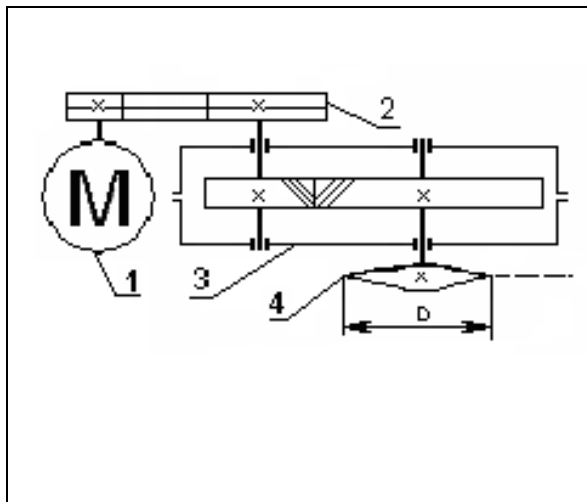
n = 1500 об/мин							
№	Тип двигателя	Мощность, кВт	Частота вращ, об/мин	d, мм	$\frac{M_{пуск}}{M_{ном}}$	$\frac{M_{мах}}{M_{ном}}$	Махов, мом, ротора $GD^2, \text{кг}\cdot\text{м}^2$
1	4A71A4	0,55	1390	19	2	2,2	$52 \cdot 10^{-4}$
2	4A71B4	0,75	1390	19	2	2,2	$57 \cdot 10^{-4}$
3	4A80A4	1,1	1420	22	2	2,2	$1,29 \cdot 10^{-2}$
4	4A80B4	1,5	1415	22	2	2,2	$1,33 \cdot 10^{-2}$
5	4A90L4	2,2	1425	24	2.08	2,4	$2,24 \cdot 10^{-2}$
6	4A100S4	3	1435	28	2	2,4	$3,47 \cdot 10^{-2}$
7	4A100L4	4	1430	28	2	2,4	$4,5 \cdot 10^{-2}$
8	4A112M4	5,5	1445	32	2	2,2	$7,0 \cdot 10^{-2}$
9	4A132S4	7,5	1455	38	2.2	3	0,11
10	4A132M4	11	1460	38	2.2	3	0,16
11	4A160S4	15	1465	42	1.38	2,28	0,41
12	4A160M4	18,5	1465	42	1.38	2,28	0,51
13	4A180S4	22	1470	48	1.38	2,28	0,76
14	4A180M4	30	1470	48	1.39	2,29	0,93

Электродвигатели асинхронные закрытые обдуваемые по ГОСТ 19523-81

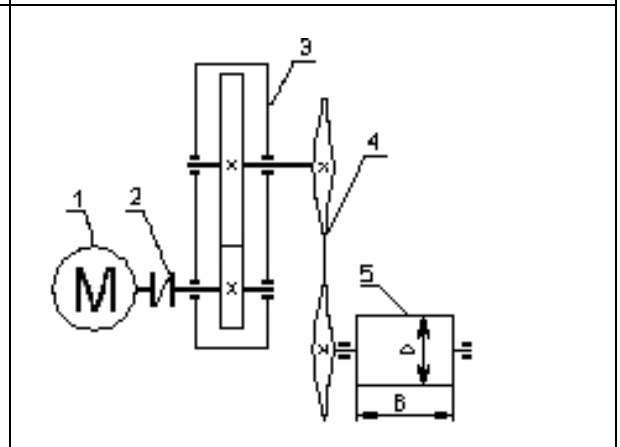
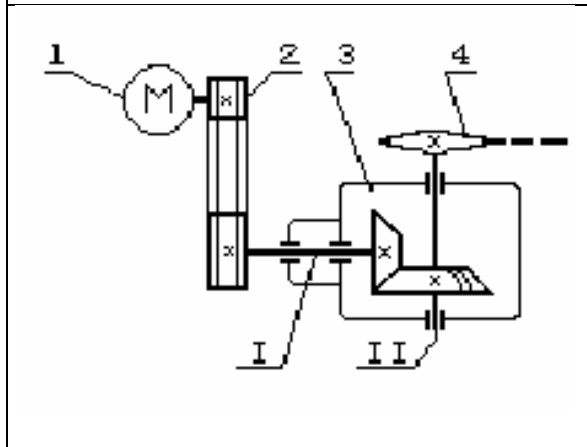
n = 3000 об/мин							
№	Тип двигателя	Мощность, кВт	Частота вращ., об/мин	d, мм	$\frac{M_{пуск}}{M_{ном}}$	$\frac{M_{мах}}{M_{ном}}$	Махов, мом, ротора $GD^2, кг \cdot м^2$
1	4A63B2	0,55	2740	14	2,0	2,2	$36 \cdot 10^{-4}$
2	4A71A2	0,75	2840	19	2	2	$39 \cdot 10^{-4}$
3	4A71B2	1,1	2810	19	2	2,2	$42 \cdot 10^{-4}$
4	4A80A2	1,5	2850	22	2,08	2,58	$73 \cdot 10^{-4}$
5	4A80B2	2,2	2850	22	2,08	2,58	$85 \cdot 10^{-4}$
6	4A90L2	3	2840	24	2,08	2,5	$1,41 \cdot 10^{-2}$
7	4A100S2	4	2880	28	2	2,5	$2,37 \cdot 10^{-2}$
8	4A100L2	5,5	2880	28	2	2,5	0,03
9	4A112M2	7,5	2900	32	2	2,78	0,04
10	4A132M2	11	2900	38	1,7	2,78	0,09
11	4A160S2	15	2940	42	1,38	2,2	0,19
12	4A160M2	18,5	2940	42	1,38	2,2	0,21
13	4A180S2	22	2945	48	1,38	2,5	0,28
14	4A180M2	30	2945	48	1,38	2,5	0,34

Набор кинематических схем Пр. 1.5

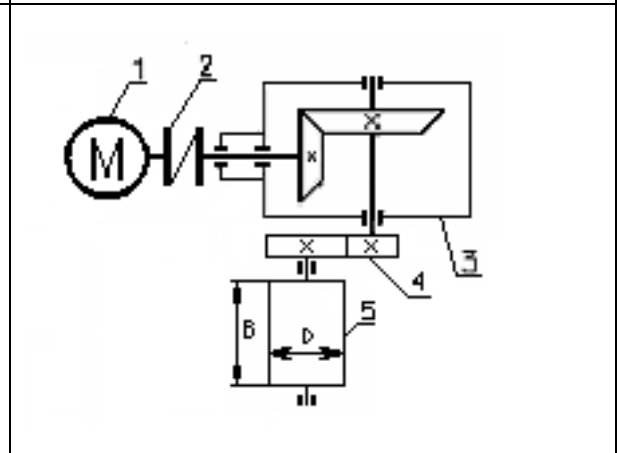
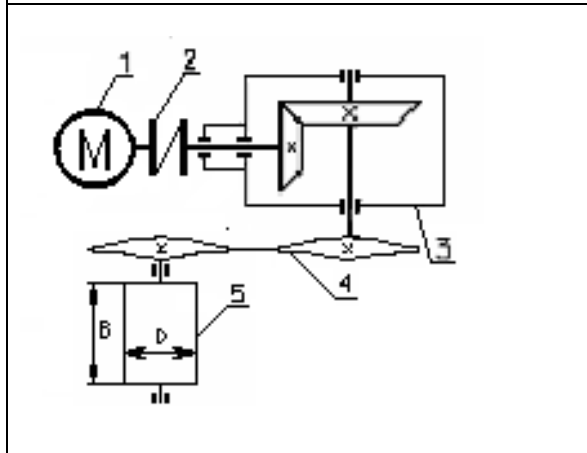




+



+



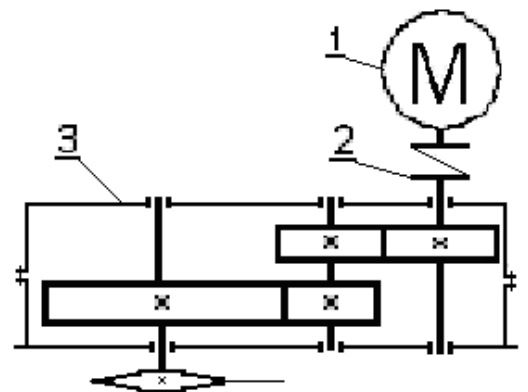
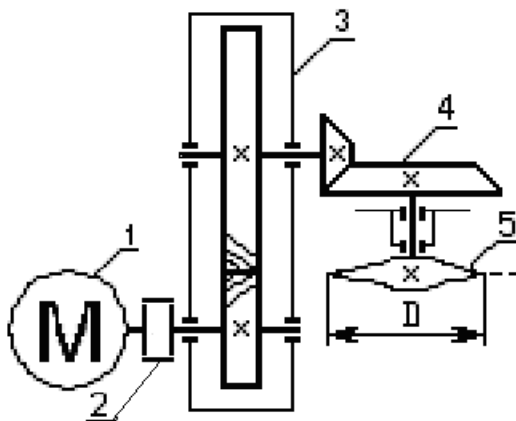
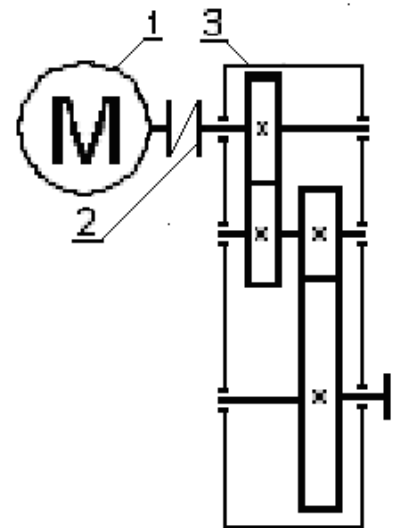
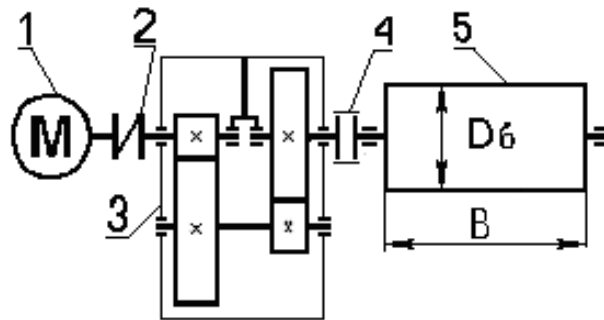
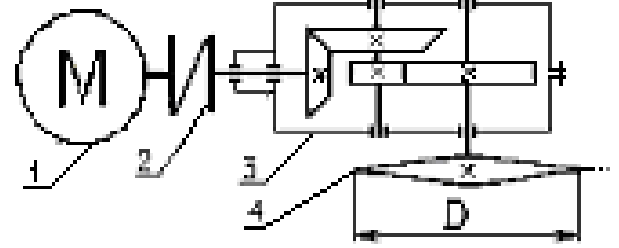
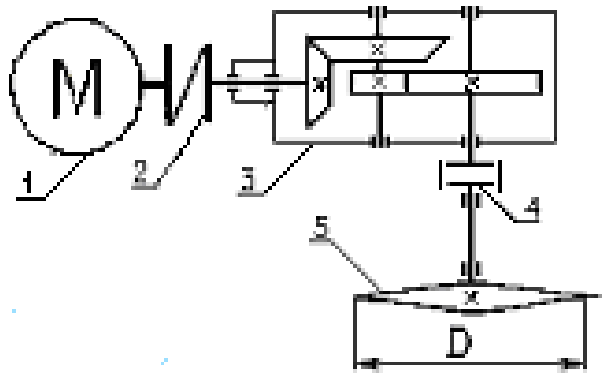


Таблица данных для оценки качества привода Пр.1.6

Вид передачи	У одной ступени	К.П.Д. одной ступени	Относительный габарит Го				Относительная масса Go				Относительная стоимость Сто		Относительная стоимость двигателя Gmд
			При числе ступеней										
			1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	
Зубчатая цилиндрическая	До 6-10	0,93-0,98	1,0	1,6-1,5	1,0	0,85	1,0	0,55-0,7	1,0	0,55-0,7			
Зубчатая коническая	До 5	0,88-0,92	2,0	-	1,2-1,0	-	1,7-2,2	-	1,7-2,2	-			
Коническо-цилиндрическая	До 30	Перемнож п1·п2	-	2,8-3,2	-	0,82	-	1,8-1,0	-	1,8-1,0			
Клиноременная	До 6	0,94-0,95	5-4	-	0,4-0,5	-	0,3-0,2	-	0,3-0,2	-			
Цепная	До 8	0,92-0,96	1,0-1,6	-	0,25	-	0,35-0,2	-	0,35-0,2	-			
Подшипники качения		0,99-0,995											
Подшипники скольжения		0,93-0,99											
Муфты упругие		0,99-0,995											
Муфты зубчатые		0,99											

Эл Двиг.	4A50	4A63	4A71	4A80A	4A80B	4A90L	4A100S	4A100L	4A112M	4A132S	4A160S	4A160M	4A160S	4A160M
Масса, кг	3,3	6,3	15,1	17,4	20,4	28,7	36	42	56	77	93	135	135	160
Синхронная частота вращения об / мин	Цены на электродвигатели мощностью N кВт													
	Gmд1													
	Gmд i													
	750	0,75	1,1	2,2	3,0	4,0	5,5	7,5	11,0	22,0				
1000	6070	6525	10010	10010	12484	14608	20856	23120	45070					
1500	4354	4588	7539	10418	10418	12138	13615	19200	37390					
3000	3938	4354	5342	6915	7370	9748	11338	13213	26530					
	3797	3938	4586	5342	6915	7370	9484	12576	26350					

2. РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Пр. 2.1. Выбор материалов и расчет допускаемых напряжений для цилиндрических и конических зубчатых передач

2. Рекомендации по выбору материалов

Затраты на материалы составляют значительную часть стоимости машины. Эта часть достигает 80% в редукторах общего назначения. В связи с этим при выборе материалов и термообработки имеет значение анализ зависимостей, связывающих допускаемые напряжения с массой рассчитываемой детали или узла.

Вопросы решаются в результате проектирования нескольких вариантов привода путем выбора оптимального варианта по результатам оценки стоимости редуктора, а также соотношения массы редуктора и крутящего момента выходного вала.

Ориентировочно материалы можно выбирать в зависимости от передаваемой мощности, степени точности зубчатой передачи и вида производства.

Проектируемый привод относится к индивидуальному и мелкосерийному производству, содержащему мало- и средненагруженные передачи. Для снижения стоимости редуктора для всех передач принимаем один и тот же материал.

Материалы, используемые для производства зубчатых колес, условно делятся на две группы: *прирабатываемые* и *неприрабатывающиеся*.

I группа $H < 350HB$ – прирабатываемые

В нем используется упрощенная технология изготовления зубчатых колес из сталей первой группы, имеющих твердость $H < 350HB$, получаемую нормализацией или улучшением. Такие передачи в процессе работы прирабатываются, что ведет к снижению нагрузок в зацеплении зубьев. Для компенсации повышенного по сравнению с колесом числа циклов нагружения шестерни, ее твердость - H_1 назначается больше твердости колеса H_2 из условия :

$$H_1 = H_2 + (20 - 50)HB$$

II группа $H > 350HB$ – неприрабатывающиеся.

Их твердость измеряется в единицах Роквелла – $1HRC \approx 10 HB$.

Нарезание зубьев производится до окончательной термообработки, которой может быть объемная или поверхностная закалка, цементация, азотирование и др. Точности изготовления передачи достигают шлифованием или обкаткой зубьев.

Передачу считают неприрабатывающейся, если оба колеса закалены, или окружная скорость в зацеплении $V_t > 15$ м/сек.

Выбор материала зависит также от способа получения заготовки шестерни и колеса. Колеса диаметром до 600мм изготавливаются кованными или штампованными, а больших диаметров – бандажированными или литыми. Схема расчетов выбора материалов и расчета допускаемых напряжений общая для цилиндрических и конических передач

Термообработку шестерни и колеса назначаем в соответствии с приведенными ниже рекомендациями

Пр.1.7. Характеристика материалов зубчатых колес ГОСТ 1050-74

Марка стали	Размеры, мм		Твердость		Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Термообработка
	Диаметр $D_{пред}$	Сечение $S_{пред}$	Сердцевины HB	Поверхности HRC			
45	125 80	80 50	HB 170...217 HB 192...240	HRC45...55	600 750 590	360 540 330	Нормализация Улучшение Закалка поверхности
50	125 80	80 50	HB 179...228 HB 258...310		640 700...800	350 530	Нормализация Улучшение
40X	200 125 125	125 80 80	HB 200...230 HB 215...285	HRC45...50	690...980 730...980 850	440...790 490...690 750	Нормализация Улучшение Улучшение и закалка ТВЧ
45XЦ	315 200 200	200 125 125	HB 235...262 HB 269...302	HRC50...56	850 1600	660 780 780	Улучшение Улучшение Улучшение и закалка ТВЧ
40XН 35XМ	315 200 200	200 125 125	HB 220...250 HB 235...292	HRC51...57	740...980 790...980 790	550...790 540...690 490	Нормализация Улучшение Закалка поверхности
35XМ	200	125	HB 241	HRC 45...53	900 1600	800 1400	Улучшение Закалка
35XГСА	200	125	HB 235	HRC 46...53	760 1700	500 1350	Улучшение Закалка
20X 20XНМ 18XГТ 12XН3А 25XГНМ	200	125	HB 300...400	HRC 56...63	650 920	400 700	Улучшение цементация и закалка
45Л	> 600		HB 160		550	320	Нормализация
35XМЛ	> 600		HB 200		700	550	Нормализация

В зависимости от условий эксплуатации и требований к габаритным размерам передачи применяют следующие материалы и варианты термической обработки (Т.О.):

I – марки сталей, одинаковые для колеса и шестерни: 45, 50, 40X, 35XM, 45XЦ. Т.О. колеса — улучшение. HB235. . .262. Т.О. шестерни — улучшение. HB269, . .302;

II – марки сталей, одинаковые для колеса и шестерни: 40X, 40XН, 35XM, 35XГСА и 45XЦ. Т.О. колеса—улучшение. HB269.. .302. Т.О. шестерни – улучшение и закалка ТВЧ. HRC45. . .50, 48. . .53, 50. . .56 (зависит от марки стали);

III – марки сталей, одинаковые для колеса и шестерни: 40X, 40XН, 35XM. 35XГСА и 45XЦ.

Т.О. колеса и шестерни — улучшение и закалка ТВЧ. HRC45. . .50, 48. . .53 или 50. . .56 (зависит от марки стали);

IV – марки сталей для колеса: 40X, 40XН, 35XM и 45XЦ. Т.О. - улучшение и закалка

ТВЧ. HRC45. . .50, 48. . .53 или 50. . . (зависит от марки стали);

Марки сталей для шестерни: 20X, 20XНМ, 18XГТ, 12XНЗА, 25XГНМ.

Т.О. шестерни – улучшение, цементация и закалка. HRC56... 63;

V – марки сталей, одинаковые для колеса и шестерни:

20X, 20XНМ, 18XГТ, 12XНЗА, 25XГНМ.

Т.О. колеса и шестерни одинаковые - улучшение, цементация и закалка. HRC56....63.

Применяют также нитроцементацию и азотирование, при которых образуется тонкий поверхностный упрочненный слой. Зубья колес после такой химико-термической обработки незначительно искажают геометрическую форму и не требуют шлифования.

Чем выше твердость рабочей поверхности зубьев, тем выше допускаемые контактные напряжения и тем меньше размеры передачи. Поэтому для редукторов, к размерам которых не предъявляют высоких требований, следует применять дешевые марки стали типа 45 и 40X с термообработкой по варианту I или II.

Использование для зубчатых колес сталей, подвергаемых нормализации или улучшению, может быть оправдано в основном только в индивидуальном производстве, так как при этом мала твердость активных поверхностей зубьев и масса почти в три–четыре раза больше, чем колес с цементованными зубьями.

Увеличением твердости поверхностей до HRC60 масса деталей может быть снижена в шесть и более раз. Однако такой способ снижения массы зубчатой передачи происходит за счет уменьшения ее модуля, что может себя не оправдать при проверке работоспособности передачи по напряжениям изгиба и противоречить условию равнопрочности зуба. Снижения нагрузок, обусловленных неточностью изготовления, монтажа и деформациями деталей получают выбором ширины зубчатого зацепления, который в дальнейшем учитывается коэффициентом ширины зубьев ψ_{ba} .

Схема расчетов выбора материалов и расчета допускаемых напряжений общая для цилиндрических и конических передач

Пр.2.2. Расчет цилиндрических и конических зубчатых передач.

Пр. 2.2.1 Назначение коэффициентов $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$, Ψ_{ba} , k_{β}
Коэффициент распределения нагрузки между зубьями Пр. 2.2.1

Окружная скорость - $V_{м/с}$	Степень точности	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$
До 5	7	1,03	1,07
	8	1,07	1,22
	9	1,13	1,35
Св. 5 до 10	7	1,05	1,2
	8	1,10	1,3
Св. 10 до 15	7	1,08	1,25
	8	1,15	1,40

Пр. 2.2.2

Коэффициент Ψ_{ba} принимают в зависимости от положения колес относительно опор:

для колес из улучшенных сталей

а) при несимметричном расположении $\Psi_{ba} = 0,315...0,4;$

б) при симметричном расположении колес $\Psi_{ba} = 0,40...0,50;$

для зубчатых колес из закаленных сталей $\Psi_{ba} = 0,25...0,315;$

для консольно-расположенных одного или обоих колес

$$\Psi_{ba} = 0,20...0,25$$

для передвижных зубчатых колес коробок скоростей

$$\Psi_{ba} = 0,1...0,2.$$

Меньшие значения принимают для передач с твердостью зубьев колеса \geq HRC 45.

Коэффициент Ψ_{ba} в зависимости от условий работы принимают одинаковым:

Стандартные значения коэффициента Ψ_{ba} : 0,100; 0,125; 0,160; 0,200; 0,250; 0,315; 0,400; 0,500; 0,630; 0,800; 1,00.

Пр. 2.2.3.

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца – k_{β}

Параметр Ψ_{bd}	Расположение шестерни относительно опор					
	Симметричное		Несимметричное		Консольное	
	H<350HB	H>350HB	H<350HB	H>350HB	H<350HB	H>350HB
0,2	-	-	-	1,06	1,08	1,16
0,4	-	1,03	1,12	1,14	1,17	1,36
0,6	-	1,05	1,17	1,22	1,27	1,58
0,81	1,05	1,08	1,24	-	-	-
1,0	1,08	1,13	1,30	-	-	-
1,2	1,10	-	-	-	-	-
1,4	1,13	-	-	-	-	-

Предел контактной выносливости .

Пр. 2.2.4

Термическая обработка	Твердость Поверхности, Н	$\sigma_{H\ limb}^{\circ}$, МПа	S_H
Нормализация или улучшение	До 350 HB	2HB + 70	1,1
Объемная закалка	40 ... 50 HRC	17HRC + 100	1,1
Поверхностная закалка	40 ... 56 HRC	17HRC + 200	1,2

Предел выносливости по напряжениям изгиба.

Пр. 2.2.5

Термическая обработка	Твердость Поверхности, Н	σ_{Flimb}° , МПа	S_F при вероятности неразрушения 0,99 для заготовки	
			Поковка	Литье
Нормализация Или улучшение	180 ...350 HB	1,8·HB	1,75	2,28
Объемная закалка	40 ...55 HRC	600	1,75	2,28
Поверхностная закалка	45 ... 55 HRC	550	1,85	2,4

Стандартные модули по ГОСТ9563-60, мм

Пр. 2.2.6

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

2 – й ряд: 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11.

Стандарт на межосевые расстояния.

Пр.2.2.7

Для нестандартных редукторов: $a_w = 40 \dots 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130$, далее через 10 до 260 и через 20 до 420.

Для стандартных редукторов a_w ;

1 – й ряд – 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400 ...

2 – й ряд – 140, 180, 225, 280, 355, 450 ...

Пр.2.2.8 Коэффициент формы зуба

Z1 или Z2	17	18	19	20	21	22	24	25	28	30
YF	4,26	4,2	4,11	4,08	4,01	4,00	3,92	3,9	3,82	3,8

Z1 или Z2	32	37	40	45	50	60	80	100	>100
YF	3,78	3,71	3,7	3,68	3,65	3,62	3,61	3,61	3,6

Пр.3 Справочник по расчету червячных передач

Пр.3.1. Материалы, применяемые для червячных передач

Группа материалов	Скорость скольжения $V_{ск}$, м/с	Червячное колесо			Червяк	
		Материал	σ_B	σ_T	Марка стали	Твердость
			МПа			
I	>10	БрОФ 10-1 БрОНФ 10-1-1	240 290	160 170	20Х 30ХГС 20ХНЗА 20ХНЗА	HRC 50–60
	4 – 10	БрОЦС 6-6-3 БрОЦС 5-5-5	180 220	90 90	45 40ХН 20Х 20ХНЗ	HRC 45–50
II	< 4	БрАЖ 9-4 БрАЖН 10-4-4 БрАМц 10-2	450 600 500	200 200 240	40ХН 30ХГН 20ХГР 20ХНЗА 38ХГН 30ХГС	HRC 45–50
III	< 2	СЧ12 СЧ15 СЧ18	$\sigma_{би}=280$ $\sigma_{би}=315$ $\sigma_{би}=355$		45 40ХН 38ХГН	HRC 50–60

Пр.3.2. Предел контактной выносливости

Червяк	Червячное колесо	
	Оловянистые бронзы БрОФ-10-1; БрОНФ	Малооловянистые бронзы БрОЦС 6-6-3; БрОЦС 5-5-5
Стальной с твердостью витков $HRC < 45$ и шероховатостью поверхности $R_a = 1,25$	$\sigma_{Hlimb} = 0,64\sigma_b$	$\sigma_{Hlimb} = 0,48\sigma_b$
Стальной с твердостью витков $HRC > 45$ и шлифованной поверхностью.	$\sigma_{Hlimb} = 0,8\sigma_b$	$\sigma_{Hlimb} = 0,6\sigma_b$

Пр.3.3.

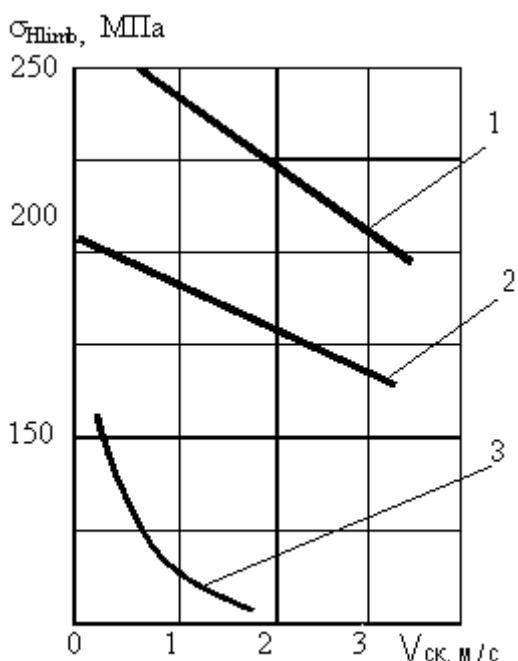


Рис. 1. Предел контактной выносливости σ_{Hlimb} для безоловянистых бронз типа БрАЖ :

- 1 – для шлифованного червяка при $HRC \geq 45$;
- 2 – для червяка с параметром шероховатости $R_a = 1,25$ при $HRC < 45$.
- 3 – для колеса из серого чугуна при стальном цементированном или закаленном червяке.

Таблица 3. Сочетание модулей m_x и коэффициентов диаметров q при $Z_1 = 1; 2; 4$.

Пр.3.4.

m_x , мм	q	m_x , мм	q
2,00	8,0; (12,5); 15,5; 16,0; 20,0	6,30	8,0; 10,0; 12,5; 14,0; 16,0; 20,0
2,50	8,0; 10,0; (12,5); 15,5; 16,0; 20,0	(7,00)	(12,0)
(3,00)	(10,0); (12,0)	8,00	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0
3,15	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0	10,00	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0
(3,50)	(10,0); 12,0*; 14,0*; (14,0)	(12,00)	10,0**; (10,0)
4,00	8,0; (9,0); 10,0; 12,0*; (12,0); 12,5; 16,0; 20,0	(12,50)	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0
5,00	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0	16,00	8,0; 10,0; 12,5; 16,0
(6,00)	(9,0); (10,0)	20,00	8,0; 10,0

Примечание: Значения не заключенные в скобки являются предпочтительными
* – только при $Z_1 = 1$;

** – только при $Z_1=1$ и $Z_1=2$.

Пр.3.5. Коэффициент динамичности нагрузки K_v

Степень точности	Скорость скольжения $V_{ск}$, м/с					
	до1,5	1,5–3	3–7,5	7,5–12	12–16	16–25
6	–	–	1	1,1	1,3	1,5
7	1	1	1,1	1,2	–	–
8	1,15	1,25	1,4	–	–	–
9	1,25	–	–	–	–	–

+

Пр.3.6. Экспериментальные значения приведенного угла трения ρ'

Скорость скольжения $V_{ск}$, м/с		0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3	4	7	10	15
ρ'	Бр ОЦС БрОФ	3°10'	2°30'	2°20'	2°00'	1°40'	1°30'	1°20'	1°00'	0°55'	0°50'
	БрАЖ(Н) БрАМЦ	3°40'	3°10'	2°50'	2°30'	2°20'	2°00'	1°40'	1°30'	1°20'	1°10'

Пр.3.7. Номинальные передаточные числа червячных передач по ГОСТ 19672-74.

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

2-й ряд: 9; 11,2; 14; 18; 22,4; 28; 33,5; 45; 56; 71.

(1-й ряд следует предпочитать второму)

+

4. СПРАВОЧНИК ПО РАСЧЕТУ ПЕРЕДАЧ С ГИБКОЙ СВЯЗЬЮ

Пр. 4.1. Расчет цепной передачи

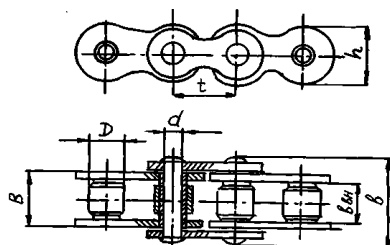
Пр.4.1.1. Значения коэффициентов при расчете цепи по износостойкости шарниров

Коэффициент	Условия работы	Значения
Динамичности k_1	Спокойная нагрузка	1,0
	Толчкообразная или переменная нагрузка	1,5
Способа смазки k_2	Смазка непрерывная	0,8
	капельная	1,0
	периодическая	1,5
Наклона линии центров к горизонту k_3	$<60^\circ$	1,0
	$>60^\circ$	1,5
Режима работы k_4	Работа односменная	1,0
	двухсменная	1,25
	непрерывная	1,5
Способа регулирования	При подвижных опорах	1,0

натяжения цепи k_5	При оттяжных звездочках	1,1
	При отжимном ролике	1,25

Пр.4.1.2. Допускаемое давление для роликов цепи

n , об/мин	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
$[P]$, МПа	34,3	29,4	25,7	22,9	20,6	18,6	17,2	14,7



Обозначение цепей	t	$b_{вн}$	D	d	h	B	b	Разруш. нагрузка, Н
Пр-12,7-900-2	12,7	3,3	7,75	3,66	10,0	5,8	11,7	9000
Пр-12,7-1820-1	12,7	5,4	8,51	4,45	11,81	8,9	18,2	18200
Пр-12,7-1820-2	12,7	7,75	8,51	4,45	11,81	11,3	20,9	18200
Пр-15,875-2270-1	15,875	6,48	10,16	5,08	14,8	10,11	20,1	22700
Пр-15,875-2270-2	15,875	9,65	10,16	5,08	14,8	13,28	23,7	22700
Пр-19,05-3180	19,05	12,7	11,91	5,96	18,08	17,75	30,6	31800
Пр-25,4-6000	25,4	15,88	15,88	7,95	24,13	22,61	38,5	60000
Пр-31,75-8850	31,75	19,05	19,05	9,55	30,18	27,46	46,0	88500
Пр-38,1-1270	38,1	25,4	22,23	11,12	36,1	35,46	56,9	12700
Пр-44,45-17240	44,45	25,4	25,4	12,72	42,24	37,19	61,3	17200

Пр.4.1.3. Допускаемое давление $[P]$ для роликов цепей, МПа

Частота вращения n_1 , об/мин	Шаг цепи t , мм			
	12,7; 15,875	19,05; 25,4	31,75; 38,1	44,45; 50,8
50	34,3	34,3	34,3	34,3
200	30,9	29,4	28,1	25,7
400	28,1	25,7	23,7	20,6
600	25,7	22,9	20,6	17,2
800	23,7	20,6	18,1	14,7
1000	22,0	18,6	16,3	
1200	20,6	17,2	14,7	
1600	18,1	14,7		
2000	16,3			

2400	14,7			
2800	13,4			

Пр.4.1.4. Допустимое число входов цепи в зацепление с обеими звездочками [ν]

Шаг цепи t , мм	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	50,8
[ν]	60	50	36	30	25	15

Пр. 4.2. Расчет клиноременной передачи

Пр.4.2.1. Рекомендуемые пределы моментов и минимально допустимые диаметры шкивов при выборе ремней

Сечение ремня	T_1 , Н·мм	d_{\min} , мм	Сечение ремня	T_1 , Н·мм	d_{\min} , мм
Клиновые нормального сечения			Клиновые узкие		
О	До $30 \cdot 10^3$	63	УО	До $150 \cdot 10^3$	63
А	$15 \cdot 10^3 \dots 60 \cdot 10^3$	90	УА	$90 \cdot 10^3 \dots 400 \cdot 10^3$	90
Б	$50 \cdot 10^3 \dots 150 \cdot 10^3$	125	УБ	$300 \cdot 10^3 \dots 2 \cdot 10^6$	140
В	$120 \cdot 10^3 \dots 600 \cdot 10^3$	200	УВ	Свыше $1,5 \cdot 10^6$	224
Г	$450 \cdot 10^3 \dots 2,4 \cdot 10^6$	355	Поликлиновые		
Д	$1,6 \cdot 10^6 \dots 6 \cdot 10^6$	500	К	до $40 \cdot 10^3$	40
Е	Свыше $4 \cdot 10^6$	800	Л	$18 \cdot 10^3 \dots 400 \cdot 10^3$	80
			М	Свыше $130 \cdot 10^3$	180

Пр.4.2.2. Стандартные диаметры шкивов

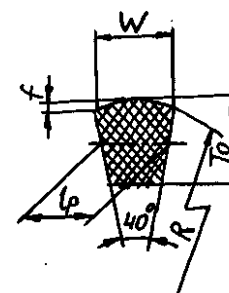
63,71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000

Пр.4.2.3.

Ряд расчетных длин ремней L_p , мм:

400;(425); 450(475); 500(530); 360(600); 630; (670); 710; (750); 800, (850); 900; (950); 1000; (1060); 1120(1180); 1250; (1320); 1400; (1500); 1600; (1700) 1800; (1900); 2000; (2120); 2240; (2360); 2500; (2650); 2800; (3000); 3150 (3350); 3550; (3750); 4000; (4250); 4500 (4750); 5000; (5300); 5600, (6000); 6300; (6700); 7100

Размеры в скобках использовать в технически обоснованных случаях



Пр. 4.2.4. Коэффициент c_α

c_α	α°	c_α	α°	c_α	α°	c_α	α°
0,64	80	0,83	120	0,95	160	1,10	200

0,69	90	0,86	130	0,98	170	1,15	210
0,74	100	0,89	140	1,00	180	1,20	220
0,79	110	0,92	150	1,05	190		

Пр. 4.2.5. Коэффициент режима работы c_p

Характер нагрузки	Перегрузки при пуске, %	c_p
Спокойная	до 120	1,0
Умеренные колебания	до 150	0,9
Значительные колебания	до 200	0,8
Неравномерная ударная	до 300	0,7

Пр.4.2.6. Размеры приводных клиновых и поликлиновых ремней

Параметры ремня	Тип ремня						
	Нормальное сечение						
	О(Z)	А(А)	Б(В)	В(С)	Г(Д)	Д(Е)	Е
$A_1, A_{10}, \text{мм}^2$	47	81	138	230	476	692	1172
$b_h, \text{мм}$	8,5	11	14	19	27	32	42
$g, \text{кг/м}$	0,06	0,10	0,18	0,30	0,60	0,90	1,52
[z]	6	6	6	6	6	6	6
Параметры ремня	Тип ремня						
	Узкие				Поликлиновые		
	УО(S PZ)	УА(S PA)	УБ(S PB)	УВ(S PC)	К(J)	А(L)	М(K)
$A_1, A_{10}, \text{мм}^2$	56	95	158	278	54	291	954
$b_h, \text{мм}$	8,5	11	14	19	2,4	4,8	9,5
$g, \text{кг/м}$	0,07	0,12	0,2	0,37	0,09	0,45	1,6
[z]	6	6	12	12	36	20	20

Пр. 4.2.7. k_U - коэффициент влияния передаточного числа,

U	k_U	U	k_U	U	k_U
1,02...1,05	1,02	1,16...1,2	1,07	1,51...2,0	1,12
1,06...1,1	1,04	1,21...1,3	1,09	2,1 и выше	1,14
1,11...1,15	1,06	1,31...1,5	1,11		

ПР.5. РАСЧЕТ ВАЛОВ, СПРАВОЧНИК

1.Выбор материала и расчет на статическую прочность

Основными материалами для валов служат углеродистые и легированные стали.

При отсутствии термообработки в основном применяют стали Ст5, Ст6, 20. Для большинства валов применяют термически обработанные среднеуглеродистые и легированные стали 45, 40Х. Для тяжело нагруженных валов ответственных машин применяют легированные стали 40ХН, 20Х, 12ХНЗА, быстроходные валы на подшипниках скольжения 20Х, 18ХГТ.

Пр.5.1.

Марка стали	Диаметр заготовки, мм, не более	Твердость НВ, не ниже	Механические характеристики сталей, МПа				
			σ_B	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}
5	Любой	190	520	280	140	220	130
20	60	145	400	240	120	170	100
20Х	120	197	650	400	240	300	160
35	Любой	180	520	270	170	220	130
45	Любой 80	200	560	280	150	250	150
		270	900	650	390	380	230
40Х	Любой 120	200	730	500	280	320	200
		270	900	750	450	410	240
40ХН	Любой 200	240	820	650	390	360	210
		270	920	750	450	420	250
18ХГТ	60	330	1150	950	550	520	280
30ХГТ	Любой	270	950	750	450	450	260
12ХНЗА	120	260	950	700	490	420	210

Пр. 5.2. Стандартные размеры валов по ГОСТ6636-69

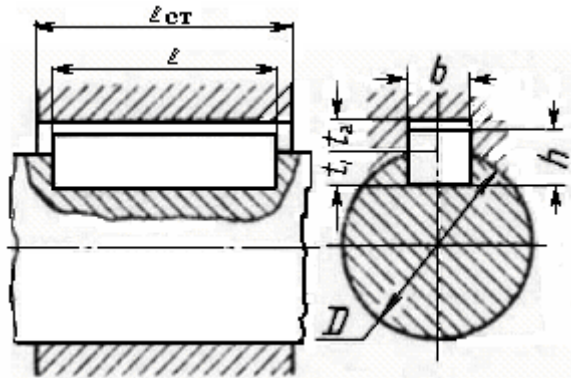
16,17,18,19,20,21,22,24,25,26,28,30,32,34,36,38,40,42,45,48,50,53,56, 60,63,67,71,75,80,85,90,100,105,110,115,120,130,140,150,160,170,180 ,190,200,210,220,240,250...

ПР. 6. РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЙ (СПРАВОЧНИК)

6.1. Расчет шпоночного соединения

Шпонки призматические.

Сечение шпонок и пазов, выдержка из ГОСТ23360-78



Диаметр вала, мм	Размеры сечения шпонки, мм		Глубина пазов, мм	
			Вал	Втулка
	b	h	t ₁	t ₂
Св 12 ...17	5	5	3,0	2,3
17 ... 22	6	6	3,5	2,8
..... 22 ... 30	8	7	4,0	3,3
..... 30 ... 38	10	8	5,0	3,3
..... 38 ... 44	12	8	5,0	3,3
..... 44 ... 50	14	9	5,5	3,8
Св. 50 до 58	16	10	6,0	4,3
..... 58 ... 65	18	11	7,0	4,4
..... 65 ... 75	20	12	7,5	4,9
..... 75 ... 85	22	14	9,0	5,4
Св.85 до 95	25	14	9,0	5,4
..... 95 ... 110	28	16	10,0	6,4
..... 110 ... 130	32	18	11,0	7,4

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d \cdot \frac{h}{2} \cdot \ell_p}, \text{ МПа}$$

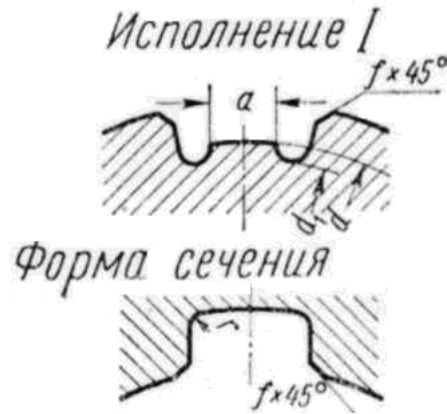
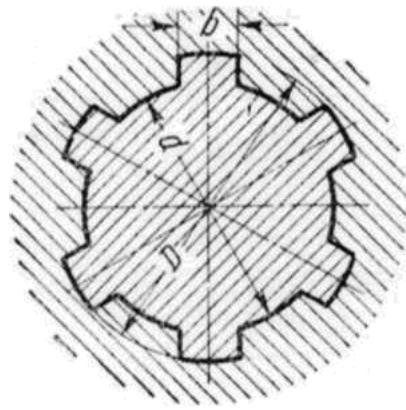
Пример условного обозначения:

Призматическая шпонка исполнения I с размерами $b=10\text{мм}$, $h=7\text{мм}$, $\ell=28\text{мм}$:

Шпонка 10x7x 28 ГОСТ23360–78

6.2. Расчет шлицевого соединения

Соединения зубчатые (шлицевые) прямобоочные по ГОСТ1139-80.



Номиналь ный размер z x d x D	b	d ₁	a	f		г не менее	Номиналь ный размер z x d x D	b	d ₁	a	f		г не менее	
				Номиналь ный размер	Превыше отклон						Номиналь ный размер	Превыше отклон		
<i>Соединения легкой серии</i>							8x 46 x54	9	42,7	—	0,5	+0, 3	0,5	
6x23x26	6	22,1	3,54	0,3	+0,2	8 x 52 x60	10	48,7	2,44					
6 x26 x30	6	24,6	3,85			8 x 56 x65	10	52,2	2,5					
6x 28x32	7	26,7	4,03			8x 62x72	12	57,8	2,4					
8x 32x 36	6	30,4	2,71			10x 72x82	12	67,4	—					
8x36x40	7	34,5	3,46	0,4	0,3	10 x82x 92	12	77,1	3,0					
8x42x46	8	40,4	5,03			10 x 92x107	14	87,3	1,5					
8x46x50	9	44,6	5,75			10 x102x112	16	96,7	6,3					
8x 52x58	10	49,7	4,89			10 x112x125	18	106,3	4,4					
8 x 56x 62	10	53,6	6,38	0,5	+0, 3	<i>Соединения тяжелой серии</i>								
8x 62 x68	12	59,8	7,31			10 x 16x 20	2,5	14,3	—	0,3	0,2			
10x 72x 78	12	69,6	5,45			10x 18x 23	3	15,6	—					
10xв2x88	12	79,3	8,62			10x 21x 26	3	18,5	—					
10x 92x98	14	89,4	10,08			10 x 23x 29	4	20,3	—	+0, 2	0,3			
10x102x108	16	99,9	11,49			10x 26x 32	4	23,0	—					
<i>Соединения средней, серии</i>							10 x32 x40	5	28,0	—	0,4	0,3		
6 x11x 14	3	9,9	—			0,3	+0, 2	10 x36x 45	5	31,3			—	
6x 13x 16	3,5	12,0	—	10 x 42x52	6			36,9	—					
6x 16x20	4	14,5	—	10 x 46x 56	7			40,9	—					
6x 18x22	5	16,7	—	16x 52x60	5			47,0	—					
6x 21 x 25	5	19,5	1,95	0,4	0,3	16x 56x65	5	50,6	—					
6x23x28	6	21,3	1,34			16x 62x72	6	56,1	—					
6x26x32	6	23,4	1,65			16 x72 x82	7	65,9	—					
6x 28x34	7	23,9	1,70			20 x 82 x 92	6	75,6	—					
8x32x38	6	29,4	—			20 x 92x102	7	85,5	—	0,5	+0, 3	0,5		

8 x36x42	7	33,5	1,02			20x102x115	8	94,0	—		
8x42x 48	8	39,5	2,57			20x112x125	9	104,0	—		

Пример условного обозначения прямобочного шлицевого соединения по ГОСТ1139-80 при центрировании по внутреннему диаметру с размерами:

d – вид центрирования; 6 – число зубьев; 32 – внутренний диаметр втулки с полем допуска H7; 36 – наружный диаметр втулки с полем допуска H12; 6 – ширина шлица с полем допуска D9;

f 7, a11, и f8 – поля допусков размеров вала, соответственно d, D и b.

$$d - 6x \frac{32H7}{f7} x \frac{36H12}{a11} x \frac{6D9}{f8}$$

ПР.9. ОЦЕНКА КАЧЕСТВА КОНСТРУКЦИИ

9. Оценка качества конструкции

№ п/п	Название детали	ГОСТ	Оригинальная. Обозначение
Количество стандартных – С			
Общее количество деталей – О			
Коэффициент качества $K = \frac{C}{O} = \text{---} =$			

Рис. Пример выполнения рабочего чертежа вала

