



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
УПРАВЛЕНИЕ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Основы конструирования машин»

Практикум по дисциплине

«Бланки алгоритмов расчёта деталей машин»

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

Ростов-на-Дону, 2017

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, для направлений 15.03.05, 23.03.03, 23.05.01

Авторы

к.т.н.	доцент	кафедры	«Основы конструирования машин»
Кушнарев В.И.			
ст.	преподаватель	кафедры	«Основы конструирования машин»
Маньшина Е.Ю.			
ст.	преподаватель	кафедры	«Основы конструирования машин»
Савостина Т.П.			



Оглавление

1. Кинематический и энергетический расчет привода	5
1.1 Кинематический и энергетический расчёт привода....	5
1.2 Выбор оптимальной кинематической схемы привода (техническое предложение).....	9
1.3 Кинематический и энергетический расчет привода (СЭ).....	13
2. Расчёт зубчатых передач.....	19
2.1.1 Выбор материалов и расчет допускаемых напряжений для одноступенчатых цилиндрических (конических) зубчатых передач	19
2.1.2 Выбор материалов и расчет допускаемых напряжений для двухступенчатых цилиндрических (конических) зубчатых передач	27
2.2 Расчет цилиндрической косозубой (прямозубой $\text{Cos}\beta=1$) передачи на прочность.....	36
2.3 Расчет открытой цилиндрической прямозубой передачи на выносливость по напряжениям изгиба.....	43
2.4 Расчет геометрических параметров цилиндрической прямозубой (косозубой) передачи	47
2.5 Расчет конической прямозубой передачи редуктора.	50
2.6 Конструирование открытой конической передачи. ...	56
3. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ	60
4. Расчет передач с гибкой связью	73
4.1. Расчет цепной передачи	73
4.2 Расчет клиноременной передачи.	78
4.3 Конструирование ременных передач	83
5. Расчет валов	97
5.1. Расчет входного (выходного) вала редуктора с червячной, косозубой цилиндрической (прямозубой конической) передачей на статическую прочность.	98
5.2. Расчет ведущего вала с коническим прямозубым колесом на статическую прочность.	103
5.3 Расчет промежуточного вала редуктора на статическую прочность.	108
5.4 Расчет вала на выносливость.....	113
6. Расчет соединений	116

6.1 Выбор призматических шпонок и проверочный расчет соединений	116
6.2 Проверочный расчет прямобочных шлицевых соединений	118
7. Расчёт подшипников.....	120
7.1 Расчет подшипников качения	120
7.2 Расчет подшипника скольжения	126
8. Выбор муфт.....	128
8.1 Выбор муфты упругой втулочно – пальцевой.....	128
8.2 Муфты упругие с тороидальной оболочкой.....	130
8.3 Выбор кулачково –дисковой муфты	132
8.4 Выбор зубчатой муфты	134
8.5 Муфты управляемые механические	136
Список литературы	Ошибка! Закладка не определена.

1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

1.1 Кинематический и энергетический расчёт 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.

1.1.1. Рассчитываем полезную мощность на исполнительном органе

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

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

	Вал1	Вал2	Вал3	Вал4	Вал5	
$\eta =$	$\eta \cdot \eta$	$\cdot \eta \cdot \eta$				
	Вал1	Вал2	Вал3	Вал4	Вал5	
$\eta =$·.....·.....·.....·.....·.....	=

1.1.3. Рассчитываем затрачиваемую (эффективную) мощность электродвигателя

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

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

Таблица оптимизации привода Таб.1

№ Вариантов	Тип электродвигателя	Стандартные. Электродвигателя		Частота вращения исполнительного органа об/мин	Общее передаточное число	Распределение передаточных чисел по передачам					
		Мощность кВт	Частота вращения, об/мин			$n_{\text{об1}}$	U_1	U_2	U_3	U_4	U_5
1											
2											
3											
4											

1.1.5. Рассчитываем частоту вращения выходного вала (исполнительного органа)

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

1.1.6. Рассчитываем передаточные числа

Рассчитываем общее передаточное число для каждого варианта привода, полученные данные вносим в таблицу1):

$$U_{об\ i} = \frac{n_{эд}}{n_{вых}}$$

1. $U_{об\ 1} = \dots = \dots$ 2. $U_{об\ 2} = \dots = \dots$
 3. $U_{об\ 3} = \dots = \dots$ 4. $U_{об\ 4} = \dots = \dots$

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

$$U_p = \dots$$

Для выполнения условий смазки проводим распределение передаточных чисел по ступеням редукторов (кроме червячного) (Пр. 1.3):

$$U_1 = \dots \quad U_2 = \dots \quad U_3 = \dots$$

1.1.8. Назначаем передаточные числа. (Пр.1.2) остальных одноступенчатых(n-1) передач и вносим их в таблицу 1.

Оставшуюся (U_k –компенсирующую) рассчитываем для каждого варианта привода, используя формулу общего передаточного числа:

$$U_{об} = U_1 * U_2 * U_3 \dots U_k, \text{ где } U_k = \frac{U_{об}}{\prod U_i} = \dots$$

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

Отмечаем его в таблице1

Проводим кинематический и энергетический расчет привода по его кинематической схеме.

1.1.9. Рассчитываем частоты вращения валов привода

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



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

1.1.10. Рассчитываем распределение мощности по валам:

$$N_1=N_{\text{эф}} \cdot \eta_{\text{ш}} \cdot \eta_{\text{л}} = \dots \text{кВт};$$

Потери при переходе на 1 вал

$$N_2=N_1 \cdot \eta_{\text{ш}} \cdot \eta_{\text{л}} = \dots \text{кВт};$$

На 2 вал

$$N_3=N_2 \cdot \eta_{\text{ш}} \cdot \eta_{\text{л}} = \dots \text{кВт};$$

На 3 вал

$$N_4=N_3 \cdot \eta_{\text{ш}} \cdot \eta_{\text{л}} = \dots \text{кВт};$$

На 4 вал

и т.д.

Вал1	Вал2	Вал3	Вал4	Вал5
$N_1=$	$N_2=$	$N_3=$	$N_4=$	$N_5=$
Проверка расчета $N_i=N_{\text{ВЫХ}}$				

1.1.11. Рассчитываем распределение крутящих моментов по валам:

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

$$T_1=9555 \frac{N_1}{n_1} = \dots \text{Нм}$$

$$T_2=9555 \frac{N_2}{n_2} = \dots \text{Нм}$$

$$T_3=9555 \frac{N_3}{n_3} = \dots \text{Нм}$$

$$T_i=9555 \frac{N_i}{n_i} = \dots \text{Нм}$$

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

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 $N_{\text{вых}} = F_t \cdot V_t = \dots\dots\dots \text{кВт}$																																	
2. Расчет К.П.Д. привода (ПР.1.1)	2. Расчет К.П.Д. привода (ПР.1.1)																																
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; text-align: center;"> <tr> <td style="width: 10%;">$\eta =$</td> <td style="width: 25%;">Вал1</td> <td style="width: 25%;">Вал2</td> <td style="width: 25%;">Вал3</td> </tr> <tr> <td></td> <td>$\eta \cdot \eta$</td> <td>$\eta \cdot \eta$</td> <td>$\eta \cdot \eta$</td> </tr> <tr> <td></td> <td>Вал1</td> <td>Вал2</td> <td>Вал3</td> </tr> <tr> <td>$\eta =$</td> <td>$\dots\dots \cdot \dots\dots$</td> <td>$\dots\dots \cdot \dots\dots$</td> <td>$\dots\dots \cdot \dots\dots$</td> </tr> </table> <p style="text-align: center; margin-top: 10px;">$\eta =$</p>	$\eta =$	Вал1	Вал2	Вал3		$\eta \cdot \eta$	$\eta \cdot \eta$	$\eta \cdot \eta$		Вал1	Вал2	Вал3	$\eta =$	$\dots\dots \cdot \dots\dots$	$\dots\dots \cdot \dots\dots$	$\dots\dots \cdot \dots\dots$	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; text-align: center;"> <tr> <td style="width: 10%;">$\eta =$</td> <td style="width: 25%;">Вал1</td> <td style="width: 25%;">Вал2</td> <td style="width: 25%;">Вал3</td> </tr> <tr> <td></td> <td>$\eta \cdot \eta$</td> <td>$\eta \cdot \eta$</td> <td>$\eta \cdot \eta$</td> </tr> <tr> <td></td> <td>Вал1</td> <td>Вал2</td> <td>Вал3</td> </tr> <tr> <td>$\eta =$</td> <td>$\dots\dots \cdot \dots\dots$</td> <td>$\dots\dots \cdot \dots\dots$</td> <td>$\dots\dots \cdot \dots\dots$</td> </tr> </table> <p style="text-align: center; margin-top: 10px;">$\eta =$</p>	$\eta =$	Вал1	Вал2	Вал3		$\eta \cdot \eta$	$\eta \cdot \eta$	$\eta \cdot \eta$		Вал1	Вал2	Вал3	$\eta =$	$\dots\dots \cdot \dots\dots$	$\dots\dots \cdot \dots\dots$	$\dots\dots \cdot \dots\dots$
$\eta =$	Вал1	Вал2	Вал3																														
	$\eta \cdot \eta$	$\eta \cdot \eta$	$\eta \cdot \eta$																														
	Вал1	Вал2	Вал3																														
$\eta =$	$\dots\dots \cdot \dots\dots$	$\dots\dots \cdot \dots\dots$	$\dots\dots \cdot \dots\dots$																														
$\eta =$	Вал1	Вал2	Вал3																														
	$\eta \cdot \eta$	$\eta \cdot \eta$	$\eta \cdot \eta$																														
	Вал1	Вал2	Вал3																														
$\eta =$	$\dots\dots \cdot \dots\dots$	$\dots\dots \cdot \dots\dots$	$\dots\dots \cdot \dots\dots$																														
3. Рассчитываем эффективную мощность электродвигателя $N_{\text{эф}} = N_{\text{вых}} / \eta = \dots\dots / \dots\dots = \dots\dots \text{кВт}$	3. Рассчитываем эффективную мощность электродвигателя $N_{\text{эф}} = N_{\text{вых}} / \eta = \dots\dots / \dots\dots = \dots\dots \text{кВт}$																																
4. Согласно рекомендациям приложения (ПР.1.2) проводим назначение передаточных чисел передач:	4. Согласно рекомендациям приложения (ПР.1.2) проводим назначение передаточных чисел передач:																																



$U_1=.....; U_2=.....; U_3=.....$

5. Рассчитываем общее передаточное число привода:

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

6. Расчет частоты вращения выходного вала

$$n_{\text{вых}} = \frac{60 \cdot V_t}{\pi \cdot D} =$$

$$= \frac{60 \cdot}{3,14 \cdot} = \text{ об/мин.}$$

7. Расчет частоты вращения вала электродвигателя

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

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

Тип электродвиг.	Стандартные	
	Мощность	Частота вращения,
	N, кВт	$n_{\text{эд}}$, об/мин

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

Относительный габарит $G_o =$

Относительная масса $G_o =$

$U_1=.....; U_2=.....; U_3=.....$

5. Рассчитываем общее передаточное число привода:

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

6. Расчет частоты вращения выходного вала

$$n_{\text{вых}} = \frac{60 \cdot V_t}{\pi \cdot D} =$$

$$= \frac{60 \cdot}{3,14 \cdot} = \text{ об/мин.}$$

7. Расчет частоты вращения вала электродвигателя

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

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

Тип электродвиг.	Стандартные	
	Мощность	Частота вращения,
	N, кВт	$n_{\text{эд}}$, об/мин

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

Относительный габарит $G_o =$

Относительная масса $G_o =$



<p>Относительная стоимость $C_{mo} =$ Относительная масса двигателя $G_d =$ Относительная стоимость двигателя ля $C_{mд} =$</p> $K_{\text{кач}} = \frac{G_o \cdot G_o \cdot C_{mo} \cdot G_d \cdot C_{mд}}{\eta} =$ <p style="text-align: center;">=-----=.....</p> <p>10. В качестве технического предложения по минимальному $K_{\text{кач}}$ рекомендуем для исполнения схему №..... и выносим ее на утверждение заказчику. 11. Уточняем общее передаточное число привода: $U = \frac{N_{\text{эдв}}}{N_{\text{вых}}} = \dots\dots\dots$</p>	<p>Относительная стоимость $C_{mo} =$ Относительная масса двигателя $G_d =$ Относительная стоимость двигателя ля $C_{mд} =$</p> $K_{\text{кач}} = \frac{G_o \cdot G_o \cdot C_{mo} \cdot G_d \cdot C_{mд}}{\eta} =$ <p style="text-align: center;">=-----=.....</p> <p>10. В качестве технического предложения по минимальному $K_{\text{кач}}$ рекомендуем для исполнения схему №..... и выносим ее на утверждение заказчику. 11. Уточняем общее передаточное число привода: $U = \frac{N_{\text{эдв}}}{N_{\text{вых}}} = \dots\dots\dots$</p>
--	--

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

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

$$U_1 = \dots\dots\dots; U_2 = \dots\dots\dots; U_3 = \dots\dots\dots$$

1.2.2. Рассчитываем частоты вращения валов привода

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

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

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 $n_i = n_{\text{вых}}$				

1.2.3 Рассчитываем распределение мощности по валам:

$$N_1 = N_{\text{эф}} \cdot \eta_{\dots\dots\dots} \cdot \eta_{\dots\dots\dots} = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{кВт};$$

Потери при переходе на 1 вал

$$N_2 = N_1 * \eta_{\dots} * \eta_{\dots} = \dots = \dots \text{кВт};$$

На 2 вал

$$N_3 = N_2 * \eta_{\dots} * \eta_{\dots} = \dots = \dots \text{кВт};$$

На 3 вал

$$N_4 = N_3 * \eta_{\dots} * \eta_{\dots} = \dots = \dots \text{кВт};$$

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 $N_i = N_{\text{вых}}$

1.2.4 Рассчитываем распределение крутящих моментов по валам:

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

$$T_1 = 9555 \frac{N_1}{n_1} = \dots \text{Нм}$$

$$T_2 = 9555 \frac{N_2}{n_2} = \dots \text{Нм}$$

$$T_3 = 9555 \frac{N_3}{n_3} = \dots \text{Нм}$$

$$T_i = 9555 \frac{N_i}{n_i} = \dots \text{Нм}$$

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

1.3 Кинематический и энергетический расчет привода (СЭ)

Исходные данные для расчета

Исполнительный орган		
Мощность На выходе	Тихоходная ступень	Быстроходная ступень
$N_{\text{вых}}$, кВт	$n_{1\text{вых}}$, об/мин	$n_{2\text{вых}}$, 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)

$\eta =$	Вал1	Вал2	Вал3	Вал4	Вал5	
	$\eta \dots \cdot \eta$	$\cdot \eta \dots \cdot \eta$				
$\eta =$	Вал1	Вал2	Вал3	Вал4	Вал5	=
	$\dots \cdot \dots$	$\dots \cdot \dots$	$\dots \cdot \dots$	$\dots \cdot \dots$	$\dots \cdot \dots$	

3. Рассчитываем затрачиваемую (эффективную) мощность электродвигателя.

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

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

Таблица оптимизации привода Таб.1

№ Вариантов	Тип электродвигателя	Данные стандартного электродвигателя		Частота вращения исполнительного органа об/мин	Передаточные числа тихоходной ступени.		Открытая передача	Параметры быстроходной ступени			
		Мощность кВт	Частота вращения, об/мин		U _{общ}	U ₁		U _к	n _{выл}	U _{общ}	U ₂
1											
2											
3											
4											

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

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

$$U_{\text{общ1}} = \frac{n_{\text{эд}}}{n1_{\text{выл}}} = \dots; U_{\text{общ2}} = \frac{n_{\text{эд}}}{n1_{\text{выл}}} = \dots;$$

$$U_{\text{общ3}} = \frac{n_{\text{эл}}}{n1_{\text{выл}}} = \dots; U_{\text{общ3}} = \frac{n_{\text{эд}}}{n1_{\text{выл}}} = \dots$$

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-1 остальных одноступенчатых(U_i) передач в последовательности расположения в кинематической цепи (смотри кинематическую схему) и записываем формулу общего передаточного числа в та-

кой же последовательности:

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

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

$$U_{k1} = \frac{U_{общ1}}{U_1} = \dots; \quad U_{k2} = \frac{U_{общ2}}{U_1} = \dots;$$

$$U_{k3} = \frac{U_{общ3}}{U_1} = \dots; \quad U_{k4} = \frac{U_{общ4}}{U_1} = \dots$$

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.

Вносим данные выбранного варианта привода в таблицу 2.

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

8 Расчет тихоходной ступени передач коробки скоростей

Специфические особенности неререверсивных коробок скоростей с подвижными 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:

$$Z_s = \dots\dots\dots,$$

8.2 Рассчитываем числа зубьев шестерни и колеса по формулам таблицы 3.

Суммарное число зубьев	Число зубьев	Шестерня	Колесо
$Z_{S1} =$	В относительных единицах	$Z_{11} = 1$	$Z_{21} = Z_{11} * U_1 =$
	$Z_{11} \approx \frac{Z_s}{Z_{11} + Z_{21}} = \text{---} = \text{---}, \text{ округляем до ближайшего целого}$		
	В целых числах зубьев	$Z_{11} =$	$Z_{21} = Z_{S1} - Z_{11} =$

Через отношение чисел зубьев уточняем передаточное число тихоходной ступени передач

$$U_1 = \frac{Z_{21}}{Z_{11}} = \text{---} = \text{---}$$

9. Рассчитываем быстроходную передачу коробки скоростей.

Определяем общее передаточное число:

$$U_{\text{общ}2} = \frac{n_{\text{эд.и}}}{n_{2_{\text{вых}}}} = \text{---} = \text{---}$$

Определяем передаточное число быстроходной ступени коробки скоростей

$$U_2 = \frac{U_{\text{общ}2}}{U_K} = \text{---} = \text{---}$$

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:

$$Z_{32} = 1, \quad \text{часть}$$

$$Z_{42} = Z_{32} * U_2 = \quad \text{частям.}$$

Рассчитываем числа зубьев шестерни и колеса по формулам таблицы 4.

Суммарное число зубьев	Число зубьев	Шестерня	Колесо
$Z_{S2} =$	В относительных единицах	$Z_{32} = 1$	$Z_{42} = Z_{32} * U_3 =$
	$Z_{32} \approx \frac{Z_{S2}}{Z_{32} + Z_{42}} = \text{-----} = \text{.....},$ округляем до ближайшего целого		
	В целых числах зубьев	$Z_{32} =$	$Z_{42} = Z_{S2} - Z_{32} =$

Уточняем передаточное число быстроходной ступени передач

$$U_2 = \frac{Z_{42}}{Z_{32}} = \text{-----} = \text{.....}$$

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 $Z_5 = 17 \dots 25$, $Z_5 = \text{.....}$

9.4 Определяем число зубьев ведомого элемента $Z_6 \approx \dots * \dots =$
 Принимаем целое число, $Z_6 = \text{.....}$;

9.5 Уточняем передаточное число открытой передачи

$$U_3 = \frac{Z_6}{Z_5} = \text{-----} = \text{.....}$$

10. Проводим кинематический и энергетический расчет привода.

10.1 Рассчитываем частоты вращения валов привода при

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

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

10.2. Рассчитываем распределение мощности по валам:

$$N_1 = N_{эф} * \eta_{.....} * \eta_{.....} = = \text{кВт};$$

Потери при переходе на 1 вал

$$N_2 = N_1 * \eta_{.....} * \eta_{.....} = = \text{кВт};$$

На 2 вал

$$N_3 = N_2 * \eta_{.....} * \eta_{.....} = = \text{кВт};$$

На 3 вал

$$N_4 = N_3 * \eta_{.....} * \eta_{.....} = = \text{кВт};$$

На 4 вал и т.д.

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

10.3. Рассчитываем распределение крутящих моментов по валам:

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

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

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

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

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

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

2. РАСЧЁТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

2.1.1 Выбор материалов и расчет допускаемых напряжений для одноступенчатых цилиндрических (конических) зубчатых передач

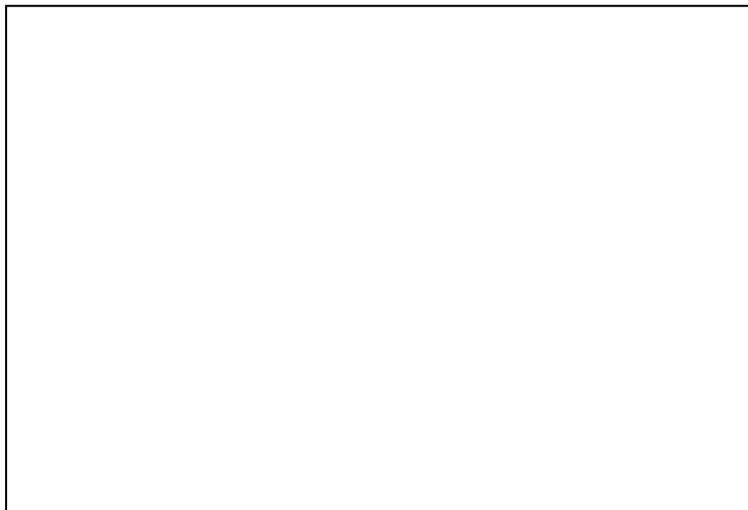


Рис.1 График нагрузок (перенести из бланка задания)

Исходные данные для расчета допускаемых напряжений:

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

Принимаем: $\frac{T_{max}}{T_H} = \dots$

$$\frac{T_1}{T_H} = 1, \frac{T_2}{T_H} = \dots, \frac{T_i}{T_H} = \dots; \frac{t_1}{t_h} = \dots, \frac{t_2}{t_h} = \dots, \frac{t_i}{t_h} = \dots$$

1. Назначаем материалы и термообработку шестерни и колеса из таблицы (Справочник, Пр.2.1.1), рекомендуемых материалов и условий работы для зубчатых колес ГОСТ 1050-74

Для _____ передачи выбираем сталь _____
 Для шестерни Z_1

Термообработка – _____, твердостью _____, $\sigma_T =$ _____ МПа
 Для колеса Z2
 Термообработка – _____, твердостью _____, $\sigma_T =$ _____ МПа

2.. Рассчитываем t_h - общее время работы привода с поправкой на степень разрушения материалов зубчатых колес с учетом режима работы:

2.1. Время работы при постоянной нагрузке.

$t_r = C * k_{сут} * k_{год} * 365 \text{ дней} * 24 \text{ часа} = \dots \text{ час}$ (Используется при расчетах подшипников)

$t = t_r * 60 \text{ мин} = \dots * \dots = \dots \text{ мин}$;

2.2 По данным графика нагрузки рассчитываем коэффициент влияния режима нагружения на степень разрушения материала передачи для контактных напряжений:

При постоянной нагрузке выражение $\Sigma_{HE} = 1$.

$$\Sigma_{HE} = \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T_H} \right)^3 \cdot \frac{t_i}{t_h} = \left(\frac{T_i}{T_H} \right)^3 \cdot \frac{t_i}{t_h} + \left(\frac{T_i}{T_H} \right)^3 \cdot \frac{t_i}{t_h} + \dots = \dots = \dots$$

где $\frac{T_1}{T_n}$ – отношение моментов из графика нагрузки;

$\frac{t_1}{t_h}$ продолжительность действия нагрузки в относительных

единицах из графика загрузки);

2.3. Рассчитываем время работы для определения допускаемых контактных напряжений.

$$t_{HK} = t * \Sigma_{HE} = * * * * = \dots \cdot 10^3 \text{ мин.}$$

2.4. По данным графика нагрузки рассчитываем коэффициент влияния режима нагружения на степень разрушения материала передачи для напряжений изгиба:

В зависимости от вида термообработки

$mF = 6$ – показатель кривой усталости, при $HV \leq 350$.

$mF = 9$ – показатель кривой усталости, при $HV > 350$.

Принимаем: $mF = \dots$

При постоянной нагрузке выражение $\Sigma_{FE} = 1$.

$$\Sigma_{FE} = \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T_H} \right)^{mF} \cdot \frac{t_i}{t_h} = \left(\frac{T_i}{T_H} \right)^{mF} \cdot \frac{t_i}{t_h} + \left(\frac{T_i}{T_H} \right)^{mF} \cdot \frac{t_i}{t_h} + \dots = \dots$$

2.5. Рассчитываем время работы для определения допускаемых напряжений изгиба.

$$t_{\text{нн}} = t \cdot \Sigma F_E = \dots * \dots * \dots * \dots * \dots = \dots 10^3 \text{ мин.}$$

3. Расчет допускаемых контактных напряжений - $[\sigma_{\text{HP}}]$

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

$$[\sigma_{\text{HP}}] = \frac{S_{\text{hlim}}}{S_H} * Z_R * Z_V,$$

где S_H – коэффициент безопасности

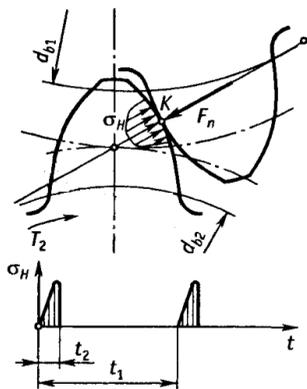
при $HV < 350$, $S_H = 1.1$;

при $HV > 350$, $S_H = 1.2$

$Z_R = 1$ – 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 $V < 5 \text{ м/с}$, $Z_V = 1$



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

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

K_{HL} – коэффициент долговечности.

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

Для шестерни: $\sigma_{\text{Hlimb1}}^o = \dots = \dots = \dots \text{ МПа}$;

Для колеса: $\sigma_{\text{Hlimb2}}^o = \dots = \dots = \dots \text{ МПа}$;

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

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

где - при $HV < 350$ HV базовое число циклов перемены напряжений определяется по формуле: $N_{H0} = 30 \cdot HV^{2,4}$ или $N_{H0} = (1...12) \cdot 10^7$.

Рекомендуется принимать при термообработке: нормализации или улучшении $N_{H0} = 10^7$ циклов, закалке $N_{H0} = 9 \cdot 10^7$ циклов.

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

3.2. Рассчитываем эквивалентное число циклов перемены напряжений по валам - N_{HE} :

Вал 1: $N_{HE1} = t_{HK} \cdot n_1 = \dots = \dots \cdot 10^7$ циклов;

Вал 2: $N_{HE2} = t_{HK} \cdot n_2 = \dots = \dots \cdot 10^7$ циклов.

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

Рассчитываем коэффициенты долговечности - K_{HL}

$$\text{Вал 1: } K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE1}}} = \sqrt[6]{\frac{\dots \cdot 10^7}{\dots \cdot 10^7}} = \sqrt{\dots} = \dots;$$

$$\text{Вал 2: } K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE2}}} = \sqrt[6]{\frac{\dots \cdot 10^7}{\dots \cdot 10^7}} = \sqrt{\dots} = \dots$$

Расчетные значения коэффициента K_{HL} должны находиться в пределах:

Для нормализованных и улучшенных колес $1 \leq K_{HL} \leq 2,6$.

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

Если расчетное значения коэффициента K_{HL} выходит за указанные интервалы, то принимают ближайшие крайние значения.

Принимаем: $K_{HL1} = \dots$, $K_{HL2} = \dots$

Рассчитываем предел контактной выносливости материалов зубчатых колес по валам:

1-я ступень передач зубчатых передач

для шестерни: $\sigma_{H\lim 2} = \sigma_{H\lim 1}^o * K_{HL1} = \dots = \dots \text{МПа}$;

для колеса: $\sigma_{H\lim 2} = \sigma_{H\lim 2}^o * K_{HL2} = \dots = \dots \text{МПа}$;

3.3. Рассчитываем допускаемые контактные напряжения.

$$[\sigma_{HP}]_1 = \frac{\sigma_{H\lim 1}}{S_H} Z_R * Z_V = \dots = \dots;$$

$$[\sigma_{HP}]_2 = \frac{\sigma_{H\lim 2}}{S_H} Z_R * Z_V = \dots = \dots$$

Расчет зубчатой передачи ведут по колесу.

Дополнение.

Если твердость зубчатых колес отличается значительно, то есть

HB1–HB2=60...100 и $Vt < 20 \text{ м/с}$, 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 $[\sigma_{HP}]_2$.

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

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

где $\sigma_{HP2} = [\sigma_{HP2}] = \dots \dots \dots$ МПа
 $T_{max}/T_n =$ принятая относительная величина пускового момента из графика нагрузки

При нормализации улучшении и закалке
 $[\sigma_{HPmax}] = 2,8 \cdot \sigma_T = 2,8 \cdot \dots \dots \dots = \dots \dots \dots$ МПа.
 Произведем сравнение $\sigma_{Hmax} \leq [\sigma_{HPmax}]$;

Вывод: условие прочности _____.
 Выполняется, не выполняется

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

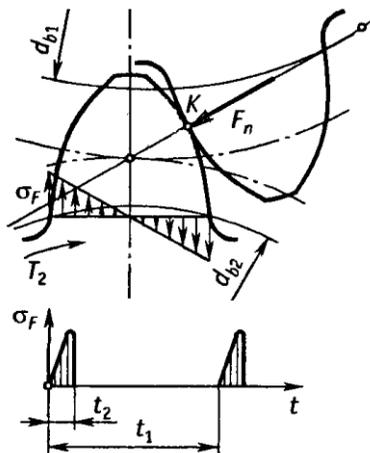
$$[\sigma_{FP}]_i = \frac{\sigma_{Flim}}{S_F} \cdot Y_R \cdot Y_S,$$

где, $\sigma_{Flim} = \sigma \int K_{FL}$ – 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

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

где – базовое число циклов переменны напряжений $N_{FO} = (2 \dots 5) \cdot 10^6$
 Принимаем - $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$;



4.1. Из пункта 2.25 $t_{нi} = \dots \dots \dots$ мин;

4.2. Рассчитываем эквивалентное число циклов переменны напряжений по валам - N_{FE} .

$N_{FE1} = n1 \cdot t_{нi} = \dots \dots \dots = \dots \dots \dots$ циклов;

$N_{FE2} = n2 \cdot t_{нi} = \dots \dots \dots = \dots \dots \dots$ циклов;

4.3. Рассчитываем коэффициенты долговечности при изгибе.

$$K_{FL1} = mF \sqrt{\frac{N_{FO}}{N_{FE1}}} = \dots \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6}{\dots \cdot 10^6}} = \dots;$$

$$K_{FL2} = mF \sqrt{\frac{N_{FO}}{N_{FE2}}} = \dots \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6}{\dots \cdot 10^6}} = \dots;$$

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 КНЛ выходит за указанный интервал, то принимают ближайшие крайние значения.

Принимаем:

$$K_{FL1} = \dots; \quad K_{FL2} = \dots;$$

Из таблицы 2.2.5(Справочник) определяем $\sigma_{F_{limb}}^o$ – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов перемен напряжений.

Для шестерни: $\sigma_{F_{limb1}}^o = \dots$ МПа;

Для колеса: $\sigma_{F_{limb2}}^o = \dots$ МПа;

$$\sigma_{F_{lim1}}^o = \sigma_{F_{limb1}}^o K_{FL1} = \dots = \dots$$
 МПа

$$\sigma_{F_{lim2}}^o = \sigma_{F_{limb2}}^o K_{FL2} = \dots = \dots$$
 МПа

Коэффициент безопасности при изгибе – S_F , соответствующий технологии изготовления зубчатых колес.

Принимается в пределах $S_F = 1,7 - 2,28$ (большие значения для литых заготовок)

Принимаем $S_F = \dots$

Y_R – коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности зуба

($Y_R = 1,05$ при цементации, нитроцементации и азотировании; $Y_R = 1,2$ при нормализации и улучшении; $Y_R = 1,05 \dots 1,2$ при

закалке ТВЧ, при этом большие значения – при объемной закалке).

Принимаем $Y_R = \dots$;

Y_S – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки, принимаемый равным 1 при одностороннем приложении нагрузки и 0,7...0,8 при двустороннем.

Принимаем $Y_S = \dots$

$$[\sigma_{FP}]_1 = \frac{\sigma_{F \text{ limbl}}}{S_F} * Y_R * Y_S = \dots \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{FP}]_2 = \frac{\sigma_{F \text{ limbl}}}{S_F} * Y_R * Y_S = \dots \text{ МПа};$$

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.

1.5. Таблица результатов расчета

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

2.1.2 Выбор материалов и расчет допустимых напряжений для двухступенчатых цилиндрических (конических) зубчатых передач

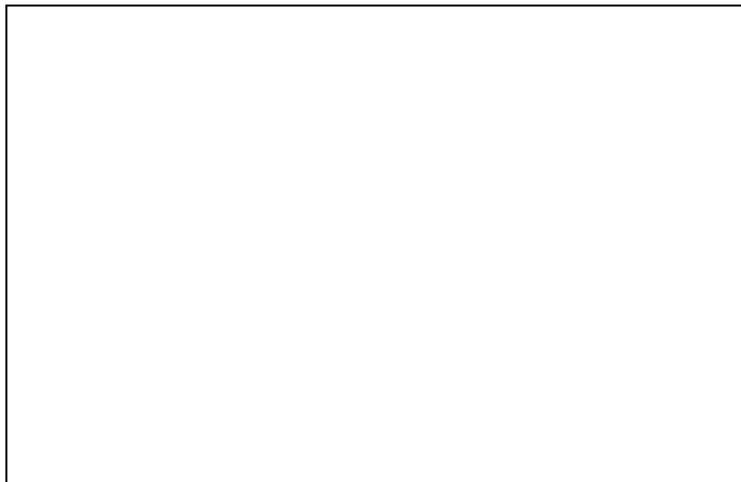


Рис.1 График нагрузок (перенести из бланка задания)

Исходные данные для расчета допустимых напряжений:

Срок службы $C = \dots$ лет; $K_{год} = \dots$; $K_{сут} = \dots$;

$n_1 = \dots$ об/мин; $n_2 = \dots$ об/мин.; $n_3 = \dots$ об/мин; $n_4 = \dots$ об/мин.

Принимаем: $\frac{T_{max}}{T_H} = \dots$

$$\frac{T_1}{T_H} = 1, \frac{T_2}{T_H} = \dots, \frac{T_i}{T_H} = \dots; \frac{t_1}{t_h} = \dots, \frac{t_2}{t_h} = \dots, \frac{t_i}{t_h} = \dots$$

1 Назначаем материалы и термообработку шестерни и колеса из таблицы (Справочник, Пр.2.1.1), рекомендуемых материалов и условий работы для зубчатых колес ГОСТ 1050-74

Первая ступень

Для _____ передачи выбираем сталь _____

Для шестерни Z_1

Термообработка – _____, твердостью _____, $\sigma_T = \dots$ МПа

Для колеса Z_2

Термообработка – _____, твердостью _____

Вторая ступень

Для _____ передачи выбираем сталь _____

Для шестерни Z_3

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

Для колеса Z_4

Термообработка – _____, твердостью _____

2. Рассчитываем t_n - общее время работы привода с поправкой на степень разрушения материалов зубчатых колес с учетом режима работы:

2.1. Время работы при постоянной нагрузке.

$t_r = C * k_{сут} * k_{год} * 365_{дней} * 24_{часа} = \dots\dots\dots$ час (Используется при расчетах подшипников)

$t = t_r * 60 \text{ мин} = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots$ мин;

2.2 По данным графика нагрузки рассчитываем коэффициент влияния режима нагружения на степень разрушения материала передачи для контактных напряжений:

При постоянной нагрузке выражение $\Sigma_{HE} = 1$.

$$\Sigma_{HE} = \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T_H} \right)^3 \cdot \frac{t_i}{t_h} = \left(\frac{T_i}{T_H} \right)^3 \cdot \frac{t_i}{t_h} + \left(\frac{T_i}{T_H} \right)^3 \cdot \frac{t_i}{t_h} + \dots =$$

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

где $\frac{T_1}{T_n}$ – отношение моментов из графика нагрузки;

$\frac{t_1}{t_h}$ продолжительность действия нагрузки в относительных

единицах из графика загрузки).

2.3. Рассчитываем время работы для определения допускаемых контактных напряжений.

$t_{нк} = t * \Sigma_{HE} = \dots * \dots * \dots * \dots * \dots = \dots * 10^3 \text{ мин.}$

2.4. По данным графика нагрузки рассчитываем коэффициент влияния режима нагружения на степень разрушения материала передачи для напряжений изгиба :

В зависимости от вида термообработки

$mF = 6$ – показатель кривой усталости, при $HV \leq 350$.

$mF = 9$ – показатель кривой усталости, при $HV > 350$.

Принимаем: $mF = \dots\dots\dots$

При постоянной нагрузке выражение $\Sigma_{HE}=1$.

$$\Sigma_{FE} = \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T_H} \right)^{mF} \cdot \frac{t_i}{t_h} = \left(\frac{T_i}{T_H} \right)^{mF} \cdot \frac{t_i}{t_h} + \left(\frac{T_i}{T_H} \right)^{mF} \cdot \frac{t_i}{t_h} + \dots =$$

$$= \dots = \dots$$

2.5. Рассчитываем время работы для определения допускаемых напряжений изгиба.

$$t_{ни} = t \cdot \Sigma_{FE} = \dots \cdot \dots \cdot \dots \cdot \dots \cdot \dots = \dots \cdot 10^3 \text{ мин.}$$

3. Расчет допускаемых контактных напряжений - $[\sigma_{HP}]$

3.1. Допускаемые контактные напряжения при расчетах на выносливость определяется отдельно для зубьев шестерни и колеса:

$$[\sigma_{HP}] = \frac{S_{hlim}}{S_H} \cdot Z_R \cdot Z_V,$$

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

$Z_R = 1$ – 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;

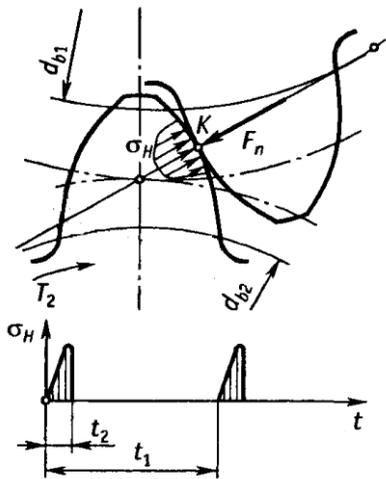
При $V < 5$ м/с $Z_V = 1$

$\sigma_{hlim} = \sigma_{nlimb} \cdot K_{HL}$ – 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: $\sigma_{Hlimb1}^o = \dots = \dots = \dots$ МПа;

Для колеса: $\sigma_H^o \text{ limb2} = \dots = \dots = \dots \text{ МПа};$

Вторая ступень

Для шестерни: $\sigma_H^o \text{ limb3} = \dots = \dots = \dots \text{ МПа};$

Для колеса: $\sigma_H^o \text{ limb4} = \dots = \dots = \dots \text{ МПа};$

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

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

где - при $NB < 350$ NB базовое число циклов перемены напряжений определяется по формуле: $N_{H0} = 30 * NB^{2,4}$ или $N_{H0} = (1 \dots 12) * 10^7$.

Рекомендуется принимать при термообработке: нормализации или улучшении $N_{H0} = 10^7$ циклов, закалке $N_{H0} = 9 * 10^7$ циклов.

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

3.2. Рассчитываем эквивалентное число циклов перемены напряжений по валам - N_{HE} :

Из пункта 2.3 $t_{HK} = \dots$

Вал 1: $N_{HE1} = t_{HK} * n_1 = \dots = \dots * 10^7$ циклов;

Вал 2: $N_{HE2} = t_{HK} * n_2 = \dots = \dots * 10^7$ циклов;

Вал 3: $N_{HE3} = t_{HK} * n_3 = \dots = \dots * 10^7$ циклов.

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

Рассчитываем коэффициенты долговечности - K_{HL}

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

$$\text{Вал 2: } K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE2}}} = \sqrt[6]{\dots} = \sqrt{\dots} = \dots;$$

$$\text{Вал 3: } K_{HL3} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE3}}} = \sqrt[6]{\dots} = \sqrt{\dots} = \dots$$

Расчетные значения коэффициента K_{HL} должны находиться в пределах:

Для нормализованных и улучшенных колес $1 \leq K_{HL} \leq 2,6$.

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

Если расчетное значения коэффициента K_{HL} выходит за указанные интервалы, то принимают ближайшие крайние значения.

Принимаем: $K_{HL1} = \dots\dots\dots$; $K_{HL2} = \dots\dots\dots$; $K_{HL3} = \dots\dots\dots$

Рассчитываем предел контактной выносливости материалов зубчатых колес по валам:

тогда, 1 ступень

для шестерни: $\sigma_{H \lim 1} = \sigma_{H \lim 1}^o * K_{HL1} = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{МПа}$;

для колеса: $\sigma_{H \lim 2} = \sigma_{H \lim 2}^o * K_{HL2} = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{МПа}$;

2 ступень

для шестерни: $\sigma_{H \lim 3} = \sigma_{H \lim 3}^o * K_{HL2} = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{МПа}$;

для колеса: $\sigma_{H \lim 4} = \sigma_{H \lim 4}^o * K_{HL3} = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{МПа}$;

3.3. Рассчитываем допускаемые контактные напряжения.

$$[\sigma_{HP}]_1 = \frac{\sigma_{H \lim 1}}{S_H} * Z_R * Z_V = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{МПа};$$

$$[\sigma_{HP}]_2 = \frac{\sigma_{H \lim 2}}{S_H} * Z_R * Z_V = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{МПа};$$

$$[\sigma_{HP}]_3 = \frac{\sigma_{H \lim 3}}{S_H} * Z_R * Z_V = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{МПа};$$

$$[\sigma_{HP}]_4 = \frac{\sigma_{H \lim 4}}{S_H} * Z_R * Z_V = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{МПа}.$$

Расчет зубчатой передачи ведут по колесу.

Дополнение.

Если твердость зубчатых колес отличается значительно, то есть

$HV_1 - HV_2 = 60 \dots 100$ и $Vt < 20$ 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 $\leq 1,24 * [\sigma_{HP}]_{\min}$;
 для конических колес $\leq 1,15 * [\sigma_{HP}]_{\min}$.

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 $[\sigma_{HP}]_2$.

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

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

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

$T_{\max}/T_H = \dots$ принятая относительная величина пускового момента из графика нагрузки

При нормализации улучшении и закалке
 $[\sigma_{HP\max}] = 2,8 * \sigma_T = 2,8 * \dots = \dots \text{ МПа.}$

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

Вывод: условие прочности

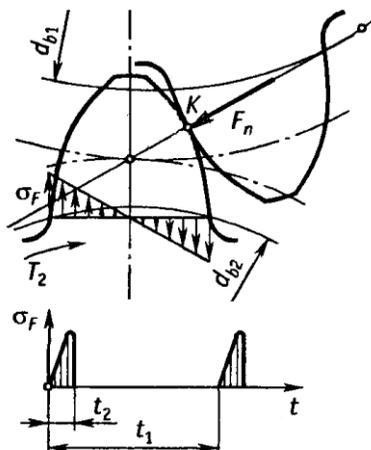
Выполняется, не выполняется

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

$$[\sigma_{FP}]_i = \frac{S_{Flim}}{S_F} * Y_R * Y_S,$$

где, $\sigma_{Flim} = \sigma_{Flim}^o * K_{FL}$ – 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



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

где – базовое число циклов перемены напряжений
 $N_{FO} = (2...5) \cdot 10^6$
 Принимаем - $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$;

4.1. Из пункта 2.25 $t_{чи} = \dots \dots \dots$ мин;

4.2. Рассчитываем эквивалентное число циклов перемены напряжений по валам - N_{FE} .

$$N_{FE1} = n_1 \cdot t_{чи} = \dots \dots \dots = \dots \dots \dots \text{циклов};$$

$$N_{FE2,3} = n_2 \cdot t_{чи} = \dots \dots \dots = \dots \dots \dots \text{циклов};$$

$$N_{FE4} = n_3 \cdot t_{чи} = \dots \dots \dots = \dots \dots \dots \text{циклов}.$$

4.3. Рассчитываем коэффициенты долговечности при изгибе.

$mF = \dots \dots \dots$ из П.2.4

$$K_{FL1} = mF \sqrt{\frac{N_{FO}}{N_{FE1}}} = \dots \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6}{\dots \cdot 10^6}} = \dots \dots \dots ;$$

$$K_{FL2,3} = mF \sqrt{\frac{N_{FO}}{N_{FE23}}} = \dots \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6}{\dots \cdot 10^6}} = \dots \dots \dots ;$$

$$K_{FL4} = mF \sqrt{\frac{N_{FO}}{N_{FE4}}} = \dots \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6}{\dots \cdot 10^6}} = \dots \dots \dots$$

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 ближайšie крайние значения.

Принимаем:

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

Из таблицы 2.2.5(Справочник)определяем σ_{Flimb}^o – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов перемен напряжений.

Передача 1

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

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

Передача 2

Для шестерни: $\sigma_{Flimb3}^o = \dots = \dots$ МПа;

Для колеса: $\sigma_{Flimb4}^o = \dots = \dots$ МПа.

$\sigma_{Flim1} = \sigma_{Flimb1}^o * K_{FL1} = \dots$ МПа

$\sigma_{Flim2} = \sigma_{Flimb2}^o * K_{FL2} = \dots$ МПа;

$\sigma_{Flim3} = \sigma_{Flimb3}^o * K_{FL3} = \dots$ МПа;

$\sigma_{Flim4} = \sigma_{Flimb4}^o * K_{FL4} = \dots$ МПа.

Коэффициент безопасности при изгибе – S_F , соответствующий технологии изготовления зубчатых колес.

Принимается в пределах $S_F = 1,7 - 2,28$ (большие значения для литых заготовок)

Принимаем $S_F = \dots$

Y_R – коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности зуба

($Y_R = 1,05$ при цементации, нитроцементации и азотировании; $Y_R = 1,2$ при нормализации и улучшении; $Y_R = 1,05 \dots 1,2$ при закалке ТВЧ, при этом большие значения – при объемной закалке).

Принимаем $Y_R = \dots$;

Y_S – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки, принимаемый равным 1 при одностороннем приложении нагрузки и $0,7 \dots 0,8$ при двустороннем.

Принимаем $Y_S = \dots$

$$[\sigma_{FP}]_1 = \frac{\sigma_{Flim1}}{S_F} * Y_R * Y_S = \dots = \dots \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{FP}]_2 = \frac{\sigma_{Flim2}}{S_F} * Y_R * Y_S = \dots = \dots \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{FP}]_3 = \frac{\sigma_{Flim3}}{S_F} * Y_R * Y_S = \dots = \dots \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{FP}]_4 = \frac{\sigma_{Flim4} * Y_R * Y_S}{S_F} = \dots = \dots \text{МПа.}$$

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.

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 $\text{Cos}\beta=1$) передачи на прочность

1. Исходные данные для расчета зубчатой передачи

$U = \dots$ – передаточное число,

Крутящий момент на колесе

$T_2 = \dots$ Нм

Назначаем числа зубьев колес.

Минимальное число зубьев $Z_{\min} = 17$.

В одноступенчатых редукторах рекомендуется принимать $Z_1 = 18 \dots 25$.

В двухступенчатых редукторах, с целью выравнивания размеров зубчатых колес, рекомендуется принимать для первой ступени $Z_1 = 22 \dots 36$, для второй и третьей ступеней $Z_1 = 18 \dots 26$.

Принимаем:

Число зубьев шестерни $Z_1 = \dots$;

Число зубьев колеса, округляя до целого числа $Z_2 = Z_1 \cdot U = \dots$

2. Угол наклона зубьев во избежание больших осевых усилий принимают

$\beta = 8 \dots 15^\circ$, редко до 20° .

Назначаем среднее значение угла наклона зубьев $\beta = \dots^\circ$,

$\text{Cos} \dots^\circ = \dots$;

Материалы: шестерни, колеса

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

$\sigma_{\text{в}} = \dots$ МПа;

В соответствии с выбранным материалом и термообработкой:

допускаемые контактные напряжения для колеса

$[\sigma_{\text{HP}}]_2 = \dots$ МПа;

допускаемые напряжения изгиба для шестерни и колеса

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

Расчет передачи проводят по колесу.

3. Расчет межосевого расстояния проводят по формуле:

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

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

$k_a = \dots\dots\dots$

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

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

Из (Пр. 2.2.2), приложения.

При _____ расположении зубчатых колес относительно опор

принимаем стандартное значение $\Psi_{ba} = \dots$;

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

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

Назначаем $k_\beta = \dots\dots\dots$

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

$K_a = 49,5$; для косозубых $K_a = 43$.

$$a_w = k_a \cdot (u+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 \cdot k_\alpha \cdot k_\beta \cdot k_v}{u^2 \cdot \Psi_{ba} \cdot [\sigma_{HP}]_2^2}} =$$

$$= \dots \cdot (\dots + 1) \cdot \sqrt[3]{\dots} = \dots \text{ мм}$$

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

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

3.6. Рассчитываем модуль косозубой (прямозубой) передачи

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

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 $m = \text{.....} \text{ мм}$;

3.7. Для косозубой передачи корректируем угол наклона зубьев.

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

Для прямозубой передачи корректируем межосевое расстояние

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

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)

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

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

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

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.2.2.8) (Справочник)

$$Z_{V1} = \frac{Z_3}{\cos^3 \beta} = \text{.....}; Y_{F1} = \text{.....};$$

$$Z_{V2} = \frac{Z_4}{\cos^3 \beta} = \text{---} = \text{---}; Y_{F2} = \text{---}$$

Коэффициент, учитывающий наклон зубьев
 $Y_b = 1 - \beta/140 = 1 - (\text{---}/140) = \text{---};$

4.2 Для прямозубой передачи коэффициент формы зубьев Y_{F1}, Y_{F2} определяется по числу зубьев (Пр.2.2.8)
 $Y_{F1} = \text{---}; Y_{F2} = \text{---}$

4.3. Слабое звено передачи определяем по минимальному значению отношения
 шестерня $\text{---} = \text{---};$
 колесо $\text{---} = \text{---}$

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

$$\sigma_{F...} = \frac{2T \cdot 10^3 \cdot Y_{F...} \cdot K_\alpha \cdot K_\beta \cdot K_v \cdot Y_\beta}{b_{...} \cdot m_n^2 \cdot Z_{...}} = \text{---} = \text{---} \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{F...} < [\sigma_{F...}]; \text{---} < \text{---}$$

Вывод: условие прочности
 Выполняется, не выполняется

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

$$\sigma_{F...} = \frac{2T \cdot 10^3 \cdot Y_{F...} \cdot K_\alpha \cdot K_\beta \cdot K_v}{b_{...} \cdot m^2 \cdot Z_{...}} = \text{---} = \text{---} \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{F...} < [\sigma_{F...}]; \text{---} < \text{---}$$

Вывод: условие прочности

В случае невыполнения 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 $HV < 350$ $\sigma_{Fplimmax} = 0,8 * \sigma_T$; $\sigma_T = \dots\dots\dots$ (Пр.2.1.)
 Шестерня $\sigma_{Fplimmax1} = 0,8 * \sigma_T^*$ $\dots\dots\dots = \dots\dots\dots$ МПа;
 Колесо $\sigma_{Fplimmax2} = 0,8 * \sigma_T^*$ $\dots\dots\dots = \dots\dots\dots$ МПа.

При $HV > 350$ $\sigma_{Fplimmax} = 0,6 * \sigma_B$.
 Шестерня $\sigma_{Fplimmax1} = 0,6 * \sigma_B^*$ $\dots\dots\dots = \dots\dots\dots$ МПа;
 Колесо $\sigma_{Fplimmax2} = 0,6 * \sigma_B^*$ $\dots\dots\dots = \dots\dots\dots$ МПа.

$$[\sigma_{Fmax1}] = \frac{\sigma_{Fplimmax1}}{[S_{F1}]} = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{МПа};$$

$$[\sigma_{Fmax2}] = \frac{\sigma_{Fplimmax2}}{[S_{F2}]} = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{МПа};$$

S_F – из таблицы (Пр.2.2.5) расчета допускаемых напряжений, $S_F = 1,75$.

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

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

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

Проверку проводим по слабому звену - $\dots\dots\dots$

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

$$\sigma_{Fmax\dots} = \sigma_F * \frac{T_{max}}{T} = \dots\dots * \dots\dots = \dots\dots \text{МПа};$$

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

Вывод: условие прочности $\dots\dots\dots$

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 $\cos\beta=1, F_{a1}=F_{a2}=0$).

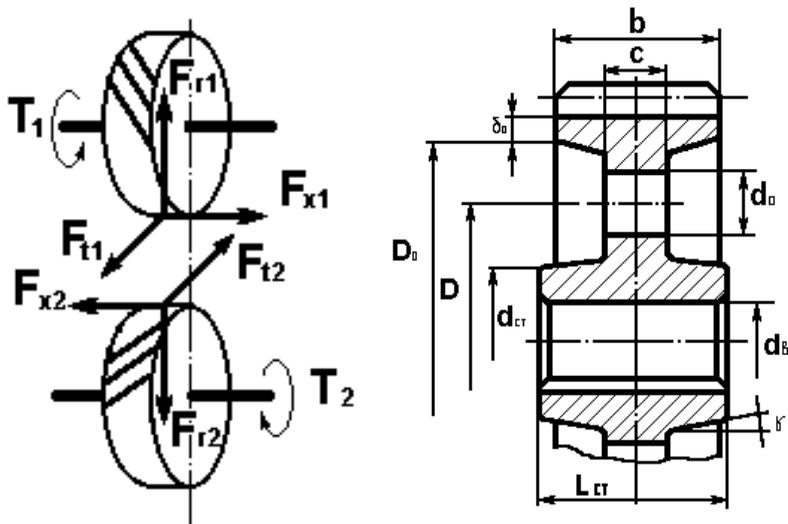
Таблица результатов расчета передачи

Параметры зацепления и деталей передач	Шестерня	Колесо
Число зубьев шестерни	$Z_1=$	$Z_2=$
Угол наклона зубьев	$\beta=$	
Начальный диаметр	$d_{w1} = \frac{m \cdot Z_1}{\cos\beta} = \dots\dots\dots\text{мм}$	$d_{w2} = \frac{m \cdot Z_2}{\cos\beta} = \dots\dots\dots\text{мм}$
Высота головки зуба	$h_a=1*m=\dots\dots\dots\text{мм}$	
Высота ножки зуба	$h_f=1,25*m=\dots\dots\dots\text{мм}$	
Диаметр окружности вершин зубьев	$d_{a1}=d_{w1}+2h_a=\dots\dots\dots\text{мм}$	$d_{a2}=d_{w2}+2h_a=\dots\dots\dots\text{мм}$
Диаметр окружности впадин	$d_{f1}=d_{w1}-2h_f=\dots\dots\dots\text{мм}$	$d_{f2}=d_{w2}-2h_f=\dots\dots\dots\text{мм}$
Ширина колес	$b_1=\dots\dots\dots\text{мм}$	$b_2=\dots\dots\dots\text{мм}$
Межосевое расстояние	$a_w = \frac{m \cdot (Z_1 + Z_2)}{2 \cdot \cos\beta} = \dots\dots\dots\text{мм}$	
Окружная сила	$F_{t1}=F_{t2} = \frac{2T_2}{d_{w2}} = \dots\dots\dots\text{Н}$	
Радиальная сила	$F_{r1}=F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot \tan\alpha}{\cos\beta} = \dots\dots\dots\text{Н}$	
Осевая сила	$F_{a1}=F_{a2}=F_t \cdot \tan\beta = \dots\dots\dots * \dots\dots\dots = \dots\dots\dots\text{Н}$.	

7. Конструирование цилиндрических зубчатых колес

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 $152 < d_a \leq 800$ мм, то полученные

зубчатые колеса облегчают путем выбора металла по торцам и сверления 4-6 отверстий максимально возможного диаметра.



$$C=(0,2...0,3)b=(0,2...0,3).....=.....\text{мм};$$

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

$$l_{\text{ст}}=(0,9...1,4)d=(0,9...1,4).....=.....\text{мм};$$

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

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

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

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

2.3 Расчет открытой цилиндрической прямозубой передачи на выносливость по напряжениям изгиба

1. Исходные данные получены из кинематического расчета привода

$n_1 = \dots\dots\dots$ 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 $[\sigma_{FP}]_1 = \dots\dots$ МПа, Выбор материалов Пр. 2.1.

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

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

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

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 $Z_1 = 18 \dots 25$).

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

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

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

7. Определяем слабый элемент передачи по минимальному значению отношения:

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

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

8. Расчет модуля передачи ведем по слабому звену

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T \dots \cdot Y_F \dots \cdot k_\alpha \cdot k_\beta \cdot k_v}{Z^2 \cdot \psi_{bd} \cdot [\sigma_{FP} \dots]}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot \dots \cdot 10^3 \cdot \dots \cdot \dots \cdot \dots}{\dots^2 \cdot \dots \cdot \dots}} = \dots\dots\dots \text{мм.}$$

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

10. Определим номинальное напряжение изгиба зубьев колеса

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

$= \dots\dots\dots$ МПа

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

Вывод: условие прочности $\dots\dots\dots$.

Выполняется, не выполняется

11. Допускаемое напряжение изгиба зубьев при действии максимальной нагрузки. ов – таблица Пр.2.1.

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

где σ_B – предел прочности для стали $\dots\dots\dots$ (Справочник. Пр. 2.1)

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

Максимальное напряжение изгиба

$$\sigma_{Frmax} = 1,3 \cdot \sigma_{Fr} = 1,3 \cdot \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{ МПа}$$

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

Вывод: при кратковременной перегрузке условие прочности

Выполняется, не выполняется

12. Определим размеры зубчатой пары

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

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

– высота головки зуба $h_a = m = \dots\dots\dots$ мм

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

– диаметры делительных окружностей

$$d_1 = mZ_1 = \dots\dots\dots \text{ мм},$$

$$d_2 = mZ_2 = \dots\dots\dots \text{ мм}.$$

– межосевое расстояние

$$d_w = \frac{m \cdot (Z_3 + Z_4)}{2} = \dots \text{мм.}$$

– 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:

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

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

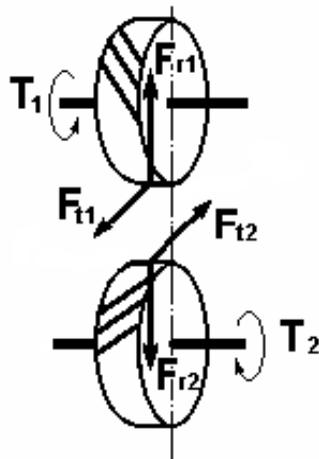
13. Определим силы, действующие в зацеплении

– окружная сила

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

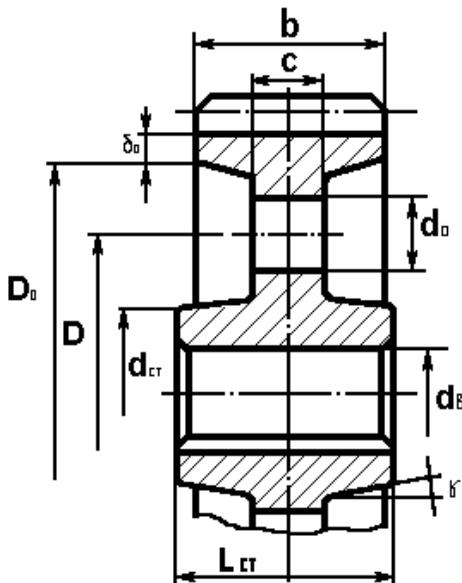
– радиальная сила

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



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



$$C=(0,2\dots 0,3)b=(0,2\dots 0,3)^* \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{мм};$$

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

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

$$d_{ст}=(1,6\dots 1,7)d=(1,6\dots 1,7)^* \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{мм}$$

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

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

d_0 – конструктивно;

$$\delta_0=2,2m+0,05b_2=2,2^* \dots\dots\dots + 0,05^* \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{мм};$$

$$\gamma=70.$$

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 $a_w = \dots\dots\dots$ мм;

Передаточное число $U = \dots\dots\dots$;

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

Число зубьев колеса $Z_2 = Z_1 * U = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots$

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

2. Рассчитываем модуль $\dots\dots\dots$ бой передачи

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

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 ближайший больший $m = \dots\dots\dots$ мм;

3. Корректировка параметров

3.1 Для косозубой передачи (в соосном редукторе или если нельзя изменять межосевое расстояние) корректируем угол наклона зубьев .

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

3.2 Для прямозубой передачи корректируем межосевое расстояние

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

4. Определим размеры зубчатой пары

– принимаем $\Psi_{bd} = \dots\dots$ (Справочник. Пр. 2.2.2)

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

- ширина шестерни $b_1=b_2+(5...10)=.....+.....=82$ мм;
- высота головки зуба $h_a=m=.....$ мм;
- высота ножки зуба $h_f=1,25*m=.....$ мм;
- диаметры делительных окружностей

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

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

- диаметры окружностей вершин зубьев

$$d_{a1}=d_1+2h_a=.....+2*.....=..... \text{мм};$$

$$d_{a2}=d_2+2h_a=.....+2*.....=..... \text{мм};$$

- диаметры окружностей впадин

$$d_{F1}=d_1-2h_f=.....-2*.....=..... \text{мм};$$

$$d_{F2}=d_2-2h_f=.....-2*.....=..... \text{мм};$$

5. Определим силы, действующие в зацеплении

окружная сила

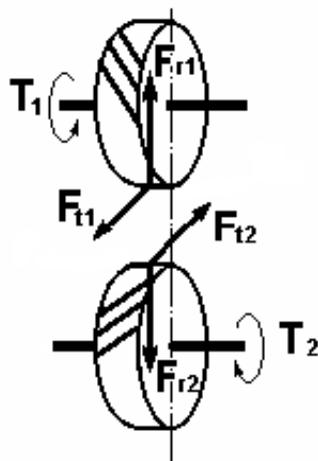
$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \text{.....} = \text{.....} \text{Н};$$

-радиальная сила

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

-осевая сила

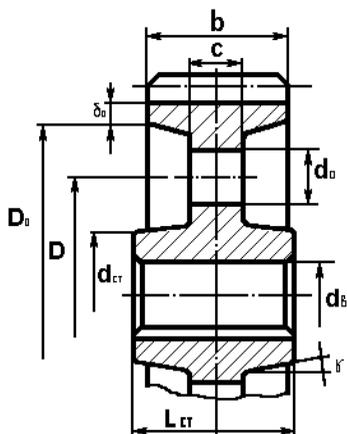
$$F_{a1} = F_{a2} = \frac{F_{t1} \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \text{.....} = \text{.....} \text{Н};$$



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

$$C=(0,2...0,3)b=(0,2...0,3).....=..... \text{мм}; \gamma=3^\circ...7^\circ; R=3...5 \text{ мм};$$



$l_{cm} = (0,9...1,4)d = (0,9...1,4)... = \dots \text{мм};$
 $d_{cr} = (1,6...1,7)d = (1,6...1,7)... = \dots \text{мм}.$
 При $d_a > 500 \text{ мм}$ применяют литые зубчатые колеса, изготавливаемые из углеродистых и легированных сталей.
 $C = 0,25b = \dots \text{мм};$ d_0 – конструктивно;
 $\delta_0 = 2,2m + 0,05b_2 = \dots \text{мм}; \gamma = 7^\circ.$

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

$T_2 = \dots$ Нмм

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:

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

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 $K_{H\alpha} = 1$.

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 $k_{нв} = \dots\dots\dots$

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

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

$$= 86 \cdot \sqrt{\dots\dots^2 + 1} \cdot \sqrt[3]{\frac{\dots\dots \cdot 1 \cdot \dots\dots \cdot \dots\dots}{\dots\dots^2 \cdot [651]^2}} = \dots\dots \text{мм}$$

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 $m_{te} = \dots\dots\dots \text{мм}$

6. Уточняем внешнее конусное расстояние

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

7. Модуль в среднем сечении зуба

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

8. Рабочая ширина зацепления

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

9. Определяем углы при вершинах конуса

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

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

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

$$Z_{V1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} = \frac{\dots\dots\dots}{\dots\dots\dots} = \dots\dots\dots \quad Y_{F1} = \dots\dots\dots$$

$$Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2} = \frac{\dots\dots\dots}{\dots\dots\dots} = \dots\dots\dots \quad Y_{F2} = \dots\dots\dots$$

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

10.2. Определяем слабое звено передачи по минимальному
 значению отношения

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

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

10.3. Для слабого звена определяем напряжения изгиба
 зубьев

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

$$= \frac{2,35 \cdot \dots\dots\dots \cdot \dots\dots\dots \cdot \dots\dots\dots \cdot \dots\dots\dots \cdot \dots\dots\dots}{\dots\dots\dots^2 \cdot \dots\dots\dots} = \dots\dots\dots \text{МПа}$$

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

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 из-

гиба $\sigma_{FPLimmax}$.

При $HV < 350$ $\sigma_{FPLimmax} = 0,8 \cdot \sigma_T$; σ_T – Пр.2.1.
 Шестерня $\sigma_{FPLimmax1} = 0,8 \cdot \sigma_T = \dots$ МПа;
 Колесо $\sigma_{FPLimmax2} = 0,8 \cdot \sigma_T = \dots$ МПа.

При $HV > 350$ $\sigma_{FPLimmax} = 0,6 \cdot \sigma_B$.
 Шестерня $\sigma_{FPLimmax1} = 0,6 \cdot \sigma_B = \dots$ МПа;
 Колесо $\sigma_{FPLimmax2} = 0,6 \cdot \sigma_B = \dots$ 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

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

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

Проверку проводим по слабому звену

11.3. Максимальное напряжение изгиба под действием максимальной нагрузки

$$\sigma_{FPmax1} = \sigma_{FP\dots} \cdot \frac{T_{max}}{T} = \dots * \dots = \dots \text{ МПа}$$

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

Вывод: условие прочности _____.
 Выполняется, не выполняется

Определяем геометрические размеры зубчатой пары
 – ширина колеса $b_2 = R_e \cdot K_{be} = \dots$ мм

- ширина шестерни $b_1=b_2+(5...10)\text{мм}=\dots\dots\dots\text{мм}$
 - высота головки зуба $h_{a1}=m_{te}*\text{Cos}\delta_1=\dots*\dots=\dots\dots\text{мм}$
 - высота ножки зуба $h_{f1}=1,2*m_{te}*\text{Cos}\delta_1=\dots\dots\dots\text{мм}$
- угол головки зуба

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

угол ножки зуба

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

угол конусов вершин

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

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

угол конуса впадин

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

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

внешние диаметры делительных окружностей

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

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

– внешние диаметры окружностей вершин зубьев

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

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

– внешние диаметры окружностей впадин

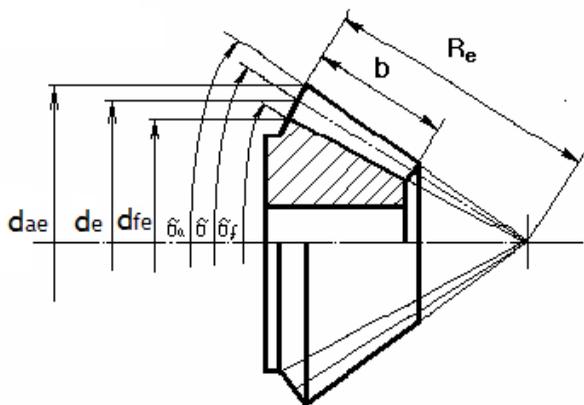
$$d_{f1}=d_1-2h_{f1}=\dots-2*\dots=\dots\dots\text{мм}$$

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

– диаметры в среднем сечении зубчатого колеса

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

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



13. Определим силы, действующие в зацеплении

– окружная сила

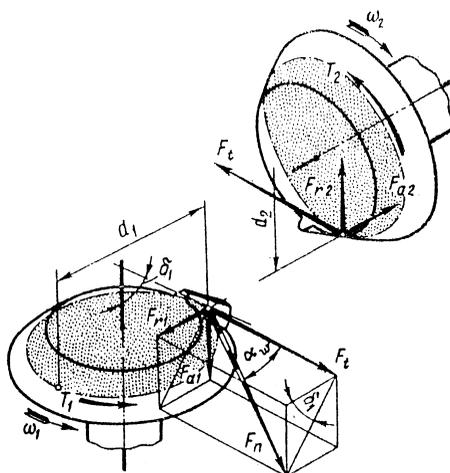
$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_{nm1}} = \frac{2 \cdot \dots\dots\dots}{\dots\dots\dots} = \dots\dots\dots \text{H};$$

– радиальная сила

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \cdot \text{tg} \alpha \cdot \text{Cos} \delta_1 = \dots\dots\dots \cdot 0,364 \cdot \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{H};$$

– осевая сила

$$F_{x1} = F_{x2} = F_t \cdot \text{tg} \alpha \cdot \text{Sin} \delta_1 = \dots\dots\dots \cdot 0,364 \cdot \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{H}.$$



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:

Обороты вращающего вала передачи:

$n_1 = \dots \dots \dots$ об/мин

$U = \dots \dots \dots$

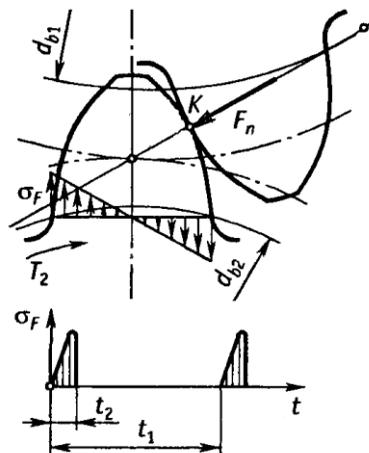
$T_1 = \dots \dots \dots$ Н/м

$T_2 = \dots \dots \dots$ Н/м

Выбираем число зубьев шестерни и колеса:

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

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



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

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

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

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

2. Определяем коэффициенты формы зуба Y_{F1}, Y_{F2} по эквивалентному числу зубьев

Пр.2.2.8 (Справочник)

$$Z_{V1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} = \frac{\dots \dots \dots}{\dots \dots \dots} = \dots \dots \dots \quad Y_{F1} = \dots \dots \dots$$

$$Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2} = \frac{\dots \dots \dots}{\dots \dots \dots} = \dots \dots \dots \quad Y_{F2} = \dots \dots \dots$$

3. Определяем слабое звено передачи по минимальному соотношению:

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

4. Определяем коэффициенты:

ψ_{bd} - вспомогательный параметр, отражающий зависимость рабочей ширины зацепления относительно среднего диаметра шестерни, $\psi_{bd} = 0,176\sqrt{1+U^2} = 0,3$

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 нормальный модуль в среднем сечении зуба по слабому элементу передачи

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

$$= \sqrt[3]{2,35 \dots} = \dots \text{мм.}$$

6. Определяем внешний окружной модуль

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

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

$$m_{te} = \dots \text{мм.}$$

7. Определяем геометрические размеры зубчатой пары

- внешнее конусное расстояние:

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

- диаметры в среднем сечении зубчатого колеса
 $d_{m1} = m_{nm} * Z_1 = \dots * \dots = \dots \text{мм.}$
 $d_{m2} = m_{nm} * Z_2 = \dots * \dots = \dots \text{мм.}$
- ширина колеса $b_2 = R_e * K_{be} = \dots \text{мм}$
- ширина шестерни $b_1 = b_2 + (5 \dots 10) \text{мм} = \dots \text{мм}$
- высота головки зуба $h_{a1} = m_{te} * \text{Cos} \delta_1 = \dots * \dots = \dots \text{мм}$
- высота ножки зуба $h_{f1} = 1,2 * m_{te} * \text{Cos} \delta_1 = \dots \text{мм}$

угол головки зуба

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

угол ножки зуба

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

угол конусов вершин

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

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

угол конуса впадин

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

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

внешние диаметры делительных окружностей

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

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

– внешние диаметры окружностей вершин зубьев

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

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

– внешние диаметры окружностей впадин

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

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

8. Определим силы, действующие в зацеплении

– окружная сила

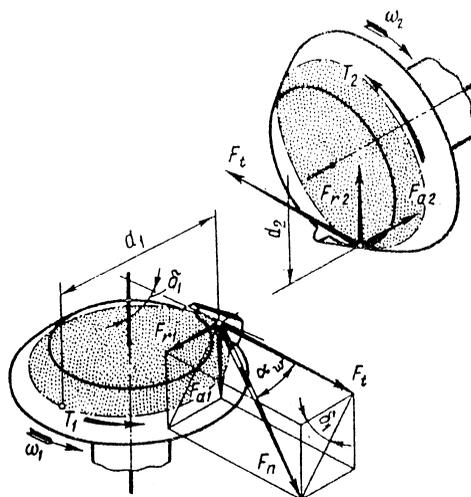
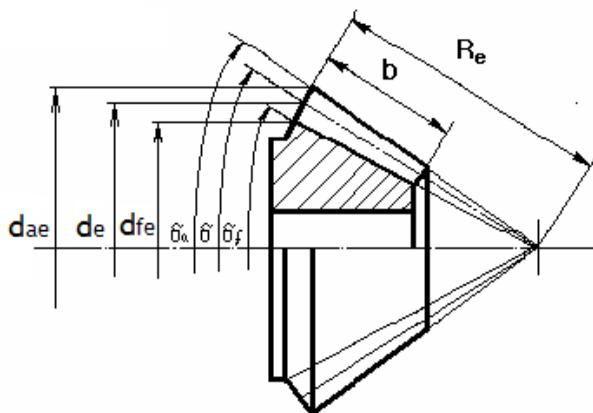
$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_{nm1}} = \frac{2 \cdot \dots}{\dots} = \dots \text{Н};$$

– радиальная сила на шестерне

$$F_{r1} = F_{x2} = F_t * \text{tg} 20^\circ * \text{Cos} \delta_1 = \dots * 0,364 * \dots = \dots \text{Н};$$

– осевая сила на шестерне

$$F_{x1} = F_{r2} = F_t * \text{tg} 20^\circ * \text{Sin} \delta_1 = \dots * 0,364 * \dots = \dots \text{Н}.$$



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;

2. 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,

$$T_2 = \dots\dots\dots N \cdot m;$$

U – передаточное число червячной передачи, $U = \dots\dots\dots$

n_1 – число оборотов червяка, $n_1 = \dots\dots\dots$ об/мин

n_2 – число оборотов червячного колеса, $n_2 = \dots\dots\dots$ 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
q	8	10	12,5	8	10	12,5	8	10	12,5	16

В зависимости от передаточного числа U определяем:

число заходов червяка – Z_1 ,

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

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

и коэффициент диаметра червяка q.

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

Принимаем: $q = \dots\dots\dots$

Определяем ориентировочную скорость скольжения витков червяка в зоне зацепления

$$V_{ск}' = (1,8 \dots 6,6) \cdot 10^{-4} \cdot n_2 \cdot \sqrt[3]{T_2 \cdot Z_2} =$$

$$= \dots\dots\dots \cdot 10^{-3} \cdot \dots\dots\dots \cdot \sqrt[3]{\dots\dots\dots \cdot \dots\dots\dots} = \dots\dots\dots, \text{ м/с},$$

где, коэффициент 1,8 принимают при $Z_1=4$, а 6,6 при $Z_1=1$

Определяем степень точности червячной передачи в зависимости от скорости скольжения

Vск, м/с	До 1,5	1,5...1,75	1,5...12	3...23
Степень точности	9	8	7	6

Назначаем степень точности передачи.....

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
 $V_{ск}, = \dots\dots\dots \text{м/с}$,

для червячного колеса принимаем материал:

....., $\sigma_B = \dots\dots\dots \text{МПа}$, $\sigma_T = \dots\dots\dots \text{МПа}$.

Бронзу, чугун

5. Определяем допускаемые контактные напряжения для червячного колеса:

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

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

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

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

Определяем коэффициент долговечности K_{HL}

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

где N_{HO} – 107 базовое число циклов перемен напряжений

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

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

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

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

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

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

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 $\sigma_b < 300 \text{ МПа}$, 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 $\sigma_b > 350 \text{ МПа}$.

Рассчитываем допускаемые контактные напряжения для червячного колеса

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

6. Допускаемые напряжения на изгиб для колеса определим по формуле

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

где σ_{FP} – допускаемое базовое напряжение

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

K_{σ} – коэффициент концентрации = 1,1

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

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

N_{FE} – эквивалентное число циклов перемен напряжений.

$$N_{FE2} = 60 \cdot n_2 \cdot t_h \cdot \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T} \right)^9 \cdot \frac{t_i}{t}$$

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

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

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 $N_{F0} = 10^6$ пределами: $0,54 \leq K_{HL} \leq 1$.

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

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

Принимаем $K_{FL} = \dots$

σ_T, σ_B – Пр.3.1. (Справочник)

Тогда

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

где σ_{T2} – предел текучести материала колеса см. табл.

Пр.3.1. (Справочник)

7. Вспомогательный параметр учитывающий вид передачи
 $K_{ач} = 29$

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 (Пр.3.5).

Для проектировочного расчета коэффициент динамичности принимают:

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

Принимаем $K_v = \dots$

7.1 Определяем ориентировочное значение межосевого расстояния по формуле

$$a = K_{a\beta} \left(1 + \frac{Z_2}{q} \right) \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot 10^3 \cdot K_\beta \cdot K_v}{\left(\frac{Z_2}{q} \right)^2 \cdot [\sigma_{HP2}]^2}} = 29 \cdot \left(1 + \dots \right) \cdot \sqrt{\dots} = \dots \text{ мм},$$

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

Определяем контактное напряжение в зубе колеса при действии максимальной нагрузки

9.1 Определяем коэффициент формы сопрягаемых поверхностей

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \gamma}{\sin 2\alpha_t}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \dots}{0, \dots}} = \dots,$$

где $\gamma = \arctg \frac{Z_1}{q} = \dots$ – угол подъема винтовой линии

червяка по dw_1 ,

$$\alpha_t = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \gamma} \right) = \arctg \left(\frac{0,364}{0, \dots} \right) = \dots^\circ \dots' \text{ - угол профи-}$$

ля 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 $\alpha_w=200$ для материалов сопряженной пары можно принять:

если материал червяка – сталь, а венец колеса – бронза $Z_M=380$ МПа,

если материал червяка – сталь, а венец колеса – чугун $Z_M=410$ МПа.

Принимаем $Z_M=.....$

9.3 Уточняем коэффициент динамичности нагрузки K_v

Предварительно определяем:

– диаметр делительной окружности червяка

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

скорость скольжения витков червяка по зубьям колеса

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

окружную скорость червяка

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

В зависимости от V_1 выбираем степень точности передачи и определяем коэффициент динамичности нагрузки K_v в зависимости от степени точности

и $V_{ск}$ (скольжения) см. табл. Пр.3.5. (Справочник)

Принятая степень точности.....

Принимаем $K_v=.....$,

10. Определяем уточненное межосевое расстояние

$$a_w=0,5 \cdot m_x \cdot (q+Z_2)=0,5 \cdot (.....+.....)=..... \text{мм}$$

10.1 Максимальный крутящий момент на колесе.

$$T' = T_2 \cdot \frac{T_{\max}}{T} = \cdot 1,5 = \text{Нм}$$

Определяем расчетные контактные напряжения

$$\sigma_{H \max_2} = \frac{0,46 \cdot Z_H \cdot Z_M \cdot q}{Z_2} \cdot \sqrt{\left(\frac{1 + \frac{Z_2}{q}}{a_w} \right)^3} \cdot T_2 \cdot 10^3 \cdot K_\beta \cdot K_v, =$$

$$= \frac{0,46 \cdot \dots \cdot \dots \cdot \dots}{\dots} \cdot \sqrt{\left(\frac{1 + \frac{\dots}{\dots}}{\dots} \right)^3} \cdot \dots \cdot \dots \cdot \dots \cdot \dots = \dots \text{МПа}$$

10.2 Проводим проверку по контактным напряжениям при действии максимальной нагрузкой по условию:

$$\sigma_{H \max_2} \leq [\sigma_{HP \max}]_2$$

Расчет ведется по колесу, как наиболее слабому звену

Определяем допускаемое контактное напряжение при действии максимальной нагрузкой

$$[\sigma_{HP \max}]_2 = 4 \cdot \sigma_{T2} = 4 \cdot \dots = \dots \text{МПа}$$

Проводим сравнение $\sigma_{H \max_2} \leq [\sigma_{HP \max}]_2$, $\dots < \dots \text{МПа}$.

Вывод: условие прочности _____
 Выполняется, не выполняется

11. Проверка работоспособности передачи по напряжениям изгиба

11.1 По эквивалентному числу зубьев $Z_{v_2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma} = \dots = \dots$

определяем коэффициент формы зуба колеса Y_f

Таб. Коэффициент формы зуба Y_f

Z_{v2}	24	26	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150	300
Y_f	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

Коэффициент формы зуба колеса $Y_f = \dots\dots\dots$

Определяем напряжения изгиба в колесе по формуле

$$\sigma_{F2_2} = \frac{T_2 * Y_f * K_\beta * K_V * Y_\gamma}{0,6 * m_x^3 * q * z_2 * \cos \gamma} = \frac{\dots\dots\dots}{0,6 \cdot \dots^3 \cdot \dots \cdot \dots \cdot \dots} = \dots \text{МПа,}$$

где $y_\gamma = 1 - \frac{\gamma}{140}$ -- коэффициент упрочнения зуба

12. Определяем геометрические размеры зацепления

Диаметры делительных окружностей

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

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

Окружности вершин зубьев

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

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

Окружности впадин

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

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

Ширина колес

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

Длина червяка

$b_1 = (11 + 0,06 * Z_2) * m_x = (11 + 0,06 * \dots) * \dots = \dots \text{мм};$

Максимальный диаметр колеса

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

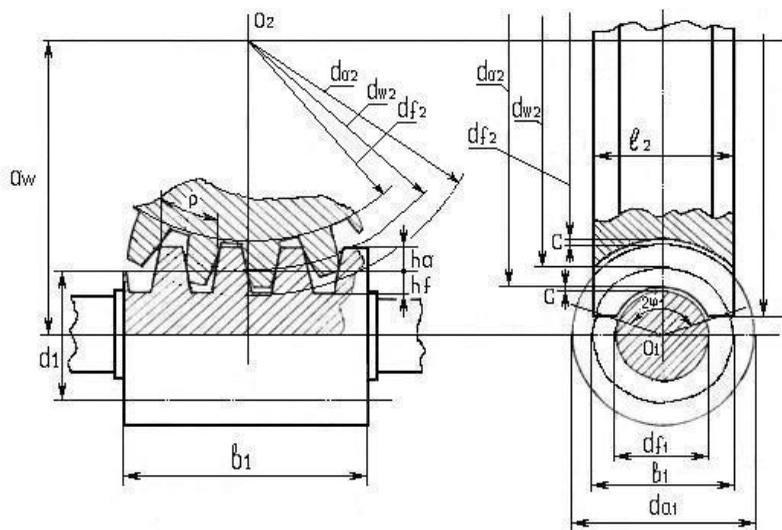
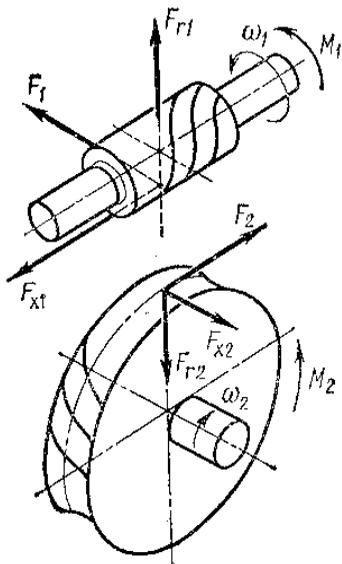


Рис. 1. Геометрические параметры червячной передачи

13. Силы, действующие в зацеплении



Окружная сила червяка
 (осевая сила колеса)

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

=Н;

Окружная сила колеса
 (осевая сила червяка)

$$F_{t2} = F_{x1} = \frac{2 * T_2}{d_{w2}} =$$

$$= \frac{2 \cdot \dots \dots \dots}{\dots \dots \dots} = \dots \dots \dots \text{Н};$$

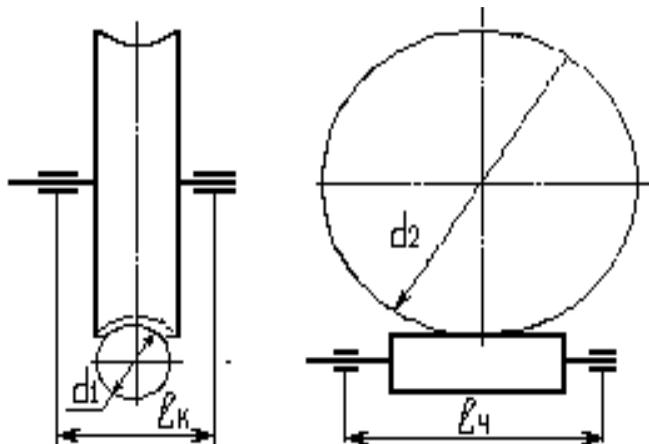
Радиальная сила в зацеплении

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

$$= \frac{0,364}{\cos \gamma} = \dots \text{Н.}$$

14. Проверка вала червяка на жесткость.

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



Суммарная нагрузка на червяк

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

расстояние между опорами

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

Минимальный момент инерции в сечении червяка

$$J = \frac{\pi * d_{f1}^4}{64} = \frac{\pi * \dots^4}{64} = \dots \text{мм}^4;$$

прогиб вала червяка

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

где $E = 2,1 * 10^5 \text{МПа}$

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

Условие _____
 Выполняется, не выполняется

15. Тепловой расчет червячного редуктора.

Уточняем К.П.Д. редуктора по формуле:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} = \frac{\operatorname{tg} \dots\dots\dots^{\circ}}{\operatorname{tg}(\dots\dots\dots^{\circ} \dots\dots\dots^{\circ})} = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots,$$

где $\rho' = \rho'$ – приведенный угол трения при $V_{\text{ср}} = m/c$

Принимается по данным таблицы (Справочник Пр.3.6) в зависимости от скорости скольжения и материала червячного колеса.

Определяем температуру масла в редукторе без искусственного охлаждения по формуле:

$$t_{\text{раб}} = 20^{\circ} + \frac{(1 - \eta) \cdot N_1 \cdot 10^3}{K_T \cdot A} =$$

$$= t_{\text{раб}} = 20^{\circ} + \frac{(1 - 0, \dots\dots\dots) \cdot \dots\dots \cdot 10^3}{\dots\dots\dots \cdot \dots\dots\dots} = \dots\dots\dots^{\circ}\text{C}$$

где $N_1 = \dots\dots\dots$ кВт – мощность на червяке

$a_{\omega}, \text{мм}$	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280
$A, \text{м}^2$	0,19	0,24	0,36	0,43	0,54	0,67	0,8	1,0	1,2	1,4

$A = \text{кв.м}$ – поверхность охлаждения редуктора м^2
 K_T – температурный коэффициент $K_T = 9 \dots 17 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$

Назначаем $K_T = \dots\dots\dots \text{Вт/м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$

Проверяем выполнение условия $t_{\text{раб}} < [95^{\circ}\text{C}]$

Если условие выполняется, то искусственное охлаждение редуктора не требуется.

Вывод: _____ искусственное охлаждение редуктора.

Требуется, не требуется

15.1 При невыполнении условия применяем охлаждение вентилятором.

$$t_{\text{раб}} = 20^0 + \frac{(1 - \eta) \cdot N_1 \cdot 10^3}{(0,7K_T + 0,3K_{TB}) \cdot A} = 20^0 + \frac{\quad}{\quad} = \dots\dots\dots^{\circ}\text{C}$$

ω_B	75	100	150	300
K_{TB}	17	21	29	40

где ω_B – угловая скорость вентилятора

4. РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ С ГИБКОЙ СВЯЗЬЮ

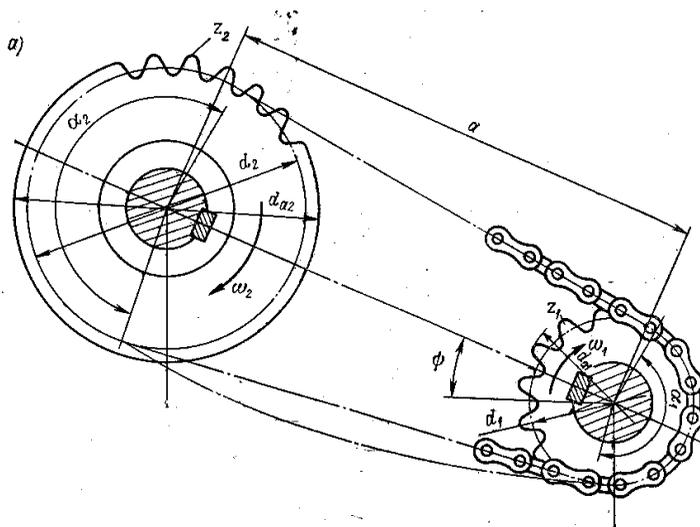
4.1. Расчет цепной передачи

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

$$Z_1' = 29 - 2 \cdot U = 29 - 2 \cdot \dots = \dots$$

Округляем полученное значение числа зубьев ведущей звездочки

до целого числа $Z_1 = \dots$

Число зубьев ведомой звездочки

$$Z_2' = Z_1 \cdot U = \dots \cdot \dots = \dots$$

Округляем $Z_2 = \dots$.

2. Уточняем передаточное число по выбранным числам зубьев звездочек

$$U' = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{\dots}{\dots} = \dots$$

3. Определяем ошибку:

$$\Delta = \left[\frac{U' - U}{U'} \right] \cdot 100\% = \frac{\dots}{\dots} \cdot 100\% = \dots\%$$

Если $U' \approx U$ и $\Delta \leq 5\%$, то условие выполняется;
 - если "да", то перейти к последующему блоку.

4. Определяем коэффициент эксплуатации

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

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

5. Определяем ориентировочное значение шага цепи

$$t' \geq 60 \sqrt[3]{\frac{k_3 N_1 \cdot 10^3}{z_1 n_1 [P] \cdot j}} = 60 \sqrt[3]{\frac{\dots \cdot \dots \cdot 10^3}{\dots \cdot \dots \cdot \dots \cdot \dots}} = \dots \text{мм},$$

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

j - число рядов роликовой цепи, предварительно 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 $t = \dots$ мм. Обозначение цепи.....

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

Цепь ПР-19,05-31800 ГОСТ13568-75

7. Определяем скорость цепи

$$V = \frac{t \cdot z_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{\quad \cdot \quad \cdot \quad}{60 \cdot \quad} = \dots\dots\dots \text{м/с.}$$

8. Определяем окружную силу

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

9. Определяем давление в шарнирах цепи

$$P = \frac{k_s \cdot F_t}{0,275 \cdot t^2} = \frac{\quad \cdot \quad}{0,275 \cdot \quad^2} = \dots\dots\dots \text{МПа.}$$

10. Проводим сравнение $P \leq [P]$,

где $[P]$ - допускаемое давление в шарнирах цепи выбранно-го шага,

Пр.4.1.3. (Справочник);

$$[P] = \dots\dots\dots \text{МПа. } P = \dots\dots\dots \text{МПа.}$$

Проверка условия прочности $P \leq [P]$. Вывод _____

Выполняется, не выполняется

В случае невыполнения условия увеличиваем шаг или число рядов цепи.

11. Определяем межосевое расстояние

$$a = 40 \cdot t = 40 \cdot \quad = \quad \text{мм.}$$

12. Определяем число звеньев цепи

$$\omega' = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left[\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right]^2 \frac{t}{a} =$$

$$= \frac{2 \cdot \quad}{\quad} + \frac{\quad}{2} + \left[\frac{\quad}{2 \cdot 3,14} \right]^2 \frac{\quad}{\quad} = \dots\dots\dots$$

Округляем до целого четного числа $\omega = \dots\dots\dots$

13. Определяем длину цепи

$$L = \omega \cdot t = \text{_____} \cdot \text{_____} = \text{.....мм}; \quad L = \text{.....м}.$$

14. Определяем число входов цепи в зацепление с обеими звездочками (число ударов) за 1 секунду

$$v = \frac{2 \cdot V}{L} = \frac{2 \cdot \text{_____}}{\text{_____}} = \text{.....с}^{-1}.$$

15. Проводим сравнение $v \leq [v]$,

где $[v]$ - допустимое число входов цепи в зацепление,
 Пр.4.1.4.(Справочник):

При $t = \text{.....}$, $[v] = \text{.....}$

Вывод: данное условие _____.

Выполняется, не выполняется

В случае невыполнения условия удлинняем цепь.

16. Определяем диаметры начальных окружностей звездочек:

$$\beta_1 = \frac{180^0}{Z_1} = \frac{180^0}{\text{_____}} = \text{.....}^0; \quad \beta_2 = \frac{180^0}{Z_2} = \frac{180^0}{\text{_____}} = \text{.....}^0.$$

$$d_1 = \frac{t}{\sin \beta_1} = \frac{\text{_____}}{\sin \text{_____}} = \text{.....мм};$$

$$d_2 = \frac{t}{\sin \beta_2} = \frac{\text{_____}}{\sin \text{_____}} = \text{.....мм}.$$

Определяем диаметры вершин ведущей и ведомой звездочек:

$$d_{a1} = t \cdot [\text{ctg} \beta_1 + 0,5] = \text{_____} \cdot \left[\text{_____} + 0,5 \right] = \text{.....мм};$$

$$d_{a2} = t \cdot [\text{ctg} \beta_2 + 0,5] = \text{_____} \cdot \left[\text{_____} + 0,5 \right] = \text{.....мм}.$$

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



$$F_r = 1,2 \cdot F_t = 1,2 \cdot \text{_____} = \text{.....Н.}$$

4.2 Расчет клиноременной передачи.

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

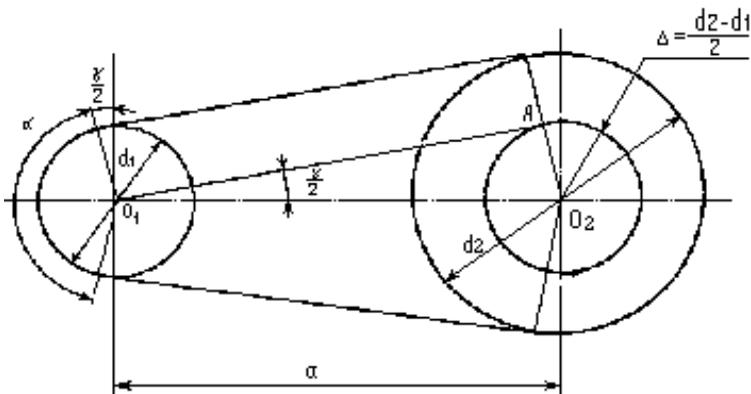
Согласно ГОСТ 1284.3-80 расчет клиновых ремней сводится к подбору типа и числа ремней. Основным расчетом ремней считается расчет по тяговой способности. Расчет ремней на долговечность проводится как проверочный.

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

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

$n_1 = \dots\dots\dots$ - частота вращения ведущего вала передачи, 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) Рекомендуемые 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 ря-

да:

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

Определяем диаметр большого шкива
 $d_2 = d_1 \cdot U = \dots \cdot \dots = \dots\dots\dots$ 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 $\xi \approx 0,01$:

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

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

6. Проверяем расчет погрешности по передаточному числу

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

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

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

8. Определяем ориентировочное значение длины ремня:

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

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

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

Выбираем: $L = \dots \text{мм.}$

9. Уточняем межосевое расстояние:

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

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

где: $\Delta_1 = 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2) = 0,5 \cdot 3,142 \cdot \dots = \dots,$

$\Delta_2^2 = 0,25 \cdot (d_2 - d_1)^2 = 0,25 \cdot (\dots - \dots)^2 = \dots$

10. Определяем угол обхвата ремнем малого шкива:

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

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

Условие

Выполняется, не выполняется

11. Определяем скорость ремня:

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,142 \cdot \dots \cdot \dots}{60} = \dots \text{м/с.}$$

12. Определим число пробегов ремня в секунду:

$$v = \frac{V \cdot 1000}{L} = \frac{\dots}{\dots} = \dots (1/\text{с}).$$



13. Осуществим проверку ременной передачи на долговечность по числу пробегов

из условия: $V \leq [V]$, где: $[V]=10(1/с)$. $[V]=10...20(1/с)$ в особых случаях.

Вывод условие
 Выполняется, не выполняется

14. Определим окружную силу на шкивах:

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

15. Определяем ориентировочное значение числа устанавливаемых клиновых ремней:

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

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

Ориентировочно $[K]=1,8...2,2$ МПа

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

k_0 - полезное напряжение ремня, МПа:
 для нормальных клиновых ремней

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

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

$b_p = \dots$ мм - ширина ремня по нейтральному слою

Пр.4.2.6.(Справочник)

$V = \dots$ - 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).

d_1 – диаметр ведущего шкива

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

16. Определим силу от натяжения ремней, действующую на вал:

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

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

$$F_r = 2 \cdot A_1 \cdot z \cdot k_0 \cdot \cos \frac{\gamma}{2} = 2 \cdot \dots\dots \cdot \dots\dots \cdot \dots\dots \cdot \dots\dots = \dots\dots\dots H,$$

4.3 Конструирование ременных передач

4.3.1 Описание схемы алгоритма расчета ременных передач.

Исходные данные (получены из кинематического расчета привода):

N_1 - мощность на вращаемом валу;

n_1 - частота вращения вращаемого вала, об/мин;

U - передаточное число ременной передачи.

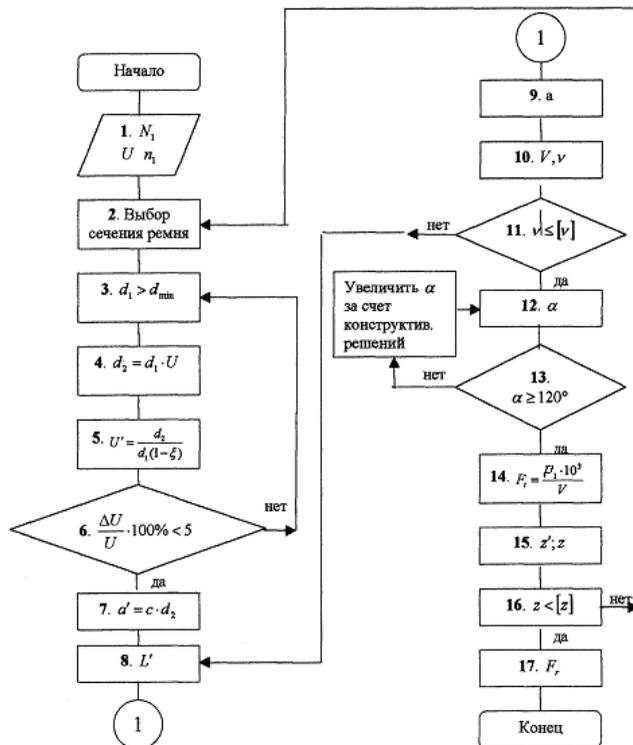


Рис.44. Блок-схема расчета клиноременной передачи

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.

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 (шкива), об/мин;

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

1. По таблице 33 выбираем сечение ремня в зависимости от вращающего момента на ведущем валу:

$$T_1 = 9555 \cdot 10^3 \cdot \frac{N_1}{n_1}, \text{ Нмм}$$

2. В зависимости от вращающего момента T_1 , выбираем тип сечения ремня и минимально допустимый диаметр ведущего шкива $d_{1\min}$ (табл.33).

С целью повышения ресурса работы передачи, выбираем рабочий диаметр шкива d_1 больше минимального $d_1 > d_{1\min}$ из стандартного ряда:

Таблица 33

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 30·103	63	УО	До 150·103	63
А	15·103...60·103	90	УА	90·103...400·103	90
Б	53·103...150·103	125	УБ	300·103...2·106	140
В	120·103...600·103	200	УВ	Свыше 2·106	224
Г	450·103...2,4·106	355	Поликлиновые		
Д	1,6·106...6·106	500	К	до 40·103	40
Е	Свыше 6·106	800	Л	18·103...400·103	80
			М	Свыше 130·103	180

$$d_1 = \dots\dots\dots \text{мм.}$$

3. Определяем диаметр большого шкива
 $d_2 = d_1 \cdot U = \dots \cdot \dots = \dots\dots\dots \text{мм.}$ Значение d_2 округляем до ближайшего стандартного значения из ряда:

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:

Принимаем $d_2 = \dots\dots\dots \text{мм.}$

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

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

Определим расхождение: $\Delta U = |U - U'|$.

5. Проверяем условие:

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

Если условие не выполняется, изменить диаметры стан-

дартных шкивов.

6. Определяем ориентировочное значение межосевого расстояния в интервале:

$$0,55(d_1+d_2) + h \leq a' \leq 2(d_1+d_2),$$

где h – высота сечения ремня

Из конструктивных соображений назначаем межосевое расстояние в пределах расчетных.

7. Определяем ориентировочное значение длины ремня:

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

По ГОСТ 1284.1-89, ГОСТ 1284.2 – 89, ГОСТ 1284.3 - 96 для ремней нормального сечения, по РТМ51-15-15-70, для ремней узкого сечения и по РТМ 38-40528-74, для поликлиновых ремней выбираем ближайшее стандартное значение ремня.

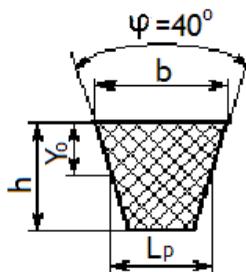


Таблица 34

Стандартный ряд длин ремней L , 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

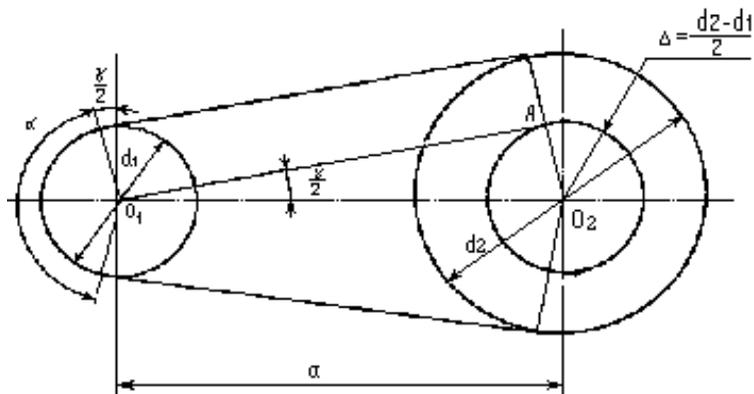
Размеры в скобках использовать в технически обоснованных случаях

Стандартная длину ремня: $L = \dots\dots\dots\text{мм}$.

8. Уточняем межосевое расстояние:

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

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



9. Определяем скорость ремня:

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60}, \text{ м/с.}; \text{ где } d, \text{ в м.}$$

10. В соответствии с типом ремня (нормального, узкого сечения или поликлиновых) определяем мощность передаваемую одним ремнем.

Таблица 35
 Мощность [P0], кВт, передаваемая одним клиновым ремнем
 (частичное извлечение) из ГОСТ 1284.3–80

Обозначение сечения ремня	Диаметр малого шкива d1:мм	Скорость ремня V, м/с					
		5	10	15	20	25	30
0	63	0,49	0,82	1,03	1,П	–	–
	71	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40	–
	80	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65	–
	90	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90	1,85
А	90	0,84	1,39	1,75	1,88	–	–
	100	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29	–
	112	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82	2,50
	125	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27	3,14
Б	125	1,39	2,26	2,80	–	–	.–
	140	1,61	2,70	3,45	3,83	–	–
	160	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88	4,47
	180	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76	5,53
В	200	2,77	4,59	5,80	6,33	–	–
	224	3,15	5,35	6,95	7,86	7,95	7,06
	280	3,48	6,02	7,94	9,18	9,60	9,05
	315	3,78	6,63	8,86	10,4	11,1	10,9
Г	355	6,74	11,4	14,8	16,8	17,1	15,4

	400	7,54	13,0	17,2	20	21,1	20,2
	450	8,24	14,4	19,3	22,8	24,6	24,5

Таблица 36.
 Мощность [P_0] кВт, передаваемая одним узким ремне

Обозначение сечения ремня	Диаметр малого шкива d_1 , мм	Скорость ремня V , м/с				
		5	10	20	30	40
УО	63	0,95	1,50	1,85	—	—
	71	1,18	1,95	2,73	—	—
	80	1,38	2,34	3,50	—	—
	90	1,55	2,65	4,20	4,55	—
УА	90	1,56	2,57	—	—	—
	100	1,89	3,15	—	—	—
	112	2,17	3,72	5,61	—	—
	125	2,41	4,23	6,60	7,10	—
УБ	140	2,95	5,00	—	—	—
	160	3,45	5,98	9,10	—	—
	180	3,80	6,70	10,6	11,5	—
	200	4,12	7,3	11,9	13,3	—
УВ	224	5,45	9,4	14,1	—	—
	250	6,05	10,6	16,6	17,1	—
	280	6,60	11,5	18,7	20,7	—
	315	7,08	12,8	20,9	23,9	22,7

Таблица 37
 Мощность $[P_0]$, кВт, передаваемая поликлиновым ремнем с
 десятью ребрами

Обозначение сечения ремня	Диаметр малого шкива d_1 , мм	Скорость ремня V , м/с			
		5	15	25	35
к	40	1,40	3,2		
	45	1,55	3,6	4,9	—
	50	1,65	4,0	5,3	—
	56	1,80	4,3	5,9	—
	63	1,90	4,6	6,4	—
	71	2,00	4,9	6,9	7,6
л	80	3,9	7,9	—	—
	90	4,5	9,7	—	—
	100	5,0	11,2	13,0	—
	112	5,5	12,7	15,3	—
	125	5,9	13,9	17,4	—
	140	6,3	15,0	19,2	17,2
	160	6,7	16,2	21,2	20,0
м	180	14,5	30,2	31,8	
	200	16,3	35,8	40,4	—
	224	18,0	41,2	49,5	37
	250	19,7	45,0	57,0	48
	280	21,0	50,3	65,0	58
	315	22,5	54,3	71,0	68

12. По ГОСТ 1284.3 – 80 передачи клиновые и поликлиновые рассчитывают по тяговой способности. Расчет рекомендуется проводить по допустимой мощности $[P_0]$, передаваемой одним ремнем в реальных условиях.

$$[P] = [P_0] \cdot C_a \cdot C_p,$$

где $[P_0]$ – допускаемая мощность, передаваемая одним ремнем в типовых условиях

приведена в табл. 35...37;

C_a – коэффициент, учитывающий влияние на тяговую способность угла обхвата;

C_p – учитывает режим работы.

Определяем угол обхвата ремнем меньшего шкива по условию $\alpha \geq 120^\circ$:

$$\alpha = 180 - 57 \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} \geq 120^\circ,$$

- если "нет", то необходимо увеличить угол обхвата путем применения натяжного ролика или увеличения межосевого расстояния;

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

Таблица 38

Определяем коэффициент C_a

C _a – коэффициент, учитывающий влияние на тяговую способность угла обхвата				
α ^о	180	170	160	150
C _a	1	0,97	0,94	0,91

C_a=.....

Таблица 39

Определяем коэффициент C_p .

№ п/п	Режим работы	C _p
1	Спокойный (ленточные транспортеры, токарные и шлифовальные станки)	1
2	Умеренные колебания нагрузки (цепные транспортеры, фрезерные станки)	0,9
3	Значительные колебания нагрузки (скребковые транспортеры, строгальные станки)	0,8
4	Ударные нагрузки (дробилки, молоты, экскаваторы)	0,7

5	При двухсменной работе	$C_p \cdot 0,9$
6	При трехсменной работе	$C_p \cdot 0,8$

$C_p = \dots$

Мощность, передаваемая одним ремнем $[P] = [P_0] \cdot C_a \cdot C_p$,

13. Рассчитываем число клиновых ремней

$$Z = \frac{P}{[P]} \leq 6(8),$$

- если "нет", то необходимо увеличить площадь сечения ремня, а с ним и диаметр шкива;
- если "да", то перейти к следующему блоку.

Для поликлиновых ремней: $Z = \frac{10P}{[P]}$

Рекомендуемое число ребер указано в таблице
 Таблица 40

Обозначение сечения ремня	Размеры, мм					Рекомендуемое число ребер, клиньев	Диапазоны длин L ремней, мм	Масса 1 м длины ремня с десятью ребрами
	t	h	r1	r2	h			
К (J)	2,4	4	2,35	0,2	0,4	2...36	400...2000	0,09
Л (L)	4,8	9,5	4,85	0,4	0,6	4...20	1250...6000	0,45
М (M)	9,5	16,7	10,35	0,8	1,0	4...20	2000...6000	1,6

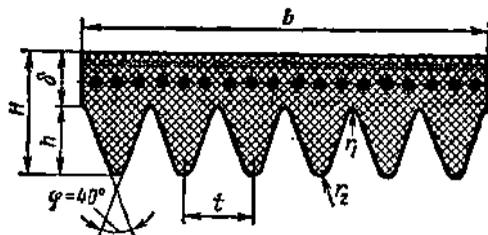


Таблица 41
 Размеры приводных клиновых и поликлиновых ремней

Параметры ремня	Тип ремня						
	Нормальное сечение						
	O(Z)	A(A)	B(B)	B(C)	Г(D)	Д(E)	Е
A1,A10,мм2	47	81	138	230	476	692	1172
bh,мм	8,5	11	14	19	27	32	42
g, 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		
	УO(SP Z)	УA(SP A)	УB(SP B)	УB(SP C)	К(J)	Л(L)	М(K)
A1,A10,мм2	56	95	158	278	54	291	954
bh,мм	8,5	11	14	19	2,4	4,8	9,5
g, кг/м	0,07	0,12	0,2	0,37	0,09	0,45	1,6
[z]	6	6	12	12	36	20	20

14. Определим силы, действующие на валы:

14.1. Определяем силу предварительного натяжения

$$\text{одного клинового ремня } F_{01} = \frac{780 \cdot P}{V \cdot C_a \cdot C_p \cdot Z} + g \cdot V^2,$$

одного поликлинового ремня с числом ребер 10

$$F_{01} = \frac{780 \cdot P}{V \cdot C_a \cdot C_p} + g \cdot Z \cdot V^2 \cdot 0,1,$$

где g – масса 1 м длины ремня по таб.41

14.2 Определяем силу, действующую на валы,

$$F_r = 2 \cdot F_{01} \cdot Z \cdot \sin \frac{\gamma}{2},$$

где $\gamma = 180 - \alpha$ - угол между ветвями ремня.

5.1.2. Конструкции шкивов ременных передач

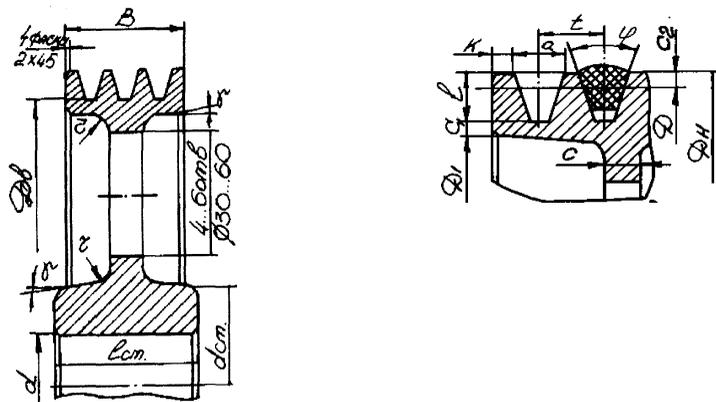
Шкивы ременных передач изготавливают чаще всего литыми из чугуна. Для снижения инерционных нагрузок шкивы высокоскоростных передач изготавливают из легких сплавов. При небольшом выпуске их изготавливают также сварными из стали. Шкивы быстроходных передач подвергают балансировке. При диаметре $D \leq 300$ шкивы выполняют с дисками без спиц, шкивы больших диаметров - с 4..6 спицами (рис.46). Для шкивов с $D_n \geq 250$ мм диск конструируют в виде конуса, что способствует лучшему отводу газов при заливке формы металлом.

Для удобства установки ремней шкивы передач должны быть консольными, иначе для смены ремня потребуются разборка узла.

Поскольку в процессе работы ремень может вытягиваться, то в конструкции с ременной передачей необходимо предусматривать устройства для изменения межосевого расстояния.

Для увеличения угла обхвата α_1 рекомендуется ведомую ветвь передачи располагать вверху. Тогда за счет провисания ремня угол несколько увеличивается. В тех случаях когда провисание ремней несущественно, то для увеличения угла обхвата α_1 рекомендуется применять дополнительный шкив, который может служить и натяжным устройством.

Допуски на форму и расположение поверхностей можно назначать для шкивов ременной передачи основываясь рекомендациями приведенными для колес зубчатых передач.



Размеры обода и канавок в мм

Профиль ремня по ГОСТ 1284.1-80	C2	e	t	a	k	C1	φ
О	3	10	12	10	4	5,5	34° при $D=63...71$; 36° $D=80...100$ 38° при $D=112...160$; 40° $D=180$
А	4	13	16	13	5,5	6	34° при $D=90...112$; 36° $D=125...160$ 38° при $D=190...400$; 40° $D=450$
Б	5	17	21	17	6,5	7,5	38° при $D=190...112$; 40° $D=450$ 38° при $D=250...500$
В	7	22	27	22	7	10	36° при $D=200...315$; 38° при $D=355...450$

D - расчетный диаметр. При $D > 350$ мм шкив выполняется с 4...6 спицами.

$$D_n = D + 2C_2;$$

$$D_b = D_n - 2e;$$

$$b = (z - 1)t + a + 2k;$$

z - число канавок (ремней);

$$D_1 = D_b - 2C_1;$$

$$d_{cm} = (1,6 \dots 1,7)d ;$$

$\gamma = 7 \dots 8^\circ$ - литейные (формовочные) уклоны;

$r \geq 4 \dots 5$ мм $l_{cm} = (0,9 \dots 1,4)d$ - для переходных посадок

$\frac{H7}{k6}$.

Рис.46. Конструкции шкивов ременных передач

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.
6. Проведите расчет вала по приведенной методике, не учитывая в формулах отсутствующие нагрузки.
7. Изобразите на расчетной схеме вала реакции опор.
8. Изобразите эпюры крутящего и изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях.
9. На основе анализа эпюр нагрузок, по крутящему и изгибающим моментам рассчитайте диаметры валов.
10. На компоновке изобразите теоретический профиль вала в масштабе компоновки.
11. Проведите конструирование вала с учетом условия сборки и размеров взаимодействующих с ним деталей.

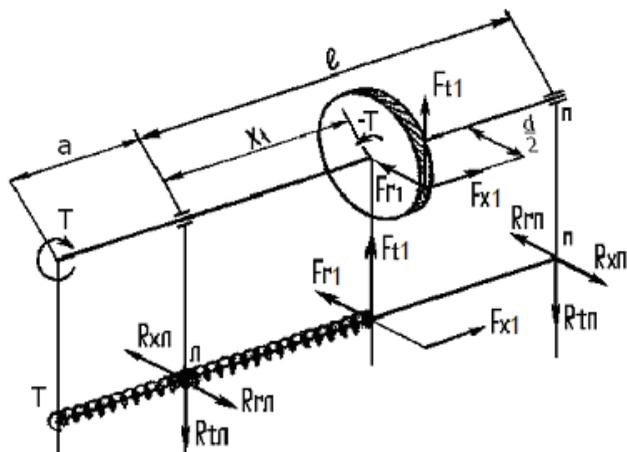
Уравнения расчета валов составлены для представленных на рисунках примерах нагружения.

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

Схемы дополняющих элементов

- | |
|---|
| 1. Муфта 2. Шкив. 3 Зубчатые колеса (2 варианта) 4. Звездочка |
|---|

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



Исходные данные:

- $F_{t1} = \text{_____} \text{ Н,}$
- $F_{r1} = \text{_____} \text{ кН,}$
- $F_{x1} = \text{_____} \text{ кН,}$
- $F_{t2} = \text{_____} \text{ кН,}$
- $F_{r2} = \text{_____} \text{ кН,}$
- $F_{x2} = \text{_____} \text{ кН,}$
- $T = \text{_____} \text{ Нм}$

$l = \text{_____} \text{ мм}$ – расстояние между опорами

$a = \text{_____} \text{ мм}$ – расстояние от левой опоры до центра муф-

ты,

$x_1 = \text{_____} \text{ мм}$ – 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.

$$\Sigma M_L = 0. \quad F_{t1} * x_1 - R_{tn} * l = 0,$$

$$R_{tn} = \frac{F_{t1} \cdot X_1}{l} = \dots = \dots ;$$

$$\Sigma M_{\Pi} = 0. \quad -F_{t1} \cdot (\ell - X_1) - R_{tn} \cdot \ell = 0,$$

$$R_{tn} = \frac{F_{t1} \cdot (l - X_1)}{l} = \dots \cdot (\dots - \dots) = \dots ;$$

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

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

$$\Sigma M_{\Pi} = 0. \quad F_{r1} \cdot X_1 - R_{rn} \cdot \ell = 0,$$

$$R_{rn} = \frac{F_{r1} \cdot X_1}{l} = \dots = \dots ;$$

$$\Sigma M_{\Pi} = 0. \quad -F_{r1} \cdot (\ell - X_1) - R_{rn} \cdot \ell = 0,$$

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

$$R_{rn} + R_{rn} = F_{r2}$$

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

$$\Sigma M_{\Pi} = 0. \quad F_{x1} \cdot \frac{d_1}{2} - R_{xn} \cdot \ell = 0,$$

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

$$\Sigma M_{\Pi} = 0. \quad F_{x1} \cdot \frac{d_1}{2} - R_{xn} \cdot \ell = 0,$$

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

2. Реакции опор – суммарные

$$R_{л} = \sqrt{R_{лЛ}^2 + (R_{rЛ} - R_{xЛ})^2} = \sqrt{\quad^2 + (\quad - \quad)^2} = \underline{\quad};$$

$$R_{п} = \sqrt{R_{лП}^2 + (R_{rП} + R_{xП})^2} = \sqrt{\quad^2 + (\quad + \quad)^2} = \underline{\quad}.$$

3. Изгибающие моменты в опасном сечении под зубчатым колесом;

Вертикальная плоскость (от силы F_{t1})

$$M_{и}(F_{t1}) = R_{лЛ} * X_1 = \underline{\quad} * \underline{\quad} = \underline{\quad},$$

Горизонтальная плоскость – суммируем изгибающие моменты

(от сил F_{r1} и F_{x1}).

Слева от сечения

$$M_{иг л} = (R_{гЛ} - R_{xЛ}) X_1 = (\underline{\quad} - \underline{\quad}) * \underline{\quad} = \underline{\quad}$$

Справа от сечения

$$M_{иг п} = (R_{гП} + R_{xП}) * (l - X_1) = (\underline{\quad} + \underline{\quad}) * (\underline{\quad} - \underline{\quad}) = \underline{\quad}.$$

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

$$M_{и\Sigma} = \sqrt{(M_{и}(F_{t1}))^2 + (M_{и\Sigma П})^2} = \sqrt{\quad^2 + \quad^2} = \underline{\quad}$$

5. Приведенный момент

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

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

Сталь $\underline{\quad}$, НВ $\underline{\quad}$; $\sigma_B = \underline{\quad}$; $\sigma_T = \underline{\quad}$;

$\sigma_{-1} = \underline{\quad}$;

$$[\sigma]_и = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma} \cdot S} = \frac{\dots}{\dots} = \dots \text{ МПа} \quad - \quad \text{допускаемое}$$

напряжение изгиба;

$k_{\sigma}' = 2$ – ориентировочное значение коэффициента концентрации

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

$$[\tau_{кр}] = 0,5[\sigma]_и = \dots = \dots \text{ МПа.}$$

6. Диаметры вала в опасных сечениях:

Диаметр конца вала под муфту – d

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2 \cdot [\tau_{hp}]}} = \sqrt[3]{\frac{\dots}{0,2 \cdot [\dots]}} = \dots \text{ (мм), ввиду}$$

наличия шпоночного паза

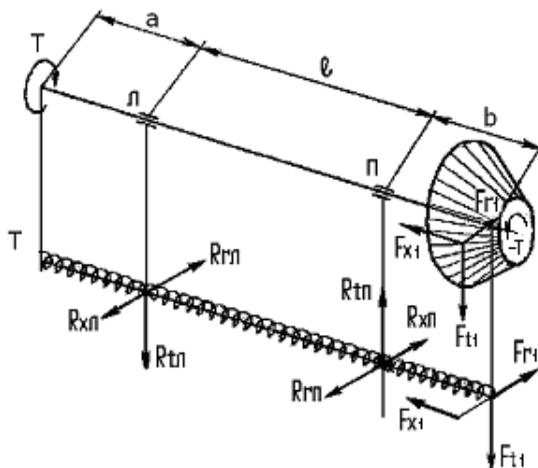
увеличивается на 10% и округляется в большую сторону по посадочному диаметру муфты.

Диаметр вала под зубчатое колесо – d₁

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_p}{0,1 \cdot [\sigma_c]}} = \sqrt[3]{\frac{\dots}{0,1 \cdot [\dots]}} = \dots \text{ (мм),}$$

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)

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 муф-

ты,

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

колеса.

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

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

1. Определение опорных реакций в горизонтальной плоскости.

От действия осевой силы F_{x1} .

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

$$\Sigma M_{\Pi}=0; M_{иF_x}=R_{xл} \cdot l, R_{xл} = \frac{M_{иF_x}}{l} = \frac{\quad}{\quad} = \frac{\quad}{\quad};$$

$$\Sigma M_{\Pi}=0; M_{иF_x}=R_{xп} \cdot l, R_{xп} = \frac{M_{иF_x}}{l} = \frac{\quad}{\quad} = \frac{\quad}{\quad}$$

От действия радиальной силы F_{r1}

$$\Sigma M_{\Pi}=0; F_{r1} \cdot b - R_{rn} \cdot l = 0;$$

$$R_{rn} = \frac{F_{r1} \cdot b}{l} = \frac{\quad \cdot \quad}{\quad} = \frac{\quad}{\quad}$$

$$\Sigma M_{л}=0; F_{r1} \cdot (l+b) - R_{rn} \cdot l = 0;$$

$$R_{rn} = \frac{F_{r1} \cdot (l+b)}{l} = \frac{\quad \cdot (\quad + \quad)}{\quad} = \frac{\quad}{\quad}$$

2. Определение опорных реакций в вертикальной плоскости.

От действия окружной силы F_{t1} .

$$\Sigma M_{\Pi}=0; -F_{t1} \cdot b + R_{tn} \cdot l = 0;$$

$$R_{tn} = \frac{F_{t1} \cdot b}{l} = \frac{\quad \cdot \quad}{\quad} = \frac{\quad}{\quad}.$$

$$\Sigma M_{л}=0; -F_{t1} \cdot (l+b) + R_{tn} \cdot l = 0;$$

$$R_{tn} = \frac{F_{t1} \cdot (l+b)}{l} = \frac{\quad \cdot (\quad + \quad)}{\quad} = \frac{\quad}{\quad}.$$

3. Реакции опор – суммарные.

$$R_{л} = \sqrt{R_{xл}^2 + (R_{xл} - R_{rn})^2} = \sqrt{\quad^2 + (\quad - \quad)^2} = \frac{\quad}{\quad};$$

$$R_{п} = \sqrt{R_{xп}^2 + (R_{rn} - R_{xп})^2} = \sqrt{\quad^2 + (\quad - \quad)^2} = \frac{\quad}{\quad}.$$

4. Изгибающий момент в опасном сечении (на правой опоре)

от силы Ft слева от сечения:	От силы Ft справа от сечения
$M_{ит} = R_{тл} * \ell = \underline{\quad} * \underline{\quad} = \underline{\quad}$	$M_{ит} = F_{т1} * b = \underline{\quad} * \underline{\quad} = \underline{\quad}$
От сил R _{хл} и R _{гл} слева от сечения	От силы Fr и Fx справа от сечения
$M_{игx} = (R_{хл} - R_{гл}) * \ell =$ $= (\underline{\quad} - \underline{\quad}) * \underline{\quad} = \underline{\quad}$	$M_{игx} = F_{г1} * b - M_{иFх} = M_{иг} - M_{иFх} =$ $= \underline{\quad} - \underline{\quad} = \underline{\quad}$

5. Суммарный изгибающий момент в наиболее нагруженном сечении - 3, справа

$$M_{и\Sigma} = \sqrt{M_{ит}^2 + (M_{ур} - M_{уFх})^2} * \sqrt{\quad^2 + (\quad - \quad)^2} = \underline{\quad}$$

6. Приведенный момент

$$M_{пр} = \sqrt{M_{с\Sigma}^2 + T_1^2} = \sqrt{\quad^2 + \quad^2} = \underline{\quad}$$

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

Сталь , НВ ; $\sigma_b = \underline{\quad}$; $\sigma_T = \underline{\quad}$; $\sigma_{-1} = \underline{\quad}$;

$$[\sigma]_и = \frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma \cdot S} = \underline{\quad} = \underline{\quad} \text{ МПа} - \text{допускаемое напря-}$$

жение изгиба;

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

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

$$[\tau_{кр}] = 0.5 * [\sigma]_и = \dots = \dots \text{ МПа.}$$

7. Диаметры вала в опасных сечениях

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

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{M_{\cdot p}}{0,1 \cdot [\sigma_c]}} = \sqrt[3]{\frac{\quad}{0,1 \cdot [\quad]}} = \quad .$$

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)

5.2. Вал с коническим прямозубым колесом

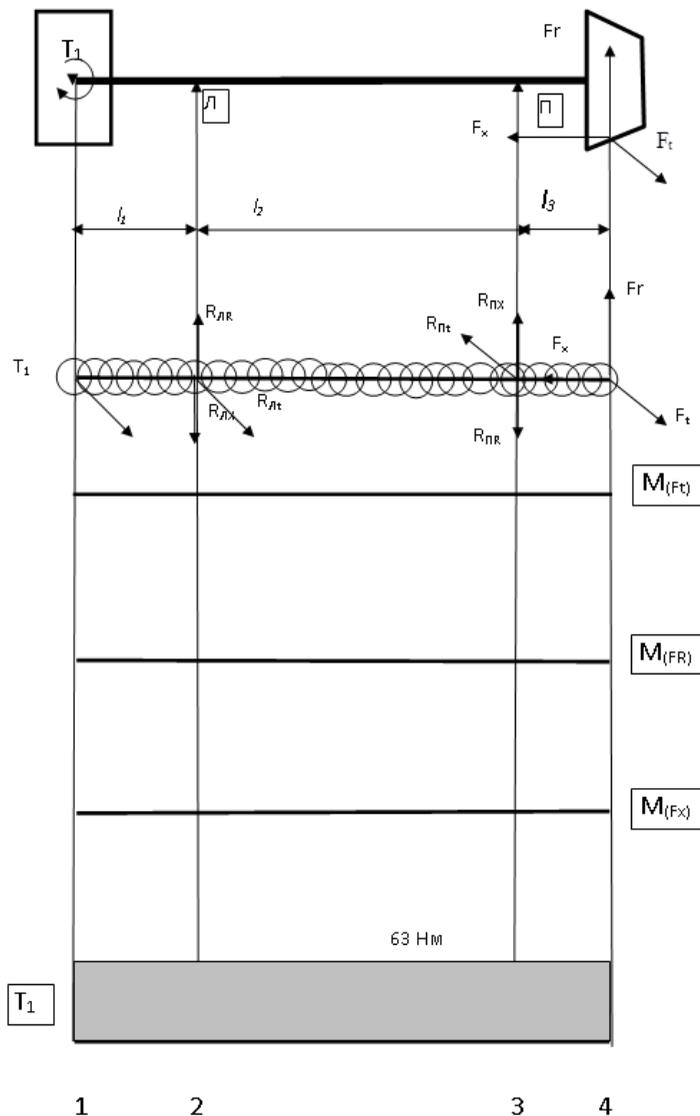
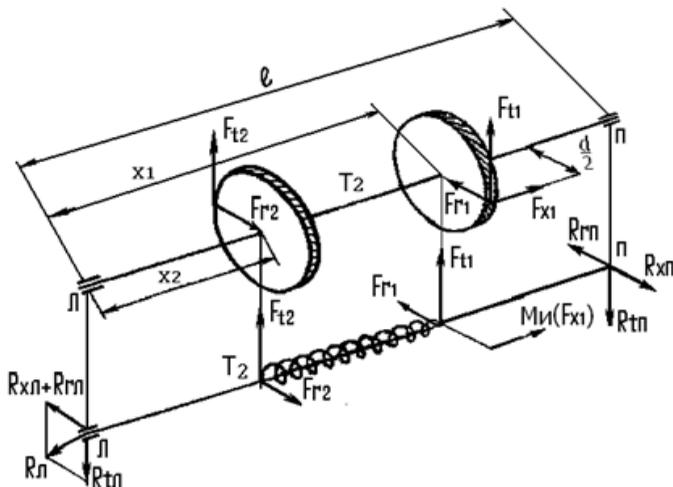


Схема распределения напряжений по сечениям ведущего вала конической передачи.

5.3 Расчет промежуточного вала редуктора на статическую прочность.



Исходные данные
 Передача цилиндрическая,
 коническая 1:

$T_2 = \underline{\hspace{2cm}}$ Нм;
 $F_{t1} = \underline{\hspace{2cm}}$ кН,
 $F_{r1} = \underline{\hspace{2cm}}$ кН;
 $F_{x1} = \underline{\hspace{2cm}}$ кН.

Передача цилиндрическая, коническая 2:

$-T_2 = \underline{\hspace{2cm}}$ Нм;
 $F_{t2} = \underline{\hspace{2cm}}$ кН,
 $F_{r2} = \underline{\hspace{2cm}}$ кН.
 $F_{x2} = \underline{\hspace{2cm}}$ кН.

Из компоновки редуктора, расстояние между опорами
 $\ell = \underline{\hspace{2cm}}$ мм;

Координата прямозубого колеса относительно левой опоры
 $-X_1 = \underline{\hspace{2cm}}$ мм

Координата косозубого колеса относительно левой опоры –
 $X_2 = \underline{\hspace{2cm}}$ мм.

1. Определение опорных реакций в вертикальной плоскости.

От действия окружных сил F_{t1} и F_{t2} .

Составляем сумму моментов относительно левой опоры.

$$\Sigma M_{л} = 0; \quad R_{тл} \cdot l - F_{t1} \cdot x_1 - F_{t2} \cdot x_2 = 0$$

$$R_{тл} = \frac{-F_{t1} \cdot x_1 + F_{t2} \cdot x_2}{l},$$

$$R_{нт} = F_{t1} + F_{t2} - R_{тл}.$$

От действия радиальных сил F_{r1} и F_{r2} .

Составляем сумму моментов относительно левой опоры в горизонтальной плоскости.

$$\Sigma M_{л} = 0; \quad R_{rn} \cdot l + F_{r1} \cdot x_2 - F_{r2} \cdot x_1 = 0$$

$$R_{rn} = \frac{-F_{r1} \cdot x_2 + F_{r2} \cdot x_1}{l} = \frac{\dots + \dots}{\dots} = \dots;$$

$$R_{rl} = F_{r2} - F_{r1} - R_{rn} = \dots - \dots - \dots = \dots.$$

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

Составляем сумму моментов относительно левой и правой опор.

$$\Sigma M_{л} = 0. \quad F_{x1} \cdot \frac{d}{2} - R_{xn} \cdot l = 0, \quad R_{xn} = \frac{F_{x1} \cdot d}{2l} = \frac{\dots}{\dots} = \dots;$$

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

$$R_{лх} = R_{пх}.$$

2. Суммарные реакции опор (радиальные нагрузки на подшипники)

$$R_{л} = \sqrt{R_{tl}^2 + (R_{rl} + R_{xl})^2} = \sqrt{\dots^2 + (\dots + \dots)^2} = \dots;$$

$$R_{п} = \sqrt{R_{tp}^2 + (R_{rp} - R_{xp})^2} = \sqrt{\dots^2 + (\dots - \dots)^2} = \dots.$$

Большая из суммарных реакций с учетом осевой силы F_{x1} используется для расчета подшипников.

3. Изгибающие моменты в сечении 2 (слева от сечения);

$$M_{и}(F_t) = R_{тп} * X_2 = \underline{\hspace{2cm}} * \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}};$$

$$M_{и}(F_r) = R_{гп} * X_2 = \underline{\hspace{2cm}} * \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}};$$

$$M_{и}(F_x) = R_{хп} * X_2 = \underline{\hspace{2cm}} * \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}}.$$

Изгибающие моменты в сечении 3 (справа от сечения);

$$M_{и}(F_t) = R_{тп} * (\ell - X_1) = \underline{\hspace{2cm}} * (\underline{\hspace{2cm}} - \underline{\hspace{2cm}}) = \underline{\hspace{2cm}};$$

$$M_{и}(F_r) = R_{гп} * (\ell - X_1) = \underline{\hspace{2cm}} * (\underline{\hspace{2cm}} - \underline{\hspace{2cm}}) = \underline{\hspace{2cm}};$$

$$M_{и}(F_x) = R_{хп} * (\ell - X_1) = \underline{\hspace{2cm}} * (\underline{\hspace{2cm}} - \underline{\hspace{2cm}}) = \underline{\hspace{2cm}}.$$

Суммарный изгибающий момент в сечении - 2, слева

$$M_{и\Sigma} = \sqrt{M_{ит}^2 + (M_{иr} + M_{иx})^2} = \sqrt{\hspace{2cm}^2 + (\hspace{2cm} + \hspace{2cm})^2} = \underline{\hspace{2cm}}$$

Суммарный изгибающий момент в сечении - 3, справа

$$M_{и\Sigma} = \sqrt{M_{ит}^2 + (M_{иr} + M_{иx})^2} = \sqrt{\hspace{2cm}^2 + (\hspace{2cm} + \hspace{2cm})^2} = \underline{\hspace{2cm}}$$

4. Приведенный момент в сечении - 2

$$M_{пр2} = \sqrt{M_{С\Sigma}^2 + T_2^2} = \sqrt{\hspace{2cm}^2 + \hspace{2cm}^2} = \underline{\hspace{2cm}}$$

Приведенный момент в сечении - 3

$$M_{пр3} = \sqrt{M_{С\Sigma}^2 + T_2^2} = \sqrt{\hspace{2cm}^2 + \hspace{2cm}^2} = \underline{\hspace{2cm}}$$

Диаметры вала в опасных сечениях

Материал для изготовления валов, Пр. 5.2. (Справочник):

Сталь $\underline{\hspace{2cm}}$, НВ $\underline{\hspace{2cm}}$; $\sigma_b = \underline{\hspace{2cm}}$; $\sigma_T = \underline{\hspace{2cm}}$;

$\sigma_{-1} = \underline{\hspace{2cm}}$;

$$\text{где } [\sigma]_{и} = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma} \cdot S} = \underline{\hspace{2cm}} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ МПа - допус-}$$

каемое напряжение изгиба;

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

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

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

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{M_p}{0,1 \cdot [\sigma_c]}} = \sqrt[3]{\frac{\quad}{0,1 \cdot [\quad]}} = \underline{\quad}$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{M_p}{0,1 \cdot [\sigma_c]}} = \sqrt[3]{\frac{\quad}{0,1 \cdot [\quad]}} = \underline{\quad}$$

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)

5.3. Промежуточный вал редуктора

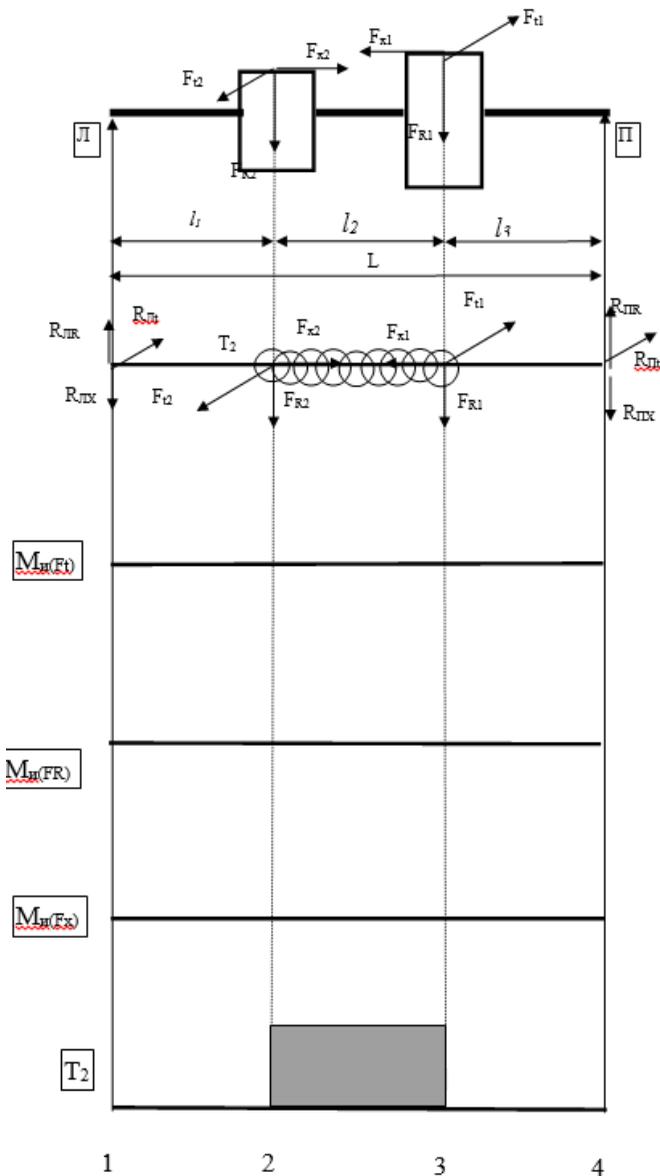


Схема распределения напряжений по сечениям промежуточного вала.

5.4 Расчет вала на выносливость

(Справочник Пр5.4, Таб.1–5)

Расчет выполняют на основе чертежа конструкции вала и напряжений в зоне концентратора, они служат для определения расчетного коэффициента запаса прочности для опасного сечения вала.

Концентратор в виде шпоночного паза в сечении №9:

$b \cdot x \cdot h = \dots \cdot x \cdot \dots$ мм.

Рассчитываем на усталость вал редуктора по $d = \dots$ мм,

Передаваемый крутящий момент $T = 10^3$ Нм.

Изгибающий момент в рассматриваемом сечении
 $M_{и} = \dots$ Нм

С точки зрения прочности вала достаточно иметь коэффициент запаса прочности $S = 1,7$, но учитывая повышенные требования к жесткости валов рекомендуется принимать $S = 2,5 \dots 3,0$.

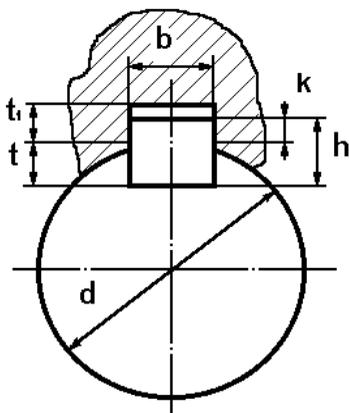
Принимаем материал валов сталь 40Х, улучшенную с параметрами:

$HВ = \dots 260$, $\sigma_{в} = \dots$ МПа, $\sigma_{т} = \dots$ МПа, $\sigma_{-1} = \dots$ МПа.

Момент сопротивления вала по шпоночной канавке

$$W_{и} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{bt \cdot (d-t)^2}{2d} \text{ мм}^2;$$

$$W_{кр} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{bt \cdot (d-t)^2}{2d} \text{ мм}^2$$



1. Коэффициент запаса усталостной прочности по нормальным напряжениям (изгиб) для опасных сечений.

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{k_d \cdot k_v} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m};$$

где σ_{-1} – предел выносливости стали при симметричном цикле напряжений изгиба; для углеродистой стали $\sigma_{-1} = 0,35 \cdot \sigma_{в} + (70 \dots 120) = \dots$ МПа.

ψ_{σ} – коэффициент чувствительности к асимметрии цикла

напряжений

для углеродистых сталей принимаем $\Psi_{\sigma}=0,2$;

σ_a – амплитуда нормального напряжения, соответствует
 наибольшему в

$$\text{данном сечении напряжению изгиба } \sigma_a = \sigma_{\text{им}} = \frac{M_u}{W_u} = \dots =$$

= МПа;

σ_m – среднее напряжение $\sigma_m = 0$;

K_{σ} -эффективный коэффициент концентрации напряжений,

Пр.5.4 (Таб.4);

$K_d = 0,8$ – масштабный фактор для нормальных напряжений;

K_V - коэффициент, учитывающий упрочнение материала,

Пр.5.4 (Таб.6).

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{k_d \cdot k_V} \cdot \sigma_a + \Psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \dots =$$

2. Коэффициент запаса усталостной прочности по касательным напряжениям;

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{k_d \cdot k_V} \cdot \tau_a + \Psi_{\tau} \cdot \tau_m} ;$$

где τ_{-1} – предел выносливости материала при кручении по касательным напряжениям

$\tau_{-1} = 0,6 \cdot \sigma_{-1}$ МПа;

k_{τ} – эффективный коэффициент концентрации напряжений

Пр.5.4 (Таб. 4)

при кручении $k_{\tau} = \dots$;

Ψ_{τ} – коэффициент чувствительности к асимметрии цикла напряжений $\Psi_{\tau} = 0$;

$\tau_m = 0,5 \tau_k$ - среднее напряжение цикла.

Напряжение на кручение $\tau_a = \tau_k = \frac{T}{W_{кр}} = \dots = \dots$ МПа;

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{k_d \cdot k_V} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{\tau_{-1}}{\dots + \dots} = \dots;$$

3. Коэффициент запаса усталостной прочности по каждому из опасных сечений;

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{\dots \cdot \dots}{\sqrt{\dots^2 + \dots^2}} = \dots$$

Проверка условия прочности $S \geq [S]$; $\dots \geq \dots$,
 где $[S] = 2, 5 \dots 3$ – допускаемый коэффициент запаса усталостной прочности.

4. Заключение о прочности вала.

В рассмотренном сечении вал имеет.....

Рекомендации:

6. РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЙ

6.1 Выбор призматических шпонок и проверочный расчет соединений

Шпоночные соединения предназначаются для передачи крутящего момента между валом и ступицей.

Наибольшее применение находят призматические шпонки (ГОСТ 23360-78)

Призматические шпонки подбирают в зависимости от диаметра вала (Справочник. Пр. 6.1.) и проверяют на прочность по напряжению смятия

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T_i}{d \cdot t_1 \cdot l} \leq [\sigma_{см}]$$

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

$T_i = \dots \dots \dots$ Нмм.

d – диаметр вала; h – высота шпонки;

t_1 – заглубление шпонки в вал; L – длина шпонки $L = L_{ст} - 5 \dots 10$ мм;

$[\sigma_{см}] = 60 \dots 150$ МПа – допустимое напряжение смятия.

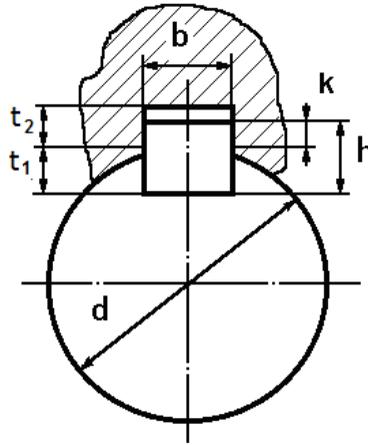
Длина шпонки выбирается на $5 \dots 10$ мм короче ступицы, из предлагаемого ряда на длину шпонки. Если по результату расчета длина ступицы получается $\geq 1,5d$, то шпоночное соединение рекомендуется заменить шлицевым.

Параметры соединения: $d = \dots$ мм; $l_{ш} = \dots$ мм; $b = \dots$ мм; $h = \dots$ мм;

$t = \dots$ мм; $t_1 = \dots$ мм;

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T_i}{d \cdot t_1 \cdot l} = \dots \dots \dots = \dots \dots \dots \text{ МПа}$$

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



Параметры шпоночных соединений

№ вала	d, мм	l, мм	b, мм	h, мм	t1, мм	$\sigma_{см}$, МПа
1						
2						
3						
4						

6.2 Проверочный расчет прямобочных шлицевых соединений

Шлицевые соединения предназначаются для передачи крутящего момента

между валом и ступицей. По форме профиля поперечного сечения шлицы делятся на прямобочные, эвольвентные и треугольные. Наибольшее применение находят прямобочные шлицы (ГОСТ 1139 – 80) 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

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

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;

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

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

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

Геометрические параметры соединения (Справочник Пр. 6.2):

$d = \dots \dots \dots$ мм; $D = \dots \dots \dots$ мм; $b = \dots \dots \dots$ мм; $h = \dots \dots \dots$ мм; $f = \dots \dots \dots$ мм;

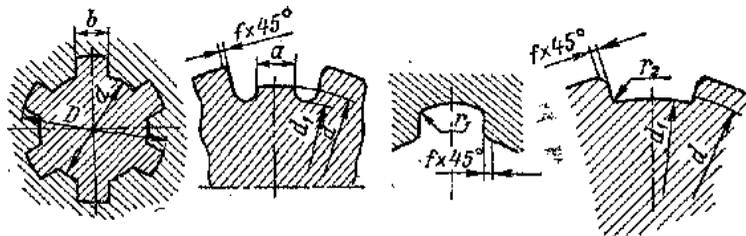
$l_{\text{ст}} = \dots \dots \dots$ мм; $Z = \dots \dots \dots$;

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

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

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

$\sigma_{\text{сж}} \leq [\sigma_{\text{сж}}]; \dots \dots \dots < 60 \dots 100$ МПа



Параметры шлицевых соединений ГОСТ 21245 – 75

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

7. РАСЧЁТ ПОДШИПНИКОВ

7.1 Расчет подшипников качения

Подшипники качения выбирают по диаметру вала величине и направлению действующих нагрузок, а проверяют по статической и динамической грузоподъемности.

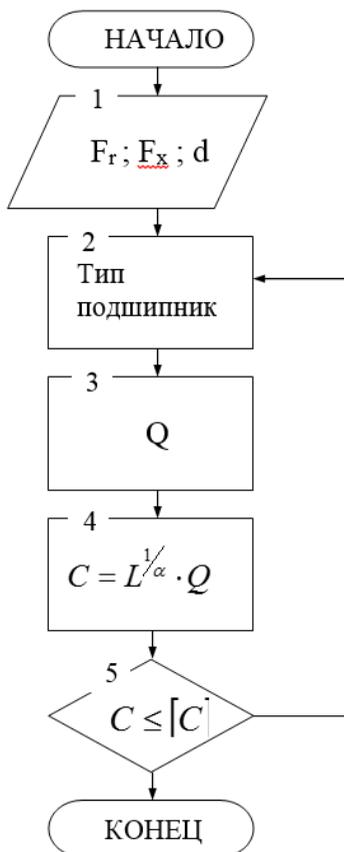
7.1. Исходные данные для выбора типа подшипника:

Расчет ведем по наиболее нагруженной – опоре

Суммарная нагрузка на опоре $F_r = R = kH$;

Результирующая осевая сила $F_x = kH$;

Схема алгоритма расчета подшипников качения



Выбор типа подшипника:

- если $F_x < 0,3F_r$, то принимается радиальный подшипник,

($\beta=0$);

- если F_x , то принимается радиально-упорный шариковый подшипник или с коническим роликом ($\beta=10...17^\circ$);
- если $F_x \geq 1,5F_r$, то принимается радиально-упорный подшипник ($\beta=26...30^\circ$).

7.1.1 Расчет радиального подшипника

Выбираем радиальный подшипник по следующим исходным данным:

- диаметру шейки вала под подшипник $d=.....$ мм;
- Частоте вращения вала $n=.....$ об/мин;
- Ресурсу работы привода $L_h=.....$ часов.

(смотри П2.1 $L_h=t_h$ в расчете допускаемых напряжений при выборе материалов зубчатой передачи)

В соответствии с исходными данными выбираем радиальный подшипник

по ГОСТ 8338-75, при этом серия подшипника назначается методом проб.

$N^\circ.....$; $d=.....$ мм; $D=.....$ мм; $V=.....$ мм; $\alpha=.....^\circ$;
 $[C]=.....$ кН; $[C_0]=.....$ кН;

7.4 Принимаем коэффициенты, определяющие режим работы подшипников

(Справочник П7, таб.П8):

V – коэффициент кольца $V=1$;

k_b – коэффициент безопасности $k_b=.....$;

k_t – температурный коэффициент $k_t=.....$,

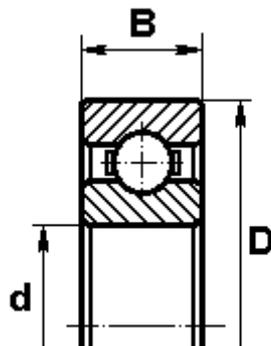
Определяем коэффициент осевого нагружения – e (Справочник П7, таб.П7), зависящий от угла контакта подшипника по отношению:

$$\frac{F_x}{[C_0]} = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots; \rightarrow e = \dots\dots\dots$$

X – коэффициент радиальной нагрузки
 $X=1$;

Y – коэффициент осевой нагрузки $Y=0$.

7.5 Эквивалентная динамическая нагрузка подшипника



$$Q = V \cdot F_R \cdot k_6 \cdot k_t = \dots = \dots \text{кН}$$

Требуемая динамическая грузоподъемность

$$C_p = a_1 \cdot Q \cdot \sqrt[p]{\frac{60n \cdot L_h}{10^6}} = \sqrt[p]{\frac{60 \cdot \dots}{10^6}} = \dots \text{кН},$$

где a_1 – коэффициент, учитывающий вероятность безотказной работы $P_{(t)}$ Принимают (Справочник Пр7, таб. П8) $P_{(t)} = \dots$

p — показатель степени:

для шарикоподшипников $p=3$;

для роликоподшипников $p=3,33$.

Проверка условия прочности

$$C_p \leq [C] \quad \dots \leq [\dots]$$

Вывод: Выбранный подшипник по условиям работы

7.1.2 Расчет радиально-упорного подшипника

(без учета осевой составляющей от радиальной нагрузки)

Выбираем радиально-упорный подшипник по следующим исходным данным:

– диаметру шейки вала под подшипник $d = \dots$ мм;

– Частоте вращения вала $n = \dots$ об/мин;

– Ресурсу работы привода $L_h = \dots$ часов.

(смотри П2.1 $L_h = t_h$ в расчете допускаемых напряжений при выборе материалов зубчатой передачи)

В соответствии с исходными данными выбираем радиальный подшипник

по ГОСТ 831-75, при этом серия подшипника назначается методом проб.

$N^{\circ} \dots$; $d = \dots$ мм; $D = \dots$ мм; $B = \dots$ мм; $\alpha = \dots^{\circ}$;

$[C] = \dots$ кН; $[C_0] = \dots$ кН;

7.4 Принимаем коэффициенты, определяющие режим работы подшипников

(Справочник П7, таб.П8):

V – коэффициент кольца $V=1$;

k_6 – коэффициент безопасности $k_6 = \dots$;

k_t – температурный коэффициент $k_t = \dots$,

Определяем коэффициент осевого нагружения – e (Справочник П7, таб.П7), зависящий от угла контакта подшипника по

отношению:

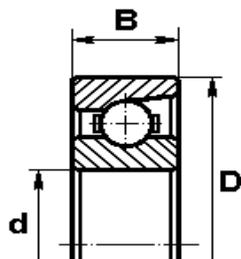
$$\frac{F_x}{[C_0]} = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots; \rightarrow e = \dots\dots\dots$$

X – коэффициент радиальной нагрузки
 X = \dots\dots\dots;
 Y – коэффициент осевой нагрузки Y = \dots\dots\dots

7.5 Эквивалентная динамическая нагрузка подшипника

$$Q = (X \cdot V \cdot F_R + Y \cdot F_a) \cdot k_6 \cdot k_t = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{кН}$$

7.6 Требуемая динамическая грузоподъемность



$$C_p = a_1 \cdot Q^p \sqrt{\frac{60n \cdot L_h}{10^6}} = \sqrt[p]{\frac{60 \cdot \dots\dots\dots}{10^6}} = \dots\dots\dots \text{кН},$$

где a_1 – коэффициент, учитывающий вероятность безотказной работы $P_{(t)}$ Принимают (Справочник Пр7, таб.П8) $P_{(t)} = \dots\dots\dots$
 p – показатель степени:
 для шарикоподшипников $p=3$;
 для роликоподшипников $p=3,33$.

Проверка условия прочности
 $C_p \leq [C] \dots\dots\dots \leq [\dots\dots\dots]$

Вывод: Выбранный подшипник по условиям работы \dots\dots\dots

7.1.3 Расчет конического подшипника

(без учета осевой составляющей от радиальной нагрузки)

Выбираем радиально-упорный подшипник по следующим исходным данным:

- диаметру шейки вала под подшипник $d = \dots\dots\dots$ мм;
- Частоте вращения вала $n = \dots\dots\dots$ об/мин;
- Ресурсу работы привода $L_h = \dots\dots\dots$ часов.

(смотри П2.1 $L_h = t_h$ в расчете допускаемых напряжений при выборе материалов зубчатой передачи)

В соответствии с исходными данными выбираем радиальный подшипник

по ГОСТ 333-71, при этом серия подшипника назначается методом проб.

N°; d =.....мм; D =.....мм; B =.....мм; α =.....°

$[C]$ =.....кН; $[C_0]$ =.....кН;

7.4 Принимаем коэффициенты, определяющие режим работы подшипников

(Справочник П7, таб.П8):

V – коэффициент кольца $V=1$;

k_6 – коэффициент безопасности k_6 =.....;

k_t – температурный коэффициент k_t =.....,

Определяем коэффициент осевого нагружения – e (Справочник П7, таб.П7), зависящий от угла контакта подшипника по отношению:

$$\frac{F_x}{[C_0]} = \frac{\dots\dots\dots}{\dots\dots\dots} = \dots\dots\dots; \rightarrow e = \dots\dots\dots$$

X – коэффициент радиальной нагрузки X =.....;

Y – коэффициент осевой нагрузки Y =.....

7.5 Эквивалентная динамическая нагрузка подшипника

$$Q = (X \cdot V \cdot F_R + Y \cdot F_a) \cdot k_6 \cdot k_t = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{кН}$$

7.6 Требуемая динамическая грузоподъемность

$$C_p = a_1 \cdot Q \cdot \sqrt[p]{\frac{60n \cdot L_h}{10^6}} = \sqrt[p]{\frac{60 \cdot \dots\dots\dots}{10^6}} = \dots\dots\dots \text{кН},$$

где a_1 – коэффициент, учитывающий вероятность безотказной работы $P_{(t)}$ Принимают (Справочник Пр7, таб.П8) $P_{(t)}$ =.....

p – показатель степени:

для шарикоподшипников $p=3$;

для роликоподшипников $p=3,33$.

Проверка условия прочности

$$C_p \leq [C] \quad \dots\dots\dots \leq [\dots\dots\dots]$$

Вывод: Выбранный подшипник по условиям работы

Рекомендации

Если $[C] > (2,5 \dots 3,0) C_p$, следует:

при принятом диаметре вала выбрать более легкую серию

подшипника с меньшим значением $[C]$;

выбрать материал вала с более высокими механическими характеристиками, что уменьшит диаметр вала, внутренний диаметр подшипника и $[C]$;

В случае, если $C_p > [C]$, выбирают подшипник более тяжелой серии, увеличивают посадочный диаметр шейки вала и габариты подшипника или изучают возможность изменения условий нагружения опоры.

7.2 Расчет подшипника скольжения

Подшипники скольжения также выбирают по диаметру вала и проверяют по удельной нагрузке и удельной работе сил трения.

Условно подшипники скольжения можно разделить на разъемные и неразъемные; вкладышные и безвкладышные, самоустанавливающиеся и несамоустанавливающиеся.

Для подшипников скольжения корпуса, втулки и вкладыши нормированы (ГОСТ11607-82, 11607-82, 1978-81...).

Исходные данные для расчета подшипника:

Для диаметра вала $d = \dots \text{мм}$, по ГОСТ11607-82 (Справочник П.7.2)

Выбираем: длину вкладыша подшипника $L = \dots \text{мм}$;
 реакцию наиболее нагруженной опоры вала $F_R = R_{\max} = \dots \text{Н}$,
 частоту вращения вала $n = \dots \text{об/мин}$

1. Проведем сравнение по удельному давлению на подшипник $p \leq [p]$.

$$p = \frac{F_R}{d \cdot l} = \dots = \dots \text{МПа},$$

где F_R – радиальная нагрузка на наиболее нагруженный подшипник;

d – диаметр подшипника;

l – длина подшипника.

$[p] = 2 \dots 6 \text{МПа}$; $\dots < \dots \text{МПа}$.

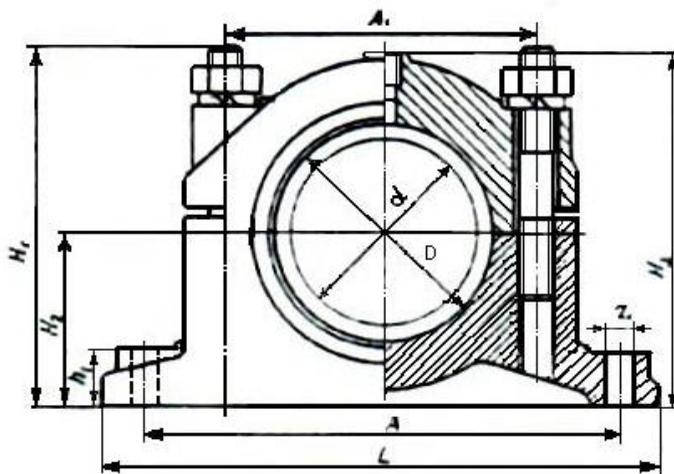
2. Проведем сравнение по удельной работе сил трения $p_v \leq [p_v]$

$$p_v = \frac{F_R \cdot n}{19,1 \cdot 10^3 \cdot l} = \frac{\dots}{19100} = \dots \text{МПа} \cdot \text{м/с};$$

где n – частота вращения вала;

$[p_v] = 4 \dots 8 \text{МПа} \cdot \text{м/с}$; $\dots < \dots \text{МПа}$.

Вывод: выбранный подшипник.....



8. ВЫБОР МУФТ

8.1 Выбор муфты упругой втулочной – пальцевой

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

8.1.2 Исходные данные

$$T = \dots\dots\dots N^* \cdot m; \quad n = \dots\dots\dots \text{об/мин.}$$

8.1.3 Расчетный крутящий момент:

$T_p = T \cdot k = \dots\dots \cdot 1,3 = \dots\dots N^* \cdot m;$ $k = 1,3$ – коэффициент режима работы

Для быстроходных валов следует выбирать втулочно-пальцевую муфту (МУВП) по ГОСТ 21424 - 93, $T_{ном} = N^* \cdot m.$

8.1.4 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. (Справочник П. 9.1)

8.1.5 Определим напряжение изгиба в пальцах

$$\sigma_{и} = \frac{10 \cdot T_p \cdot l_n}{D_n \cdot Z \cdot d_n^3}; \quad \text{по ГОСТ 21424-75,}$$

где T_p – расчетный крутящий момент; $T_p = \dots\dots\dots N^* \cdot m;$

l_n – длина пальца; $l_n = \dots\dots\dots \text{мм};$

d_n – диаметр пальца; $d_n = \dots\dots\dots \text{мм};$

D_n – окружность расположения пальцев; $D_n = \dots\dots\dots \text{мм};$

Z – число пальцев; $Z = \dots\dots\dots$

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

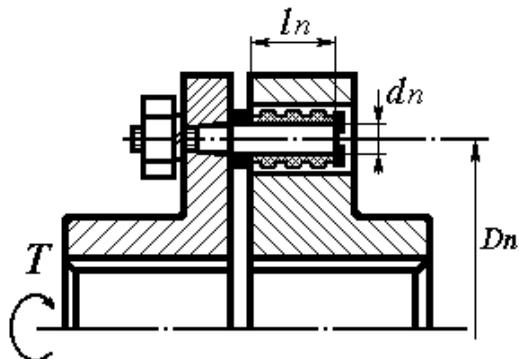
8.1.6 Произведем сравнение $\sigma_{и} \leq [\sigma_{и}]$

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

$$\dots\dots < 128 \dots 160 \text{ МПа.}$$

8.1.7 Определим напряжение смятия в резиновых втулках

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T_p}{D_n \cdot Z \cdot d_n \cdot l_n} = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{Мпа};$$



$$\sigma_{сш} \leq [\sigma_{сш}]; [\sigma_{сш}] = 1,8 \dots 2,2 \text{ МПа}$$

Расчетное напряжение смятия

..... < 2,2 МПа

Выбранная муфта по критериям
 проверочных расчетов

.....
 Работоспособна, неработоспособна

8.2 Муфты упругие с тороидальной оболочкой

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

8.2.2 Исходные данные

$T = \dots\dots\dots N^* \cdot m$; $n = \dots\dots\dots \text{об/мин.}$

8.2.3 Расчетный крутящий момент:

$T_p = T \cdot k = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots N^* \cdot m$; $k = 1,3$ – коэффициент режима работы

Для быстроходных валов следует выбирать тороидальную муфту

по ГОСТ 20884 - 93, $T_{ном} = \dots\dots\dots \text{Нм.}$

8.2.4 Выбираем муфту упругую. Эта муфта состоит из резиновой оболочки, напоминающей автомобильную шину, через которую передают крутящий момент. Критерием работоспособности муфты является напряжение сдвига в сечении около зажима материала оболочки. (Справочник П.9.2)

8.2.5 Определим напряжение сдвига

$$t_{сд} = \frac{10^3 \cdot 2 \cdot T_p}{\pi \cdot D_1^2 \cdot \delta};$$

где T_p – расчетный крутящий момент;

D_1 – окружность расположения плоскости сдвига; $D_1 = \dots\dots\dots \text{мм}$;

δ – толщина оболочки; $\delta = \dots\dots\dots \text{мм.}$

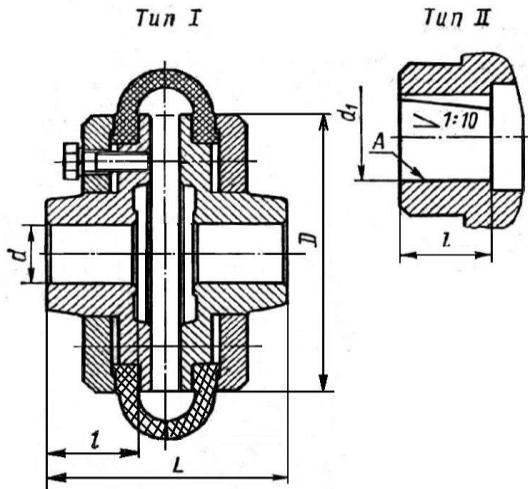
$$t_{сд} = \frac{2 \cdot T_p \cdot 10^3}{\pi \cdot D_1^2 \cdot \delta} = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{МПа};$$

8.2.6 Произведем сравнение $t_{сд} \leq [T_{сд}]$

$[T_{сд}] = (0,4 \dots 0,5) \text{МПа.}$

$\dots\dots\dots < \dots\dots\dots \text{МПа}$

Условие прочности выполняется, муфта работоспособна



8.3 Выбор кулачково –дисковой муфты

Муфта кулачково–дисковая состоит из двух полумуфт с торцовыми пазами и промежуточного диска с двумя взаимно перпендикулярными выступами на торцах. Эти муфты выбирают по ГОСТ 20720–81 для валов диаметром $d \leq 100\text{мм}$ при небольшой частоте вращения ($n \leq 250 \text{ мин}^{-1}$). Эта муфта компенсирует радиальное биение (в пределах $0,04d$) и небольшое угловое (не более $30'$) смещения валов.

Детали муфты изготавливают из сталей Ст.45(поковка) или 25Л (литье), или высокопрочного чугуна ВЧ 60–2. Для тяжело-нагруженных муфт применяют легированные стали типа 15Х, 20Х с цементацией рабочих поверхностей.

8.3.1. По номинальному крутящему моменту $T = \dots\dots\dots \text{Нмм}$ определяем вращающий момент $T_p = K_p * T = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{Нмм}$.

где $K_p = 1,5 \dots 3,5$ выбираем в зависимости от условий работы.

8.3.2. По T_p в соответствии с ГОСТ 20720–93 выбираем муфты с размерами:

$d_1 = \dots\dots\dots \text{мм}$, $D = \dots\dots\dots \text{мм}$, $h = \dots\dots\dots \text{мм}$; $T = \dots\dots\dots \text{Нмм}$

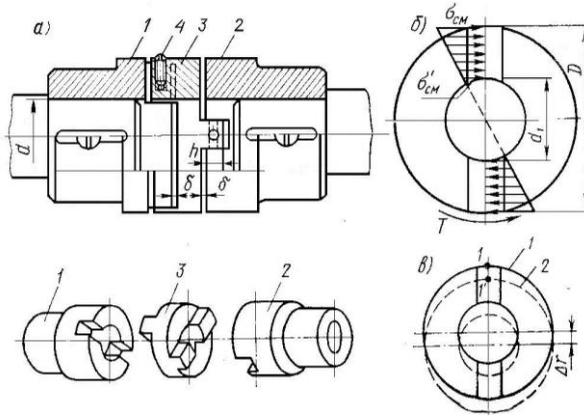
8.3.3. Проверочный расчет муфты:

Размеры выбранной муфты проверяем по допусжаемому давлению $[p]$ на поверхности выступов

$$P_{\max} = \frac{12T_p}{h(2D + d_1) \cdot (D - d_1)} = \dots\dots\dots \text{МПа}$$

Условие прочности $P_{\max} \leq [p]$
 при $[p] = 10,0 \dots 15,0 \text{ МПа}$ для стальной термически необработанной муфты; $[p] = 150 \dots 300 \text{ МПа}$ для закаленной стальной муфты, работающей со смазочным материалом.

Условие прочности $p_{\max} \leq [p]$,
 $\dots\dots\dots < 15 \text{ МПа}$ выполняется, выбранная муфта работоспособна.



8.4 Выбор зубчатой муфты

Муфта зубчатая состоит из двух полумуфт выполненных в виде двух закрепленных на валах втулок с наружными зубьями эвольвентного профиля и охватывающей их обоймы с внутренними зубьями.

Эти муфты выбирают по ГОСТ 5006-94 для валов с небольшой частотой вращения ($n \leq 250 \text{ мин}^{-1}$). Муфта компенсирует радиальное биение (в пределах $0,04d$) и небольшое угловое (не более 1°) смещения валов. Для компенсации смещений валов в муфтах предусмотрены торцевые зазоры S , вершины зубьев втулок обрабатываются по сферической поверхности, зубчатое зацепление выполняют с увеличенными боковыми поверхностями, а боковым поверхностям зубьев придают бочкообразную форму.

Детали муфты изготавливают из сталей 45 (поковка) или 25Л (литье). Для тяжело нагруженных муфт применяют легированные стали типа 15Х, 20Х с цементацией рабочих поверхностей и закалкой до твердости 42HRC

8.4.1. По номинальному крутящему моменту $T = \dots \dots \dots N \cdot \text{мм}$ определяем вращающий момент $T_p = K_p \cdot T = \dots \dots \dots = \dots \dots \dots N \cdot \text{мм}$.

где $K_p = 1,5 \dots 3,5$ выбираем в зависимости от условий работы.

8.4.2. По T_p ГОСТ 5006 – 94 выбираем муфту $T = N \cdot \text{мм}$ с размерами:

$$d_1 = \dots \dots \dots \text{мм}; b = \dots \dots \dots \text{мм}; m = \dots \dots \dots \text{мм}; Z = \dots \dots \dots \text{мм}; D_w = m \cdot z = \dots \dots \dots \text{мм}$$

8.4.3. Размеры выбранной муфты проверяем по допустимому давлению $[p]$ на поверхности выступов

$$P_{\max} = \frac{T_p}{0,9 \cdot b \cdot D_w^2} = \dots \dots \dots = \dots \dots \dots \text{МПа}$$

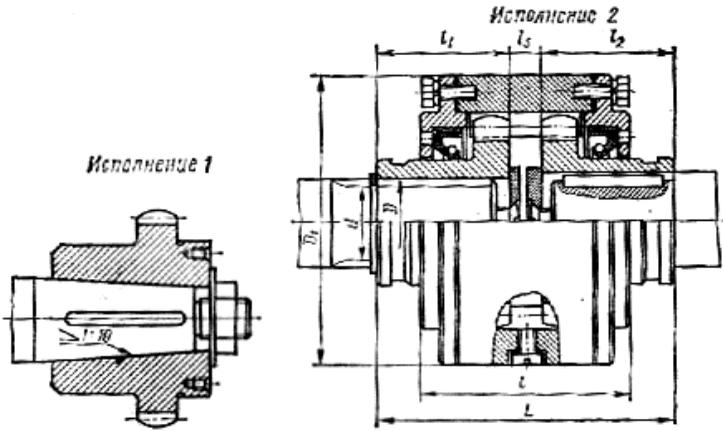
при $[p] = 10,0 \dots 15,0 \text{ МПа}$ для стальной термически обработанной муфты, работающей со смазочным материалом.

$\dots \dots \dots < 15 \text{ МПа}$

Условие прочности $p_{\max} \leq [p]$

$\dots \dots \dots$, выбранная муфта $\dots \dots \dots$

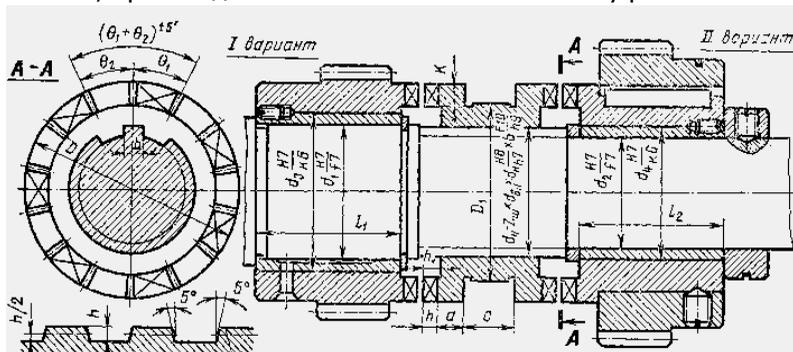
Выполняется, не выполняется



8.5 Муфты управляемые механические

8.5.1 Муфта управляемая кулачковая

Кулачковая муфта состоит из двух полумуфт, на торцах которых имеются выступы-кулачки. Одна полумуфта свободно вращается относительно вала и закреплена лишь в осевом направлении, другая, перемещаясь по шлицам или направляющим шпонкам вала, производит включение и выключение муфты.



1. Выбор параметров муфты (Справочник. Пр9.1)

1.1 Расчетный диаметр вала $d = \dots\dots\dots$ мм

1.2 Внешний диаметр муфты определяется соотношением:
 $D = (1,4 \dots 1,6) \cdot d = \dots\dots\dots$ мм; Принимаем $D = \dots\dots\dots$ мм

1.3 Размеры шлиц, мм $d_{вн} = \dots\dots\dots$ мм; $d_{н} = \dots\dots\dots$ мм.

1.4 Передаваемый крутящий момент, $T = \dots\dots\dots$ Нм.

1.5 Число кулачков — Z .

1.6 Ширина кулачка, измеренная по дуге окружности
 $b = \dots\dots\dots$ мм.

1.7 Высота кулачка $K = \dots\dots\dots$ мм.

1.8 Средний диаметр расположения кулачков $D_{ср} = D - K = \dots\dots\dots$ мм

1.9 Предел текучести материала кулачков $\sigma_T = \dots\dots$ МПа
 (Справочник.Пр.2.1.)

Проверочный расчет муфт ведется по контактным и изгибным напряжениям, причем последние вызываются повреждением кромок и износом кулачков при работе. Условное контактное напряжение в предположении равномерной работы кулачков:

$$p = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{D_{ср} \cdot Z \cdot b \cdot h} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot \dots\dots\dots}{\dots\dots \cdot \dots\dots \cdot \dots\dots \cdot \dots\dots} = \dots\dots\dots \text{ МПа}; P \leq [p].$$

Для муфт, не включаемых на ходу, при закаленных поверхностях кулачков $[p]=80...120$ МПа. Для муфт, включаемых в покое, 50 — 70 МПа на ходу, $[p]=30...40$ МПа.

Номинальные напряжения (МПа) изгиба у основания кулачков (при неполном включении)

$$\sigma_{и} = \frac{2 \cdot 10^3 T \cdot h}{D_{cp} \cdot z \cdot W} = \frac{2 \cdot 10^3 \dots \dots \dots \cdot \dots \dots \dots}{\dots \dots \dots \cdot \dots \dots \dots \cdot \dots \dots \dots} = \dots \dots \dots \text{МПа}; \sigma_{и} \leq \sigma_T / n,$$

где W — момент сопротивления кулачка изгибу,

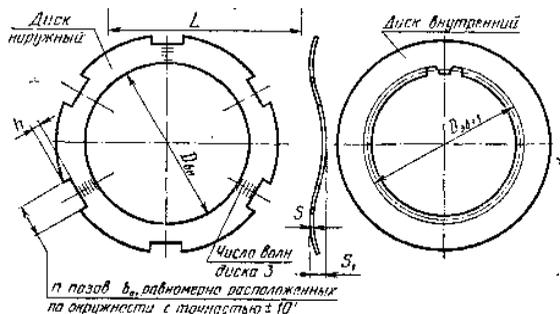
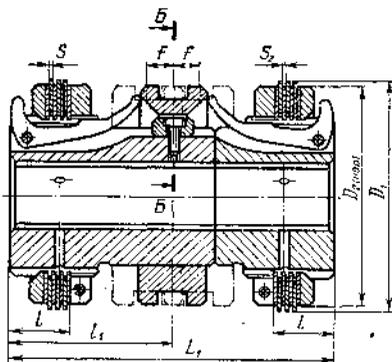
$$W = \frac{K \cdot b^2}{6} = \frac{\dots \cdot \dots}{6} = \dots \dots \dots \text{мм}^3;$$

n — запас прочности, учитывающий неравномерную нагрузку кулачков, принимается $n \geq 3...6$.

8.5.2 Муфта фрикционная управляемая

нормального исполнения с постоянным числом дисков

Муфта имеет постоянное число пар трущихся поверхностей. Муфта компактна, проста по конструкции и регулировке.



1. Выбор параметров муфты (Справочник. Пр9.5.2)
 - 1.1 Передаваемый крутящий момент, Нм $T = \dots \dots \dots$ Нм
 - 1.2 № муфты ... по T и расчетному диаметру вала $d = \dots \dots \dots$ мм
 - 1.3 Частота вращения вала, $n = \dots \dots \dots$, об/мин.
 - 1.4 Характер работы (назначение машины, вид нагрузки, частота включения), оцениваемый коэффициентом запаса $\beta = \dots \dots \dots$
 - 1.5 Число пар трущихся поверхностей (равно удвоенному количеству наружных дисков z_n) $i = \dots \dots \dots$
 - 1.6 Коэффициент трения между дисками $f = \dots$

1.7 Допускаемое расчетное давление на поверхностях трения $[p]=\dots\dots$, МПа

1.8 Наружный диаметр контакта дисков, мм $D_2=\dots\dots$ мм

1.9 Внутренний диаметр контакта дисков ,мм $D_{вн}=\dots\dots$ мм

2. Проверочный расчет муфты

2.1 Окружная скорость, в м/с, на среднем диаметре поверхности трения;

$$V_{cp} = \frac{\pi \cdot (D_2 + D_{вн}) \cdot n}{12 \cdot 10^3} = \dots\dots\dots \text{м/с}$$

k_v — скоростной коэффициент

$$k_v = \sqrt[3]{\frac{2.5}{V_{cp}}} \leq 1,$$

2.2 Допускаемое расчетное давление на поверхностях трения, МПа

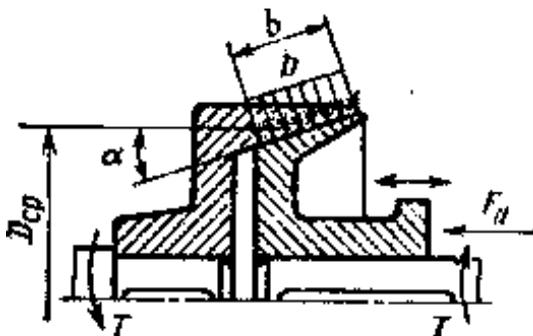
$$[p_p] = [p] \cdot k_v = [\dots\dots] \cdot \dots\dots = \dots\dots\dots \text{МПа.}$$

2.3 Определение действительного давления на поверхностях трения муфты:

$$P = \frac{1,2 \cdot 10^4 \cdot \beta \cdot T}{\pi \cdot i \cdot f \cdot (D_H^3 - D_B^3)} = \frac{1,2 \cdot 10^4 \cdot \dots\dots\dots}{3,14 \cdot \dots\dots \cdot (\dots\dots^3 - \dots\dots^3)} = \dots\dots \text{МПа.}$$

3. Проверка условия $p \leq [p_p] \dots\dots \leq \dots\dots$

8.5.3 Муфты конические фрикционные



Для устранения самозаклинивания необходимо иметь $\alpha > \rho = \arctg f$. Обычно выполняют $\alpha \approx 15^\circ$.

1. Выбор параметров муфты (Справочник. Пр.9.5.3)

- 1.1 Передаваемый крутящий момент, Нм $T = \dots\dots\dots$ Нм
- 1.2 Диаметр вала $d = \dots\dots\dots$ мм
- 1.3 Частота вращения вала, $n = \dots\dots\dots$, об/мин.
- 1.4 Характер работы (назначение машины, вид нагрузки, частота включения), оцениваемый коэффициентом динамичности нагрузки, принимают $K = 1.1 \dots 1.3$
- 1.5 Коэффициент трения материалов полумуфт $f = \dots$ (Справочник Таб.9.6)
- 1.6 Допускаемое расчетное давление на поверхностях трения, $[\rho] = \dots\dots\dots$, МПа (Справочник Таб.9.6)

2. Назначаемые конструктивно геометрические параметры

- 2.1 Принимаем $\rho \leq [\rho]$ $\rho = \dots\dots\dots$ МПа
- 2.2 Средний диаметр сцепления конусов $D_{cp} = (2.5 \dots 3) * d = \dots\dots\dots$ мм или
- 2.3 Ширина конуса $b = \dots\dots\dots$ мм

Приняв конструктивно b или D_{cp} в зависимости от диаметра вала, а также $\rho \leq [\rho]$, рассчитывают неизвестный параметр и проводят конструирование муфты.

Для расчетов применяем формулу:

$$K_T = \rho * f * b * n * \frac{D_{cp}}{2}$$

Формула рассчитываемого геометрического параметра муфты:

.....

Результаты расчета при $\rho = \dots\dots\dots$: $D_{cp} = \dots\dots\dots$ мм; $b = \dots\dots\dots$ мм