МГТУ «МАМИ»

Кафедра «Детали машин»

**Курсовая работа**

**ПРИВОД К ЛЕНТОЧНОМУ КОНВЕЙЕРУ**

**Техническое задание на курсовой проект**

Спроектировать привод к ленточному конвейеру для штучных грузов.

**Кинематическая схема привода. Режим нагружения**

Техническая характеристика привода:

Натяжение ветвей

конвейера: F1, кН: 5,9.

F2, кН: 2,1.

Скорость ленты: V, м/с: 1.

Диаметр барабана: D, м: 0,5

Ширина барабана: B, м: 0,8

Высота центра

приводного вала Н, м: 0,8.

Ресурс работы привода Lh, тыс. ч: 16.

**Содержание**

Введение

1 Кинематический расчет привода

2 Выбор материалов шестерен и колес и определение допускаемых напряжений

3 Расчет первой ступени редуктора

4 Расчет второй ступени редуктора

5 Основные размеры корпуса и крышки редуктора

6 Расчет ременной передачи

7 Проектный расчет валов, подбор подшипников

8 Расчет быстроходного вала и расчет подшипников для него

9 Расчет промежуточного вала и расчет подшипников для него

10 Расчет тихоходного вала и расчет подшипников для него

11 Расчет приводного вала и расчет подшипников для него

12 Смазка

13 Проверка прочности шпоночных соединений

14 Выбор муфты

15 Сборка редуктора

Список использованной литературы

Приложение: спецификация редуктора

**Введение**

Редуктор является неотъемлемой составной частью современного оборудования. Разнообразие требований, предъявляемых к редукторам, предопределяет широкий ассортимент их типов, типоразмеров, конструктивных исполнений, передаточных отношений и схем сборки.

При выполнении проекта используются математические модели, базирующиеся на теоретических и экспериментальных исследованиях, относящихся к объемной и контактной прочности, материаловедению, теплотехнике, гидравлике, теории упругости, строительной механике. Широко используются сведения из курсов сопротивления материалов, теоретической механики, машиностроительного черчения и т. д. Все это способствует развитию самостоятельности и творческого подхода к поставленным проблемам.

При выборе типа редуктора для привода рабочего органа (устройства) необходимо учитывать множество факторов, важнейшими из которых являются: значение и характер изменения нагрузки, требуемая долговечность, надежность, КПД, масса и габаритные размеры, требования к уровню шума, стоимость изделия, эксплуатационные расходы.

Из всех видов передач зубчатые передачи имеют наименьшие габариты, массу, стоимость и потери на трение. Коэффициент потерь одной зубчатой пары при тщательном выполнении и надлежащей смазке не превышает обычно 0,01. Зубчатые передачи в сравнении с другими механическими передачами обладают большой надежностью в работе, постоянством передаточного отношения из-за отсутствия проскальзывания, возможностью применения в широком диапазоне скоростей и передаточных отношений. Эти свойства обеспечили большое распространение зубчатых передач; они применяются для мощностей, начиная от ничтожно малых (в приборах) до измеряемых десятками тысяч киловатт.

К недостаткам зубчатых передач могут быть отнесены требования высокой точности изготовления и шум при работе со значительными скоростями.

Одной из целей выполненного проекта является развитие инженерного мышления, в том числе умение использовать предшествующий опыт, моделировать используя аналоги. Для курсового проекта предпочтительны объекты, которые не только хорошо распространены и имеют большое практическое значение, но и не подвержены в обозримом будущем моральному старению.

Существуют различные типы механических передач: цилиндрические и конические, с прямыми зубьями и косозубые, гипоидные, червячные, глобоидные, одно- и многопоточные и т. д. Это рождает вопрос о выборе наиболее рационального варианта передачи. При выборе типа передачи руководствуются показателями, среди которых основными являются КПД, габаритные размеры, масса, плавность работы и вибронагруженность, технологические требования, предпочитаемое количество изделий.

При выборе типов передач, вида зацепления, механических характеристик материалов необходимо учитывать, что затраты на материалы составляют значительную часть стоимости изделия: в редукторах общего назначения - 85%, в дорожных машинах - 75%, в автомобилях - 10% и т. д.

Поиск путей снижения массы проектируемых объектов является важнейшей предпосылкой дальнейшего прогресса, необходимым условием сбережения природных ресурсов. Большая часть вырабатываемой в настоящее время энергии приходится на механические передачи, поэтому их КПД в известной степени определяет эксплуатационные расходы.

Наиболее полно требования снижения массы и габаритных размеров удовлетворяет привод с использованием электродвигателя и редуктора с внешним зацеплением.

Проектируемый привод предназначен для передачи вращательного движения от электродвигателя к приводному валу конвейера. В состав данного привода входят:

1. Электродвигатель.
2. Ременная передача.
3. Редуктор коническо-цилиндрический.
4. Муфта.

Рассмотрим более подробно составные части привода. Вращательное движение от электродвигателя через ременную передачу передается на быстроходный вал редуктора. В качестве электродвигателя широкое применение получили асинхронные двигатели. В этих двигателях значительное изменение нагрузки вызывает несущественное изменение частоты вращения ротора.

Коническо-цилиндрический редуктор передает вращательное движение от двигателя к приводному валу, при этом изменяя угловую скорость и крутящий момент по величине и направлению. Изменение направления связано с наличием в редукторе конической передачи.

Муфта передает вращательное движение от тихоходного вала редуктора к приводному валу конвейера. Кроме передачи вращательного движения муфта также компенсирует несоосность тихоходного вала редуктора и приводного вала конвейера. Предусмотрим в этой муфте предохранительное устройство для предотвращения поломки привода при заклинивании исполнительного элемента.

**1 Кинематический расчет привода**

Выбор электродвигателя

Расчет ведем по [1].Общий КПД привода:

η = ηред · ηм · ηрем · ηпηред – КПД редуктора.

ηред = ηцп · ηкп · ηп3ηцп = 0,96…0,98; принимаем ηцп = 0,97 – КПД закрытой цилиндрической передачи;

ηкп = 0,95…0,97; принимаем ηкп = 0,96 – КПД закрытой конической передачи;

ηп = 0,99 – КПД пары подшипников качения.

ηред = 0,97 · 0,96 · 0,993 = 0,9ηм = 0,98 – КПД муфты.

ηрем = 0,94…0,96 – ременная передача;

принимаем ηрем = 0,95.η = 0,9 · 0,98 · 0,95 · 0,99 = 0,83

Требуемая мощность двигателя:

Ртр = Рвых/ η = 3,8 / 0,83 = 4,6 кВт.Рвых – мощность на валу барабана.

Рвых = Ft · V = 3,8 · 103 · 1 = 3800 Вт = 3,8 кВт.

Ft = F1 – F2 = 5,9 – 2,1 = 3,8 кН – окружная сила на барабане.

Частота вращения барабана [3]. nвых = = = 38 об/мин.nвых – частота вращения барабана.

V = 1м/с – скорость ленты.

D = 0,5 м – диаметр барабана.

Выбираем электродвигатель по ГОСТ 16264.1–85 с запасом мощности: АИР132S6

Pдв = 5,5 кВт; nдв = 950 об/мин.Передаточное число привода [4].U = Uред · Uрем = nдв / nвых = 950/38 = 25Uред – передаточное число редуктора;

Uрем – передаточное число ременной передачи;

Примем: Uред = 6; Uрем = 4,17.Uред = U1 · U2 ,

где:U1 – передаточное число конической передачи;

U2 – передаточное число цилиндрической передачи.По таблице 1.2 из [1] примем рекомендуемые значения передаточных чисел:

U1 = 2;

U2 = 3.

Определение частот вращения и вращающих моментов на валах

Частота вращения валов:nдв = 950 об/мин;

n1 = nдв / Uрем = 950 / 4,17 = 227,8 об/мин;

n2 = n1 / U1 = 227,8 / 2 = 113,9 об/мин;

n3 = nвых = 38 об/мин.Угловые скорости валов:ω1 = πn1 / 30 = 3,14 · 227,8 / 30 = 23,8 рад/с;

ω2 = πn2 / 30 = 3,14 · 113,9 / 30 = 11,9 рад/с;

ω3 = ωвых = πn3 / 30 = 3,14 · 38 / 30 = 4 рад/с;Мощности на валах:Рдв = 5.5 кВт;

Р1 = Рдв · ηрем · ηп = 5.5 · 0,95 · 0,99 = 5,2 кВт;

Р2 = Р1 · ηкп · ηп = 5,2 · 0,96 · 0,99 = 4,9 кВт;

Р3 = Р2 · ηцп · ηп = 4,9 · 0,97 · 0,99 = 4,7 кВт.

Рвых = Р3 · ηм · ηп = 4,7 · 0,98 · 0,99 = 4,6 кВт.

Вращающие моменты на валах:М1 = Р1 / ω 1 = 5,2 / 23,8 = 0,22 кН·м = 220 Н·м;

М2 = Р2 / ω 2 = 4,9 / 11,9 = 0,38 кН·м = 380 Н·м;

М3 = Р3 / ω 3 = 4,7 / 4 = 1,18 кН·м = 1180 Н·м.

Мвых = Рвых / ω 3 = 4,6 / 4 = 1,15 кН·м = 1150 Н·м.

**2 Выбор материалов шестерен и колес и определение допускаемых**

**напряжений**

Материал колес – сталь 40Х ГОСТ 4543-71 улучшенная до твердости 180-350 НВ с пределом текучести σТ = 540 МПа [2].

Материал шестерен – сталь 40Х ГОСТ 4543-71 со сквозной закалкой при нагреве ТВЧ до твердости 48…50 HRC [2].

Расчет по средней твердости [4]: шестерни – 49 HRC, колеса 265 НВ.

Степень точности по контакту.

Ожидаемая окружная скорость:

V = (n1) / 2000 = 227,8/2000 = 0,69 м/с

Принимаем восьмую степень точности зубчатых колес редуктора по ГОСТ 1643-81.

Принимаем коэффициент ширины ψd = 0,8, в соответствии с твердостью колеса – НВ2 < 350.

Принимаем коэффициент внешней динамической нагрузки КА = 1, поскольку блок нагружения задан с учетом внешней динамической нагрузки.

Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий при ψd = 0,8, НВ2 < 350 равен KHβ = KFβ = 1,04 [4].

Коэффициенты режима:

μ3 = Σ= 0,1 · 13 + 0,3 · 0,83 + 0,3 · 0,63 + 0,3 · 0,33 = 0,327

μ6 = Σ= 0,1 · 16 + 0,3 · 0,86 + 0,3 · 0,66 + 0,3 · 0,36 = 0,193

μ9 = Σ= 0,1 · 19 + 0,3 · 0,89 + 0,3 · 0,69 + 0,3 · 0,39 = 0,143

Допускаемые контактные напряжения при расчете на сопротивление усталости.

Суммарные числа циклов:

NΣ1 = 60n3n1Lh = 60 · 38 · 227,8 · 16000 = 8,3 · 109

NΣ2 = NΣ1/Uред = 8,3 · 109 / 6 = 1,38 · 109

Эквивалентные числа циклов:

NHE1 = NΣ1 · μ3 = 8,3 · 109 · 0,327 = 2,71 · 109

NHE2 = NHE1/Uред = 2,71 · 109 / 6 = 4,5 · 108

Базовые числа циклов:

NHG1 = 340 HRCэ3,15 + 8 · 106 = 340 · 493,15 + 8 · 106 = 8,65 · 107

NHG2 = 30 НВ2,4 = 30 · 2652,4 = 1,96 · 107

Коэффициенты долговечности.

Поскольку NHG1 < NHE1, а NHG2 < NHE2:

ZN1 = = = 0,917

ZN2 = = = 1,03

Пределы контактной выносливости по ГОСТ 2.309-73.

σНlim1 = 17HRCэ + 200 = 17 · 49 + 200 = 1033 МПа

σНlim2 = 2HВ2 + 70 = 2 · 265 + 70 = 600 МПа

Коэффициенты запаса: шестерни – SH1 = 1,1; SH2 = 1,1 [2].

Допускаемые напряжения шестерни и колеса.

[σ]H1 = ((σНlim1 · ZN1)/ SH1) · ZRZVZX = ((1033 · 0,917)/1,1) · 1 = 861 МПа

[σ]H2 = ((σНlim2 · ZN2)/ SH2) · ZRZVZX = ((600 · 1,03)/1,1) · 1 = 562 МПа,

где принято ZRZVZX = 1, так как ожидаемая скорость в зацеплении V ≤ 10 м/с.

Расчетное допускаемое напряжение.

[σ]H = 0,45([σ]H1 + [σ]H2) = 0,45(861 + 562) = 640 МПа

[σ]H = 1,25[σ]Hmin = 1,25 · 562 = 703 МПа

За расчетное принимаем меньшее: [σ]H = 640 МПа

Поскольку NHE1 > 4 · 106 и NHE2 > 4 · 106; находим:

[σ]F01 = 310 МПа; [σ]F02 = 294 МПа.

[σ]F02 < [σ]F01, поэтому принимаем: [σ]F = 294 МПа.

**3 Расчет первой ступени редуктора**

Исходные данные: U1 = 2; М2 = 380 Н·м; n2 = 113,9 об/мин.

Диаметр внешней делительной окружности колеса [1]:

de2 ≥ 1,75 · 104 = 1,75 · 104 = 0,18 м

νН = 1,13 + 0,13U1 = 1,13 + 0,13 · 2 = 1,39 – для колес c круговым зубом [1].

КНβ = ≥ 1,2; КНβ0 = 1,9 - табл. 2.3 [1]; КНβ = 1,37

Ψd = 0,166 = 0,166 = 0,37

ТНЕ2 = КНД М2 = 0,78 · 380 = 296 Н·м

Угол делительного конуса колеса:

δ2 = arctg(U1) = arctg 2 = 63,4º; sinδ2 = sin 63,4 = 0,89

Конусное расстояние:

Re = de2 / 2sin(δ2) = 180 / 2 · 0,89 = 101,1 мм

Ширина зубчатого венца шестерни и колеса:

b = 0,285Re = 0,285 · 101,1 = 28,8 мм

Внешний торцовый модуль:

mte ≥

КFβ = ≥ 1,15; КFβ0 = 1,9 - табл. 2.6 [1]; КFβ = 1,29

vF = 0,85 + 0,043U1 = 0,85 + 0,043 · 2 = 0,94 – для колес c круговым зубом [1].

ТFЕ2 = КFД M2 = 1 · 380 = 380 Н·м

mte = = 0,004 м

Число зубьев колеса и шестерни:

z2 = de2 / mte = 180 / 4 = 45

z1 = z2 / U1 = 45 / 2 ≈ 22

Фактическое передаточное число:

U1ф = z2 / z1 = 45/22 = 2,045

Отклонение от заданного передаточного числа: 2,25% < 4%

Определим окончательные размеры колес.

Углы делительных конусов колеса и шестерни.

δ2 = arctg(U1) = arctg 2,045 = 63,9º; δ1 = 90º - δ2 = 26,1º

cos δ2 = cos 63,9º = 0,44; cos δ1 = cos 26,1º = 0,9; sin δ1 = sin 26,1° = 0,44.

Делительные диаметры:

de1 = mte z1 = 4 · 22 = 88 мм;

de2 = mte z2 = 4 · 45 = 180 мм.

Внешние диаметры:

dae1 = de1 + 1,64(1 + Xn1) mte cosδ1 = 88 + 1,64(1+0,22) 4 · 0,9 = 95,2 мм

dae2 = de2 + 1,64(1 + Xn2) mte cosδ2 = 180 + 1,64(1 – 0,22) 4 · 0,44 = 182,3 мм

Xn1 = 0,22; Xn2 = - Xn1 = - 0,22 – коэффициенты смещения, табл. 2.11 [1].

Размеры заготовок колес:

Dзаг = dе2 + 2m + 6 = 180 + 2 · 4 + 6 = 194 мм > Dпред = 125 мм

Sзаг = 8me = 8 · 4 = 32 мм ≤ Sпред = 80 мм

Заменим материал колеса на сталь 40ХН, с термообработкой улучшением, с

Dпред = 315 мм

Силы в зацеплении:

Ft = = = 4935 H – окружная сила в зацеплении.

dm2 = 0,857 de2 = 0,857 · 180 = 154 мм

Fr1 = Fa2 = γr Ft = 4935 · 0,088 = 434 H; γr = 0,44cosδ1 – 0,7sin δ1 = 0,088

Fa1 = Fr2 = γa Ft = 4935 · 0,824 = 4066 H; γa = 0,44sin δ1 + 0,7cosδ1 = 0,824

Напряжения изгиба в зубьях колеса.

σF2 = 1,17YF2 KFβ KFv ≤ [σ]F2

Напряжения изгиба в зубьях шестерни.

σF1 = σF2 YF1 / YF2 ≤ [σ]F1

KFβ = 1,29

Окружная скорость в зацеплении:

V = = 3,14 · 0,154 · 113,9 / 60 = 0,92 м/с

KFv = 1,04 – табл. 2.7 [1].

Эквивалентные числа зубьев:

zv2 = z2 / 0,55cos δ2 = 45 / 0,55 · 0,44 = 186

zv1 = z1 / 0,55cos δ1 = 22 / 0,55 · 0,9 = 44

YF1 = 3,7, YF2 = 3,6 – табл. 2.8 [1].

σF2 = 1,17 · 3,6 1,29 · 1,04 = 258 МПа ≤ [σ]F2 = 294 МПа

σF1 = 258 · 3,7 / 3,6 = 265 МПа ≤ [σ]F1 = 310 МПа

Условие выполняется.

Расчетное контактное напряжение:

σН = 1,9 · 106 ≤ [σ]H,

КНv = 1,01 – табл. 2.9 [1].

ТНЕ2 = КНД M2 = 0,78 · 380 = 296 Н·м

σН = 1,9 · 106 = 610 МПа ≤ [σ]H = 640 МПа,

Условие выполняется.

1. **Расчет второй ступени редуктора**

U2 = 3

Межосевое расстояние:

αω = Кα(U2 + 1) = 430 · (3 + 1) = 171 мм.

Кα = 430 – для косозубых передач [3].

Ψba = 0,4-0,5 – при симметричном расположении колес, берем: Ψba = 0,4.

Примем: КН = КНβ

Ψbd = 0,5Ψba (U2 + 1) = 0,5 · 0,4 · (3+1) = 0,8

По Ψbd = 0,8 и соотношений твердости материалов колеса и шестерни принимаем:

КНβ = 1,24.

Принимаем αω = 160 мм.

Модуль зацепления:

m = (0,01-0,02) αω = 1,6 – 3,2 мм, принимаем m = 2 мм.

Ширина колеса:

b2 = ψва · αω = 0,4 · 160 = 64 мм

b1 = b2 + 5 = 64 + 5 = 69 мм – ширина шестерни.

Минимальный угол наклона зубьев:

βmin = arcsin = arcsin = 6,28°

При β = βmin сумма чисел зубьев:

zc = z1 + z2 = (2αω/m)cos βmin = (2 · 160/2)cos 6,28°= 159

Угол наклона зубьев:

β = arccos = arccos = 6,4°,

при нем zc = (2 · 160/2)cos 6,4° = 159

Число зубьев колеса:

z2 = zc / (U2 + 1) = 159 / (3 + 1) ≈ 40

z1 = 159 – 40 = 119 – шестерни.

Передаточное число:

Uф = 119 / 40 = 2,98, отклонение ΔU = 0,02U - допустимо.

Диаметры делительных окружностей:

d1 = m z1 /cos β = 2 · 119 / cos 6,4° = 239 мм – шестерни;

d2 = m z2 /cos β = 2 · 40 / cos 6,4° = 80 мм – колеса.

Торцевой (окружной) модуль:

mt = m /cos β = 2 / cos 6,4° = 2,012

Диаметры вершин зубьев:

dа1 = d1 + 2m = 239 + 2 · 2 = 243 мм;

dа2 = d2 + 2m = 80 + 2 · 2 = 84 мм.

Проверочный расчет.

Проверка контактных напряжений.

σН = ZE ZH Zε

Коэффициент жесткости материала:

ZE = ; Вi = Ei / (1 – μi2).

У колес из стали 40Х:

Е = Е1 = Е2 = 210 ГПа; μ1 = μ2 = 0,3.

ZE = = = = 5,78 · 104

Коэффициент формы зуба:

ZН = ; tg αt = tg 20º / cosβ = tg 20º / cos 6,4° = 0,37

αt = 20,3º

β0 = arcsin (sin β · cos 20º) = arcsin (sin 6,4° · cos 20º) = 6,01º

ZН = = 2,47

Коэффициент полной длины линии контакта всех зубьев в зацеплении.

εβ = b2 tgβ / π mt = b2 tgβ cosβ / π m = 64 · tg6,4° · cos6,4° / 3,14 · 2 = 1,13 >1

Zε = = = 0,75

εα = (1,88 – 3,2 ) cosβ = (1,88 – 3,2 ) cos6,4° = 1,76

Окружная сила:

Ft = 2М3 / d1 = 2 · 1180 / 239 · 10-3 = 9874 H

Коэффициент внешней силы:

КН = КНβ · КНV · КНα

После уточнения: КНβ = 1,14

КНV = 1 + δН q0 Vt = 1 + 0,04 · 4,7 · 0,48= 1

δН = 0,04; q0 = 4,7; окружная скорость:

Vt = d1 ω3 / 2 = 239 · 10-3 · 4 / 2 = 0,48 м/с

КНα = КНα (Vt ; степень точности); КНα = 1,04

КН = 1,14 · 1 · 1,04 = 1,19

σН = 5,78 · 104 · 2,47 · 0,75 = 187,3 МПа < 640 МПа = [σ]H

Проверка напряжения изгиба.

σF = YFS2 Yβ Yε

Коэффициент внешней силы:

КF = КFβ · KFV · KFα = 1,13 ·1 · 1,04 = 1,18

КFβ = 1,13

KFV = 1 + δF q0 Vt = 1 + 0,16 · 4,7 · 0,48= 1

δF = 0,16

KFα = КНα = 1,04

Коэффициент формы (жесткости зуба на изгиб):

YFS2 = YFS2 (ZV1, χ)

Эквивалентное число зубьев:

ZV1 = Z1 / cos3 β = 119 / cos3 6,4° = 121

YFS2 = 3,6

Коэффициент угла наклона оси зуба:

Yβ = 1 – β / 140 = 1 – 6,4 / 140 = 0,954

Коэффициент перекрытия зацепления:

Yε = 1 / εα = 1 / 1,76 = 0,6

σF = 3,6 · 0,954 · 0,6 =188 МПа < 294 МПа = [σ]F

1. **Основные размеры корпуса и крышки редуктора**

По рекомендациям [1] в качестве материала корпуса выбираем:

СЧ15 ГОСТ 1412-85.

Толщина стенки корпуса:

δ = 2,6≥ 6 мм

δ = 2,6 = 8,2 мм

Принимаем: δ = 8 мм – табл. 24.1 [1].

Толщина стенки крышки корпуса: δ1 = 0,9δ = 0,9 · 8 = 7,2

Принимаем: δ1 = 7,5 мм – табл. 24.1 [1].

Толщина поясов стыка:

b = 1,5δ = 1,5 · 8 = 12 мм; b1 = 1,5δ1 = 1,5 · 7,5 = 11,3 мм

Принимаем: b = 12 мм; b1 = 11,5 мм – табл. 24.1 [1].

Размеры конструктивных элементов из [1]:

f = (0,4…0,5) δ1 = (0,4…0,5) · 7,5 = 3…3,75 мм; f = 3,6 мм.

l = (2…2,2) δ = (2…2,2) · 8 = 16…17,6 мм; l = 17 мм.

Из [1] в зависимости от межосевого расстояния тихоходной ступени определяем диаметры болтов крепления крышки редуктора и отверстия под них:

Болт: М12; d0 = 13 мм.

Ширина фланца корпуса и крышки:

К = 2,7d = 2,7 · 12 = 32,4 мм; К = 32 мм – табл. 24.1 [1].

К1 = 2,2d = 2,2 · 12 = 26,4 мм; К = 26 мм – табл. 24.1 [1].

Диаметры штифтов:

dшт = (0,7…0,8)d = (0,7…0,8) · 12 = 8,4…9,6 мм; dшт = 10 мм

Диаметры болтов крепления корпуса редуктора на раме:

dк = ≥ 12 мм

dк = = 13,2 мм; берем: М14

Толщина фланца крепления редуктора на раму:

g = 1,5 dк = 1,5 · 14 = 21 мм.

Диаметр болтов крепления крышек подшипников:

dп = (0,7…0,75)dк = (0,7…0,75) · 14 = 9,8…10,5 мм; берем М10.

1. **Расчет ременной передачи**

Частота вращения малого шкива: n = nдв = 950 об/мин

Передаваемая мощность:

Р = Рдв = 5,5 кВт

По номограмме принимаем ремень типа Б. Минимально допустимый диаметр

ведущего шкива:

d1min = 125 мм

Принимаем: d1 = 125 мм

Диаметр ведомого шкива:

d2 = d1 · Uрем(1 – ε), где ε = 0,015 – коэффициент скольжения.

d2 = 125 · 4,17 · (1 – 0,015) = 513,4 мм

Принимаем: d2 = 500 мм из стандартного ряда.

Фактическое передаточное число:

UФ = d2 / d1(1 – ε) = 500 / (125 · (1 – 0,015)) = 4,06

ΔU = · 100% = 2,7% < 3%

Ориентировочное межосевое расстояние:

α ≥ 0,55(d1 + d2) + h(H),

где h(H) = 10,5

α ≥ 0,55(125 + 500) + 10,5 = 354,25 мм

Расчетная длина ремня:

L = 2α + (d1 + d2) + (d2 - d1)2 / 2α =

= 2 · 354,25 + (125 + 500) + (500 - 125)2 / 2 · 354,25 = 1888,23 мм

Принимаем: L = 1900 мм.

Уточнение значения межосевого расстояния:

α = (2L - π(d1 + d2) + ) =

= (2 · 1900 – 3,14 · 625 + ) = 417 мм

Угол обхвата ремнем ведущего шкива:

α1 = 180° - 57° = 180° - 57° = 128,7°

Определяем допускаемую мощность, передаваемую одним клиновым ремнем:

[Pn] = [P0] Cp Cα Cl Cz ,

где [P0] = 1,86 кВт определяем из условия:

v = π d1 n / 60 · 103 = 3,14 · 125 · 950 / 60 · 103 = 6,21 м/с

Cp = 1; Cα = 0,86; Cl = 1,04; Cz = 0,98.

[Pn] = 1,86 · 1 · 0,86· 1,04· 0,98 = 1,63 кВт.

Количество клиновых ремней:

Z = Pном / [Pn] = 5,5 / 1,63 = 3,37, принимаем: Z =4.

Сила предварительного натяжения:

F0 = = = 306 H

Окружная сила:

Ft = Pном · 103 / v = 5,5 · 103 / 6,21 = 885,6 H

Силы натяжения:

F1 = F0 + Ft / 2z = 306 + 885,6 / 2 · 4 = 416,7 H

F2 = F0 - Ft / 2z = 306 – 885,6 / 2 · 4 = 195,3 H

Cила давления на вал:

Fоп = 2 F0 z sin(α1/2) = 2 · 306 · 4 · sin(128,7 / 2) = 2206,8 H

**7 Проектный расчет валов, подбор подшипников**

Расчет ведем по ГОСТ 24266-80 и СТ СЭВ 534-77. При назначении размеров руководствуемся ГОСТ 6636-69 и рекомендациями [1].

В качестве материала валов используем сталь 45 ГОСТ 1050-88 [2].

Проектный расчет быстроходного вала.

Диаметр вала:

dб ≥ (7…8) = (7…8) = 39,8…46,2

Принимаем диаметр посадки ведомого шкива на быстроходный вал d = 40 мм.

Диаметр под подшипники:

dбп ≥ dб + 2t = 40 + 2 · 2,5 = 45 мм, где t = 2,5 из [1].

Принимаем: dбп = 45 мм (ГОСТ 27365-87).

Учитывая наличие осевых нагрузок, предварительно выбираем подшипник роликовый 7209 ГОСТ 27365-87 [2].

Его размеры: d = 45 мм, D = 85 мм, b = 19 мм.

Динамическая грузоподъемность подшипника: С = 62,7 кН.

Статическая грузоподъемность Со = 50 кН.

dбп ≥ dбп + 3r = 45 + 3 · 2,5 = 52,5 мм; принимаем: dбп = 52 мм.

Проектный расчет промежуточного вала.

Диаметр вала:

dпр ≥ (6…7) = (6…7) = 43,4…50,7

Принимаем: dпр = 46 мм

Диаметр под подшипники:

dбпр = dпр – 3r = 46 - 3 · 2,5 = 38,5 мм, где r = 2,5 из [1].

Принимаем: dбпр = 40 мм (ГОСТ 27365-87).

Учитывая наличие осевых нагрузок, предварительно выбираем подшипник роликовый 7208 ГОСТ 27365-87 [2].

Его размеры: d = 40 мм, D = 80 мм, b = 18 мм.

Динамическая грузоподъемность подшипника: С = 58,3 кН.

Статическая грузоподъемность Со = 40 кН.

По [1] определяем остальные конструктивные размеры:

dбк ≥ dпр + 3f = 46 + 3 · 1,2 = 49,6 мм; принимаем: dбк = 50 мм.

dбп ≥ dбпр + 3r = 40 + 3 · 2 = 46 мм; принимаем: dбп = 46 мм.

Проектный расчет тихоходного вала.

Диаметр вала:

dт ≥ (5…6) = (5…6) = 51,9…62,6

Принимаем: dт = 52 мм

Диаметр под подшипники:

dбт ≥ dт + 2t = 52 + 2 · 2,8 = 57,6 мм, где t = 2,8 из [1].

Диаметр под подшипники принимаем dбт = 60 мм (ГОСТ 8338-75).

Учитывая наличие осевых нагрузок, предварительно выбираем подшипник роликовый 7212 ГОСТ 27365-87 [2].

Его размеры: d = 60 мм, D = 110 мм, b = 22 мм.

Динамическая грузоподъемность подшипника: С = 91,3 кН.

Статическая грузоподъемность Со = 70 кН.

dбп ≥ dбт + 3r = 60 + 3 · 3 = 69 мм; принимаем: dбп = 70 мм.

По имеющимся данным, основываясь на рекомендациях [1] проводим эскизную компоновку редуктора.

Проектный расчет приводного вала.

Диаметр вала:

dт ≥ (5…6) = (5…6) = 51,7…61,3

Принимаем: dт = 52 мм

Диаметр под подшипники:

dбт ≥ dт + 2t = 52 + 2 · 2,8 = 57,6 мм, где t = 2,8 из [1].

Диаметр под подшипники принимаем dбт = 60 мм (ГОСТ 8338-75).

Учитывая отсутствие осевых нагрузок, предварительно выбираем подшипник шариковый 312 ГОСТ 27365-87 [2].

Его размеры: d = 60 мм, D = 130 мм, b = 31 мм.

Динамическая грузоподъемность подшипника: С = 81,9 кН.

Статическая грузоподъемность Со = 48 кН.

dбп ≥ dбт + 3r = 60 + 3 · 3 = 69 мм; принимаем: dбп = 70 мм.

**8 Расчет быстроходного вала и расчет подшипников для него**

Исходные данные для расчета:

Ft1 = 4935 H, Fr1 = 434 H, Fa1 = 4066 H, Fоп = 2206,8 Н, d1 = 88 мм.

g = 150 мм, h = 45 мм, l = 25 мм.

Реакции опор:

в плоскости xz:

RЕX = (- Fr1l + Fa1d1/2)/h = (-434·25 + 4066·44)/45 = 3735 Н;

RFX = (Fr1 (l+h) - Fa1d1/2)/h =(434·70 - 4066·44)/45 = -3301 Н;

Проверка: REX + RFX - Fr1 = 3735 - 3301 - 434 = 0.

в плоскости yz:

REY = -Ft1l/h = -4935·25/45 = -2742 Н;

RFY = Ft1 (l+h)/h = 4935·70/45 = 7677 Н;

Проверка: REY + RFY – Ft1 = -2742 + 7677 - 4935 = 0.

Суммарные реакции:

RE = = = 4633 H;

RF = = = 8357 H;

Mx = Fa1d1/2 = 4066 · 0,044 = 178,9 H · м

My = Ft1l = 4935 · 0,025 = 123,3 H · м

Реакции от усилия на шкиве:

Fоп g – RFFоп h = 0;

RFFоп = Fоп g / h = 2206,8 · 0,15 / 0,045 = 7356 H

REFоп = RFFоп + Fоп = 7356 + 2206,8 = 9562,8 H

МЕFоп = RFFоп h = 7356 · 0,045 = 331 H · м

Для расчета подшипников:

RE' = RE + REFоп = 4633 + 9562,8 = 14195,8 H

RF' = RF + RFFоп = 8357 + 7356 = 15713 H

Расчет вала в опасном сечении на сопротивление усталости.

σа = σu = Мсеч / 0,1dб3 = 331 · 103 / 0,1 · 403 = 52 МПа

τа = τк /2 = М1 / 2 · 0,2dб3 = 220 · 103 / 0,4 · 403 = 8,59 МПа

Кσ / Кdσ = 3,8 [2]; Кτ / Кdτ = 2,2 [2];

KFσ = KFτ = 1 [2]; KV = 1 [2].

KσД = (Кσ / Кdσ + 1 / КFσ – 1) · 1 / KV = (3,8 + 1 – 1) · 1 = 3,8

KτД = (Кτ / Кdτ + 1 / КFτ – 1) · 1 / KV = (2,2 + 1 – 1) · 1 = 2,2

σ-1Д = σ-1 / KσД = 360 / 3,8 = 94,7 МПа

τ-1Д = τ -1 / KτД = 200 / 2,2 = 91 МПа

Sσ = σ-1Д / σа = 94,7 / 52 = 1,8; Sτ = τ -1Д / τ а = 91 / 8,59 = 10,6

S = Sσ Sτ / = 1,8 · 10,6 / = 1,77 > [S] = 2,5

Прочность вала обеспечена.

Расчет подшипника.

Расчет ведем по ГОСТ 18855-82.

Эквивалентная нагрузка:

Рэ = (XVPr1 + YPa1)KбKT,

в которой радиальная нагрузка Pr1 = 15713 H; осевая нагрузка Pa1 = Fa1 = 4066 H;

V = 1 - вращается внутреннее кольцо; коэффициент безопасности: Kб = 1,3;

КТ = 1 [3].

Отношение Fa1 / Со = 4066 / 50000 = 0,08; этой величине соответствует е = 0,35.

Отношение Рa1 / Pr1 = 4066 / 15713 = 0,26 < е; Х = 1; Y = 0.

Рэ = (1·15713 + 0· 4066) · 1,3 = 20427 H < С = 62700 Н

Расчетная долговечность, млн. об:

L = (C/Pэ)3,33 = (62700/20427)3,33 = 110 млн. об.

Расчетная долговечность, ч:

Lh = L·106/60n = 110·106/60·227,8 = 2,52·104 ч,

что больше установленных ГОСТ 16162-85. Подшипник выбран верно.

**9 Расчет промежуточного вала и расчет подшипников для него**

Исходные данные для расчета:

Ft2 = 4935 H, Fr2 = 4066 H, Fa2 = 434 H, d2 = 180 мм.

Ft3 = 9874 H, Fr3 = Ft3 tgα/cosβ = 9874 · tg20° / cos6,4° = 3616 H, Fa3 = Ft3 tgβ = 9874 · tg6,4°= 1108 H, d3 = 80 мм.

d = 70 мм, e = 114 мм, f = 60,5 мм.

Реакции опор:

в плоскости xz:

RDX = (-Fr3d + Fr2(d+e) + Fa2d2/2 - Fa3d3/2)/(d+e+f) =(-3616·70 + 4066·184 ++ 434·90 – 1108 · 40)/244,5 = 2003 Н;

RCX = (Fr2f – Fr3(f+e) - Fa2d2/2 + Fa3d3/2)/(d+e+f) =(4066·60,5 - 3616·174,5 - 434·90 + 1108 · 40)/244,5 = -1553 Н;

Проверка: RDX + RCX + Fr3 – Fr2 = 2003 - 1553 + 3616 – 4066 = 0.

в плоскости yz:

RDY = (Ft3d + Ft2(d+e))/(d+e+f) =(9874·70 + 4935·184)/244,5 = 6541 Н;

RCY = (Ft2f + Ft3(f+e))/(d+e+f) =(4935·60,5 + 9874·174,5)/244,5 = 8268 Н;

Проверка: RDY + RCY – Ft3 - Ft2 = 6541 + 8268 – 9874 - 4935 = 0.

Суммарные реакции:

RD = = = 6841 H;

RC = = = 8413 H;

Опасное сечение – место под колесо цилиндрической передачи.

Материал вала – сталь 45, НВ = 240, σв = 780 МПа, σт = 540 МПа, τт = 290 МПа,

σ-1 = 360 МПа, τ-1 = 200 МПа, ψτ = 0,09, [2].

Найдем значения изгибающих моментов в наиболее опасном сечении:

Му = RDX(e+f) – Fr2e - Fa2d2/2 = 2003 · 0,1745 – 4066 · 0,114 – 434 · 0,09= -153,1 Н·м;

Мх = RDY(e+f) – Ft2e = 6541 · 0,1745 – 4935 · 0,114 = 578,8 Н·м;

Мсеч = = = 599 Н·м.

Расчет вала в опасном сечении на сопротивление усталости.

σа = σu = Мсеч / 0,1dпр3 = 599 · 103 / 0,1 · 463 = 61,5 МПа

τа = τк /2 = M2 / 2 · 0,2dпр3 = 380 · 103 / 0,4 · 463 = 9,8 МПа

Кσ / Кdσ = 3,8 [2]; Кτ / Кdτ = 2,2 [2];

KFσ = KFτ = 1 [2]; KV = 1 [2].

KσД = (Кσ / Кdσ + 1 / КFσ – 1) · 1 / KV = (3,8 + 1 – 1) · 1 = 3,8

KτД = (Кτ / Кdτ + 1 / КFτ – 1) · 1 / KV = (2,2 + 1 – 1) · 1 = 2,2

σ-1Д = σ-1 / KσД = 360 / 3,8 = 94,7 МПа

τ-1Д = τ -1 / KτД = 200 / 2,2 = 91 МПа

Sσ = σ-1Д / σа = 94,7 / 61,5 = 1,5; Sτ = τ -1Д / τ а = 91 / 9,8 = 9,3

S = Sσ Sτ / = 9,3 · 1,5 / = 2,6 > [S] = 2,5

Прочность вала обеспечена.

Расчет подшипника.

Расчет ведем по ГОСТ 18855-82.

Эквивалентная нагрузка:

Рэ = (XVPr1 + YPa1)KбKT,

в которой радиальная нагрузка Pr1 = 8413 H; осевая нагрузка Pa1 = 674 H;

V = 1 - вращается внутреннее кольцо; коэффициент безопасности: Kб = 1,3;

КТ = 1 [3].

Отношение Pa1 / Со = 674 / 40000 = 0,017; этой величине соответствует е = 0,30.

Отношение Рa1 / Pr1 = 674 / 8413 = 0,08 < е; Х = 1; Y = 0.

Рэ = (1·8413 + 0· 674) · 1,3 = 10937 H < С = 58300 Н

Расчетная долговечность, млн. об:

L = (C/Pэ)3 = (58300/10937)3,33 = 263 млн. об.

Расчетная долговечность, ч:

Lh = L·106/60n = 263·106/60·113,9 = 3,8·104 ч,

что больше установленных ГОСТ 16162-85. Подшипник выбран верно.

**10 Расчет тихоходного вала и расчет подшипников для него**

Исходные данные для расчета:

Ft = 9874 H, Fr = 3616 H, Fa = 1108 H, d = 239 мм.

a = 174,5 мм, b = 70 мм, c = 58 мм.

Усилие от муфты: FM = 125 = 125 = 4294 H

Реакции опор:

в плоскости xz:

RAX = (Ftb + FMc)/(a+b) =(9874·70 + 4294·58)/244,5 = 3846 Н;

RBX = (Fta – FM(a+b+c))/(a+b) =(9874·174,5 - 4294·302,5)/244,5 = 1734 Н;

Проверка: RAX + RBX + FM – Ft = 3846 + 1734 + 4294 – 9874 = 0.

в плоскости yz:

RAY = (Frb - Fad/2)/(a+b) =(3616·70 - 1108·119,5)/244,5 = 494 Н;

RBY = (Fra + Fad/2)/(a+b) =(3616·174,5 + 1108·119,5)/244,5 = 3122 Н;

Проверка: RAY + RBY – Fr = 494 + 3122 – 3616= 0.

Суммарные реакции:

RA = = = 3878 H;

RB = = = 3571 H;

Опасное сечение – место под колесо цилиндрической передачи.

Материал вала – сталь 45, НВ = 240, σв = 780 МПа, σт = 540 МПа, τт = 290 МПа,

σ-1 = 360 МПа, τ-1 = 200 МПа, ψτ = 0,09, [2].

Найдем значения изгибающих моментов в наиболее опасном сечении:

Му = RAY a + Fad/2 = 494 · 0,1745 + 1108 · 0,1195 = 219 Н·м;

Мх = RAX a = 3846 · 0,1745 = 671 Н·м;

Мсеч = = = 706 Н·м.

Расчет вала в опасном сечении на сопротивление усталости.

σа = σu = Мсеч / 0,1dпр3 = 706 · 103 / 0,1 · 703 = 20,5 МПа

τа = τк /2 = M3 / 2 · 0,2dпр3 = 1180 · 103 / 0,4 · 703 = 8,6 МПа

Кσ / Кdσ = 3,8 [2]; Кτ / Кdτ = 2,2 [2];

KFσ = KFτ = 1 [2]; KV = 1 [2].

KσД = (Кσ / Кdσ + 1 / КFσ – 1) · 1 / KV = (3,8 + 1 – 1) · 1 = 3,8

KτД = (Кτ / Кdτ + 1 / КFτ – 1) · 1 / KV = (2,2 + 1 – 1) · 1 = 2,2

σ-1Д = σ-1 / KσД = 360 / 3,8 = 94,7 МПа

τ-1Д = τ -1 / KτД = 200 / 2,2 = 91 МПа

Sσ = σ-1Д / σа = 94,7 / 20,5 = 4,6; Sτ = τ -1Д / τ а = 91 / 8,6 = 10,6

S = Sσ Sτ / = 4,6 · 10,6 / = 4,2 > [S] = 2,5

Прочность вала обеспечена.

Расчет подшипника.

Расчет ведем по ГОСТ 18855-82.

Эквивалентная нагрузка:

Рэ = (XVPr1 + YPa1)KбKT,

в которой радиальная нагрузка Pr1 = 3878 H; осевая нагрузка Pa1 = 1108 H;

V = 1 - вращается внутреннее кольцо; коэффициент безопасности: Kб = 1,3;

КТ = 1 [3].

Отношение Pa1 / Со = 1108 / 70000 = 0,016; этой величине соответствует е = 0,30.

Отношение Рa1 / Pr1 = 1108 / 3878 = 0,29 < е; Х = 1; Y = 0.

Рэ = (1·3878 + 0· 1108) · 1,3 = 5041 H < С = 91300 Н

Расчетная долговечность, млн. об:

L = (C/Pэ)3 = (91300/5041)3,33 = 1007 млн. об.

Расчетная долговечность, ч:

Lh = L·106/60n = 1007·106/60·38 = 44·104 ч,

что больше установленных ГОСТ 16162-85. Подшипник выбран верно.

**11 Расчет приводного вала и расчет подшипников для него**

Исходные данные для расчета:

m = 800 мм, n = 58 мм.

Усилие от муфты: FM = 125 = 125 = 4294 H

Реакции опор:

в плоскости xz:

RKX = FMn/m = 4294·58/800 = 311 Н;

RMX = - FM(m+n)/m = - 4294·858/800 = - 4605 Н;

Проверка: RKX + RMX + FM = 311 - 4605 + 4294 = 0.

Реакции опор:

RК = 311 H;

RМ = 4605 H;

Опасное сечение – опора М.

Материал вала – сталь 45, НВ = 240, σв = 780 МПа, σт = 540 МПа, τт = 290 МПа,

σ-1 = 360 МПа, τ-1 = 200 МПа, ψτ = 0,09, [2].

Найдем значения изгибающих моментов в наиболее опасном сечении:

Мх = RКX m = 311 · 0,8 = 249 Н·м;

Расчет вала в опасном сечении на сопротивление усталости.

σа = σu = Мсеч / 0,1dпр3 = 249 · 103 / 0,1 · 603 = 11,5 МПа

τа = τк /2 = Mвых / 2 · 0,2dпр3 = 1150 · 103 / 0,4 · 603 = 13,3 МПа

Кσ / Кdσ = 3,8 [2]; Кτ / Кdτ = 2,2 [2];

KFσ = KFτ = 1 [2]; KV = 1 [2].

KσД = (Кσ / Кdσ + 1 / КFσ – 1) · 1 / KV = (3,8 + 1 – 1) · 1 = 3,8

KτД = (Кτ / Кdτ + 1 / КFτ – 1) · 1 / KV = (2,2 + 1 – 1) · 1 = 2,2

σ-1Д = σ-1 / KσД = 360 / 3,8 = 94,7 МПа

τ-1Д = τ -1 / KτД = 200 / 2,2 = 91 МПа

Sσ = σ-1Д / σа = 94,7 / 11,5 = 8,2; Sτ = τ -1Д / τ а = 91 / 13,3 = 6,8

S = Sσ Sτ / = 8,2 · 6,8 / = 5,2 > [S] = 2,5

Прочность вала обеспечена.

Расчет подшипника.

Расчет ведем по ГОСТ 18855-82.

Эквивалентная нагрузка:

Рэ = (XVPr1 + YPa1)KбKT,

в которой радиальная нагрузка Pr1 = 4605 H; осевая нагрузка Pa1 = 0 H;

V = 1 - вращается внутреннее кольцо; коэффициент безопасности: Kб = 1,3;

КТ = 1 [3].

Рэ = 4605 · 1,3 = 5987 H < С = 81900 Н

Расчетная долговечность, млн. об:

L = (C/Pэ)3 = (81900/5987)3= 1053 млн. об.

Расчетная долговечность, ч:

Lh = L·106/60n = 1053·106/60·38 = 46·104 ч,

что больше установленных ГОСТ 16162-85. Подшипник выбран верно.

**12 Смазка**

Смазка зубчатых зацеплений осуществляется окунанием одного из зубчатых колес в масло на полную высоту зуба.

Вязкость масла по [1] (табл. 11.1):

V = 0,92 м/с; [σ]H = 640 МПа – V50° = 60 мм2/с

По [1] (табл. 11.2) принимаем масло индустриальное И-70А, у которого

V50°C = 65-75 мм2/с.

Подшипники смазываются тем же маслом, что и зацепления за счет разбрызгивания масла и образования масляного тумана.

**13 Проверка прочности шпоночных соединений**

Напряжение смятия:

σсм = 2М / d(l – b)(h – t1) < [σ]см = 120 МПа

Быстроходный вал Ø40 мм, шпонка 12 × 8 × 40, t1 = 5 мм.

σсм = 2 · 220 · 103 / 40 · (40 – 12)(8 – 5) = 119 МПа < [σ]см

Промежуточный вал Ø46 мм, шпонка 14 × 9 × 50, t1 = 5,5 мм.

σсм = 2 · 380 · 103 / 46 · (50 – 14)(9 – 5,5) = 118 МПа < [σ]см

Тихоходный вал Ø52 мм, шпонка 16 × 10 × 70, t1 = 6 мм.

σсм = 2 · 1180 · 103 / 52 · (70 – 16)(10 – 6) = 119 МПа < [σ]см

Тихоходный вал Ø70 мм, шпонка 20 × 12 × 70, t1 = 7,5 мм.

σсм = 2 · 1180 · 103 / 70 · (70 – 20)(12 – 7,5) = 117 МПа < [σ]см

Приводной вал Ø52 мм, шпонка 16 × 10 × 70, t1 = 6 мм.

σсм = 2 · 1150 · 103 / 52 · (70 – 16)(10 – 6) = 118 МПа < [σ]см

1. **Выбор муфты**

Муфта, соединяющая тихоходный вал с приводным валом.

Предусмотрим в этой муфте предохранительное устройство для предотвращения поломки привода при заклинивании исполнительного элемента.

При проектировании компенсирующе - предохранительной муфты, за основу возьмем упругую втулочно-пальцевую муфту:

Муфта 2000-52-1-У3 ГОСТ 21424-93.

[М] = 2000 Н · м, D × L = 250 × 288.

В нашем случае: М3 = 1180 Н · м

Наличие упругих втулок позволяет скомпенсировать неточность расположения в пространстве ведомого вала и приводного вала. Доработаем данную муфту, заменив ее крепление на приводном валу со шпонки на штифт. Штифт рассчитаем таким образом, чтобы при превышении максимально допустимого передаваемого момента его срезало. Таким образом, штифт будет служить для ограничения передаваемого момента и предохранения частей механизма от поломок при перегрузках, превышающих расчетные. [2]

Наибольший номинальный вращающий момент, передаваемый муфтой:

Мном = 2000 Н · м

Расчетный вращающий момент М срабатывания муфты:

М = 1,25Мном = 1,25 · 2000 = 2500 Н · м

Радиус расположения поверхности среза:

R = 26 мм

Материал предохранительного штифта:

Сталь 30 ГОСТ 1050-88, σв = 490 МПа

Коэффициент пропорциональности между пределами прочности на срез и на разрыв:

К = 0,68

Расчетный предел прочности на срез штифта:

τср = К · σв = 0,68 · 490 = 333,2 МПа

Диаметр предохранительного штифта:

d = = = 0,019 м, d = 19 мм

Предельный вращающий момент (проверочный расчет):

М = πd2r τср /4 = 3,14 · 0,0192 · 0,026 · 333,2 · 106 / 4 = 2455 Н · м

**15 Сборка редуктора**

Детали перед сборкой промыть и очистить.

Сначала собираем валы редуктора. Ставим колеса, устанавливаем подшипники, закладываем шпонки.

Далее устанавливаем валы в корпус редуктора.

Закрываем редуктор крышкой и стягиваем стяжными болтами. Устанавливаем крышки подшипников.

После этого редуктор заполняется маслом. Обкатываем 4 часа, потом промываем.

**Список использованной литературы**

1. П.Ф. Дунаев, С.П.Леликов – Конструирование узлов и деталей машин,

Москва, «Высшая школа», 1984 г.

1. С.А. Чернавский и др. – Курсовое проектирование деталей машин,

Москва, «Машиностроение», 1988 г.

1. М.Н. Иванов – Детали машин, Москва, «Высшая школа», 1998 г.
2. А.Е. Шейнблит – Курсовое проектирование деталей машин,

Калининград, «Янтарный сказ», 2002 г.