**СОДЕРЖАНИЕ**

ВВЕДЕНИЕ

1. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА
2. Выбор электродвигателя
3. Кинематический расчет привода
4. РАСЧЕТ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ
5. РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ
6. Выбор материалов, термообработки и допускаемых напряжений
7. Проектный расчет зубчатой передачи
8. Проверочный расчет зубчатых передач

4.КОНСТРУИРОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА

4.1.Конструирование валов

4.1.1. Ведущий вал

4.1.2. Ведомый вал

1. Конструирование зубчатого колеса
2. Расчет шпонок
3. Шпонка ведущего вала
4. Шпонка ведомого вала

4.3. Конструирование зубчатых колёс

4.4 Компоновка цилиндрического редуктора

5. СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

ВВЕДЕНИЕ

Целью данного курсовой работы является проектирование механического привода для закрепления теоретических знаний, полученных при изучении курса «Детали машин», а так же получение практического опыта в проведении расчетно-конструкционной работы.

Общий объем курсового проекта составляют расчетно-пояснительная записка, оформление которой должно соответствовать требованиям ЕСКД, предъявляемым к текстовым документам, и графическая часть. В графической части необходимо будет выполнить чертеж редуктора на формате А1 с соответствующими спецификациями, деталировочные чертежи деталей редуктора и компоновочный чертеж механического привода на формате А2.

В качестве задания, используется кинематическая схема ленточного транспортера, состоящего одноступенчатого цилиндрического редуктора, клиноременной передачи и, соответственно, соединительной муфты. В качестве источника энергии используется асинхронный электродвигатель.

В техническом задании на проектирование указаны: вариант схемы привода; срок службы привода; циклограмма режима нагружения с указанием значений *ki* и *li* -относительных величин нагрузок и продолжительности их действия; крутящий момент на барабане конвейера *Тб,* Нм; частота вращения барабана *nБ ,* об/МиН; и число полюсов электродвигателя.

Сведения, необходимые для курсового проектирования, в том числе и справочные данные, по возможности приведены в методической литературе.

**1. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА**

**1.1. Выбор электродвигателя**

По исходным данным берем следующие значения: *nБ* = 125 [об/Мин] – частота вращения барабана;

Тб = 140 [Нм] - крутящий момент на барабане конвейера;

 (1.1)

Значение мощности двигателя можно определить из следующего выражения:

Подставив в эту формулу исходные данные, получим:

*= 140\* 125/9550 = 1,83[кВт]*

Требуемая мощность электродвигателя:

(1.2)

*η=ηηрη;*(1.3)

*η-* КПД зубчатой передачи;

*ηр-* КПД ременной передачи;

*η -* КПД поршневой пары.

Эти значения берутся из таблицы 1.1.

Ориентировочные значения величин КПД и передаточных чисел различных элементов привода

Таблица 1.1

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Вид передачи | Передаточное число | КПД |
| Зубчатая цилиндрическая в закрытом корпусе | 2ч6,3 max 8 | 0,96ч0,98 |
| Зубчатая коническая в закрытом корпусе | 2ч4 max 6,3 | 0,95ч0,97 |
| Ременная | 2ч4 | 0,94ч0,96 |
| Цепная | 2ч5 max 7 | 0,92ч0,95 |
| Подшипники качения (пара) | **---** | 0,99ч0,995 |

Выбрав из таблицы следующие значения: *η=* 0,95; *ηр =* 0,98; *η =* 0,99, приступаем к вычислению суммарного КПД и мощности двигателя:

*η =* 0,95·0,98 ·0,99 =0,92;

*Рэ =1,83/ 0,92 = 1,99 [кВт]*

По таблице 1.2 выбираем асинхронный электродвигатель, с учетом того, что номинальная мощность *Рэ*' ≥ 0,95 *РЭ*.

Таблица 1.2 Технические данные асинхронных двигателей 4А….УЗ

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Тип двигателя | ДиаметрВала d,мм | Число полюсов/синхронная частота вращения, мин |
| 2/3000 | 4/1500 | 6/1000 | 8/750 |
| Рн, кВт | S,% | Рн, кВт | S,% | Рн, кВт | S,% | Рн, кВт | **s,%** |
| 71В... | 19 | 1,1 | 6,3 | 0,75 | 7,5 | 0,55 | 9,0 | 0,25 | 10,0 |
| 80А... | 22 | 1,5 | 4,2 | 1,10 | 5,4 | 0,75 | 8,4 | 0,37 | 9,0 |
| 80В... | 22 | 2,2 | 4,3 | 1,50 | 5,8 | 1,10 | 8,0 | 0,55 | 9,0 |
| 90L... | 24 | 3,0 | 4,3 | 2,20 | 5,1 | 1,50 | 6,4 | 1,10 | 7,0 |
| 100S... | 28 | 4,0 | 3,3 | 3,00 | 4,4 | **---** | **---** | **---** | **---** |
| 100L... | 28 | 5,5 | 3,4 | 4,00 | 4,7 | 2,20 | 5,1 | 1,50 | 7,0 |
| 112М... | 32 | 7,5 | 2,5 | 5,50 | 3,7 | 4,00 | 5,1 | 3,00 | 5,8 |
| 132S... | 38 | **---** | **---** | 7,50 | 3,0 | 5,50 | 3,3 | 4,00 | 4,1 |
| 132М... | 38 | 11,0 | 2,3 | 11,00 | 2,8 | 7,50 | 3,2 | 5,50 | 4,1 |
| 160S... | 42(48) | 15,0 | 2,1 | 15,00 | 2,3 | 11,00 | 2,7 | 7,50 | 2,5 |
| 160М... | 42(48) | 18,5 | 2,1 | 18,50 | 2,2 | 15,00 | 2,6 | 11,00 | 2,5 |
| 180S... | 48(55) | 22,0 | 2,0 | 22,00 | 2,0 | **---** | **---** | **---** | **---** |
| 180М... | 48(55) | 30,0 | 1,9 | 30,00 | 1,9 | 18,50 | 2,7 | 11,00 | 2,5 |

По данным таблицы 1.2, исходя из номинальной мощности, *Р'э ≥1,89[кВт]* подбираем двигатель, удовлетворяющий начальному условию (должен быть с четырьмя полюсами). Итак, выбранный нами двигатель: 4А90LУ3

Значения символов в условных обозначениях: цифра 4 указывает порядковый номер серии, буква А - род двигателя - асинхронный. Следующие за буквой А числа соответствуют высоте оси вращения, мм; буква L относится к установочным размерам по длине станины. Цифры 2, 4, 6 и 8 означают число полюсов. Последние два знака УЗ показывают, что двигатель предназначен для эксплуатации в зоне умеренного климата. S, % - величина скольжения. Скольжение составляет для данного двигателя S=5,1% .

**1.2. Кинематический расчет привода**

Определяем амплитудную частоту вращения электродвигателя:

 *пд = 1500 – 0,01·1500 = 1485*

(1.4)

Затем определяем общее передаточное число привода:

 (1.5)

*и = 1485/125 = 11,9*

Далее, учитывая что *и = ир ,* где *из -* передаточное число зубчатой передачи, а *ир -*передаточное число ременной передачи; по данным таблицы 1.1 определяем оптимальные значения передаточных чисел зубчатой и ременной передачи. Выбираем *из* = 4, тогда: *иp =и/из = 2,8* Следующим шагом будет определение частоты вращения валов зубчатого редуктора.

(1.6)

*п,* = *1485 /2,8 = 530,36*

(1.7)

*п2 =530,36/4 = 124,59 пБ*

Результат был вычислен без погрешности, что говорит о верности проведения расчета.

Теперь определяем крутящие моменты.

Ведомый вал: *Т2=ТБ=140[Нм]*

ведущий вал:

 (1.8)

Крутящий момент на валу электродвигателя:

(1.9)

**2. РАСЧЕТ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ**

Определяем максимальный расчетный крутящий момент на ведущем валу:

*;* (2.1)

*Кд -* коэффициент динамичности, который берем из таблицы 2.1, в зависимости от величины *Кmax*.

*Креж ~* коэффициент сменности работы, приводимый в таблице 2.1 для предоставленного в задании числа смен работы.

В зависимости от *TRmax* , далее выберем требуемое сечение ремня.

Таблица 2.1

Значение коэффициентов для расчета ременной передачи

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Коэффициент перегрузки*Кmax* | Коэффициентдинамичностинагрузки *Кд* | Коэффициент нагрузки*Cp* | Число смен работы | Коэффициентсменности работы в сутки *Kреж* |
| 1,0-1,25 | 1,0 | 1,0 | 1 | 0 |
| 1,25-1,5 | 1,0-1,1 | 1,0-0,9 |
| 2 | 0,15 |
| 1,5-2,0 | 1,1-1,2 | 0,9 - 0,8 |
| 3 | 0,35 |
| 2,0-2,5 | 1,2-1,25 | 0,8 - 0,7 |

По данным таблицы и согласно заданному варианту циклограммы, определяем значения коэффициентов:

*Кд*=1,1;

*Креж=0.15*

Подставив значения полученных коэффициентов в формулу 2.1, вычислим: *ТRmax = [Нм]*

По данным таблицы 2.1 выберем требуемое сечение и выпишем все его данные.

Таблица 2.2 Некоторые параметры ремней различных сечений (ГОСТ 12841-80)

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Тип ремня | Обозначениесеченияремня | Расчетныймаксимальныймомент *TRmax*,Нм | *dmin,мм* | *10,мм* | Масса одного ремня *qm,* | Площадьсеченияремня Ао,мм2. |
| клиновойнормального сечения | 0 | 30 | 63 | 1320 | 0,060 | 47 |
|  | А | 15-60 | 90 | 1700 | 0,105 | 81 |
|  | Б | 45-150 | 125 | 2240 | 0,180 | 133 |
|  | В | 120-600 | 200 | 3750 | 0,300 | 230 |
|  | Г | 420 - 2400 | 315 | 6600 | 0,620 | 476 |

Согласно полученным данным выбираем ремень сечения A, имеющий следующие характеристики: dmin = 90[мм]; 10 = 1700[мм];

Назначим диаметр ведущего шкива d3 больше, чем dmin Возьмем: d3 = 100 [мм] - по таблице П.7, [1, стр. 68].

Определяем диаметр ведомого шкива *d4:*

*d4=d3 up* -0,985; (2.2)

*.d4= 100\* 2,8\*0.985 = 275,83[мм]*

Согласовываем диаметр *d4* с ближайшим значением ряда R - 40:

*d4 = 280[мм]*

 (2.3)

Определяем минимальное межосевое расстояние *аmin=d4 = 280\мм\.*

Требуемая минимальная длина ремня:

Выбираем рабочую длину ремня *lp>lmin* по таблице 2.2:

*1р =1400 [мм].*

Затем уточняем межосевое расстояние:

*а = аmin* + 0,5(*lp* -*lmin* ): (2.4)

*а = 280+0,5(1400-1186)=387[мм].*

Определяем линейную скорость ремня:

Определим число пробегов ремня в секунду:

*;*(2.5)

Определяем угол охвата ведущего шкива:

;(2.6)

(2.7)

Определяем требуемое число ремней:

*CL-*коэффициент, учитывающий длину ремря;

где *l0=1700[мм] -* величина, взятая из таблицы 2.2.

- коэффициент, учитывающий угол охвата ведущего шкива;

 *Ср* = *0,9-* коэффициент нагрузки (таблица 2.1).

*Ро -* мощность, передаваемая одним ремнем, которая берется из таблицы П.7, [1, стр. 68],

в зависимости от диаметра шкива *d3* линейной скорости ремня *v*.

*Ро =* 950 [Вт];

С, = *0,9-* коэффициент, учитывающий неравномерность натяжения ремней

*z=3*

Определяем полезную окружную передаваемую силу:

(2.8)

Oпределяем силу предварительного натяжения ремня:

 (2.9)

Так как, то второе слагаемое можно не учитывать.

Определяем силу давления на валы:

**3. РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ**

**3.1. Выбор материалов и допускаемых напряжений**

Так как крутящий момент ведомого вала равняется *Т2=140[Нм],* то целесообразнее всего цементация стали.

Для изготовления зубчатых колес выбираем сталь марки 25ХГТ. После термообработки, твердость шестерни составит около 610 НВ, а твердость колеса - около 570 НВ.

Допускаемые контактные напряжения:

**;** (3.1)

где: - базовый предел контактной выносливости;

При улучшении формула определения базового предела контактной выносливости примет вид (3.2):

*SH -* коэффициент запаса, принятый равным для цементации + закалки *SH=1,2;*

 (3.3)

*-* коэффициент долговечности.

Однако следует учесть, что формула (3.3) работает только когда *NHE>NHG.* В противном случае следует принять

где: *NHG1(2)-* базовое число циклов предела контактной выносливости, определяемое по графикам, изображенным на рис. 3.

По графику определяем: *NHG1=140\*106*

*NHG2=130\*106*

*NHE1(2)-* эквивалентное число циклов нагружения шестерни и колеса, рассчитываемое по формуле:

 (3.4)

где: *L* = 16 тыс. ч. - срок службы, приведенный в задании;

*kmax,ki,li* - относительные величины нагрузок и относительная продолжительность их действия, приведенные в задании на курсовое проектирование и циклограмме нагрузки:

Так как *NHE1>NHG1,*то

Так как *NHE2>NHG2 ,*то

Определим допускаемые напряжения изгиба:

базовый предел изгибной выносливости, равный для улучшения: (3.5)

Коэффициент запаса *SF* для цементации + закалки:

*SF* =1,5.

Коэффициент долговечности при закалке:

 (3.6)

Однако следует учесть, что формула (3.3) работает только когда *NFE>-NFG.* В противном случае следует принять =1.

*NFG1(2) -* базовое число циклов. Примем *NFG1(2) =* 4\*106.

(3.8)

Так как , то принимаем ;

 (3.9)

Примем = 0,255 .

Тогда получим значение межосевого расстояния, округленное до стандартного:

 (3.10)

Назначим модуль зацепления: *mn=0.018\*aw=1,3;* Выберем стандартный модуль зацепления m=2.5 Определим суммарное число зубьев шестерни и колеса:

(3.11)

где: может принять значение в диапазоне от 0,86 до 0,88. Примем: *'* = 0,87;

Округлим до целого значения, получив при этом =97. Далее уточним значение угла наклона зубьев:

, откуда:.

Определим число зубьев шестерни:

 (3.12)

Тогда:

Проверим верность расчета:

 (3.13)

Выполнение условия (3.15) свидетельствует о верности расчета.

Основные параметры зубчатых колес

Минимальное число зубьев, которое можно нарезать без смещения:

Так как, нарезаем колеса без смещения.

Начальные (делительные) диаметры зубчатых колес:

Диаметры окружностей выступов:

(3.14)

Диаметры окружностей впадин:

Ширина колес должна удовлетворять условию *,* примем *b* = 20 (мм), что соответствует условию.

Линейная скорость:

(3.15)

По таблице П. 14 [1, стр. 73], выбираем точности изготовления колес, в зависимости от линейной скорости. Как видно, для их изготовления достаточна восьмая (средняя) степень точности.

Определяем силу в зацеплении

Окружные силы:

Радиальные силы:

Осевые силы:

- коэффициент, учитывающий форму сопрягаемых поверхностей

**3.3. Проверочный расчет зубчатых передач**

Определяем фактические контактные напряжения:

z„ = 1,76^0,973 =1,733;

Коэффициент, учитывающий перекрытие: **Т**

zi =

*sa* - коэффициент торцевого перекрытия, который равен:

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зуба определяем по рисунку 4.2 [1, стр. 20]: *к1ф* = 1,3.

Коэффициент динамической нагрузки определяем из таблицы П.16 [1, стр.74]: ^,=1,02.

Теперь можем подставить значения всех найденных коэффициентов и выполнить проверку неравенства:

Далее определяем фактические напряжения изгиба для более слабых зубьев. Эквивалентное число зубьев прямозубых колес:

Теперь по рисунку 4.3 [1, стр. 21] определяем коэффициенты формы зубьев зубчатых колес *YF];YF2*, в зависимости от значений zvl;zv2. Итак, получили:

Ул(х = 0,006;г = 21)\*4.15;

FF2(x = -0.006;z = 9l)\*3,72.

Расчет фактического напряжения изгиба ведем для колеса, у которого отношение окажется меньше:

Как видно, расчет будем вести для шестерни: *FY к к Y*

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зуба определяем по рисунку 4.2 [1, стр. 20]: *kFp* = 1,3.

Коэффициент динамической нагрузки определяем из таблицы П. 16 [1, стр. 74]:

\*,у=1,09.

Коэффициент, учитывающий наклон зубьев:

Теперь можем подставить значения всех найденных коэффициентов и выполнить проверку неравенства:

Выполнение условий проверочного расчета зубчатой передачи свидетельствует о верности выполнения основного расчета.

**4. КОНСТРУИРОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА**

**4.1. Конструирование ведущего вала**

Выполним вал вместе с зубчатым колесом.

Определяем диаметр хвостовика вала из условий кручения:

rfM >(5,6 + 5,8)^; (4.1)

*dhx =* 5,6 ■ ^/233.82 = 34.5 [лш].

Примем*dhl =* 35 [лш]*.*

Далее назначаем диаметр под уплотнение:

^,=4,+(2 + 5); (4.2)

*dy]* =35 + 3 = 38[лш].

По данным таблицы П.41 [1, стр. 94] выбираем уплотнение: манжету резиновую армированную с размерами, *мм:* 38x58x10.

Теперь назначаем диаметр под подшипник *dn]*, *мм.* Эта величина должна быть

больше *d х* и кратна 5 *мм.* Берем *dnl* = 40[лш].

По таблице П.20 [1, стр. 79] выбираем подшипник шариковый, радиально-упорный, легкой серии по принятому диаметру *dn].* Параметры выбранного подшипника сводим в таблицу 4.1:

Таблица 4.1 Шарикоподшипник радиально-упорный под ведущий вал

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Обозначение | Размеры, *мм* | Грузоподъемность, *кН* |
| 36208 | ***d*** | ***D*** | ***В*** | ***С*** | ***Со*** |
| 40 | 80 | 18 | 30 | 23,2 |

dH]=dn]+5 (4.2)

Диаметр упорного буртика:

'„,+5;

*dhl* = 40 + 5 = 45 *[мм].* (4.3)

**4.2. Конструирование ведомого вала**

По крутящему моменту ведомого вала, по таблице П. 17 [1, стр. 75] так, чтобы выполнялось условие: *Тм >* 0,95Г2. Исходя из 0,95Г2 =950^у 2, выбираем муфту / *м*  подГм = 1100 Д/ 2 ■ Характеристики муфты заносим в таблицу 4.2:

Таблица 4.2

Муфта упругая втулочно-пальцевая по ГОСТ 21424-75

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **т,*****Нм2*** |  |  |  |  |  | Размеры, *мм* |  |  |  |  |  |  |
| ***d*** | ***D*** | ***D,*** | ***Do*** | ***D3*** | ***di*** | ***L*** | ***L,*** | ***L2*** | ***h*** | ***h*** | ***h*** | **/** | ***b*** | ***dn*** | ***dp*** |
| 1100 | 60 | 220 | 208 | 170 | 35 | 120 | 286 | 140 | 85 | 42 | 45 | 32 | 22 | 6 | 18 | M12 |

Соглашаем диаметр хвостовика вала *db2* с посадочным диаметром муфты *d. dh2 =d* = 60[лш]*.*

Далее назначаем диаметр под уплотнение:

*dy2=dh2+{2\*5);* (4.3)

*dy2* = 60 + 3 = 63 [лш].

По данным таблицы П.41 [1, стр. 94] выбираем уплотнение: манжету резиновую армированную с размерами, *мм:* 63 х90х 10.

Теперь назначаем диаметр под подшипник *dn2*, *мм.* Эта величина должна быть больше *d 2* и кратна 5 *мм.* Берем*dn2* = 65 [лш].

По таблице П.20 [1, стр. 79] выбираем подшипник шариковый, радиально-упорный, легкой серии по принятому диаметру *dn2.* Параметры выбранного подшипника сводим в таблицу 4.3:

Таблица 4.3 Шарикоподшипник радиально-упорный под ведущий вал

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Обозначение | Размеры, *мм* | Грузоподъемность, *кН* |
| 362013 | *d* | *D* | *В* | *С* | *Со* |
|  | 65 1200 | 23 | 57,9 | 51 |

После этого, диаметр под зубчатое колесо:

^=4,2+(4 + 6); (4.4)

</t =65 + 5 = 70;

Диаметр упорного буртика:

*dB2=dk* +(4 + 6); (4.5)

*dE2* =70 + 5 = 75[лш].

**4.3. Конструирование зубчатого колеса**

Так как толщина колес & = 40[лш]>-20[лш], то выбираем кованые колеса с вырезом.

Далее произведем расчет параметров зубчатых колес. Расстояние до шпоночного паза шестерни:

Диаметр ступицы:

^m2=1M2; (4-6)

<и2=1,6-70 = 112[лш]

Длина ступицы:

*lcm={\ + \,5)dk>b;* (4.7)

*lcm =1,26-10 = Щмм\;*

Толщина обода:

*S4,5m;* (4.8)

*S = 2,5-2.5 = 6.25[мм].*

Толщина диска:

*С = (0,2 + 0,3)Ь;* (4.9)

С = 0,4-40 = 1б[лш].

Фаска:

/ = (0,5-5-0,7)/и; (4.10)

/ = 0.8-2.5 = 2 [лш].

Угол фаски выбираем *аф=45°,* радиус скруглений берем *г* = 10 *мм.* Диаметры отверстий в ступицах были определены исходя из прочности валов, и соответствуют диаметрам их хвостовиков. Они равняются: *dh] =* 35 *мм, dh2 = 60мм* для шестерни и колеса соответственно.

**4.4. Расчет шпонок**

4.4.1. Шпонка ведущего вала.

Шпонка ведущего вала располагается на его хвостовике. В зависимости от диаметра хвостовика *dh],* выбираем габариты шпонки *bxh, мм* по таблице П. 18

[1, стр. 77]: 10x8. Глубина паза вала /, =5 *мм,* а ступицы *-t2 =Ъ.Ъмм.* Определяем расчетную длину шпонки из условия сжатия: 20007;

(4.11)

***а***

***db\***

где:

*сг* 1 = 80 -П 50 [МЯа] - допускаемые напряжения смятия;

^ 2000-233.82г 1

/„, > = 26.7*\мм\.*

"' 35-150-(8-5) L J

Общая длина шпонки:

*1>1р+Ь-* (4.12)

/>26.7 + 10 = 36,7[лш].

Стандартную длину шпонки выбирают из ряда по таблице П. 18, [1, стр. 77]: / = 40[лш].

4.4.2. Шпонка ведомого вала.

Шпонка ведомого вала располагается на его хвостовике. В зависимости от диаметра колеса *dk*, выбираем габариты шпонки *Ъ* х *h*, *мм* по таблице П. 18

[1, стр. 77]: 20x12 . Глубина паза вала /, = 7.5 *мм,* а ступицы *-t2 = 4.9мм.* Определяем расчетную длину шпонки из условия сжатия:

2000-1000 „„„„г ,

/\_, > *-.* г = 42.33*\мм\.*

*рХ* 70-150-(12-7.5) L J

Общая длина шпонки: /> 42.33 + 20 = 62.33 *[мм].*

Стандартную длину шпонки выбирают из ряда по таблице П. 18, [1, стр. 77]: / = 63[жм].

Эскизная компоновка редуктора

Компоновка редуктора выполняется на листе формата А2 в масштабе 1:1. При этой компоновке требуется уточнить некоторые габаритные размеры. Определяем минимальную толщину стенки корпуса:

Ј = 1,8^>8[лш]; (4.14)

Ј = 1,83/1000 =10.12 [лш].

Примем окончательно Ј = 11 *мм.*

Толщина крышки корпуса:

Ј,=(0,9н-1,0)Ј>8[лш]. (4.15)

Примем *8{* = *8* = 10 *мм.*

Зазоры между стенками корпуса и торцами шестерни:

А = (0,8-г-1,0)Ј >б[лш]; (4.16)

Примем А = *8 =* 10 лш.

Расстояние от оси зубчатого колеса до стенки корпуса:

Д,=0,5<2+Д; (4.17)

Л,=0,5-208.6 + 10 = 114.3[лш].

Расстояние от оси шестерни до стенки корпуса:

*A2=0,5dal+28;* (4.18)

Д2=0,5-51.39 + 2-11 = 48[иш].

Диаметры болтов крепления фланцев и крышки редуктора:

*с1Б^1,25-ф\>%[лш];* (4.19)

*dE >* 1,25-^1000= 12.5[лш].

Выбираем болты *йБ* =12.5 *мм.*

Назначаем ширину фланца *хх »2,2dh* =27.5 *мм.* На расстоянии х2=5 ло< от внутренней стенки корпуса симметрично относительно осей колес устраиваем выбранные подшипники качения, габариты которых были определенны нами выше. На расстоянии х3 = 15 *мм* от внешнего торца располагают хвостовики валов, диаметры которых известны, а длины определим следующим образом: *lxl=B = {Z-l)e + 2f;*

*lxi* =55[лш]

*1х2=\\5[мм].*

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Иванов В.Н. Детали машин. -М: Высшая школа, 1984.
2. Курсовое проектирование деталей машин. Учебное пособие для техникумов. С.А. Чернавский и др. - М.: Машиностроение, 1979.