## Расчет на долговечность подшипников входного вала.

Исходя из ГОСТ 8338-75 «Подшипники однорядные шариковые радиальный» выбираем однорядный шариковый радиальный подшипник лёгкой серии с диаметром внутреннего кольца 15 мм.

Подшипник 102 (d = 15 мм, D = 32 мм, b = 9 мм, Сr = 5,6 кН, C0r = 2,5 кН).

Зададим коэффициенты:

V = 1 – при вращении внутреннего кольца;

K*δ* = 1.6 – коэффициент безопасности;

K*T*= 1 – температурный коэффициент (𝑡 ≤ 100℃).

Определяем суммарные радиальные реакции подшипников RA и RB:

.

Определяем соотношение:

Где осевая сила на шестерне [Н];  
 – статическая грузоподъёмность [Н].

По таблице определяем коэффициенты радиальной X и осевой Y нагрузок:

X*1* = 1

Y*1* = 0

Определяем эквивалентную нагрузку:

Где коэффициент вращения (при вращении внутреннего кольца);

коэффициент безопасности (при умеренных толчках),

Принимаем

температурный коэффициент (при 𝑡 ≤ 100℃).

Определяем расчетную долговечность подшипников:

Где – допускаемая долговечность подшипника.

Принимаем

m = 3 – коэффициент учитывающий тип подшипников (шариковые),

n = об/мин частота вращения входного вала.

L*h* = ч > [L]*h* = 30000 ч – условие выполняется.

Тип менее нагруженного подшипника принимаем таким же,

как и более нагруженный подшипник.

Выбираем аналогичный подшипник и для опоры B

## Расчёт на долговечность подшипников выходного вала.

Выбираем подшипники шариковые радиальные однорядные средней серии, исходя из ГОСТ 8338-75.  
  
Подшипник 101 (d = 12 мм, D = 28 мм, b = 8 мм, )

Определяем суммарные реакции подшипников:

.

Определяем соотношение:

где осевая сила на шестерне [Н];  
  
 – статическая грузоподъёмность [Н].  
  
Определяем коэффициенты радиальной и осевой нагрузки:  
  
Эквивалентная нагрузка

Где коэффициент вращения (при вращении внутреннего кольца);

коэффициент безопасности (при умеренных толчках),

Принимаем

температурный коэффициент (при 𝑡 ≤ 100℃).

Определяем расчётную долговечность подшипников:  
  
   
  
Принимаем   
  
m = 3 коэффициент, учитывающий тип подшипника(шариковый).   
  
n = 86 об/мин частота вращения выходного вала.   
Вычисляем расчётную долговечность подшипников: условие выполняется.

## Расчет шпоночного соединения вала двигателя

Исходя из ГОСТ 23360-78 «Соединения с призматическими обыкновенными шпонками» выбираем шпонку под диаметр d*0* = 8 мм.

Шпонка 2х2х16 (b = 2 мм, h = 2 мм, l = 16 мм);

Проверка на смятие боковой поверхности:

где [σ]*см* = (110…200) МПа, т.к. посадка с натягом;

принимаем [σ]*см* = 200 МПа;

Для дальнейших расчетов принимаем l*p* = 15 мм;

Условие прочности на смятие боковой поверхности выполняется.

Проверка на срез по поперечному сечению:

где – допускаемое напряжение на срез;

Принимаем

Условие прочности на срез выполняется.

## Расчет шпоночного соединения колеса

Исходя из ГОСТ 23360-78 «Соединения с призматическими обыкновенными шпонками» выбираем шпонку под диаметр d*2к* = 16 мм.

Шпонка 5х5х14 (b = 5 мм, h = 5 мм, l = 10 мм);

Проверка на смятие боковой поверхности:

где [σ]*см* = (110…200) МПа, т.к. посадка с натягом;

принимаем [σ]*см* = 200 МПа;

Для дальнейших расчетов принимаем l*p* = 8 мм;

Условие прочности на смятие боковой поверхности выполняется.

Проверка на срез по поперечному сечению:

где – допускаемое напряжение на срез;

Принимаем

Условие прочности на срез выполняется.

## Расчет шпоночного соединения выходного вала

Исходя из ГОСТ 23360-78 «Соединения с призматическими обыкновенными шпонками» выбираем шпонку под диаметр d*2* = 10 мм.

Шпонка 3х3х20 (b = 3 мм, h = 3 мм, l = 20 мм);

Проверка на смятие боковой поверхности:

где [σ]*см* = (110…200) МПа, т.к. посадка с натягом;

принимаем [σ]*см* = 200 МПа;

Для дальнейших расчетов принимаем l*p* = 20 мм;

Условие прочности на смятие боковой поверхности выполняется.

Проверка на срез по поперечному сечению:

где – допускаемое напряжение на срез;

Принимаем

Условие прочности на срез выполняется.