Содержание

#### Введение

1. Расчёт срока службы привода

2. Выбор двигателя. Кинематический расчет двигателя

3. Выбор материала зубчатой передачи. Определение допускаемых напряжений

4. Расчет зубчатой передачи

5. Расчёт нагрузок валов редуктора

6. Проектный расчёт валов

7. Эскизная компоновка редуктора

8. Проверочный расчет тихоходного вала

9 Конструирование зубчатого колеса

10. Подбор шпонок и проверочный расчет шпонок

Литература

Введение

В производственных машинах необходим большой вращающий момент при угловой скорости, меньшей, чем у двигателя. Для передачи движения от двигателя к производственной машине и изменения при этом угловой скорости и вращающего момента служат различные передаточные механизмы. Зубчатый, или червячный, передаточный механизм, предназначенный для уменьшения угловых скоростей и представляющий систему зубчатых колес в отдельном закрытом корпусе, непроницаемом для масла и пыли и одновременно являющемся масляной ванной для механизма, называется редуктором. Размещение опор валов редуктора в одном общем жестком корпусе обеспечивает постоянство относительного расположения осей валов, а это позволяет применять широкие колеса с малым модулем. Применение малых модулей, в свою очередь, приводит к увеличению точности и уменьшению уровня шума при работе передачи, к снижению стоимости ее изготовления. Обильное смазывание способствует малому износу и повышает КПД редукторной передачи. Наличие корпуса обеспечивает безопасность работы редукторов. Этими достоинствами редукторов объясняется вытеснение ими открытых передач.

По виду звеньев передачи редукторы делятся на цилиндрические (оси ведущего и ведомого валов параллельны), конические (оси валов пересекаются), червячные (оси валов перекрещиваются в пространстве). Встречаются и комбинированные редукторы, представляющие сочетания зубчатых (цилиндрических и конических ) и червячных передач.

Одноступенчатый цилиндрический редуктор обычно применяют при передаточном числе U<7. Одноступенчатый редуктор наиболее прост и надежен в работе. Применяется для мощностей до 40000кВт.

Двухступенчатые цилиндрические редукторы обычно применяются при передаточном числах U<40. Первая (быстроходная) ступень редуктора во многих случаях имеет косозубые колеса: тихоходная ступень может быть выполнена с прямозубыми колесами. Не менее часто применяются редукторы, у которых обе ступени имеют колеса одинакового вида (прямозубые, косозубые и шевронные).

Трехступенчатый цилиндрический редуктор обеспечивает передаточное число U<150 и выше. Достоинство данной схемы - симметричное расположение зубчатых колес всех ступеней.

Коническо-цилиндрический двухступенчатый редуктор применяют при пересекающихся осях ведущего и ведомого валов. Передаточное число такого редуктора обычно не выше 25.

При необходимости получения различных угловых скоростей выходного вала в корпусе редуктора размещают несколько пар зубчатых колес с различными передаточными числами и специальный механизм переключения, который может включать по мере надобности ту или иную пару зубчатых колес. Такие передаточные механизмы называют коробками передач.

1. Расчёт срока службы привода

1.1 Принимаем в соответствии с заданием: работу привода в 2 смены, нагрузку малоизменяющуюся, режим реверсивный, продолжительность смены 8 часов

1.2 Определяем ресурс работы привода:

Lh = 365\*Lr\* tc\*Lc = 365\*5\*8\*2 = 29200(чac)

где:

Lr - срок службы привода, лет

tc - продолжительность смены, час

Lc – число смен

1.3 Принимаем время простоя машинного агрегата 15% ресурса, тогда Ln будет представлять собой следующую формулу :

Ln = 0,85 \*Lh = 0,85\*29200= 24820(чac)

1.4 Составляем табличный ответ решения:

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Lr, лет | tc,мчас | Lc | Ln, Час | Характер нагрузки | Режим работы |
| 5 | 8 | 2 | 24820 | Малоизме-няющаяся | Реверсивный |

# 2. Выбор двигателя. Кинематический расчет двигателя

2.1 Определение мощности и частоты вращения двигателя

2.1.1 Определяем требуемую мощность рабочей машины

Pрм = F\*V = 1,2\*0,8 = 0,96(кВт)

где

F - значение тяговой силы, кH

V - линейная скорость тяговой цепи, м/сек

2.1.2 Определяем общий коэффициент полезного действия привода:

2пк= 0,965\*0,965\*\*0,98\*0,985\*0,9922=0,885

где

п - КПД редуктора, принимаем 0,965

оп - КПД открытой передачи, принимаем 0,965

м - КПД муфты, принимаем 0,98

ηпк - КПД подшипников качения, принимаем 0,992

пс - КПД подшипников скольжения, принимаем 0,985

2.1.3 Определяем требуемую мощность двигателя:

Pном = Pрм / η = 0,96 / 0,885 = 1,09(кВт)

где:

Ррм - мощность рабочей машины, Квт

η - общий КПД

Принимаем двигатель серии 4АМ80B6УЗ с номинальной мощностью Рном = 1,1 (кВт), и частотой вращения при номинальном режиме nном = 920 (об/мин).

2.1.4 Определяем частоту вращения приводного вала рабочей машины:

nрм = 60\*1000\*V = 60\*1000\*1,7 = 76,4(об/мин)

р\*Д 3,14\*200

где

Д- диаметр барабана,мм

V- скорость тягового органа,м/сек.

2.1.5 Определяем передаточное отношение привода для принятого типа двигателя при заданной мощности :

Uном = nном / nрм = 920/ 76,4 = 12, 04(об/мин)

где

nном - номинальная частота вращения двигателя, об/мин;

nрм - частота вращения приводного вала рабочей машины, об/мин.

2.1.6 Принимаем передаточное отношение закрытой передачи по СТ СЭВ 221-75 равным : Uзп = 5,0

2.1.7 Определяем передаточное отношение открытой передачи:

Uоп = Uном / Uзп = 12,04 / 5,0 = 2,41

2.2 Определение силовых и кинематических параметров привода

2.2.1 Определяем мощность валов привода

а) Вал двигателя:

Pдв = Pном =1,1(кВт)

б) Быстроходный вал:

P1 = Pдв\*ηм\*ηпк = 1,1\*0,98\*0,992= 1,07(кВт)

где

оп - КПД открытой передачи

м - КПД муфты

в) Тихоходный вал:

Р2 = Р1 = 1,1\*0,965\*0,992 = 1,02(кВт)

где

зп - КПД редуктора

 - КПД подшипников качения

г) Вал рабочей машины:

 1,1\*0,965\*0,985 = 0,97(кВт)

где

оп - КПД открытой передачи

пс - КПД подшипников скольжения

2.2.2 Определяем угловую скорость валов привода

а) Вал двигателя:

ωном = π\*nном / 30 = 3,14\*920 / 30 = 96,29(рад/с)

где

nном-номинальная частота вращения двигателя

б) Быстроходный вал:

ω1 = ωном/ Uоп =39,95(рад/с)

Uоп - передаточное число открытой передачи

в) Тихоходный вал:

ω2 = ω1 / Uзп = 39,95/ 5,0 = 7,99(рад/с)

где

ω1 - угловая скорость быстроходного вала

Uзп - передаточное число закрытой передачи в соответствии СТ СЭВ 221-75, принимаем 5,0

г) Вал рабочей машины:

щрм = щ2 = 7,99(рад/с)

где

ω2 - угловая скорость тихоходного вала.

2.2.3 Определяем вращающий момент валов привода:

а) Вал двигателя:

Тдв = Рдв / ωном = 1100/ 96,29 = 11,42(Н\*м)

где

Pдв - мощность на валу двигателя

ωном - номинальная угловая скорость

б) Быстроходный вал:

T1 = Тдв\*ηпк= 11,42\*2,41\*0,965\*0,992 = 26,35(Н\*м)

где

Тдв - вращающий момент двигателя

пк - КПД подшипников качения

оп - КПД открытой передачи

г) Тихоходный вал:

Т2=Т1\*Uзп\*ηзп\*ηпк= 26,35\*5,0\*0,965\*0,992 = 126,10(Н\*м)

где

Т1 - вращающий момент быстроходного вала

Uзп - передаточное число закрытой передачи

 - КПД закрытой передачи

к - КПД подшипников качения

в) Вал рабочей машины:

Трм = Т2\* ηм\*ηпс = 126,10\*0,98\*0,985 = 121,73(Н\*м)

где

Т2 - вращающий момент тихоходного вала

с - КПД подшипников скольжения

м - КПД муфты

2.2.4 Определяем частоту вращения валов привода:

а) Вал двигателя:

nтабл= nном = 920(об/мин)

где

nном - номинальная частота вращения двигателя

б) Быстроходный вал:

n1 = nном /Uоп = 381,74(об/мин)

где

n1 - частота вращения быстроходного вала

nном - номинальная частота вращения двигателя

Uоп - передаточное число открытой передачи

в) Тихоходный вал:

n2 = n1 / Uзп = 381,74/ 5,0 = 76,35(об/мин)

где

n1 - частоту вращения быстроходного вала

Uзп - передаточное число закрытой передачи

г) Вал рабочей машины

nрм = n2 = 76,35(об/мин)

где

n2 - частота вращения тихоходного вала.

2.2.5 Составляем табличный ответ решения задачи:

## Таблица. Силовые и кинематические параметры привода

|  |
| --- |
| Тип двигателя 4АМ80В6УЗ; Р=1,1(кВт); n=920(об/мин) |
| Параметр | Передача | Параметр | Вал |
| Закрытая (редуктор) | открытая | двигателя | Редуктора | Приводной рабочей машины |
| быстроходный | тихоходный |
| Переда-точное число U | 5,0 | 2,41 | Расчетная мощность Р, кВт | 1,1 | 1,07 | 1,02 | 0,97 |
| Угловая скорость ω, 1/с | 96,2 | 39,95 | 7,99 | 7,99 |
| КПД η | 0,965 | 0,965 | Частота вращения n, об/мин | 920 | 381,74 | 76,35 | 76,35 |
| Вращающий моментТ, Н\*м | 11,42 | 26,35 | 126,10 | 121,73 |

3. Выбор материала зубчатой передачи. Определение допускаемых напряжений

3.1 Назначаем твердость, термообработку и материал

а)для шестерни: 40Х, твердость 269…302 НВ, термообработка - улучшение.

б)колесо марка стали 40Х, твердость 235…262 НВ, термообработка

3.2 Определяем среднюю твердость шестерни и колеса:

(HB)

(HB)

3.3 Определяем число циклов переменных напряжений за весь срок службы для шестерни и колеса:

N1 = 573 \*ω1\* Ln= 573\*39,95\*24820=5,6816\*108

N1 = 573\*ω2\* Ln= 573\*7,99\*24820=1,1363\*108

где

ω1 и ω2 - угловые скорости быстроходного и тихоходного валов, с-1

Ln - рабочий ресурс двигателя, час

3.2.2 Принимаем число циклов переменных напряжений для шестерни и колеса:

Nно1 = 22,8\*106 (млн. циклов)

Nно2 = 16,29\*106 (млн. циклов)

где

Nно-число циклов перемены напряжений соответсвующих выносливости циклов

3.2.3 Определяем коэффициент долговечности для шестерни и колеса:

где

Nно - число циклов переменных напряжений соответствующих пределу выносливости

N - число циклов переменных напряжений за весь срок службы привода.

Принимаем KHL1= KHL2 =1, т.к. N > Nно

3.2.4 Определяем допускаемое контактное напряжение для шестерни и колеса, соответствующих числу циклов переменных напряжений:

(Н/мм2)

(Н/мм2)

3.2.5 Определяем допускаемое контактное напряжение для зубьев шестерни и колеса:

(Н/мм2)

(Н/мм2)

Принимаем [σ]H = 514,3 Н/мм2, т.к. рассчитываем по менее прочным зубьям.

3.2.6 Определяем коэффициент долговечности зубьев шестерни и колеса для определения допускаемых напряжений изгиба:

Где NFO1, NFO2 - число циклов переменных напряжений для зубьев шестерни и колеса соответствующему пределу выносливости, для всех сталей принимаем равным 4\*106 циклов

N1, N2 - число циклов переменных напряжений за весь срок службы привода

3.2.7 Определяем напряжение изгиба соответствующему пределу изгибной выносливости для зубьев шестерни и колеса:

(Н/мм2)

(Н/мм2)

3.2.8 Определяем допускаемое напряжение изгиба зубьев шестерни и колеса:

(Н/мм2)

(Н/мм2)

3.1.9 Примем значения[у]F1 и [у]F2 на 25% меньше расчётного:

(Н/мм2)

(Н/мм2)

Принимаем F = 191,966 (Н/мм2), т.к. выбираем по менее прочным зубьям.

3.12 Составляем табличный ответ расчета:

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Элемент передачи | Марка стали | Термообработка | НВср | [σ]H,Н/мм2 | [σ]F,Н/мм2 |
| Шестерня | 40Х | Улучшение | 285,5 | 580,9 | 220,549 |
| Колесо | 40Х | Улучшение | 248,5 | 514,3 | 191,966 |

4. Расчет зубчатой передачи

4.1 Проектный расчет

4.1.1 Определяем межосевое расстояние передачи:

(мм)

где

Ka - вспомогательный коэффициент, для косозубой передачи, принимаем равный 43

UЗП - передаточное число закрытой передачи, равное 5,0

Т2 - вращающий момент на тихоходном валу редуктора, Н\*м

ψа - коэффициент ширины венца колеса, равное 0,315

[σ]н - допускаемое контактное напряжение, H/мм2

Kнβ - коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба, для прирабатывающихся колес, равный 1

Принимаем: (мм)

4.1.2 Определяем делительный диаметр колеса:

(мм)

где

aw = 102(мм) - межосевое расстояние передачи

UЗП = 5,0 - передаточное число передачи

4.1.3 Определяем ширину венца колеса: b2 = шa\* aw = 0,315\*102 = 32,13(мм) где

шa = 0,315 - коэффициент ширины венца колеса

aw = 102(мм) - межосевое расстояние передачи

4.1.4 Определяем модуль зацепления:

(мм)

где

Km - вспомогательный коэффициент для косозубых передач, равный 5,8

Т2 - вращающий момент на тихоходном валу редуктора, Н\*м

Принимаем: mn=1,5(мм)

4.1.5 Определяем угол наклона зубьев для косозубых передач:

4.1.6 Определяем суммарное число зубьев шестерни и колеса:

(зубьев)

где

aω - межосевое расстояние передачи, мм

mn - нормальный модуль зацепления, мм

βmin - угол наклона зубьев

4.1.7 Уточняем фактический угол наклона зубьев:

4.1.8 Определяем число зубьев шестерни:

(зубьев)

4.1.9 Определяем число зубьев колеса:

 (зубьев)

4.1.10 Определяем фактическое передаточное число передачи и проверяем его отклонение от заданного:

4.1.11 Определяем фактическое межосевое расстояние передачи:

(мм)

4.1.12 Определяем основные геометрические параметры передачи:

а) Определяем делительный диаметр шестерни и колеса:

где

mn - нормальный модуль зацепления, мм

Ζ1 - число зубьев шестерни

Ζ2 - число зубьев колеса

β - угол наклона зубьев

б) Определяем диаметр вершин зубьев шестерни и колеса:

где

d1 - делительный диаметр шестерни, мм

d2 - делительный диаметр колеса, мм

mn - нормальный модуль зацепления, мм

в) Определяем диаметр впадин зубьев шестерни и колеса:

где

d1 - делительный диаметр шестерни, мм

d2 - делительный диаметр колеса, мм

mn - нормальный модуль зацепления, мм

г) Определяем ширину венца шестерни и колеса:

где

aω - межосевое расстояние передачи, мм

ψа - коэффициент ширины венца колеса, равен 0,315

4.2 Проверочный расчет

4.2.1 Проверяем межосевое расстояние передачи aw, мм:

где

d1 - делительный диаметр шестерни, мм

d2 - делительный диаметр колеса, мм

aω - межосевое расстояние передачи, мм

4.2.2 Определяем окружную силу в зацеплении Ft, H:

(Н)

где

d2 - делительный диаметр колеса, мм

Т2 - вращающий момент на тихоходном валу редуктора, Н\*м

4.2.3 Определяем окружную скорость колеса передачи V, м / с:

V2 = (м/с)

где

ω2 - угловая скорость тихоходного вала,рад/с

d2 - делительный диаметр колеса, мм

4.2.3 Определим значение коэффициента, учитывающего распределение нагрузки между зубьями, KНα = 1,125

4.2.4 Определяем значение коэффициента динамической нагрузки, КНυ:

КНυ = 1,01

4.2.5 Определяем значение коэффициента неравномерности нагрузки по длине зуба, КНβ:

шб= ; КНβ=1,1

4.2.7 Проверяем контактное напряжение [у]н, (Н/мм2):

 ≤ 514,3(Н/мм2),

где

K - вспомогательный коэффициент равный 376

Uф = 5,0 - фактическое передаточное число

d2 - делительный диаметр колеса, мм

в2 - ширина венца колеса, мм

4.2.8 Определяем эквивалентные числа зубьев, шестерни и колеса:

Zv1 = ; Zv2 =

где

Zv1 = 23 – число зубьев шестерни

Zv2 = 116 – число зубьев колеса

в = 9,40

4.2.9 Определяем коэффициент формы зуба шестерни YF1 и колеса YF2:

YF1 = 3,93

YF2 = 3,61

4.2.10 Определяем значение коэффициента распределения нагрузки между зубьями KF2:

KF2= 0,91

4.2.11 Определяем значение коэффициента неравномерности нагрузки KFв:

KFв= 1,095

4.2.12 Определяем значение коэффициента динамической нагрузки KFV:= 1,03

4.2.13 Определяем значение коэффициента наклона зуба Yв:

Yв= 1 -

где

в= 9,40 - угол наклона зуба.

4.2.14 Проверяем напряжение изгиба зубьев шестерни и колеса:

131,87 ≤ 191,97(Н/мм2)

 ≤ 220,55(Н/мм2)

где

[у]F1 = 220,55(Н/мм2) - допускаемое напряжение изгиба зубьев шестерни

[у]F2 = 191,97(Н/мм2) – допускаемое напряжение изгиба зубьев колеса

4.2.15 Составляем табличный ответ расчета

|  |
| --- |
| Проектный расчет |
| Параметр | Значение | Параметр | Значение |
| Межосевое расстояние аω, мм | 102 | Угол наклона зубьев β | 9,40 |
| Модуль зацепления, m | 1,5 |  |  |
| Ширина зубчатого венца: |  | Диаметр делительной окружности: |  |
| шестерни b1, мм | 35 | шестерни d1, мм | 34,0 |
| колеса b2, мм | 32 | колеса d2, мм | 170,0 |
| Число зубьев: |  | Диаметр окружности вершин: |  |
| шестерни Z1 | 22,363 | шестерни dа1, мм | 37,0 |
| колеса Z2 | 111,815 | колеса dа2, мм | 173,0 |
| Вид зубьев | Косые | Диаметр окружности впадин:шестерни df1, ммколеса df2, мм | 30,4166,4 |
| Проверочный расчет |
| Параметр | Допускаемые значения | Расчетные значения | Примечания |
| Контактные напряжения σН, Н/мм2 | 514,3 |  | 1,63% |
| Напряжения изгиба, Н/мм 2 | σF1 | 220,55 | 143,56 | 34,9% |
| σF2 | 191,97 | 131,87 | 31,3% |

# 5. Расчёт нагрузок валов редуктора

5.1 Определяем силы в зацеплении закрытой передачи:

5.1.1 Определяем окружную силу на колесе Ft2, H:

Ft2=2\*T2\*103/d2=2\*218,42\*103/=1844(H)

где:

T2 - вращающий момент тихоходного вала, H\*м

d2 - делительный диаметр колеса, мм

5.1.2 Определяем окружную на шестерне Ft1, H:

Ft1= Ft2=1844(H)

5.1.3 Определяем радиальную силу на колесе Fr2, H:

Fr2= Ft2\*tgб/cosв=1844\*tg200/cos11,882640=686(H)

где:

б - угол зацепления, град

в - угол наклона зуба, град

5.1.4 Определяем радиальную силу на шестерне Fr1, H:

Fr1= Fr2=685,86(H)

5.1.5 Определяем осевую силу на колесе FA2, H:

FA2= Ft2\*tgв=1844\*tg11,882640=388(H)

где:

Ft2 - окружная сила на колесе, H

в - угол наклона зуба, град

5.1.6 Определяем осевую силу на шестерне FA1, H:

FA1= FA2=388(H)

5.2 Определение значений консольных сил:

5.2.1 Принимаем радиальную силу ременной передачи Fопр, H:

Fопр=2100(H)

5.2.2 Определяем радиальную силу муфты тихоходного вала Fм2,H:

Fм=125\*=125\*=1847(H)

где:

T2 - вращающий момент на тихоходном валу, H\*м

5.3 Составляем силовую схему нагружения валов

5.3.1 Принимаем направление винтовых линий колёс: для шестерни – с левым зубом, для колеса – с правым зубом

5.3.2 Принимаем направление вращения двигателя по часовой стрелке

5.3.3 Принимаем направление сил в зацеплении редукторной пары в соответствии с принятым направлением винтовой линии и вращения валов: окружные силы Ft1 и Ft2 направлены так, чтобы моменты этих сил уравновешивали вращающие моменты T1 и T2, приложенные к валам редуктора со стороны двигателя и рабочей машины; окружная сила Ft1 направлена противоположно вращению шестерни, а Ft2 – по направлению вращения колеса

5.3.4 Определяем направление консольных сил на выходных концах валов:

а) направление консольной силы от цепной передачи Fоп перпендикулярно оси вала и, в соответствии с положением передачи, она направлена вертикально к горизонту

б) консольная сила от муфты Fм перпендикулярна оси вал и направлена в сторону, противоположную силе Ft1 =Ft2

5.3.5 Определяем направление радиальных реакций в подшипниках: радиальные реакции в подшипниках быстроходного и тихоходного валов направляем в сторону, противоположную направлению окружных сил Ft1 и Ft2 и радиальных сил Fr1 и Fr2 в зацеплении редукторной пары. Точка приложения - середина подшипника

5.3.6 Определяем направление суммарных реакций в подшипниках геометрическим сложением радиальных реакций в вертикальной и горизонтальной плоскостях методом параллелограмма

6. Проектный расчёт валов

6.1 Выбираем для быстроходного вала термически обработанную среднеуглеродистую легированную сталь 45 и для тихоходного вала термически обработанную среднеуглеродистую легированную сталь 40X.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Сталь | Твердость | Термообработка | Предел выносливости (у-1) |
| 45 | 235 … 262 | Улучшение | 335 |
| 40X | 269 … 302 | улучшение | 410 |

6.2 Выбираем допускаемые напряжения на кручение. Расчет выполняем по напряжениям кручения (при чистом кручении) при этом не учитываем напряжение на изгиб, концентрацию напряжений во времени (циклы напряжений).

Для компенсации приближенности этого метода расчета допускаемые напряжения на кручение [τ]к принимаем заниженными:

[τ]к = 20 – 25(Н/мм2)

Значение [τ]к = 20(Н/мм2) принимаем для быстроходного вала, а [τ]к = 25(Н/мм2) для тихоходного вала.

6.3 Определяем геометрические параметры ступеней валов:

6.3.1 Определяем диаметр d, и длину L каждой ступени быстроходного вала:

а) первая ступень:

 (мм)

где:

Мк - вращающий момент быстроходного вала, Н\*м

[τ] - допускаемое касательное напряжение, МПа

Принимаем d1 = 21(мм), l1 = 1,35\*d1 =1,35\*21,33=28,8(мм)

Принимаем l1 = 30(мм)

б) вторая ступень:

d2 = d1 + 2t = 21,33 + 2\*2 = 25,33(мм)

где:

t – высота буртика, (мм)

Принимаем d2 = 25(мм)

l2 = 1,5 \* d2 = 1,5 \* 25,33 = 37,9(мм)

Принимаем l2 = 38(мм)

в) третья ступень:

d3 = d2 + 3,2r = 25,33 + 2\*2 = 29,33(мм)

Принимаем d3 = 30(мм)

где:

r - координаты фаски подшипника

L3 - определяем графически на эскизной компоновке

г) четвёртая ступень:

d4 = d2 = 25(мм)

l4 = B = 15(мм)

6.3.2 Определяем диаметр d, мм, и длину L, мм, каждой ступени тихоходного вала:

а) первая ступень:

(мм)

где:

Мк - крутящий момент на тихоходном валу, Н\*м

[τ] - допускаемое касательное напряжение, МПа

Принимаем d1 = 36(мм)

l1 = 1,25\*d1 =1,25\*35,22=44,03(мм)

Принимаем l1 = 44(мм)

б) вторая ступень:

d2 = d1 + 2t = 35,22 + 2\*2,5 =40,22(мм),

где:

t - высота буртика, мм

Принимаем d2 = 40(мм)

l2 = 1,25\*d2 = 1,25\*40,22 = 50,28(мм)

Принимаем l2 = 50(мм)

в) третья ступень:

d3 = d2 + 3,2r = 40,22 + 3,2 \* 2,5 = 48,22 (мм)

Принимаем d3 = 48(мм)

где:

L3 - определяем графически на эскизной компоновке

L3 = 58(мм)

r - координаты фаски подшипника

г) четвёртая ступень

d4 = d2 = 40(мм)

l4 = B = 18(мм)

6.3.3 Предварительно намечаем радиальные однорядные шарикоподшипники легкой серии: габариты подшипников выбираем по диаметру вала в месте посадки подшипников Dп1 = 25(мм), Dп2 = 40(мм)

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Условное обозначение подшипника | Размеры, мм | Динамическая грузоподъемность С, кН | Статическая грузоподъемность, C0, кН |
| d | D | B |
| Тихоходный вал | 208 | 40 | 80 | 18 | 25,10 | 17,80 |
| Быстроходный вал | 205 | 25 | 52 | 15 | 10,80 | 6,95 |

Решаем вопрос о смазывании подшипников.

Принимаем для подшипников пластичный смазочный материал, для предотвращения вытекания смазки внутрь корпуса и вымывания пластичного материала жидким маслом из зоны зацепления устанавливаем мазе удерживающие кольца

7. Эскизная компоновка редуктора

7.1 В проектируемом редукторе оси валов параллельны, расстояние между валами aw = 140(мм), что соответствует межосевому расстоянию зубчатой передачи

7.2 Редукторная пара вычерчивается в соответствии с геометрическими параметрами полученными в результате проектного расчета

7.3 Для предотвращения заедания поверхностей вращающихся колес за внутренние стенки корпуса, контур стенок проводим с зазором, из условия x≥0,03\*aw+1 мм, принимаем х = 10 мм.

Также зазор предусматриваем между подшипниками и контуром стенок.

Расстояние между дном корпуса и поверхностью колеса принимаем из условия y ≥ 4x, следовательно y = 40(мм)

7.4 Ступени быстроходного и тихоходного валов вычерчиваются на соответствующих осях по размерам принятым в проектном расчете. Ступени валов вычерчиваются в последовательности от 3 - ей до 1- ой, при этом длину 3 - ей ступени получаем конструктивно как расстояние между противоположными стенками корпуса

7.5 На 2 - ой и 4 - ой ступенях вычерчиваем контуры подшипников по размерам для быстроходного вала dб = 25(мм); Dб = 52(мм); Bб = 15(мм); для тихоходного вала dт = 40(мм); Dт = 80(мм); Bт = 18(мм)

7.6 Определяем расстояние между точками приложения реакции подшипников быстроходного и тихоходного валов:

lб = L3б + Bб = 58 + 15 = 73(мм)

lт = L3т + Bт = 58 + 18 = 76(мм)

7.7 Определяем точку приложения консольных сил:

а) Силу давления цепной передачи принимаем приложенной к середине выходного конца тихоходного вала на расстоянии от точки приложения реакции смежного подшипника lоп= 45,5(мм)

б) Силу давления муфты принимаем приложенной между полумуфтами, то есть точка приложения данной силы находится в торцевой плоскости выходящего конца быстроходного вала на расстоянии от точки приложения смежного подшипника lм= 85(мм)

# 8. Проверочный расчет тихоходного вала

8.1 Составляем расчётную схему тихоходного вала редуктора:

8.2 Определяем реакции в подшипниках:

8.2.1 Вертикальная плоскость:

∑MA = 0

50\*Ft – 108\*RBY = 0

RBY= 50\*Ft / 108= 854(Н)

∑MB = 0

58\*Ft – 108\*RAY = 0

RAY = 58\*Ft / 108 = 990(Н)

∑y = 0

RAY + RBY – Ft = 0

990 + 854 – 1844 = 0

где:

Ft = 1844(Н) – окружная сила зацепления

8.2.2 Горизонтальная плоскость:

∑МА = 0

44\*FМ + 50\*Fr – 108\*RBX – 0,5\*Fa\*d = 0

RBX = (44\*FМ + 50\*Fr – 0,5\*Fa\*d) / 108 = 645(Н)

∑МB = 0

152\*FМ - 58\*Fr – 108\*RАX – 0,5\*Fa\*d = 0

RАX = (152\*FМ - 58\*Fr – 0,5\*Fa\*d) / 108 = 1806(Н)

∑y = 0

FМ – RAX + RBX – Fr = 0

1847 – 1806 + 645 – 686 = 0

где:

Fa = 388(Н) – осевая сила зацепления

Fr = 686(Н) – радиальная сила зацепления

FМ = 1847(Н) – радиальная сила муфты

d = 236,9(мм) – делительный диаметр колеса

8.3 Строим эпюру изгибающих моментов:

8.3.1 В вертикальной плоскости:

а) МИВ1 = 0

б) МИВ2 = 0

в) МИВ3 = 0,05\*RAY = 0,05\*990 = 49,5(Н\*м)

г) МИВ4 = 0,108\*RAY – 0,058\*Ft = 0,108\*990 – 0,058\*1844 = 0

8.3.1 В горизонтальной плоскости:

а) МИГ1 = 0

б) МИГ2 = 0,044\*FМ = 0,044\*1847 = 81,3(Н\*м)

в) МИГ3сл = 0,094\*FМ – 0,05\*RAX = 0,094\*1847 – 0,05\*1806 =83,3(Н\*м)

г) МИГ3сп = 0,094\*FМ – 0,05\*RAX – 0,5\*d\*Fa = 0,094\*1847 – 0,05\*1806 –0,5\*0,2369\*388 = 37,4(Н\*м)

в) МИГ4 = 0,152\*FМ – 0,108\*RAX – 0,5\*d\*Fa – 0,058\*Fr = 0,152\*1847 – 0,108\*1806 – 0,5\*0,2369\*388 – 0,058\*686 = 0

“МX” [Н\*м]

8.4 Строим эпюру крутящих моментов (МК = Т2):

8.5 Определяем суммарные радиальные реакции подшипников, Н:

где:

RAY – реакция в подшипниках в вертикальной плоскости в т. А

RAX – реакция в подшипниках в горизонтальной плоскости в т. А

RBY – реакция в подшипниках в вертикальной плоскости в т. В

RBX – реакция в подшипниках в горизонтальной плоскости в т. В

8.6 Определяем максимальный изгибающий момент для участков вала, Н\*м:

где:

МИГ – изгибающий момент в горизонтальной плоскости

МИВ – изгибающий момент в вертикальной плоскости

Принимаем МИMAX = 97(Н\*м)

8.7 Для опасного участка сечения вала определяем эквивалентный момент по 3-ей гипотезе прочности, Н\*м:

где:

МИMAX – максимальный изгибающий момент

МК – вращающий момент тихоходного вала

8.8 Проверяем вал на прочность:

где:

d – диаметр 2-ого участка вала

МЭКВ – эквивалентный момент

[у-1]И – предел выносливости материала

9. Конструирование зубчатого колеса

9.1 За исходные данные принимаем:

диаметр тихоходного вала под колесо DB = 48(мм)

диаметр вершин зубьев колеса da = 240,9(мм)

диаметр впадин зубьев колеса df = 232,1(мм)

ширина сечения шпонок bш = 14(мм)

ширину венца колеса b = 35(мм)

глубина паза ступицы lСТ = 3,8(мм)

модуль зацепления mn = 2(мм)

9.2 Определяем наружный диаметр ступицы колеса DСТ, мм:

DСТ = 1,6\*DB = 1,6\*48 = 76,8

где: DB – диаметр тихоходного вала под колесо

9.3 Определяем длину ступицы LСТ, мм:

LСТ = 1,3\*DB = 1,2\*48 = 58

где:

DB – диаметр тихоходного вала под колесо

9.4 Определяем толщину обода зубчатого венца д1, мм:

д1 = 3\*mn = 3\*2 = 6

где:

mn – модуль зацепления

9.5 Определяем толщину диска д2, мм:

д2 =3,6\*mn = 3,6\*2 =7,2

где:

mn – модуль зацепления

9.6 Определяем наружный диаметр канавки зубчатого венца DK, мм:

DK = df – 2\*д1 = 232,1 – 2\*6 = 220,1

где:

df – диаметр впадины зубьев колеса

д1 – толщина обода зубчатого венца

9.7 Определяем диаметр, определяющий расположение отверстий в диске D1, мм:

D1 = 0,5\*(DK + DСТ) = 0,5\*(220,1 + 76,8) = 148

где: DK – наружный диаметр канавки зубчатого венца

DСТ – наружный диаметр ступицы колеса

DO = (DK – DСТ) / 3 = (220,1 – 76,8) / 3 = 48

где:

DK – наружный диаметр канавки зубчатого венца

DСТ – наружный диаметр ступицы колеса

9.9 Определяем глубину фаски lф, мм

lф = 0,5\*mn = 0,5\*2 = 1

где: mn – модуль зацепления

Угол наклона фаски принимаем равным 45˚

10. Подбор шпонок и проверочный расчет шпонок

10.1 Принимаем по ГОСТ 23360 – 78 размер шпонок, пазов и длину шпонок. Материал шпонок СТ45 (нормализованная). Назначаем допускаемое напряжение на смятие при стальной [у]СМ = 100 … 120(Н/мм2):

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Диаметр вала, мм | Сечение шпонки, мм | Фаска, мм | Глубина паза, мм | Длина l, мм |
| b | h | вала | ступицы |
| 30 | 8 | 7 | 0,4 | 4 | 3,3 | 32 |
| 48 | 14 | 9 | 0,4 | 5,5 | 3,8 | 50 |

Длина шпонки должна быть на 3 … 10 мм меньше длины ступицы детали насаживаемой на вал и принимают длину из ряда стандартных длин.

10.2 Проверяем соединения, осуществляемые с помощью призматических шпонок на смятие рабочих поверхностей и соединительных деталей для шестерни уСМ1 и колеса уСМ2:

где:

Т1 – вращающий момент на быстроходном валу, Н\*м

d – диаметр быстроходного вала под подшипник, мм

h – высота сечения шпонки, мм

lр – расчетная длина шпонки, равная lр = l – b = 32 – 8 = 24(мм)

где:

Т2 – вращающий момент на тихоходном валу, Н\*м

d – диаметр тихоходного вала под подшипник, мм

h – высота сечения шпонки, мм

lр – расчетная длина шпонки, равная lр = l – b = 50 – 14 = 36(мм)

уСМ при стальных ступицах берется от 100 до 150 Мпа. Меньшие значения допускаемых напряжений принимают при передачах неравномерных или передаточных нагрузках.

Литература

1. Саникович О.И., Марченко Л.Г. Техническая механика. Курсовое проектирование. Часть 1. – Минск: МГВРК, 1998

2. Саникович О.И., Марченко Л.Г. Техническая механика. Курсовое проектирование. Часть 2. – Минск: МГВРК, 1999

3. Боголюбов С.К. Черчение. – М.: Машиностроение, 1989