Содержание

Техническое задание

1. Кинематическая схема машинного агрегата

2. Выбор двигателя, кинематический расчет привода

3. Выбор материалов червячной передачи и определение допускаемых напряжений

4. Расчет закрытой червячной передачи

5. Расчет открытой поликлиновой передачи

6. Нагрузки валов редуктора

7. Проектный расчет валов. Эскизная компоновка редуктора

8. Расчетная схема валов редуктора

9. Проверочный расчет подшипников

10. Конструктивная компоновка привода

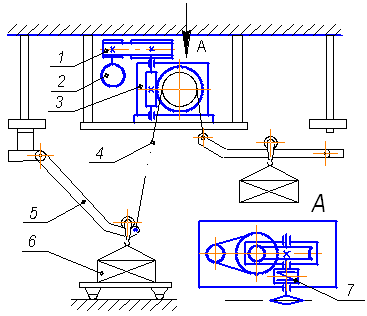
11. Проверочные расчеты

12. Расчет технического уровня редуктора

Литература

Техническое задание

Привод к качающемуся подъемнику.



1 – Поликлиноременная передача, 2 – двигатель, 3 – червячный редуктор, 4 – тяговая цепь, 5 – подъемный монорельс, 6 – груз, 7 – муфта упругая с торообразной оболочкой.

Исходные данные:

Грузоподъемность F, кН 1,0

Скорость подъема м/с 0,55

Шаг тяговой цепи р, мм 125

Число зубьев звездочки z 9

Допускаемое отклонение

скорости грузовой цепи δ, % 4

Срок службы привода Lг, лет 6

агрегат двигатель привод вал подшипник

1. Кинематическая схема машинного агрегата

Условия эксплуатации машинного агрегата.

Проектируемый машинный агрегат служит приводом качающегося подъемника и может использоваться на предприятиях различного направления. Привод состоит из электродвигателя, вал которого через поклиновую ременную передачу соединен с ведущим валом червячного редуктора, ведомый вал червячного редуктора через упругую муфту с торообразной оболочкой соединяется со звездочкой тяговой цепи. Проектируемый привод работает в 2 смены в реверсивном режиме. Характер нагрузки - с малыми колебаниями.

Срок службы приводного устройства

Срок службы привода определяется по формуле

Lh = 365LГКГtcLcKc

где LГ = 6 лет – срок службы привода;

КГ – коэффициент годового использования;

КГ = 300/365 = 0,82

где 300 – число рабочих дней в году;

tc = 8 часов – продолжительность смены

Lc = 2 – число смен

Кс = 1 – коэффициент сменного использования.

Lh = 365·6·0,82·8·2·1 = 28800 часа

С учетом времени затрачиваемого на ремонт, профилактику и т.п. принимаем ресурс привода 28 ·103 часов.

Таблица 1.1 Эксплуатационные характеристики машинного агрегата

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Место установки | Lг | Lс | tс | Lh | Характер нагрузки | Режим  работы |
| Заводской цех | 6 | 2 | 8 | 28000 | С малыми колебаниями | Реверсивный |

2. Выбор двигателя, кинематический расчет привода

Определение мощности и частоты вращения двигателя.

Требуемая мощность рабочей машины

Ррм = Fv = 1,0·0,55 = 0,55 кВт

Частота вращения звездочки

nрм = 6·104v/zp = 6·104·0,55/9·125 = 29 об/мин

Общий коэффициент полезного действия

η = ηрпηчпηпк2ηм,

где ηм = 0,98 – КПД муфты [1c.40],

ηчп = 0,80 – КПД закрытой червячной передачи,

ηpп = 0,97 – КПД открытой ременной передачи,

ηпк = 0,995 – КПД пары подшипников качения,

η = 0,97·0,80·0,9952·0,98= 0,753.

Требуемая мощность двигателя

Ртр = Ррм/η = 0,55/0,753 = 0,73 кВт.

Выбираем асинхронный электродвигатель 4АМ71В4 [1c.384]:

мощность - 0,75 кВт,

синхронная частота – 1500 об/мин,

рабочая частота 1390 об/мин.

Определение передаточного числа привода и его ступеней

Общее передаточное число привода

u = n1/nрм = 1390/29 = 47,93

Рекомендуемые значения передаточных чисел [1c.43]:

- для червячной передачи 10÷35,5

- для открытой ременной 2÷4.

Принимаем для червячной передачи u2= 20, тогда для открытой передачи

u1= u/u2 = 47,93/20 = 2,397

принимаем u1 = 2,4

Определение силовых и кинематических параметров привода

Числа оборотов валов и угловые скорости:

n1 = nдв =1390 об/мин ω1 =1390π/30 =145,6 рад/с

n2 = n1/u1 =1390/2,4 =580 об/мин ω2=580π/30 = 60,7 рад/с

n3 = n2/u2 =580/20 = 29 об/мин ω3= 29π/30 = 3,04 рад/с

Фактическое значение скорости вращения колонны

v = zpn3/6·104 = 9·125·29/6·104 = 0,54 м/с

Отклонение фактического значения от заданного

δ = (0,55 – 0,54)100/0,55 = 1,8% < 4%

Мощности передаваемые валами:

P1 = Pтр = 730 Вт

P2 = P1ηрпηпк = 730·0,97·0,995 = 705 Вт

P3 = P2ηчпηпк = 705·0,80·0,995= 561 Вт

Крутящие моменты:

Т1 = P1/ω1 = 730/145,6 = 5,0 Н·м

Т2 = 705/60,7 = 11,6 Н·м

Т3 = 561/3,04 = 184,5 Н·м

Результаты расчетов сводим в таблицу

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Вал | Число оборотов  об/мин | Угловая скорость  рад/сек | Мощность  кВт | Крутящий момент  Н·м |
| Вал электродвигателя | 1390 | 145,6 | 0,730 | 5,0 |
| Ведущий вал редуктора | 580 | 60,7 | 0,705 | 11,6 |
| Ведомый вал редуктора | 29 | 3,04 | 0,561 | 184,5 |

3. Выбор материалов червячной передачи и определение допускаемых

напряжений

Принимаем, согласно рекомендациям [1c.53], для червяка сталь 45 с закалкой до твердости >HRC45.

Ориентировочное значение скорости скольжения:

vs = 4,2uω310-3M21/3 = 4,2⋅20,0⋅3,04⋅10-3⋅184,51/3 = 1,45 м/с,

при vs <2 м/с рекомендуется [1 c54] чугун СЧ15, способ отливки – в землю: σв = 315 МПа.

Допускаемые контактные напряжения:

[σ]H = 200 – 35vs = 200 – 35⋅1,45 = 149 МПа.

Допускаемые напряжения изгиба при реверсивной передаче:

[σ]F = 0,075σвKFL,

где КFL – коэффициент долговечности.

KFL = (106/NэН)1/9,

где NэН – число циклов перемены напряжений.

NэН = 573ω3Lh = 573⋅3,04⋅28000 = 4,9⋅107.

KFL = (106/4,9⋅107)1/9 = 0,649

[σ]F = 0,075⋅315⋅0,649 = 15 МПа.

Таблица 3.1. Механические характеристики материалов червячной передачи

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Элемент  передачи | Марка  стали | Термоо-бработка | σв | σ-1 | [σ]Н | [σ]F |
| Н/мм2 | | | |
| Червяк | 45 | Закалка >HRC45 | 780 | 335 |  |  |
| Колесо | CЧ15 |  | 315 |  | 149 | 15 |

4. Расчет закрытой червячной передачи

Межосевое расстояние

 = 61(184,5·103/1492)1/3 =124 мм

принимаем аw = 125 мм

Основные геометрические параметры передачи

Модуль зацепления:

m = (1,5÷1,7)aw/z2,

где z2 – число зубьев колеса.

При передаточном числе 20,0 число заходов червяка z1 = 2, тогда число зубьев колеса:

z2 = z1u = 2⋅20,0 = 40

m = (1,5÷1,7)125/40 = 4,7÷5,3 мм,

принимаем m = 5,0 мм.

Коэффициент диаметра червяка:

q = (0,212÷0,25)z2 = (0,212÷0,25)40 = 8,2÷10,0

принимаем q = 10,0

Коэффициент смещения

x = a/m – 0,5(q+z2) = 125/5,0 – 0,5(10,0+40) = 0

Фактическое значение межосевого расстояния:

aw = 0,5m(q+z2+2x) = 0,5⋅5,0(10+40 – 2⋅0) = 125 мм

Делительный диаметр червяка:

d1 = qm =10⋅5,0 = 50 мм

Начальный диаметр червяка dw1 = m(q+2x) = 5,0(10-2·0) = 50.0 мм

Диаметр вершин витков червяка:

da1 = d1+2m = 50+2⋅5,0 = 60 мм.

Диаметр впадин витков червяка:

df1 = d1 – 2,4m = 50 – 2,4⋅5,0 = 38 мм.

Длина нарезной части червяка:

b1 = (10+5,5|x|+z1)m + C = (10+5,5⋅0+2)5,0+0 = 60 мм.

при х < 0 → С = 0.

Делительный угол подъема линии витка:

γ = arctg(z1/q) = arctg(2/10) = 11,31º

Делительный диаметр колеса:

d2 = mz2 = 5,0⋅40 = 200 мм.

Диаметр выступов зубьев колеса:

da2 = d2+2m(1+x) = 200+2⋅5,0(1+0) = 210 мм.

Диаметр впадин зубьев колеса:

df2 = d2 – 2m(1,2 – x) = 200 – 2⋅5,0(1,2 – 0) = 188 мм.

Наибольший диаметр зубьев колеса:

dam2 = da2+6m/(z1+2) = 210+6⋅5,0/(2+2) = 218 мм.

Ширина венца колеса:

b2 = 0,355aw = 0,355⋅125 = 44 мм.

Фактическое значение скорости скольжения

vs = uω2d1/(2000cosγ) = 20⋅3,04⋅50/(2000cos11,31º) = 1,55 м/с

Уточняем значение допускаемого контактного напряжения

[σ]H = 200 – 35vs = 200 – 25⋅1,00 = 175 МПа.

Коэффициент полезного действия червячной передачи

η = (0,95÷0,96)tgγ/tg(γ+ϕ)

где ϕ = 2,50º - приведенный угол трения [1c.74].

η = (0,95÷0,96)tg11,31º/tg(11,31º+2,50º) = 0,78.

Силы действующие в зацеплении

Окружная на колесе и осевая на червяке:

Ft2 = Fa1 = 2Т2/d2 = 2⋅184,5⋅103/200 = 1845 H.

Радиальная на червяке и колесе:

Fr1 = Fr2 = Ft2tgα = 1845⋅tg20° = 672 H.

Окружная на червяке и осевая на колесе:

Ft1 = Fa2 = 2M1/d1 = 2⋅11,6⋅103/50 = 464 H.

Расчетное контактное напряжение

σН = 340(Ft2K/d1d2)0,5,

где К – коэффициент нагрузки.

Окружная скорость колеса

v2 = ω3d2/2000 = 3,04⋅200/2000 = 0,30 м/с

при v2 < 3 м/с → К = 1,0

σН = 340(1845⋅1,0/50⋅200)0,5 = 146 МПа,

недогрузка (149 – 146)100/149 = 2,0% <15%.

Расчетное напряжение изгиба для зубьев колеса

σF = 0,7YF2Ft2K/(b2m),

где YF2 – коэффициент формы зуба колеса.

Эквивалентное число зубьев колеса:

zv2 = z2/(cosγ)3 = 40/(cos11,31º)3 = 42,4 → YF2 = 1,51.

σF = 0,7⋅1,51⋅1845⋅1,0/(44⋅5,0) = 8,9 МПа.

Условие σF < [σ]F = 15 МПа выполняется.

Так как условия 0,85<σH < 1,05[σH] и σF < [σF] выполняются, то можно утверждать, что устойчивая работа червячной закрытой передачи обеспечена в течении всего срока службы привода.

Таблица 4.1. Параметры червячной передачи

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Проектный расчет | | | | | |
| Параметр | | Значение | Параметр, мм | | Значение |
| Межосевое расстояние  , мм | | 125 | Ширина зубчатого венца колеса b2 | | 40 |
| Модуль зацепления m, мм | | 5,0 | Длина нарезаемой части  червяка b1 | | 60 |
| Коэффициент диаметра  червяка q | | 10,0 | Диаметры червяка: делительный d1 начальный dw1  вершин витков da1  впадин витков df1 | | 50  50  60  38 |
| Делительный угол  витков червяка , град | | 11,31º |
| Угол обхвата червяка венцом колеса , град | | 116° | Диаметры колеса: делительный d2= dw2  вершин зубьев da2  впадин зубьев df2  наибольший dам2 | | 200  210  218  188 |
| Число заходов червяка z1 | | 2 |
| Число зубьев колеса z2 | | 40 |
| Проверочный расчет | | | | | |
| Параметр | Допускаемые значения | | Расчетные значения | Примечание | |
| Коэффициент полезного действия | 0,80 | | 78% | - | |
| Контактные напряжения ,  Н/мм2 | 149 | | 146 | 2,0% | |
| Напряжения изгиба , Н/мм2 | 15 | | 8,9 | 41% | |

5. Расчет и проектирование поликлиновой ременной передачи

открытого типа

Выбор ремня

По номограмме [1c84] выбираем ремень сечения К

Диаметры шкивов

Минимальный диаметр малого шкива d1min =40 мм [1c84]

Принимаем диаметр малого шкива на 1…2 размера больше

d1 = 71 мм

Диаметр большого шкива

d2 = d1u(1-ε) = 71∙2,40(1-0,01) = 168 мм

где ε = 0,01 – коэффициент проскальзывания

принимаем d2 = 160 мм

Фактическое передаточное число

u = d2/d1(1 – ε) = 160/71(1 – 0,01) = 2.28

Межосевое расстояние

a > 0,55(d1+d2) + H = 0,55(71+160) + 4,0 = 131 мм

h = 4,0 мм – высота ремня сечением K

принимаем а = 200 мм

Длина ремня

L = 2a + w +y/4a

w = 0,5π(d1+d2) = 0,5π(71+160) = 206

y = (d2 - d1)2 = (160 – 71)2 = 7921

L = 2∙200 + 206 + 7921/4∙200 = 616 мм

принимаем L = 630 мм

Уточняем межосевое расстояние

a = 0,25{(L – w) + [(L – w)2 – 2y]0,5} =

= 0,25{(630 – 206) +[(630 – 206)2 - 2∙7921]0,5} = 208 мм

Угол обхвата малого шкива

α1 = 180 – 57(d2 – d1)/a = 180 – 57(160- 71)/208 = 156º

Скорость ремня

v = πd1n1/60000 = π71∙1390/60000 = 5,2 м/с

Окружная сила

Ft = Р/v = 0,73∙103/5,2 = 140 H

Допускаемая мощность передаваемая одним ремнем

Коэффициенты

Cp = 0,9 – спокойная нагрузка при двухсменном режиме

Cα = 0,93 – при α1 = 156º

Сl = 0,98 – коэффициент учитывающий отношение L/L0, L0=0,7 м

[Р] = Р0CpCα

P0 = 2,0 кВт – номинальная мощность передаваемая одним ремнем

[Р] = 2,0∙0,9∙0,93·0,98 = 1,64 кВт

Число клиньев

Z = 10Р/[Р] = 10·0,73/1,63 = 4,5

принимаем Z = 5

Натяжение ветви ремня

F0 = 850Р/VCpCα =

= 850∙0,73/5,2∙0,93∙0,9 = 143 H

Сила действующая на вал

Fв = 2F0sin(α1/2) = 2∙143sin(156/2) = 279 H

Прочность ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви ремня

σmax = σ1 + σи+ σv < [σ]p = 10 Н/мм2

σ1 – напряжение растяжения

σ1 = F0/A + Ft/2A = 143/47 + 140/∙2∙47 = 4,53 Н/мм2

А – площадь сечения ремня

А = 0,5b(2H – h)

b – ширина ремня

b = (z – 1)p + 2f = (5– 1)2,4 + 2·3,5 = 16,6 мм

А = 0,5·16,6(2·4,0 – 2,35) = 47 мм2

σи – напряжение изгиба

σи = Eиh/d1 = 80∙2,35/71 = 2,65 Н/мм2

Eи = 80 Н/мм2 – модуль упругости

σv = ρv210-6 = 1300∙5,22∙10-6 = 0,04 Н/мм2

ρ = 1300 кг/м3 – плотность ремня

σmax = 4,53+2,65+0,04 = 7,22 Н/мм2

условие σmax < [σ]p выполняется

Таблица5.3 Параметры открытой клиноременной передачи, мм

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| *Параметр* | *Значение* | *Параметр* | *Значение* |
| *Тип ремня* | *Поликлиновой* | *Частота пробегов ремня , 1/с* | *8,3* |
| *Межосевое расстояние* | *208* | *Диаметр ведущего шкива* | *71* |
| *сечение ремня* | *К* | *Диаметр ведомого шкива* | *160* |
| *Количество ремней Z* | *5* | *Максимальное напряжение , Н/мм2* | *7,22* |
| *Длина ремня* | *630* | *Предварительное напряжение ремня , Н* | *143* |
| *Угол обхвата ведущего шкива , град* | *156* | *Сила давления ремня на вал , Н* | *279* |

6. Нагрузки валов редуктора

Силы действующие в зацеплении червячной передачи

Окружная на колесе и осевая на червяке:

Ft2 = Fa1 = 1845 H.

Радиальная на червяке и колесе:

Fr1 = Fr2 = 672 H.

Окружная на червяке и осевая на колесе:

Ft1 = Fa2 = 464 H.

Консольная сила от ременной передачи действующая на быстроходный вал Fоп = 279 Н

Консольная сила от муфты действующая на тихоходный вал

Fм = 250·Т31/2 = 250·184,51/2 = 3396 Н

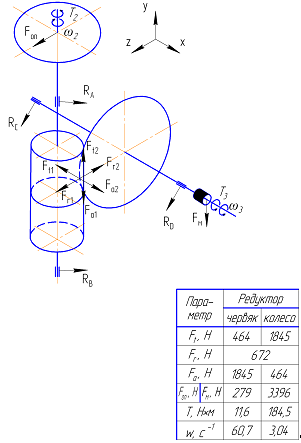


Рис. 6.1 – Схема нагружения валов червячного редуктора

7. Проектный расчет валов. Эскизная компоновка редуктора

Материал быстроходного вала – сталь 45,

термообработка – улучшение: σв = 780 МПа;

Допускаемое напряжение на кручение [τ]к = 10÷20 МПа

Диаметр быстроходного вала



где Т – передаваемый момент;

d1 = (11,6·103/π10)1/3 = 18 мм

принимаем диаметр выходного конца d1 = 20 мм;

длина выходного конца:

l1 = (1,0÷1,5)d1 = (1,0÷1,5)20 = 20÷30 мм,

принимаем l1 = 30 мм.

Диаметр вала под уплотнением:

d2 = d1+2t = 20+2⋅2,0 = 24,0 мм,

где t = 2,0 мм – высота буртика;

принимаем d2 = 25 мм:

длина вала под уплотнением:

l2 ≈ 1,5d2 =1,5⋅25 = 38 мм.

Диаметр вала под подшипник:

d4 = d2 = 25 мм.

Вал выполнен заодно с червяком

Диаметр выходного конца тихоходного вала:

d1 = (184,5·103/π15)1/3 = 39 мм

принимаем диаметр выходного конца d1 = 40 мм;

Диаметр вала под уплотнением:

d2 = d1+2t = 40+2⋅2,5 = 45,0 мм,

где t = 2,5 мм – высота буртика;

принимаем d2 = 45 мм .

Длина вала под уплотнением:

l2 ≈ 1,25d2 =1,25⋅45 = 56 мм.

Диаметр вала под подшипник:

d4 = d2 = 45 мм.

Диаметр вала под колесом:

d3 = d2 + 3,2r = 45+3,2⋅3,0 = 54,6 мм,

принимаем d3 = 55 мм.

Выбор подшипников.

В связи с тем, что в червячном зацеплении возникают значительные осевые нагрузки, предварительно назначаем радиально-упорные конические подшипники средней серии №7305 для червячного вала, устанавливаемее в фиксирующей опоре В как сдвоенные. В плавающей опоре А используется радиальный шарикоподшипник №305, воспринимающий только радиальные нагрузки. Для тихоходного вала выбираем радиально-упорные шарикоподшипники легкой серии №7209.

Таблица 2. Размеры и характеристика выбранного подшипника

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № | d, мм | D, мм | B, мм | C, кН | C0, кН | е | Y |
| 7305 | 25 | 62 | 17 | 29,6 | 20,9 | 0,36 | 1,66 |
| 306 | 25 | 62 | 17 | 22,5 | 11,4 |  |  |
| 7209 | 45 | 85 | 21 | 42,7 | 33,4 | 0,41 | 1,45 |

Таблица 7.3. Материал валов, размеры ступеней, подшипники

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Вал  (материал –  сталь 45  = 780 Н/мм2  = 540 Н/мм2  = 335 Н/мм2) | Размеры ступеней, мм | | | | Подшипники | | | |
| d1 | d2 | d3 | d4 | Типо-размер | dxDx  B(T), мм | Динамическая  грузоподъемность  Сr, кН | Статическая грузоподъемность  C0r, кН |
| l1 | l2 | l3 | l4 |
| Быстроходный | 20 | 25 |  | 25 | 7305  305 | 25x62x17  25x62x17 | 29,6  22,5 | 20,9  11,4 |
| 30 | 38 |  | 25 |
| Тихоходный | 40 | 45 | 55 | 45 | 7209 | 45x85x21 | 42,7 | 33,4 |
| 60 | 56 | 60 | 45 |

8. Расчетная схема валов редуктора

Схема нагружения быстроходного вала

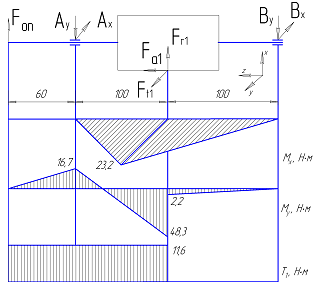


Рис. 8.1 Расчетная схема быстроходного вала.

Горизонтальная плоскость. Сумма моментов сил и реакций опор относительно опоры А

∑mA = 100Ft – 200BX = 0

тсюда находим реакции опор А и В в плоскости XOZ

AX =BX = 464·100/200 = 232 H

Изгибающие моменты в плоскости XOZ

MX1 = 232·100= 23,2 Н·м

Вертикальная плоскость. Сумма моментов сил и реакций опор относительно опоры А

∑mA = 100Fr – 200BY – Fa1d1/2 - 60Fоп = 0

Отсюда находим реакцию опор A и В в плоскости YOZ

BY = (672∙100 – 1845·50/2 – 279·60)/200 = 22 H

AY = Fr – BY + Fоп = 672 – 22 + 279 = 929 H

Изгибающие моменты в плоскости YOZ

MY = 279·60 = 16,7 Н·м

MY = 279·160 – 929·100 = -48,3 Н·м

MY = -22·100 =-2,2 Н·м

Суммарные реакции опор:

А = (АХ2 + АY2)0,5= (2322 + 9292)0,5 = 958 H

B= (BХ2 + BY2)0,5= (2322 + 222)0,5 = 233 H

Схема нагружения тихоходного вала

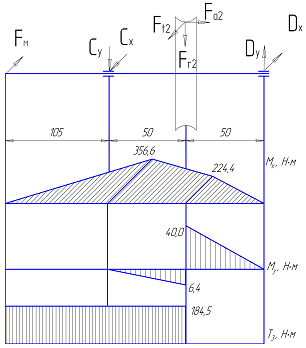


Рис. 8.2 Расчетная схема тихоходного вала.

Горизонтальная плоскость:

ΣmA = Fм105 – 100Dx + Ft2 50 = 0;

Dх = (3396⋅105 + 1845⋅50)/100 = 4488 Н;

Cх = Dx – Ft2 + Fм = 4488 – 1845 + 3396 = 6039 Н;

Изгибающие моменты:

Мх1 = 4488⋅50 = 224,4 Н⋅м;

Мх2 = 3396⋅105 = 356,6 Н⋅м.

Вертикальная плоскость:

ΣmA = Fr2 50 – Dy100 + Fa2d2/2 = 0

Dy= (464⋅200/2 + 672·50)/100 = 800 Н

Cy= Dy – Fr2 = 800 – 672 = 128 Н

Мy1 = 800⋅50 = 40,0 Н⋅м;

Мy2 = 128⋅50 = 6,4 Н⋅м;

Суммарные реакции опор:

C = (Cx2 +Cy2)0,5 = (60392+ 1282)0,5 = 6040 H,

D = (44882+ 8002)0,5 = 4559 H,

9. Проверочный расчет подшипников

Быстроходный вал

Эквивалентная нагрузка фиксирующей опоры В.

P = (XVFRB + YFa)КбКТ,

где Х – коэффициент радиальной нагрузки

Y – коэффициент осевой нагрузки

V = 1 – вращается внутреннее кольцо подшипника [1c. 212]

Кб = 1,4 – коэффициент безопасности [1c. 214]

КТ = 1 – работа при t < 100o C [1c. 214]

отношение Fa/В = 1845/233 = 7,9 > e : следовательно Х = 1,0; Y = 1,66

Р = (1,0·1·233+1,66⋅1845)1,4·1 = 4614 Н

Требуемая грузоподъемность подшипника

Динамическая грузоподъемность сдвоенного роликоподшипника в 1,7 раза больше грузоподъемности одинарного подшипника, тогда

Стр = Р(573ωL/106)0,3 =

= 4614(573⋅60,7⋅28000/106)0,3 = 36,4 кH < C= 29,6·1,7 = 50,3 кН

Условие Стр < C выполняется.

Расчетная долговечность подшипников

= 106(50,3⋅103 /4614)3,333/60⋅580 = 82485 часов,

больше ресурса работы привода, равного 28000 часов.

Эквивалентная нагрузка плавающей опоры А

P = (XVFRА)КбКТ,

где Х = 1 – коэффициент радиальной нагрузки

Р = (1,0·1·958)1,4·1 = 1341 Н

Требуемая грузоподъемность подшипника

Стр = Р(573ωL/106)0,333 =

= 1341(573⋅60,7⋅28000/106)0,333 = 13,3 кH < C= 22,5 кН

Условие Стр < C выполняется.

Расчетная долговечность подшипников

= 106(22,5⋅103 /1341)3/60⋅580 = 135731 часов,

больше ресурса работы привода, равного 28000 часов.

Тихоходный вал

Эквивалентная нагрузка. Осевые составляющие реакций опор:

SC = 0,83eC = 0,83⋅0,41·6040 = 2055 H,

SD = 0,83eD = 0,83⋅0,41⋅4559 = 1551 H.

Результирующие осевые нагрузки:

FaC = SC =2055 H,

FaD = SC + Fa =2055+464 = 2519 H.

Проверяем подшипник C.

Отношение Fa/Fr= 2055/6040 = 0,34 < e, следовательно Х=1,0; Y=0.

Р = (1,0⋅1,0⋅6040+0)1,4⋅1,0 = 8456 Н.

Проверяем подшипник D.

Отношение Fa/Fr= 2519/4559 = 0,55 > e, следовательно Х=0,4; Y=1,45

Р = (1,0⋅0,4⋅4559+1,45∙2519)1,4⋅1,0 = 7666 Н.

Требуемая грузоподъемность подшипника:

Стр = Р(573ωL/106)0,3 =

= 8456(573⋅3,04⋅28000/106)0,3 = 27,1 кH < C = 42,7 кН

Условие Стр < C выполняется.

Расчетная долговечность подшипников

= 106(42,7⋅103 /8456)3,333/60⋅29 =126890 часов,

больше ресурса работы привода, равного 28000 часов.

10. Конструктивная компоновка привода

Конструирование червячного колеса

Конструктивные размеры колеса

Диаметр ступицы:

dст = 1,6d3 = 1,6·55 = 88 мм.

Длина ступицы:

lст = (1÷1,5)d3 = (1÷1,5)55 = 55÷82 мм,

принимаем lст = 60 мм

Толщина обода:

S = 0,05d2 = 0,05·200 =10 мм

Толщина диска:

С = 0,25b = 0,25·44 =11 мм

Конструирование валов

Основные размеры ступеней валов (длины и диаметры) рассчитаны в пункте 7.

Переходные участки между ступенями выполняются в виде канавки шириной b = 3 мм или галтели радиусом r = 1 мм.

Червяк выполняется заодно с валом.

Размеры червяка: dа1 = 60 мм, b1 = 60 мм.

10.3Выбор соединений

В проектируемом редукторе для соединения валов с деталями, передающими вращающий момент, применяются шпоночные соединения.

Используем шпонки призматические со скругленными торцами по ГОСТ 23360-78. Длина шпонки принимается на 5…10 мм меньше длины ступицы насаживаемой детали. Посадка для червячного колеса Н7/r6.

Конструирование подшипниковых узлов

В проектируемом редукторе используется консистентная смазка подшипниковых узлов. Для изолирования подшипникового узла от внутренней полости редуктора применяются мазудерживающие кольца шириной 10…12 мм, а изоляция выходных участков валов от окружающей среды достигается с помощью манжетных уплотнений по ГОСТ 8752-79. Внутренне кольцо подшипника упирается в мазеудерживающее кольцо, а наружное фиксируется распорной втулкой между подшипником и врезной крышкой подшипника. Верхняя опора – плавающая.

Конструирование корпуса редуктора /2/

Толщина стенок корпуса и крышки редуктора

δ = 0,04ат + 2 = 0,04·125 + 1 = 6,0 мм принимаем δ = 8 мм

Толщина фланцев

b = 1,5δ = 1,5·8 = 12 мм

Толщина нижнего пояса корпуса

р = 2,35δ = 2,35·8 = 20 мм

Диаметр болтов:

- фундаментных

d1 = 0,036aт + 12 = 0,036·125 + 12 = 16,5 мм

принимаем болты М16;

- крепящих крышку к корпусу у подшипников

d2 = 0,75d1 = 0,75·20 = 15 мм

принимаем болты М16;

- соединяющих крышку с корпусом

d3 = 0,6d1 = 0,6·20 = 12 мм

принимаем болты М12.

Конструирование элементов открытых передач

Ведущий шкив.

Диаметр шкива d1 = 71 мм

Диаметр шкива конструктивный de1 = d1 – 2t = 71 – 2∙1,0 = 69,0 мм

Ширина шкива B = (z – 1)p + 2f = (5– 1)2,4+ 2∙3,5= 17 мм

Толщина обода δ = 1,6е = 1,6∙2,35 = 3,76 мм

принимаем δ= 4 мм

Толщина диска С = (1,2…1,3)δ = (1,2…1,3)4 = 4,8…5,2 мм

принимаем С = 5 мм.

Диаметр ступицы внутренний d = dдв = 19 мм

Диаметр ступицы наружный dст = 1,6d = 1,6∙19 = 30,4 мм

принимаем dст = 30 мм

Длина ступицы lст = lдв = 40 мм.

Ведомый шкив.

Диаметр шкива d1 = 160 мм

Диаметр шкива конструктивный de1 = d1 – 2t = 160 – 2∙1,0 = 158 мм

Диаметр ступицы внутренний d = d1 = 20 мм

Диаметр ступицы наружный dст = 1,6d = 1,6∙20 = 32 мм

принимаем dст = 32 мм

Длина ступицы lст = l1 = 40 мм.

Выбор муфты

Для передачи вращающего момента с ведомого вала редуктора на вал тяговой звездочки выбираем муфту упругую с торообразной оболочкой по ГОСТ 20884-82 с допускаемым передаваемым моментом [T] = 315 Н·м.

Расчетный вращающий момент передаваемый муфтой

Тр = kТ1 = 1,5·184,5 = 277 Н·м < [T]

где k = 1,5 – коэффициент режима нагрузки.

Условие выполняется

Смазывание.

Смазка червячного зацепления

Смазка червячного зацепления осуществляется за счет разбрызгивания масла брызговиками установленными на червячном валу. Объем масляной ванны

V = (0,5÷0,8)N = (0,5÷ 0,8)0,70 ≈ 0.5 л

Рекомендуемое значение вязкости масла при v = 1,0 м/с и контактном напряжении σН=146 МПа → ν =28·10-6 м2/с

По этой величине выбираем масло индустриальное И-Т-Д-220

Смазка подшипниковых узлов. Так как надежное смазывание подшипников за счет разбрызгивания масла возможно только при окружной скорости больше 3 м/с, то выбираем пластичную смазку по подшипниковых узлов – смазочным материалом УТ-1.

11. Проверочные расчеты

Проверочный расчет шпонок

Выбираем шпонки призматические со скругленными торцами по ГОСТ 23360-78.

Материал шпонок – сталь 45 нормализованная.

Напряжение смятия и условие прочности



где h – высота шпонки;

t1 – глубина паза;

l – длина шпонки

b – ширина шпонки.

Быстроходный вал.

Шпонка на выходном конце вала: 6×6×32.

Материал шкива – чугун, допускаемое напряжение смятия [σ]см = 50 МПа.

σсм = 2·11,6∙103/20(6-3,5)(32-6) = 17,8 МПа

Тихоходный вал.

Шпонка под колесом 16×10×50. Материал ступицы – чугун, допускаемое напряжение смятия [σ]см = 50 МПа.

σсм = 2·184,5·103/55(10-6,0)(50-16) = 49,3 МПа

Шпонка на выходном конце вала: 12×8×80. Материал полумуфты – чугун, допускаемое напряжение смятия [σ]см = 50 МПа.

σсм = 2·184,5·103/40(8-5,0)(80-12) = 45,2 МПа

Во всех случаях условие σсм < [σ]см выполняется, следовательно устойчивая работа шпоночных соединений обеспечена.1

Проверочный расчет стяжных винтов подшипниковых узлов

Стяжные винты рассчитывают на прочность по эквивалентным напряжениям на совместное действие растяжения и кручения.

Сила приходящаяся на один винт

Fв = 0,5СX = 0,5∙6039 =3020 H

Принимаем коэффициент затяжки Кз = 1,5 – постоянная нагрузка, коэффициент основной нагрузки х=0,3 – для соединения чугунных деталей без прокладки.

Механические характеристики материала винтов: для стали 30 предел прочности σв = 500 МПа, предел текучести σт = 300 МПа; допускаемое напряжение:

[σ] = 0,25σт = 0,25∙300 = 75 МПа.

Расчетная сила затяжки винтов

Fp = [Kз(1 – х) + х]Fв = [1,5(1 – 0,3) + 0,3]3020 = 4077 H

Определяем площадь опасного сечения винта

А = πdp2/4 = π(d2 – 0,94p)2/4 = π(12 – 0,94∙1,75)2/4 = 84 мм2

Эквивалентное напряжение

σэкв = 1,3Fp/A = 1,3∙4077/84= 63,1 МПа < [σ] = 75 МПа

Уточненный расчет валов

Быстроходный вал

Быстроходный вал

Рассмотрим сечение, проходящее под опорой А. Концентрация напряжений обусловлена подшипником посаженным с гарантированным натягом. Материал вала сталь 45, улучшенная: σВ = 780 МПа [2c34]

Пределы выносливости:

* при изгибе σ-1 ≈ 0,43⋅σВ = 0,43⋅780 = 335 МПа;
* при кручении τ-1 ≈ 0,58⋅σ-1 = 0,58⋅335 = 195 МПа.

Суммарный изгибающий момент: Ми = Мх = 16,7 Н·м

Осевой момент сопротивления

W = πd3/32 = π253/32 = 1,53·103 мм3

Полярный момент сопротивления

Wp = 2W = 2·1,53·103 = 3,06·103 мм3

Амплитуда нормальных напряжений

σv = Mи/W = 16,7·103/1,53·103 = 10,9 МПа

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

τv = τm = T2/2Wp = 11,6·103/2·3,06·103 = 3,8 МПа

Коэффициенты:

kσ/εσ = 3,2; kτ/ετ = 0,6 kσ/εσ + 0,4 = 0,6·3,2 + 0,4 = 2,3

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

sσ = σ-1/(kσσv/εσ)= 335/3,2·10,9 = 9,6

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

sτ = τ-1/(kττv/ετ + ψτ τm) = 195/(2,30·3,8 + 0,1·3,8) = 21,4

Общий коэффициент запаса прочности

s = sσsτ/(sσ2 + sτ2)0,5 = 9,6·21,4/(9,62 + 21,42)0,5 = 8,7 > [s] = 2,0

Тихоходный вал

Рассмотрим сечение, проходящее под опорой С. Концентрация напряжений обусловлена подшипником посаженным с гарантированным натягом. Материал вала сталь 45, улучшенная: σВ = 930 МПа [2c34]

Пределы выносливости:

* при изгибе σ-1 ≈ 0,43⋅σВ = 0,43⋅930 = 400 МПа;
* при кручении τ-1 ≈ 0,58⋅σ-1 = 0,58⋅400 = 232 МПа.

Суммарный изгибающий момент Ми = 356,6 Н·м.

Осевой момент сопротивления

W = πd3/32 = π453/32 = 8,95·103 мм3

Полярный момент сопротивления

Wp = 2W = 2·8,95·103 =17,9 мм

Амплитуда нормальных напряжений

σv = Mи/W = 356,6·103/8,95·103 = 39,8 МПа

мплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

τv = τm = T2/2Wp =184,5·103/2·17,9·103 = 5,2 МПа

Коэффициенты:

kσ/εσ = 4,2; kτ/ετ = 0,6 kσ/εσ + 0,4 = 0,6·4,2 + 0,4 = 2,9

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

sσ = σ-1/(kσσv/εσ)= 400/4,2·39,8 = 2,4

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

sτ = τ-1/(kττv/ετ + ψτ τm) = 232/(2,90·5,2 + 0,1·5,2) =14,9

Общий коэффициент запаса прочности

s = sσsτ/(sσ2 + sτ2)0,5 = 2,4·14,9/(2,42 +14,92)0,5 = 2,3 > [s] = 2,0

Тепловой расчет редуктора

Температура масла в корпусе редуктора:

 = 95 °С,

где tв = 18 °С – температура окружающего воздуха;

Kt = 17 Вт/м2⋅К – коэффициент теплопередачи;

А = 0,36 м2 – площадь поверхности охлаждения

tм = 18 + 0,705⋅103(1 – 0,78)/17⋅0,36 = 43 °С.

Условие tм < [tм] выполняется.

Технический уровень редуктор

Масса редуктора

m = φρd10,785d22∙10-9 = 9,5∙7300∙50∙0,785∙2002∙10-9 =109 кг

где φ = 9,5 – коэффициент заполнения редуктора

ρ = 7300 кг/м3 – плотность чугуна.

Критерий технического уровня редуктора

γ = m/T2 =109/185 = 0,59

При γ > 0,2 технический уровень редуктора считается низким, а редуктор морально устаревшим.

Литература

1. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин.–М.: Высш. шк., 1991.–432 с.

2. Курсовое проектировании деталей машин. /С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др. – М.: Машиностроение, 1988. – 416 с.

3. Чернилевский Д.В. Проектирование деталей машин и механизмов. – М.: Высш. шк. 1980.

4. Леликов О.П. Курсовое проектирование. – М.: Высш.шк.,1990.

5. Дунаев Н.В. Детали машин. Курсовое проектирование. – М.: Высш. шк., 2002.

6. Альбом деталей машин.

7. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т.1-3 – М.:Машиностроение, 1978.

8. Федоренко В.А., Шошин А.И. Справочник по машиностроительному черчению. – Л.: Машиностроение, 1988.