**ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:**

Спроектировать привод к цепному конвейеру по схеме (Рис. 1).

Мощность на ведомом колесе зубчатой передачи Р3 = 8 кВт

Угловая скорость вращения этого колеса ω3 = 1,5 ∙ π рад/с

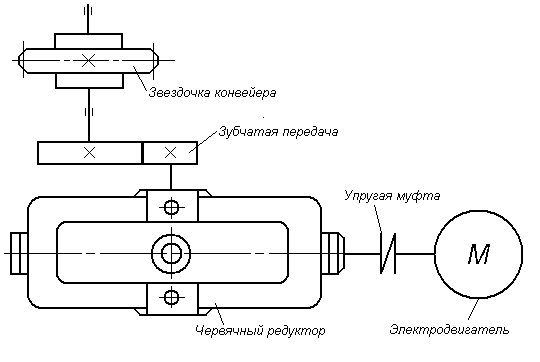


Рис.1 Схема привода цепного конвейера

**ВВЕДЕНИЕ**

Машиностроению принадлежит среди других отраслей экономики, так как основные производственные процессы выполняют машины. Поэтому и технический уровень многих отраслей в значительной степени определяет уровень развития машиностроения.

Повышение эксплуатационных и качественных показателей, сокращение времени разработки и внедрения новых машин, повышение их надежности – для решения этих задач необходимо совершенствовать конструкторскую подготовку студентов высших учебных заведений.

Большие возможности для совершенствования труда конструкторов дает применение ЭВМ, позволяющее оптимизировать конструкции, автоматизировать значительную часть процесса проектирования.

Создание машин, отвечающим потребностям народного хозяйства должно предусматривать их наибольший экономический эффект и высокие тактико-технические и эксплуатационные показатели.

Основные требования, предъявляемые к создаваемой машине:

* высокая производительность;
* надежность;
* технологичность;
* ремонтопригодность;
* минимальные габариты и масса;
* удобство эксплуатации;
* экономичность;
* техническая эстетика.

Все эти требования учитывают в процессе проектирования и конструирования.

**I КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА**

**Выбор электродвигателя**

Определение общего коэффициента полезного действия (КПД) привода:



где η1 = 0,98 – КПД редуктора (червячной передачи);

η2 = 0,97 – КПД зубчатой цилиндрической прямозубой передачи;

η3 = 0,99 – КПД пары подшипников качения,

η4 = 0,8 – КПД цепной передачи



**Потребная мощность электродвигателя**



**Частота вращения вала двигателя**

nЭ = n3 ∙ uРЕД ∙ uЦИЛ

Где:

 – частота вращения вала конвейера;

uРЕД = 16…50 – интервал передаточных чисел редуктора;

uЦИЛ = 2,5…5 – интервал передаточных чисел цилиндрической передачи;

Тогда nЭ = 60 ∙ (16..50) ∙ (2,5..5) = 2400…15000 об/мин.

Соответственно полученным данным выбираем электродвигатель марки АИР160S2/2940, мощностью NЭ.Д. = 15 кВт и частотой вращения nЭ/Д. = 2940 об/мин. Угловая скорость вращения вала электродвигателя ωЭД = 304,58 рад/с, диаметр вала dВ = 28 мм.

**Уточнение передаточных чисел привода:**

Действительное передаточное число привода



Полученное расчетом общее передаточное число распределяется между отдельными ступенями редуктора. Принимаем uРЕД. = 40, тогда передаточное число цилиндрической передачи uЦ.П. = 65,33 / 40 = 1,63.

**Расчет вращающих моментов на валах привода:**

Момент на ведомом колесе зубчатой передачи



Момент на выходе редуктора



Момент на червяке



Число оборотов на выходе редуктора



**II РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ**

*Исходные данные:*

Т2 = 1364,88 Н · м uРЕД = 40 n2 = 73,35 об/мин ω2 = 7,693 рад/с

**Материалы червяка и колеса:**

Так как выбор материала для колеса связан со скоростью скольжения, то предварительно определяем ожидаемое ее значение:



Выбираем материал – бронзу

Группа I, БрОНФ 10 -1-1 (σВ = 285 МПа; σТ = 165 МПа; Сv = 0,8).

Допускаемые напряжения:

Коэффициент долговечности



где NHE = KHE · NK,

где коэффициент эквивалентности КНЕ = 0,416.

Суммарное число циклов перемены напряжений

NK = 60 · n2 · Lh = 60 · 73,35 · 10000 = 44,01 · 106

(где Lh = L · 365 · КГОД · 24 · КСУТ = 10000 ч)

Тогда NHE = 0,416 · 44,01 · 106 = 18,308 · 106.

Допускаемые контактные напряжения:

[σ]H = Cν · 0,9 · σВ = 0,8 · 0,9 · 285 = 205,2 МПа

Допускаемые напряжения изгиба вычисляют для материала зубьев червячного колеса

[σ]F = KFL · [σ]Fo

где коэффициент долговечности



Коэффициенты NFE = KFE ∙ NK = 0,2 · 86 ∙ 106 = 17,2 · 106

Исходное допускаемое напряжение для материалов I-й группы:

[σ]Fo = 0,25 · σT + 0,08 · σB = 0,25 · 165 + 0,08 · 285 = 64,05 МПа

Тогда [σ]F = 1 · 64,05 = 64,05 МПа.

**Межосевое расстояние*:***





Принимаем стандартное межосевое расстояние aW = 200 мм.

**Основные параметры передачи:**

Число зубьев колеса Z2 = Z1 ∙ u = 40 · 1 = 40

Предварительные значения:

- модуля передачи 

принимаем m = 8 мм.

- коэффициента диаметра червяка





Коэффициент смещения



**Размеры червяка и колеса**

Диаметр делительный червяка d1 = q ∙ m = 10 ∙ 8 = 80 мм

Диаметр вершин витков dа1 = d1 + 2 ∙ m = 96 мм

Диаметр впадин df1 = d1 – 2,4 · m = 60,8 мм

Дина b1 нарезанной части червяка при Х = 0,5:

b1 = (11 + 0,06 ∙ Z2) ∙ m = 107,2 мм

при m = 8 мм увеличиваем b1 на 25 мм, т.е. принимаем b1 = 140 мм

Диаметр делительный колеса d2 = Z2 · m = 320 мм

Диаметр вершин зубьев da2 = d2 + 2 · m · (1 + X) = 336 мм

Диаметр впадин df2 = d2 – 2 · m · (1,2 – X) = 300,8 мм

Диаметр колеса наибольший daM2 ≤ da2 + 6 · m / (Z1 + 2) = 352 мм

Ширина венца b2 = ψa ∙ aW = 0,355 · 200 = 71 где ψa = 0,355 при Z1 = 2,

принимаем b2 = 75 мм.

**Проверочный расчет передачи на прочность:**

Скорость скольжения в зацеплении:



где 

По полученному значению VCK уточняют допускаемое напряжение [σ]H.

Вычисляют расчетное напряжение:



где  – начальный диаметр червяка;

*KV* – скоростной коэффициент. При *V2* ≤ 3 м/с *KV* = 1. При *V2* > 3 м/с коэффициент *KV* принимают равным коэффициенту *KНV* (табл. 1.5) для цилиндрических прямозубых колес твердостью НВ < 350 той же степени точности.

Расчётное контактное напряжение:



**Коэффициент полезного действия передачи:**



где *γW* – угол подъема линии витка на начальном цилиндре, 

*ρ* – приведенный угол трения. Значения *ρ* принимают из таблицы 2.5 в зависимости от скорости скольжения:

*ρ* = 





**Силы в зацеплении:**

Окружная сила на колесе 

Окружная сила на червяке 

Радиальная сила Fr = Ft2 · 0,364 = 3105,102 H

**Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба:**

Расчетное напряжение изгиба:



где *KV* = 1, – скоростной коэффициент (см. выше),

*m* и *dW1* – в м;

*YF* – коэффициент формы зуба, который принимают в зависимости от



*YF* = 1.55



**Тепловой расчет редуктора:**

Мощность на червяке 

Температура нагрева масла:



где коэффициент теплоотдачи КТ = 13 Вт / (м2 · с);

площадь поверхности корпуса А = 0,78 м2 при aW = 200 мм.

**III РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ**

**Выбор материала**

Для колеса и шестерни примем одинаковый материал – сталь 40Х, **ТО колеса - улучшение, твердость 269...302 НВ; ТО шестерни - улучшение и закалка токами высокой частоты (ТВЧ).**

**Межосевое расстояние:**

, м

где *Ka* = 4950 – для прямозубых колес;

*Ka* = 4300 – для косозубых и шевронных колес;

[*σ*]*H* – в Па;

*ψa* = 0,4..0,5 – при симметричном расположении опор (одноступенчатый редуктор);

*ψa* = 0,25..0,4 – при несимметричном;



Примем 9-ю степень точности зубчатой передачи.

**Допускаемые контактные напряжения**

[σ]H = 1,8 · HRCCP + 170 = 835 МПа

[σ]F = 370 МПа

**Предварительные основные размеры колеса:**

Делительный диаметр 

Ширина b2 = Ψba · aW = 81 мм

b2 = 80 мм

**Модуль передачи**

, м

где *Km* = 6,6 – для прямозубых колес;

*Km* = 5,8 – для косозубых и шевронных колес;

[*σ*]*F* – в Па;



Принимаем m = 4,5 мм.

Минимальный угол наклона зубьев β = 0

**Суммарное число зубьев**



**Число зубьев шестерни и колеса:**

- шестерни 

*Z1*= 30

- колеса Z2 = ZΣ – Z1 = 50

**Фактическое передаточное число:**



**Диаметры колес:**

Делительные диаметры:

- шестерни 

- колеса 

Диаметры окружностей вершин:

- шестерни 

- колеса 

Диаметры окружностей впадин:

- шестерни 

- колеса 

**Силы в зацеплении:**

- окружная 

- радиальная 

**Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба:**

Расчетное напряжение изгиба в зубьях колеса



Степень точности = 9



- в зубьях шестерни:



**Проверка зубьев колес по контактным напряжениям:**

Расчетное контактное напряжение

 → 800,9 МПа ≤ 835 МПа

КHα = 1, КH = 3,2·105, КHV = 1,13

**IV Ориентировочный расчет валов РЕДУКТОРА**

**Быстроходный (входной) вал червяка:**

Диаметры участков вала:



принимаем d = 28 мм

**Диаметр вала в месте установки подшипника:**

*dП* ≥ *d* + 2 · *t* = 35 мм

t = 3.5 мм

**Диаметр буртика (заплечика) для упора подшипника:**

*dБП* ≥ *dП* + 3 ∙ *r* = 42 мм

**Длина промежуточного участка вала:**

*lКБ* = 2 · *dП* = 85 мм

**Выходной (тихоходный) вал червячного колеса:**

Диаметры участков вала:



принимаем d = 60 мм

**Диаметр вала в месте установки подшипника:**

*dП* ≥ *d* + 2 · *t* = 70 мм

*t* = 4,6 мм

**Диаметр буртика (заплечика) для упора подшипника***:*

*dБП* ≥ *dП* + 3 ∙ *r* = 85 мм

**Диаметр вала в месте установки колеса:**

*dК* ≥ *dБП* = 85 мм

**Длина промежуточного участка вала** *lКТ* = 1,2 · *dК* = 102 мм

**V РАССТОЯНИЯ МЕЖДУ ДЕТАЛЯМИ ПЕРЕДАЧ**

Чтобы вращающиеся колеса не задевали за внутренние стенки корпуса, между ними оставляют зазор *а*, который определяют по формуле:



Расстояние *b0* между дном корпуса и поверхностью колес или червяка для всех типов редукторов принимают *b0* ≥ 4 ∙ *a* = 48 мм

Расстояние между торцовыми поверхностями колес *c* = (0,3…0,5) ∙ *a* = 48 мм

**VII РАСЧЁТ И ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ**

В соответствии с установившейся практикой проектирования тип подшипника выбирают по следующим рекомендациям:

* для опор валов конических и червячных колес, а также червяков применяют конические роликовые подшипники (рис. 3.1, б), которые хорошо воспринимают осевые нагрузки, возникающие в конических и червячных передачах;

Для быстроходного вала выбираем подшипники типа 7207А, для тихоходного вала выбираем подшипники типа 7214А,

**VIII ВЫБОР СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ**

Для уменьшения потерь мощности на трение, снижения интенсивности изнашивания трущихся поверхностей, их охлаждения и очистки от продуктов износа, а также для предохранения от заедания и задиров, коррозии должно быть обеспечено надежное смазывание трущихся поверхностей.

Для смазывания передачи применяем картерную систему. В корпус редуктора заливаем масло на 10 мм, чтобы венцы колес были в него погружены. Колеса при вращении увлекают масло, разбрызгивая его внутри корпуса. Масло попадает на внутренние стенки корпуса, откуда стекает в нижнюю его часть. Внутри корпуса образуется взвесь частиц масла в воздухе, которая покрывает поверхность расположенных внутри корпуса деталей. Объем масляной ванны V определяется из расчета 0,25 дм3 масла на 1 кВт.

V = 0,25∙15 = 3,75 дм3

Принцип назначения сорта масла следующий: чем выше окружная скорость колеса, тем меньше должна быть вязкость масла, и чем выше контактные давления в зацеплении, тем большей вязкостью должно обладать масло. Поэтому требуемую вязкость масла определяют в зависимости от контактного напряжения и окружной скорости колес.

**VIII ВЫБОР МУФТЫ**

Основной характеристикой для выбора муфты является номинальный вращающий момент Т, Н∙м. По табл. К22 [3] примем упругую втулочно-кольцевую муфту МУВП I-45.

Полумуфты изготавливают из стали 30Л (ГОСТ 977-88); материал пальцев – сталь № 45 (ГОСТ 1050-74); Материал упругих втулок – резина с пределом прочности при разрыве не менее 8 Н/мм2.

**СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ**

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высшая школа, 1998. – 444 с.
2. Чернавский С.А., Снесарев Г.А. и др. Проектирование механических передач: учебно-справочное пособие. – М.: Машиностроение, 1984. – 370 с.
3. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: учебное пособие для техникумов. – М.: Высшая школа, 1991. – 432 с.