**Задача 1.** Определить основные размеры цилиндрической фрикционной передачи привода транспортера. Передаваемая мощность ,  и  угловые скорости ведущего и ведомого катков.

Дано: *Р* = 3 кВ, = 90 с-1,  = 30 с-1.

**Порядок решения:**

Выбираем материалы катков: ведущий каток – текстолит ПТК, ведомого (большего) катка – чугун С4 – 18.

Передаточное число фрикционной передачи



Вращающий момент на ведущем валу

Н/м

Задаемся коэффициент ширины катка = 0,3, коэффициент запаса сцепления *k* = 1,3.

Допускаемое контактное напряжение для текстолитовых катков = 100 МПа, коэффициент трения текстолита по чугуну ƒ = 0,3. Модули упругости текстолита  МПа, чугуна  МПа.

Приведенный модуль упругости:

 МПа

Находим межосевое расстояние

мм

Определяем основные размеры катков:

диаметр ведущего катка  мм

диаметр ведущего катка  мм

ширина катков  мм

 мм.

**2. Расчет на прочность валов и осей**

Валы предназначены для передачи вращающего момента и поддер­жания расположенных на них деталей (рис. 2.1, *а*); оси, поддерживая расположенные на них детали, вращающего момента не передают.

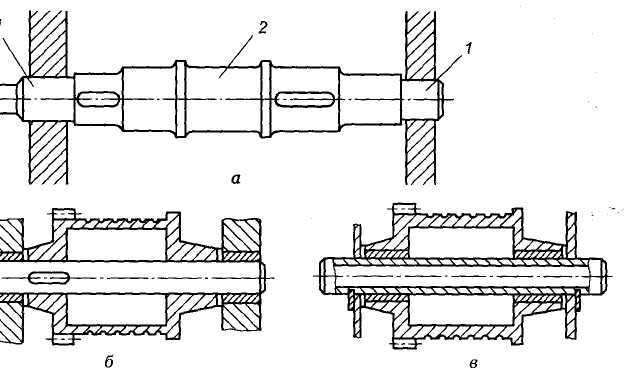


Рис. 2.1. Валы и оси: *а* — вал; *б* — вращающаяся ось; *в* — неподвижная ось; 1 — цапфа; 2 — шейка

Оси бывают вращающимися (рис. 2.1, *б*) и неподвижными (рис. 2.1, *в*).

Исходя из расчета на прочность и для удобства установки деталей валы выполня­ют ступенчатыми. Переходные участки вала выполняют цилиндрическими или кониче­скими с галтелями разной формы и фаска­ми (рис. 2.2).

**Материалы**

Для валов и осей применяют качествен­ные углеродистые и легированные стали. Для валов и осей неответственных передач применяют стали обыкновенного качества (без термообработки).

Валы и оси обрабатывают на токарных станках, посадочные поверхности могут шлифоваться.

**Критерии работоспособности и виды раз­рушений валов и осей**

Валы и вращающиеся оси при работе испытывают циклически изменяющиеся напряжения (рис. 2.3) и чаще всего выхо­дят из строя в результате усталостных раз­рушений.

Основными расчетными нагрузками яв­ляются крутящий момент (для валов) и из­гибающий момент.

Основными критериями работоспособности являются *прочность* и *жесткость*.

**Расчет валов**

Расчет валов проводится в два этапа: проектировочный только под действием крутящего момента и проверочный расчет с учетом крутяще­го и изгибающего моментов.

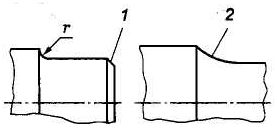


Рис. 2.2. Переходные участки вала: 1 – фаска; 2 – галтель; *r –* радиус галтели

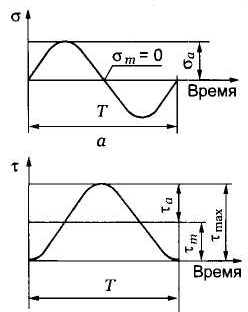


Рис. 2.3. Циклы напряжений в сечении валов: *а* — симмет­ричный; б — отнулевой; *Т* — продолжительность одного цикла (период)

1. *Проектировочный* (предварительный) расчет вала проводят по формуле

,

где *Мк* — крутящий момент, *Мк= Т*; *Т* — вращающий момент на валу; *d* — диаметр вала; [*τк*] — допускаемое напряжение при кручении, [*τк*] = 20...30 *МПа*.

Полученное значение диаметра вала округляют до ближайшего большего размера из ряда чисел R40 по ГОСТ «Нормальные линейные размеры». Форму и размеры вала уточняют при эскизной проработке вала после определения размеров колес, муфт и подшипников, по которым определяют длину шеек и цапф вала.

*Проверочный* расчет спроектированного вала проводят по сопротив­лению усталости и на жесткость.

Предварительно определяют все конструктивные элементы вала, обработку и качество поверхности отдельных участков. Составляется расчетная схема вала и наносятся действующие нагрузки.

2. *Проверочный уточненный расчет* на сопротивление усталости за­ключается в определении расчетных коэффициентов запаса прочности в опасных сечениях, выявленных по эпюрам моментов с учетом кон­центрации напряжений.

Принимают, что напряжение изгиба меняется по симметричному циклу (см. рис. 2.3, а), а напряжение кручения — по отнулевому (см. рис. 2.3, *б*).

Амплитуда цикла изменения напряжений изгиба вала

,

где *МИ* — изгибающий момент;

амплитуда отнулевого цикла изменения напряжений кручения

,

где *Woc, Wp* — момент сопротивления изгибу и кручению сечений вала соответственно.

Запас прочности вала:

по нормальным напряжениям

;

по касательным напряжениям

,

где  — предел выносливости при расчете на изгиб;  — предел вы­носливости при расчете на кручение; *KσD*, *КτD* — общий коэффициент концентрации напряжений при изгибе и кручении соответственно:

;

,

где *Кσ, Кτ* — коэффициенты снижения предела выносливости за счет местных концентраторов — галтелей, выточек, поперечных отверстий, шпоночных пазов (эффективный коэффициент концентрации напряжений); *Kd* — коэффициент влияния абсолютных размеров; *KF* — коэф­фициент влияния обработки поверхности; *Кv*— коэффициент упрочне­ния поверхности; значения перечисленных коэффициентов приведены в специальной литературе.

Расчетный коэффициент запаса выносливости в сечении при сов­местном действии изгиба и кручения

.

Минимально допустимое значение коэффициента запаса прочности 1,6...2,5.

*Расчет осей ведут только на изгиб*: при расчете неподвижных осей принимают изменения напряжений по отнулевому циклу, при расчете подвижных — по симметричному.

3. *Упрощенный проверочный расчет на усталость* проводят в предпо­ложении, что нормальные напряжения (изгиба) и касательные напря­жения (кручения) меняются по симметричному циклу. Одновременное действие крутящего и изгибающего моментов рассчитывается по гипо­тезе наибольших касательных напряжений

,

где *МИ* — суммарный изгибающий момент, геометрическая сумма изги­бающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях:

.

Условие сопротивления усталости

,

где  — эквивалентные напряжения в сечении; *Мэкв* — эквивалентный момент в сечении; *d* — диаметр вала в сечении; [σ–1и] — допускаемое напряжение изгиба при симметричном цикле изменения напряжений.

В большинстве случаев ограничиваются упрощенным проверочным расчетом.

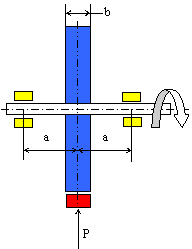
В специальных случаях используют коленчатые (непрямые) валы и валы с изменяемой формой геометрической оси (гибкие). Используют сплошные и полые (с осевым отверстием) валы.

**Задача 2.** Вал с маховиком, вращающийся со скоростью *n*=1000 об/мин, после включения тормоза останавливается, сделав *n*1=5 оборотов. Вычислить диаметр вала, принимая максимальное касательное напряжение, возникающее в вале при торможении, = 80 МПа. Момент инерции маховика *J* = 50 кГм2. Силу торможения принять постоянной и движение вала равнозамедленным. Момент инерции вала не учитывать.

Вычислить силу торможения, принимая коэффициент трения между тормозной колодкой и маховиком *f* = 0,25.

Потерями на трение в подшипниках вала пренебречь.

Вычислить контактное напряжение между колодкой тормоза и маховиком, принимая размер *b*=100 мм и высоту тормозной колодки 200 мм. Диаметр маховика *D*= 300 мм.



**Порядок решения:**

По условиям задачи вращение вала в процессе остановки является равнозамедленным. Начальная угловая скорость вала . Конечная угловая скорость вала .

Угловое ускорение вала ,

где  – угол поворота вала по заданию.

Крутящий момент, приложенный к валу силами инерции .

Напряжение кручения в сечениях вала, нагруженных данным моментом



Отсюда искомый диаметр вала



где  – полярный момент сопротивления сечения вала.

Уравнение движения вала в период торможения запишется в виде

, т.е. кинетическая энергия вращения вала будет затрачена на работу сил трения.

Момент сил трения .

Из совместного решения уравнений



Контактное напряжение на поверхности колодки



**1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет**



Таблица 1. Исходные данные для расчета

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Наименование | ед. изм. | Значение |
| Номер задания | 1 |  |
| Мощность на выходе | кВт | 4 |
| Частота вращения 1 | об/мин |  |
| Частота вращения 2 | об/мин |  |
| Окружная скорость барабана (цепи) | м/с | 0,3 |
| Диаметр барабана | мм |  |
| Шаг тяговой цепи | мм | 80 |
| Число зубьев тяговой звездочки |  | 7 |
| Расчетный срок службы | лет | 4 |

Для определения мощности электродвигателя (т.е. мощности на входе механической передачи), необходимо определить общий КПД, который зависит от компоновки и количества промежуточных передач. КПД частных передач приводится в справочном пособии в виде таблицы.

Общий КПД определяется из выражения

 = 0,8,

где, *ηмуфт* - КПД соединительной муфты; *ηбыс.п* - КПД быстроходной передачи; *ηтих.п* - КПД тихоходной передачи; *ηрем* - КПД ременной или цепной передачи; *ηn п* - потери на трение в опорах каждого вала, *n* - количество валов.

Мощность быстроходного вала (требуемая мощность на валу электродвигателя) находится из выражения:

= 3,3 кВт.

По требуемой мощности *NA* выбираем электродвигатель 3-х фазный короткозамкнутый серии 4А закрытый, обдуваемый с параметрами

*Nдв* = 4 кВт, скольжение - 4,7%, частота вращения - 1500 об/мин.

Принимаем *NA = Nдв* = 4 кВт.

Номинальная частота вращения находится из выражения

 = 1430 об/мин.;

Угловая скорость быстроходного вала

 = 149,7 рад/с;

Частоты вращения приводного вала (об/мин):

1) в случае использования барабана

;

2) в случае использования цепи



где *D3B* -диаметр тяговых звездочек

 = 184.

Итого частота вращения вала *nвых* = 31 об/мин

3) без использования ременной или цепной передачи

*nвых* 1 и *nвых 2* принимается из условия задания на контрольную работу.

Определяем общее передаточное число

 = 46,1

и далее разбиваем его между частными передачами согласно стандартным значениям передаточных чисел:

1) быстроходная передача редуктора (*u1*) = 5;

2) тихоходная передача редуктора *(u2*) =6,3;

3) передача между редуктором и потребителем (u3) = 1,46.

 = 46,1.

Далее находим отклонение при стандартных значениях передаточных чисел от заданных параметров. Отклонение от нормативного значения не должны превышать 4%.

Рассмотрим вход в редуктор.

Определяем мощность вала на входе в редуктор (вал Б)

 = 3,8 кВт.

Частота вращения

 = 1430 об/мин.

Угловая скорость вала

 = 149,7 рад/с.

Вращающий момент на валу

 = 26,1 Нм.

Промежуточный вал редуктора.

Мощность вала на промежуточном валу редуктора

 = 3,7 кВт.

Частота вращения вала

 = 286 об/мин.

Угловая скорость вала

 = 29,9 рад/с.

Вращающий момент на валу

 = 123,7 Нм.

Мощность вала на выходе из редуктора

 = 3,4 кВт

Частота вращения вала

 = 45 об/мин.

Угловая скорость вала

 = 4,7 рад/с

Вращающий момент на валу

 = 723,4 Нм.

Мощность у потребителя

 = 3,2 кВт.

Частота вращения вала

 = 31 об/мин.

Угловая скорость

 = 3,2 рад/с.

Вращающий момент тихоходной передачи

 = 1000 0 Нм

Таблица 2. Результаты расчета

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Наименование | Условное обозна-  чение | Ед.  Изм. | Вал электро двига-теля | На входе в редуктор | Вал промежуточный | На выходе из редуктора | Вал потребителя |
| А | Б | В | Г | Д |
| Передаточное число | u |  |  |  | 5,0 | 6,3 | 1,46 |
| Мощность | N | кВт | 4,0 | 3,9 | 3,7 | 3,4 | 3,2 |
| Частота вращения | n | об/мин | 1430 | 1430 | 286 | 45 | 31 |
| Угловая скорость | ω | рад/с | 149,7 | 149,7 | 29,9 | 4,7 | 3,2 |
| Вращающий момент | М | Нм | 26,7 | 26,1 | 123,7 | 723,4 | 1000 |
|  |  |  |  |  |  |  |  |

**2. Расчет зубчатых цилиндрических колес редуктора**

Таблица 3. Исходные данные для расчета

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Наименование | Ед.изм. | Значение |
| Срок службы | лет | 4 |
| Угловая скорость вращения шестерни | рад/с | 149,7 |
| Вращающий момент на валу зубчатой шестерни | Нм | 26,1 |
| Вращающий момент на валу зубчатого колеса | Нм | 123,7 |
| Передаточное число |  | 7 |

В задании нет особых требований в отношении габаритов передачи, выбираем материалы со средними характеристиками: для шестерни – Сталь 45, термическая обработка – улучшение, твердость НВ 230; для колеса – сталь 45, термическая обработка – улучшение, но твердость на 30 единиц ниже – НВ 200.

Допускаемые контактные напряжения

,

где *σHlimb* – предел контактной выносливости при базовом числе циклов. Для углеродистых сталей с твердостью поверхностей зубьев менее НВ 350 и термической обработкой (улучшением)

;

*НВ1* = 230; *НВ2* = 200.

*KHL* - коэффициент долговечности; при числе циклов нагружения больше базового, что имеет место при длительной эксплуатации редуктора, принимают KHL = 1. Коэффициент безопасности [SH] = 1,1.

Для колес из нормализованной или улучшенной стали, а также при объемной закалке принимают [SH] = 1,1...1,2; при поверхностном упрочнении зубьев [SH] = 1.2...1.3.

Для косозубых колес расчетное допускаемое контактное напряжение по формуле



для шестерни [σН1] = 482 МПа;

для колеса [σН2] = 428 МПа.

Тогда расчетное допускаемое контактное напряжение

[σН] = 410 МПа.

Требуемое условие [σН] = < 1,23[σН2] выполнено.

Коэффициент KHβ;S принимаем предварительно = 1,1.

Принимаем для косозубых колес коэффициент ширины венца относительно межосевого расстояния

 = 0,45.

Коэффициент ширины венца рекомендуется выбирать из ряда по ГОСТ: 0,10; 0,125; 0,16; 0,25; 0,315; 0,40; 0,50; 0,63; 0,80; 1,00; 1,25.

Для прямозубых колес рекомендуется ограничивать ; для косозубых предпочтительно принимать , проверяя (при ) выполнения условия:



Межосевое расстояние из условия контактной выносливости активных поверхностей зубьев:

=107 *мм*.

где *Кα* = 43; (для прямозубых передач *Кα* = 49,5; для косозубых и шевронных передач *Кα* = 43,0), *М2* - вращающий момент на валу зубчатого колеса

Ближайшее значение межосевого расстояния по ГОСТ .

Стандартные значения межосевых расстояний надлежит выбирать из следующих величин:

* 1-ый ряд – 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800,1000, 1250, 1600, 2000, 2500;
* 2-ой ряд – 71, 90, 112, 140, 180, 224, 280, 355, 450, 560, 710, 900, 1120, 1400, 1800.

Нормальный модуль зацепления принимаем по следующей рекомендации:

 = 12.

Стандартные значения модуля *mn* надлежит выбирать из следующих величин:

* 1-ый ряд – 1; 1,25; 2; 2,5; 3; 4; 6; 8; 10; 12; 16; 20.
* 2-ой ряд – 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22.

Первый ряд следует предпочитать второму.

Принимаем значение нормального модуля по ГОСТ из первого ряда

*mn* = 1,25 мм.

Примем предварительно угол наклона зубьев *β* = 12°.

Определим число зубьев шестерни и колеса:

 = 29,2 примем *Z1* = 29, тогда *Z2* = 145.

Уточненное значение угла наклона зубьев

 = 0,971, отсюда получаем *β* = 14°.

Основные размеры шестерни и колеса.

диаметры делительные:

 = 37,33 мм.  = 186,67

Делаем проверку правильности выбора модуля и количества зубьев шестерни и колеса:

 = 112 мм.

Диаметры вершин зубьев шестерни и колеса:

 = 39,83 мм.

 = 189,16 мм.

Диаметры впадин зубьев шестерни и колеса:

 = 34,21 мм.

 = 183,54 мм.

ширина колеса  = 50 мм.

ширина шестерни *мм* = 55 мм.

Определим коэффициент ширины шестерни относительно диаметра делительной окружности

 = 1,473,

где *ω*1 – угловая скорость вращения шестерни.

Окружная скорость колес и степень точности передачи

 = 2,8 м/с.

При такой скорости для косозубых колес следует принять 8 степень точности. Для косозубых колес при *v* до 10 м/с следует назначать 8-ю степень точности, а свыше 7-ю.

Коэффициент нагрузки



При *Ψbd*= 1,473, твердости НВ =< 350 , v = 0,28 *м/с*.

*КНα* = 1,06; *КНβ* = 1,05; *КНV* = 1,0

Таким образом, коэффициент нагрузки равен: *КН* = 1,113.

Проверка контактных напряжений по формуле:

 = 372 МПа < [σН].

Силы действующие в зацеплении:

Окружная сила  = 1398 Н,

где *М1* – вращающий момент на валу зубчатой шестерни.

Радиальная сила  = 524 Н.

Здесь угол эвольвентного зубчатого зацепления α = 20о.

Осевая сила  = 344 Н.

Проверка зубьев на выносливость по напряжениям изгиба осуществляется по формуле:



Здесь коэффициент нагрузки *KF = KFβKFV*

При *Ψbd*= 1,473, твердости *НВ* =< 350, *V* = 0,28 *м/с*.

*KFβ* =1,25; *KFV* = 1,1;

Таким образом, коэффициент *KF* = 1,2.

*YF* – коэффициент, учитывающий форму зуба и зависящий от эквивалентного числа зубьев *ZV*

У шестерни  = 32 мм. => *YF* = 3,73.

У колеса  = 152 мм. => *YF* = 3,60.

Коэффициент *Yβ* введен для компенсации погрешности, возникающей из-за применения той же расчетной схемы зуба, что и в случае прямых зубьев. Этот коэффициент определяют по формуле:

 = 0,9.

Коэффициент *KFα* , учитывает неравномерность распределения нагрузки между зубьями. Для узких зубчатых колес, у которых коэффициент осевого перекрытия

;

коэффициент *KFα*принимают равным 1, а иначе этот коэффициент определяется по формуле:

 = 092, и так, коэффициент *KFα* = 0,92,

где *εα* – коэффициент торцевого перекрытия, при учебном проектировании можно принимать среднее значение *εα* = 1,5, *n* – степень точности зубчатых колес.

Допускаемое напряжение находится по формуле:



для Стали 45 улучшенной при твердости НВ =< 350 предел выносливости при нулевом цикле изгиба  и коэффициент безопасности [SF]1 = 1,75:

для шестерни  = 414 МПа;

для колеса  = 360 МПа.

Коэффициент безопасности [SF] определяется как произведение двух коэффициентов:

.

Первый коэффициент [SF]1 учитывает нестабильность свойств материала зубчатых колес. Второй множитель [SF]11 учитывает способ получения заготовки зубчатого колеса: для поковок и штамповок [SF]11 = 1,0; для проката [SF]11 = 1,15; для литых заготовок [SF]11 = 1,3.

Допускаемые напряжения:

для шестерни [σF1]= 237 МПа,

для колеса [σF2]= 206 МПа.

Находим отношение , для шестерни - 64 МПа, для колеса – 57.

Дальнейший расчет следует вести для зубьев колеса, для которого найденное отношение меньше.

Проверяем прочность зуба колеса

 = 92 МПа < [σF2] = 206.

Условие прочности выполнено.

Таблица 4. Результаты расчета

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Наименование | Условное обозна- чение | Ед.  изм. | Шестер-ня | Зубчатое колесо |
| Число зубьев | *z* |  | 29 | 145 |
| Коэффициент ширины венца | *Ψba* |  |  | 0,45 |
| Коэффициент ширины шестерни | *Ψbd* |  | 1,473 |  |
| Нормальный модуль зацепления | *mn* |  | 1,25 | |
| Межосевое расстояние | *aw* | *мм* | 112 | |
| Делительный диаметр | *d* | *мм* | 37,33 | 186,66 |
| Диаметр вершин зубьев | *da* | *мм* | 39,83 | 189,16 |
| Диаметр впадин зубьев | *df* | *мм* | 34,21 | 183,54 |
| Ширина колеса (шестерни) | *b* | *мм* | 55 | 50 |
| Силы действующие в зацеплении: |  | | | |
| - окружная | *Ft* | *H* | 1 398 | |
| - радиальная | *Fr* | *H* | 524 | |
| - осевая | *Fa* | *H* | 344 | |