**Задача 6 Расчет передач**

*Недостающими конструктивными размерами и данными задаться самостоятельно. Примеры расчета, необходимые справочные материалы и указания приведены в* [4](главы1, 2, 3, 7, 9).

10. Рассчитать червяк и червячное колесо открытой передачи ручной тали грузоподъемностью F. Усилие рабочего, приложенное к тяговой цепи, Fр. Диаметр тягового колеса D1. Диаметр звездочки грузовой цепи D2.



|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Величина |  |  |  |  | Варианты |  |  |  |  |  |
| 1 |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |
| F, кH | 10,00 |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| Fр, H | 150 |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| D1, мм | 300 |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| D2, мм | 100 |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |

**Методические указания к выполнению задачи 6**

* 1. **Порядок подбора электродвигателя**
1. Определить КПД ( ) привода, равный произведению частных КПД передач, входящих в кинематическую схему. КПД механических передач взять

из таблицы 1.1 [4], а пары подшипников

*п*

0,99

.

2. Определить требуемую мощность привода

где

*Pp*

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| *P* |  *P* | *p* | / , |  |
| *тр* |  |  |  |

- мощность на рабочем валу.

3. По этой величине из таблицы П.1 [4] выбрать электродвигатель. При выборе скорости вращения двигателя ориентироваться на их рекомендуемые значения, приведенные на странице 7 [4]:

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | ** | *дв* |  | * u* | *p* | *,* | *u*  *u u* | 2 | , |  |
|  |  |  |  |  | 1 |  |  |
|  *p* | - скорость на рабочем валу; *ui* | - передаточные отношения ступеней. |  |
|  | 4. При необходимости провести |  | разбивку передаточного отношения по |  |

ступеням привода и найти угловые скорости и вращающие моменты на валах.

**2. Порядок проектного расчета закрытых цилиндрических зубчатых передач**

* 1. Выбирают материал колес и назначают их термообработку и из таблицы
1. выписывают твердость *HB* .
	1. Определяют допускаемые напряжения:

|  |  |
| --- | --- |
| *[ H ]  K HL H lim b /[S H ],[ F ]  F lim b /[S F ].* | (6.1) |

39

Значения пределов выносливости при базовом числе циклов берутся из таблиц 3.2 и 3.9. Чаще всего

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
|  | *H* lim *b* |  (2*HB*  70)*МПа*; |  |
|  |  |  |

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Коэффициенты безопасности |  | [*S* *H* ], | [*S* *F* ] |  |
| страницах 33 и 43÷44 [4]. |  |  |  |  |  |  |  |  |
| Коэффициент долговечности |  |  |  |  |  |  |
| *K* | *HL* |  | 6 | 10 | 7 | / 60*n* | *T* , |  |
|  |  |  |
|  |  |  |  |  | 2 |  |  |



|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
|  | *F* lim *b* |  1,8*HB*. |  |
|  |  |  |  |  |
|  | берутся | по |  |
|  | (1  *K* | *HL* |  2,6). |  |
|  |  |  |  |  |

(6.2)

рекомендациям на

где *T* - срок службы в часах.

3. Из расчета на контактную прочность определяют межосевое расстояние



|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  *K* |  | *T* | 2 | *K* | *H* |  |  |
| *a* |  |  | (*u* 1)3 |  |  |  |  |
| *w* | *a* |  |  |  |  |  | 2 |  |  |  |
|  |  | (*u*[ |  |  | ]) |  |  |  |
|  |  |  |  | *н* | *вa* |  |
|  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |

,

(мм),

(6.3)

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| где *K* *a*  49,5 для прямозубых передач и | *K a* 43-для косозубых передач; |  |
|  *вa*  *в* / *aw* -берут по рекомендациям на странице33и36 [4]; |  |
| коэффициент | *K H*берут из таблицы3.1. |  |  |  |  |
| В эту формулу момент на колесе | Т2 | подставляют в | *н мм*,а допускаемое |  |
| напряжение в МПа. |  |  |  |  |  |  |  |
| Далее *aw* | округляют по ГОСТу (страница 36). |  |  |
| 4. Выбирают модуль (нормальный или окружной) | и округляют по ГОСТу |  |
| (страница 36) |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  | *m* | *n* |  (0,01 0,02)*a* | *w* | . |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |
| 5. Определяют числа зубьев. Есть два пути: |  |  |  |  |
| а) задаются | *z*11720,и находят | *z*2 *u*  *z*1; |  |  |  |  |
| для косозубых передач находят угол **: |  |  |  |  |  |

б) задаются



|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| cos  0.5(*Z* | 1 |  *Z* | 2 | )*m* | *n* | / *a* | *w* | ; |  |
|  |  |  |  |  |  |

(для косозубых передач) и находят

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | *z* |  |  | 2*a* | *w* | cos | , | *z* |  |  | *z* |  | , | *z* |  |  *z* |  |  *z* |  | ; |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  | *m* | 1 | *u*1 | 2 |  | 1 |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  | *n* |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| уточняют *u*  *z*2 / *z*1 | , если расхождение больше 2,5%, то пересчитывают  | . |  |  |
| 6. Определяют геометрические параметры колес (таблица 3.10, [4]) и |  |  |  |
| длины зубьев: *b*2  *ba*  *aw* , | *b*1 |  *b*2 |  5*мм*. |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| 7. Уточняют | коэффициент нагрузки. | Для этого определяют *v*  *w*1 | *d*1/ 2 | и |  |



назначают степень точности, затем по таблицам 3.4÷3.6 находят коэффициенты *K H , K H , K Hv* .Тогда

|  |  |
| --- | --- |
| *K H  K H K H K Hv .* | (6.4) |

8. Проверяют передачу по контактным напряжениям



|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  | *K* | *K* | *H* | *T* | 2 | (*u* 1) | 3 |  [ |  | ], |  |
| *H* |  |  |  |  | *H* |  |
| *a* |  |  |  | 2 |  |  |  |
|  |  |  | *bu* |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  | *w* |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |



(6.5)

где *K* ** *310* для прямозубых и *K*  270 для косозубых передач. Здесь Т2 в *н мм*, а линейные размеры в *мм.*

1. Определяют окружную силу *Ft* ** *2T* */* *d.*
2. Вычисляют отношения [** *F* ]1 / *YF*1 , *[* *F* *]2* */* *YF* *2* (страница 42).

40

11. Для колеса, у которого это отношение напряжениям изгиба по формуле

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  |  |  |  |  | *F K* | *F* | *Y* | *F* | *Y* |  | *K* | *F* |  |
|  |  |  |  |  |  |  | *t* |  |  |  |  |
|  |  |  |  | *F* |  |  | *вm* |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  | *n* |  |  |  |  |
| где | *K F*  *K F* *K Fv* ; | *Y*1 |  | / 140. |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |

меньше, делают проверку по

|  |  |
| --- | --- |
|  *F* , | (6.6) |

Коэффициенты *K* *F* *,* *K* *Fv* берутся из таблиц 3.7 и 3.8. Вычисление *K* *F* дано на

странице 47.

Пример расчета прямозубых передач приведен на страницах 290-296 [4], а косозубых передач на страницах 332-336.

* 1. **Особенности расчета конических зубчатых колес**
1. Из расчета на контактную прочность определяют внешний делительный диаметр колеса



где *вr*  *в* Значение

/ *Re* *de*2

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | *d* |  |  993 |  |  |  | *T* | 2 | *K* | *H* | *u* |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  | *e*2 |  |  | 2 |  |  |  |  |  |  | 2 |  |  |  |
|  |  | [ |  | ] | (1 |  0,5 |  | ) |  |  |  |
|  |  |  | *H* | *вr* | *вr* |  |
|  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  0,285. | ; Т2 | в *н мм*; | [σH] | в МПа. |  |  |

округляется по ГОСТу (страница

, (мм),

49).

(6.7)

1. Внешний окружной модуль *me*  *d* *e*2 / *z*2 .
2. Формулы для расчета геометрических параметров конических колес приведены в таблице 3.11.
3. Формула для проверочного расчета имеет вид



|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  | 335 | *K* | *H* | *T* | 2 | (*u* | 2 | 1) | 3 / 2 |  [ |  | ]. |  |
| *H* |  |  |  | *H* |  |
| *R* |  |  | 2 |  |  |  |  |
|  |  | *bu* |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |



5. Проверка по напряжениям изгиба проводится по формуле

(6.8)

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| *F* | *Ft K F YF* | *  F .* | (6.9) |  |
| *0,85вm* |  |
|  |  |  |  |

Пример расчета конических передач приведен на страницах 341÷344 [4].

* 1. **Проектный расчет открытой цилиндрической зубчатой передачи**
1. Выбрать материалы колес, их термообработку и найти допускаемые напряжения [ *F* ]1,  *F* 2 .
2. Задаться *z1* ** *17* и найти *z* *2* ** *uz1.*
3. По таблице на странице 42 [4] найти коэффициенты формы зуба

*YF*1, *YF* 2.

4. Найти отношения

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| [ | ] | /*Y* ,  |  | /*Y* |
|  | *F* 1 | *F*1 | *F* 2 | *F* 2 |

и дальнейший расчет вести для

колеса, у которого оно меньше. 5. Определить коэффициент

найти коэффициент *K* *F* .

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | *вd* |  0,5 | *вa* | (*u* 1)  0,125(*u* 1) |  |
|  |  |  |  |

и по таблице 3.7

6. Из условия прочности по изгибной выносливости определить модуль

41

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | *T Y* | *F* | *K* | *F* |  |  |
| *m* 1,43 | 1 |  |  | .(мм), |  |
| 2 |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  | [ |  | ] |  |
|  | *z*  | *вd* | *F* |  |
|  | 1 |  |  |  |  |

где Т2 в *н мм*; [σF] в МПа.

Округляем модуль до ближайшего большего стандартного (страница 36).

7. Определяем геометрические размеры колес (таблица 3.10).

(6.10)

значения [4]

[ *H*

* 1. **Порядок проектного расчета закрытых червячных передач**
1. Выбирают материал червяка, колеса и способ литья.
2. По таблице 4.8 [4] находят основные допускаемые напряжения:

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  | (нереверсивные передачи), |  | . |  |
| ] , [ *OF* ] | [1*F* ] |  |

3. Вычисляют допускаемые напряжения

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  | , | (6.11) |  |
| [ *H* ]  *K* *HL* [ *H* ] ; | [ *F* ]  *K* *FL* [ *F* ] |  |



где

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *K* | *HL* |  | 8 | 10 | 7 | / 60*n* | 2 | *T* 0,671,15; |  |
|  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *K* | *FL* |  | 9 | 10 | 6 | / 60*n* | 2 | *T* 0,5431,0. |  |
|  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |

1. Задаются заходностью червяка *z*1 определяют *z* 2  *uz*1.
2. Задаются стандартным значением

*q=8* или *10* при *T*2300 *Нм*;

*q=12.5* или *16* при *T2  300 Нм*.

6. Предварительно задавшись *Vs*

нагрузки

по рекомендациям на странице 55 [4] и

*q*:

 (2  4)*м* / *с*, определяют коэффициент

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *K*  *K* |  | *K* | *v* | , |  |
|  |  |  |  |

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *K* |  |  1 (*z* | 2 | / ) | 3 | (1 |  *x*). |  |
|  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |

Здесь  и *Kv* определяют по таблицам 4.6 и 4.7.

7. Из расчета на контактную прочность определяют межосевое расстояние



|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *a* | *w* |  | (1 *z* | 2 | / *q*) | 3 | *KT* | 2 | (170 |  |
|  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |
| где Т2 в *н мм*; [σH] в МПа. |  |  |  |  |  |  |  |
| 8. Определяют модуль | *m* 2*aw* /(*z*2 | / *q*) |  |
| 4.2). |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| /[ *H* ]*z*2 | / *q*) | 2 | . (мм), | (6.12) |  |
|  |  |

и округляют его по ГОСТу (таблица

9. Рассчитывают геометрические параметры передачи:

*d1  qm;* *d* 2 *mz* 2; *d ai  di  2m; d fi*  *d i* 2,4*m*;

*tg* *z*1/ *q*;

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| *b* | 2 |  0,75*d* | *a*1 |  |
|  |  |  |

(*z*1

 1 *или*

2);

*b2  0,67d a1 (z1  4).*

10. Вычисляют скорость скольжения

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *V* | *s* |  *d* | 1 | / 2 cos , |  |
|  | 1 |  |  |

назначают степень точности и уточняют коэффициент Уточняют коэффициент нагрузки.

11. Проверяют по контактным напряжениям

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *H* | ** | *170* |  | *KT2* | *(1* | * z 2* | */ q)* | *3* | * [ H ].* |  |
| *z 2* | */ q* |  | *a* | *3* |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  | *w* |  |  |  |  |  |  |

12. Проверяют зубья колеса по напряжениям изгиба

*Kv*

(таблица 4.7).

(6.13)

42

где

*YF*

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  | 1,2*KT* | 2 | *Y* | *F* |  [ |  | ], |  |
| *F* |  |  |  |  |  |  | *F* |  |
|  |  |  |  |  |  | 2 |  |
|  |  | *z* |  | *b* |  | *m* |  |  |  |
|  |  |  | 2 | 2 |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |



берут из таблицы 4.5.

(6.14)

Примеры расчета червячных передач приведены на страницах 369÷372 и

386-389 [4].

* 1. **Порядок проектного расчета открытых червячных передач**
1. При ручном приводе (*Vs*  2*м* / *с* ) для колеса выбираем серый чугун в паре со стальным червяком (*HRC*  45) . По таблице 4.8 и формуле (3.11) для

реверсивной передачи определяем допускаемое напряжение изгиба

ручного привода *K* *FL*  1,5 .

[ 1*F*

]

. Для

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| 2. Как для закрытых передач определяем параметры | *q* , | *z*1 | , | *z* 2 |

коэффициент нагрузки *K* (пункты 4,5,6).

3. Из условия прочности по изгибным напряжениям определяем модуль



и

1.  3 1,8*T*2 *KYF*

* z* 2 *q*[ *F* ]

.

(мм),

(6.15)

где Т2 в *н мм*; [σF] в МПа.

Модуль округляем по ГОСТу (таблица 4.2).

4. Рассчитывают геометрические параметры передачи (пункт 9 предыдущего параграфа).

* 1. **Проектный расчет плоскоременной передачи**
1. Исходя из условий работы, выбирают материал и тип ремня.
2. Определяют диаметр малого шкива по формуле



|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| *D* | 3 | *N* / *n* |  |
|  120 |  |
| 1 |  | 1 |  |

(мм)

(6.16)

и округляют его по ГОСТу (страница 20 [4]). Здесь *P* в ваттах.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| 3. | Определяют диаметр большого |  | шкива, задавшись ** (*=0,01* – |  |
| прорезиненные, *=0,02* – кожаные ремни) |  |  |  |  |  |  |  |
|  | *D* | 2 | *l* *uD* |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  | 1 |  |  |  |
| и округляют его по ГОСТу. |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| 4. | Уточняют передаточное отношение |  | *u*  *D*2 | / *D*1 (*l*  ) . |  |
| 5. | Определяют окружное усилие |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  | *2T* |  |  | *2P* |  |  |  |  |
|  | *F * |  | *1* |  | ** |  | *1* | *.* |  |  |
|  | *D* |  |  |  |
|  | *t* |  |  |  |  | * D* | *1* |  |  |  |
|  |  |  | *1* |  |  | *1* |  |  |  |

* 1. Определяют геометрические параметры передачи:
* *D1  D2  a  2,5D1  D2 ,* принимаем *a;*
* угол охвата малого шкива ** *D2* ** *D1* */* *a;*
* длина ремня *L* ** *2a* ** *D1* ** *D2* ** */ 2* ** *D2* ** *D1* *2* */ 4a.*
	1. Определяют полезное сопротивление *[k0* *]* . По рекомендациям

принимают ** */* *D1* (для кожаных и прорезиненных ремней – 0,025) и по таблице 6.1 [1] определяют *[k0* *]* .

43

8. Определяют допускаемое полезное сопротивление

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| [*k*]  [*k* | 0 | ]*C*; | *C*  *C C* | *C* | *p* | *C* | , |  |
|  |  |  *v* |  |  |  |  |

Эти коэффициенты берутся из таблиц 6.2÷6.4 и рекомендациям на

[1].

9. Определяют расчетную площадь сечения ремня

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| *A* | *p* |  *F* /[*k* ]. |  |  |
|  | *t* |  |  |
| Толщину  0,025*D*1 согласуем с таблицей 6.5 | [1] и принимаем |  |
| *в*  *Ap* /*T* согласуем с таблицей6.5и принимаем | *вT* .Должно быть *A* |  |
| 10. Определяем давление на вал |  |  |  |  |

(6.17)

странице 95

(6.18)

* + *Ò* .Ширину
* *T вT*  *Ap* .

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| *Q* 2[*k* | 0 | ]*A* sin( / 2). |  |
|  |  |  |

Примеры расчета плоскоременной передачи приведены в § 6.4 [1].

(6.19)

* 1. **Проектный расчет клиноременной передачи**
1. В зависимости от *P1* и *n1* по номограмме (рисунок 7.3 [4]) выбирают тип

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| ремня, а по таблице 7.7 [4] – размеры сечения: | *l p*  *в* , *T*0 *h* , *A* . |  |
| 2. | Определяют диаметр малого шкива |  |  |
|  | *D* | 3 | *T* (*мм*), | *(T в Н  мм)* |  |
|  |  (3  4) |  |
|  | 1 |  | 1 | *1* |  |
| и округляют его по ГОСТу (страница 20 [4]). |  |  |
| 3. | Задавшись*,* определяют диаметр большого шкива |  |
|  |  | *D* |  *D u**l*  |  |
|  |  | 2 | 1 |  |  |



(6.20)

и округляют его по ГОСТу. Уточняют передаточное отношение 4. Определяют геометрические параметры передачи:

- 0,55(*D*1  *D*2 )  *h*  *a*  *D*1  *D*2 , принимаем *a*;

*u*  *D*2

/

*D*1(*l*

 )

.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| - длина ремня | *L* 2*a* *D*1 *D*2/ 2*D*2 *D*1 | 2 | / 4*a*, |  |
|  |  |

(таблица 7.7 [4]);

- определяем фактическое межосевое расстояние

округляем его по ГОСТу

* + 1. * {2L  D2  D1  [2L  (D2  D1 )]2 8(D2  D1 ) 2 } / 8;*
* угол охвата малого шкива  *D*2  *D*1 / *a*.
	1. По таблице 7.8 [4] определяют мощность, передаваемую одним ремнем -

*P0 .*

1. По таблицам и указаниям на страницах 135, 136 [4] находят поправочные коэффициенты: *C* , *Cz* , *C* *p* , *CL*.
2. Определяют число ремней

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | *C* | *p* | *P* |  |  |  |
| *z*  |  |  |  | 1 |  | . |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |
| *P C* | *L* | *C* |  | *C* | *z* |  |
| 0 |  |  |  |  |  |

1. Определяют предварительное натяжение ремня
	*  *850P1CpCL*

*V* 1*D*1 / 2, *F0 zVC*

где ** даны на странице 136 [4].

9. Определяют силу давления на вал

*F0  2F0 z sin( / 2).*

*F*0:

*V 2 ,*

(6.21)

(6.22)

(6.23)

44

Примеры расчета клиновых ремней приведены на страницах 330÷332 [4], а

также в § 6.4 [1].

* 1. **Проектный расчет цепной передачи**
1. Намечают тип цепи (роликовая однорядная) и его шаг *tH* . При выборе шага можно ориентироваться на таблицу 7.15 [4].
2. Определяют числа зубьев: *z*1  31 2*u*, *z*2  *z*1*u*, *uф*  *z* 2 / *z*1.
3. Находят расчетный коэффициент нагрузки

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *K*  *K* | *g* | *K* | *a* | *K* |  | *K* | *p* | *K* | *см* | *K* | *П* |  |
|  |  |  |  |  |  |  |

(6.24)

Частные коэффициенты берут по рекомендациям на страницах 149, 150 [4].

1. По таблице 7.18 определяют допускаемое давление в шарнирах [*Р*].
2. Из условия износостойкости определяют шаг цепи



|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| 3 |  | / *z* | [*P*]. |  |
| *t* 2,8 *KT* |  |
|  | 1 | 1 |  |  |

(мм),

(6.25)

где Т1 в *н мм*; [Р] в МПа.

Это значение округляют до стандартного (таблица 7.15 [4]). Должно быть *t* *H*  *t* .

Если это условие не выполнено, то берут большее значение *t* *H* и расчет

повторяют, начиная с пункта4.

6. Проверяют цепь по допускаемой частоте вращения [*n*1 ] , которую берут

из таблицы 7.17 [4]. Должно быть *n*1  [*n*1 ].

7. С учетом выбранного шага уточняют по таблице 7.18 [*Р*] и проверяют

цепь по давлению в шарнирах:

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *v*  *z tn* | / 60, | *F* |  *P* | / *V* , | *P*  *KF* | / *A* |  [ |
| 1 1 |  | *t* | 1 |  | *t* | *ОП* |  |
| *AОП* берется из таблицы7.15. |
|  | 8. Определяют геометрические параметры передачи: |
| а) | *d*1 *tz*1/, | *d* 2 *tz*2/; |
| б) *a*  (30  50)*t*, принимаем *a*; |
| в) | *z  z1  z2 ,* | * (z2  z1 ) / 2,* длина цепи в шагах *Lt  2a / t  z * |

г) фактическое межосевое расстояние



*P*],

*/ 2 2t / a;*

(6.26)

* 1.  0,25*t*[*Lt*  *z* / 2  **(*Lt*  *z* / 2) 2 82 ].
1. Определяют давление на вал:

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  |  |  | *Fв  Kg Ft  2F0,* | *F*0 *K f qa*, | (6.27) |
| где | *K f* |  1,5 | (есть наклон цепи); | *K g* | определен в пункте 3; *q* | по таблице 7.15 [4]. |
|  | Примеры расчета цепных передач приведены на страницах 151-154 и 298- |
| 301 [4]. |  |  |  |  |  |  |

* 1. **Порядок расчета схемы 3**
1. Кинематический расчет:

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| *z  2a / m,* | *z2  z  z1,* | *u  z 2 / z1;* |  |
| *T  T u, d  mz , V  d* | *1* | */ 2.* |  |
| *2* | *1* | *1* | *1* |  |  |

45

2. Задаться *HB* 

коэффициент нагрузки

350,

*K H* .

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
|  | *ва* |  0,125  0,25 |  |
|  |  |  |

и по формуле (6.4) определить

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 3. | По формуле (6.5) определить контактное напряжение. |  |
| 4. | Подобрать материалы колес: |  |  |  |  |  |  |
| - посчитать коэффициент долговечности | *K HL* ; |  |  |  |
| - задаться термообработкой и выбрать коэффициент безопасности [*S* *H* ]; |  |
| - из условия контактной прочности |  |  |  |  |  |  |
|  |  | *H* |  [ | *H* | ]  *K* | *HL* | (2  *HB*  70) /[*S* | *H* | ] |  |
|  |  |  |  |  |  |  |

найти наименьшее значение твердости *HB*;

- по таблице 3.3 [4] или П 21 [2] выбрать материал.