###### Ременные передачи

**1. Исходные данные для расчетов**

## Для сравнимости результатов при анализе решений расчеты различных типов ременных передач произведены для одних и тех же исходных данных:

1) номинальная мощность привода винтового конвейера *P*nom = 2,9 кВт;

2) частота вращения ведущего шкива (вала двигателя) *n*1 = 950 мин – 1;

3) передаточное число *i* = 1,6;

4) ограничения:

а) по условиям компоновки: номинальное межцентровое расстояние *а*nom **=** 500 ± 60 мм; угол наклона передачи ψ = 250; высота редуктора *H* = 450 мм;

б) по режиму работы: значительные колебания нагрузки, кратковременная пусковая перегрузка до 200 % от номинальной; работа двухсменная.

Общие параметры при расчетах

1) Общая расчетная схема для всех типов передач приведена на рис. 1.1.

2) Согласно *P′*дв = *P*nom, где *P′*дв– потребная мощность двигателя – и

*n*1= 950 мин– 1 принят электродвигатель АИР 112МА6У3 (*P*дв = 3 кВт), у которого габарит *d*30 = 246 мм (рис. 1.1).

Диаметры шкивов по условиям компоновки должны быть:

*d*1 ≤ *d*30, *d*2 ≤ *H*  (1.1)

3) По табл. П8 режим работы – тяжелый, коэффициент динамичности

нагрузки и режима работы *C*p = 1,3.

4) Номинальный вращающий момент *T*1nom = 9550·2,9 / 950 = 29,2 H·м.

Расчетная передаваемая мощность *P* = *P*nom*С*p = 2,9·1,3 = 3,77 кВт. (1.2)

Расчетный передаваемый момент *T*1 = 9550·3,77 / 950 = 37,9 H·м. (1.3)

**2. Расчет плоскоременной передачи**

*Последовательность и результаты расчета* передач с синте-ическим и прорезиненным кордшнуровым ремнями оформлены в виде табл. 2.1.


### Рис. 1.1. Расчетная схема ременной передачи

### *Анализ результатов расчета* по табл. 2.1:

### 1) Для передачи мощности *P* = 3,77 кВт при *n*1 = 950 мин– 1 плоские прорезиненные ремни не годятся, так как требуется *b*′ = 156…71,8 мм при *d*1 = 140…200 мм, а изготавливают ремни только до *b* max = 60 мм (табл. П2). Если принять *b* = 60 мм, то для передачи наименьшей величины *Ft* = 379 H (п. 12 табл. 2.1) потребуется [*p*] ≈ [*p*0] ≈ 379 / 60 = 6,3 Н/мм. Это может быть выполнено (табл. 2 части I) при *d*1 = 224 и 250 (≈ *d*30) мм, σ0 = 2 МПа и [*p*0] = 6,5 Н/мм. Пересчет на данные размеры *d*1 приведен в табл. 2.1, начиная с п. 18.

2) При использовании синтетического ремня толщиной 1,0 мм вариант с *d*1 = 100 мм неудовлетворителен, так как расчетная ширина *b′* = 90,1 мм должна быть округлена до ближайшей большей *b* = 100 мм (табл. П1), но тогда длина *L*p = 1400 мм не удовлетворяет *L*p min = 1500 мм при *b* = 100 мм.

3) Сравнивая результаты при *b* = 60 мм (для вариантов *d*1 = 160 и 224 мм), видим, что в передаче с прорезиненным ремнем габариты по диаметрам и частота пробега ремня увеличились в 1,4 раза

Таблица 2.1 – Формуляр расчета плоскоременных передач

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Параметры | Результаты расчета для ремней | Примечание |
| Наименование | источник | синтетического | прорезиненного |
| 1. Толщина ремня δ, мм | табл. П1, П2 | 1,0 | 2,8 |  |
| 2. Диаметр шкива *d′*1, мм | формула (2)**\*** | 174…206 |  |
| 3. Отношение *d′*1 / δ | стр. 8 (ч.I) \*\* | 174…206 > 100 | 62…74 > 50 |  |
| 4. Диаметр *d*1**,** мм | ГОСТ 17383 – 73 | 100 | 160 | 180 | 140 | 180 | 200 | Принято*d*1 < *d*30 |
| 5. Диаметр *d′*2, мм | (3) | 158 | 253 | 285 | 222 | 285 | 316 | ξ = 0,01 |
| *d*2, мм | ГОСТ 17383 – 73 | 160 | 250 | 280 | 224 | 280 | 315 | *d*2 < *H* |
| 6. Фактическое *i* | (4) | 1,62 | 1,58 | 1,57 | 1,62 | 1,57 | 1,59 |  |
| 7. Скорость ремня *v*, м / c | π*d*1*n*1 / 60000 | 4,97 | 7,96 | 8,95 | 6,96 | 8,95 | 9,95 | < [35] |
| 8. Угол обхвата α, град | (7) | 173,16 | 169,74 | 168,6 | 170,42 | 168,6 | 166,9 | > [1500 ] |
| 9. Расчетная длина ремня *L*′p, мм | (10) | 1410 | 1648 | 1728 | 1575 | 1728 | 1816 | *а*′ **=** 500 |
| *L*p**,** мм | стандарт | 1400 | 1600 | 1800 | 1600 | 1800 | 1800 | *R*20 |
| 10. Частота пробегов μ, с **– 1** | (49) | 3,6 | 5 | 5 | 4,4 | 5 | 5,5 | < [15] |
| 11. Межцентровое расстояние *а*nom**,** мм | (14) | 495 | 476 | 536 | 512 | 536 | 492 | [440 **÷** 560] |
| 12. Передаваемая окружная сила *Ft*, H | (17) | 759 | 474 | 421 | 542 | 421 | 379 |  |
| 13. Предварительное напряжение σ0, МПа | табл. 2 (ч.I) | 7,5 | 7,5 | 7,5 | 2 | 2 | 2 |  |
| 14. Допускаемая удельная окружная сила[*p*0]**,** Н / мм | табл. 2 (ч.I) | 8,5 | 8,5 | 8,5 | 3,5 | 4,5 | 5,5 |  |
| 15. Коэффициенты: *C*0 | стр. 11 (ч.I) | 1,0 | 1,0 | 1,0 | 1,0 | 1,0 | 1,0 | ψ= 250 |
| *C*α | (19) | 0,98 | 0,97 | 0,97 | 0,97 | 0,97 | 0,96 |  |
| *Cv* | (20) | 1,01 | 1,0 | 1,0 | 1,02 | 1,01 | 1,0 |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| 16. Допускаемая сила [*p*]в условияхэксплуатации, Н / мм | (18) | 8,42 | 8,25 | 8,25 | 3,47 | 4,41 | 5,28 |  |
| 17. Расчетная ширина ремня *b'*, мм | (21) | 90,1 | 57,5 | 51 | 156 | 95,5 | 71,8 |  |
| округление *b***,** мм | Табл.П1, П2 | - | 60 | 60 | - | - | - |  |
| 18. Пересчет передачи с прорезиненным ремнем |  | *d*1**,** мм |  | 224 | 250 |  |
| на *d*1 = 224 и 250 мм |  | *d*2**,** мм |  | 355 | 400 | < *H* = 450 |
|  |  | *i* |  | 1,6 | 1,62 |  |
|  |  | *v*, м / с |  | 11,14 | 12,44 | < [25 м / с] |
|  |  | α, град |  | 165,07 | 162,9 | > [1500 ] |
|  |  | *L′*p, мм |  | 1918 | 2032 | *а*' **=** 500 |
|  |  | *L*p**,** мм |  | 2000 | 2000 |  |
|  |  | μ, с **–** 1 |  | 5,57 | 6,2 | < [15 с **–** 1] |
|  |  | *а*nom**,** мм |  | 541 | 484 | [440 **÷** 560] |
|  |  | *Ft*, H |  | 338 | 303 |  |
|  |  | *C*α |  | 0,96 | 0,95 |  |
|  |  | *Cv* |  | 0,99 | 0,98 |  |
|  |  | [*p*], Н / мм |  | 6,18 | 6,05 |  |
|  |  | *b'*, мм |  | 54,7 | 50,08 |  |
|  |  | *b*, мм |  | 60 | 50 |  |

4) Если в техническом задании на проект *вид ремня задан*, то следует, исходя из результатов расчета, отдать предпочтение вариантам:

а) синтетический ремень; *d*1 = 160 мм; *d*2 = 250 мм; μ = 5 с – 1; *b* = 60 мм;

*L*p = 1600 мм;

б) прорезиненный кордшнуровой ремень *d*1 = 224 мм; *d*2 = 355 мм; μ = 5,57с – 1; *b* = 60 мм; *L*p = 2000 мм.

5) Если *вид плоского ремня не задан*, то преимущество имеет синтетический ремень по п. 4а.

**3. Расчет клиноременных передач**

*Для клинового ремня нормального сечения* по величинам *P* = 3,77 кВт, *T*1 = 37,9 H·м, *n*1 = 950 мин –1, пользуясь рис. П1 и табл. П4, выбираем сечения А и В(Б). Назначаем класс ремня II.

*Для узкого ремня* (табл. П4) – сечение SPZ(УО), *для поликлинового ремня* (табл. П6) – сечение Л.

Размеры сечений кордшнуровых ремней даны в табл. 3.1.

Таблица 3.1 – Размеры выбранных сечений ремней и параметры передач (см. рис. 1, ч.I)

|  |  |
| --- | --- |
| Параметры | Сечение ремня |
| А | В(Б) | SPZ(УО) | Л |
| 1. *W*P, мм | 11 | 14 | 8,5 | *P* = 4,8 мм |
| 2. *W*, мм | 13 | 17 | 10 | *H* = 9,5 мм |
| 3. *T*, мм | 8 | 11 | 8 | *H* = 4,68 мм |
| 4. *y*0, мм | 2,8 | 4,0 | 2 |  |
| 5. *А*, мм2 | 81 | 138 | 56 |  |
| 6. *m*п, кг/м | 0,1 | 0,18 | 0,084 | 0,045 \* |
| 7. *d*1 min, мм | 90 | 125 | 63 | 80 |

Формула (6) может быть представлена как 0,7*d*1(1 + *i*) < *а* < 2*d*1(1 + *i*).

Отсюда при *i* = 1,6 и *а* = 500 мм рекомендуемый *d**'*1 находится в пределах

135 < *d*1 < 385 мм. Заданное ограничение (*d*1 ≤ *d*30 = 246 мм) уменьшает интервал до 135 < *d*1 < 246 мм. Округляя *d*′1по ГОСТ Р 50641 – 94, получим 140 ≤ *d*1 ≤ 224 мм. Тогда *d*2 = *id*1 дает 224 ≤ *d*2 ≤ 355 мм, что находится в пределах ограничения *H* = 450 мм.

Для сравнительного расчета выбираем шкивы с диаметрами:

*d*1, мм ……. 140 160 200 224

*d*2, мм ……. 224 250 315 355.

Для тяжелого режима работы долговечность ремней в эксплуатации (табл. П3)

*T*P = *T*P(ср)*К*1*К*2, где *К*1 = 0,5 – коэффициент режима работы; *К*2 = 1 – коэффициент климатических условий; *T*P(ср) = 2500 ч (II класс) – ресурс ремней при среднем режиме и *T*P = 2500·0,5·1 = 1250 часов. Гарантированный ресурс изготовителя при этом – 300 ч.

При расчете на долговечность было принято: *E* = 100 МПа, *m* = 8, σу = 9 МПа; *N*оц = 2·10 6 – наработка клиновых ремней II класса с передачей мощности (табл. П3).

Общие расчетные параметры, независящие от вида ремня, представлены в табл. 3.2.

Продолжение расчета, специфического для ремней нормального сечения, – в табл. 3.3.

*Анализ результатов расчета* по табл. 3.3.

1) Для ремней класса II сечения А, начиная с *d*1 = 180 мм и выше (рис. П3)

*Р*0 не зависит от диаметра шкива и не влияет на количество ремней. То же для сечения В(Б), начиная с *d*1 = 280 мм и выше.

2) Отношение *Lh*/ *T*P ≥ 1 показывает, что данные варианты параметров обеспечивают требуемую эксплутационную долговечность *T*P = 1250 часов.

Ремни сечения А удовлетворяют этому условию для всех выбранных *d*1, сечения В(Б) – только для *d*1 = 224 мм.

По условию долговечности для дальнейшего анализа оставляем ремни сечения А.

3) При *d*1 = 140 и 160 мм количество ремней сечения А одинаково

(*К* = 3), но долговечность при *d*1 = 160 мм (*Lh*= 5110 ч) в 2,38 раза выше, чем при *d*1 = 140 мм (при разности диаметров всего 20 мм). Во столько же раз уменьшается вероятность замены комплекта ремней в работе при *d*1 = 160 мм. При *d*1 = 200 мм (*Lh*= 5360 ч), долговечность увеличивается несущественно, но растут габариты передачи.

4) Исходя из анализа результатов расчета при соблюдении всех наложенных ограничений, окончательно выбираем передачу с параметрами:

РЕМЕНЬ А – 1600 II ГОСТ 1284.1 – 89**;** *d*1 = 160 мм, *d*2 = 250 мм, *i* = 1,58, *v* =

8 м/с, α = 169,7 0, μ = 5 с –1, *а*nom **=** 476 мм, ∆ = 80 мм, *К* = 3, *F*0 = 119 H, *F*в*x*= 644 H, *F*в*y*= 300 H, *Lh*= 5110 ч, *Lh*/ *T*P = 4,09.

Общие расчетные *параметры передач с узкими и поликлино-выми ремнями* приведены в табл. 3.1 и 3.2.

Продолжение специфики расчета этих передач оформлено в табл. 3.4.

*Анализ результатов расчета* по табл. 3.4.

Таблица 3.2 – Формуляр расчета общих параметров клиноременных передач

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Параметры | Результаты расчета при *d*1**,**мм | Примечание |
| наименование | источник | 140 | 160 | 200 | 224 |
| 1. Фактическое *i* | (4)**\*** | 1,62 | 1,58 | 1,59 | 1,6 | ξ = 0,01 |
| 2. Скорость ремня *v*, м / с | (5) | 6,96 | 7,96 | 9,95 | 11,14 |  |
| 3. Угол обхвата α, град | (7) | 170,4 | 169,7 | 166,9 | 165,1 |  |
| 4. Расчетная длина ремня: *L′*p, мм | (10) | 1575 | 1648 | 1816 | 1918 |  |
| *L*p**,** мм | стандарт | 1600 | 1600 | 1800 | 2000 |  |
| 5. Частота пробегов μ, с **–** 1 | (49) | 4,4 | 5 | 5,5 | 5,6 | < [20] |
| 6. Межцентровое расстояние *а*nom**,** мм | (14) | 512 | 476 | 492 | 541 | [440…560] |
| 7. Регулирование *а****,*** мм: |  |  |  |  |  |  |
| Δ1: нормальный ремень, | Δ1 = 0,025 *L*p | 40 | 40 | 45 | 50 | *S*1 = 0,025 |
| узкий ремень, | Δ1 = 0,04 *L*p | 64 | 64 | 72 | 80 |  |
| поликлиновой ремень; | Δ1 = 0,03 *L*p | 48 | 48 | 54 | 60 |  |
| Δ2: нормальный (по сечению В(Б)) ремень, | (16) | 40 | 40 | 42 | 40 | *S*2 = 0,009 |
| узкий ремень, | Δ2 = 0,02*L*p | 32 | 32 | 36 | 40 |  |
| поликлиновой ремень | Δ2 = 0,013 *L*p | 21 | 21 | 23 | 26 |  |
| 8. Ход регулирования Δ**,** мм: | Δ1+ Δ2 |  |  |  |  |  |
| нормальный ремень, |  | 80 | 80 | 87 | 94 |  |
| узкий ремень, |  | 96 | 96 | 108 | 120 |  |
| поликлиновой ремень |  | 69 | 69 | 77 | 86 |  |
| проекция Δ*x*, мм: | Δcosψ |  |  |  |  |  |
| нормальный ремень |  | 73 | 73 | 79 | 85 |  |
| узкий ремень |  | 87 | 87 | 98 | 109 |  |
| поликлиновой ремень |  | 63 | 83 | 70 | 78 |  |

Таблица 3.3 – Продолжение расчета (табл. 3.2) передачи с клиновыми ремнями нормального сечения А и В(Б)

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Параметры | Результаты расчета при *d*1, мм, исечениях ремней | Примечание |
| наименование | источник | 140 | 160 | 200 | 224 |  |
| А | В(Б) | А | В(Б) | А | В(Б) | А | В(Б) |
| 1. Номинальная мощность

*Р*0, кВт | Рис.П3, П4 | 1,73 | 2,22 | 2,1 | 2,83 | 2,42 | 4,05 | 2,42 | 4,75 | Класс II |
| 2. Коэффициенты *С*α | стр. 11 (ч.I) | 0,98 | 0,98 | 0,98 | 0,98 | 0,97 | 0,97 | 0,965 | 0,965 |  |
| *СL* | (23) | 0,98 | 0,93 | 0,98 | 0,93 | 1,01 | 0,95 | 1,04 | 0,98 |  |
| 3. Ориентировочное числоремней *К* '0 | (22) | 2,27 | 1,86 | 1,87 | 1,46 | 1,59 | 1 | 1,55 | 0,84 | при *Ск* = 1 |
| 4. Коэффициент Ск | стр. 12 (ч.I) | 0,8 | 0,82 | 0.82 | 0,83 | 0,82 | 1 | 0.82 | 1 |  |
| 5. Расчетное число ремней | *К*0' / *Ск* |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| *К′* | 2,84 | 2,27 | 2,28 | 1,76 | 1,94 | 1 | 1.89 | 0,84 |
| принято *К* | 3 | 3 | 3 | 2 | 2 | 1 | 2 | 1 |
| 1. Предварительное натяже-ние ветви одного ремня **F0,** Н
 | (31) | 134 | 138 | 119 | 181 | 146 | 294 | 137 | 271 | *С*p **=** 1,2 \* |
| 7. Окружное усилиеодного ремня *Ft,* Н | 103*P* / (*vК*) | 181 | 181 | 158 | 237 | 189 | 379 | 169 | 338 |  |
| 8. Сила на валах *F*в, Н | (38) | 801 | 825 | 711 | 721 | 580 | 584 | 543 | 537 |  |
| 9. Составляющие *F*впо осям: *F*в*х* | (41) | 726 | 748 | 644 | 653 | 526 | 529 | 492 | 487 |  |
| *F*в*y* | 339 | 349 | 300 | 305 | 245 | 247 | 229 | 227 |  |
| 10. Напряжения в ремнеσ0, МПа | *F*0 / *A* | 1,65 | 1,0 | 1,47 | 1,31 | 1,8 | 2,13 | 1,69 | 1,96 |  |
| σ*t*/2 | *Ft* / (2*A*) | 1,12 | 0,66 | 0,98 | 0,86 | 1,17 | 1,37 | 1,04 | 1,22 |  |
| σц | 10 – 6 ρ*v*2 | 0,06 | 0,06 | 0,08 | 0,08 | 0,13 | 0,13 | 0,16 | 0,16 | ρ = 1300 кг/м3 |
| σр | σ0+σ*t* / 2+σц | 2,83 | 1,72 | 2,53 | 2,25 | 3,1 | 3,63 | 2,84 | 3,34 |  |
| σи1 | 2*Ey*0 / *d*1 | 4,0 | 5,75 | 3,5 | 5,0 | 2,8 | 4,0 | 2,5 | 3,58 | *E* = 100 МПа |
| σр / σи1 |  | 0,7 | 0,3 | 0,72 | 0,45 | 1,1 | 0,9 | 1,14 | 0,94 |  |
| Коэффициент ξ*i* | рис. 5 (ч.I) | 1,87 | 1,95 | 1,87 | 1,92 | 1,81 | 1,83 | 1,8 | 1,82 | *i* = 1,6 |
| σmax | σр + σи1 | 6,83 | 7,47 | 6,03 | 7,25 | 5,9 | 7,63 | 5,34 | 6,92 |  |
| 11. Долговечность ***Lh*,** ч | (48) | 2146 | 1093 | 5110 | 1203 | 5357 | 693 | 11626 | 1479 |  |
| Отношение *Lh* **/** *T*p | 1,72 | 0,87 | 4,09 | 0,96 | 4,29 | 0,55 | 9,3 | 1,18 |  |

Таблица 3.4 – Продолжение расчета (табл. 3.2) передач с узким ремнем **SPZ(УО)** и поликлиновым сечения **Л**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Параметры | Результаты расчета при *d*1**,**мм, исечениях ремней | Примечание |
| наименование | источник | 140 | 160 | 200 | 224 |  |
| SPZ | Л | SPZ | Л | SPZ | Л | Л |  |
| 1. Номинальная мощность *P*0, кВт.

Допускаемая окружная сила одногоклина *F*0, Н | Рис.П6Табл.4 (ч.I) | 2,7 | 83 | 3,4 | 83 | 4,15\* | 83 | 83 |  |
| 2. Коэффициенты: |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| *C*α | стр. 11 (ч.I) и (26) | 0,98 | 0,98 | 0,98 | 0,98 | 0,97 | 0,97 | 0,97 |  |
| *CL* | (23) | 1,0 | 1,01 | 1,0 | 1,01 | 1,02 | 1,03 | 1,05 | *m* = 6 |
| *CК* | стр. 12 (ч.I) | 0,82 | – | 0,82 | – | 1,0 | – | – | *К* = 2 и 1 |
| *CV* | 0,908 – 0,0155 *v* | - | 0,8 | - | 0,78 | - | 0,75 | 0,74 | табл. 4 (ч.I) |
| *Cd* | 2,95 – 155 / *d*1 | - | 1,84 | - | 1,98 | - | 2,18 | 2,26 | табл. 4 (ч.I) |
| 3. Расчетная окружная сила одногоклина *F*0, Н | (25) | - | 121 | - | 127 | - | 135 | 141 |  |
| 4. Расчетное число ремней *К '* | (22) | 1,74 | - | 1,38 | - | 0,92 | - | - |  |
| принято *К* |  | 2 | - | 2 | - | 1 | - | - |  |
| 5. Передаваемая сила *Ft,* Н | 103 *P* / (*vК*) | 271 | 542 | 237 | 474 | 379 | 379 | 338 | Для Л *К* = 1 |
| 6. Число клиньев *z'* | *Ft* / *F*1 | - | 4,48 | - | 3,73 | - | 2,8 | 2,4 | [4…20] |
| принято*z* | табл. П6 | - | 5 | - | 4 | - | 4 | 4 | 4 – min |
| 7. Ширина ремня *b*, мм | *Pz* | - | 24 | - | 19,2 | - | 19,2 | 19,2 | *p* = 4,8 мм |
| 8. Предварительное натяжение *F*0, Н | (34) и (35) | 203 | 409 | 179 | 359 | 290 | 296 | 271 |  |
| 9. Сила на валах *F*в, Н | (38) и (39) | 809 | 815 | 713 | 715 | 576 | 588 | 537 |  |
| проекции *F*в*x* | (41) | 733 | 739 | 646 | 648 | 522 | 533 | 487 |  |
| *F*в*y* | (41) | 342 | 344 | 301 | 302 | 243 | 248 | 227 |  |
| 10. Напряжения в ремне, МПа |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| σ0 | *F*0 / *A* | 3,63 | - | 3,2 | - | 5,18 | - | - | *A* = 56 мм2 |
| σ*t*/ 2 | *Ft* / (2*A*) | 2,42 | - | 2,12 | - | 3,38 | - | - |  |
| σц | 10 – 6 ρ*v*2 | 0,06 | - | 0,08 | - | 0,13 | - | - | ρ = 1300 кг/м3 |
| σр | σ0+ σ*t*/ 2+ σц | 6,11 | - | 5,4 | - | 8,69 | - | - |  |
| σи1 | 2*Ey*0 / *d*1 | 2,86 | - | 2,5 | - | 2 | - | - | *E* = 100 МПа |
| σр / σи1 |  | 2,14 | - | 2,16 | - | 4,35 | - | - |  |
| коэффициент ξ*i* | рис. 5 (ч.I) | 1,6 | - | 1,6 | - | 1,4 | - | - | *i* = 1,6 |
| σmax | σр + σи 1 | 8,97 | - | 7,9 | - | 10,69 | - | - |  |

1) Для узких ремней SPZ(УО) рекомендуемые *d*1 ограничены (рис. П6) 180 мм. При увеличении диаметров свыше 180 мм передаваемая мощность одним ремнем *P*0 не изменяется. Поэтому в табл. 3.4 вариант с *d*1 = 224 мм для SPZ(УО) не рассматривается.

2) Количество *К* ремней SPZ(УО) при *d*1 = 140 и 160 мм равно 2. При *d*1 = 200 мм *К* = 1, но σmax = 10,64 МПа превосходит предел выносливости σу =

9 МПа, что по условиям работоспособности недопустимо.

3) Выбираем передачу с *узкими ремнями* SPZ (УО):

РЕМЕНЬ SPZ(УО) – 1600 ТУ 38–40534 – 75**;** *К* = 2, *d*1 = 160 мм, *d*2 = 250 мм,

*i* = 1,58, *v* = 8 м/c, α = 169,7 0, μ = 5 с –1, *а*nom **=** 476 мм, ∆ = 96 мм, *F*0 = 179H, *F*в*x*= 646 H, *F*в*y*= 301 H, σmax = 7,9 МПа.

4) Передача с *поликлиновым ремнем сечения* Л может быть рекомен-дована лишь при *d*1 = 140 мм, где количество клиньев ремня *К* = 5, и при *d*1 = 160 мм *К* = 4. При других *d*1 расчетное *К* значительно меньше минимально допустимого значения [*K*min = 4].

5) Чтобы сохранить одинаковые кинематические и геометрические пара-метры всех клиноременных передач, *для поликлиновой передачи* принимаем

РЕМЕНЬ Л – 1600 ТУ 38–105763–84с числом клиньев *К* = 4, *b* = 19,2 мм, *d*1 = 160 мм, *d*2 = 250 мм, *v* = 8 м/с, μ = 5 с –1, *F*0 = 359 H, *F*в*x* = 648 H, Fв*y*= 302 H.

*Сравнение передач с клиновыми ремнями*

При общих геометрических (*d*1, *d*2, α, *L*P, *а*) и кинематических (*i*, *v*, μ) параметрах для варианта при *d*1 = 160 мм имеем:

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Сечение | *К* | *F*0 | *F*в*x* | *F*в*у* | σ0 | σ*t* | σmax | *Lh* | *Lh /T*P |
| А | 3 | 119 | 644 | 300 | 1,47 | 2,0 | 6,03 | 5110 | 4,09 |
| SPZ(УО) | 2 | 179 | 646 | 301 | 3,2 | 4,2 | 7,9 | - | - |
| Л | 4 | 359 | 648 | 302 | - | - | - | - | - |

1) Количество ремней SPZ(УО) меньше, чем А, меньше ширина шкивов, но σmax в них выше, что сказывается на долговечности.

2) При *К* = 3 ремни сечения А обеспечивают долговечность в 4 раза больше требуемой эксплуатационной. Это значит, что при общей долговечности других передач привода (например, редуктора в 10000 часов), следует ожидать двухкратной смены комплекта из 3-х ремней нормального сечения А.

3) Силы *F*в*x*, *F*в*y*, действующие на валы, не зависят от типа ременной передачи и примерно равны.

4) При заданных исходных условиях на расчет передачи использование поликлиновых ремней нецелесообразно, так как их основное назначение – замена комплекта клиновых ремней при *К* ≥ 6…8, а в настоящем расчете *К* = 3 и 2.

5) Расчеты ременных передач показывают, что выбор *d*1 = *d*min для данного сечения ремня не обеспечивает необходимой долговечности ремней.

Таблица 4.1 – Формуляр расчета зубчатоременной передачи

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Параметры | Результаты расчета при *d*1 мм, и*m* мм | Приме-чание |
| наименование | источник | 140 | 160 | 200 |
| 4 | 5 | 7 | 4 | 5 | 7 | 4 | 5 | 7 |
| 1. Число зубьев *z*1 | *d*1 / *m* | 35 | 28 | 20 | 40 | 32 | 23 | 50 | 40 | 29 | **>** *z*1 min |
| *z*2 | *d*2 / *m* | 56 | 45 | 32 | 63 | 50 | 36 | 79 | 63 | 45 | < *z*2 max |
| 2. Фактическое *i* | *i* = *z*2 / *z*1 | 1,6 | 1,61 | 1,6 | 1,58 | 1,56 | 1,57 | 1,58 | 1,58 | 1,55 |  |
| 3. Скорость ремня *v* м/с | (5) | 6,96170,4 | 7,96169,7 | 9,95166,9 | < [40 м/c] |
| 4. Угол обхвата α, град | (7) |
| 5. Число зубьев в зацеплении *z*0 | (9) | 16,6 | 13,3 | 9,5 | 18,9 | 15,1 | 10,8 | 23,2 | 18,5 | 13,4 | > [6] |
| 6. Расчетная длина ремня*L′*P**,** мм | (10) | 1575 | 1575 | 1575 | 1648 | 1648 | 1648 | 1816 | 1816 | 1816 |  |
| 7. Число зубьев ремня *z′*Pпринято *z*P | *L′*P / π*m*табл. П7 | 125,3125 | 100,3100 | 71,671 | 131,1130 | 104,9105 | 74,975 | 144,5140 | 115,6120 | 82,680 | *R*40 |
| 8. Окончательно *L*P, мм | π*mz*p | 1571 | 1571 | 1561 | 1634 | 1649 | 1649 | 1759 | 1885 | 1759 |  |
| 9. Межцентровоерасстояние *а*nom, мм | (14) | 498 | 498 | 493 | 493 | 500 | 500 | 472 | 535 | 472 | [500 ± 60] |
| 10. Передаваемая окружнаясила *Ft***,**H | (17) | 542 | 474 | 379 |  |
| 11. Допускаемая удельнаяокружная сила типовойпередачи [*F*]0, Н/мм | табл. 5 (ч.I) | 25 | 30 | 32 | 25 | 30 | 32 | 25 | 30 | 32 |  |
| 12. Коэффциенты |  | *Cu* = 1 (*i* > 1), *Cz* = 1 (*z*0 > 6), *C*p = 1 (ролики отсутствуют) |  |
| 13. Допустимая удельнаяокружная сила *Fy*, H/мм | (27) | 25 | 30 | 32 | 25 | 30 | 32 | 25 | 30 | 32 | *Fy* = [*F*]o |
| 14. Погонная масса ремня*m*п.103 кг / (м.мм) | табл. 5 (ч.I) | 6 | 7 | 8 | 6 | 7 | 8 | 6 | 7 | 8 |  |
| 15. Ширина ремня *b′*0, мм(при *С*ш = 1) | *Ft / Fy* | 22 | 18 | 17 | 19 | 16 | 15 | 15 | 13 | 12 |  |
| Коэффициент *С*ш | стр. 13 (ч.I) | 0,97 | 0,82 | 0,76 | 0,89 | 0,7 | 0,7 | 0,7 | 0,7 | 0,7 |  |
| Ширина ремня *b'*, ммпринято *b,* мм | (29)табл. П7 | 22,625 | 22,325 | 22,525 | 21,625 | 22,925 | 21,525 | 22,225 | 18,520 | 17,320 |  |
| 16. Давление на зубьях *p*, МПa | (30) | 1,05 | 0,93 | 0,76 | 0,8 | 0,72 | 0,59 | 0,52 | 0,56 | 0,47 | < [*p*]= 1,0 |
| 17. Сила предварительногонатяжения *F*0**,**H | (36) | 0,35 | 0,41 | 0,47 | 0,46 | 0,53 | 0,61 | 0.71 | 0,83 | 0,95 |  |

Для улучшения работоспособности ременной передачи следует увеличивать диаметры шкивов и, если позволяют условия компоновки, принимать

*d*1 ≥ (1,3…1,5) *d*min.

**4. Расчет зубчатоременной передачи**

Предварительное значение модуля по формуле (1) *m′*≈ 35⋅(2,9 / 950) 1/3 ≈ 5,08 мм. Для сравнительного расчета по табл. П7 принимаем *m* = 4; 5 и 7 мм.

Исходя из рекомендации (стр. 9 ч.I) для *а*использовать формулу (6) и учитывая ограничения (*а* = 500, *d*1 ≤ *d*30, *d*2 ≤ *H*) по условиям компоновки, для расчета принимаем те же диаметры, что и для клиноременной передачи (*d*1 = 140, 160, 200 и *d*2 = 224, 250, 315 мм). Зубья трапецеидального профиля.

Результаты расчета сведены в табл. 4.1.

На основании анализа результатов окончательно следует выбрать зубчатоременную передачу с минимальными размерами шкивов по условиям компоновки: *d*1 = 140 мм, *d*2 = 224 мм, *i* = 1,61, *m* = 5 мм, zp= 100, *L*P = 1571 мм, *b* = 25 мм, *а*nom **=** 498 мм, *F*0 = 0,41 H, *F*в*x*= 598 H, *F*в*y*= 275 H, μ = 4,43 < [μ] = 30 с-1;

Ремень, например, из литьевой резины: РЕМЕНЬ ЛР 5–100–25 ОСТ 38–05114–76, ОСТ 38–05246–81**.**

Сравнивая результаты всех расчетов различных передач в примерах, можно сделать заключение, что зубчатоременная передача имеет наименьшие габариты и усилия в ремнях.