

# Тесты по дисциплине “Детали машин и основы конструирования”

## Раздел «Механические передачи»

### Зубчатые передачи

ЗП.01. Для каких целей нельзя применить зубчатую передачу?

1. Передача вращательного движения с одного вала на другой.
2. Дискретное изменение частоты вращения одного вала по сравнению с другим.
3. Бесступенчатое изменение частоты вращения одного вала по сравнению с другим.
4. Превращение вращательного движения вала в поступательное.

ЗП.02. Можно ли при неизменной передаваемой мощности с помощью зубчатой передачи получить больший крутящий момент?

1. Нельзя.
2. Можно, уменьшая частоту вращения ведомого вала.
3. Можно, увеличивая частоту вращения ведомого вала.
4. Можно, но с частотой вращения валов это не связано.

ЗП.03. Ниже перечислены основные передачи зубчатыми колесами:

- А) цилиндрические с прямым зубом;
- Б) цилиндрические с косым зубом;
- В) цилиндрические с шевронным зубом;
- Г) конические с прямым зубом;
- Д) конические с косым зубом;
- Е) конические с круговым зубом;
- Ж) цилиндрическое колесо и рейка.

Сколько из них могут быть использованы для передачи вращения между пересекающимися осями?

1. Одна. 2. Две. 3. Три. 4. Четыре.

ЗП.04. Сравнивая зубчатые передачи с другими механическими передачами, отмечают:

- А) сложность изготовления и контроля зубьев;
- Б) невозможность проскальзывания;
- В) высокий КПД;
- Г) малые габариты;
- Д) шум при работе;
- Е) большую долговечность и надежность;
- Ж) возможность применения в широком диапазоне моментов, скоростей, передаточных отношений.

Сколько из перечисленных свойств можно отнести к положительным?

1. Три. 2. Четыре. 3. Пять. 4. Шесть.

ЗП.05. Чтобы зубчатые колеса могли быть введены в зацепление, что у них должно быть одинаковым?

1. Диаметры. 2. Ширина. 3. Число зубьев. 4. Шаг.

ЗП.06. На каком рисунке правильно показан шаг зацепления (рис.1)?

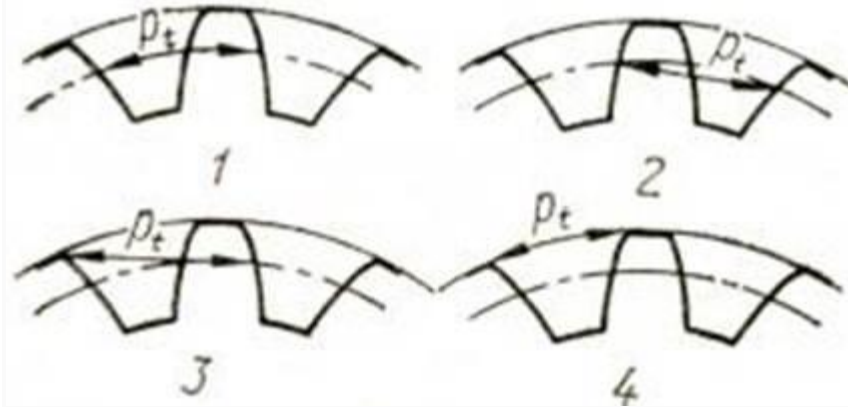


Рис. 1

ЗП.07. Полная высота зуба в нормальном (нарезанном без смещения) зубчатом колесе равна 9 мм. Чему равен модуль?

1) 2 мм; 2) 2,5 мм; 3) 3 мм; 4) 4 мм.

ЗП.08. Диаметр окружности выступов нормального прямозубого зубчатого колеса равен 110 мм, число зубьев — 20. Чему равен диаметр делительной окружности?

1) 110 мм; 2) 100 мм; 3) 90 мм; 4) 80 мм.

ЗП.09. Сколько зубьев имеет это нормальное прямозубое зубчатое колесо (рис 2)?

1) 80; 2) 85; 3) 90; 4) 95.

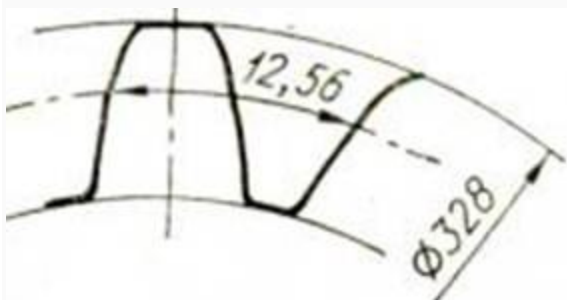


Рис. 2

ЗП.10. Сколько, зубьев имеет нормальное прямозубое зубчатое колесо с указанными размерами (рис. 3)?

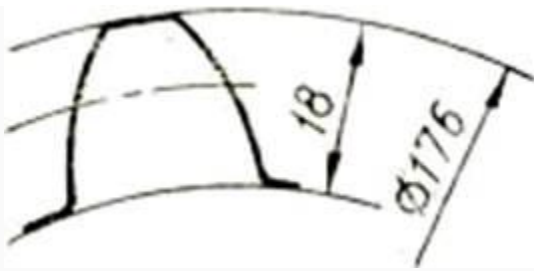


Рис.3

- 1) 18; 2) 20; 3) 22; 4) 24.

ЗП.11. Механизм имеет несколько последовательных передач; при вращении ведущего вала со скоростью 1000 об/мин ведомый вращается со скоростью 80 об/мин. Как правильно назвать этот механизм?

1. Коробка скоростей;
2. Вариатор;
3. Мультипликатор;
4. Редуктор.

ЗП.12. Зубчатое колесо имеет следующие характерные окружности:

- 1) впадин зубьев;
- 2) делительную;
- 3) выступов зубьев;
- 4) основную.

Какая из них имеет наименьший диаметр, если у колеса 20 зубьев и модуль 5 мм?

ЗП.13. По заданным условиям определить частоту вращения на выходе П5 (рис. 4).

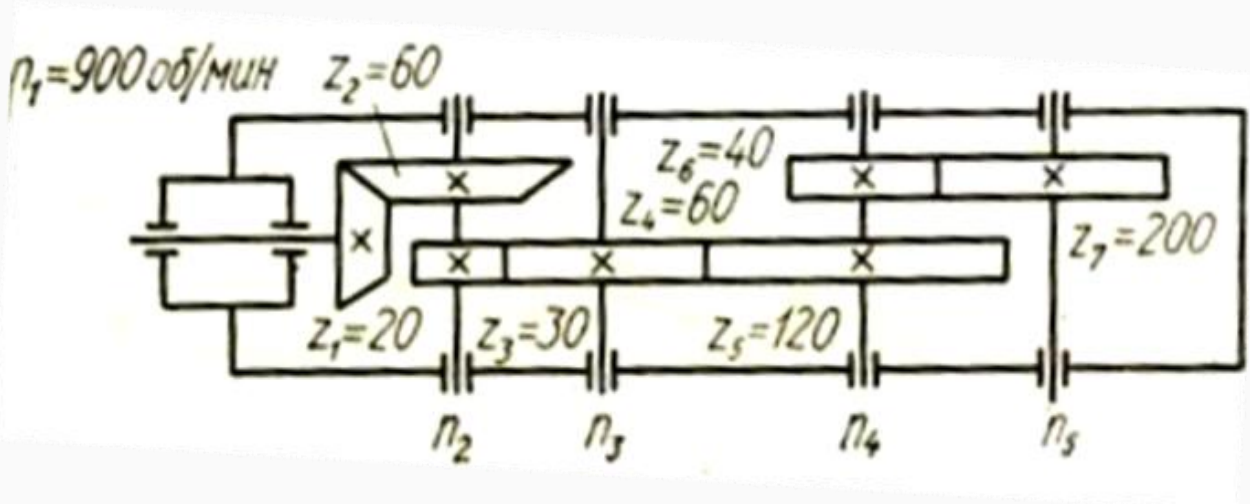


Рис. 4.

- 1) 15 об/мин; 2) 20 об/мин; 3) 30 об/мин; 4) 40 об/мин.

ЗП.14. Если в редукторе указанной схемы (рис. 5) в два раза уменьшить число зубьев колеса Z4, то как изменится число оборотов в минуту на выходе N4?

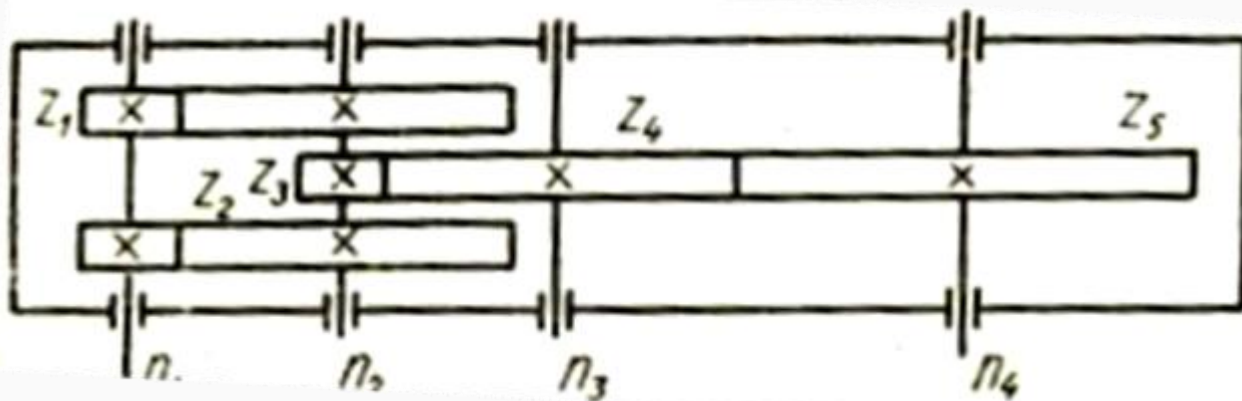


Рис. 5.

1. Увеличится в четыре раза.
2. Увеличится вдвое.
3. Не изменится.
4. Уменьшится вдвое.

ЗП.15. Обычно прямозубое цилиндрическое колесо характеризуется следующими основными параметрами:  $T$ —Модуль;  $D$ —делительный диаметр;  $P$ —Шаг;  $B$ —Ширина венца;  $Z$ —число зубьев;  $\alpha$  — угол зацепления (профиля).

Сколько из перечисленных параметров стандартизованы?

1. Один. 2. Два. 3. Три. 4. Четыре.

ЗП.16. Передача цилиндрическими зубчатыми колесами характеризуется следующими основными параметрами:  $A_w$ —Межосевое расстояние;  $U$ —Передаточное число;  $Z_1, Z_2$ —числа зубьев зацепляющихся колес;  $\psi_{ва}$ —коэффициент ширины зубьев.

Сколько из них должны назначаться с учетом стандартизованного ряда чисел?

1. Один. 2. Два. 3. Три. 4. Четыре.

ЗП.17. По какому принципу построены ряды стандартных значений межосевых расстояний, передаточных чисел, коэффициента ширины зубьев?

1. Ряд целесообразных чисел.
2. Арифметическая прогрессия.
3. Геометрическая прогрессия.
4. Логарифмический ряд.

ЗП.18. Сколько из приведенных чисел 30; 25; 20; 17; 15; 12; 10; 8 могут быть использованы для назначения числа зубьев нормального (не корригированного) зубчатого колеса?

1. Все. 2. Шесть. 3. Четыре. 4. Два.

ЗП.20. Сколько из написанных соотношений соответствуют передаточному числу редуцирующей зубчатой передачи (индекс 1 означает ведущий элемент, индекс 2 — ведомый)?

$$\frac{d_2}{d_1}; \frac{z_2}{z_1}; \frac{n_2}{n_1}; \frac{T_2}{T_1},$$

Где  $d$  — диаметр делительной окружности;  $z$  — число зубьев;  $n$  — Частота вращения;  $T$  — момент;  $\eta$  — КПД.

1) 1; 2) 2; 3) 3; 4) 4.

ЗП.21. Какая из написанных зависимостей между межосевым расстоянием ( $A$ ) и диаметрами зубчатых колес в редуцирующей передаче ( $d_1, d_2$ ) неправильная ( $u$  — передаточное число)?

1)  $d_1 = \frac{2a}{u+1}$ ; 2)  $d_1 = \frac{2au}{u+1}$ ; 3)  $d_2 = \frac{2au}{u+1}$ ; 4)  $d_1 + d_2 = 2a$ .

ЗП.23. Отношение ширины зубчатой шестерни к ее диаметру допускают наибольшим, когда шестерня расположена:

- 1) на консоли вала;
- 2) симметрично между опорами вала;
- 3) несимметрично между опорами вала;
- 4) указанное отношение не связывают с положением шестерни на валу.

ЗП.24. С чем связывают выбор способа получения заготовки для зубчатого колеса (точением из прутка, ковкой, штамповкой, литьем и т. п.)?

1. С шириной зубчатого венца.
2. С диаметром.
3. С положением зубчатого колеса на валу.
4. С точностью.

ЗП.25. Каким материалам для изготовления небольших зубчатых колес закрытых передач следует отдавать предпочтение?

1. Среднеуглеродистые стали обыкновенного качества без термообработки.
2. Среднеуглеродистые качественные и хромистые легированные стали нормализованные, термически улучшенные.
3. Среднеуглеродистые качественные и легированные стали с объемной закалкой.
4. Малоуглеродистые и легированные стали с поверхностной химико-термической обработкой.

ЗП.27. В зависимости от чего назначается степень точности зубчатого колеса?

1. От окружной скорости ( $V$ ).
2. От частоты вращения ( $n$ ).
3. От передаваемой мощности ( $P$ ).
4. От нагружающего момента ( $T$ ).

ЗП.29. Какой из приведенных возможных критериев работоспособности зубчатых передач считают наиболее вероятным для передач в редукторном (закрытом) исполнении?

1. Поломка зубьев.
2. Усталостное выкрашивание поверхностных слоев.
3. Абразивный износ.
4. Заедание зубьев.

ЗП.30. Сравниваются два нормальных зубчатых колеса из одного материала, одинаковой ширины, с одинаковым числом зубьев и с модулем первое—2 мм; второе — 4 мм. Какая нагрузочная способность по изгибной прочности у этих колес?

1. Одинаковая.
2. Первого больше, чем второго.
3. Второго больше, чем первого.
4. От модуля не зависит.

ЗП.33. С увеличением диаметра зубчатого колеса за счет большего числа зубьев при прочих равных условиях как изменится его изгибная нагрузочная способность?

1. Растет пропорционально.
2. Растет, но не пропорционально.
3. Уменьшается пропорционально.
4. Уменьшается, но не пропорционально.

ЗП.35. Как изменится напряжение изгиба, если нагрузка на передачу увеличится в четыре раза?

1. Не изменится.
2. Возрастет в два раза.
3. Возрастет в четыре раза.
4. Возрастет в 16 разЗП.

ЗП.37. Сколько из перечисленных сведений о зубчатом колесе надо знать, чтобы назначить коэффициент формы зубьев по изгибным напряжениям  $Y_F$ ? Модуль ( $T$ ); диаметр ( $D$ ); число зубьев ( $Z$ ); коэффициент смещения ( $X$ ); шаг ( $P$ ); угол наклона зуба ( $\beta$ )

1. Пять.
2. Четыре.
3. Три.
4. Два.

ЗП.39. Как изменятся контактные напряжения, если нагрузка на зубчатую передачу возрастет в четыре раза?

1. Не изменятся.
2. Возрастут в два раза.
3. Возрастут в четыре раза.
4. Возрастут в 16 разЗП.

ЗП.40. Какой вид разрушения зубьев наиболее характерен для закрытых, хорошо смазываемых, защищенных от загрязнений зубчатых передач?

1. Поломка зуба.
2. Заедание зубьев.
3. Истирание зубьев.

4. Усталостное выкрашивание поверхностного слоя на рабочей поверхности зуба.

ЗП.41. Нагрузочную способность зубчатого колеса можно повысить:

- А) увеличивая модуль;
- Б) улучшая материал;
- В) увеличивая его ширину;
- Г) увеличивая диаметр за счет увеличения числа зубьев;
- Д) увеличивая угол зацепления.

Сколько из перечисленных действий повысят контактную нагрузочную способность?

1. Два. 2. Три. 3. Четыре. 4. Пять.

ЗП.44. Коэффициенты нагрузки при расчетах цилиндрических зубчатых передач находят в основном как произведение трех коэффициентов:

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}, \quad K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}$$

Что учитывает коэффициент  $K_{F\beta}$ ?

- 1. Возможные кратковременные перегрузки относительно номинальной, принятой для расчета нагрузки.
- 2. Динамические нагрузки, связанные с неточностями изготовления зубчатых колес.
- 3. Концентрацию нагрузки по ширине зубчатого венца.
- 4. Потерю прочности зуба в связи с утонением при износе.

ЗП.45. Явление динамичности нагрузки при расчетах цилиндрических зубчатых передач учитывают коэффициентом  $K_v$ . С чем связывают выбор или расчет его?

- 1. С окружной скоростью.
- 2. Размещением зубчатого колеса на валу относительно опор.
- 3. Точностью изготовления зубчатых колес.
- 4. Возможностью их прирабатываемости в передаче.

Какая запись сделана ошибочно?

ЗП.46. Для какой из приведенных передач следует назначить самый большой коэффициент распределения нагрузки по длине зуба (рис. 6)?

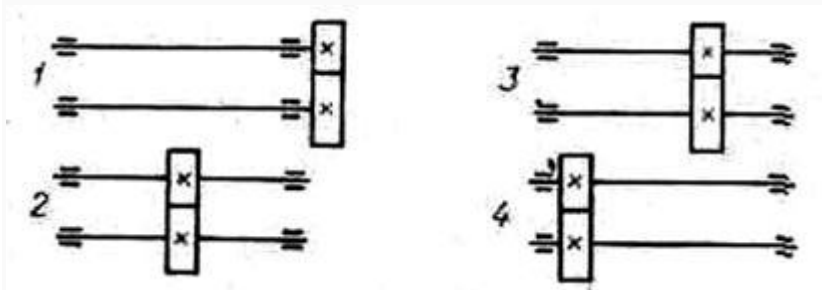


Рис.6.

ЗП.47. Сравниваются передачи, у которых отношение ширины зубчатого колеса ( $B$ ) к диаметру ( $D_1$ ) составляет:

$$1) \frac{b}{d_1} = 0,2 \quad ; 2) \frac{b}{d_1} = 0,4 \quad ; 3) \frac{b}{d_1} = 0,8 \quad ; 4) \frac{b}{d_1} = 1.$$

В каком случае коэффициент концентрации нагрузки будет наибольшим?

ЗП.50. Для уменьшения динамических нагрузок в зубчатой передаче предложено:

- 1) сделать зуб бочкообразной формы;
- 2) снизить твердость колеса ( $HB < 350$ );
- 3) уменьшить размеры зубчатых колес;
- 4) уменьшить модуль при тех же размерах.

Какое из действий не дает положительного эффекта?

ЗП.51. По какой из приведенных формул следует определять допускаемые напряжения изгиба для расчета неревверсивной зубчатой передачи?

$$1) [\sigma]_F = \frac{\sigma_B Y_n Y_M}{n} \quad ; 2) [\sigma]_F = \frac{\sigma_T Y_n Y_M}{n} \quad ; 3) [\sigma]_F = \frac{\sigma_o Y_n Y_M}{n} \quad ;$$

$$4) [\sigma]_F = \frac{\sigma_{-1} Y_n Y_M}{n},$$

Где  $\sigma_B$ ,  $\sigma_T$ ,  $\sigma_o$ ,  $\sigma_{-1}$  — соответственно предел прочности, текучести, выносливости (с учетом концентрации напряжений);  $Y_n$  — фактор состояния поверхности;  $Y_M$  — масштабный фактор;  $n$  — Коэффициент безопасности.

ЗП.52. С чем связывают выбор допускаемых контактных напряжений для расчета зубчатых передач?

1. С твердостью материала.
2. Характеристиками механической прочности.
3. Микроструктурой.
4. Характеристиками износостойкости.

ЗП.53. Учет режима нагружения при расчетах зубчатых передач состоит в том, что выбранные или рассчитанные допускаемые напряжения для не меняющейся во времени длительной нагрузки умножают на коэффициент режима (коэффициент долговечности)

$$K_L = m \sqrt{\frac{N_o}{N_E}},$$

Где  $N_o$  — базовое число циклов перемены напряжений;  $N_e$  — Эквивалентное число циклов перемены нагружений.

Чему равен показатель степени  $T$  при расчетах на контактную прочность?

- 1) 9; 2) 8; 3) 7; 4) 6.

ЗП.55. При расчетах зубчатых передач на изгибную прочность с учетом режима нагружения какая величина принимается в качестве базового числа циклов перемены нагружений  $N_0$ ?

- 1)  $10^6$  ; 2)  $4 \cdot 10^6$  ; 3)  $10 \cdot 10^6$  ; 4)  $25 \cdot 10^6$  .

ЗП.56. Для подлежащей проектированию закрытой зубчатой передачи известно: момент на колесе  $T_2$ ; частота вращения колеса  $N_2$ ; режим нагружения. Достаточно ли этих сведений, чтобы выполнить ее расчет?

1. Достаточно.
2. Необходимо дополнительно знать число зубьев колеса  $Z_2$ .
3. Необходимо дополнительно знать передаточное число  $I$ .
4. Необходимо дополнительно знать мощность на колесе  $P$  .

ЗП.57. При проектировании закрытой зубчатой передачи выполняют следующие основные расчеты:

- 1) рассчитывают и назначают модуль;
- 2) рассчитывают и назначают межосевое расстояние;
- 3) рассчитывают или назначают число зубьев зубчатых колес пары;
- 4) назначают ширину зубчатых венцов;
- 5) рассчитывают диаметры;
- 6) назначают степень точности.

В какой последовательности выполняют эти расчеты, если за критерий работоспособности принята контактная прочность зубьев?

- 1) 1, 2, 3, 4, 5, 6;
- 2) 2, 1, 3, 5, 4, 6;
- 3) 3, 4, 1, 2, 5, 6;
- 4) 6, 4, 3, 2, 5, 3.

ЗП.58. В расчетах зубчатых передач приходится сталкиваться со следующими проверочными расчетами:

1. проверка на усталостную контактную прочность;
2. проверка на усталостную изгибную прочность;
3. проверка на отсутствие пластических поверхностных деформаций при действии пиковых нагрузок;
4. проверка на объемную прочность зуба при действии пиковых нагрузок.

Применительно к зубчатой передаче в редукторе привода с известным двигателем какие проверочные расчеты надо сделать?

- 1) все; 2) 1,2,4; 3) 1,2; 4) 2,3.

ЗП.60. Какие значения угла наклона зуба реальны в косозубых цилиндрических зубчатых колесах?

- 1)  $\beta = 2 \div 8^\circ$  ; 2)  $\beta = 8 \div 20^\circ$  ;  
3)  $\beta = 20 \div 40^\circ$  ; 4)  $\beta = 40 \div 60^\circ$  .

ЗП.61. Применительно к косозубому зубчатому колесу различают модуль торцовый ( $M_t$ ) и модуль нормальный ( $m_n$ ). Какая взаимосвязь между ними?

1. Не связаны друг с другом.
2. Равны.
3.  $M_t > M_n$ .
4.  $M_t < M_n$ .

ЗП.62. По какой из формул рассчитывается делительный диаметр косозубого зубчатого колеса с углом наклона зуба  $\beta$ , имеющего  $Z$  зубьев и нормальный модуль  $M_n$ ?

1)  $d = m_n z$  ; 2)  $d = m_n z \cos \beta$  ;

3)  $d = m_n z \sin \beta$  ; 4)  $d = \frac{m_n z}{\cos \beta}$  .

ЗП.63. У косозубого зубчатого колеса различают три шага: торцовый, нормальный, осевой и соответственно три модуля. Какой модуль назначается из стандартного ряда чисел?

1. Все.
2. Нормальный ( $m_n$ ).
3. Торцовый ( $m_t$ ).
4. Осевой ( $m_a$ ).

ЗП.67. Передача косозубыми зубчатыми колесами по сравнению с аналогичной прямозубой имеет следующие достоинства:

- 1) хорошо прирабатывается;
- 2) работает плавно, со значительно меньшим шумом;
- 3) имеет большую изгибную и контактную прочность зубьев;
- 4) создает осевые нагрузки на валы и подшипники.

Какое из перечисленных качеств отнесено к положительным ошибочно?

ЗП.68. Можно ли расчеты косозубых передач на контактную прочность вести по тем же формулам, что и прямозубых?

1. Нельзя.
2. Можно.
3. Целесообразно нагрузку для расчета завысить примерно в 1,3÷1,4 раза.
4. Целесообразно нагрузку для расчета занижить в 1,3÷1,4 раза.

ЗП.69. Как выбирается коэффициент прочности  $Y$  при расчетах косозубых зубчатых колес на изгибную прочность?

1. По тем же рекомендациям, что и для прямозубых.
2. По тем же рекомендациям, что и для прямозубых, но с введением дополнительного поправочного коэффициента, учитывающего угол наклона зуба ( $Y_\beta$ ).
3. По тем же рекомендациям, что и для прямозубых, но по эквивалентному числу зубьев ( $Z_E$ ) и введением поправочного коэффициента ( $Y_\beta$ ).
4. По тем же рекомендациям, что и для прямозубых, но по эквивалентному числу зубьев.

ЗП.70. При прочих равных условиях, какую назначают степень точности косозубых зубчатых колес по сравнению с прямозубыми?

1. Более низкую.
2. Более высокую.
3. Такую же.

4. С учетом конкретных условий эксплуатации — и более высокую, и более низкую.

ЗП.71. Динамические нагрузки в передачах косозубыми зубчатыми колесами по сравнению с такими же передачами прямозубыми колесами:

- 1) равны;
- 2) меньше;
- 3) больше;
- 4) и больше, и меньше в зависимости от конкретных условий эксплуатации.

ЗП.72. Какая схема действия сил на зуб шестерни верна (рис. 8)?

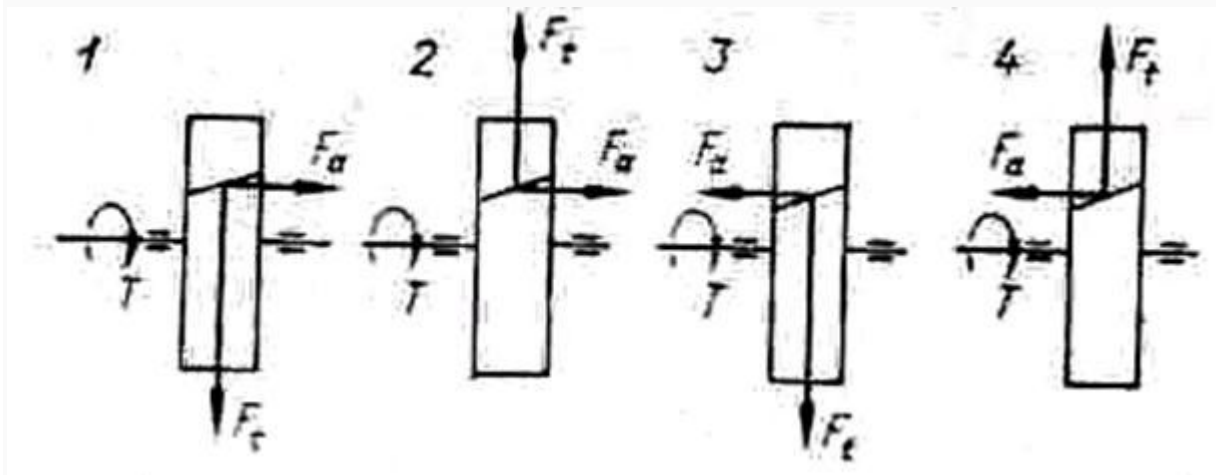


Рис. 8.

ЗП.73. По какой формуле вычисляется осевая сила в зацеплении косозубых зубчатых колес?

- 1)  $F_a = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$  ; 2)  $F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$  ;
- 3)  $F_a = F_t \cdot \operatorname{ctg} \beta$  ; 4)  $F_a = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sin \beta}$  ,

Где  $\alpha$  — угол зацепления в нормальном сечении;  $\beta$  — угол наклона зуба;  $F_t$  — окружное усилие.

ЗП.74. Какие значения угла наклона зуба реальны для шевронных зубчатых колес?

- 1)  $\beta = 2 \div 8^\circ$  ; 2)  $\beta = 8 \div 20^\circ$  ;
- 3)  $\beta = 20 \div 40^\circ$  ; 4)  $\beta = 40 \div 60^\circ$  .

ЗП.75. В передаче косозубыми зубчатыми колесами с увеличением угла наклона зуба:

- 1) увеличиваются осевые нагрузки на опоры валов;
- 2) улучшается прирабатываемость зубчатых колес;
- 3) повышается плавность работы;
- 4) повышается изгибная и контактная прочность зубьев.

Какое из этих утверждений не имеет смысла применительно к передачам шевронными зубчатыми колесами?

ЗП.76. В передаче шевронными зубчатыми колесами увеличили угол наклона зуба, не меняя диаметры. Как изменились нагрузки на опоры?

1. Увеличились.
2. Уменьшились.
3. Не изменились.
4. Возможно и увеличение, и уменьшение в зависимости от первоначального угла наклона зуба.

ЗП.77. В передаче шевронными зубчатыми колесами одно из колес пары должно иметь свободу осевых перемещений. Что произойдет, если лишить его этой свободы?

1. Изменится передаточное число передачи.
2. Увеличатся динамические нагрузки.
3. Нарушится правильность зацепления.
4. Появятся осевые нагрузки на валы.

ЗП.78. Отмечаются особенности передач коническими зубчатыми колесами по сравнению с цилиндрическими:

- 1) сложнее в изготовлении и монтаже;
- 2) работают с меньшим шумом;
- 3) неравномерность распределения нагрузки по длине зуба больше, так как одно из колес размещено на консоли вала;
- 4) позволяют передавать вращение между пересекающимися валами.

Какая особенность сформулирована неверно?

ЗП.79. Какая из формул для определения передаточного числа редуцирующей конической передачи записана неверно?

$$1) \quad u = \frac{d_2}{d_1}; \quad 2) \quad u = \frac{z_2}{z_1}; \quad 3) \quad u = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \operatorname{tg} \delta_2; \quad 4) \quad u = \frac{\cos \delta_2}{\cos \delta_1} = \operatorname{ctg} \delta_2,$$

Где  $d_1, d_2$  — делительные диаметры шестерни, колеса;  $z_1, z_2$  — числа зубьев;  $\delta_1, \delta_2$  — углы при вершинах начальных конусов.

ЗП.80. Какой угол пересечения осей валов в передачах коническими зубчатыми колесами имеет наибольшее распространение?

- 1)  $60^\circ$ ; 2)  $75^\circ$ ; 3)  $90^\circ$ ; 4)  $120^\circ$ .

ЗП.81. Какой формы не бывают зубья в конических зубчатых колесах?

1. Прямые. 2. Косые. 3. Круговые и криволинейные. 4. Шевронные.

ЗП.82. На рис. 9 изображена шестерня прямозубая коническая с числом зубьев  $Z=30$ . Чему равен ее модуль?

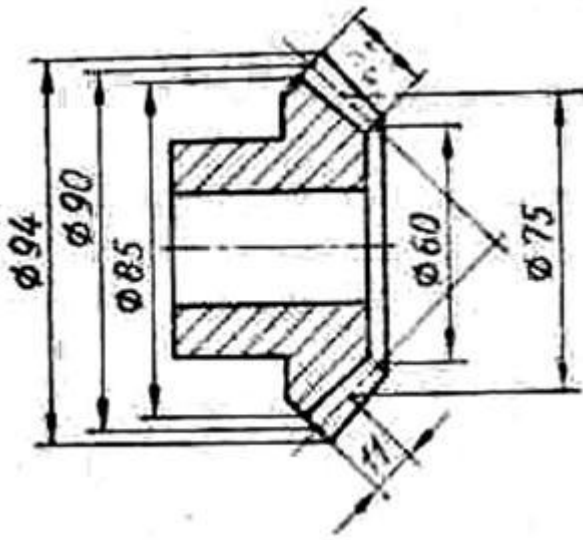


Рис. 9.

1.  $M=3$  мм, 2.  $M=2,5$  мм. 3.  $M=2$  мм. 4.  $M=1,5$  мм.

ЗП.83. На рис. 10 изображено нормальное прямозубое коническое зубчатое колесо. Сколько у него зубьев?

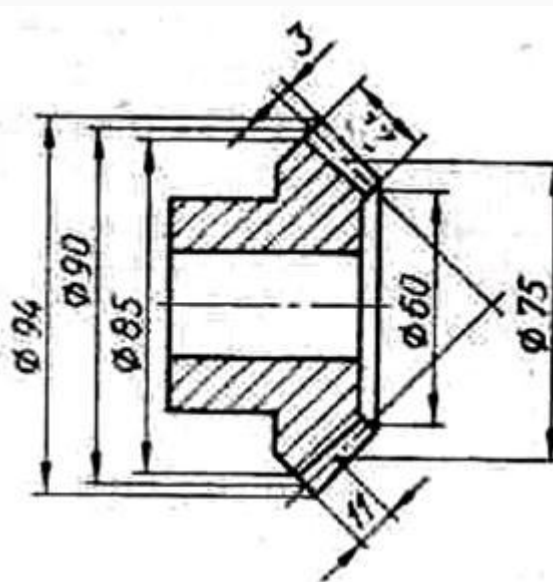


Рис. 10.

1) 40; 2) 30; 3) 25; 4) 20.

ЗП.84. Ниже перечислены основные параметры прямозубого конического зубчатого колеса:

- 1) модуль ( $M$ );
- 2) число зубьев ( $Z$ );
- 3) конусное расстояние ( $R_e$ );
- 4) полуугол начального конуса ( $\delta$ );
- 5) диаметр ( $D_2$ );
- 6) ширина зуба ( $B$ );
- 7) угол профиля зуба  $\alpha$ .

Сколько из них должны назначаться из стандартного ряда чисел?

1. Два. 2. Три. 3. Четыре. 4. Пять.

ЗП.88. Какой критерий работоспособности наиболее вероятен для передач коническими зубчатыми колесами в редукторном исполнении?

1. Изгибная усталостная прочность зубьев.
2. Изгибная статическая прочность зубьев.
3. Контактная усталостная прочность зубьев.
4. Контактная статическая прочность зубьев.

ЗП.89. Сколько из перечисленных параметров надо назначить или определить предварительными расчетами, чтобы выполнить прочностной расчет закрытой конической зубчатой передачи?

1. Число зубьев ( $Z_1, Z_2$ ).
  2. Передаточное число ( $U$ ).
  3. Частота вращения ( $n_1, n_2$ ).
  4. Материалы зубчатых колес пары.
  5. Модуль ( $M$ ).
  6. Угол наклона зуба ( $\beta$ ).
  7. Коэффициент ширины зуба ( $\psi_D, \psi_M$ ).
  8. Передаваемая мощность ( $P$ ).
- 1) 4; 2) 5; 3) 6; 4) 7.

ЗП.95. Какие по направлению силы возникают в зацеплении конических зубчатых колес?

1. Окружная и радиальная.
2. Окружная и осевая.
3. Осевая и радиальная.
4. Окружная, радиальная, осевая.

ЗП.97. Какими могут быть оси в передаче винтовыми зубчатыми колесами?

1. Параллельными.
2. Пересекающимися.
3. Скрещивающимися.
4. И параллельными, и пересекающимися, и скрещивающимися.

## Червячные передачи

ЧП.01. В каком случае можно применить червячную передачу?

1. Оси валов параллельны.
2. Пересекаются под некоторым углом.
3. Пересекаются под прямым углом.
4. Скрещиваются под прямым углом.

ЧП.02. Как обычно в червячных передачах передается движение?

1. От червяка к колесу.
2. От колеса к червяку.
3. И от колеса к червяку и наоборот.
4. Зависит от типа передачи (с цилиндрическим червяком, с глобоидальным червяком).

ЧП.03. В каком диапазоне передаточных чисел применяются червячные передачи?

- 1)  $u < 1$  ; 2)  $u \geq 1$  ; 3)  $u = 1 \div 8$  ; 4)  $u = 8 \div 80$

ЧП.04. Какая формула для определения передаточного числа червячной передачи неправильная?

- 1)  $u = \frac{\omega_1}{\omega_2}$  ; 2)  $u = \frac{z_2}{z_1}$  ; 3)  $u = \frac{d_2}{d_1}$  ; 4)  $u = \frac{n_1}{n_2}$  ,

Где  $\omega$  - угловая скорость;  $P$  - частота вращения;  $z_2, z_1$  - соответственно число зубьев колеса и число заходов червяка;  $D$ -Диаметр; индекс 1 - червяка; индекс 2 - колеса.

ЧП.05. Червячную передачу отличают:

- А) плавность, бесшумность работы;
- Б) относительно большие потери на трение;
- В) большие передаточные числа;
- Г) нереверсивность;
- Д) повышенные требования к антифрикционности материалов сопрягающихся элементов;
- Е) энергоемкость.

Сколько из перечисленных качеств нельзя отнести к положительным для передачи общего назначения?

1. Два. 2. Три. 3. Четыре. 4. Пять.

ЧП.06. Червячную передачу в общем случае характеризуют следующие параметры:

- 1) межосевое расстояние;
- 2) передаточное число;
- 3) число заходов червяка;
- 4) модуль;

- 5) коэффициент диаметра червяка;
- 6) число зубьев колеса;
- 7) ширина колеса;
- 8) длина червяка.

Сколько из них стандартизовано?

1. Шесть. 2. Пять. 3. Четыре. 4. Три.

ЧП.08. Что такое характеристика червяка (коэффициент диаметра червяка)?

$$1) q = \frac{d_1}{m}; 2) q = d_1 m; 3) q = \frac{a}{d_1}; 4) q = \frac{a}{m}.$$

Где  $T$  - модуль;  $D1$  - делительный диаметр червяка;  $A$  - Межосевое расстояние червячной передачи.

ЧП.09. Какие числа заходов червяка стандартизованы?

- 1) 2,3,4; 2) 1,2,3; 3) 1,2,4; 4) 1,2,3,4.

ЧП.11. С чем связывают назначение длины червяка?

1. С модулем.
2. С модулем и числом зубьев колеса.
3. С модулем, числом зубьев колеса и коэффициентом смещения.
4. С модулем, числом зубьев колеса, коэффициентом смещения и технологией изготовления (шлифование, полирование).

ЧП.12. Приведены формулы для определения диаметра червяка:

$$1) d_1 = qm; 2) d_1 = z_1 m;$$

$$3) d_1 = \frac{d_2}{utg\gamma}; 4) d_1 = \frac{2a}{1 + utg\gamma},$$

Где  $T$ —Модуль;  $Q$ —Коэффициент диаметра червяка;  $Z1$  — число заходов червяка;  $D2$  — диаметр колеса;  $I$  — Передаточное число;  $A$  — Межосевое расстояние;  $\gamma$  — Угол подъема витка червяка.

Какая из них записана неправильно?

ЧП.13. Приведен ряд чисел: 5; 10; 15; 20; 30; 40; 50; 60; 70; 80.

Сколько из них могут быть использованы для назначения числа зубьев червячного колеса в обычных силовых передачах?

- 1) 10; 2) 9; 3) 8; 4) 6.

ЧП.14. С чем связывают назначение ширины венца червячного колеса?

1. С делительным диаметром червяка.
2. С наибольшим диаметром червяка.
3. С диаметром червячного колеса.
4. С необходимостью создания ступицы определенной длины.

ЧП.15. Приведены формулы для определения диаметра червячного колеса в нормальной (без смещения) передаче:

1)  $d_2 = z_2 m$  ; 2)  $d_2 = u d_1$  ;

3)  $d_2 = \frac{2a u t g \gamma}{1 + u t g \gamma}$  ; 4)  $d_2 = u d_1 t g \gamma$  ,

Где  $Z_2$  —число зубьев колеса;  $T$ —Модуль;  $D_1$  - Диаметр червяка;  $A$ —межосевое расстояние;  $I$ —передаточное число передачи;  $\gamma$  — угол подъема витка червяка.

Какая из них записана неправильно?

ЧП.16. Применяются ли червячные передачи со смещением и если да, то за счет чего оно осуществляется?

1. Только за счет червяка.
2. Только за счет червячного колеса.
3. За счет и червяка, и колеса.
4. Не применяются.

ЧП.18. Если в червячной передаче при прочих равных условиях двухзаходный червяк заменить четырехзаходным, как изменится КПД передачи?

1. Уменьшится.
2. Увеличится.
3. Не изменится.
4. Может и уменьшаться, и увеличиваться.

ЧП.20. Чему равна скорость скольжения в зацеплении червячной пары?

1. Окружной скорости на червяке.
2. Окружной скорости на колесе.
3. Больше окружной скорости на червяке.
4. Меньше окружной скорости на колесе.

ЧП.21. Если при прочих равных условиях увеличить число заходов червяка, то скорость скольжения:

- 1) увеличится;
- 2) останется неизменной;
- 3) уменьшится;
- 4) может и увеличиться, и уменьшиться.

ЧП.22. На величину КПД в червячной передаче влияют:

- 1) потери, связанные со скольжением сопрягающихся элементов;
- 2) потери, связанные с обкатыванием сопрягающихся элементов;
- 3) потери в подшипниках валов червяка и червячного колеса;
- 4) потери на перемешивание масла.

Какие из них наиболее существенные?

ЧП.23. Какое сочетание материалов не может быть рекомендовано для деталей червячной передачи?

Червяк	Червячное колесо
1. Сталь 45 нормализованная	Бр. АЖ9-4Л
2. Сталь 40Х закаленная	Бр. АЖ9-4Л
3. Сталь 18ХГТ цементированная	Бр. ОНО 10-1-1
4. Сталь 35ХГСА закаленная	Бр. ОФ 10-1

ЧП.24. Какой следует назначить материал для зубьев червячного колеса, работающего в паре со стальным закаленным шлифованным червяком при скорости скольжения 4,5 м/с?

1. Бр. ОФП. 2. Бр. СУРН. 3. Бр. АЖ. 4. Чугун антифрикционный.

ЧП.25. Какой элемент червячной передачи лимитирует ее работоспособность?

1. Червяк.
2. Червячное колесо.
3. Червяк и колесо в равной степени.
4. Или червяк, или колесо в зависимости от конструкции передачи.

ЧП.26. Критериями работоспособности закрытой червячной передачи могут явиться:

- 1) износ;
- 2) изгибная прочность зубьев колеса;
- 3) изгибная прочность витков червяка;
- 4) контактная прочность (усталостное поверхностное разрушение, заедание).

Какой из критериев наиболее вероятен?

ЧП.28. Какими формулами можно воспользоваться при расчетах зубьев червячного колеса на изгибную прочность?

1. Формулами для расчета прямозубых цилиндрических колес.
2. Этими же формулами, но с поправочным коэффициентом.
3. Формулами для расчета косозубых цилиндрических колес.
4. Этими же формулами, но с поправочным коэффициентом.

ЧП. 30. Укажите фактор, от которого не зависит изгибная прочность зубьев червячного колеса.

1. Материал.
2. Скорость скольжения.
3. Реверсивность вращения.
4. Число зубьев колеса.

ЧП.31. Укажите фактор, от которого не зависит контактная прочность зубьев червячного колеса.

1. Материал зубьев колеса.
2. Твердость и чистота поверхности витков червяка.
3. Модуль.
4. Скорость скольжения.

ЧП.33. При расчетах на контактную прочность червячной передачи как учитывается явление изнашиваемости зубьев колеса?

1. Завышением нагрузки.
2. Занижением нагрузки.
3. При выборе допускаемых напряжений.
4. Не учитывается.

ЧП.35. Какой из перечисленных факторов не влияет на коэффициент концентрации  $K_{H\beta}$  в червячной передаче?

1. Диаметр колеса.
2. Диаметр червяка.
3. Число зубьев колеса.
4. Число заходов червяка.

ЧП.36. Скоростной коэффициент в среднескоростной червячной передаче может быть:

- 1) равен единице;
- 2) больше единицы;
- 3) меньше единицы;
- 4) и больше, и меньше единицы в зависимости от параметров передачи.

Какая запись сделана правильно?

ЧП.40. Червячную передачу проверяют:

- 1) на контактную прочность;
- 2) усталостную изгибную прочность;
- 3) прочность в условиях максимальных (пиковых) нагрузок;
- 4) на нагрев.

Если техническими условиями на эксплуатацию допускается износ зубьев колеса до определенных пределов, в каком количестве расчетов надо учесть это обстоятельство?

1. В одном. 2. В двух. 3. В трех. 4. В четырех.

ЧП.42. При обозначении:

$F_{t1}$ ,  $F_{t2}$  —соответственно окружные силы на червяке, колесе;

$F_{r1}$ ,  $F_{r2}$  — радиальные (распорные) силы на червяке, колесе;

$F_{a1}$ ,  $F_{a2}$  — осевые силы на червяке, колесе. Какое равенство написано ошибочно?

- 1)  $F_{t1} = F_{t2}$  ; 2).  $F_{r1} = F_{r2}$  ; 3).  $F_{t2} = F_{a1}$  ; 4).  $F_{t1} = F_{a2}$  .

ЧП.43. Из трех составляющих усилия в зацеплении (окружное, распорное, осевое), действующих на червяк, какое самое большое?

1. Окружное. 2. Осевое. 3. Распорное. 4. Все усилия равны.

ЧП.44. В проверочном расчете червячной передачи на нагрев установлено, что  $Q_1 < Q_2$ , где  $Q_1$  — тепло, выделяемое при работе передачи;  $Q_2$  — тепло, отдаваемое при критической температуре.

Это дает основание утверждать, что температура редуктора:

- 1) равна критической;
- 2) ниже критической;
- 3) выше критической;
- 4) ни одно из этих заключений сделать невозможно без дополнительных данных.

ЧП.45. Установлено, что червячный редуктор перегревается. Для устранения этого недостатка можно:

- 1) оребрить корпус;
- 2) установить редуктор на массивную металлическую плиту;
- 3) обдувать редуктор вентилятором;
- 4) применить водяное охлаждение масла.

Какое из указанных действий наименее желательно?

ЧП.46. При проектировании червячной передачи выполняются следующие расчеты:

- 1) определяется потребное межосевое расстояние;
- 2) назначаются геометрические параметры передачи;
- 3) проверяется контактная прочность;
- 4) проверяется изгибная прочность;
- 5) проверяется прочность в условиях максимальных (пиковых) нагрузок;
- 6) тепловые.

В какой последовательности они выполняются?

- 1) 1, 2, 6, 3, 4, 5;
- 2) 1, 2, 3, 4, 5, 6;
- 3) 2, 1, 3, 4, 5, 6;
- 4) 2, 6, 1, 3, 4, 5.

ЧП.47. В задании на проектирование червячной передачи среди прочих сведений указаны:

- 1) момент на колесе;
- 2) передаточное число передачи;
- 3) число заходов червяка;
- 4) число зубьев колеса.

Без какой величины невозможно обойтись?

ЧП.48. Отмечаются преимущества червячных передач с нижним горизонтальным расположением червяка по сравнению с верхним:

- 1) более благоприятные условия смазки;
- 2) более благоприятные условия теплоотдачи;
- 3) лучшая общая компоновка редуктора;
- 4) большие допускаемые окружные скорости.

Что из записанного не соответствует действительности?

## Цепные передачи

ЦП.01. К какому виду механических передач относятся цепные передачи?

1. Трением с промежуточной гибкой связью.
2. Зацеплением с промежуточной гибкой связью.
3. Трением с непосредственным касанием рабочих тел.
4. Зацеплением с непосредственным касанием рабочих тел.

ЦП.02. Характеризуя цепные передачи, обычно отмечают:

- 1) широкий диапазон межосевых расстояний;
- 2) параллельность соединяемых валов;
- 3) отсутствие скольжения;
- 4) малые нагрузки на валы звездочек;
- 5) неравномерность вращения звездочек;
- 6) повышенные требования к уходу, смазке;
- 7) высокий к. п.д.;
- 8) повышенная ремонтоспособность;
- 9) возможность передачи движения от одного вала к нескольким.

Сколько из перечисленных качеств можно считать положительными?

- 1) 8; 2) 7; 3) 6; 4) 5.

ЦП.03. Укажите цепи, предназначенные для работы при больших скоростях.

1. Круглозвенные. 2. Грузовые. 3. Тяговые. 4. Приводные.

ЦП.04. При каком взаимном расположении валов возможно применение цепной передачи?

1. Оси валов параллельны.
2. Пересекаются под некоторым углом.
3. Пересекаются под прямым углом.
4. Скрещиваются под любым углом.

ЦП.05. К приводным относятся следующие цепи:

- 1) Круглозвенные; 2) роликовые; 3) втулочные; 4) зубчатые.

Какие из них внесены в перечень ошибочно?

ЦП.06. Какая приводная цепь позволяет осуществить сравнительно плавно и бесшумно работающую передачу?

1. Роликовая. 2. Втулочная. 3. Зубчатая. 4. Все равноценны.

ЦП.07. Укажите, с каким шагом приводные цепи стандартизованы? С шагом, кратным:

- 1) 1 мм; 2) 5мм; 3) 10 мм; 4) 25,4 мм (один дюйм).

ЦП.08. Какие втулочные цепи выпускаются в настоящее время?

1. Однорядные.
2. Однорядные и двухрядные.

3. Однорядные и многорядные.
4. Только многорядные.

ЦП.09. Как называется цепь, представленная на рис. 11?

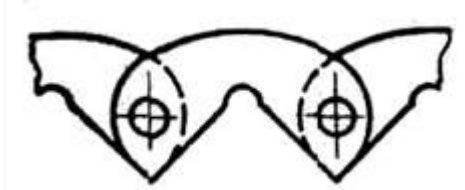


Рис. 11.

1. Втулочная.
2. Роликовая.
3. Зубчатая.
4. Крючковая.

ЦП.10. Как называется цепь, шарнир которой в разрезе изображен на эскизе (рис. 12)?



Рис. 12.

1. Втулочная.
2. Роликовая.
3. Зубчатая.
4. Крючковая.

ЦП.11. Если на чертеже приведена надпись:

«Цепь 4ПР-19,05-15000», на сколько из нижеследующих вопросов она позволяет ответить?

1. Тип цепи.
2. Рядность.
3. Рабочая нагрузка.
4. Точность.
5. Шаг.
6. Нагрузка разрушения (Не меньше).

1. На шесть.
2. На пять.
3. На четыре.
4. На три.

ЦП.12. Стандарт для каждой роликовой цепи устанавливает следующие размеры:

- 1) шаг;
- 2) расстояние между внутренними пластинками;
- 3) ширину внутреннего звена;
- 4) диаметр ролика;
- 5) диаметр валика;
- 6) разрушающую нагрузку;
- 7) ширину внутренней пластины.

Сколько из этих характеристик непосредственно используется в расчетах на износостойкость цепи?

1. Одна.
2. Две.
3. Три.
4. Четыре.

ЦП.13. Для какой цепи предназначена звездочка, изображенная на рис. 13?

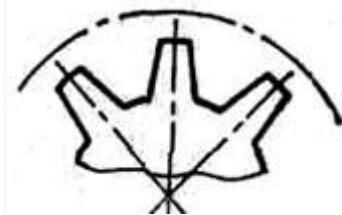


Рис. 13.

1. Втулочной.
2. Роликовой.
3. Зубчатой.
4. Крючковой.

ЦП.14. На рис. 14 изображено поперечное сечение венца звездочки. Для чего предназначена эта звездочка?

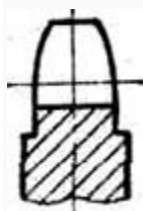


Рис. 14.

1. Для зубчатой цепи с боковыми направляющими пластинами.
2. Для зубчатой цепи со средними направляющими пластинами.
3. Для многорядной втулочной или роликовой цепи.
4. Для однорядной втулочной или роликовой цепи.

ЦП.15. По какому из выражений рассчитывается делительный диаметр звездочки?

$$1) \frac{z}{\sin \frac{180^\circ}{t}} ; 2) \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}} ; 3) \frac{\sin \frac{180^\circ}{z}}{t} ; 4) \frac{\sin \frac{180^\circ}{t}}{z} .$$

Где  $Z$  — число зубьев;  $T$  — шаг цепи.

ЦП.16. Рекомендуемое наибольшее число зубьев звездочки 120—140. Какую цель преследует это ограничение?

1. Обеспечить прочность цепи.
2. Обеспечить достаточную равномерность движения цепи.
3. Ограничить выбор передаточного числа.
4. Обеспечить зацепляемость со звездочкой цепи при износе до (2—3)%.

ЦП.17. Укажите интервал, в котором рекомендуется назначать наименьшее число зубьев звездочек:

- 1) 6-10; 2) 10-13; 3) 13-25; 4) 25-35.

ЦП.18. До какой степени изношенности эксплуатируют обычно цепь?

1. (0,5-1)%; 2. (1-2)%; 3. (2-3)%; 4. (3-5)%.

ЦП.19. По какой из приведенных формул определяют среднюю скорость движения цепи в передаче (м/с)?

$$1) \quad v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} \quad ; 2) \quad v = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 1000} ;$$

$$3) \quad v = \frac{z_1 n_1 t}{60 \cdot 1000} \quad ; 4) \quad v = \frac{z_1 n_1 t d_1}{L 60 \cdot 1000} .$$

Где  $D_1, D_2$ —диаметры звездочек, мм;  $N_1, N_2$ — частота вращения звездочек, об/мин;  $Z_1$  — число зубьев ведущей звездочки;  $T$ —Шаг цепи, мм;  $L$ —Длина цепи, мм.

ЦП.20. Формулы для определения передаточного числа в цепной передаче:

$$1) \quad u = \frac{n_1}{n_2} \quad ; 2) \quad u = \frac{d_2}{d_1} \quad ; 3) \quad u = \frac{z_2}{z_1} \quad ; 4) \quad u = \frac{T_2}{T_1 \eta} ,$$

Где  $Z$ —Число зубьев;  $n$ —Частота вращения;  $D$ — Диаметр;  $T$ —Момент;  $\eta$  - Коэффициент полезного действия; индекс 1 — ведущая, 2 — ведомая.

Какая из них записана неверно?

ЦП.21. Какое межосевое расстояние считается оптимальным для цепной передачи?

$$1) \quad (10 \div 20)t \quad ; 2) \quad (20 \div 30)t \quad ; 3) \quad (30 \div 50)t \quad ; 4) \quad (50 \div 80)t ,$$

Где  $T$  — шаг цепи.

ЦП.22. Какую длину цепи целесообразно назначать для цепной передачи?

1. Любую.
2. Равную четному числу шагов.
3. Равную нечетному числу шагов.
4. Назначение длины связывают с числом зубьев звездочек.

ЦП.23. Для создания целесообразного провисания ведомой ветви и возможности компенсации износа межосевое расстояние в цепных передачах делают регулируемым. Каковы целесообразные пределы регулирования?

$$1) \quad (0,002 \div 0,004)t; \quad 2) \quad (1 \div 2)t; \quad 3) \quad (2 \div 3)t; \quad 4) \quad (3 \div 4)t,$$

Где  $A$  — межосевое расстояние;  $T$  — шаг цепи.

ЦП.24. Критериями работоспособности цепной передачи могут быть:

- 1) износ (удлинение) цепи;
- 2) усталостное разрушение пластин;
- 3) выкрашивание или раскалывание роликов;
- 4) износ зубьев звездочек.

Какой из критериев наиболее вероятный?

ЦП.25. Какие материалы применяют обычно для деталей шарниров цепи (валики, втулки, вкладыши)?

1. Цементуемые стали.
2. Среднеуглеродистые стали.
3. Малоуглеродистые стали.
4. Пары сталь — бронза.

ЦП.26. Какие материалы рекомендуются для звездочек?

1. Среднеуглеродистые стали без термообработки.
2. Среднеуглеродистые и легированные стали с закалкой.
3. Чугуны.
4. Цветные металлы.

ЦП.27. К чему приводит износ цепи?

1. К разрушению валиков.
2. К разрушению втулок.
3. К разрушению пластин.
4. К нарушению зацепления цепи со звездочками (соскакивание цепи).

ЦП.28. По какому из выражений рассчитывают нагрузочную способность цепи из условия износостойкости шарнира?

$$1) \frac{m K_{\text{Э}} F_{\text{Ш}}}{[p]} ; 2) \frac{m [p] F_{\text{Ш}}}{K_{\text{Э}}} ; 3) \frac{m [p] K_{\text{Э}}}{F_{\text{Ш}}} ; 4) \frac{[p] F K_{\text{Э}}}{m} ,$$

Где  $[p]$  — допускаемые удельные давления в шарнире цепи;  $F_{\text{Ш}}$  — проекция опорной поверхности шарнира;  $m$  — коэффициент рядности (для втулочных, роликовых цепей);  $K_{\text{Э}}$  — коэффициент эксплуатации.

ЦП.29. По какой формуле рассчитывается опорная поверхность шарнира втулочных и роликовых цепей?

$$1) F_{\text{Ш}} = 0,75 d_B l_{\text{ВТ}} ;$$

$$2) F_{\text{Ш}} = 0,75 d_B B ;$$

$$3) F_{\text{Ш}} = d_B l_{\text{ВТ}} ;$$

$$4) F_{\text{Ш}} = d_B B ,$$

Где  $l_{\text{ВТ}}$  — длина втулки;  $B$  — Ширина цепи;  $d_B$  — диаметр валика.

ЦП.30. Назовите реальное значение коэффициента эксплуатации в формулах для расчета нагрузочной способности цепи из условия износостойкости шарнира:

- 1) 0,5-0,8; 2) 0,8-1,5; 3) 1,5-3; 4) 3-5.

ЦП.31. Приведены значения коэффициента рядности в формулах для расчета нагрузочной способности многорядной роликовой цепи из условия износостойкости шарнира:

1)  $m=3$  ; 2)  $m=2,5$ ; 3)  $m=1,7$ ; ; 4)  $m=1$  ,

Где  $m$  — коэффициент рядности (для втулочных, роликовых цепей).

Какой из них следует принять для трехрядной цепи?

ЦП.32. Упрощенно работоспособность цепи можно проверить, определяя и сравнивая с допускаемым значением запас прочности относительно разрушающего усилия. Каким выражением при этом надо воспользоваться для расчета запаса прочности?

1)  $\frac{Q_{разр}Kэ}{F_t}$  ; 2)  $\frac{F_t}{Q_{разр}Kэ}$  ; 3)  $\frac{Q_{разр}}{F_tKэ}$  ; 4)  $\frac{F_tKэ}{Q_{разр}}$  ,

Где  $Q_{разр}$  — разрушающее усилие;  $F_t$  — окружное усилие;  $Kэ$  — коэффициент эксплуатации.

ЦП.33. В какой из перечисленных передач с промежуточной гибкой связью нагрузка на валы наименьшая?

1. Цепная.
2. Клиноременная.
3. Плоскорременная.
4. Нагрузки примерно одинаковые.

ЦП.34. Укажите реальные значения величины нагрузки на валы в цепной передаче:

1)  $F_C = F_t$ ; 2)  $F_C = 1,2 F_t$ ; 3)  $F_C = 1,5 F_t$ ; 4)  $F_C = 2 F_t$  ,

Где  $F_t$  — окружное усилие.

## Ременные передачи

РП.01. Принято различать передачи:

1. зацеплением с непосредственным касанием рабочих тел;
2. зацеплением с промежуточной гибкой связью;
3. трением с непосредственным касанием рабочих тел;
4. трением с промежуточной гибкой связью.

К какому виду отнести ременную передачу?

РП.02. По форме сечения ремня различают передачи:

1. плоскоремные;
2. клиноремные;
3. круглоремные;
4. поликлиноремные.

В какой передаче часто применяют несколько параллельно работающих ремней?

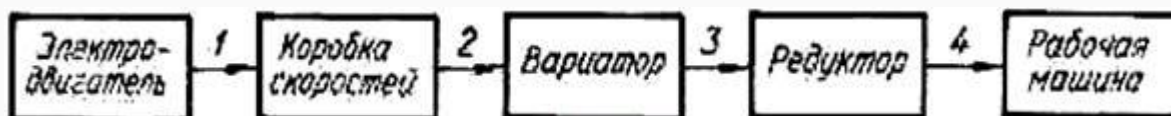
РП.03. Характеризуя ременную передачу, отмечают ее качества:

- А) широкий диапазон межосевых расстояний;
- Б) плавность, безударность работы;
- В) повышенные габариты;
- Г) простоту конструкции, малую стоимость;
- Д) непостоянство передаточного отношения;
- Е) повышенные силовые воздействия навалы и опоры;
- Ж) применимость при высоких частотах вращения соединяемых валов;
- З) необходимость в создании и поддержании предварительного натяжения ремня;
- И) электроизолирующую способность.

Сколько из них следует отнести к недостаткам?

1. Пять. 2. Четыре. 3. Три. 4. Два.

РП.04. Приведена блок-схема привода с бесступенчатым регулированием частоты вращения в широком диапазоне



В каком соединении наиболее целесообразно применить ременную передачу?

РП.05. Различают следующие виды плоскоремных передач:

- 1) открытая;
- 2) перекрестная;
- 3) полуперекрестная;
- 4) угловая.

Какую из них применяют для соединения параллельных валов одинакового направления вращения?

РП.06. При малом межосевом расстоянии и большом передаточном числе, какую передачу предпочтительно применить?

1. Клиноременную.
2. Плоскоременную.
3. Плоскоременную с натяжным роликом.
4. Плоскоременную перекрестную.

РП.07. На какой ветви и как ставится натяжной ролик в ременной передаче с натяжным роликом?

1. На ведущей, оттягивая ветвь.
2. На ведущей, прижимая ветвь.
3. На ведомой, оттягивая ветвь.
4. На ведомой, прижимая ветвь.

РП. 08. Какая ременная передача допускает наибольшее передаточное отношение?

1. Плоскоременная.
2. Клиноременная.
3. Круглоременная.
4. От типа ремня передаточное отношение не зависит.

РП.09. Какие ремни выпускаются промышленностью только замкнутыми (бесконечной длины)?

1. Плоские.
2. Круглые.
3. Клиновые.
4. Ни один из перечисленных.

РП.10. Где следует размещать ролик в ременной передаче с натяжным роликом?

1. В середине между шкивами.
2. Ближе к меньшему шкиву.
3. Ближе к большему шкиву.
4. Безразлично где.

РП. 11. Стандартизованы следующие плоские ремни:

- 1) прорезиненные;
- 2) кожаные;
- 3) хлопчатобумажные;
- 4) шерстяные.

При прочих равных условиях какой ремень имеет наибольшую прочность?

РП. 12. При одинаковой толщине, какой из стандартных плоских ремней позволяет осуществить передачу с минимальными диаметрами шкивов?

1. Прорезиненный.
2. Кожаный.
3. Хлопчатобумажный.

4. Шерстяной.

РП. 13. Чему равен угол вклинивания клиновых ремней?

1) 40°; 2) 35°; 3) 30°; 4) 20°.

РП. 14. Какой из приведенных клиновых ремней имеет наибольшее сечение?

1) 0; 2) В; 3) Б; 4) А.

РП. 15. В каком сечении правильно показано положение клинового ремня в ручье шкива (рис. 15)?

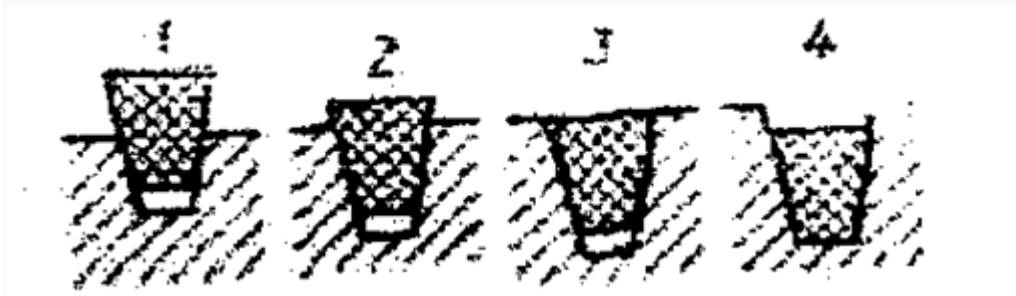


Рис.15.

РП.16. Что принимается за диаметр шкива клиноременной передачи (рис. 16)?

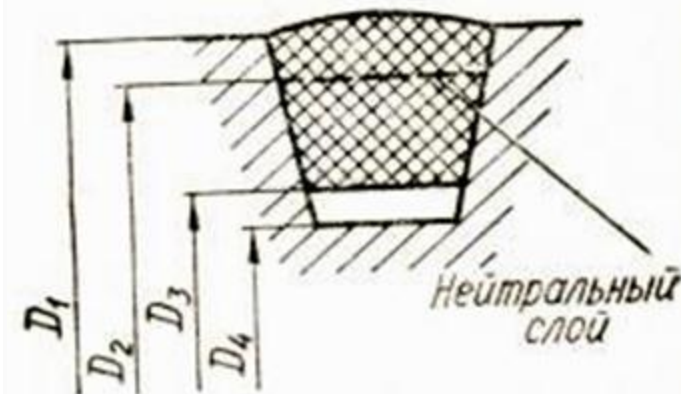


Рис. 16.

1)  $D_1$ ; 2)  $D_2$ ; 3)  $D_3$ ; 4)  $D_4$ .

РРП. 17. У шкивов для плоских ремней рабочая поверхность может быть:

- 1) с прямолинейной образующей;
- 2) с выпуклой;
- 3) с вогнутой;
- 4) с ломаной (реборды).

Какие шкивы не получили распространение?

РП. 18. Какая характеристика плоского ремня не регламентируется стандартом?

1. Длина,
2. Ширина.

3. Толщина.
4. Отношение толщины к диаметру меньшего шкива

РП. 19. Какая из приведенных характеристик клинового ремня не регламентируется стандартом?

1. Длина.
2. Размеры сечения.
3. Угол вклинивания.
4. Отношение толщины к диаметру меньшего шкива.

РП.20. Укажите правильную рекомендацию для назначения оптимального межосевого расстояния в плоскоременных передачах:

- 1)  $a = 0,55(D_1 + D_2)$ ; 2)  $a = D_1 + D_2$ ;
- 3)  $a = 2(D_1 + D_2)$ ; 4)  $a = 4(D_1 + D_2)$ ,

Где  $D_1, D_2$  — соответственно диаметры ведущего и ведомого шкивов.

РП.21. Если обозначить:  $v_1$  - окружная скорость ведущего шкива;  $v_p$  — скорость движения ремня;  $v_2$  — окружная скорость ведомого шкива. Каково соотношение между этими скоростями?

- 1)  $v_1 = v_p = v_2$ ; 2)  $v_1 > v_p = v_2$ ;
- 3)  $v_1 = v_p > v_2$ ; 4)  $v_1 > v_p > v_2$ .

РП.22. Каким минимальным значением ограничивают угол захвата ремнем меньшего шкива в плоскоременных передачах?

- 1) 90°; 2) 120°; 3) 150°; 4) 170°.

РП.23. Укажите, по какой формуле определяется обычно угол охвата ремнем меньшего шкива передачи:

- 1)  $\alpha_1 = 180^\circ + \frac{D_2 - D_1}{a} 60^\circ$  ;
- 2)  $\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} 60^\circ$  ;
- 3)  $\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 + D_1}{a} 60^\circ$  ;

$$\alpha_1 = 180^\circ + \frac{D_2 + D_1}{a} 60^\circ$$

4)

Где  $D_1, D_2$  — диаметры ведущего и ведомого шкивов;  $a$  — межосевое расстояние.

РП.24. Укажите формулы, по которым с достаточной для практических расчетов точностью

можно определить натяжения ведущей ( $S_{Вщ}$ ) и ведомой ( $S_{ВД}$ ) ветвей в ременной передаче ( $F_T$  — полезное окружное усилие;  $S_0$  — предварительное натяжение):

1)  $S_{Вщ} = S_0 + F_T$ ;  $S_{ВД} = S_0 - F_T$ ;

2)  $S_{Вщ} = S_0 - F_T$ ;  $S_{ВД} = S_0 + F_T$ ;

3)  $S_{Вщ} = S_0 + \frac{F_T}{2}$ ;  $S_{ВД} = S_0 - \frac{F_T}{2}$ ;

4)  $S_{Вщ} = S_0 + \frac{F_T}{2}$ ;  $S_{ВД} = S_0 + \frac{F_T}{2}$ .

РП.25. Какая цель преследуется введением ограничения на максимально возможное отношение толщины ремня к диаметру меньшего шкива?

1. Стабилизировать величину упругого скольжения.
2. Ограничить напряжения изгиба.
3. Обеспечить достаточную величину сцепления ремня со шкивом.
4. Создать определенное предварительное натяжение.

РП.26. Укажите, какая формула для определения ширины ремня в плоскоремennых передачах написана правильно:

1)  $b \geq \frac{F_T}{\sigma_{\Pi} \delta} - c_1 c_2$ ; 2)  $b \geq \frac{F_T \delta}{\sigma_{\Pi}} c_1 c_2$ ;

3)  $b \geq \frac{\sigma_{\Pi} \delta}{F_T} - c_1 c_2$ ; 4)  $b \geq \frac{F_T \sigma_{\Pi}}{\delta} c_1 c_2$ ,

Где  $F_T$  — расчетное окружное усилие;  $\sigma_{\Pi}$  — полезные напряжения в ремне;  $\delta$  — толщина ремня;  $c_1, c_2$  — поправочные коэффициенты.

РП.27. Нужное сечение ремня в плоскоремennой передаче определяется по формуле:

$$b\delta \geq \frac{F_T}{\sigma_{II}} c_1 c_2$$

Где  $F_T$  — окружное усилие;  $\sigma_{II}$  — полезные напряжения в ремне;  $c_1, c_2$  — поправочные коэффициенты.

Что обеспечивают рекомендуемые в справочной литературе значения  $\sigma_{II}$  ?

1. Максимальное использование прочностных возможностей ремня.
2. Работу передачи в оптимальных энергетических условиях (высокий КПД).
3. Максимальную долговечность ремня.
4. Максимальную износостойкость ремня.

РП.28. Число ремней в клиноременной передаче определяется по формуле:

$$z \geq \frac{N}{N_0 k_1 k_2}$$

Если  $N$  — вся передаваемая мощность;  $k_1, k_2$  — поправочные коэффициенты, учитывающие угол охвата ремнем меньшего шкива и режим работы передачи, то  $N_0$  — мощность, передаваемая чем?

1. Единицей сечения ремня.
2. Одним ремнем.
3. Одним ремнем при скорости 10 м/с.
4. Одним ремнем при конкретной скорости ремня в передаче.

РП.29. Какая основная цель преследуется ограничением числа пробегов ремня по контуру в единицу времени?

1. Обеспечение достаточной долговечности ремня.
2. Ограничение в выборе минимального межосевого расстояния.
3. Ограничение максимальной скорости ремня.
4. Ограничение величины центробежных натяжений.

РП.30. По какой из приведенных формул можно определить (приблизительно) силу, действующую на валы шкивов в открытой плоскоременной передаче?

1)  $R = \sigma_0 b \delta \sin \frac{\alpha_1}{2}$  ; 2)  $R = \frac{1}{2} \sigma_0 b \delta \sin \alpha_1$  ;

3)  $R = 2 \sigma_0 b \delta \sin \frac{\alpha_1}{2}$  ; 4)  $R = 2 \sigma_0 b \delta \sin \frac{\alpha_2}{2}$  ,

Где  $\sigma_0$  — напряжения предварительного натяжения;  $b, \delta$  — соответственно ширина и толщина ремня;  $\alpha_1$  — угол охвата ремнем меньшего шкива.

РП.31. По какой формуле определяют силу, действующую на валы шкивов в клиноременной передаче?

1)  $R = 2S_0 z \sin \frac{\alpha_1}{2}$  ; 2)  $R = S_0 z \sin \frac{\alpha_1}{2}$  ;

3)  $R = \frac{S_0 z}{2} \sin \frac{\alpha_1}{2}$  ; 4)  $R = \frac{S_0}{z} \sin \frac{\alpha_1}{2}$  ,

Где  $z$  —число ремней в передаче;  $\alpha_1$  —угол охвата ремнем меньшего шкива;  $S_0$  — указанное в стандарте значение предварительного натяжения на одну ветвь ремня.

РП.32. Расчет плоскоременной передачи, как правило, начинается с определения ориентировочного значения диаметра меньшего шкива по эмпирической формуле (формула М. А. Саверина ). Укажите, какая формула написана правильно.

1)  $D_1(\text{мм}) \approx (1100 \div 1300) \frac{N(\text{кВт})}{n(1/\text{мин})}$  ;

2)  $D_1(\text{мм}) \approx (1100 \div 1300) \sqrt{\frac{N(\text{кВт})}{n(1/\text{мин})}}$  ;

3)  $D_1(\text{мм}) \approx (1100 \div 1300) \sqrt[3]{\frac{N(\text{кВт})}{n(1/\text{мин})}}$  ;

4)  $D_1(\text{мм}) \approx (1100 \div 1300) \sqrt[4]{\frac{N(\text{кВт})}{n(1/\text{мин})}}$  .

РП.33. Проектирование плоскоременной передачи включает следующие расчеты:

- 1) определение сил, действующих на валы шкивов;
- 2) определение потребной ширины ремня при назначенной толщине;
- 3) ориентировочное определение диаметра меньшего шкива (по эмпирической формуле М. А. Саверина);
- 4) назначение толщины ремня;
- 5) определение диаметра большего шкива:
- 6) назначение межосевого расстояния и расчеты длины ремня;
- 7) проверка угла охвата ремнем меньшего шкива;
- 8) проверка на число пробегов ремня по контуру в единицу времени.

В какой последовательности нужно вести расчет?

- 1) 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8;
- 2) 3, 4, 5, 6, 7, 8, 2, 1;
- 3) 4, 5, 6, 7, 8, 1, 2, 3;
- 4) 6, 3, 5, 4, 2, 1, 7, 8.

РП.34. Проектирование клиноременной передачи включает следующие расчеты:

- 1) выбор профиля ремня;
- 2) назначение диаметра меньшего и расчет диаметра большего шкива;
- 3) назначение межосевого расстояния,
- 4) расчет длины ремня;
- 5) расчет потребного числа ремней;
- 6) проверка угла охвата ремнем меньшего шкива;
- 7) проверка на число пробегов ремня по контуру в единицу времени;
- 8) определение сил, действующих навалы шкивов/

В какой последовательности нужно вести расчет?

- 1) 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7;
- 2) 2 3, 1, 4, 5, 6, 7;
- 3) 7, 4, 1, 3, 2, 5, 6;
- 4) 3, 2, 1, 5, 6, 4, 7.

РП.35. Сравниваются ременные передачи с одинаковым сечением ремня:

- 1) плоским;
- 2) нормальным клиновым;
- 3) поликлиновым;
- 4) зубчатым.

При прочих равных условиях, в какой передаче наименьшее значение силы, действующей на валы шкивов?

## Фрикционные передачи

ФП.01. В машиностроении приходится создавать передачи между осями:

- 1) параллельными;
- 2) пересекающимися под некоторым углом;
- 3) пересекающимися под прямым углом;
- 4) скрещивающимися.

В каком случае применение фрикционных передач практически невозможно?

ФП.02. Укажите передаточные механизмы, в которых фрикционные передачи получила наибольшее распространение.

1. Редукторы.
2. Мультипликаторы.
3. Вариаторы.
4. Коробки скоростей.

ФП. 03. Из отмеченных недостатков фрикционных передач:

- 1) большие нагрузки на валы и подшипники;
- 2) необходимость в специальных прижимных устройствах;
- 3) равномерность вращения;
- 4) передаточное число  $u$ - переменное,

Какой записан ошибочно?

ФП.04. Укажите формулу, по которой определяется диаметр ведомого катка в редуцирующей фрикционной передаче.

1)  $D_2 = uD_1$ ; 2)  $D_2 = u \frac{D_1}{\xi}$

3)  $D_2 = uD_1(1 - \xi)$ ; 4)  $D_2 = u \frac{D_1}{1 - \xi}$ ,

Где  $D_1, D_2$  — соответственно диаметры ведомого и ведущего катков;  $u$  — передаточное число;  $\xi = 0,95 \div 0,0955$  — коэффициент, учитывающий скольжение.

ФП.05. Если один из катков фрикционной передачи обтянуть кожей, то;

- 1) увеличится коэффициент трения;
- 2) увеличится коэффициент, учитывающий скольжение;
- 3) понизятся требования к точности изготовления элементов передачи;
- 4) должна быть снижена сила, прижимающая катки.

В каком пункте допущена ошибка?

ФП.07. Укажите правильную схему действия сил на катки во фрикционной передаче (рис 17).

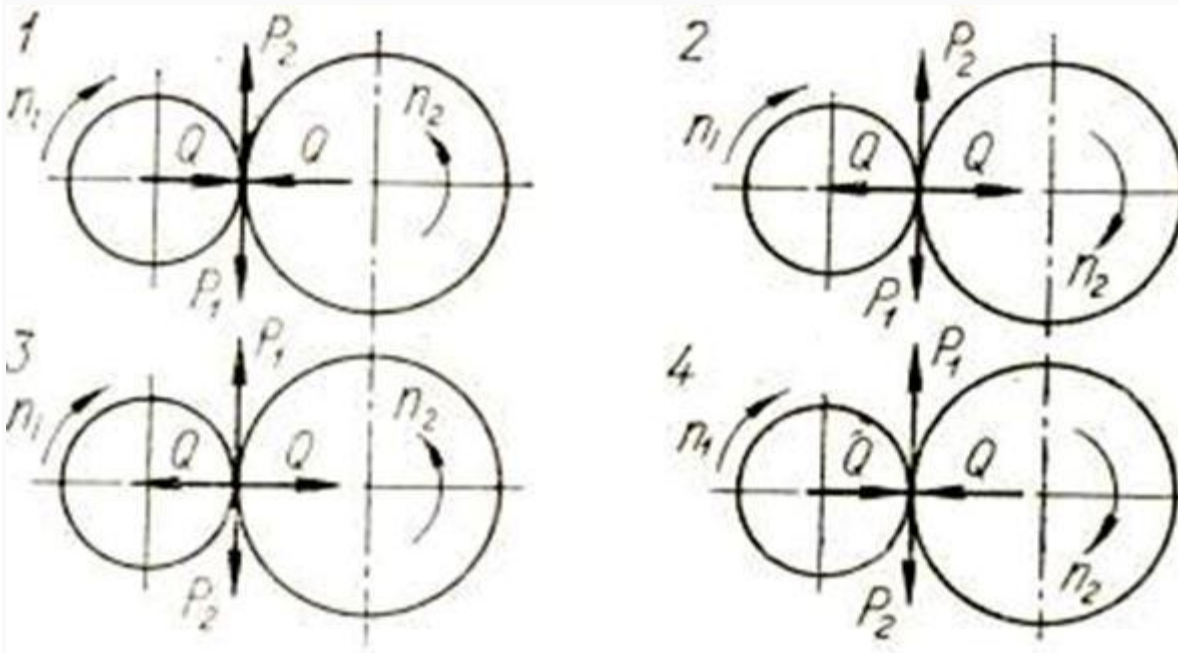


Рис. 17.

ФП.08. Для работы фрикционной передачи необходима сила, прижимающая катки друг к другу. Какова величина этой силы по отношению к полезному окружному усилию?

1. Равна.
2. Может быть и больше и меньше.
3. Всегда меньше.
4. Всегда больше.

ФП.09. По какой формуле определяется требуемое усилие прижатия катков во фрикционной передаче между параллельными валами?

- 1)  $Q = \frac{kT}{2Df}$  ; 2)  $Q = \frac{2kT}{Df}$  ;
- 3)  $Q = \frac{2fT}{kD}$  ; 4)  $Q = \frac{fT}{2kD}$  ,

Где  $T$  — передаваемый момент;  $k$  — коэффициент запаса сцепления;  $f$  — коэффициент трения;  $D$  — диаметр катка.

ФП.10. Во фрикционной передаче коническими катками между пересекающимися осями. внешнюю прижимающую катки силу как следует прикладывать?

1. Вдоль осей катков.
2. Перпендикулярно осям катков.
3. Вдоль линии соприкосновения катков.
4. Перпендикулярно линии соприкосновения катков.

ФП.14. Расчеты показали, что во фрикционной передаче с точечным контактом рабочих тел допускаемые контактные напряжения могут быть увеличены вдвое. Во сколько раз увеличится нагрузочная способность передачи?

1)  $B\sqrt[3]{2} = 1,25$  раза. 2)  $B\sqrt{2} = 1,41$  раза. 3) В 4 раза. 4) В 8 раз.

ФП.15. Ниже перечислены фрикционные вариаторы, получившие широкое промышленное распространение:

- 1) дисковый;
- 2) шариковый;
- 3) торовый (Святозарова);
- 4) лобовой.

Какой из них следует применить для создания передачи между пересекающимися осями?