

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Министерство образования и науки Кыргызской Республики
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
Кыргызско-Российский Славянский университет
имени первого президента Российской Федерации Б.Н. Ельцина
Естественно-технический факультет
Кафедра механики и приборостроения им. Я.И. Рудаева

Фонд
оценочных средств
по дисциплине «**Детали машин и основы конструирования**»

Уровень высшего образования
БАКАЛАВРИАТ

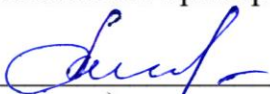
Направление подготовки
15.03.03 – РФ, 650500 – КР Прикладная механика
профиль Вычислительная механика и компьютерный инжиниринг

Квалификация выпускника
бакалавр

Фонд оценочных средств предназначен для контроля знаний обучающихся по направлению подготовки «Прикладная механика» по дисциплине «Детали машин и основы конструирования».

Фонд оценочных средств рассмотрен и утвержден на заседании кафедры механики и приборостроения им. Я.И. Рудаева
протокол № 1 от 30.08.2023 г.

Заведующий кафедрой механики и приборостроения им. Я.И. Рудаева


подпись

Джаманкулов А.К.

Исполнители:

Доцент, к.т.н.


подпись

Джаманкулов А.К.

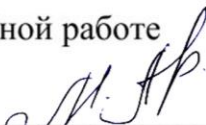
Доцент, к.ф.-м.н.


подпись

Герман К.А.

СОГЛАСОВАНО:

Заместитель декана по учебной работе


подпись

Алсеитов М.Т.

Детали машин и основы конструирования

Вопросы для текущего и итогового контроля

1. Структурный анализ механизма. Звено, кинематическая пара, группа Асура. Степень подвижности механизма.
2. Кинематический анализ. Построение плана скоростей и ускорений.
3. Определение угловых скоростей и ускорений по плану скоростей и плану ускорений.
4. Динамический анализ механизма. Звено приведения. Уравновешивающая сила.
5. Метод рычага Жуковского.
6. Построение диаграммы приведенных моментов.
7. Построение диаграммы работ сил полезных сопротивлений и движущих сил.
8. Определение момента движущих сил на валу кривошипа.
9. Определение мощности на валу кривошипа при установившемся движении.
10. Силовой анализ механизма. Определение реакций в кинематических парах.
11. Силы инерции и моменты сил инерции механизма.
12. Определение уравновешивающей силы кинетостатическим методом.
13. Требования к деталям, критерии работоспособности деталей и узлов машин.
14. Условия работы зуба в зацеплении. Виды разрушения зубьев.
15. Материалы и термообработка зубчатых колес.
16. Расчет зубьев цилиндрических передач на прочность по контактным и изгибным напряжениям.
17. Особенности расчета на прочность косозубых и шевронных колес.
18. Конические зубчатые передачи, их геометрия и кинематика.
19. Расчет на прочность зубьев червячных передач.
20. К.п.д. червячной передачи, её тепловой расчет.
21. Охлаждение и смазка зубчатых передач.
22. Фрикционные передачи с постоянным и переменным передаточными отношениями, расчет их несущей способности и контактной прочности.
23. Типы ременных передач. Материалы и конструкции ремней.
24. Усилия и напряжения в ремне. Кривые скольжения.
25. Расчет плоскоремennых передач.
26. Расчет клиноремennых передач.
27. Цепные передачи, их виды, области применения, преимущества и недостатки.
28. Подшипники качения, их основные типы, конструкции и условные обозначения.
29. Основные виды износа подшипников качения.
30. Проверка и выбор подшипников по статической и динамической грузоподъемности. Расчет долговечности подшипника.
31. Подшипники скольжения, их конструкции и области применения.
32. Условия работы и виды разрушения подшипников скольжения.
33. Расчет подшипников скольжения.
34. Валы и оси. Выбор расчетных схем осей и валов.
35. Общие принципы конструирования валов.

Тестовые задания

1. Группа Асура – это кинематическая цепь
 - а) с одним ведущим звеном;
 - б) с нулевой степенью подвижности;
 - в) с одним неподвижным звеном;
 - г) с принудительным движением звеньев.
2. Изображение взаимного расположения звеньев, соответствующее заданному моменту времени, называется:

- а) планом кинематической цепи;
 - б) планом скоростей;
 - в) планом механизма;
 - г) планом ускорений.
3. Масштабный коэффициент определяется отношением
- а) длины отрезка на величину параметра;
 - б) величины параметра на длину отрезка;
 - в) длины параметра на ширину параметра;
 - г) ширины параметра на длину параметра.
4. Планы скоростей и ускорений строятся
- а) методом графического интегрирования;
 - б) методом решения векторных уравнений;
 - в) методом построения кинематических диаграмм;
 - г) методом хорд.
5. Кинематический анализ механизмов состоит в изучении движения звеньев без учета
- а) сил;
 - б) скоростей;
 - в) ускорений;
 - г) перемещений.
6. Плоскопараллельное движение можно разложить на
- а) переносное поступательное и относительное вращательное;
 - б) переносное вращательное и относительное поступательное;
 - в) переносное поступательное и относительное поступательное;
 - г) переносное вращательное и относительное вращательное;
7. На планах скоростей вектора всех абсолютных скоростей выходят
- а) из разных точек;
 - б) из одной любой точки;
 - в) из концов векторов относительных скоростей;
 - г) из полюса плана.
8. Нормальное ускорение равно
- а) $a^n = \omega L$;
 - б) $a^n = \omega L^2$;
 - в) $a^n = \omega^2 L$;
 - г) $a^n = \varepsilon L$.
9. Тангенциальное ускорение равно
- а) $a^\tau = \varepsilon L$;
 - б) $a^\tau = \omega/L$;
 - в) $a^\tau = L/\omega$;
 - г) $a^\tau = \omega^2 L$.
10. Угловая скорость равна
- а) $\omega = VL$;
 - б) $\omega = V/L$;
 - в) $\omega = VL^2$;
 - г) $\omega = V^2/L$.
11. Согласно теореме подобия, точки на плане механизма и на плане скоростей образуют
- а) замкнутые фигуры и пропорциональные отрезки;
 - б) подобные фигуры и пропорциональные отрезки;
 - в) перпендикулярные фигуры и параллельные отрезки;
 - г) параллельные фигуры и перпендикулярные отрезки.
12. На механизм действуют силы, подразделяемые на
- а) силы веса, трения, движущие силы и силы сопротивления;

- б) движущие силы, силы инерции, силы веса, реакции в кинематических парах;
- в) движущие силы, силы сопротивления, силы инерции, реакции в кинематических парах;
- г) силы сопротивления, реакции в кинематических парах, силы инерции, силы веса.

13. Движущие силы – это силы, совершающие

- а) положительную работу, замедляя движение звеньев;
- б) отрицательную работу, ускоряя движение звеньев;
- в) положительную работу, ускоряя движение звеньев;
- г) полезную работу, замедляя движение звеньев.

14. Согласно принципу Даламбера, задача динамики сводится к статическому расчету, если к ускоренно движущейся системе приложить:

- а) внешние силы, силы трения и реакции связей;
- б) силы реакции, силы трения и внешние силы;
- в) внешние силы, силы инерции и реакции связей;
- г) силы сопротивления, силы трения и реакции связей.

15. При графоаналитическом методе силового расчета механизма он разбивается:

- а) на отдельные звенья, при этом расчет начинается с входного звена и заканчивается расчетом выходного звена;
- б) на отдельные структурные группы, при этом расчет начинается с последней структурной группы и заканчивается расчетом входного звена;
- в) на отдельные структурные группы, при этом расчет начинается с входного звена и заканчивается последней структурной группой;
- г) на отдельные звенья, при этом расчет начинается с выходного звена и заканчивается расчетом входного звена.

16. Ускоренно движущееся тело можно условно рассматривать в равновесии, если к нему приложить внешние силы, реакции связей и

- а) силы веса;
- б) силы инерции;
- в) силы сопротивления;
- г) движущие силы.

Тема 3. Механические передачи. Фрикционные и ременные передачи

Содержание темы: Общие сведения о передачах вращения. Механика

фрикционных передач и вариаторов. Критерии работоспособности и расчет

катков передач. Классификация ременных передач. Геометрические, кинематические и силовые зависимости в ременных передачах. Расчет ремней на тяговую способность и долговечность.

Тестовые задания

1. Механизм с передаточным отношением 1,5 – это

- а) редуктор;
- б) мультипликатор;
- в) вариатор;
- г) генератор.

2. Механизм с передаточным отношением 0,5 – это

- а) редуктор;
- б) мультипликатор;
- в) вариатор;
- г) генератор.

3. Вариатор – это механизм, обеспечивающий

- а) ступенчатое преобразование скоростей;
- б) бесступенчатое преобразование скоростей;
- в) ступенчатое преобразование крутящего момента;

г) ступенчатое преобразование крутящего момента и скорости.

4. Какое из приведенных отношений называется передаточным отношением одноступенчатой передачи?

а) ω_2/ω_1 ;

б) d_1/d_2 ;

в) ω_1/ω_2 ;

г) z_1/z_2 .

5. Механизм, служащий для понижения угловых скоростей и увеличения крутящих моментов называется:

а) вариатор;

б) мультипликатор;

в) редуктор;

г) генератор.

6. Определить момент на ведущем валу передачи, если мощность на выходе из передачи 6,6 кВт; скорость на входе и выходе 60 с⁻¹ и 15 с⁻¹ соответственно; КПД = 0,96:

а) 440 Нм;

б) 110 Нм;

в) 1760 Нм;

г) 115 Нм.

7. Определить требуемую мощность электродвигателя, если мощность на выходном валу ременной передачи 12,5 кВт; КПД передачи 0,92;

а) 12 кВт;

б) 9,84 кВт;

в) 13,59 кВт;

г) 15,88 кВт.

8. Для одноступенчатой передачи определить момент на ведомом валу, если мощность на входе $N_1 = 5$ кВт; $\omega_1 = 157$ с⁻¹; $\omega_2 = 62,8$ с⁻¹; $\eta = 0,97$

а) 31,87 Нм;

б) 47,8 Нм;

в) 77,2 Нм;

г) 79,7 Нм.

9. Для многоступенчатой передачи определить общее передаточное число, если $\omega_1 = 100$ с⁻¹; $\omega_2 = 25$ с⁻¹; $\omega_3 = 5$ с⁻¹:

а) 20;

б) 4,5;

в) 5;

г) 5,5.

10. Преимуществом фрикционных передач является:

а) постоянство передаточного отношения;

б) возможность бесступенчатого регулирования скоростей;

в) возможность передачи больших крутящих моментов;

г) большие передаточные отношения.

11. Определить минимальное потребное усилие пружины, если вращающий момент на ведомом валу фрикционной передачи 15 Нм; диаметр ведомого катка 350 мм; материал катков – сталь; передача работает со смазкой, коэффициент трения $f = 0,01$:

а) 8571 Н;

б) 877 Н;

в) 4285 Н;

г) 85,7 Н.

12. Основным критерием работоспособности ременной передачи является:

- а) тяговая способность передачи;
- б) прочность ремня;
- в) износостойкость ремня;
- г) высота ремня.

13. При расчете ременных передач полезная окружная сила равна

- а) разности сил натяжения в набегающей и сбегающей ветвях ремня;
- б) сумме сил натяжения в набегающей и сбегающей ветвях ремня;
- в) полусумме сил натяжения в набегающей и сбегающей ветвях ремня;
- г) половина разности сил натяжения в набегающей и сбегающей ветвях ремня.

14. Определить коэффициент скольжения в ременной передаче, если диаметр ведущего шкива $d_1 = 60$ мм; диаметр ведомого шкива $d_2 = 150$ мм; частота вращения ведущего вала $n_1 = 1000$ мин⁻¹, ведомого вала $n_2 = 390$ мин⁻¹

- а) 0,04;
- б) 0,025;
- в) 0,25;
- г) 0,015.

15. Диапазон регулирования вариаторов равен

- а) $R_{1max}/(R_{2min})$;
- б) $R_{2max}/(R_{1min})$;
- в) R_{1max}/R_{1min} ;
- г) $R_{2max}/(R_{2min})$.

16. Максимальное значение диапазона регулирования вариатора равно

- а) 4,0;
- б) 6,0;
- в) 8, 0;
- г) 10,0.

Тема 4. Зубчатые передачи

Содержание темы: Классификация зубчатых передач. Геометрия

эвольвентного зацепления. Основные параметры зубчатых колёс. Расчет прямозубых цилиндрических передач на прочность. Особенности геометрии и расчета косозубых, конических и червячных передач.

Тестовые задания

1. Начальные окружности — это окружности:

- а) которые перекатываются друг по другу без скольжения;
- б) стандартного модуля;
- в) по которым толщина зуба равна ширине впадины;
- г) по которым обкатывается инструмент при нарезании.

2. Эвольвента - это траектория точки, лежащей:

- а) на окружности, называемой делительной, которая перекатывается по прямой;
- б) на прямой, которая перекатывается по окружности, называемой начальной;
- в) на прямой, которая перекатывается по окружности, называемой основной;
- г) на окружности впадин, которая перекатывается по прямой.

3. Отношение шага зубьев зубчатого колеса по делительной окружности к числу π называется:

- а) коэффициентом коррекции;
- б) модулем зацепления;
- в) коэффициентом перекрытия;
- г) коэффициентом смещения инструмента.

4. Рассчитать передаточное отношение цилиндрической зубчатой передачи, если $a_{(W)} = 160$ мм; $d_1 = 80$ мм:
- 2;
 - 2,5;
 - 3;
 - 4.
5. Определить модуль зуба колеса, если окружной шаг 12,56 мм:
- 12,5 мм;
 - 6 мм;
 - 2,5 мм;
 - 4 мм.
6. Определить передаточное отношение второй ступени двухступенчатой передачи (рис. 1), если $\omega_{вх} = 240$ с-1; $\omega_{вых} = 20$ с-1; $z_1 = 18$; $z_2 = 54$:
- 12,0;
 - 4,0;
 - 3,0;
 - 5,0

Рис. 1

7. Как изменится мощность на выходном валу передачи если число зубьев второго колеса z_2 увеличится в 2 раза?
- увеличится в 2 раза;
 - уменьшится в 2 раза;
 - не изменится;
 - увеличится в 4 раза.
8. Коэффициент перекрытия зубчатой передачи должен быть:
- $\epsilon > 1$;
 - $\epsilon < 1$;
 - $\epsilon = 1$;
 - $\epsilon = 2$.
9. В косозубом колесе стандартное значение имеет
- нормальный модуль;
 - осевой модуль;
 - торцевой модуль;
 - радиальный модуль.
10. Червячные передачи являются передачами:
- с параллельными осями;
 - со скрещивающимися осями;
 - с пересекающимися осями;
 - с наклонными осями.
11. Общее передаточное отношение многоступенчатого зубчатого механизма равно
- сумме передаточных отношений отдельных ступеней;
 - произведению передаточных отношений отдельных ступеней;
 - разности передаточных отношений отдельных ступеней;
 - отношению передаточных отношений отдельных ступеней.
12. Траектория точек контакта зубьев в процессе зацепления двух зубчатых колес называется
- эвольвентой;
 - эволютой;
 - линией зацепления;

г) окружность.

13. Диаметр делительной окружности прямозубого колеса определяется по формуле

а) $d=mz$;

б) $d=m(2+2h_a)$;

в) $d=m(2+2h_a+2x)$;

г) $d=(mz)/2$.

14. На зубья прямозубых колес действуют

а) окружная и осевая силы;

б) окружная и радиальная силы;

в) радиальная и осевая силы;

г) нормальная и осевая силы.

15. Коэффициент формы зуба при расчете на изгиб прямозубых колес зависит от

а) модуля зуба;

б) числа зубьев и коэффициента коррекции;

в) толщины ножки зуба;

г) высоты зуба.

16. Формула Герца при проверочном расчете зубчатых колес применяется для определения напряжений:

а) контактных;

б) изгиба;

в) кручения;

г) допустимых.

17. Как влияет повышение твердости поверхности на контактную прочность зубчатых колес?

а) не влияет;

б) увеличивается a_W ;

в) повышается $[\sigma_H]$;

г) понижается $[\sigma_H]$

19. Какая основная причина ограничения величины угла наклона зуба в цилиндрической косозубой передаче?

а) увеличение коэффициента перекрытия;

б) увеличение концентрации напряжений в зацеплении;

в) увеличение осевой нагрузки на подшипники;

г) увеличение габаритных размеров.

20. Бронзовый венец на червячное колесо ставится с целью

а) уменьшить трение;

б) уменьшить опасность заедания;

в) уменьшить износ;

г) увеличить надежность.

21. Достоинством червячной передачи является

а) возможность получения больших передаточных чисел;

б) высокий КПД;

в) дешевизна антифрикционных материалов;

г) возможность передачи большой мощности.

Тема 5. Валы, подшипники, муфты

Содержание темы: Назначение, конструкция валов и осей. Расчет валов на прочность и жесткость. Общая характеристика подшипников скольжения и качения. Расчет подшипников качения на долговечность. Классификация и основные типы муфт.

Тестовые задания

1. В расчете подшипника скольжения при жидкостном трении определяется
 - а) среднее удельное давление;
 - б) критерий теплостойкости (pv);
 - в) величина диаметрального зазора;
 - г) величина радиальной силы.
2. Какой момент учитывается при проектировочном (предварительном) расчете вала?
 - а) изгибающий момент M_u ;
 - б) крутящий момент T_k ;
 - в) эквивалентный момент $\sqrt{M_u^2 + T_k^2}$;
 - г) суммарный момент $M_u + T_k$.
3. Проверочный расчет валов и осей заключается в определении
 - а) максимальных нормальных напряжений;
 - б) максимальных касательных напряжений;
 - в) коэффициентов запаса прочности;
 - г) максимальных изгибных напряжений.
4. Определить диаметр вала для передачи мощности 5,5 кВт при частоте вращения вала 750 мин⁻¹, если материал вала – сталь; допускаемое напряжение кручения 16МПа:
 - а) 25 мм;
 - б) 28 мм;
 - в) 36 мм;
 - г) 42 мм.
5. Указать основной критерий работоспособности валов:
 - а) статическая прочность при изгибе;
 - б) сопротивление усталости;
 - в) статическая прочность при совместном действии M_u и T_k ;
 - г) устойчивость.
6. Участок оси или вала, которым они опираются на подшипник называется:
 - а) пята;
 - б) подпятник;
 - в) опора;
 - г) цапфа.
7. Валы в основном рассчитывают
 - а) на кручение и изгиб;
 - б) на кручение;
 - в) на изгиб.
8. Оси в основном рассчитывают
 - а) на кручение и изгиб;
 - б) на кручение;
 - в) на изгиб.
9. Валы
 - а) всегда вращаются;
 - б) могут быть неподвижны;
 - в) вращаются или неподвижны;
10. Оси
 - а) всегда неподвижны;
 - б) всегда вращаются;
 - в) вращаются или неподвижны.
11. Вал в отличие от оси может
 - а) иметь прямолинейную форму;
 - б) передавать крутящий момент;
 - в) передавать радиальную силу;

г) передавать осевую силу.

12. Выбрать обозначение изображенного подшипника (рис. 2):

- а) 105;
- б) 7107;
- в) 307;
- г) 208.

Рис. 2

13. Динамическая грузоподъемность подшипника качения – это

- а) максимальная нагрузка, которую может выдержать подшипник;
- б) максимальная нагрузка, которую может выдержать подшипник в течение одного миллиона оборотов внутреннего кольца без признаков усталостного разрушения;
- в) максимальная нагрузка, которую может выдержать подшипник без признаков появления остаточных деформаций;
- г) максимальная нагрузка, которую может выдержать подшипник в течение одного миллиона оборотов наружного кольца.

14. Каково назначение муфт?

- а) передача вращающего момента с изменением направления вращения;
- б) соединение концов валов без изменения величины и направления вращающего момента;
- в) изменение значения вращающего момента;
- г) создание дополнительной опоры для длинных валов.

15. Какое обозначение имеет радиально-упорный роликовый подшипник?

- а) 205;
- б) 36212;
- в) 7210;
- г) 80204.

Тема 6. Соединения деталей. Разъемные и неразъемные соединения

Тестовые задания

1. Метрическая резьба имеет угол профиля:

- а) 60° ;
- б) 45° ;
- в) 30° ;
- г) 55° .

2. Наименьшее трение возникает в резьбе

- а) прямоугольной;
- б) треугольной;
- в) трапецеидальной;
- г) круглой.

3. В крепежных резьбах наиболее рационален профиль

- а) треугольный;
- б) прямоугольный;
- в) трапецеидальный;
- г) круглый.

4. Если резьбовое соединение нагружено силами в плоскости стыка, и винты поставлены с зазором, винты рассчитывают

- а) на растяжение;
- б) на срез;
- в) на изгиб;
- г) на смятие.

5. Основное отличие болта от винта:

- а) крупный шаг резьбы;
- б) большая длина резьбовой части;
- в) наличие головки;
- г) наличие гайки.

6. Расчет затянутого и дополнительного нагруженного внешней осевой

силой болта проводится с учетом силы. $F_p = F_{\text{зат}} + \lambda Q$. Что учитывает коэффициент λ ?

- а) скручивание стержня за счет трения;
- б) повышение нагрузки на болт для обеспечения плотности стыка;
- в) часть внешней силы, воспринимаемой болтом;
- г) часть внешней силы, воспринимаемой стыком.

7. Какой параметр является расчетным при выборе шпонки?

- а) ширина;
- б) высота;
- в) длина;
- г) площадь сечения.

8. Шлицевые соединения проверяют

- а) на срез;
- б) на смятие;
- в) на изгиб;
- г) на кручение.

9. Основное отличие в применении шпоночных и шлицевых соединений

- а) шлицевые соединения обеспечивают перемещение деталей вдоль вала;
- б) шпоночные соединения обеспечивают перемещение деталей вдоль вала;
- в) шлицевые соединения применяются для передачи крутящего момента;
- г) шпоночные соединения применяются для передачи крутящего момента;

10. Соединение, при котором боковые поверхности соединяемых элементов частично перекрывают одна другую называют:

- а) стыковое;
- б) тавровое;
- в) нахлесточное;
- г) угловое;

11. Из расчета на прочность сварного шва определить ширину накладки b , если внешняя нагрузка на соединение 35 кН; допускаемое напряжение для металла шва на растяжение 100 МПа, на срез – 65 МПа (рис. 3):

- а) 154 мм;
- б) 77 мм;
- в) 108 мм;
- г) 54 мм.

Рис. 3

12. Определить необходимую длину фланговых швов для соединения полосы толщиной 8 мм к косынке из расчета сварного соединения на прочность (рис. 4), если допускаемое напряжение для металла шва 75 МПа:

- а) 162 мм;
- б) 81 мм;
- в) 58 мм;
- г) 114 мм.

Рис. 4

13. Для изображенного (рис.5) сварного соединения выбрать формулу для расчетной площади шва:

- а) 2kb;
- б) 20,7kb;
- в) 8b;
- г) 0,7kb.

Рис. 5

14. Указать основные недостатки сварных швов:

- а) трудоемкость изготовления;
- б) низкая технологичность;
- в) невозможность соединения различных материалов;
- г) неоднородность структуры и свойств, остаточные напряжения.

Контрольные работы

Задание 1.

Тема. Структурный анализ рычажных механизмов

Сделать структурный анализ рычажного механизма показанного на рис.1.

Рис. 1.

Задание 2.

Тема. Кинематический анализ рычажных механизмов

Провести кинематический анализ рычажных механизмов, приведенных на рис.2.

Рис. 2.

Задание 3.

Тема. Силовой расчет рычажных механизмов

Провести кинетостатический силовой расчет механизмов, приведенных на рис. 2, и определить уравновешивающую силу на ведущем звене, считая эту силу приложенной в точке В. Перпендикулярно кривошипу АВ.

Задание 4.

Тема. Динамический анализ рычажных механизмов

Определить уравновешенную силу с помощью рычага Жуковского для механизмов, приведенных на рис.2. Результаты расчетов сравнить с предыдущим заданием.

Расхождение значений указать в процентах.

Задание 5.

Тема. Кинематический анализ зубчатых механизмов.

Задача 1. Определить передаточное число механизма.

Дано: $z_1=20$; $z_2=17$; $z_3=120$; $z_4=22$; $z_5=88$; $z_6=24$; $z_7=96$.

Рис. к задаче 1

Задача 2. Определить передаточное число механизма.

Дано: $z_1=20$; $z_2=40$; $z_3=100$.

Рис. к задаче 2.

Задача 3. Определить передаточное число механизма.

Дано: $z_1=18$; $z_2=54$; $z_2'=20$; $z_3=15$; $z_4=80$; $z_4'=20$; $z_5=18$; $z_6=90$; $z_7=20$; $z_8=60$; $z_8'=20$; $z_9=60$.

Рис. к задаче 3

Задача 4.

Определить передаточное число механизма.

Дано: $z_1=20$; $z_2=40$; $z_3=45$; $z_4=60$; $z_5=18$; $z_6=72$; $z_7=22$; $z_8=44$; $z_9=110$.

Рис. к задаче 4

Задача 5. Для двух передач определить передаточные числа, угловые скорости и крутящие моменты на выходных валах механизмов.

(Потери на трение не учитывать).

Дано: $\omega_1=100\text{с}^{-1}$; $T_1=20\text{Нм}$; $z_1=18$; $z_2=72$; $z_3=18$; $z_4=90$.

Рис. к задаче 5

Задача 6. Определить передаточное число механизма.

Дано: $z_1=18$; $z_2=54$; $z_3=20$; $z_4=40$; $z_5=100$; $z_6=18$; $z_7=36$; $z_8=90$.

Рис. к задаче 6

Задача 7. Определить передаточное число механизма.

Дано: $z_1=18$; $z_2=54$; $z_2'=22$; $z_3=66$; $z_3'=17$; $z_4=68$; $z_4'=20$ $z_5=100$.

Расчетно-графическое задание

Тема. Энергокинематический расчет привода

Провести энергокинематический расчет привода ленточного конвейера.

Дано: усилие на ленте транспортера составляет $F = 5 \text{ кН}$;

скорость ленты равна $V = 0,95 \text{ м/с}$;

диаметр барабана транспортера $d_b=0,30 \text{ м}$.

Схема привода показана на рис.1.

Рис.1.

1. Определить мощность электродвигателя;
2. Определить угловую скорость и частоту вращения вала барабана.
3. По расчетной мощности электродвигателя и частоте вращения его вала (учитывая возможности данного привода, т.е. возможные значения частных передаточных чисел для ременной передачи $u_p=2\div 4$ и для цилиндрической зубчатой передачи $u_{12}=4\div 6, u_o=8\div 24$) выбрать марку электродвигателя серии 4А.
4. Определить номинальную частоту вращения вала электродвигателя, учитывая величину коэффициента скольжения выбранного двигателя ($n_H=n_1$).
5. Определить фактическое общее передаточное число привода.
6. Разбить по ступеням привода полученное передаточное число, при этом для зубчатой передачи принять целое число.
7. Определить угловую скорость и частоту вращения второго вала трансмиссии
8. Определить крутящие моменты на всех валах трансмиссии привода, с учетом потерь на трение (КПД зубчатой передачи принять равную: $\eta_z=0,97$, ременной $\eta_{rp}=0,93$, пары подшипников $\eta_{пп}=0,99$).