

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего
профессионального образования

НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
«МИСиС»

Институт ЭКОТЕХ

КАФЕДРА ИНЖИНИРИНГА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

Методические указания по расчетно-графическим работам студентов
специальности 130400 «Горное дело»

Раздел «Теория механизмов и машин. Детали машин»

Составители: Бардовский А.Д.,
Воронин Б.В.,
Вьюшина М.Н.
Вержанский П.М.,

Москва 2015

СОДЕРЖАНИЕ

<i>ПРОГРАММА КУРСА «ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА»</i>	
<i>РАЗДЕЛ «ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН. ДЕТАЛИ</i>	
<i>МАШИН»</i>	2
Литература	4
КОНТРОЛЬНЫЕ РАБОТЫ	4
Задача № 1	5
Задача № 2	14
Перечень вопросов для письменной работы студентов- заочников	38
Таблица номеров контрольных вопросов	43

ПРОГРАММА КУРСА «ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА»

РАЗДЕЛ «ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН. ДЕТАЛИ МАШИН»

Введение

Предмет и задача курса. Базовые науки. Основные понятия и определения: машина, прибор, механизм, машинный агрегат. Основные характеристики и требования, предъявляемые к механизмам, машинам и машинным агрегатам. Краткий очерк о становлении и развитии прикладной механики как науки.

I. Структура и кинематика механизмов и машин

Основные понятия и определения. Звенья, кинематические пары, кинематические цепи. Принципы формирования механизмов.

Структурный анализ механизмов. Структурные формулы механизмов.

Структурно-функциональная классификация механизмов, области их рационального применения, в том числе и в горной технике.

Функциональная классификация машин: машины-двигатели и рабочие машины.

Исследование кинематики механизмов. Методы кинематического исследования. Построение планов положений, траекторий точек звеньев механизма, планов скоростей и ускорений рычажных механизмов. Исследование кинематики механизмов вращательного движения аналитическими и графическими методами.

II. Основы динамики машин и механизмов

Классификация сил, действующих на звенья механизмов и машин. Приведение сил, моментов и масс.

Математическое моделирование механических систем. Уравнения движения механизма в конечной и интегральной форме. Три стадии движения машины и их энергетические характеристики.

Трение в механизмах и машинах, трение в кинематических парах.

Коэффициент полезного действия систем машин и механизмов. Контактное взаимодействие элементов машин и механизмов.

Явление неуравновешенности вращающихся масс и способы ее устранения. Вибронагруженность и виброзащита машин.

III. Основные модели прочности и конструктивной надежности элементов механизмов и машин. Детали и узлы машин и механизмов

Общие сведения о деталях и узлах машин. Основные требования, предъявляемые к ним.

Основные понятия и определения: деталь, узел, сборочная единица.

Критерии работоспособности деталей и узлов машин. Основы теории надежности. Понятие технологичности конструкции.

Машиностроительные материалы и прочность изготовления.

Основные сведения о допусках и посадках.

Соединения деталей машин. Разъемные и неразъемные соединения. Конструктивные формы. Оценка прочности элементов соединений, область применения, эксплуатационные характеристики.

Трансмиссии машин. Механизмы вращательного движения.

Классификация механизмов для передачи вращательного движения. Структура трансмиссий. Основные кинематические и геометрические параметры.

Механические передачи. Область рационального применения различных типов передач. Сравнительные технико-экономические характеристики различных типов передач.

Соотношения между угловыми скоростями, мощностями и крутящими моментами на валах механических передач.

Зубчатые механизмы. Геометрические и кинематические характеристики. Понятие о редукторах и мультипликаторах. Планетарные зубчатые механизмы. Конструктивные формы зубчатых колес.

Передачи с гибкими связями (ременные и цепные).

Другие виды передаточных механизмов.

Виды разрушения деталей передач. Установление параметров, обеспечивающих надежность и долговечность механических передач.

Валы и оси. Назначение, выбор расчетных нагрузок и расчетных схем. Критерии работоспособности валов и осей, их конструкции при различных видах нагружения. Проектный и проверочный расчет валов.

Опоры осей и валов. Подшипники скольжения. Конструктивные формы, материалы, смазка, область применения, расчет.

Подшипники качения. Классификация, конструктивные формы, критерии работоспособности. Подбор подшипников по динамической грузоподъемности. Методика определения долговечности подшипников.

Муфты. Назначение, классификация, конструкции наиболее распространенных типов муфт. Область применения и эксплуатационные характеристики каждого типа.

Общие вопросы проектирования. Стадии конструирования машин, принципы автоматизированного проектирования.

Литература

1. Прикладная механика. Учебное пособие для вузов/ Под ред. В.М.Осецкого. Изд. 2-е, перераб. и доп.- М.: Машиностроение, 1977.
2. Теория механизмов и машин. Учеб. для вузов/ К.В.Фролов, С.А.Попов, А.К.Мусатов и др.: под ред. К.В.Фролова.- М.: Высш. шк., 1987.
3. Иванов М.Н. Детали машин: Учеб. для машиностр. спец. вузов. 5-е изд., перераб.- М.: Высш. шк., 1991.
4. Чернилевский Д.В. Основы проектирования машин. Учебное пособие для вузов - М.: УмиИЦ «Учебная литература», 1998.
5. Чернавский С.А. и др. Курсовое проектирование деталей машин.- М.: Высшая школа, 1985.

КОНТРОЛЬНЫЕ РАБОТЫ

Согласно учебному плану студенты-заочники специальностей ТО, ТПУ, СП, ГГ, ТБ, ГЭ выполняют по разделу «Теория механизмов и машин. Детали машин» одну контрольную работу. Эта контрольная работа содержит две задачи.

Задача №1. Структурный и кинематический анализ механизма.

Задача №2. Определение геометрических параметров зубчатой ступени (шестерня – колесо) редуктора, передаточного числа (u) ступеней и величины передаточного отношения (i) всего механизма.

Определение общего КПД механизма и силовых параметров (P, T) на всех валах механизма.

Расчет прочности зубьев для одной ступени по контактным (σ_H) и изгибным (σ_F) напряжениям. Выбор материала для изготовления зубчатых колес, разработка конструкции вала и его проектный расчет. Выбор шпонки.

Каждая задача содержит десять заданий по десять вариантов числовых данных (0, 1, ..., 9).

Номер задания выбирается по последней цифре шифра, а вариант числовых данных – по предпоследней.

При выполнении контрольной работы условия задачи обязательно переписываются и схемы перерисовываются, а также указывается номер задания и вариант.

Задача № 1

Провести структурный анализ рычажного механизма. При этом следует определить:

- количество подвижных звеньев и пар;
- класс пар;
- степень подвижности механизма;
- количество структурных групп, их класс и класс механизма.

Провести кинематический анализ рычажного механизма:

- построить план скоростей для заданного положения механизма;
- определить скорость в точке С;
- построить план ускорений механизма;
- определить ускорение в точке С.

Пример выполнения задачи № 1

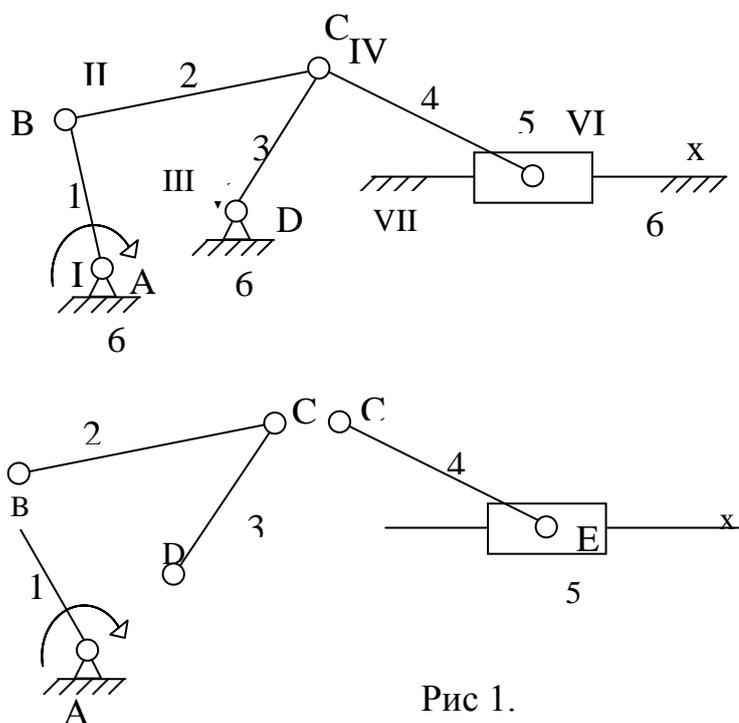


Рис 1.

На рис. 1 приведена структурная схема шестизвенного механизма.

1. В этом механизме подвижные звенья пронумерованы арабскими цифрами (1, 2...), а кинематические пары - римскими (I, II... VII). В механизме пять подвижных звеньев $n = 5$ и стойка 6. Звено 1 – кривошип, входное звено, совершает полное вращательное движение; звено 2 и 4 –

шатуны, совершают плоское движение; звено 3 – коромысло, совершает неполное (возвратно-вращательное) движение; звено 5 – ползун, совершает поступательное движение; звено 6 – стойка, неподвижное звено. Все неподвижные звенья пронумерованы одной цифрой.

2. Подвижные соединения звеньев образуют кинематические пары. В нашем механизме семь кинематических пар V класса ($p_5 = 7$), из которых 6 пар вращательные и одна поступательная. Все пары низшие, так как соединительными элементами пар являются поверхности.

3. Степень подвижности механизма (W):

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1 .$$

Таким образом, в нашем механизме одно ведущее звено и число условий связи $S = 5$.

4. Рассоединим механизм на структурные группы в следующем порядке: первой отсоединяется структурная группа (звенья 5 и 4), наиболее удаленная от ведущего звена 1. Эти звенья с тремя кинематическими парами представляют собой структурную группу II класса, второго порядка второй модификации [1]. Если степень подвижности оставшейся части будет равна $W = 1$, т.е. такая же, как у исходного механизма, то первая структурная группа отсоединена правильно. Далее отсоединяем вторую группу (звенья 2 и 3), которая является также структурной группой II класса, второго порядка первой модификации. После отделения этой группы остались кривошип 1 и стойка 6, которые являются механизмом I класса и называются также начальным механизмом.

Так как обе структурные группы II класса, к этому же классу принадлежит и весь механизм.

5. Кинематический анализ рычажных механизмов методом планов покажем на примере рычажного механизма, изображенного на рис.2,а. Звено 1 – ведущее, вращается с постоянной угловой скоростью $\omega_1 = 60 \text{ с}^{-1}$. Размеры звеньев: $l_{O_1A} = 0,2 \text{ м}$; $l_{AB} = 0,5 \text{ м}$; $l_{BO_2} = 0,4 \text{ м}$; $l_{O_1O_2} = 0,6 \text{ м}$, $l_{BD} = 0,2 \text{ м}$; $l_{DC} = 0,1 \text{ м}$. Построим план скоростей для заданного положения механизма и определим скорости характерных точек (А, В, D и С).

Определяем скорость точки А кривошипа

$$v_A = \omega_1 \cdot l_{O_1A} = 60 \cdot 0,2 = 12 \text{ м/с}.$$

Точка В принадлежит как звену 2, так и звену 3. Скорости точки В, принадлежащей шатуну 2, и коромыслу 3, очевидно равны между собой: $v_{B_2} = v_{B_3} = v_B$. Относя точку В к звену 2 и звену 3, имеем:

$$\bar{v}_B = \bar{v}_A + \bar{v}_{BA}; \quad \bar{v}_B = \bar{v}_{O_2} + \bar{v}_{BO_2},$$

отсюда, учитывая, что $v_{O_2} = 0$, будем иметь

$$\underline{\underline{\bar{v}_A}} + \underline{\underline{\bar{v}_{BA}}} = \underline{\underline{\bar{v}_{BO_2}}}. \quad (1.1)$$

Скорость точки А известна по модулю и направлению и подчеркнута двумя чертами в уравнении (1.1), а у скоростей v_{BA} и v_{BO_2} известны линии действия векторов (перпендикуляры к АВ и BO_2). Эти скорости подчеркнуты одной чертой.

Векторное равенство (1.1) является исходным для построения плана скоростей:

А. Из произвольного полюса P_v (рис.2,б) проводим прямую, перпендикулярную кривошипу O_1A в сторону его вращения. На этой прямой

откладываем отрезок $P_v a$, длина которого выбирается студентом произвольно (50 мм, 100 мм...). Масштаб скорости определяется по формуле

$$\mu_v = \frac{v_A}{l_{np}} = \frac{12}{80} = 0,15 \frac{м/с}{мм}, \quad \text{здесь } l_{np} = l_{pva} = 80 \text{ мм.}$$

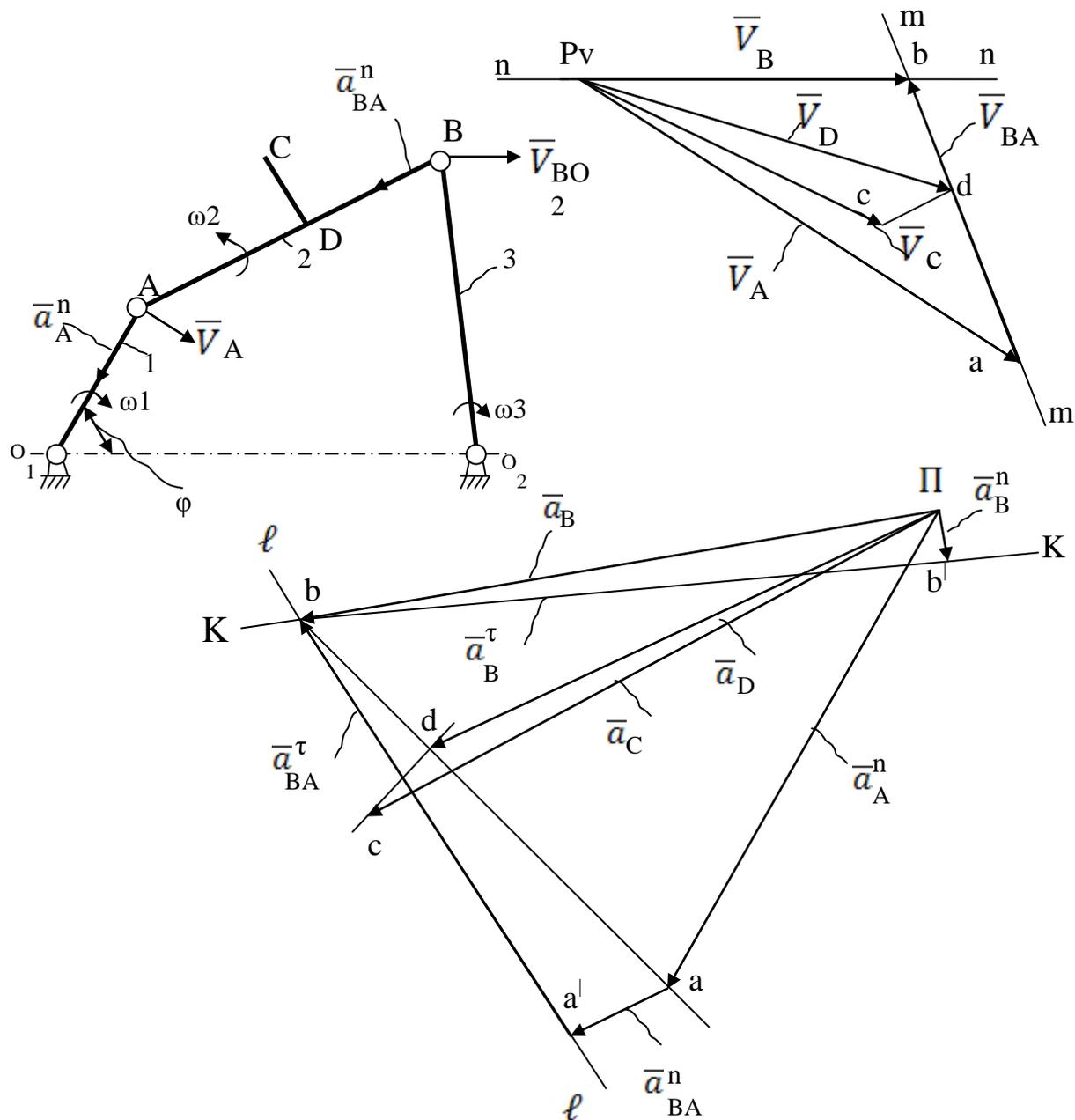


Рис. 2.

Б. Через точку a плана скоростей проводим линию $m-m$ действия вектора $\vec{v}_{BA} \perp AB$, а через точку P_v проводим линию $n-n$ действия вектора $\vec{v}_{BO_2} \perp O_2B$. Точка « b » пересечения прямых $m-m$ и $n-n$ является концом вектора скорости точки B механизма.

$$v_B = \mu_v \cdot (P_v \cdot b) = 0,15 \cdot 33 = 4,95 \text{ м/с};$$

$$v_{BA} = \mu_v(ab) = 0,15 \cdot 57 = 8,55 \text{ м/с}.$$

Абсолютная скорость точки D (шатуна) при известных скоростях его точек B и C определяется на основании свойства подобия плана скоростей и схемы механизма. На отрезке (ab) плана находим точку d, соответствующую точке D механизма, положение которой определим из подобия

$$\frac{bd}{BD} = \frac{ab}{AB} \text{ откуда } bd = \frac{ab \cdot BD}{AB} = \frac{57 \cdot 0,2}{0,5} = 22,8 \text{ мм}.$$

Скорость точки D будет равна

$$v_D = \mu_v \cdot (P_v \cdot d) = 0,15 \cdot 50 = 7,5 \text{ м/с}.$$

Длину отрезка cd на плане скоростей найдем из того же подобия

$$\frac{ab}{AB} = \frac{dc}{DC}, \text{ откуда находим длину } dc = \frac{ab \cdot DC}{AB} = \frac{57 \cdot 0,1}{0,5} = 11,4 \text{ мм и}$$

положение точки c на плане скоростей. Вектор скорости точки C - это линия $P_v c$ плана, модуль которой

$$v_C = \mu_v(P_v c) = 0,15 \cdot 43 = 6,45 \text{ м/с}.$$

Угловую скорость шатуна 2 находим по линейной скорости v_{BA} относительного движения точки B вокруг точки A:

$$\omega_2 = \frac{v_{BA}}{AB} = \frac{8,55}{0,5} = 17,1 \text{ с}^{-1}.$$

Направление угловой скорости ω_2 определяется вектором \bar{v}_{BA} , если этот вектор перенести с плана скоростей в точку B.

Угловая скорость звена 3:

$$\omega_3 = \frac{v_B}{BO_2} = \frac{4,95}{0,4} = 12,37 \text{ с}^{-1}.$$

Направление угловых скоростей ω_2 и ω_3 показаны на рис. 2,б круговыми стрелками.

Строим план ускорений механизма. Так как $\omega_1 = \text{const}$, то

$$a_A = a_A^n = \omega_1^2 \cdot O_1A = 60^2 \cdot 0,2 = 720 \text{ м/с}^2.$$

В структуре группы 2 – 3 известны абсолютные ускорения точек A и O_2 . Найдем ускорение точки B, имея в виду, что $\bar{a}_{B_2} = \bar{a}_{B_3} = \bar{a}_B$. Относя точку B сначала к звену 2, а затем к звену 3, имеем

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^\tau; \quad \bar{a}_B = \bar{a}_{BO_2}^n + \bar{a}_{BO_2}^\tau.$$

Отсюда

$$\underline{\bar{a}_A} + \underline{\bar{a}_{BA}^n} + \underline{\bar{a}_{BA}^\tau} = \underline{\bar{a}_{BO_2}^n} + \underline{\bar{a}_{BO_2}^\tau}.$$

Получилось исходное векторное уравнение для построения плана ускорений. В этом уравнении

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot AB = 17,1^2 \cdot 0,5 = 146,2 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{BO_2}^n = \omega_3^2 \cdot BO_2 = 12,37^2 \cdot 0,4 = 61,2 \text{ м/с}^2.$$

По полученному векторному уравнению строим план ускорений (рис.2,в).

Возьмем произвольную точку π за начало отсчета, проведем линию параллельно звену O_1A и отложим на ней отрезок πa . Масштаб ускорения выбирается по формуле

$$\mu_a = \frac{a_A}{l_{np}} = \frac{720}{72} = 10, \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}; \text{ здесь } l_{np} = \pi a = 72 \text{ мм.}$$

Через точку a плана проведем линию, параллельную звену AB , и отложим на ней отрезок aa' , равный $a_{BA}^n / \mu_a = 146,2 / 10 = 14,6$ мм, из конца которого проводим линию $l-l$, перпендикулярную aa' , представляющую линию действия ускорения a_{BA}^τ .

Затем из точки π проведем линию, параллельную звену O_2B , отложим на ней в масштабе величину ускорения $\pi b' = \frac{a_{BO_2}^\tau}{\mu_a} = \frac{61,2}{10} = 6,12$ мм и из

конца b' этого отрезка проведем линию $k-k$, перпендикулярную ему, которая представляет собой линию действия ускорения $a_{BO_2}^\tau$. Пересечение линий $l-l$ и $k-k$ дает точку b . Ускорение точки B будет равно

$$a_B = \mu_a (\pi b) = 10 \cdot 94 = 940, \text{ м/с}^2;$$

$$a_{BA}^\tau = \mu_a (a'b) = 10 \cdot 70 = 700 \text{ м/с}^2; \quad a_{BO_2}^\tau = \mu_a (b'b) = 10 \cdot 93 = 930, \text{ м/с}^2.$$

На основании свойств подобия плана ускорений найдем положение конца вектора абсолютного ускорения точки D шатуна из пропорции $bd = \frac{ab \cdot BD}{AB} = \frac{74 \cdot 0,2}{0,5} = 29,6$ мм. Ускорение точки c найдем, проведя перпендикуляр из точки d , и отложим на нем отрезок dc , который определим также из пропорции

$$dc = \frac{ab \cdot DC}{AB} = \frac{74 \cdot 0,1}{0,5} = 14,8 \text{ мм.}$$

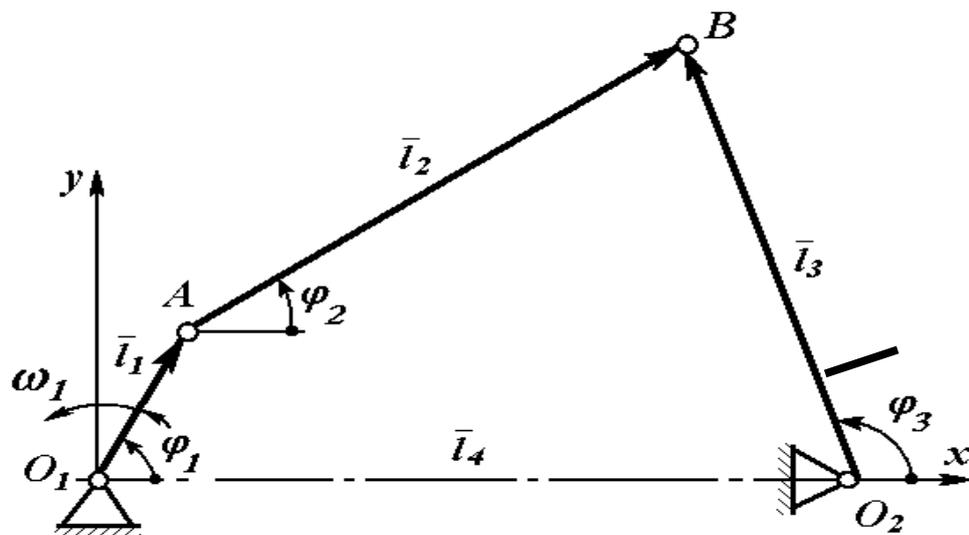
Полное ускорение точек D и C определим из плана: $a_D = \mu_a (\pi d) = 10 \cdot 76 = 760 \text{ м/с}^2$; $a_C = \mu_a (\pi c) = 10 \cdot 90 = 900 \text{ м/с}^2$.

Угловые ускорения ε_2 и ε_3 шатуна и коромысла определим по найденным касательным ускорениям

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^\tau}{AB} = \frac{700}{0,5} = 1400 \text{ с}^{-2}; \quad \varepsilon_3 = \frac{a_{BO_2}^\tau}{BO_2} = \frac{930}{0,4} = 2325 \text{ с}^{-2}.$$

Ниже приведены варианты заданий задачи № 1.

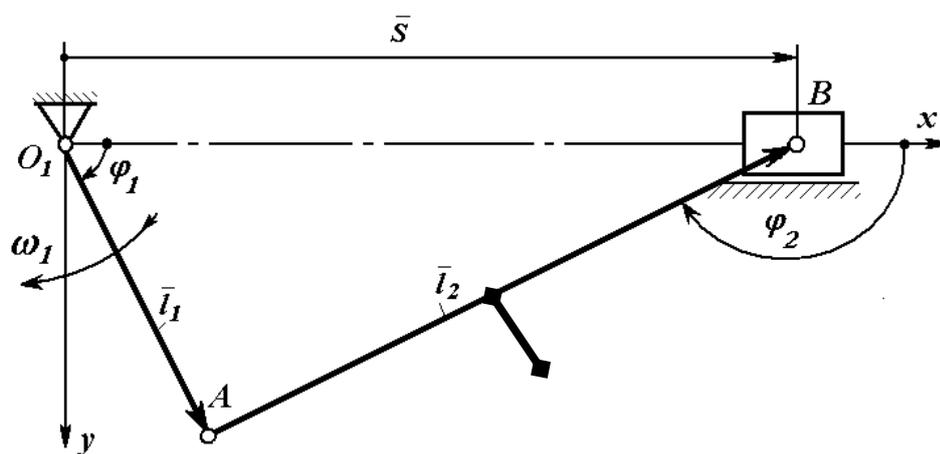
Задача 1.0



Параметр	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{O_1A} \cdot \text{м}$	0,20	0,22	0,24	0,26	0,28	0,30	0,32	0,34	0,36	0,38
$\omega_1, \text{с}^{-1}$	60	55	50	45	40	35	30	25	40	16
$\varphi_1, ^\circ$	30	60	90	120	150	210	240	270	300	330

$$l_{AB} = 3l_{O_1A}; \quad l_{BO_2} = 1,5l_{O_1A}; \quad l_{O_1O_2} = 1,2l_{AB}; \quad l_{O_2D} = 0,2l_{BO_2}; \quad l_{CD} = 0,5l_{O_1A}$$

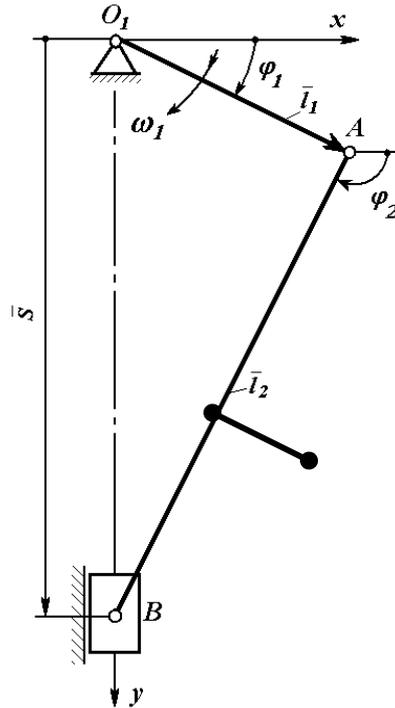
Задача 1.1



Параметр	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{O_1A} \cdot \text{м}$	0,40	0,42	0,44	0,46	0,48	0,38	0,36	0,34	0,32	0,30
$\omega_1, \text{с}^{-1}$	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
$\varphi_1, ^\circ$	90	30	150	300	240	210	120	270	30	60

$$l_{AB} = 5l_{O_1A}; \quad l_{AD} = 0,4l_{AB}; \quad l_{CD} = 0,5l_{AD}$$

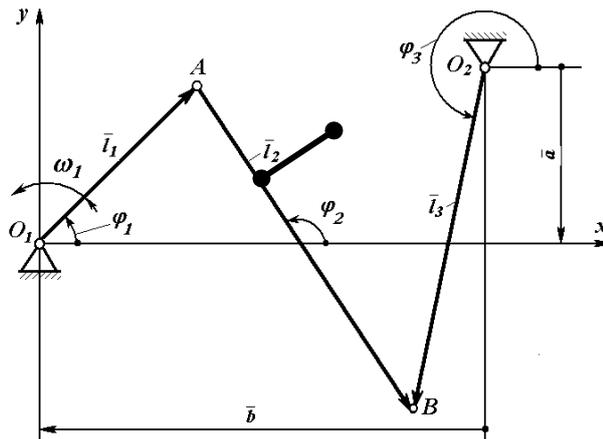
Задача 1.2



Параметр	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{O_1A} \cdot \text{м}$	0,16	0,18	0,20	0,22	0,24	0,26	0,28	0,30	0,32	0,34
$\omega_1, \text{с}^{-1}$	50	48	42	40	38	35	33	30	25	20
$\varphi_1, ^\circ$	330	0	30	300	60	270	120	240	150	210

$$l_{AB} = 4l_{O_1A}; \quad l_{BD} = 1,5l_{O_1A}; \quad l_{CD} = 0,5l_{O_1A}$$

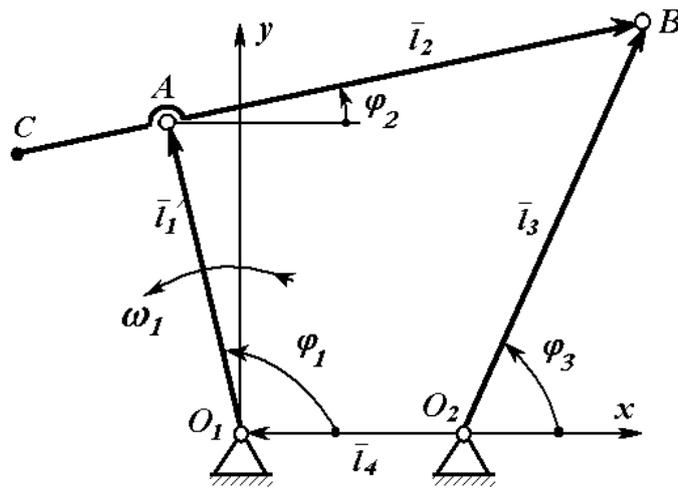
Задача 1.3



Параметр	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{O_1A} \cdot \text{м}$	0,60	0,50	0,40	0,30	0,25	0,32	0,38	0,44	0,48	0,55
$\omega_1, \text{с}^{-1}$	50	48	44	40	36	30	32	25	45	60
$\varphi_1, ^\circ$	0	30	60	90	120	150	210	240	300	330

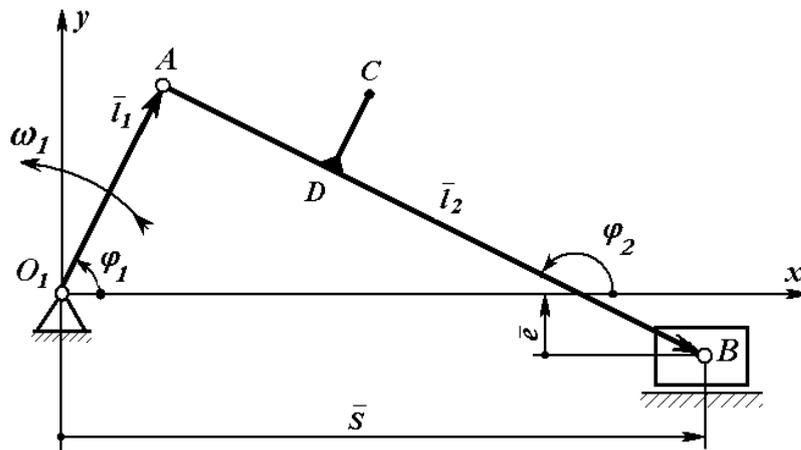
$$l_{AB} = 3l_{O_1A}; \quad l_{O_2B} = 2,04l_{O_1A}; \quad b = 2,5l_{O_1A}; \quad a = l_{O_1A}; \quad l_{AD} = 0,3l_{AB}; \quad l_{DC} = 0,5l_{AD}$$

Задача 1.4



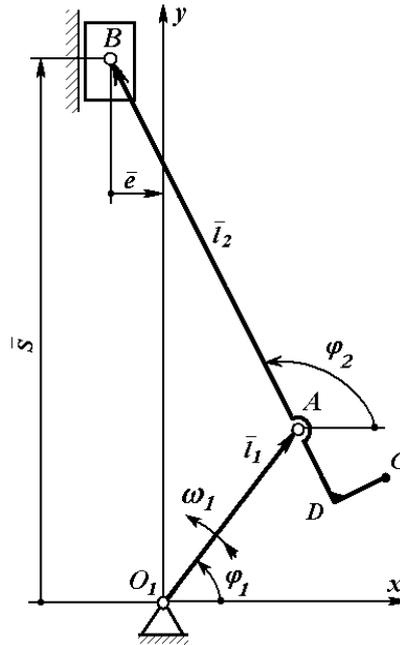
Параметр	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{O_1A} \cdot \text{м}$	0,40	0,42	0,44	0,46	0,48	0,50	0,56	0,60	0,62	0,64
$\omega_1, \text{с}^{-1}$	42	40	36	34	30	28	26	24	20	16
$\varphi_1, ^\circ$	30	45	60	90	120	135	180	270	315	0
$l_{O_1O_2} = 0,3l_{O_1A}; l_{AB} = 2l_{O_1A}; l_{AD} = 0,4l_{AB}; l_{CD} = 0,5l_{AD}; l_{O_1B} = 1,2l_{O_1A}$										

Задача 1.5



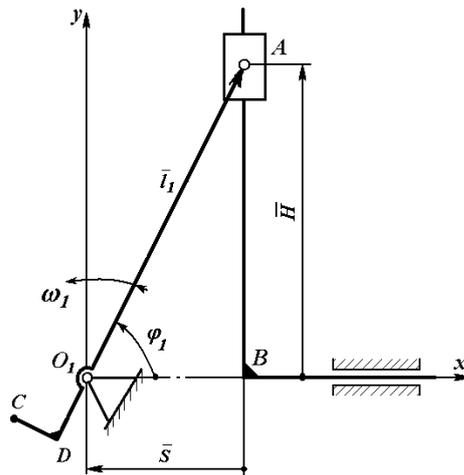
Параметр	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{O_1A} \cdot \text{м}$	0,20	0,40	0,60	0,80	0,50	0,30	0,25	0,70	0,45	0,35
$\omega_1, \text{с}^{-1}$	50	30	20	10	10	15	18	20	25	35
$\varphi_1, ^\circ$	330	30	300	60	270	90	240	120	210	150
$l_{AB} = 4,5l_{O_1A}; l_{AD} = 0,3l_{AB}; l_{CD} = 0,5l_{AD}; e = 0,5l_{O_1A}$										

Задача 1.6



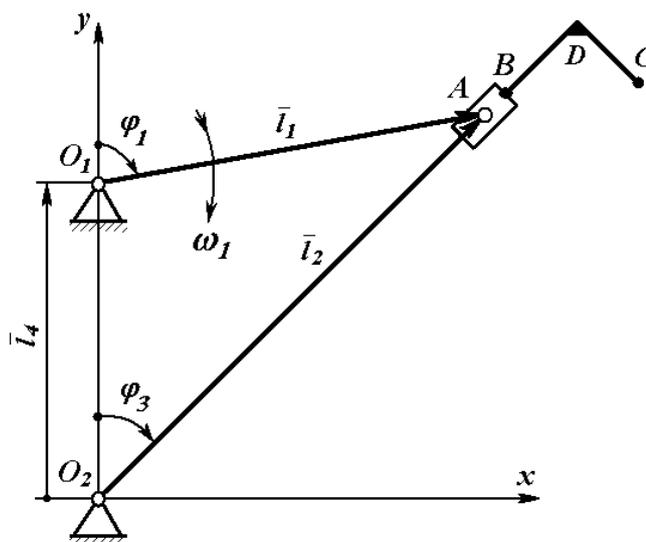
Параметр	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{O_1A} \cdot \text{м}$	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12	0,15	0,21	0,25	0,30	0,10
$\omega_1, \text{с}^{-1}$	60	55	50	45	40	35	30	25	20	60
$\varphi_1, ^\circ$	0	45	90	135	180	215	270	315	360	60
$l_{AB} = 5l_{O_1A}; \quad l_{CD} = 0,5l_{AB}; \quad l_{AD} = 0,25l_{AB}; \quad e = 0,6l_{O_1A}$										

Задача 1.7



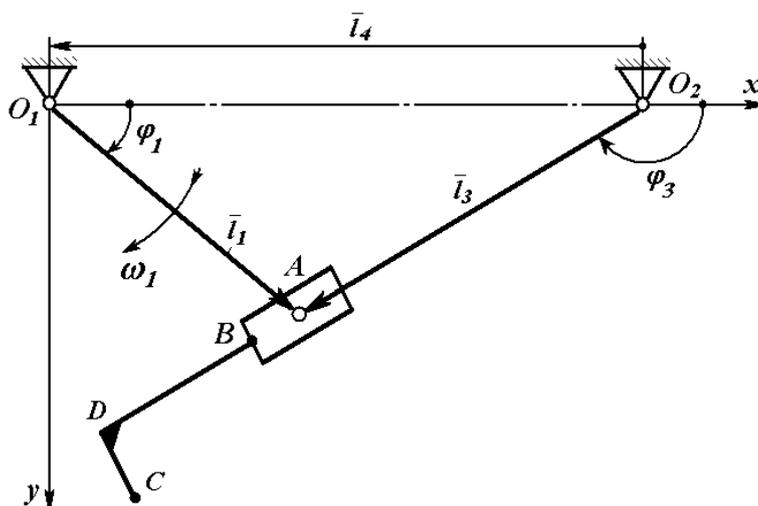
Параметр	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{O_1A} \cdot \text{м}$	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,0	1,2	0,40	0,75	1,05
$\omega_1, \text{с}^{-1}$	120	110	100	90	80	70	60	90	75	100
$\varphi_1, ^\circ$	30	60	120	150	330	300	45	135	225	315
$l_{O_1D} = 0,25l_{AB}; \quad l_{CD} = 0,6l_{O_1D}$										

Задача 1.8



Параметр	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{O_1A} \cdot \text{м}$	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75
$\omega_1, \text{с}^{-1}$	100	75	120	110	90	80	75	100	60	70
$\varphi_1, ^\circ$	315	225	135	45	300	330	150	120	60	30
$l_{O_1O_2} = 1,5l_{O_1A}; l_{AD} = 0,25l_{O_1D} \quad l_{CD} = 0,5l_{AD}$										

Задача 1.9



Параметр	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{O_1A} \cdot \text{м}$	0,5	0,4	0,3	0,5	0,4	0,3	0,5	0,4	0,3	0,5
$\omega_1, \text{с}^{-1}$	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65
$\varphi_1, ^\circ$	30	60	90	120	150	210	240	270	300	330
$l_{O_1O_2} = 2l_{O_1A}; l_{O_1D} = 3l_{O_1A}; l_{CD} = 0,5l_{O_1A}$										

Задача № 2

Произвести анализ горно транспортной машины по заданной кинематической схеме. В задаче следует:

1. Определить диаметры зубчатых колес: делительный, вершин и впадин. Определить межосевые и конусные расстояния. Колеса рассматривать как нулевые, т.е. нарезанные без смещения инструмента.
2. Изобразить в масштабе кинематическую схему зубчатого механизма (на миллиметровой бумаге).
3. Показать на кинематической схеме направление передачи мощности.
4. Определить передаточные числа ступеней, знак и величину передаточного отношения всего механизма.
5. Определить частоту вращения всех валов механизма (валы обозначить римскими цифрами).
6. Определить общий КПД механизма.
7. Определить мощности на всех валах механизма.
8. Определить крутящие моменты на всех валах механизма.
9. Построить диаграммы частот вращения, мощностей и крутящих моментов валов передачи.
10. Расчет прочности зубьев для одной ступени по контактным (σ_H) напряжениям.
11. Расчет прочности зубьев для одной ступени по изгибным (σ_F) напряжениям.
12. Выбор материала для изготовления зубчатых колес, разработка конструкции вала и его проектный расчет. Выбор шпонки.

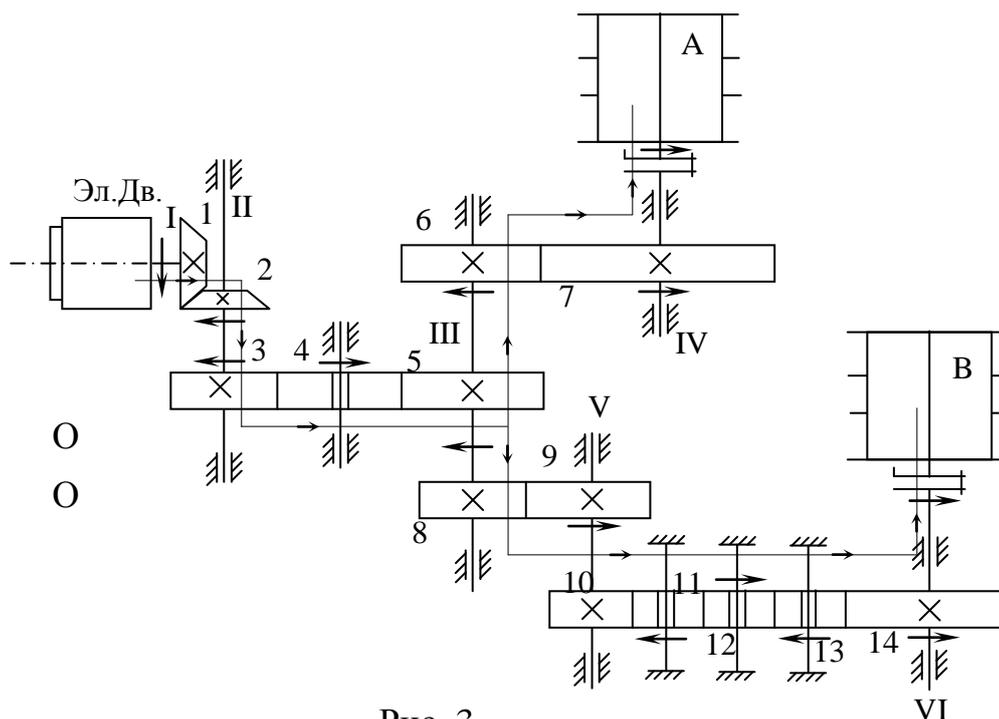


Рис. 3

Пример выполнения задачи № 2

Определить геометрические, кинематические и силовые параметры зубчатого механизма привода очистного комбайна (рис. 3) при следующих параметрах:

$P_{дв} = 60$ кВт; $n_{дв} = 1440$ мин⁻¹; $Z_1 = 17$; $Z_2 = 51$; $Z_3 = 18$; $Z_4 = 20$; $Z_5 = 45$; $Z_6 = Z_8 = Z_{10} = 20$; $Z_7 = 60$; $Z_9 = 30$; $Z_{11} = Z_{12} = Z_{13} = 25$; $Z_{14} = 40$; $m_{1-2} = 6$; $m_{3-4-5} = 8$; $m_{6-14} = 10$ мм.

Решение.

Обозначим все колеса арабскими цифрами, а валы - римскими.

1. Определим геометрические размеры зубчатых колес, полагая их нулевыми, т.е. нарезанными без смещения инструмента.

Для цилиндрических колес.

Диаметры начальных (делительных) окружностей:

$$d = \frac{m \cdot Z}{\cos \beta}, \quad (2.1)$$

где β - угол наклона зуба. Для косозубых колес $\beta = 8 \dots 20^\circ$, для шевронных - $\beta = 25 \dots 40^\circ$.

Диаметры окружностей вершин:

$$d_a = m \cdot \left(\frac{Z}{\cos \beta} + 2 \right). \quad (2.2)$$

Диаметры окружностей впадин:

$$d_f = m \cdot \left(\frac{Z}{\cos \beta} - 2,5 \right). \quad (2.3)$$

Межосевое расстояние:

$$a_\omega = m \cdot \frac{Z_k + Z_u}{2 \cdot \cos \beta}, \quad (2.4)$$

где Z_k – количество зубьев колеса; Z_u – количество зубьев шестерни.

Для конических колес.

Диаметры начальных окружностей в наружном сечении:

$$d_e = m_e \cdot Z. \quad (2.5)$$

Диаметры вершин в наружном сечении:

$$d_a = m_e \cdot (Z + 2 \cdot \cos \delta), \quad (2.6)$$

где δ - углы при вершине начальных конусов колеса и шестерни.

$$\operatorname{tg} \delta_2 = \frac{d_2}{d_1}; \quad \delta_2 = \operatorname{arctg} \frac{d_2}{d_1}; \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2.$$

Диаметр впадин в наружном сечении:

$$d_f = m_e \cdot (Z - 2,4 \cdot \cos \delta). \quad (2.7)$$

$$\text{Конусное расстояние } R_e = 0,5 \cdot m_e \cdot \sqrt{Z_u^2 + Z_k^2}. \quad (2.8)$$

Все рассчитанные размеры для рассматриваемой передачи сведены в таблицу 1. Все колеса считаем прямозубыми.

Таблица 1

№	Z	m, мм	β°	d, мм	d_a , мм	d_f , мм	a, R_e , мм	δ°	i
1	17	6	0	102	113,38	88,33	161,28	18,43	3
2	51	6	0	306	363,79	355,45		71,57	
3	18	8	0	144	160	124	412		2,5
4	20	8	0	160	176	140			
5	45	8	0	360	376	340			
6	20	10	0	200	220	175	400		3
7	60	10	0	600	620	575			
8	20	10	0	200	220	175	250		1,5
9	30	10	0	300	320	275			
10	20	10	0	200	220	175	1050		2
11	25	10	0	250	270	225			
12	25	10	0	250	270	225			
13	25	10	0	250	270	225			
14	40	10	0	400	420	375			

2. Определим кинематические параметры колес.

Передаточные отношения по абсолютной величине, последовательно зацепляющихся колес:

$$i_{1-2} = \frac{Z_2}{Z_1}; \quad i_{3-5} = \frac{Z_5}{Z_3}; \quad i_{6-7} = \frac{Z_7}{Z_6}; \quad i_{8-9} = \frac{Z_9}{Z_8}; \quad i_{10-14} = \frac{Z_{14}}{Z_{10}}.$$

Общее передаточное отношение многоступенчатой зубчатой передачи

$$i_{1-7} = i_{1-2} i_{3-5} i_{6-7} = (-1)^k \frac{Z_2 Z_5 Z_7}{Z_1 Z_3 Z_6} = (-1)^3 \frac{51 \cdot 45 \cdot 60}{17 \cdot 18 \cdot 20} = -22,5;$$

$$i_{1-14} = i_{1-2} i_{3-5} i_{8-9} i_{10-14} = (-1)^k \frac{Z_2 Z_5 Z_9 Z_{14}}{Z_1 Z_3 Z_8 Z_{10}} = (-1)^7 \frac{51 \cdot 45 \cdot 30 \cdot 40}{17 \cdot 18 \cdot 20 \cdot 20} = -22,5,$$

где k – число цилиндрических пар с внешним зацеплением.

Частота вращения валов передачи.

Частота вращения n_I I вала равна частоте вращения вала двигателя

$$n_{дв} = 1440 \text{ мин}^{-1}; \quad n_{II} = \frac{n_I}{i_{1-2}} = \frac{1440}{3} = 480 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{i_{3-5}} = \frac{480}{2,5} = 192 \text{ мин}^{-1}; \quad n_{IV} = \frac{n_{III}}{i_{6-7}} = \frac{192}{3} = 64 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_V = \frac{n_{III}}{i_{8-9}} = \frac{192}{1,5} = 128 \text{ мин}^{-1}; \quad n_{VI} = \frac{n_V}{i_{10-14}} = \frac{128}{2} = 64 \text{ мин}^{-1}.$$

3. Определяем мощность на всех валах механизма.

Принимаем КПД пары конических колес $\eta_k = 0,96$, пары цилиндрических колес $\eta_{ц} = 0,98$ ($\eta_{п}$ – пары подшипников пренебрегаем). Тогда

$$P_I = P_{дв} = 60 \text{ кВт}; \quad P_{II} = P_I \cdot \eta_k = 60 \cdot 0,96 = 57,6 \text{ кВт};$$

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{ц}^2 = 57,6 \cdot 0,96^2 = 55,3 \text{ кВт}.$$

Поток мощности на III валу разветвляется на два: один поток P_{III}^A через зацепление колес 6 – 7 передается на вал IV рабочего органа А; второй поток мощности P_{III}^B через зацепление колес 8 - 9 и 10 – 11 – 12 – 13 – 14 передается на вал VI рабочего органа В.

$$P_{III} = P_{III}^A + P_{III}^B.$$

Мощности на рабочих органах А и В распределяются неравномерно. Общая мощность полезных сопротивлений равна

$P_{nc} = k_1 P_{nc} + k_2 P_{nc}$, где k_1 и k_2 – коэффициенты загрузки исполнительных органов А и В, $k_1 = 0,7$, а $k_2 = 0,3$.

В соответствии с этим можно записать

$$P_{III} = \frac{k_1 P_{nc}}{\eta_u} + \frac{k_2 P_{nc}}{\eta_u^5} = P_{nc} \frac{k_1 \eta_u^4 + k_2}{\eta_u^5},$$

откуда

$$P_{nc} = \frac{P_{III} \eta_u^5}{k_1 \eta_u^4 + k_2} = \frac{55,3 \cdot 0,98^5}{0,7 \cdot 0,98^4 + 0,3} = 53 \text{ кВт}.$$

Таким образом,

$$P_A = P_{IV} = k_1 P_{nc} = 0,7 \cdot 53 = 37,1 \text{ кВт},$$

$$P_B = P_{VI} = k_2 P_{nc} = 0,3 \cdot 53 = 15,9 \text{ кВт}.$$

Мощность на промежуточном валу равна

$$P_V = \frac{P_{VI}}{\eta_u^4} = \frac{15,9}{0,98^4} = 17,24 \text{ кВт.}$$

Находим общий КПД передачи

$$\eta_{\text{общ}} = \frac{P_{nc}}{P_{\text{дв}}} = \frac{53}{60} = 0,88.$$

4. Определяем крутящие моменты на валах передачи.

$$T_I = 9550 \cdot \frac{P_I}{n_I} = 9550 \cdot \frac{P_{\text{дв}}}{n_{\text{дв}}} = 9550 \cdot \frac{60}{1440} = 398 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$T_{II} = T_I \cdot i_{1-2} \cdot \eta_{I-II} = 397,9 \cdot 3 \cdot 0,96 = 1146 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $\eta_{I-II} = \eta_k = 0,96$ - КПД между первым и вторым валами;

$$T_{III} = T_{II} \cdot \eta_u^2 \cdot i_{3-5} = 1146 \cdot 0,98^2 \cdot 3 = 2751 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$T_{IV} = 9550 \cdot \frac{P_{IV}}{n_{IV}} = 9550 \cdot \frac{37,1}{64} = 5536 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$T_V = 9559 \frac{P_V}{n_V} = 9550 \frac{17,24}{128} = 1286 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$T_{VI} = 9559 \frac{P_{VI}}{n_{VI}} = 9550 \frac{15,9}{64} = 2372,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

5. Полученные значения частот вращения, мощности и крутящих моментов на валах сводим в таблицу 2.

Таблица 2

№ вала	I	II	III	IV	V	VI
$n, \text{ мин}^{-1}$	1440	480	192	64	128	64
$P, \text{ кВт}$	60	57,6	55,3	37,1	17,24	15,9
$T, \text{ Н} \cdot \text{м}$	398	1146	2751	5536	1286	2372,5

По полученным данным строим диаграммы частот вращения, мощности и крутящих моментов, показанные на рис. 4..

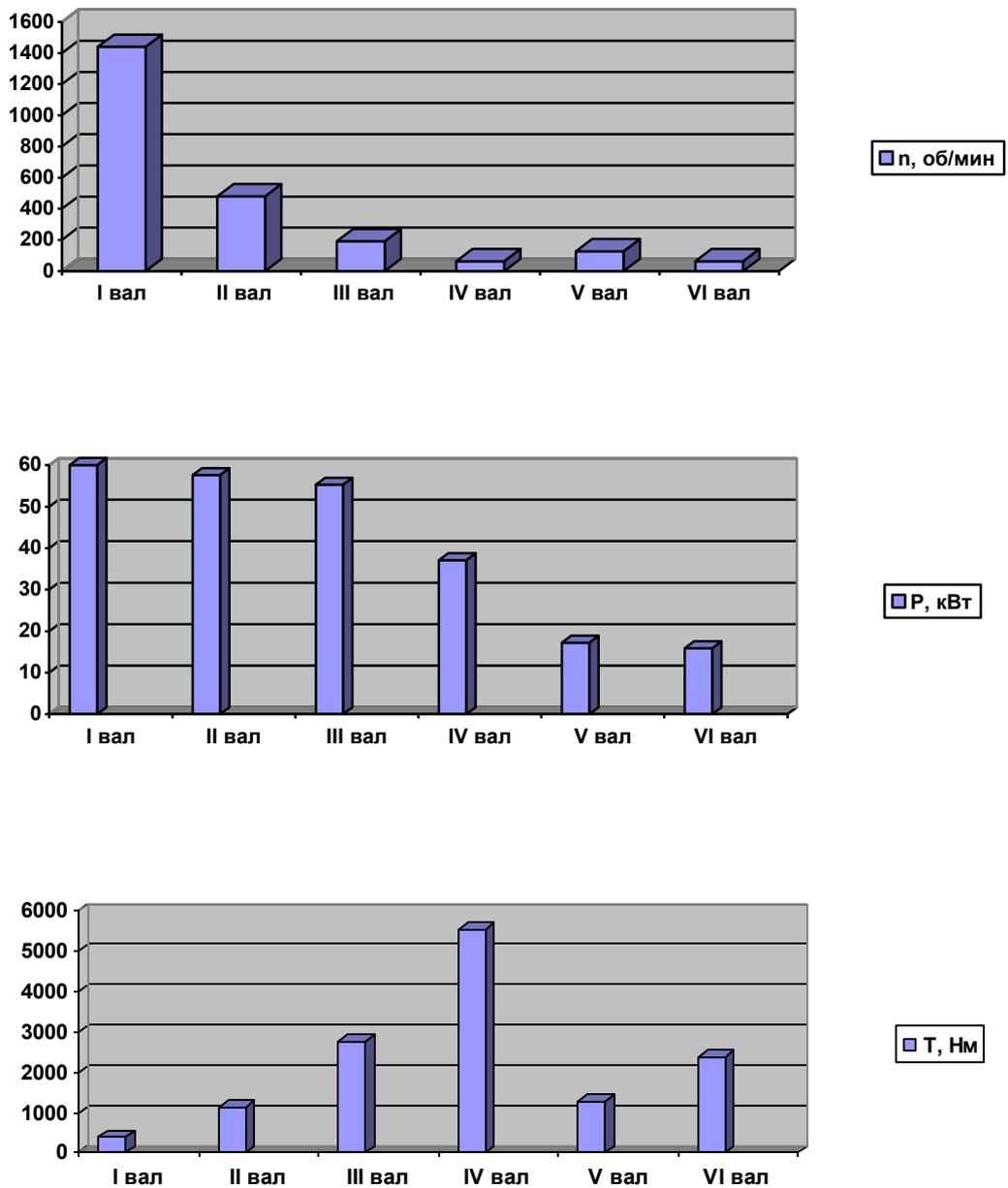


Рис. 4

6. Проверочный расчет активных поверхностей зубьев на контактную выносливость.

Расчет проводим для пары 6 – 7 зацепляющихся колес. Рассматриваемая пара – прямозубая. Величина действующих контактных напряжений для цилиндрических зубчатых колес определяется по формуле

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{W_{Ht} \cdot i_{6-7} + 1}{d_6 \cdot i_{6-7}}} \leq [\sigma_H]. \quad (29)$$

где $Z_H = 1,77 \cdot \cos \beta$ - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев; β - угол наклона зубьев; для рассматриваемой пары $Z_H = 1,77$; Z_M - коэффициент, учитывающий физико-механические свойства материала колес, $Z_M = 275 \text{ МПа}^{0,5}$ - для стальных колес.

$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_a \cdot K_\varepsilon}}$ - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий в зацеплении; ε_a - торцевой коэффициент перекрытия, определяемый по формуле:

$$\varepsilon_a = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{Z_{1(6)}} + \frac{1}{Z_{2(7)}} \right) \right] \cdot \cos \beta \quad (\text{индексы в скобках - для}$$

рассматриваемой пары); $K_\varepsilon = 0,95$ - коэффициент, учитывающий колебание суммарной длины контактной линии. Для прямозубых передач $K_\varepsilon = 1$.

$$\varepsilon_a = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{20} + \frac{1}{60} \right) \right] = 1,67. \quad Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{1,67}} = 0,77.$$

W_{Ht} - расчетная величина удельной окружной нагрузки, Н/мм;

$$w_{Ht} = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{b_w \cdot d_1} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} - \text{для цилиндрических колес, где}$$

T_1 - крутящий момент на ведущем валу рассчитываемой пары, определяемый с учетом разветвления потока мощности

$$T_1 = T_{III}^A = \frac{T_{IV}}{i_{6-7} \eta_u} = \frac{5536}{3 \cdot 0,98} = 1883 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

b_w - рабочая ширина зубчатых колес, которая определяется по формуле

$$b_w = \psi_{ba} \cdot a_w,$$

где $a_w = a_{6-7} = 400$ мм; ψ_{ba} - коэффициент ширины венца зубчатого колеса относительно межосевого расстояния, назначают в зависимости от твердости поверхностей и расположения колес относительно опор (табл. 3).

Принимаем $\psi_{ba} = 0,315$, тогда $b_w = 0,315 \cdot 400 = 126$ мм

Рекомендуемые значения Ψ_{ba}

Расположение зубчатого колеса относительно опор	Твердость	Ψ_{ba}
Симметричное	Любая	0,315; 0,4; 0,5
Несимметричное	\leq HB 350	0,315; 0,4
	$>$ HRC 40	0,25; 0,315
Консольное	\leq HB 350	0,25
	$>$ HRC 40	0,2

$K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки, определяется по графикам [3], рис. 8.15 в зависимости от отношения $b_w / d_6 = 126 / 200 = 0,63$ и твердости рабочих поверхностей зубьев; при $HB \leq 350$ принимаем $K_{H\beta} = 1,02$.

K_{Hv} – коэффициент динамической нагрузки, определяется по [3], табл. 8.3 в зависимости от окружной скорости, твердости поверхностей зубьев и степени точности. Выбираем степень точности 7, что соответствует передачам общего машиностроения. Окружная скорость

$$v = \frac{\pi d_6 n_{III}}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 200 \cdot 192}{60 \cdot 1000} = 2,01 \text{ м/с.}$$

В соответствии с этим для $HB \leq 350$ находим $K_{Hv} = 1,01$.

В соответствии с этим будем иметь

$$w_{Ht} = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{b_w \cdot d_1} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} = \frac{2 \cdot 1883 \cdot 10^3}{126 \cdot 200} \cdot 1,02 \cdot 1,01 = 167,7 \text{ Н/мм.}$$

Определяем действительное контактное напряжение по формуле (29)

$$\sigma_H = 1,77 \cdot 275 \cdot 0,77 \cdot \sqrt{\frac{167,7}{200} \cdot \frac{3+1}{3}} = 396,3 \text{ МПа.}$$

$[\sigma_H]$ – допускаемая величина контактных напряжений определяется:

- для сталей $HB \leq 350$ (подвергаемых нормализации или улучшению) по формуле:

$$[\sigma_H] = \frac{2HB + 70}{S_H}, \quad (30)$$

где $S_H = 1,1 \dots 1,2$ – коэффициент безопасности;

- для сталей углеродистых и легированных при средней твердости поверхности зубьев 38...50 HRC

$$[\sigma_H] = \frac{18 \cdot (HRC) + 150}{S_H}, \quad (31)$$

где $S_H = 1,1 \dots 1,2$ – коэффициент безопасности;

- для сталей твердости поверхности зубьев 40...50 HRC и поверхностной закалке зубьев

$$[\sigma_H] = \frac{17 \cdot (HRC) + 200}{S_H}, \quad (32)$$

где $S_H = 1,2 \dots 1,3$ – коэффициент безопасности.

По полученному значению действующего контактного напряжения выбираем материал колес и их термообработку. Для этого находим необходимую твердость поверхности зубьев. Для сталей с $HV \leq 350$, т.е. подвергаемых нормализации и улучшению твердость определяем по формуле (30), полагая $[\sigma_H] = \sigma_H = 396,3$ МПа

$$HV = \frac{\sigma_H S_H - 70}{2} = \frac{396,3 \cdot 1,2 - 70}{2} = 203.$$

Примем для колеса $HV_k = 203$, а для шестерни

$$HV_{ш} = HV + (10 \dots 15) = 215.$$

По табл. 4 выбираем материал Сталь 45, улучшение.

Таблица 4

Марка стали	Диаметр $D, мм$	Ширина $S, мм$	HV сердцевины	HRC поверхности	σ_B	σ_T	Термическая обработка
					МПа		
35	Любой	Любая	163-192	–	550	270	Нормализация
45	«	«	179-207	–	600	320	«
45	125	80	235-262	–	780	540	Улучшение
45	80	50	269-302	–	890	650	«
40X	200	125	235-262	–	790	640	«
40X	125	80	269-302	–	900	750	«
40X	125	80	269-302	–	900	750	Улучшение+ закалка ТВЧ
35XM	315	200	235-262	–	800	670	Улучшение
35XM	200	125	269-302	–	920	790	«
35XM	200	125	269-302	48-53	920	790	Улучшение+ закалка ТВЧ

40ХН	315	200	235-262	–	800	630	Улучшение
40ХН	200	125	269-302	–	920	750	«
40ХН	200	125	269-302	48-53	920	750	Улучшение+ закалка ТВЧ
20ХН2М	200	125	300-400	56-63	1000	800	Улучшение+ цементация+ закалка
18ХГТ	200	125	300-400	56-63	1000	800	То же
12ХН3А	200	125	300-400	56-63	1000	800	«
25ХГМ	200	125	300-400	56-63	1000	800	«
40ХН2МА	125	80	269-302	50-56	980	780	Улучшение + азотирование
35Л	Любой	Любая	163-207	–	550	270	Нормализация
35Л	315	200	207-235	–	680	440	Улучшение
40ГЛ	315	200	235-262	–	850	600	«

7. Проверочный расчет по напряжениям изгиба.

Для цилиндрических колес:

$$\sigma_F = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \frac{W_{Ft}}{m} \leq [\sigma_F]; \quad (33)$$

где Y_F – коэффициент, зависящий от формы зуба, определяется по рис. 8.20

[3] в зависимости от эквивалентного числа зубьев $Z_v = \frac{Z}{\cos^3 \beta}$, где β – угол

наклона зубьев, для прямозубых колес то $Z_v = Z$. Для шестерни 6 $Z_6 = 20$,

$Y_F = 4,13$; для колеса $Z_7 = 60$, $Y_F = 3,75$; $Y_\varepsilon = \frac{1}{K_\varepsilon \varepsilon_\alpha}$ – коэффициент,

учитывающий перекрытие зуба; для прямозубых колес $Y_\varepsilon = 1$;

$Y_\beta = \cos \beta = 1$ – коэффициент, учитывающий наклон зуба;

m – модуль зубьев; m – модуль зубьев, $m_{6-7} = 10$ мм; w_{Ft} – расчетная окружная нагрузка

$$w_{Ft} = \frac{2T \cdot k_{F\beta} \cdot k_{Fv}}{db_w},$$

где $k_{F\beta}$ и k_{Fv} определяются по рис. 8.15 и табл. 8.3 [4], $k_{Fv} = 1,06$;

для колеса 6 – $\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_6} = \frac{126}{200} = 0,63$; $k_{F\beta} = 1,03$; для колеса 7 –

$$\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_7} = \frac{126}{600} = 0,27; k_{F\beta} = 1,01.$$

Тогда окружная нагрузка на колесе 6 будет равна

$$w_{Ft} = \frac{2T_{III}^A \cdot k_{F\beta} \cdot k_{Fv}}{d_6 b_w} = \frac{2 \cdot 1883 \cdot 1,06 \cdot 1,03 \cdot 10^3}{200 \cdot 126} = 163,16 \text{ Н/м};$$

Окружная нагрузка на колесе 7

$$w_{Ft} = \frac{2T_V \cdot k_{F\beta} \cdot k_{Fv}}{d_7 b_w} = \frac{2 \cdot 1286 \cdot 1,06 \cdot 1,01 \cdot 10^3}{600 \cdot 126} = 36,42 \text{ Н/м}.$$

Определяем напряжение изгиба на колесе 6

$$\sigma_F = 4,13 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{163,16}{10} = 67,4 \text{ МПа} \leq [\sigma_F] = 208,8 \text{ МПа}.$$

Напряжение изгиба на колесе 7

$$\sigma_F = 3,75 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{67,4}{10} = 25,3 \text{ МПа} \leq [\sigma_F] = 208,8 \text{ МПа},$$

где $[\sigma_F]$ – допускаемые значения напряжений изгиба (см. табл. 8.9 [3]):

$$[\sigma_F] = \frac{1,8HB}{S_F} = \frac{1,8 \cdot 203}{1,75} = 208,8 \text{ МПа},$$

где $S_F = 1,75$ – коэффициент запаса прочности для марки стали 45.

Если $\sigma_F \leq [\sigma_F]$, то передача удовлетворяет условиям выносливости по изгибу.

8. Проектировочный расчет вала.

Проектировочный расчет валов редуктора носит предварительный характер и сводится к определению диаметров участков вала в минимальном сечении.

Расчет на данном этапе производится по деформации кручения. Отсутствие учета изгибающего момента компенсируется понижением допускаемого напряжения на кручение.

Диаметр вала в минимальном сечении d_{\min} , мм, определяется по формуле:

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{T \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_{\text{кр}}]}}$$

где T – крутящий момент на валу, Н·м; $[\tau_{\text{кр}}] = 15 \dots 25$ МПа - допускаемое напряжение на кручение.

За минимальные принимают следующие участки вала:

I и III валы двухступенчатого редуктора – выходные концы валов, на которые одеваются соединительные полумуфты;

II вал (промежуточные валы) – опорные участки вала, сопрягаемые с внутренними кольцами подшипников качения.

Расчет минимального диаметра вала V производится из расчета на кручение по пониженным допустимым напряжениям без учета влияния изгиба, $T_V = 1286$ Н·м.

$$d_V = \sqrt[3]{\frac{T_V \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_k]}}$$

$$d_V = \sqrt[3]{\frac{1286 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 61 \text{ мм},$$

Округляем полученное значение диаметра до ближайшего большего из ряда:

28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; ...

Принимаем $d_e = 63$ мм.

9. Подбираем шпонки и подшипники .

Для валов редукторов предпочтительными являются призматические шпонки. Сечение шпонок $b \times h$ выбираем из табл. 4 по (СТ СЭВ 189-75) в зависимости от диаметра вала.

Таблица 4

Размеры шпонок в зависимости от диаметра вала

Диаметр вала, мм	Сечение шпонки		Глубина паза	
	b	h	вала t_1	втулки t_2
> 10 до 12	4	4	2,5	1,8
12...17	5	5	3	2,3
17...22	6	6	3,5	2,8
22...30	8	7	4	3,3
30...38	10	8	5	3,3

38...44	12	8	5	3,3
44...50	14	9	5,5	3,8
50...58	16	10	6	4,3
58...65	18	11	7	4,4
65...75	20	12	7,5	4,9
75...85	22	14	9	5,4
85...95	25	14	9	5,4
95...100	28	16	10	6,4

Примечание.

1. Длины шпонок выбирают из ряда: 10 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100 в зависимости от длины ступицы.

2. Параметры b , h , t_1 , t_2 показаны на рис.5. Длина ступицы $L_{ст} = l_{шп} + 5...15$ мм.

Принимаем шпонку $b \times h = 18 \times 11$ мм.

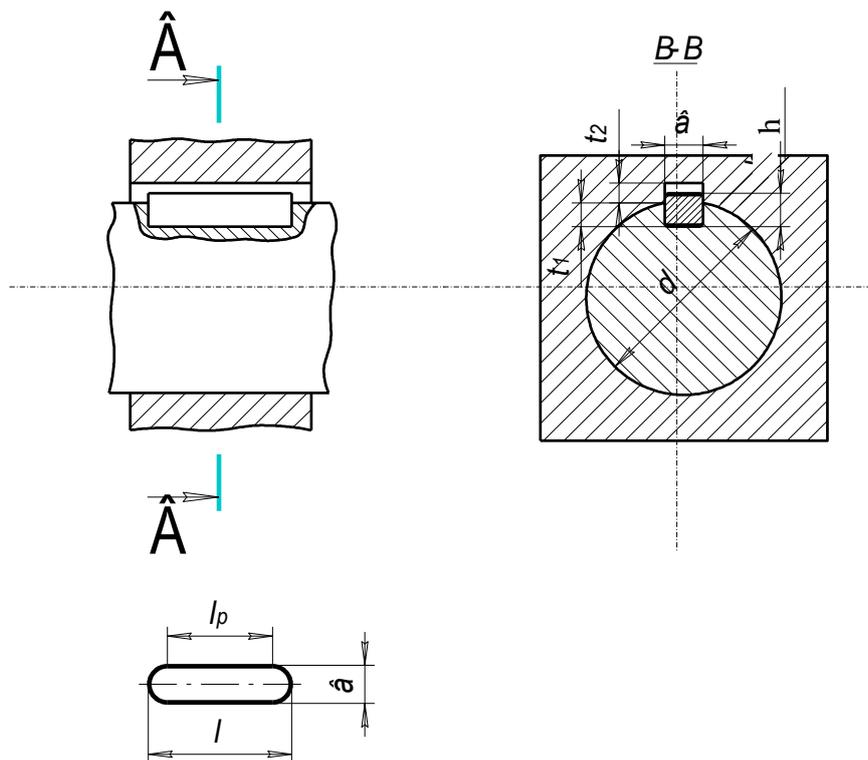


Рис. 5

Выбранная шпонка проверяется на деформацию смятия:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{d \cdot K \cdot l_p} \leq [\sigma_{см}],$$

где T – крутящий момент на расчетном участке вала, Н·м; d – диаметр участка вала, мм; K – высота выступающей части шпонки, $K = \frac{h}{2}$, мм; l_p – расчетная длина шпонки $l_p = l_{un} - b$, мм; $[\sigma_{сМ}]$ – допускаемое напряжение смятия для стальных ступиц колес (рис.7), $[\sigma_{сМ}] = 90 \dots 120$ МПа .

Требуемая длина ступицы для одношпоночного соединения определяется специально:

$$l_p = \frac{4T}{d_g \cdot h \cdot [\sigma_{сМ}]} = \frac{4 \cdot 1286 \cdot 10^3}{63 \cdot 11 \cdot 100} = 74,2 \text{ мм.}$$

Длина ступицы $L = l_p + b + 5 \dots 15$ мм.

Принимаем $L = 100$ мм.

10. Подбор подшипников.

Подшипники выбираем по диаметру опорной части вала в зависимости от величины и направления сил. Рекомендуется выбирать для цилиндрических редукторов с углом наклона зубьев $\beta = 8 \dots 15^\circ$ – шариковые радиальные однорядные подшипники средней серии; для коническо-цилиндрических – роликовые конические однорядные подшипники средней серии.

Проверочный расчет подшипников производится после эскизного проектирования, компоновки валов и подшипниковых узлов.

Определяется расчетная долговечность L подшипников в миллионах оборотов:

$$L = \left(\frac{C}{F_3} \right)^p, \text{ где } C \text{ – динамическая грузоподъемность подшипника}$$

находится из каталога в соответствии с принятым номером: $P=3$ – для шариковых подшипников; $P/3$ – для роликовых подшипников; F_3 – эквивалентная нагрузка

$$F_3 = (XV F_r + Y F_a) \cdot K_B \cdot K_T,$$

где X, Y – коэффициенты соответственно радиальной и осевой нагрузки, берем из табл. 7.3; 7.4 стр. 119 [5]; V – коэффициент, учитывающий, какое кольцо вращается. $V=1$ при вращении внутреннего кольца и $V=1,2$ при вращении наружного кольца.

$$F_r = \frac{\operatorname{tg} \alpha_\omega}{\cos \beta} \cdot F_t,$$

где F_r – радиальная сила, кН; $\alpha_\omega=20^0$ – стандартный угол зацепления; F_t – окружная сила $F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}$, кН; осевая сила $F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$, кН; где β - угол наклона зубьев.

$$\text{Для конических передач: } F_t = \frac{2T_1}{d_{1m}},$$

где d_{1m} – средний делительный диаметр.

Осевая сила на шестерне (F_{a1}) равна радиальной (F_{r1}) на колесе:

$$F_{a1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_\omega \cdot \cos \delta_1; F_{r1} = F_{a1},$$

где $\delta_1 = \operatorname{arccctg} U$ или $\left(i = \frac{1}{\operatorname{tg} \delta_1} \right)$ – угол при вершине начального конуса шестерни; K_B – коэффициент безопасности [5], табл. 7.2, стр 118; K_T – температурный коэффициент, при температуре $T \leq 100^0\text{C}$ – $K_T = 1$.

Долговечность подшипников в часах:

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60n} \geq 5000 \dots 10000.$$

Рекомендуемые значения L_h :

$L_h = 8000$ ч – для механизмов, работающих с перерывами;

$L_h = 12000$ ч – для механизмов, работающих в одну смену при переменном режиме;

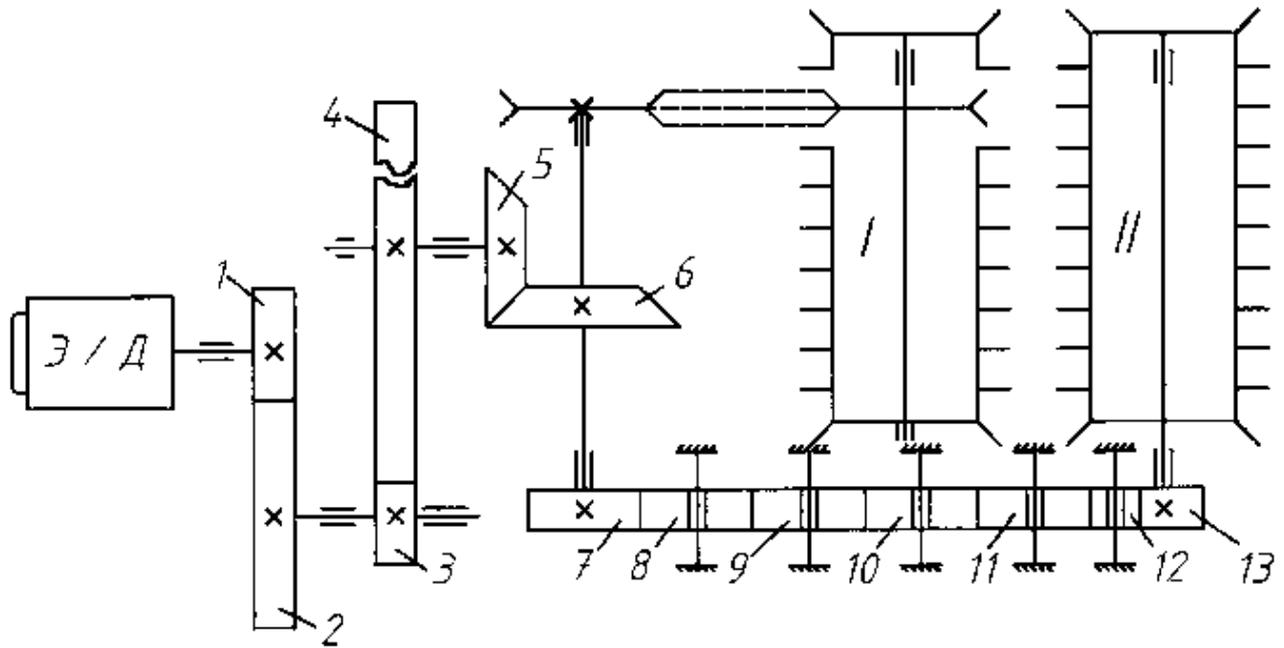
$L_h = 20000$ ч – для механизмов с полной нагрузкой в одну смену;

$L_{h \min} = 10000$ ч (ГОСТ-16162-78) для зубчатых колес;

$L_{h \min} = 5000$ ч – для червячных редукторов.

Ниже приведены варианты заданий задачи № 2.

Задача 2.
Задание 0

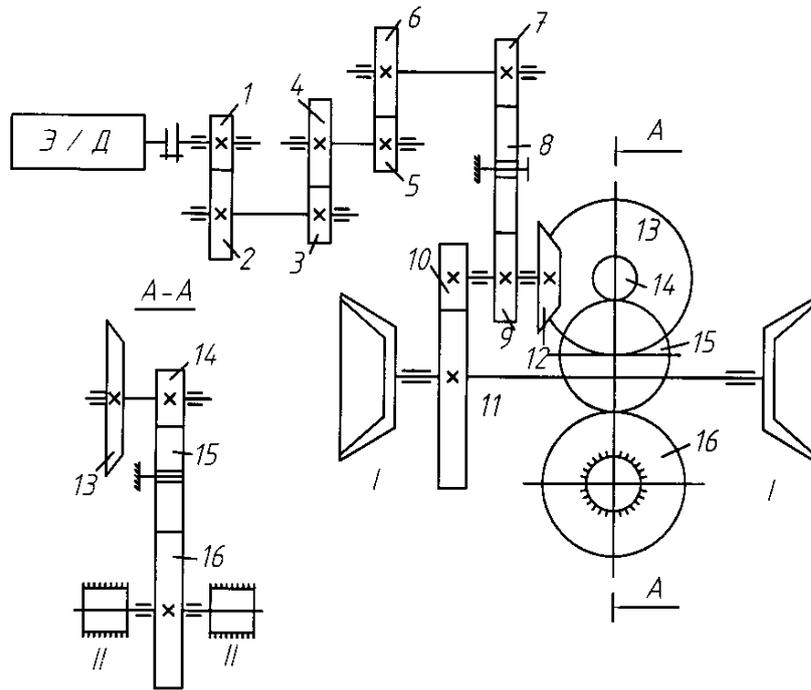


$$P_I = 0,35 P_{nc}; P_{II} = 0,65 P_{nc}$$

Кинематическая схема привода рабочего органа угольного комбайна

Параметр	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Z_1, Z_2	14; 35	13;31	17;35	13;33	17;41	15;37	14;37	16;39	15;35	16;40
$m_{1-2}, \text{мм}$	5,5	5,5	5	5	5	6	6	7	7	8
Z_3, Z_4	14;41	13;39	17;45	13;37	17;47	15;43	14;40	16;45	15;39	10;43
$m_{3-4}, \text{мм}$	8	8	7	7	7	8	9	10	10	12
Z_5, Z_6	13;32	12;37	12;33	12;31	16;39	14;35	13;31	15;37	14;37	13;38
$m_{5-6}, \text{мм}$	11	11	10	10	10	12	12	14	14	16
$Z_{7,10,13},$ $Z_{8,9,12,11}$	20 21	21 32	20 24	18 19	17 20	20 22	17 19	18 19	17 21	19 33
$m_{7-13}, \text{мм}$	11	11	10	10	10	12	12	14	14	16
$P_{об}, \text{кВт}$	15	14	10	12	10	20	18	28	25	40
$n, \text{мин}^{-1}$	1365	1460	1320	1425	1460	1365	1350	1365	1335	1460

Задача 2.
Задание 1

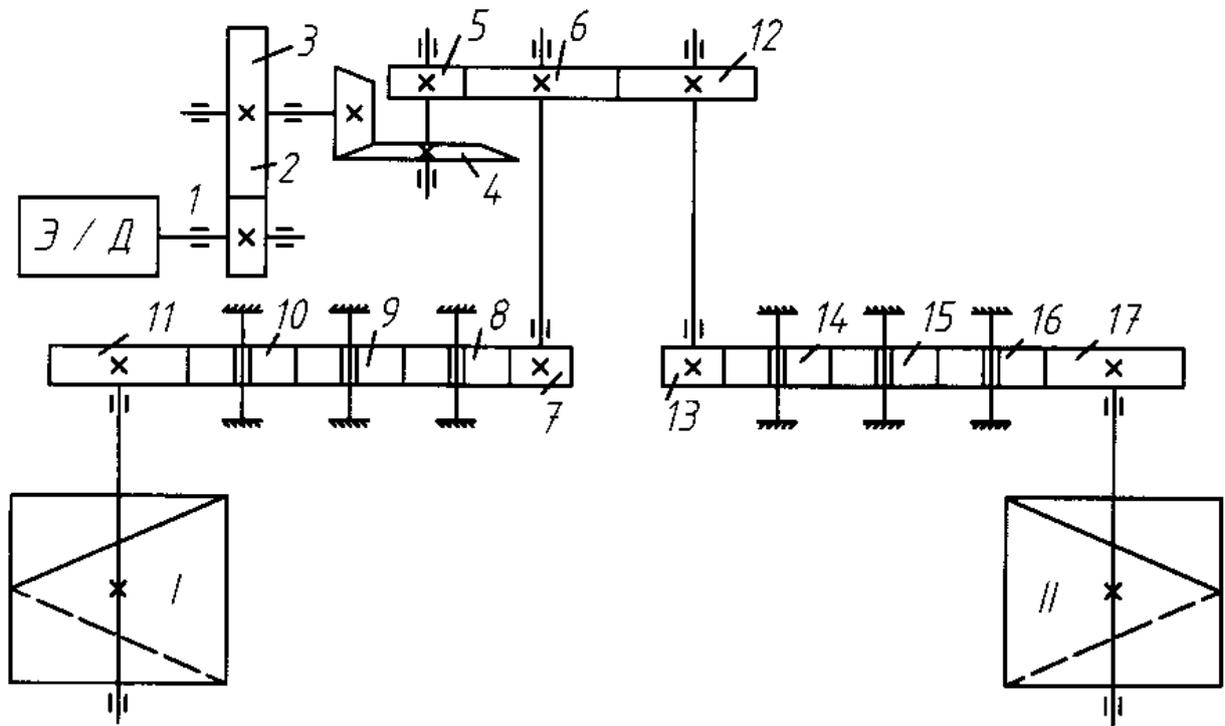


$$2P_I = 0,7 P_{nc}; 2P_{II} = 0,3 P_{nc}$$

Кинематическая схема привода исполнительного органа комбайна

Параметр	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Z_1, Z_2	16;33	19;38	18;36	17;35	20;34	21;40	18;39	21;35	20;41	21;45
$m_{1-2}, \text{мм}$	8	8	10	10	8	7	9	8	10	12
Z_3, Z_4	13;26	12;25	15;30	16;32	14;28	16;31	17;33	14;29	16;30	12;24
Z_5, Z_6	12;20	11;20	14;21	15;25	13;21	15;27	16;30	13;22	15;29	13;25
$m_{3-6}, \text{мм}$	10	10	12	12	9	11	10	12	14	10
$Z_7, Z_8;$	14;19	17;22	16;21	15;20	18;20	20;24	19;25	15;21	16;23	17;24
$Z_9,$	19	22	21	20	20	24	25	21	23	24
Z_{10}, Z_{11}	13;44	14;45	15;40	16;42	17;43	18;45	19;50	14;46	15;42	16;44
$m_{7-11}, \text{мм}$	12	12	14	14	12	12	14	12	14	16
$Z_{12,13},$	13;23	14;25	15;26	14;24	15;26	12;25	13;23	15;25	16;27	14;26
Z_{14}	14	13	16	13	17	14	15	16	17	16
$Z_{15,16}$	20;17	21;18	22;19	22;20	20;25	22;17	21;18	22;21	21;22	23;23
$m_{12-16}, \text{мм}$	14	14	16	16	14	14	16	14	16	18
$P_{об}, \text{кВт}$	100	75	100	75	55	75	100	55	75	100
$n, \text{мин}^{-1}$	1465	1260	1275	1290	1305	1320	1335	1350	1365	1380

Задача 2.
Задание 2

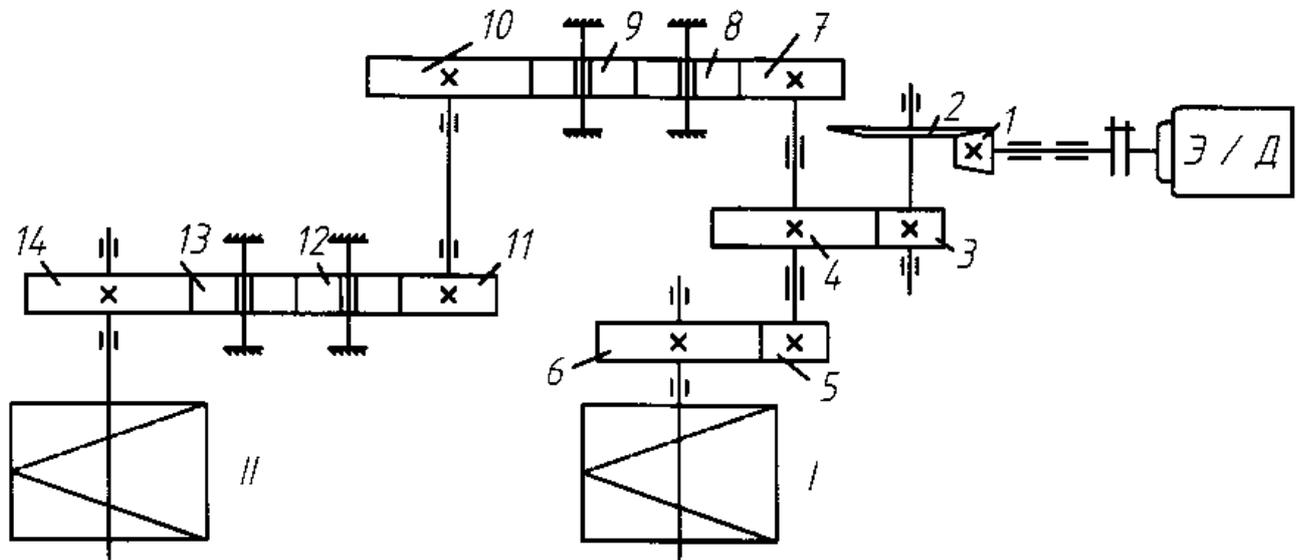


$$P_I = 0,6P_{nc}; P_{II} = 0,4P_{nc}$$

Кинематическая схема привода исполнительного органа комбайна

Параметр	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Z_1, Z_2	13;43	14;44	15;47	16;49	17;51	17;40	14;48	15;49	16;57	17;53
$m_{1-2}, \text{мм}$	8	9	10	11	8	7	8	9	10	11
Z_3, Z_4	13;41	14;43	15;47	16;50	17;53	13;42	14;42	15;49	16;51	17;54
$m_{3-4}, \text{мм}$	10	11	12	14	8	9	10	11	12	14
Z_5, Z_6	13;35	14;36	15;37	16;41	17;38	14;41	15;36	16;37	17;38	18;40
Z_{12}	35	36	37	41	38	41	36	37	38	40
$m_{5,6,12}, \text{мм}$	12	14	14	16	10	11	12	14	14	16
Z_{7-11}	23	20	22	24	22	18	21	23	25	24
Z_{13-17}	23	20	22	24	22	18	21	23	25	24
$m_{7-11,13-17}, \text{мм}$	14	16	18	20	12	14	14	16	16	20
$P_{\text{дв}}, \text{кВт}$	10	14	20	26	14	10	14	28	30	35
$n, \text{мин}^{-1}$	1470	1450	1460	1450	1370	970	970	1350	1365	1380

Задача 2.
Задание 3

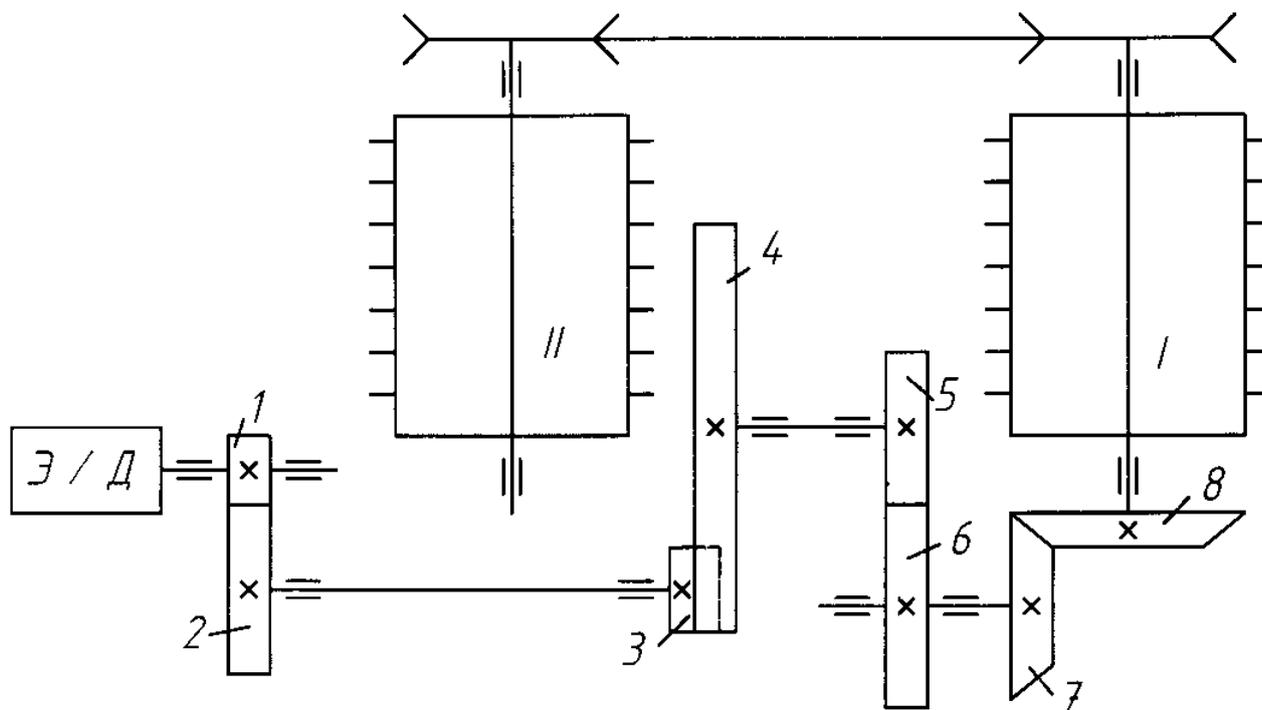


$$P_I = 0,7P_{nc}; P_{II} = 0,3 P_{nc}$$

Кинематическая схема привода исполнительного органа угольного комбайна

Параметр	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Z_1, Z_2	17;52	21;65	18;54	21;62	17;53	20;59	20;61	18;55	22;69	19;57
$m_{1-2}, \text{ММ}$	9	6	7	9	8	10	7	8	9	10
Z_3, Z_4	14;42	13;42	13;41	18;47	13;46	17;45	19;48	15;47	16;43	15;39
$m_{3-4}, \text{ММ}$	12	10	12	12	10	14	9	10	12	12
Z_5, Z_6	14;37	17;40	12;31	13;32	11;28	17;31	16;39	15;37	11;29	13;32
$m_{5,6}, \text{ММ}$	18	16	16	14	14	16	12	12	16	16
Z_7, Z_8	21;21	26;21	19;22	26;21	18;23	20;23	21;22	20;23	24;25	20;21
Z_9, Z_{10}	21;37	21;40	22;31	21;32	23;28	23;31	22;39	23;37	25;29	21;32
$m_{7-10}, \text{ММ}$	16	14	14	14	12	16	10	12	14	14
Z_{11}, Z_{12}	14;21	17;23	12;17	13;21	11;17	12;19	16;17	15;19	11;23	13;19
Z_{13}, Z_{14}	21;21	23;26	17;19	21;26	17;18	19;20	17;21	19;20	23;24	19;20
$m_{11-14}, \text{ММ}$	18	16	16	14	14	16	12	14	16	16
$P_{дв}, \text{кВт}$	55	40	40	55	28	75	28	75	45	50
$n, \text{МИН}^{-1}$	1200	1395	1300	1350	1465	1335	1320	1305	1275	1350

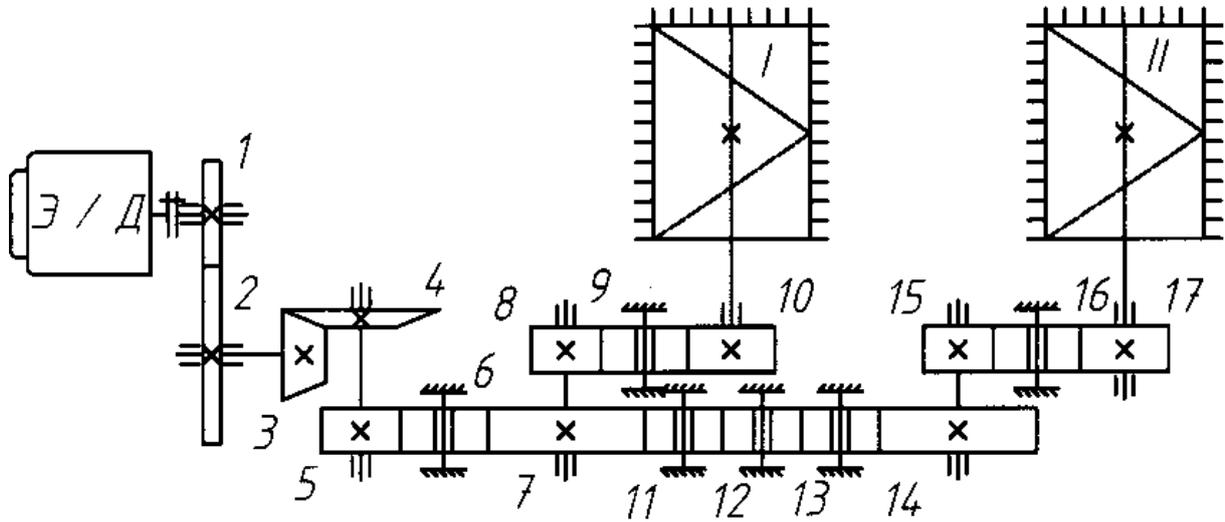
Задача 2.
Задание 4



Кинематическая схема привода рабочего органа комбайна

Параметр	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Z_1, Z_2	16;65	17;70	12;33	17;68	13;55	18;70	14;60	13;67	16;61	15;62
$m_{1-2}, \text{мм}$	6	6	6	7	7	8	8	9	10	10
Z_3, Z_4	16;62	21;82	12;47	17;65	13;48	18;69	14;61	21;70	19;71	15;61
$m_{3-4}, \text{мм}$	7	8	7	8	8	10	10	11	12	12
Z_5, Z_6	17;24	22;38	13;27	18;26	14;18	19;28	15;20	21;37	20;33	16;23
$m_{5,6}, \text{мм}$	10	12	10	12	12	14	14	14	16	16
Z_7, Z_8	17;30	21;40	15;23	16;27	16;24	17;32	17;29	20;39	19;35	18;31
$m_{7,8}, \text{мм}$	12	14	12	14	14	16	16	16	20	20
$P_{дв}, \text{кВт}$	20	30	26	40	35	55	50	55	75	70
$n, \text{мин}^{-1}$	900	950	970	980	910	985	910	735	1470	1380

Задача 2.
Задание 5

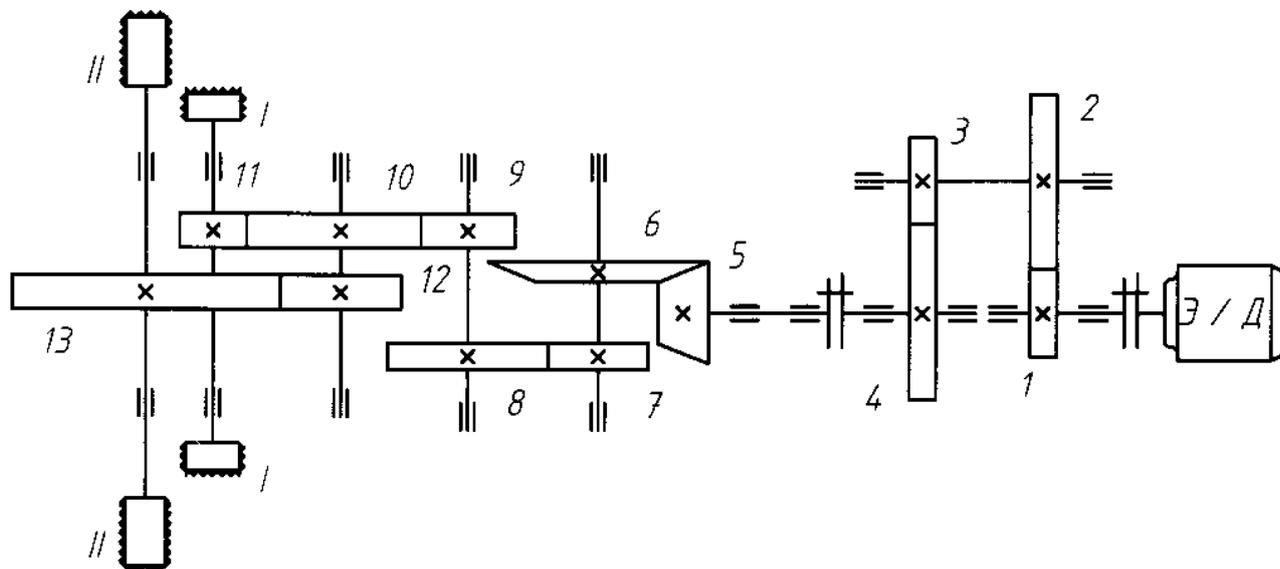


$$P_I = 0,2P_{nc}; P_{II} = 0,8 P_{nc}$$

Кинематическая схема привода рабочего органа комбайна

Параметр	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Z_1, Z_2	12;50	14;60	15;65	16;64	17;67	15;53	14;62	13;55	12;52	16;62
$m_{1-2}, \text{ММ}$	8	5	5,5	6	7	4,5	5	6	7	5,5
Z_3, Z_4	13;22	15;26	16;30	17;32	18;33	17;34	16;33	15;29	14;27	15;28
$m_{3-4}, \text{ММ}$	12	16	12	11	16	10	10	12	14	10
Z_5, Z_6	11;20	14;25	12;23	13;26	14;29	15;27	16;27	17;25	18;28	19;27
$Z_7,$	21	26	25	25	28	28	31	33	34	37
$m_{5,7}, \text{ММ}$	12	10	12	14	16	10	10	12	16	10
Z_8	12	14	13	14	15	16	17	18	19	20
Z_9, Z_{10}	21;13	23;15	21;15	22;16	20;17	21;18	23;19	22;21	23;24	23;24
$m_{8-10}, \text{ММ}$	14	12	14	16	16	12	12	14	18	12
Z_{11-14}	21	26	25	24	17	21	19	21	24	18
$m_{11-14}, \text{ММ}$	12	10	12	14	16	10	10	12	18	10
Z_{15}, Z_{16}	12;21	14;23	13;21	21;13	15;17	14;17	17;16	12;15	19;14	15;17
Z_{17}	13	15	13	25	28	21	31	22	34	37
$m_{15-17}, \text{ММ}$	14	12	14	16	18	12	12	14	18	12
$P_{дв}, \text{кВт}$	100	75	105	75	55	75	100	55	75	100
$n, \text{мин}^{-1}$	1500	1450	1400	1350	1300	1250	1200	900	950	1300

Задача 2.
Задание 6

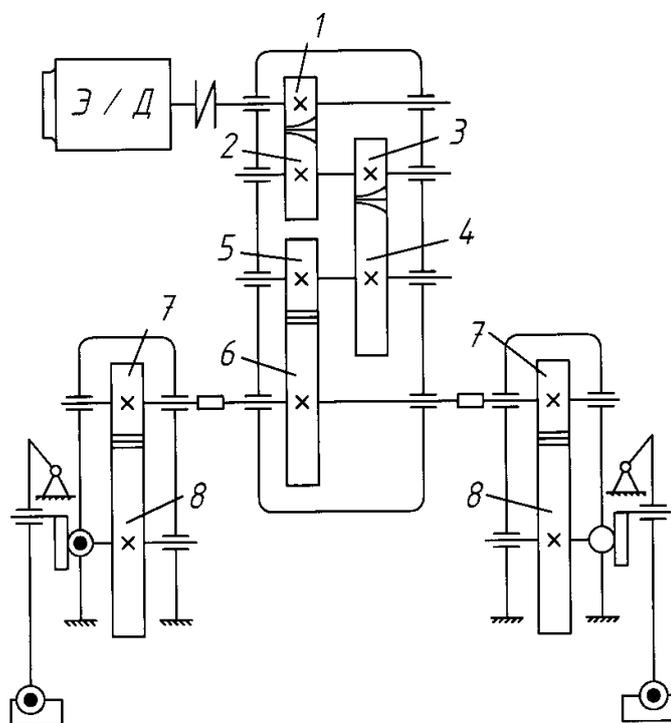


$$P_I = 0,8P_{nc}; P_{II} = 0,2 P_{nc}$$

Кинематическая схема привода бермовых фрез и отрезных барабанов комбайна

Параметр	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Z_1, Z_2	18;58	21;51	18;69	19;61	23;79	20;65	18;70	20;57	18;62	23;75
$m_{1-2}, \text{ММ}$	6	10	12	14	6	8	10	12	14	16
Z_3, Z_4	15;42	16;44	17;49	18;52	20;58	18;50	16;49	18;48	19;51	19;53
$m_{3-4}, \text{ММ}$	8	12	14	16	8	10	12	14	16	8
Z_5, Z_6	16;18	17;19	18;20	18;21	19;20	19;23	18;22	19;21	20;22	21;25
$m_{5,6}, \text{ММ}$	12	16	18	20	12	14	16	18	20	12
Z_7, Z_8	13;29	17;38	18;40	19;43	20;50	21;52	18;42	17;40	21;47	22;51
$m_{7-8}, \text{ММ}$	12	16	18	20	12	14	16	18	20	18
Z_9	14	17	18	17	19	21	18	17	16	19
Z_{10}, Z_{11}	27;14	30;17	32;18	28;17	23;19	29;21	30;18	35;17	34;16	25;19
$m_{9-11}, \text{ММ}$	14	18	20	22	14	18	18	20	22	14
Z_{12}, Z_{13}	18;19	19;21	20;22	17;19	20;21	21;23	18;19	19;21	22;23	19;21
$m_{12-13}, \text{ММ}$	16	20	22	24	16	18	20	22	24	16
$P_{дв}, \text{кВт}$	55	80	90	105	60	70	85	85	95	45
$n, \text{мин}^{-1}$	970	950	975	1000	950	970	950	1000	1050	975

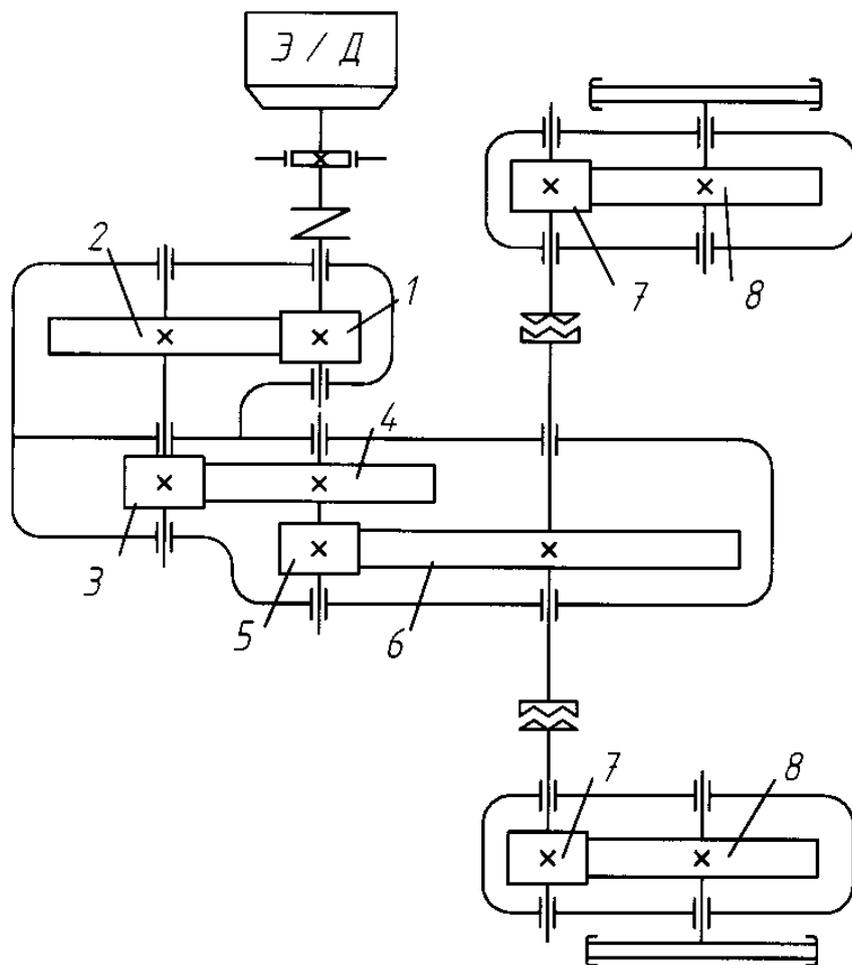
Задача 2.
Задание 7



Кинематическая схема привода механизма шагания экскаватора

Параметр	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Z_1, Z_2	22;126	21;116	20;102	23;105	24;112	20;112	21;95	22;90	23;93	24;141
$m_{1-2}, \text{ММ}$	8	8	6	7	8	9	7	8	9	9
Z_3, Z_4	20;112	29;114	36;117	31;120	26;126	30;124	29;85	30;93	31;85	27;120
$m_{3-4}, \text{ММ}$	12	12	10	11	12	14	10	11	13	14
Z_5, Z_6	18;53	19;78	20;63	17;69	16;31	21;63	17;52	18;45	20;46	19;56
$m_{5-6}, \text{ММ}$	28	28	22	25	25	30	32	25	28	30
Z_7, Z_8	12;69	13;90	14;80	15;93	17;80	14;75	13;84	15;88	17;92	16;93
$m_{7-8}, \text{ММ}$	33	32	28	30	32	36	32	36	36	36
$P_{\text{дв}}, \text{кВт}$	450	500	350	400	450	500	330	450	450	500
$n, \text{мин}^{-1}$	1480	1470	1440	1440	980	1470	980	980	1470	1480

Задача 2.
Задание 9



Кинематическая схема ходового механизма экскаватора

Параметр	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Z_1, Z_2	15;85	13;88	14;96	13;95	15;102	14;76	15;73	15;84	14;70	13;71
$m_{1-2}, \text{мм}$	7	8	7	8	6	5,5	8	8	9	5
Z_3, Z_4	11;59	12;60	13;64	11;61	12;66	13;42	11;53	12;54	12;41	11;49
$m_{3-4}, \text{мм}$	10	11	10	12	9	8	11	12	12	7
Z_5, Z_6	16;66	18;65	18;50	19;65	12;50	19;70	18;63	14;55	15;56	14;65
$m_{5-6}, \text{мм}$	20	22	20	22	18	16	18	20	25	14
$Z_7; Z_8$	12;32	13;36	14;49	14;39	11;30	11;39	14;33	15;40	13;39	12;40
$m_{7-8}, \text{мм}$	26	28	25	28	25	20	25	28	30	18
$P_{\text{дв}}, \text{кВт}$	54	75	55	40	30	30	40	55	75	30
$n, \text{мин}^{-1}$	1280	1480	1470	970	980	970	980	1280	1480	1280

ПЕРЕЧЕНЬ ВОПРОСОВ ДЛЯ ПИСЬМЕННОЙ РАБОТЫ СТУДЕНТОВ-ЗАОЧНИКОВ

Помимо контрольной работы студенты-заочники должны выполнить письменную работу, согласно приводимому ниже перечню вопросов.

Предлагаемый перечень работы имеет целью активизацию и повышение эффективности самостоятельной работы студентов-заочников, развитие навыков работы с учебной литературой при изучении раздела «Теория механизмов и машин. Детали машин» курса «Прикладная механика». Одновременно составители перечня вопросов стремились обратить внимание студентов на ключевые разделы курса, имеющие особое значение для изучения специальных профилирующих дисциплин, а также для формирования специалистов. Ответы на предлагаемые вопросы должны представляться в виде кратких рефератов, составляемых на основе изучения соответствующих разделов учебной литературы, но ни в коем случае не могут являться результатом простого переписывания текста учебника. Весьма ценной представляется иллюстрация теоретических положений примерами из практической деятельности автора реферата.

Работы, представляющие из себя дословную копию рефератов, выполненных другими студентами, не могут быть зачтены.

Оценка выполненной работы учитывается при сдаче зачетов и экзаменов.

Полнота ответа на вопрос и его содержание определяются программой курса.

1. ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

1.1. Структура и кинематика механизмов.

1.1.1. Основные понятия и определения. Понятия: механизм, машина, разновидности машин, машинный агрегат.

1.1.2. Структура механизмов. Определения: звено механизмов, кинематическая пара, кинематическая цепь, структурная группа.

1.1.3. Классификация кинематических пар по различным признакам. Классификация кинематических цепей. Приведите примеры.

1.1.4. Структурная формула кинематических цепей и механизмов. Понятие о степени подвижности кинематических цепей. Условие наличия определенности кинематических цепей.

1.1.5. Функциональная классификация механизмов. Приведите примеры каждого вида (класса) механизмов.

1.1.6. Шарнирно-рычажные механизмы, классификация звеньев по виду движения. Кулачковые механизмы, принцип действия, наименование звеньев. Область применения

1.1.7. Механизмы передач вращательного движения. Классификация механизмов передач вращательного движения, их назначение. Приведите примеры реальных механизмов каждого типа, их назначение и область применения. Основные кинематические зависимости.

1.1.8. Определение положений, скоростей и ускорений звеньев методом планов.

1.1.9. Аналитический метод определения перемещений, скоростей и ускорений плоских рычажных механизмов.

1.1.10. Определение перемещений, скоростей и ускорений звеньев плоских рычажных механизмов методом кинематических диаграмм; графическое дифференцирование и интегрирование.

1.2. Зубчатые передачи.

1.2.1. Классификация зубчатых передач по различным признакам, технические характеристики и область применения.

1.2.2. Передаточное отношение зубчатых передач. Вывод формулы передаточного отношения для простого механизма, состоящего из пары зацепляющихся колес.

1.2.3. Соотношения между угловыми скоростями, мощностями и крутящими моментами на валах зубчатой передачи.

1.2.4. Многозвенные механические передачи: многоступенчатые передачи, ряд последовательно зацепляющихся колес. Определение передаточного отношения каждого из указанных видов механизма, изобразите кинематические схемы.

1.2.5. Основные типы зубчатых редукторов, их кинематические схемы. Изобразите их. Области рационального применения. Приведите примеры конкретных зубчатых передач.

1.2.6. Основные параметры зубчатого колеса и пары зацепляющихся колес: шаг, модуль, межосевое расстояние, диаметры начальные, делительные, вершин, впадин. Передаточное число.

1.2.7. Основные элементы эвольвентного зубчатого зацепления: полюс зацепления, общая нормаль и общая касательная, угол зацепления, линия зацепления, ее активная часть, коэффициент перекрытия.

1.2.8. Коническая зубчатая передача, ее параметры, свойства и область применения.

1.2.9. Косозубая цилиндрическая зубчатая передача, ее достоинства и недостатки, область рационального применения.

1.2.10. Червячная передача. Основные геометрические и кинематические параметры. Эксплуатационные свойства и область рационального применения.

1.3. Динамика машин.

1.3.1. Силы, действующие в машинах, и их характеристики.

1.3.2. Приведение сил и масс в механизмах. Уравнение движения машины в форме уравнения работ. Три периода рабочего цикла машины.

1.3.4. Потери энергии при преодолении трения. Коэффициент полезного действия. КПД ряда последовательно соединенных механизмов, совокупности параллельно соединенных механизмов.

1.3.5. Трение в кинематических парах. Виды и характеристики трения: трение качения, трение скольжения. Понятия о коэффициентах трения скольжения и трения качения. Угол трения.

1.3.6. Трение в поступательных кинематических парах. Трение в клинчатом ползуне. Приведите примеры использования эффекта клинчатого ползуна в машинах.

1.3.7. Трение на наклонной плоскости. Трение в винтовой кинематической паре. Явление самоторможения. КПД наклонной плоскости и винтовой кинематической пары.

1.3.8. Трение в винтовой паре. Трение в цапфах и пятах.

1.3.9. Трение гибкой нити о неподвижный барабан. Формула Эйлера для подъема и опускания груза. Использование формулы Эйлера в технике.

1.3.10. Трение качения. Перемещение груза на катках и колесах.

2. Детали машин.

2.1. Соединения деталей машин.

2.1.1. Разъемные соединения. Разновидности разъемных соединений. Области применения различных типов разъемных соединений.

2.1.2. Резьбовые соединения. Типы резьб, применяемых в машиностроении. Технические характеристики в различных типах резьб.

2.1.3. Конструктивные формы болтов, винтов, шпилек, гаек. Область применения различных форм. Укажите, с какими типами крепежных изделий вы встречались в своей практической деятельности. В каких конструкциях они применяются.

2.1.4. Расчет ненапряженных и напряженных болтовых соединений. Расчет эксцентрично нагруженных болтов. Сравните степень нагруженности болтовых соединений различных типов.

2.1.5. Расчет элементов резьб. Обоснование размеров гайки.

2.1.6. Сварные соединения. Разновидности способов сварки, конструкция сварных швов. Методика расчета стыковых швов.

2.1.7. Расчет сварных швов при соединении деталей внахлестку и «втавр».

2.1.8. Эксплуатационные характеристики сварных соединений и области их применения. Сравнение заклепочных и сварных соединений. Приведите известные вам примеры применения заклепочных и сварных соединений.

2.1.9. Шпоночные соединения, их назначение и конструктивные формы. Области применения каждого из типов шпонок. Методика подбора и проверочный расчет призматических шпонок.

2.1.10. Зубчатые соединения. Разновидности, характеристики, область применения различных форм зубьев (шлицев). Методика расчета зубчатых (шлицевых) соединений.

2.2. Механические передачи.

2.2.1. Ременные передачи. Общие сведения, принцип действия и классификация. Технические характеристики и область применения ременных передач.

2.2.2. Основы расчета ременных передач. Принцип расчета плоскоремennых передач по кривым скольжения.

2.2.3. Клиноремennая передача. Эксплуатационные характеристики и сравнение с плоскоремennой передачей. Принцип расчета клиноремennой передачи.

2.2.4. Зубчатые передачи. Классификация зубчатых передач. Основные достоинства и недостатки зубчатых передач.

2.2.5. Косозубая зубчатая передача, ее достоинства и недостатки по сравнению с прямозубой. Силы, действующие в зацеплении цилиндрических колес.

2.2.6. Виды разрушения зубьев и их рабочих поверхностей. Принцип расчета зубчатых передач. Основные расчетные соотношения.

2.2.7. Оценка влияния силовых и геометрических факторов на нагрузочную способность зубчатых передач. Материалы, виды упрочнения зубьев. Допускаемые напряжения.

2.2.8. Коническая передача. Основы геометрии, кинематики. Область применения в горной технике. Эксплуатационные характеристики конических передач. Особенности расчета.

2.2.9. Червячная передача. Основные геометрические и кинематические соотношения. Передаточное отношение. Самотормозящая червячная передача. КПД червячной передачи. Материалы элементов червячных передач. Достоинства и недостатки червячных передач, область их применения. Приведите известные вам примеры из вашей практики применения червячной передачи. Какие эксплуатационные свойства вами наблюдались в процессе эксплуатации?

2.2.0. Цепная передача. Принцип действия и сравнительная оценка. Область применения. Основные характеристики. Наиболее распространенные типы цепей. Конструкции звездочек. Критерии работоспособности. Приведите примеры из вашей практики.

2.3. Оси, валы, подшипники, муфты.

2.3.1. Оси. Основы конструирования осей. Расчет на прочность. Приведите известные вам примеры применения осей.

2.3.2. Валы, отличие валов от осей. Принцип конструирования валов. Проектный расчет валов на кручение. Наблюдали ли вы разрушение валов? В чем причина, каков характер разрушения?

2.3.3. Подшипники скольжения. Общие сведения и применение. Условия работы и виды разрушения Конструктивные формы подшипников. Материалы основных элементов. Конструкции смазочных устройств.

2.3.4. Основные принципы расчета подшипников полужидкостного трения.

2.3.5. Подшипники качения. Общие сведения о конструкции подшипников качения. Основные элементы конструкции, материалы.

2.3.6. Классификация подшипников качения. Обзор основных типов подшипников качения. Область применения каждого типа. Основные достоинства и недостатки, эксплуатационные характеристики. Разделение зон использования подшипников качения и скольжения.

2.3.7. Критерии работоспособности, виды разрушения подшипников качения. Методика подбора и проверочного расчета подшипников качения. Какие виды разрушения элементов подшипников качения наблюдали вы лично? В чем причина?

2.3.8. Муфты. Общие сведения, назначение и классификация. Какие типы муфт имеются на вашем предприятии? Опишите случаи разрушения их элементов.

2.3.9. Опишите конструкции наиболее распространенных типов глухих и компенсирующих муфт. Укажите области их применения, достоинства и недостатки.

2.3.0. Опишите конструкции наиболее распространенных типов упругих и управляемых, сцепных и самоуправляемых муфт. Укажите области применения, эксплуатационные характеристики каждого типа.

ТАБЛИЦА НОМЕРОВ КОНТРОЛЬНЫХ ВОПРОСОВ
(номер варианта соответствует двум последним цифрам учебного шифра зачетной книжки студента)

<i>№ вар-та</i>	<i>Номера вопросов</i>					
00	1.1.0	1.2.1	1.3.4	2.1.2	2.2.2	2.3.9
01	1.1.2	1.2.9	1.3.4	2.1.3	2.2.9	2.3.9
02	1.1.9	1.2.2	1.3.3	2.1.7	2.2.4	2.3.4
03	1.1.3	1.2.7	1.3.9	2.1.9	2.2.5	2.3.6
04	1.1.8	1.2.0	1.3.2	2.1.4	2.2.8	2.3.9
05	1.1.4	1.2.6	1.3.1	2.1.0	2.2.3	2.3.3
06	1.1.7	1.2.5	1.3.0	2.1.3	2.2.1	2.3.8
07	1.1.5	1.2.3	1.3.5	2.1.1	2.2.1	2.3.9
08	1.1.6	1.2.4	1.3.8	2.1.4	2.2.9	2.3.7
09	1.1.9	1.2.1	1.3.4	2.1.7	2.2.7	2.3.7
10	1.1.1	1.2.4	1.3.5	2.1.3	2.2.5	2.3.8
11	1.1.0	1.2.2	1.3.6	2.1.6	2.2.0	2.3.1
12	1.1.4	1.2.7	1.3.8	2.1.8	2.2.3	2.3.4
13	1.1.7	1.2.2	1.3.4	2.1.5	2.2.4	2.3.3
14	1.1.3	1.2.0	1.3.3	2.1.9	2.2.0	2.3.6
15	1.1.5	1.2.6	1.3.9	2.1.1	2.2.7	2.3.6
16	1.1.8	1.2.1	1.3.2	2.1.0	2.2.0	2.3.5
17	1.1.6	1.2.3	1.3.9	2.1.4	2.2.5	2.3.7
18	1.1.2	1.2.8	1.3.1	2.1.3	2.2.3	2.3.1
19	1.1.4	1.2.1	1.3.7	2.1.8	2.2.5	2.3.4
20	1.1.7	1.2.6	1.3.2	2.1.5	2.2.1	2.3.0
21	1.1.8	1.2.8	1.3.2	2.1.9	2.2.8	2.3.2
22	1.1.1	1.2.3	1.3.8	2.1.6	2.2.2	2.3.1
23	1.1.2	1.2.6	1.3.4	2.1.7	2.2.9	2.3.5
24	1.1.0	1.2.7	1.3.5	2.1.6	2.2.6	2.3.7
25	1.1.8	1.2.2	1.3.6	2.1.2	2.2.1	2.3.5
26	1.1.6	1.2.5	1.3.9	2.1.4	2.2.3	2.3.2
27	1.1.3	1.2.6	1.5.8	2.1.8	2.2.6	2.3.8
28	1.1.9	1.2.8	1.3.0	2.1.7	2.2.1	2.3.3
29	1.1.2	1.2.7	1.3.9	2.1.6	2.2.9	2.3.6
30	1.1.9	1.2.4	1.3.7	2.1.4	2.2.2	2.3.2
31	1.1.1	1.2.2	1.3.8	2.1.7	2.2.8	2.3.0
32	1.1.2	1.2.4	1.3.0	2.1.0	2.2.4	2.3.1
33	1.1.0	1.2.9	0.3.1	2.1.8	2.2.7	2.3.7
34	1.1.1	1.2.6	1.3.5	2.1.5	2.2.5	2.3.3
35	1.1.7	1.2.3	1.3.7	2.1.3	2.2.2	2.3.0
36	1.1.9	1.2.7	1.3.1	2.1.2	2.2.0	2.3.8
37	1.1.4	1.2.4	1.3.9	2.1.9	2.2.9	2.3.3
38	1.1.5	1.2.2	1.3.5	2.1.1	2.2.8	2.3.7
39	1.1.3	1.2.6	1.3.3	2.1.0	2.2.5	2.3.1
40	1.1.8	1.2.9	1.3.2	2.1.6	2.2.7	2.3.4
41	1.1.4	1.2.0	1.3.4	2.1.5	2.2.0	2.3.9
42	1.1.5	1.2.8	1.3.5	2.1.3	2.2.4	2.3.6
43	1.1.6	1.2.1	1.3.5	2.1.1	2.2.9	2.3.0
44	1.1.2	1.2.3	1.3.6	2.1.7	2.2.0	2.3.7
45	1.1.9	1.2.6	1.3.5	2.1.6	2.2.8	2.3.6
46	1.1.1	1.2.0	1.3.0	2.1.5	2.2.9	2.3.8
47	1.1.0	1.2.8	1.3.4	2.1.2	2.2.5	2.3.2
48	1.1.8	1.2.4	1.3.3	2.1.0	2.2.6	2.3.6
49	1.1.5	1.2.7	1.3.2	2.1.1	2.2.6	2.3.0

ТАБЛИЦА НОМЕРОВ КОНТРОЛЬНЫХ ВОПРОСОВ
(продолжение)

<i>№ вар-та</i>	<i>Номера вопросов</i>					
50	1.1.2	1.2.2	1.3.9	2.1.0	2.2.1	2.3.4
51	1.1.3	1.2.9	1.3.9	2.1.2	2.2.9	2.3.4
52	1.1.7	1.2.4	1.3.4	2.1.9	2.2.2	2.3.3
53	1.1.9	1.2.5	1.3.6	2.1.3	2.2.7	2.3.9
54	1.1.4	1.2.8	1.3.9	2.1.8	2.2.0	2.3.2
55	1.1.0	1.2.3	1.3.3	2.1.4	2.2.6	2.3.1
56	1.1.3	1.2.1	1.3.8	2.1.7	2.3.5	2.3.0
57	1.1.1	1.2.1	1.3.9	2.1.5	2.2.3	2.3.5
58	1.1.4	1.2.9	1.3.7	2.1.6	2.2.4	2.3.8
59	1.1.7	1.2.7	1.3.2	2.1.9	2.2.1	2.2.4
60	1.1.3	1.2.5	1.3.8	2.1.1	2.2.4	2.3.5
61	1.1.6	1.2.0	1.3.1	2.1.0	2.2.2	2.3.6
62	1.1.8	1.2.3	1.3.4	2.1.4	2.2.7	2.3.8
63	1.1.5	1.2.4	1.3.3	2.1.7	2.2.2	2.3.4
64	1.1.9	1.2.0	1.3.6	2.1.3	2.2.0	2.3.3
65	1.1.1	1.2.7	1.3.6	2.1.5	2.2.6	2.3.9
66	1.1.0	1.2.0	1.3.5	2.1.8	2.2.1	2.3.2
67	1.1.4	1.2.5	1.2.7	2.1.6	2.2.3	2.3.9
68	1.1.3	1.2.3	1.3.1	2.1.2	2.2.8	2.3.1
69	1.1.8	1.2.5	1.3.4	2.1.4	2.2.1	2.3.7
70	1.1.5	1.2.1	1.3.0	2.1.7	2.2.6	2.3.2
71	1.1.9	1.2.8	1.3.3	2.1.8	2.2.8	2.3.2
72	1.1.6	1.2.2	1.3.1	2.1.1	2.2.3	2.3.8
73	1.1.7	1.2.9	1.3.5	2.1.2	2.2.6	2.3.4
74	1.1.6	1.2.6	1.3.7	2.1.0	2.2.7	2.3.5
75	1.1.2	1.2.1	1.3.6	2.1.8	2.2.2	2.3.6
76	1.1.4	1.2.3	1.3.2	2.1.6	2.2.5	2.3.9
77	1.1.8	1.2.6	1.3.8	2.1.3	2.2.8	2.3.8
78	1.1.7	1.2.1	1.3.3	2.1.9	2.2.3	2.3.0
79	1.1.6	1.2.9	1.3.6	2.1.2	2.2.7	2.3.9
80	1.1.4	1.2.2	1.3.2	2.1.9	2.2.4	2.3.7
81	1.1.7	1.2.8	1.3.0	2.1.1	2.2.2	2.3.8
82	1.1.0	1.2.4	1.3.1	2.1.2	2.2.4	2.3.0
83	1.1.8	1.2.7	1.3.7	2.1.0	2.2.9	2.3.1
84	1.1.5	1.2.5	1.3.3	2.1.1	2.2.5	2.3.5
85	1.1.3	1.2.2	1.3.0	2.1.7	2.2.3	2.3.7
86	1.1.2	1.2.0	1.3.8	2.1.9	2.2.7	2.3.1
87	1.1.9	1.2.9	1.3.3	2.1.4	2.2.4	2.3.9
88	1.1.1	1.2.8	1.3.7	2.1.5	2.2.2	2.3.5
89	1.1.0	1.2.5	1.3.1	2.1.3	2.2.6	2.3.3
90	1.1.6	1.2.7	1.3.4	2.1.8	2.2.9	2.3.2
91	1.1.5	1.2.0	1.3.9	2.1.4	2.2.0	2.3.4
92	1.1.3	1.2.4	1.3.6	2.1.5	2.2.8	2.3.5
93	1.1.1	1.2.9	1.3.0	2.1.6	2.2.1	2.3.5
94	1.1.7	1.2.0	1.3.7	2.1.2	2.2.3	2.3.6
95	1.1.6	1.2.8	1.3.6	2.1.9	2.2.5	2.3.5
96	1.1.5	1.2.9	1.3.8	2.1.1	2.2.0	2.3.0
97	1.1.2	1.2.5	1.3.2	2.1.0	2.2.8	2.3.4
98	1.1.0	1.2.5	1.3.6	2.1.8	2.2.4	2.3.3
99	1.1.1	1.2.6	1.3.0	2.1.5	2.2.7	2.3.2