

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО
ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ (ФИЛИАЛ)
ФЕДЕРАЛЬНОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО БЮДЖЕТНОГО ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО
УЧРЕЖДЕНИЯ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ «ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ» В Г. ГОРЛОВКА

**МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ
по выполнению курсовой работы
по дисциплине «Прикладная механика»**

для обучающихся по направлению подготовки
23.03.01 «Технология транспортных процессов»,
профиль «Организация и безопасность движения»,
для всех форм обучения

8/144-2025-01

Горловка
2025

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО
ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ (ФИЛИАЛ)
ФЕДЕРАЛЬНОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО БЮДЖЕТНОГО ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО
УЧРЕЖДЕНИЯ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ «ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ» В Г. ГОРЛОВКА

КАФЕДРА «АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДОРОГИ И
ИСКУССТВЕННЫЕ СООРУЖЕНИЯ»

**МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ
по выполнению курсовой работы
по дисциплине «Прикладная механика»**

для обучающихся по направлению подготовки
23.03.01 «Технология транспортных процессов»,
профиль «Организация и безопасность движения»,
для всех форм обучения

8/144-2025-01

РАССМОТРЕНО
на заседании кафедры
«Автомобильные дороги и
искусственные сооружения»
Протокол № 9 от 14.05.2025 г.

УТВЕРЖДЕНО
на заседании учебно-
издательского совета
АДИ ДонНТУ
Протокол № 3 от 27.06.2025 г.

Горловка
2025

УДК 531.8+621.81(07)
М 545

Составитель:

Губа Константин Романович – старший преподаватель «Автомобильные дороги и искусственные сооружения» АДИ ДонНТУ.

Методические рекомендации по выполнению курсовой
М 545 работы по дисциплине «Прикладная механика»: для обучающихся по направлению подготовки 23.03.01 «Технология транспортных процессов», профиль «Организация и безопасность движения», всех форм обучения / Автомобильно-дорожный институт (филиал) ДонНТУ в г. Горловка, Каф. «Автомобильные дороги и искусственные сооружения»; сост. К. Р. Губа. – Горловка : АДИ ДонНТУ, 2025. – Систем. требования: Acrobat Reader. – Загл. с титул. экрана. – Текст: электронный.

Методические рекомендации предназначены для выполнения курсовой работы по дисциплине «Прикладная механика». Приведены краткие теоретические сведения, варианты заданий и методические рекомендации относительно выполнения практических работ, числовые примеры, рассмотрены приемы и техника выполнения расчетов.

Ответственный за выпуск:

Морозова Людмила Николаевна – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Автомобильные дороги и искусственные сооружения» АДИ ДонНТУ.

УДК 531.8+621.81(07)

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1 ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ И ВЫБОР ВАРИАНТА ЗАДАНИЯ.....	6
1.1 Требования к оформлению отчета по курсовой работе	6
1.2 Выбор варианта задания.....	7
2 ЗАДАЧА №1 ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛОСКОГО РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА.....	8
2.1 Структура задачи.....	8
2.2 Пример решения задачи №1	9
2.3 Структурный анализ кинематической схемы механизма.....	9
2.4 Построение плана механизма	10
2.5 Построение плана скоростей механизма	11
2.6 Построение плана ускорений.....	14
2.7 Составление схемы нагружения механизма.....	19
2.8 Определение уравнивающей силы и момента сил	20
2.9 Расчет реакций в кинематической паре	22
2.10 Задание к задаче №1	Ошибка! Закладка не определена.
3 ЗАДАЧА № 2 ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛОСКОГО ЗУБЧАТОГО МЕХАНИЗМА.....	26
3.1 Структура задачи.....	26
3.2 Пример решения задачи №2	26
3.3 Расчет основных размеров зубчатого механизма.....	27
3.4 Расчет подвижности зубчатого механизма	28
3.5 Передаточные отношения зубчатого механизма.....	29
3.6 Угловые скорости и ускорения механизма	30
3.7 Расчет КПД и выбор двигателя зубчатого механизма	30
3.8 Расчет размеров зубчатых колес и сил в зацеплении.....	31
3.9 Расчет элементов зубчатого колеса.....	33
3.10 Расчет шпоночного соединения	35
4 ЗАДАЧА №3 ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ СХЕМЫ МАШИНЫ.....	36
4.1 Структура задачи.....	36
4.2 Пример решения задачи №3	37
4.3 Выбор электрического двигателя	37
4.4 Передаточные отношения привода машины.....	38
4.5 Угловые скорости и крутящие моменты	39
4.6 Проектировочные диаметры валов машины.....	40
4.7 Выбор муфты привода машины	40
ВЫВОДЫ.....	43
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	44
ПРИЛОЖЕНИЕ А СХЕМЫ И ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К ЗАДАЧЕ	

№1	45
ПРИЛОЖЕНИЕ Б СХЕМЫ И ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К ЗАДАЧЕ	
№2	55
ПРИЛОЖЕНИЕ В СХЕМЫ И ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К ЗАДАЧЕ	
№3	58
ПРИЛОЖЕНИЕ Г ТИТУЛЬНЫЙ ЛИСТ	63
ПРИЛОЖЕНИЕ Д ПРИМЕР ОФОРМЛЕНИЯ РЕФЕРАТА.....	64
ПРИЛОЖЕНИЕ Е ПРИМЕР ОФОРМЛЕНИЯ СОДЕРЖАНИЯ	65
ПРИЛОЖЕНИЕ Ж ОСНОВНАЯ НАДПИСЬ НА ЛИСТАХ.....	66
ПРИЛОЖЕНИЕ З ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ №1 (ФОРМАТ А2).....	67
ПРИЛОЖЕНИЕ И ДВИГАТЕЛИ ТРЕХФАЗНЫЕ АСИНХРОННЫЕ СЕРИИ А4	68
ПРИЛОЖЕНИЕ К ПРИЗМАТИЧЕСКИЕ ШПОНКИ И ПАЗЫ.....	72
ПРИЛОЖЕНИЕ Л ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ №2 (ФОРМАТ А2).....	73
ПРИЛОЖЕНИЕ М ПАРАМЕТРЫ МУФТЫ УПРУГОЙ ВТУЛОЧНО- ПАЛЬЦЕВОЙ	74
ПРИЛОЖЕНИЕ Н ПАРАМЕТРЫ МУФТЫ ЗУБЧАТОЙ.....	75

ВВЕДЕНИЕ

Цель данного методического указания – выполнение курсовой работы, с преподавателем на практических занятиях и/или самостоятельное, по дисциплине «Прикладная механика».

Для выполнения курсовой работы студенту необходимо в первую очередь уметь свободно оперировать тригонометрическими функциями и уметь решать геометрические задачи с прямоугольными треугольниками. Так же студенты должны уметь пользоваться основами векторной алгебры, а именно, уметь складывать вектора, уметь разлагать вектора по заданным направлениям координатных осей, уметь определять проекции векторов как на координатные оси, так и на произвольные заданные направления, знать основные методы решения систем линейных алгебраических уравнений.

Пособие содержит краткие теоретические сведения, а также рассмотрены задачи входящие в курсовую работу:

- исследование плоского рычажного механизма;
- исследование плоского зубчатого механизма;
- динамический анализ машины.

Приведены и рассмотрены примеры решения задач. В конце каждого раздела указаны варианты задач для выполнения практических работ студента.

1 ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ И ВЫБОР ВАРИАНТА ЗАДАНИЯ

1.1 Требования к оформлению отчета по курсовой работе

Работа выполняется на практических занятиях и самостоятельно, индивидуально по вариантам. Выполненную работу студент должен защитить. Результаты защиты учитываются при межсессионном контроле и промежуточной аттестации студентов.

При выполнении курсовой работы студенты должны придерживаться следующих требований:

1. Курсовая работа должна выполняться только по соответствующему варианту задания.

2. Отчет по курсовой работе необходимо выполнять на листах А4. Текст отчета должен быть набран на компьютере шрифтом Times New Roman размером 14 пт. (при оформлении отчета рекомендовано используется текстовый редактор Microsoft Word). Шрифт, используемый в иллюстративном материале (таблицы и рисунки), рекомендуется уменьшить до 12 пт. Межстрочный интервал в основном тексте – полуторный. В иллюстративном материале межстрочный интервал рекомендуется сделать одинарным. Поля страницы должны быть: левое поле – 3,0 см; правое поле – 1,0 см; верхнее и нижнее поле – 2,0 см. Каждый абзац должен начинаться с красной строки, отступ абзаца – 1,25 см. от левой границы текста. Пример оформления отчета в приложение А.

3. Каждая задача должна оформляться с новой страницы.

4. Структура работы: титульный лист, реферат, содержание, введение, пояснительная записка (название задачи, исходные данные согласно варианта, решение с краткими пояснениями), выводы.

5. Все расчеты следует выполнять в рамках Международной системы единиц (СИ) с точностью расчета единиц до двух знаков после запятой и соблюдая математическое правило округления. Размерные величины должны указываться со своими единицами измерения.

6. Иллюстрированные материалы в структурных частях практической работы допускаются выполняться карандашом, с использованием чертежных инструментов, или в графическом редакторе (например, КОМПАС), а также иметь соответствующее название и обозначение.

Титульный лист пояснительной записки к курсовой работе расположен в приложении Г. Пример написания реферата – приложение Д, содержания – приложение Е. Также основные надписи для листов пояснительной записки и чертежей показаны в приложении Ж.

В случае несоблюдения студентом указанных требований к оформлению практической работы, она не принимается к защите и

возвращается студенту на доработку, или снижается оценка за работу.

1.2 Выбор варианта задания

Исходные данные студент выбирает согласно двум последним цифрам своей зачетной книжки (или студенческого билета).

Номер схемы механизма, для задач выбирают по предпоследней цифре, а числовые данные по последней цифре. Например, если номер зачетной книжки студента 24-037, то схема будет – 3, а исходные данные соответствовать столбцу – 7.

Схемы плоских рычажных механизмов (задача №1) и числовые данные расположены в приложении А.

Схемы плоских зубчатых механизмов (задача №2) и числовые данные расположены в приложении Б.

Кинематические схемы машин (задача №3) и числовые данные расположены в приложении В.

2 ЗАДАЧА №1

Исследование плоского рычажного механизма

2.1 Структура задачи

Решение задачи №1 предусматривает выполнение таких этапов:

- выполнить структурный анализ кинематической схемы и определить степень подвижности механизма, используя формулу подвижности плоского механизма П. Л. Чебышева;
- разложить механизм на структурные группы Ассура и начальный механизм, начертить в пояснительной записке, определить их класс и порядок, определить класс и порядок механизма в целом, записать структурную формулу строения механизма;
- на листе формата А2, построить план положения механизма, используя масштабный коэффициент μ_ℓ (м/мм) длины, для заданного угла φ_1 ведущего звена;
- рассчитать линейные скорости и ускорения точек механизма, а также угловые скорости и ускорения звеньев, использовать метод построения (формат А2) планов скоростей и ускорений механизма;
- рассчитать силы и моменты сил, действующие на звеньях и составить (формат А2) схему нагружения механизма;
- определить уравнивающие силу и момент сил (формат А2), действующие на кривошипе механизма по теореме Н. Е. Жуковского;
- на листе формата А2 вычертить схему нагружения группы Ассура, рассчитать величину и определить направление реакции, в указанной кинематической паре механизма.

Кинематическую пару и название реакции, указывает преподаватель после проверки построения планов механизма, скоростей и ускорений.

Для выполнения задачи следует воспользоваться формулами.

Сила P_1 полезного сопротивления:

$$P_1 = (250 + 5 \cdot \varphi_1) \text{ Н}, \quad (2.1)$$

где φ_1 – заданный угол поворота кривошипа.

Массы ползунов (поршней) принять $m_n = 10$ кг.

Массы звеньев рычажных звеньев механизма принять равными:

$$m_i = 50 \cdot \ell_i \text{ кг}, \quad (2.2)$$

где ℓ_i – длина в метрах звеньев механизма.

Центральные моменты инерции звеньев принять равными:

$$I_i = 0,1 \cdot m_i \cdot \ell_i^2 \text{ кгм}^2, \quad (2.3)$$

2.2 Пример решения задачи №1

Выполнить исследование заданной кинематической схемы рычажного механизма (рис. 2.1), при заданных исходных данных: $\varphi_1 = 115^\circ$ - угол положения ведущего звена; $\omega_1 = 25 \text{ с}^{-1}$ - угловая скорость ведущего звена; $\ell_{AB} = 0,05 \text{ м}$ - длина кривошипа AB .

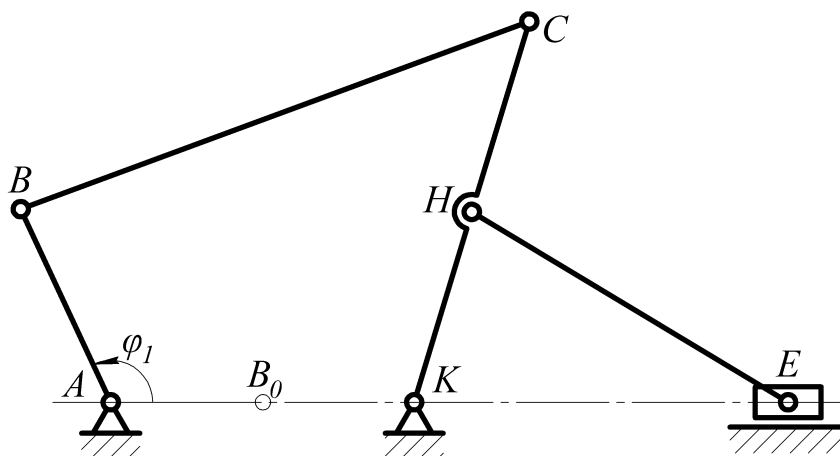


Рисунок 2.1 – Заданная кинематическая схема механизма

2.3 Структурный анализ кинематической схемы механизма

Определим размеры звеньев механизма:

$$\ell_{BC} = 3 \cdot \ell_{AB} = 3 \cdot 0,05 = 0,15 \text{ м},$$

$$\ell_{CK} = 2 \cdot \ell_{AB} = 2 \cdot 0,05 = 0,1 \text{ м},$$

$$\ell_{KH} = 0,5 \cdot \ell_{CK} = 0,5 \cdot 0,1 = 0,05 \text{ м},$$

$$\ell_{HE} = 0,2 \cdot \ell_{AB} = 0,2 \cdot 0,05 = 0,11 \text{ м}.$$

Пронумеруем звенья механизма: корпус механизма – 0; кривошип AB – 1; шатун BC – 2; коромысло CK – 3; шатун HE – 4; ползун E – 5.

Кинематические пары механизма обозначим прописными буквами A (0-1), B (1-2), C (2-3), K (3-0), H (3-4), E (4-5), M (5-0).

Кинематические пары A , B , C , H , K , E – пары 5-го класса, низшие, вращательные, кинематическая пара M 5-го класса, низшая, поступательная. Точки S_2 , S_3 , S_4 – центры масс звеньев 2, 3, 4.

Степень подвижности плоского механизма по формуле Чебышева:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1,$$

где $n = 5$ – число подвижных звеньев; $p_5 = 7$ – кинематические пары 5-го класса; $p_4 = 0$ – кинематические пары 4-го класса.

На рисунке 2.2 показано рассоединение механизма на группы Ассура и начальный механизм I класса.

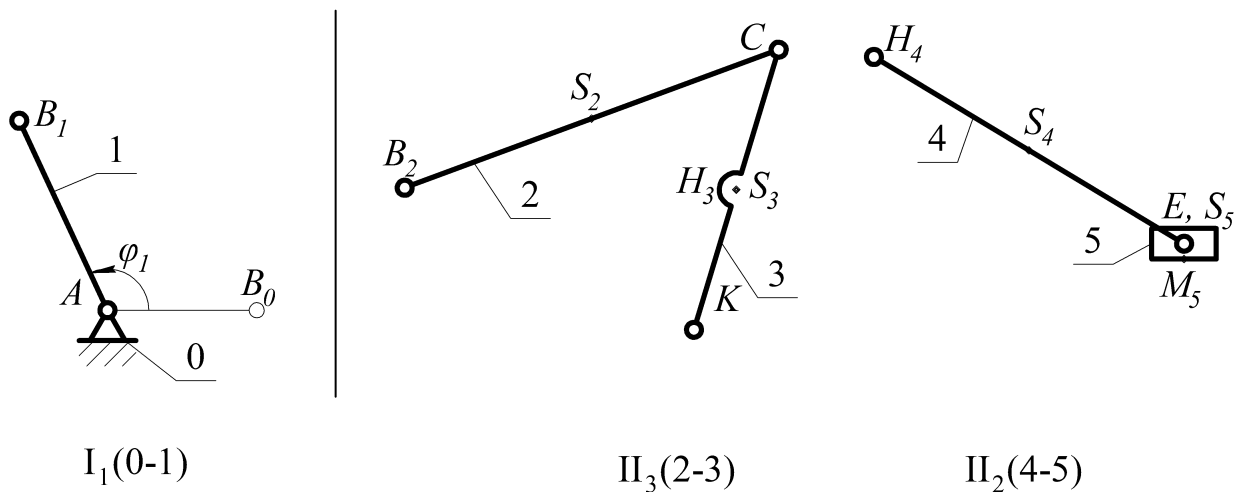


Рисунок 2.2 – Структурное строение рычажного механизма

Структурная формула механизма:

$$I(0, 1) + II_3(2, 3) + II_2(4, 5).$$

Механизм относим к механизмам II класса и 3-го порядка.

2.4 Построение плана механизма

План механизма строится на листе А2 (рис. 2.3) для заданного угла $\varphi_1 = 115^\circ$ положения кривошипа AB . Пример оформления листа в приложении 3. Масштабный коэффициент μ_ℓ длин звеньев:

$$\mu_\ell = \frac{\ell_{CK}}{\overline{CK}} = \frac{0,1}{50} = 0,002 \text{ м/мм},$$

где $\ell_{CK} = 0,1\text{м}$ – длина звена CK в метрах;

$\overline{CK} = 50$ мм отрезок, которым нарисована длина ℓ_{CK} звена.

Длины всех звеньев механизма для чертежа схемы рассчитываем, например, по формуле:

$$\overline{AB} = \frac{\ell_{AB}}{\mu_\ell} = \frac{0,05}{0,002} = 25 \text{ мм}.$$

Действительные длины звеньев механизма и их размеры на чертеже (рис. 1.2) приведены в Таблица 2.1.

Таблица 2.1 – Длины звеньев механизма

Размер звеньев	Название звеньев механизма на плане						
	AB	BC	S_2B	CK	KH	HE	S_4H
м	0,05	0,15	0,075	0,1	0,05	0,11	0,055
мм	25	75	37,5	50	25	55	27,5

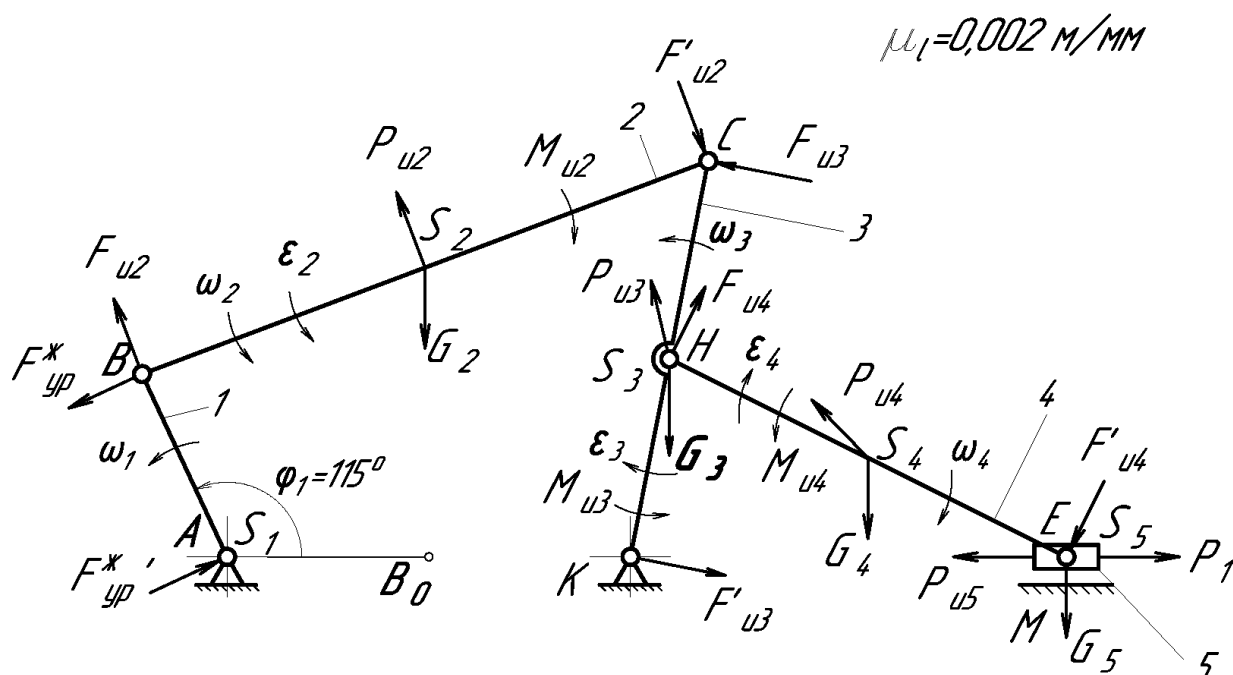


Рисунок 2.3 – План положения заданного механизма (формат А2)

План положения механизма строится с помощью метода засечек. Расстояние AK , для данного механизма, находим по формуле:

$$AK = AB + BC - CK = 25 + 75 - 50 = 50 \text{ мм.}$$

2.5 Построение плана скоростей механизма

План скоростей строится на листе А2 (рис. 2.4) начинаем строить с точек A и K скорости которых равняются нулю $V_A = V_K = 0$, т. к. точки относятся к шарнирному соединению с основанием (корпусом). Поэтому точки находятся в полюсе p_v плана скоростей и обозначены строчными латинскими буквами.

По структурной формуле, с лева на право, запишем векторное уравнение для скорости точки B :

$$\frac{\bar{V}_B}{\perp AB} = \frac{\bar{V}_A}{=0} + \frac{\bar{V}_{BA}}{\perp AB},$$

где \bar{V}_B – вектор скорости точки B ;

$\bar{V}_A = 0$ – вектор скорости точки A , которая выбрана за полюс вращения;

\bar{V}_{BA} – вектор относительной скорости точки B , которая вращается вокруг полюса точки A .

Рассчитываем скалярную величину скорости точки B :

$$V_{B1} = V_{B2} = V_{BA} = \omega_1 \cdot \ell_{AB} = 25 \cdot 0,05 = 1,25 \text{ м/с.}$$

Из произвольно взятой точки p_v (полюса плана скоростей) отложим отрезок $\overline{p_v e} = 100 \text{ мм}$ (рис. 2.4), перпендикулярный к кривошипу AB на плане (рис. 2.3) положения механизма. Длина отрезка $\overline{p_v e}$ выбирается студентом самостоятельно.

Масштабный коэффициент плана скоростей

$$\mu_v = \frac{V_{B1}}{\overline{p_v e}} = \frac{1,25}{100} = 0,0125 \text{ м/см.}$$

Для определения скорости точки C воспользуемся двумя уравнениями 1 и 2. Полюсами в уравнениях взяты точки B_2 и K .

$$\frac{\overline{V_{C2}}}{\perp CK} = \frac{\overline{V_{B2}}}{\perp AB} + \frac{\overline{V_{CB}}}{\perp CB}, \quad (2.4)$$

$$\frac{\overline{V_{C3}}}{\perp CK} = \frac{\overline{V_K}}{=0} + \frac{\overline{V_{C3K}}}{\perp CK}. \quad (2.5)$$

Согласно уравнению (2.4) из точки b плана (рис. 2.4) скоростей проводим линию, перпендикулярную к звену $\perp CB$ на плане (рис. 2.3) механизма. Согласно уравнению (2.5) из полюса p_v плана (рис. 2.4) скоростей проводим линию перпендикулярную к коромыслу $\perp CK$ на плане (рис. 2.3) механизма.

На пересечении этих перпендикуляров поставим точку c . Соединим векторами полюс p_v плана скоростей с точкой c . Отрезок $\overline{p_v c} = 114 \text{ мм}$ это вектор абсолютной скорости $\overline{V_C}$ точки C , изображенной в масштабе μ_v . Отрезок $\overline{cb} = 75 \text{ мм}$ это вектор относительной скорости $\overline{V_{CB}}$ точки c , при вращении вокруг полюса точки B_2 .

Точки C и H совершают вращательное движение относительно точки K . Скорости этих точек определяются уравнением $V_i = \omega_3 \cdot R_i$. Величины векторов этих скоростей пропорциональны радиусам их вращения. Для определения вектора $\overline{p_v h}$ скорости точки H воспользуемся теоремой подобия, при этом отмечаем, что скорость $V_{H3} = V_{H4} = V_{S3}$.

$$\frac{\overline{V_{H3}}}{\overline{V_C}} = \frac{KH}{KC} = \frac{\overline{p_v h}}{\overline{p_v c}}, \rightarrow \overline{p_v h} = \frac{\overline{p_v c} \cdot KH}{KC} = \frac{114 \cdot 25}{50} = 57 \text{ мм.}$$

Отмечаем, что скорости точек M и E равны $V_M = V_E$. Для построения их вектора воспользуемся уравнением:

$$\frac{\overline{V_M}}{\parallel x-x} = \frac{\overline{V_E}}{\parallel x-x} = \frac{\overline{V_{H4}}}{\perp KH} + \frac{\overline{V_{EH4}}}{\perp EH}.$$

Исходя из этого уравнения, точки e и m на плане (рис. 2.4) скоростей механизма находим на пересечении двух лучей.

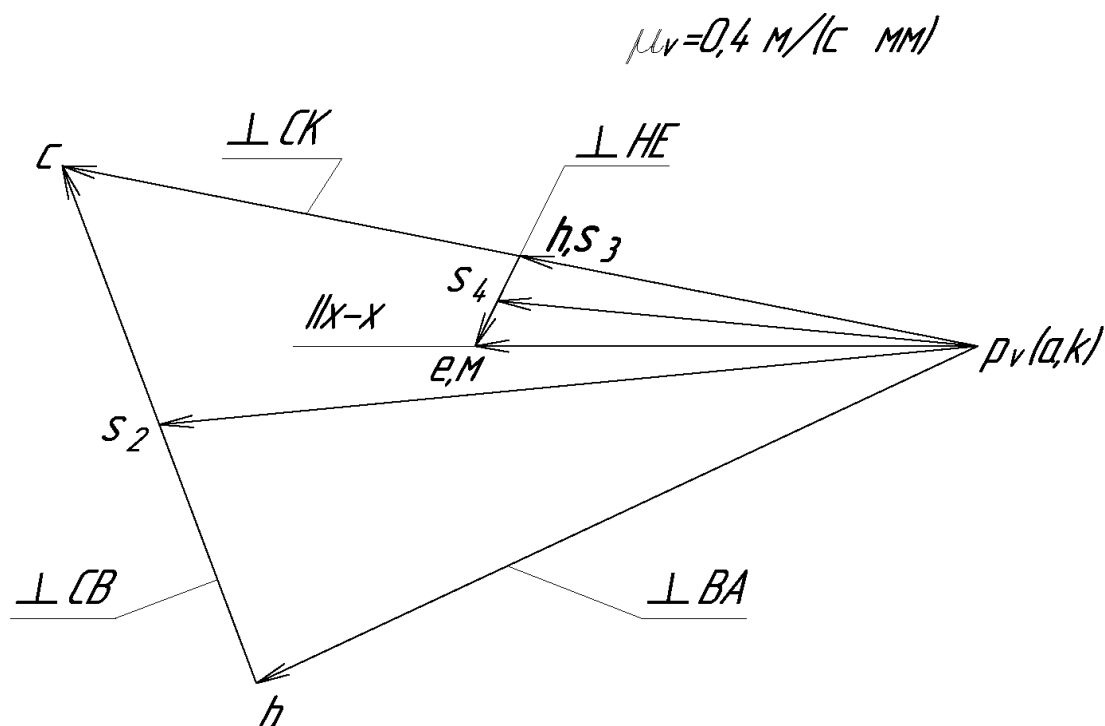


Рисунок 2.4 – План скоростей механизма (формат А2)

Один, из которых проводим из полюса p_v плана скоростей параллельно оси $\parallel x-x$. Второй проводим из точки h плана (рис. 2.4) скоростей, перпендикулярно к звену $\perp HE$ на плане (рис. 2.3) механизма. Отрезок $\overline{p_v e}$ это вектор $\overline{V_E}$ скорости точки E , в масштабе μ_v .

Вектора $\overline{p_v s_2}$ и $\overline{p_v s_4}$ скоростей центров масс звеньев 2 и 4, точки S_2 и S_4 , строим по теореме подобия. Для этого составляем пропорции о вращательном движении этих точек вокруг принятых точек полюсов. Например, запишем теорему подобия для центра масс звена 2 точка S_2

$$\frac{V_{S_2 B}}{V_{CB}} = \frac{S_2 B}{CB} = \frac{\overline{s_2 b}}{\overline{cb}}, \rightarrow \overline{s_2 b} = \frac{\overline{cb} \cdot S_2 B}{CB} = \frac{\overline{cb} \cdot 37,5}{75} = \frac{\overline{cb}}{2}.$$

Поэтому, на середине отрезка \overline{cb} , плана (рис. 2.4) скоростей обозначим точку s_2 . Из полюса p_v плана (рис. 2.4) скоростей проводим вектор $\overline{p_v s_2}$, который в масштабе μ_v изображает скорость V_{S_2} точки S_2 .

Запишем теорему подобия для центра масс звена 4 точка S_4 :

$$\frac{V_{S_4 H}}{V_{EH}} = \frac{S_4 H}{EH} = \frac{\overline{s_4 h}}{\overline{eh}}, \rightarrow \overline{s_4 h} = \frac{\overline{eh} \cdot S_4 H}{EH} = \frac{\overline{eh} \cdot 27,5}{55} = \frac{\overline{eh}}{2}.$$

Поэтому, на середине отрезка \overline{eh} , плана (рис. 2.4) скоростей

обозначим точку s_4 . Из полюса p_v плана (рис. 2.4) скоростей проводим вектор $\overline{p_v s_4}$, который в масштабе μ_v изображает скорость V_{s_4} точки S_4 .

Составляем итоговую Таблица 2.2 результатов, в которую скорости точек рассчитываем по формуле:

$$V_i = \overline{p_v i} \cdot \mu_v,$$

например, скорость точки C :

$$V_C = \overline{p_v c} \cdot \mu_v = 114 \cdot 0,0125 = 1,425 \text{ м/с}.$$

Определяем угловые скорости звеньев механизма $\omega_1 = 25 \text{ с}^{-1}$

$$\omega_2 = \frac{V_{CB}}{\ell_{CB}} = \frac{0,95}{0,15} = \frac{\overline{cb} \cdot \mu_v}{CB \cdot \mu_\ell} = \frac{76 \cdot 0,0125}{75 \cdot 0,002} = 6,3 \text{ с}^{-1},$$

$$\omega_3 = \frac{V_C}{\ell_{CK}} = \frac{1,425}{0,1} = \frac{\overline{p_v c} \cdot \mu_v}{CK \cdot \mu_\ell} = \frac{114 \cdot 0,0125}{50 \cdot 0,002} = 14,25 \text{ с}^{-1},$$

$$\omega_4 = \frac{V_{EH}}{\ell_{EH}} = \frac{0,15}{0,11} = \frac{\overline{eh} \cdot \mu_v}{EH \cdot \mu_\ell} = \frac{12 \cdot 0,0125}{55 \cdot 0,002} = 1,4 \text{ с}^{-1}.$$

Таблица 2.2 – Итоговая таблица скоростей

Скорость	V_B	V_{CB}	V_C	V_{S_2B}	V_{S_2}	V_{S_3}	V_H	V_{S_4H}	V_E	V_{S_4}	V_{EH}
На плане, мм	100	76	114	38	100	57	57	6	60	58	12
Фактическая, м/с	1,25	0,95	1,425	0,475	1,25	0,71	0,71	0,07	0,75	0,725	0,15

Направления угловых скоростей $\omega_2, \omega_3, \omega_4$ показываем, в виде дуг со стрелками, на звеньях (рис. 2.3). Например, для угловой скорости ω_2 . Из плана (рис. 2.4) скоростей, условно, берем вектор $\overline{cb} = 75 \text{ мм}$ (относительная скорость V_{CB} вращения точки C вокруг точки B), переносим в точку C на план (рис. 2.4) механизма. Вектор \overline{cb} показывает, что в данном положении механизма звено BC вращается против часовой стрелки. Аналогичным образом определяются направления ω_3 и ω_4 .

2.6 Построение плана ускорений

План ускорений строится на листе А2 (рис. 2.5). Начинаем строить с точек A и K ускорения которых равняются нулю $a_A = a_K = 0$. Точки находятся в полюсе p_a плана ускорений и обозначены строчными буквами.

По структурной формуле с лева на право, запишем векторное уравнение для ускорения точки B :

$$\frac{\bar{a}_B}{=0} = \frac{\bar{a}_A}{=0} + \frac{\bar{a}_{BA}}{=0} = \frac{\bar{a}_A}{=0} + \frac{\bar{a}_{BA}^n}{\perp AB} + \frac{\bar{a}_{BA}^\tau}{\parallel AB},$$

где \bar{a}_B – вектор абсолютного ускорения точки B ;

$\bar{a}_A = 0$ – вектор ускорения точки A , которая выбрана за полюс вращения;

\bar{a}_{BA} – вектор относительного вращательного ускорения точки B вокруг точки A , разложен на два составляющих ускорения \bar{a}_{BA}^n и \bar{a}_{BA}^τ ;

\bar{a}_{BA}^n – вектор нормального (центростремительного) ускорения точки B , которая вращается вокруг полюса точки A ;

\bar{a}_{BA}^τ – вектор касательного (тангенциального) ускорения точки B , которая вращается вокруг полюса точки A .

$$\mu_a = 0,4 \text{ м/с}^2 \text{ мм}$$

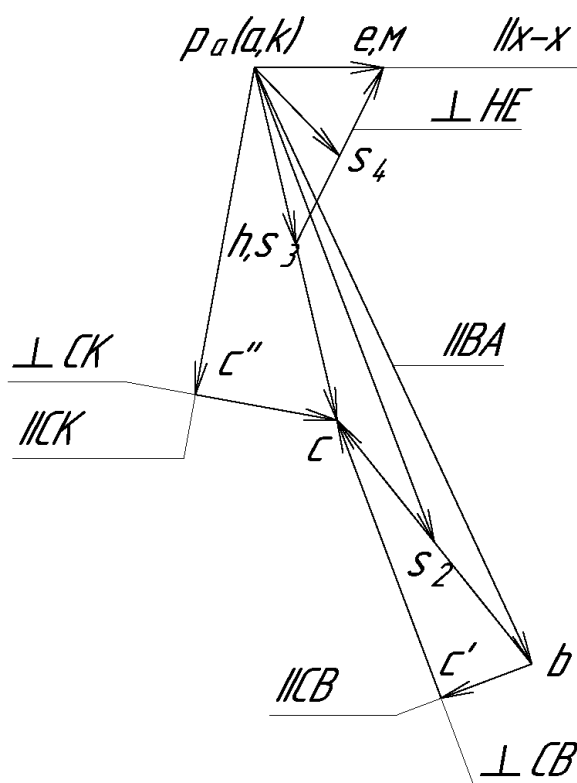


Рисунок 2.5 – План ускорений механизма (формат А2)

Кривошип 1 (AB) вращается с постоянной угловой скоростью $\omega_1 = \text{const} = 25 \text{ с}^{-1}$. Ускорения \bar{a}_{BA}^n и \bar{a}_{BA}^τ имеют такие скалярные значения:

$$a_{BA}^n = \omega_1^2 \cdot \ell_{AB} = 25^2 \cdot 0,05 = 31,25 \text{ м/с}^2,$$

$$a_{BA}^{\tau} = \varepsilon_1 \cdot \ell_{AB} = \frac{d\omega_1}{dt} \cdot \ell_{AB} = 0 \cdot 0,05 = 0.$$

Масштабный коэффициент плана ускорений:

$$\mu_a = \frac{a_{BA}^n}{p_a b} = \frac{31,25}{78,12} = 0,4 \text{ м/с}^2 \text{ мм}.$$

Из произвольно взятой точки p_a , полюса плана ускорений (рис. 2.5) отложим отрезок $\overline{p_a b} = 78,12$ мм параллельно кривошипу AB на плане (рис. 2.3), положения механизма в направлении от точки B к точки A . Длина отрезка $\overline{p_a b}$ выбирается самостоятельно.

Для определения ускорения точки C воспользуемся двумя уравнениями 3 и 4. Полюсами в уравнениях взяты точки B_2 и K (рис. 2.3):

$$\frac{\bar{a}_{C2}}{+} = \frac{\bar{a}_B}{+} + \frac{\bar{a}_{CB}}{+} = \frac{\bar{a}_B}{+} + \frac{\bar{a}_{CB}^n}{\parallel CB} + \frac{\bar{a}_{CB}^{\tau}}{\perp CB}, \quad (2.6)$$

$$\frac{\bar{a}_{C3}}{=0} = \frac{\bar{a}_K}{=0} + \frac{\bar{a}_{CK}}{=0} = \frac{\bar{a}_K}{=0} + \frac{\bar{a}_{CK}^n}{\parallel CK} + \frac{\bar{a}_{CK}^{\tau}}{\perp CK}, \quad (2.7)$$

Согласно уравнениям составленным вектор ускорения точки C определяется, как геометрическая сумма векторов ускорений полюсов (точки B_2 и K) и векторов относительных ускорений \bar{a}_{CB} и \bar{a}_{CK} точки C при вращении ее вокруг полюсов B_2 и K .

Относительные ускорения \bar{a}_{CB} и \bar{a}_{CK} не могут быть определены. Для решения уравнений (2.6) и (2.7) относительные ускорения \bar{a}_{CB} и \bar{a}_{CK} разложены, соответственно на два составляющих вектора. Нормальные \bar{a}_{CB}^n , \bar{a}_{CK}^n и тангенциальные \bar{a}_{CB}^{τ} , \bar{a}_{CK}^{τ} . Нормальные ускорения, всегда рассчитываем по модулю:

$$a_{CB}^n = \omega_2^2 \cdot \ell_{CB} = 6,3^2 \cdot 0,15 = 5,9 \text{ м/с}^2,$$

$$a_{CK}^n = \omega_3^2 \cdot \ell_{CK} = 14,25^2 \cdot 0,1 = 20,2 \text{ м/с}^2.$$

Определяем отрезки этих ускорений в масштабе μ_a :

$$bc' = a_{CB}^n / \mu_a = 5,9 / 0,4 = 14,75 \text{ мм},$$

$$p_a c'' = a_{CK}^n / \mu_a = 20,2 / 0,4 = 50,5 \text{ мм}.$$

Согласно уравнения (2.6), из точки b плана (рис. 2.5) ускорений отложим отрезок $bc' = 14,75$ мм, ускорения \bar{a}_{CB}^n параллельно звену $\parallel BC$ на плане (рис. 2.3) механизма, в направлении от точки C к точки B .

Из окончания построенного вектора bc' , точка c' проводим луч перпендикулярный (\perp) к отрезку bc' . На этом луче, в дальнейшем, будет построен отрезок $c's$ тангенциального ускорения \bar{a}_{CB}^{τ} .

Согласно уравнения (2.7) из точки p_a полюса плана (рис. 2.5) ускорений отложим отрезок $p_ac'' = 50,5$ мм, ускорения \bar{a}_{CK}^n параллельно звену $\parallel CK$ на плане (рис. 2.3) механизма, в направлении от точки C к точке K . Из окончания построенного вектора p_ac'' , точка c'' проводим луч перпендикулярный к отрезку p_ac'' . На этом луче, в дальнейшем, будет построен отрезок $c''s$ тангенциального ускорения \bar{a}_{CK}^{τ} .

На пересечении этих перпендикулярных лучей поставим точку s . Соединим полюс p_a плана ускорений с точкой s . Отрезок $\overline{p_as} = 56$ мм это вектор абсолютного ускорения \bar{a}_C точки C , в масштабе μ_a . Тангенциальные ускорения a_{CB}^{τ} и a_{CK}^{τ} , на плане (рис. 2.5) ускорений будут изображены отрезками $\overline{c's} = 25$ мм и $\overline{c''s} = 26$ мм.

Точки C и точка H совершают вращательное движение относительно точки K . Величины векторов ускорений этих точек пропорциональны радиусам их вращения. Вектор $\overline{p_ah}$ ускорения точки H определим по теореме подобия, при этом отмечаем, что ускорения $a_{H3} = a_{H4} = a_{S3}$:

$$\frac{\bar{a}_{H3}}{\bar{a}_C} = \frac{KH}{KC} = \frac{\overline{p_ah}}{\overline{p_ac}}, \rightarrow \overline{p_ah} = \frac{\overline{p_ac} \cdot KH}{KC} = \frac{58 \cdot 25}{50} = 29 \text{ мм.}$$

Отмечаем, что ускорения точек M и E равны $a_M = a_E$. Для построения их вектора воспользуемся уравнением:

$$\frac{\bar{a}_E}{\parallel x-x} = \frac{\bar{a}_M}{\parallel x-x} = \frac{\bar{a}_H}{+} + \frac{\bar{a}_{EH}}{+} = \frac{\bar{a}_H}{+} + \frac{\bar{a}_{EH}^n}{\parallel EH} + \frac{\bar{a}_{EH}^{\tau}}{\perp EH}.$$

Относительное ускорение \bar{a}_{EH} разложим, на два составляющих вектора ускорений, нормальный \bar{a}_{EH}^n и тангенциальный \bar{a}_{EH}^{τ} . Нормальный вектор \bar{a}_{EH}^n ускорения, всегда рассчитываем по модулю:

$$a_{EH}^n = \omega_4^2 \cdot \ell_{EH} = 1,4^2 \cdot 0,1 = 0,2 \text{ м/с}^2.$$

Определяем отрезок этого ускорения в масштабе μ_a . На плане ускорений (рис. 2.5) этот отрезок, в виду малой длины, не показываем:

$$he' = a_{EH}^n / \mu_a = 0,2 / 0,4 = 0,5 \text{ мм.}$$

Для построения вектора ускорения точек $a_M = a_E$ уравнение

запишем в сокращенном виде:

$$\frac{\overline{a_E}}{\|x-x\|} = \frac{\overline{a_M}}{\|x-x\|} = \frac{\overline{a_H}}{+} + \frac{\overline{a_{EH}}}{+} = \frac{\overline{a_H}}{+} + \frac{\overline{a_{EH}^n}}{\|EH\|}.$$

Исходя из этого уравнения, точки e и m на плане (рис. 2.5) ускорений находим на пересечении двух лучей.

Один, из которых проводим из полюса p_a плана (рис. 2.5) ускорений параллельно оси $\|x-x\|$. Второй проводим из точки h плана (рис. 2.5) ускорений перпендикулярно к звену $\perp HE$ на плане (рис. 2.3) механизма. Точку пересечения лучей обозначаем точкой e . Отрезок $\overline{p_a e} = 28 \text{ мм}$ это вектор ускорения $\overline{a_E}$ точки E , в масштабе μ_a .

Вектора $\overline{p_a s_2}$ и $\overline{p_a s_4}$ ускорений центров масс звеньев 2 и 4, точки S_2 и S_4 , строим по теореме подобия. Для этого составляем пропорции о вращательном движении этих точек вокруг принятых точек полюсов. Например, запишем теорему подобия для центра масс звена 2 точка S_2 :

$$\frac{\overline{a_{S_2 B}}}{\overline{a_{CB}}} = \frac{\overline{S_2 B}}{\overline{CB}} = \frac{\overline{s_2 b}}{\overline{cb}} \rightarrow \overline{s_2 b} = \frac{\overline{cb} \cdot \overline{S_2 B}}{\overline{CB}} = \frac{\overline{cb} \cdot 37,5}{75} = \frac{\overline{cb}}{2} \text{ мм.}$$

Поэтому, на середине отрезка \overline{cb} , плана (рис. 2.5) ускорений обозначим точку s_2 . Из полюса p_a плана (рис. 2.5) ускорений проводим вектор $\overline{p_a s_2} = 67 \text{ мм}$, который изображает ускорение a_{S_2} точки S_2 .

Запишем теорему подобия для центра масс звена 4 точка S_4 .

$$\frac{\overline{a_{S_4 H}}}{\overline{a_{EH}}} = \frac{\overline{S_4 H}}{\overline{EH}} = \frac{\overline{s_4 h}}{\overline{eh}} \rightarrow \overline{s_4 h} = \frac{\overline{eh} \cdot \overline{S_4 H}}{\overline{EH}} = \frac{\overline{eh} \cdot 37,5}{75} = \frac{\overline{eh}}{2} \text{ мм.}$$

Поэтому, на середине отрезка \overline{eh} , плана (рис. 2.5) ускорений обозначим точку s_4 . Из полюса p_a плана (рис. 2.5) ускорений проводим вектор $\overline{p_a s_4} = 23 \text{ мм}$, который изображает ускорение a_{S_4} точки S_4 .

Составляем итоговую Таблица 2.3 результатов. Ускорения точек рассчитываем по формуле $a_i = \overline{p_a i} \cdot \mu_a$, например, ускорение точки C $a_c = \overline{p_a c} \cdot \mu_a = 56 \cdot 0,4 = 22,4 \text{ м/с}^2$.

Угловые ускорения кривошипа 1 и ползуна 5 равны $\varepsilon_1 = \varepsilon_5 = 0$. Определяем угловые ускорения звеньев 2, 3, 4

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{CB}^{\tau}}{\ell_{CB}} = \frac{10}{0,15} = 66,7 \text{ с}^{-2}, \quad \varepsilon_3 = \frac{a_{CK}^{\tau}}{\ell_{CK}} = \frac{10,4}{0,1} = 104 \text{ с}^{-2},$$

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{EH}^\tau}{\ell_{EH}} = \frac{15,2}{0,11} = 138,2 \text{ с}^{-2}.$$

Таблица 2.3 – Расчетная таблица ускорений

Ускорение	a_B	a_C	a_{CB}^n	a_{CB}^τ	a_{S2}	a_H	a_{CK}^n	a_{CK}^τ	a_{S3}	a_E	a_{EH}^n	a_{EH}^τ	a_{S4}
На плане, мм	78,12	56	14,75	25	67	28	50,5	26	28	28	0,5	38	23
Фактическое, м/с	31,25	22,4	5,9	10	26,8	11,2	20,2	10,4	11,2	11,2	0,2	15,2	9,2

Направления угловых ускорений $\varepsilon_2, \varepsilon_3, \varepsilon_4$ показываем, в виде дуг со стрелками, на звеньях (рис. 2.3). Например, для углового ускорения ε_2 . Из плана (рис. 2.4) ускорений, условно, берем вектор $\overline{c's} = 25$ мм (относительное тангенциальное ускорение a_{CB}^τ при вращении точки C вокруг точки B), переносим в точку C на план (рис. 2.3) механизма. Вектор $\overline{c's}$ показывает, что в данном положении механизма звено BC вращается ускоренно, стрелки ω_2 и ε_2 совпадают по направлению, против часовой стрелки. Аналогичным образом определяются направления ε_3 и ε_4 .

2.7 Составление схемы нагружения механизма

Для составления схемы нагружения механизма (рис. 2.3, формат A2) рассчитываем силы, действующие на звеньях механизма.

Величина силы P_1 полезного сопротивления:

$$P_1 = (250 + 5 \cdot \varphi_1) = (250 + 5 \cdot 115) = 825 \text{ Н}.$$

Вектор силы P_1 полезного сопротивления ставим на выходном звене механизма и направляем противоположно возможному движению.

Силы веса звеньев механизма:

$$G_5 = m_5 \cdot g = 10 \cdot 9,81 = 98,1 \text{ Н};$$

$$G_4 = m_4 \cdot g = 50 \cdot \ell_4 \cdot g = 50 \cdot 0,11 \cdot 9,81 = 53,9 \text{ Н};$$

$$G_3 = m_3 \cdot g = 50 \cdot \ell_3 \cdot g = 50 \cdot 0,1 \cdot 9,81 = 49,1 \text{ Н};$$

$$G_2 = m_2 \cdot g = 50 \cdot \ell_2 \cdot g = 50 \cdot 0,15 \cdot 9,81 = 73,6 \text{ Н}.$$

Вектора сил G_5, G_4, G_3, G_2 ставим в центры S_5, S_4, S_3, S_2 масс каждого звена и направляем вертикально параллельно оси $\parallel y - y$.

Силы инерции звеньев:

$$P_{u5} = m_5 \cdot a_E = 10 \cdot 11,2 = 112 \text{ Н};$$

$$P_{u2} = m_2 \cdot a_{S_2} = 50 \cdot \ell_2 \cdot a_{S_2} = 50 \cdot 0,15 \cdot 26,8 = 201 \text{ Н};$$

$$P_{u3} = m_3 \cdot a_{S_3} = 50 \cdot \ell_3 \cdot a_{S_3} = 50 \cdot 0,1 \cdot 11,2 = 56 \text{ Н};$$

$$P_{u4} = m_4 \cdot a_{S_4} = 50 \cdot \ell_4 \cdot a_{S_4} = 50 \cdot 0,11 \cdot 9,2 = 50,6 \text{ Н}.$$

Вектора сил $P_{u5}, P_{u4}, P_{u3}, P_{u2}$ ставим в центры S_5, S_4, S_3, S_2 масс каждого звена и направляем противоположно векторам ускорений $\bar{a}_{S_5}, \bar{a}_{S_4}, \bar{a}_{S_3}, \bar{a}_{S_2}$.

Моменты инерции звеньев механизма:

$$M_{ui} = I_i \cdot \varepsilon_i = 0,1 \cdot m_i \cdot l_i^2 \cdot \varepsilon_i = 0,1 \cdot 50 \cdot l_i^3 \cdot \varepsilon_i, \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{u2} = 0,1 \cdot 50 \cdot l_2^3 \cdot \varepsilon_2 = 0,1 \cdot 50 \cdot 0,15^3 \cdot 66,7 = 1,1 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{u3} = 0,1 \cdot 50 \cdot l_3^3 \cdot \varepsilon_3 = 0,1 \cdot 50 \cdot 0,1^3 \cdot 104 = 0,52 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{u4} = 0,1 \cdot 50 \cdot l_4^3 \cdot \varepsilon_4 = 0,1 \cdot 50 \cdot 0,11^3 \cdot 138,2 = 0,9 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Моменты M_{u4}, M_{u3}, M_{u2} сил инерции звеньев располагаем на всей длине звеньев и направляем противоположно угловым ускорениям $\varepsilon_4, \varepsilon_3, \varepsilon_2$.

Моменты инерции звеньев заменим парами сил. Силы $F'_{u4} = F_{u4}$; $F'_{u3} = F_{u3}$ и $F'_{u2} = F_{u2}$ прикладываем на концах звеньев перпендикулярно звеньям 2, 3 и 4 (рис. 2.3):

$$F'_{u2} = F_{u2} = \frac{M_{u2}}{\ell_2} = \frac{1,1}{0,15} = 7,3 \text{ Н};$$

$$F'_{u3} = F_{u3} = \frac{M_{u3}}{\ell_3} = \frac{0,52}{0,1} = 5,2 \text{ Н};$$

$$F'_{u4} = F_{u4} = \frac{M_{u4}}{\ell_4} = \frac{0,9}{0,11} = 8,2 \text{ Н}.$$

Применим принцип Даламбера для заданного механизма (рис. 2.3). На кривошипе AB механизма, перпендикулярно кривошипу приложим две параллельные равные, но неизвестные, по величине уравнивающие силы $F_{yp}^{ж1} = F_{yp}^{ж}$, механизм будет в равновесии.

2.8 Определение уравнивающей силы и момента сил

Для расчета воспользуемся теоремой Н. Е. Жуковского о жестком рычаге (рис. 2.6, формат А2). Переносим все действующие силы, силы

инерции звеньев, пары сил инерции звеньев, действующие в данный момент времени, в одноименные точки повернутого на 90° плана (рис. 2.6) скоростей, не изменяя их величину и направление.

Рассматриваем повернутый план (рис. 2.6) скоростей, как систему жестких рычагов (на векторах скоростей убрать стрелки) которая нагружена теми же силами, что и механизм (рис. 2.3). Такая жесткая система, как и сам механизм, находится в равновесии.

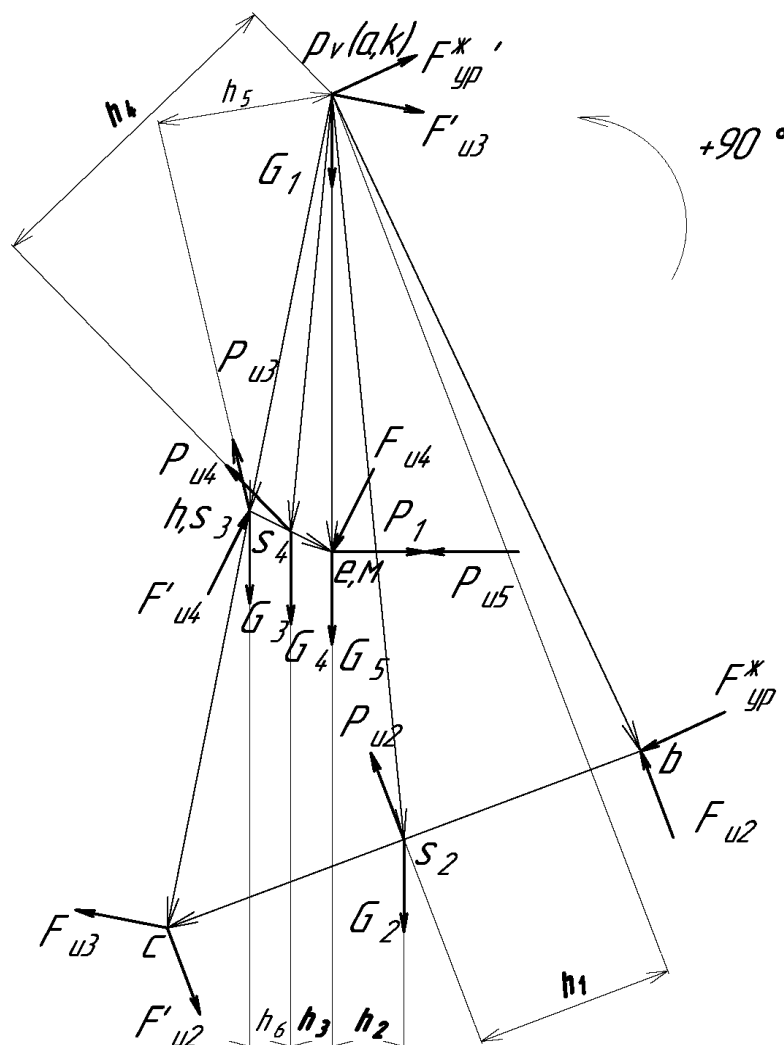


Рисунок 2.6 – Система жестких рычагов Н. Е. Жуковского

Воспользуемся одним из уравнений равновесия. Сумма моментов всех сил этой системы, включая уравновешивающие силы, относительно полюса p_v плана (рис. 2.6) скоростей равняется нулю.

Составим уравнение моментов сил механизма относительно полюса p_v плана скоростей (рис. 2.6, формат A2):

$$\sum M_{p_v}(F_k) = 0,$$

$$-F_{yp}^{жс} \cdot p_v b + F_{u2} \cdot bc - P_{u2} \cdot h_1 - G_2 \cdot h_2 - F_{u3} \cdot p_v c - P_{u3} \cdot h_5 + G_3 \cdot h_6 - \\ - F_{u4} \cdot he - P_{u4} \cdot h_4 + G_4 \cdot h_3 + P_1 \cdot p_v e - P_{u5} \cdot p_v e = 0$$

Рассчитываем уравновешивающую силу $F_{yp}^{жс2}$. Плечи h_1, h_2, h_3, h_4 сил относительно полюса p_v замеряем на рисунке 2.6 (формат А2):

$$F_{yp}^{жс} = (F_{u2} \cdot bc - P_{u2} \cdot h_1 - G_2 \cdot h_2 - F_{u3} \cdot p_v c - P_{u3} \cdot h_5 + G_3 \cdot h_6 - F_{u4} \cdot he - \\ - P_{u4} \cdot h_4 + G_4 \cdot h_3 + P_1 \cdot p_v e - P_{u5} \cdot p_v e) / p_v b = (7,3 \cdot 76 - 201 \cdot 22 - \\ - 73,6 \cdot 12 - 5,2 \cdot 114 - 56 \cdot 21 + 49,1 \cdot 7 - 8,2 \cdot 12 - 50,6 \cdot 38 + 53,9 \cdot 7 + \\ + 825 \cdot 45 - 108 \cdot 45) / 100 = 244,5 \text{ Н.}$$

Уравновешивающий крутящий момент сил на кривошипе 1:

$$M_{yp} = M_{дв} = F_{yp}^{жс} \cdot \ell_{AB} = 244,5 \cdot 0,05 = 12,2 \text{ Нм.}$$

2.9 Расчет реакций в кинематической паре

Кинематическую пару и название реакции, указывает преподаватель после проверки построения планов механизма, скоростей и ускорений.

А) Задано определить реакцию R_M в кинематической паре М (5-0). Согласно структурной формуле механизма чертим, на формате А2, отдельно (рис. 2.7), структурную группу Ассур II₂(4-5).

Переносим силы, не изменяя точек приложения, значений и направлений, которые действуют на структурной группе механизма. На элементы рассоединенных кинематических пар (Н (3-4) и М (5-0)) проставим реакции сил.

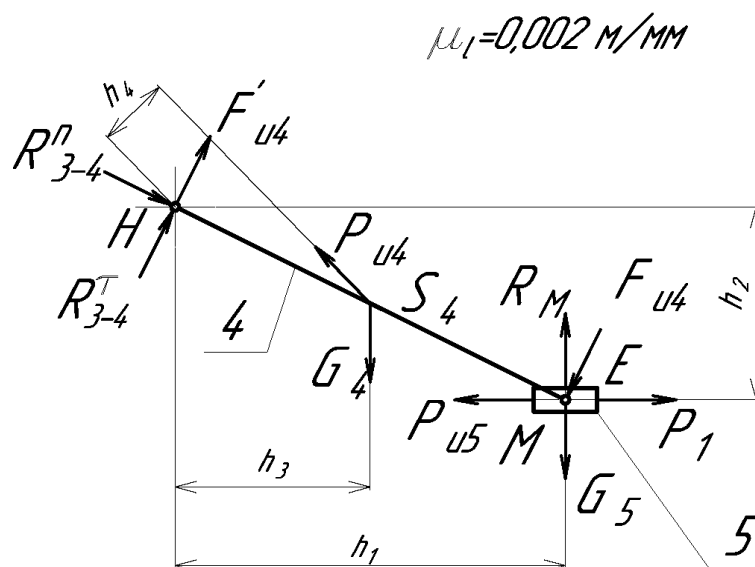


Рисунок 2.7 – Схема сил группы Ассур 4-5

В поступательной паре $M(5-0)$ (5-го класса) ставится одна реакция R_M , перпендикулярно ($\perp x-x$) возможному движению поршня 5.

Во вращательной паре $H(3-4)$ (5-го класса) ставится две составляющие R_{3-4}^n и R_{3-4}^τ полной реакции R_{3-4} . Одна из реакций R_{3-4}^n направляется по стержню звена 4 ($\parallel HM$), вторая R_{3-4}^τ перпендикулярно стержню звена 4 ($\perp HM$).

Структурная группа Ассура 4-5 находится в равновесии. Реакцию R_M определим из уравнения суммы моментов сил относительно точки H :

$$\Sigma M_H(Fk) = 0;$$

$$R_M \cdot h_1 - G_5 \cdot h_1 - P_{u5} \cdot h_2 + P_1 \cdot h_2 - F_{u4} \cdot HE - G_4 \cdot h_3 + P_{u4} \cdot h_4 = 0;$$

$$\begin{aligned} R_M &= (G_5 \cdot h_1 + P_{u5} \cdot h_2 - P_1 \cdot h_2 + F_{u4}'' \cdot HE + G_4 \cdot h_3 - P_{u4} \cdot h_4) / h_1 = \\ &= (98,1 \cdot 68 + 108 \cdot 36 - 825 \cdot 36 + 8,2 \cdot 110 + 53,9 \cdot 34 - 50,6 \cdot 25) / 68 = \\ &= -262,3 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Задача по определению реакции R_M решена. Пункт 2.9.А закончен.

Б) Задано (рис. 2.7) определить реакцию R_{3-4} в кинематической паре $H(3-4)$. Для решения пункта **Б** необходимо выполнить пункт **А** в полном объеме, определить реакцию R_M .

Составляем уравнение равновесия группы Ассура $\Pi_2(4-5)$:

$$\bar{G}_5 + \bar{P}_1 + \bar{R}_M + \bar{P}_{u5} + \bar{G}_4 + \bar{P}_{u4} + \bar{R}_{34}^n + \bar{R}_{34}^\tau = 0.$$

Решение этого уравнения равновесия группы Ассура $\Pi_2(4-5)$ может быть построено в виде плана, рисунок 2.8, формат А2, сил группы.

Для этого определим масштабный коэффициент μ_F плана сил

$$\mu_F = \frac{P_1}{\bar{P}_1} = \frac{825}{82,5} = 10 \text{ Н/мм.}$$

Рассчитываем отрезки векторов, которыми изображаем силы на плане (рис. 2.8) сил группы Ассура $\Pi_2(4-5)$, например:

$$\bar{G}_5 = \frac{G_5}{\mu_F} = \frac{98,1}{10} = 9,81 \text{ мм.}$$

Полная реакция R_{3-4} в паре $H(3-4)$ равняется векторной сумме:

$$\bar{R}_{3-4} = \bar{R}_{3-4}^n + \bar{R}_{3-4}^\tau.$$

На плане сил группы эта сумма построена полным вектором \bar{R}_{3-4} . По плану (рис. 2.8) сил находим:

$$R_{3-4} = \bar{R}_{3-4} \cdot \mu_F = 74 \cdot 10 = 740 \text{ Н.}$$

$$\mu_F = 10 \text{ Н/мм}$$

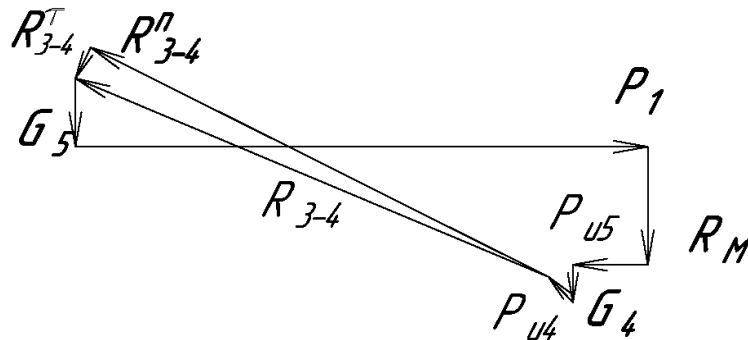


Рисунок 2.8 – План сил группы Ассура 4-5

Значения величин сил и отрезки векторов сил группы Ассура $\Pi_2(4-5)$ приведены в Таблица 2.4.

Таблица 2.4 – Силы структурной группы 4-5

Сила	G_5	P_1	R_M	P_{u5}	G_4	P_{u4}	R_{3-4}''	R_{3-4}'	R_{3-4}
На плане, мм	9,81	82,5	26,2	10,8	5,4	5,1	17	72	74
Фактическое, Н	98,1	825	262	108	53,9	50,6	170	720	740

Задача по определению реакции R_{3-4} решена. Пункт 2.9.Б закончен.

В) Задано (рис. 2.7) определить внутреннюю реакцию R_{4-5} в кинематической паре $E(4-5)$. Для решения пункта В необходимо выполнить пункт А в полном объеме, определив реакцию R_M .

Составим уравнение равновесия для ползуна $E - 5$:

$$\bar{G}_5 + \bar{P}_1 + \bar{R}_M + \bar{P}_{u5} + \bar{R}_{4-5} = 0.$$

Решение этого уравнения равновесия ползуна E может быть построено в виде плана, рисунок 2.9, формат А2, сил ползуна E .

$$\mu_F = 10 \text{ Н/мм}$$

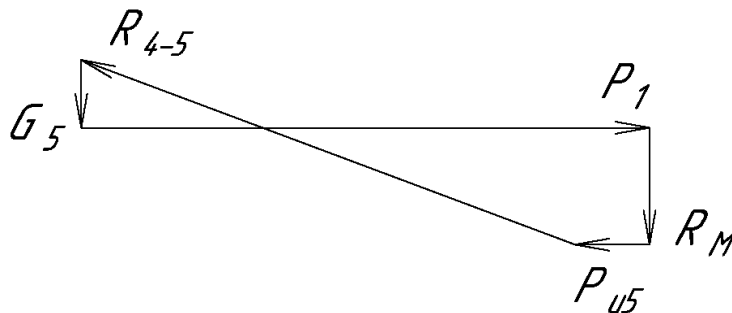


Рисунок 1.8 – План сил ползуна E

Масштабный коэффициент сил $\mu_F = 10 \text{ Н/мм}$ для плана (рис. 2.9) сил не изменяем.

Отрезки, которыми изображаем вектора сил, на плане (рис. 2.9) сил ползуна E приведены в Таблица 2.4.

Из плана сил поршня определяем $R_{4-5} = \bar{R}_{4-5} \cdot \mu_F = 68 \cdot 10 = 680 \text{ Н}$.

Задача по определению реакции R_{4-5} решена. Пункт 2.9.В закончен.

3 ЗАДАЧА № 2

Исследование плоского зубчатого механизма

3.1 Структура задачи

Решение задачи №2 предусматривает выполнение таких этапов:

- подсчитать делительные диаметры зубчатых колес и межосевые расстояния ступеней зубчатого механизма, все колеса стандартные, нарезанные без смещения исходного контура инструментальной рейки;
- на листе формата А3 начертить схему зубчатого механизма в стандартном масштабе и подсчитать степень подвижности механизма;
- рассчитать передаточные отношения отдельных ступеней зубчатых колес и механизма в целом;
- определить угловые скорости и ускорения всех колес, и время, за которое угловая скорость увеличится в три раза (если движение ускоренное), или уменьшится до нуля (если движение замедленное);
- подсчитать общий КПД зубчатого механизма, найти значение мощности на выходном валу и подобрать электрический двигатель;
- определить геометрические размеры и силы, которые действуют в зацеплении прямозубой пары колес, на листе формата А3 начертить рабочий чертеж указанного зубчатого колеса.

Номера пары зубчатых колес указывает преподаватель после выполнения и проверки предыдущих пунктов.

В таблицах данных величина z_i – число зубьев колеса приводится с индексами, которые указаны на схемах механизма, для червяка z_i – число витков и направление витков задано буквами l – левое, n – правое.

Расчет КПД механизма выполняется с учетом потерь в зацеплении колес и подшипниках опор. Для расчета КПД принять: КПД для пары цилиндрических колес $\eta_{ц} = 0,97$; КПД для пары конических колес $\eta_{к} = 0,95$; КПД для червячной передачи при одном витке, двух витках и трех витках на червяке соответственно $\eta_{ч} = 0,7; 0,75; 0,8$.

Для подсчета геометрических размеров колес использовать формулы, размещенные в таблицах Таблица 3.2 и Таблица 3.3 примера решения задачи.

3.2 Пример решения задачи №2

Выполнить исследование заданной кинематической схемы зубчатого механизма (Рисунок 3.1), при заданных исходных данных: $m = 4$ мм – модуль зацепления зубчатых колес; $z_1 = 22$, $z_2 = 46$, $z_3 = 18$, $z_4 = 40$, $z_5 = 22$

, $z_6 = 51$, - число зубьев зубчатых колес; $\omega_1 = 72 \text{ с}^{-1}$ и $\varepsilon_1 = 8 \text{ с}^{-2}$ - угловая скорость и угловое ускорение ведущего вала зубчатого механизма; $T_1 = 27,5 \text{ Нм}$ - крутящий момент на ведущем валу.

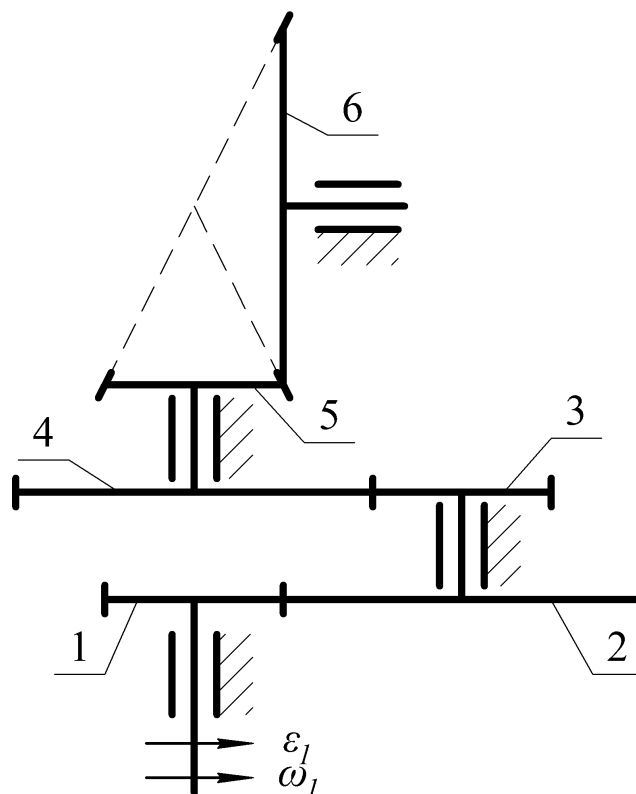


Рисунок 3.1 – Заданная кинематическая схема механизма

3.3 Расчет основных размеров зубчатого механизма

Для расчета делительных диаметров зубчатых колес воспользуемся формулой $d_i = m \cdot z_i$, например, для колес 1 и 6:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 4 \cdot 22 = 88 \text{ мм}; \quad d_6 = m \cdot z_6 = 4 \cdot 51 = 204 \text{ мм}.$$

Межосевые расстояния, для первой a_{1-2} и второй a_{3-4} ступеней зубчатого механизма определяем по формулам:

$$a_{1-2} = (d_1 + d_2) / 2 = (88 + 184) / 2 = 136 \text{ мм};$$

$$a_{3-4} = (d_3 + d_4) / 2 = (72 + 160) / 2 = 116 \text{ мм}.$$

Результаты расчета представлены в Таблица 3.1.

Таблица 3.1 – Геометрические параметры зубчатого механизма

Колесо	z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	z_6
Делительный диаметр, мм	88	184	72	160	88	204
Диаметры на чертеже, мм	44	92	36	80	44	102

Межосевое расстояние, мм	136	116	–
Межосевое расстояние на чертеже, мм	68	58	–

3.4 Расчет подвижности зубчатого механизма

Для вычерчивания, на формате А3 (Рисунок 3.2), кинематической схемы механизма используем стандартный масштаб 1:2 (прил. Л). Заданный механизм относится к плоским. Расчет подвижности по формуле П. Л. Чебышева:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 4 - 3 = 1$$

где $n = 4$ – число подвижных звеньев (колесо 1, колеса 2 и 3, колеса 4 и 5, колесо 6) механизма;

$p_5 = 4$ – число кинематических пар V класса (А, Б, С, Д);

$p_4 = 3$ – число кинематических пар IV класса (Е, Н, К).

Масштаб 1:2

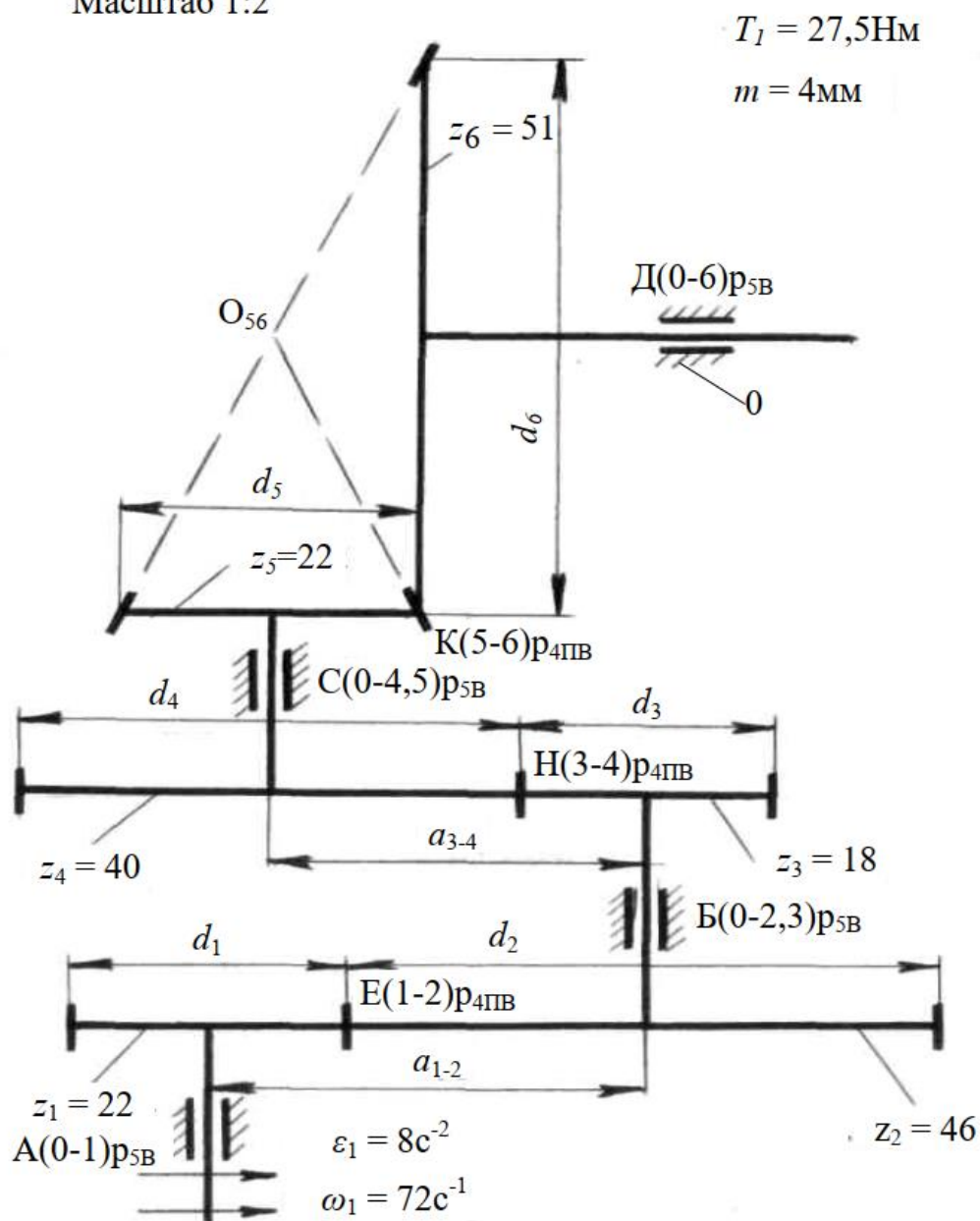


Рисунок 3.2 – Кинематическая схема зубчатого механизма

3.5 Передаточные отношения зубчатого механизма

Передаточные отношения зубчатых ступеней механизма

$$u_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_{23}} = -\frac{Z_2}{Z_1} = -\frac{46}{22} = -2,09;$$

$$u_{3-4} = \frac{\omega_{23}}{\omega_{45}} = -\frac{Z_4}{Z_3} = -\frac{40}{18} = -2,22;$$

$$u_{5-6} = \frac{\omega_{45}}{\omega_6} = \frac{Z_6}{Z_5} = \frac{51}{22} = 2,32.$$

Общее передаточное отношение механизма:

$$u_{1-6} = u_{1-2} \cdot u_{3-4} \cdot u_{5-6} = -2,09 \cdot (-2,22) \cdot 2,32 = 10,76.$$

3.6 Угловые скорости и ускорения механизма

Угловые скорости колес механизма, задано $\omega_1 = 72 \text{ с}^{-1}$:

$$\omega_{23} = \frac{\omega_1}{u_{1-2}} = \frac{72}{-2,09} = -34,46 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{45} = \frac{\omega_{23}}{u_{3-4}} = \frac{-34,46}{-2,22} = 15,5 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_6 = \frac{\omega_{45}}{u_{5-6}} = \frac{15,5}{2,32} = 6,69 \text{ с}^{-1}.$$

Угловые ускорения колес механизма, задано $\varepsilon_1 = 8 \text{ с}^{-2}$:

$$\varepsilon_{23} = \frac{\varepsilon_1}{u_{1-2}} = \frac{8}{-2,09} = -3,83 \text{ с}^{-2};$$

$$\varepsilon_{45} = \frac{\varepsilon_{23}}{u_{3-4}} = \frac{-3,83}{-2,22} = 1,73 \text{ с}^{-2};$$

$$\varepsilon_6 = \frac{\varepsilon_{45}}{u_{5-6}} = \frac{1,73}{2,32} = 0,75 \text{ с}^{-2}.$$

Движение механизма – равно ускоренное. Так как угловая скорость ω_1 и угловое ускорение ε_1 ведущего вала совпадают по направлению.

Уравнение движения ведущего вала и время, за которое скорость ведущего вала увеличится в три раза:

$$3 \cdot \omega_1 = \omega_1 + \varepsilon_1 \cdot t, \quad t = \frac{3 \cdot \omega_1 - \omega_1}{\varepsilon_1} = \frac{2 \cdot \omega_1}{\varepsilon_1} = \frac{2 \cdot 72}{8} = 18 \text{ с}.$$

3.7 Расчет КПД и выбор двигателя зубчатого механизма

Зубчатый механизм имеет последовательное соединение пар зубчатых колес. КПД таких механизмов определяется произведением КПД отдельных ступеней механизма, с учетом потерь в подшипниках:

$$\eta_{\text{мех}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 0,97 \cdot 0,97 \cdot 0,95 = 0,89,$$

где $\eta_1 = \eta_2 = \eta_u = 0,97$ – КПД первой и второй ступеней механизма, для пар цилиндрических колес 1-2 и 3-4;

$\eta_3 = \eta_k = 0,95$ – КПД третьей ступени механизма, для пары конических колес 5-6.

Мощность на ведущем валу механизма

$$P_1 = T_1 \cdot \omega_1 / 1000 = 27,5 \cdot 72 / 1000 = 1,98 \text{ кВт.}$$

Мощность на выходном валу зубчатого механизма

$$P_6 = P_1 \cdot \eta_{\text{мех}} = 1,98 \cdot 0,89 = 1,7622 \text{ кВт.}$$

Рассчитываем число оборотов ведущего вала механизма

$$n_1 = (30 \cdot \omega_1) / \pi = (30 \cdot 72) / 3,14 = 687,9 \text{ об/мин.}$$

По таблицам приложения И выбираем асинхронный короткозамкнутый трехфазный двигатель серии 4А112МА8УЗ, число оборотов вала $n_1 \leq n_{\text{об}} = 700 \text{ об/мин}$, мощность $P_1 \leq P_{\text{об}} = 2,2 \text{ кВт}$.

3.8 Расчет размеров зубчатых колес и сил в зацеплении

Расчет геометрических размеров прямозубого эвольвентного зацепления колес z_3 и z_4 приведен в Таблица 3.2.

Для расчета сил (Рисунок 3.3) действующих на колесе 4, определим мощность P_{45} на валу колес 4 и 5:

$$P_{45} = P_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = T_{45} \cdot \omega_{45} = 1,98 \cdot 0,97 \cdot 0,97 = 1,86 \text{ кВт.}$$

Крутящий момент сил T_{45} на валу колес 4 и 5:

$$T_{45} = \frac{1000 \cdot P_{45}}{\omega_{45}} = \frac{1000 \cdot 1,86}{1,73} = 1075,1 \text{ Нм.}$$

Рисунок 3.3 показывает силы, действующие в прямозубом эвольвентном зацеплении колес 4 и 5. Рисунок 3.3 изображают на листе формата А3 (прил. Л), совместно с Рисунок 3.2.

Полная сила в зацеплении:

$$F_n = \frac{T_{45}}{r_{b4}} = \frac{1075,1}{0,07512} = 14312,4 \text{ Н.}$$

Окружная сила:

$$F_o = F_n \cdot \cos \alpha = 14312,4 \cdot 0,939 = 13438,7 \text{ Н.}$$

Радиальная сила:

$$F_r = F_n \cdot \sin \alpha = 14312,4 \cdot 0,342 = 4894,6 \text{ Н.}$$

Таблица 3.2 – Геометрические размеры зубчатых колес

Название размера	Расчетная формула	Изм.	Колесо	
			z_3	z_4
Число зубьев	z_n	шт.	18	40
Модуль зацепления	m	мм	4	4

Коэффициенты высоты головки и ножки зуба	h_a^*, h_f^*	-	1,0	1,0
Коэффициент радиального зазора	c^*	-	0,25	0,25
Угол профиля зуба	α	град.	20	20
Эвольвента угла α	$inv\alpha$	-	0,0149	
Делительный шаг	$p = \pi \cdot m$	мм	12,56	12,56
Основной шаг	$p_b = p \cdot \cos \alpha$	мм	11,8	11,8
Высота зуба колес	$h = (h_a^* + h_f^* + c^*) \cdot m$	мм	9,0	9,0
Радиальный зазор	$c_p = c^* \cdot m$	мм	1,0	1,0
Толщина зуба по радиусу r	$S = 0,5 \cdot \pi \cdot m$	мм	6,28	6,28
Толщина зуба по радиусу r_b	$S_b = 2 \cdot r_b \cdot \left(\frac{S}{2 \cdot r} + inv\alpha \right)$	мм	6,9	8,14
Толщина зуба по радиусу r_a	$S_a = 0,4 \cdot m$	мм	1,6	1,6
Радиус скругления зубьев колес	$\rho = 0,38 \cdot m$	мм	1,52	1,52
Радиусы зубчатых колес				
Делительный	$r = r_w = 0,5 \cdot m \cdot z_n$	мм	36	80
Основной	$r_b = r \cdot \cos \alpha$	мм	33,83	75,12
Впадин	$r_f = m \cdot (0,5 \cdot z_n - h_a^* - c^*)$	мм	31	75
Вершин	$r_a = r_f + h$	мм	40	84
Межосевое расстояние	$a = a_w = r_3 + r_4$	мм	116	
Коэффициент перекрытия зацепления колес 3-4	$\varepsilon_{3-4} = \frac{\sqrt{r_{a4}^2 - r_{b4}^2} + \sqrt{r_{a3}^2 - r_{b3}^2} - a \cdot \sin \alpha}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha}$	-	1,628	

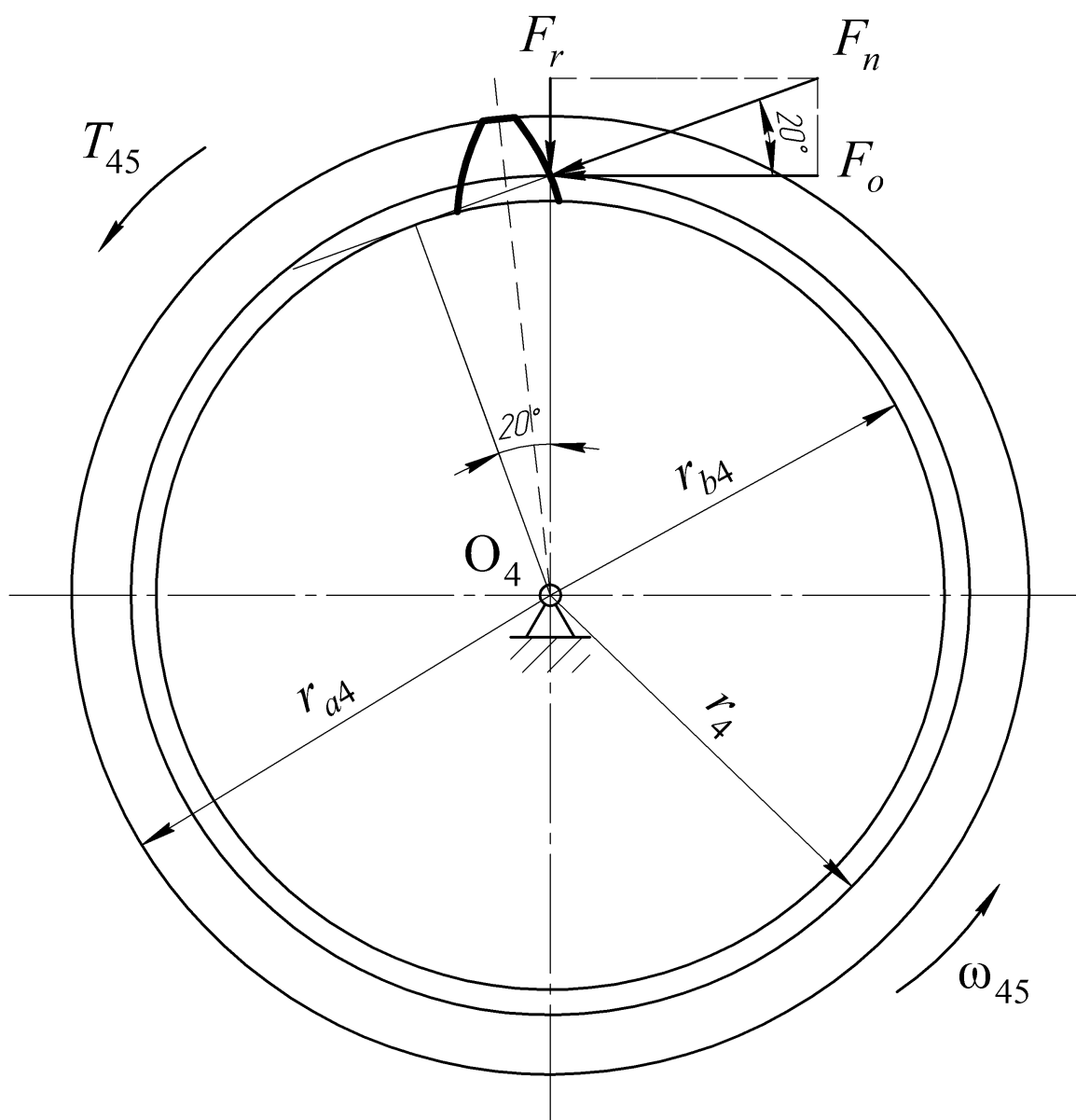


Рисунок 3.3 – Схема сил в зацеплении колеса 4

3.9 Расчет элементов зубчатого колеса

Используя геометрические размеры колес (Таблица 3.2) рассчитать и на листе формата А3 (прил. Л) начертить рабочий чертеж зубчатого колеса 4. Для расчета элементов зубчатого колеса определим диаметр вала, на который устанавливается колесо 4:

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot T_{45}}{0,2 \cdot [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot 1075,1}{0,2 \cdot 40}} = 51,2 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_4 = 50$ мм.

Варианты конструкций и элементы цилиндрических зубчатых колес представлены на Рисунок 3.4.

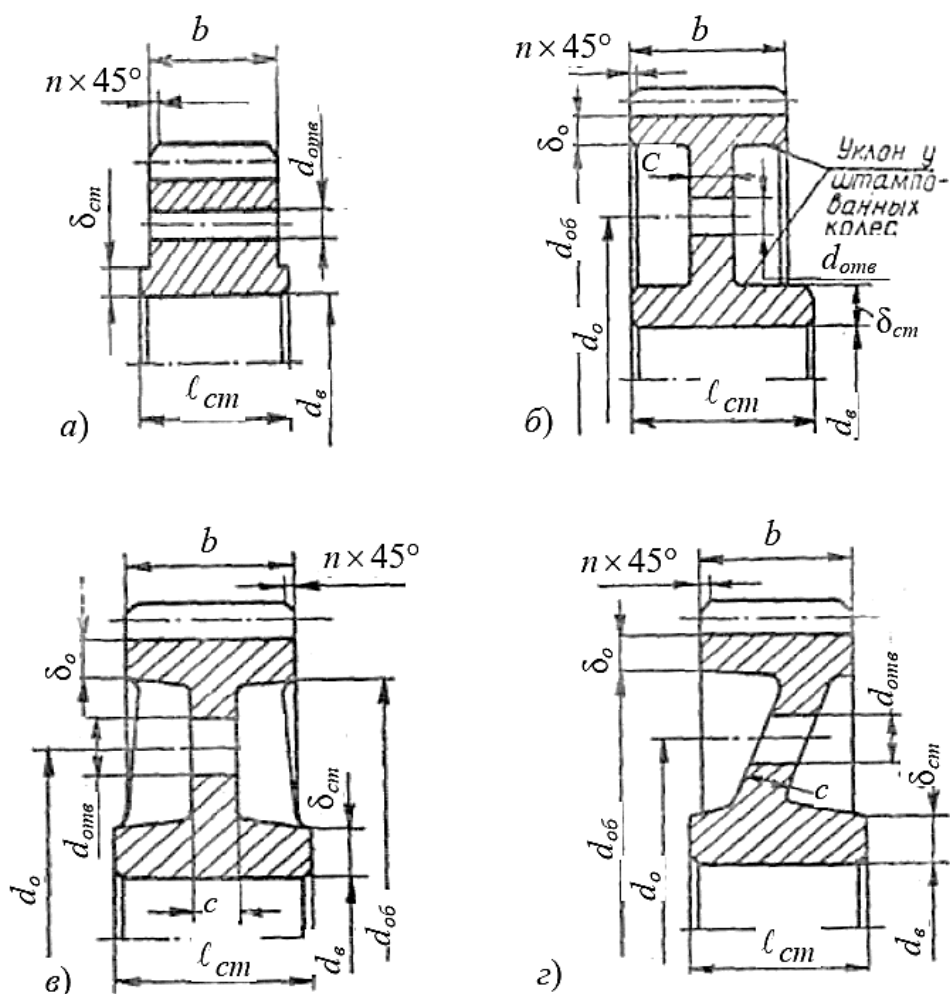


Рисунок 3.4 – Варианты конструкции зубчатых колес

Расчетные формулы элементов зубчатых колес и результаты расчета для колеса 4 представлены в виде Таблица 3.3.

Таблица 3.3 – Размеры элементов зубчатого колеса 4

Название размера	Расчетная формула	Размер, мм
Ширина зубчатого венца	$b_4 = \psi_{ba} \cdot a_{34}$	40
Коэффициент ширины венца	$\psi_{ba} = 0,35$	
Длина ступицы	$\ell_{cm} = (1,0 \dots 1,6) \cdot d_4$	60
Толщина диска зубчатого колеса	$c_4 = (0,2 \dots 0,4) \cdot b_4$	8
Толщина обода зубчатого венца	$\delta_{04} = (2 \dots 3) \cdot m$	8
Диаметр обода колеса	$d_{об4} = d_f - 2 \cdot \delta_{04}$	134
Толщина ступицы колеса	$\delta_{cm} = (0,2 \dots 0,3) \cdot d_4$	10
Диаметр ступиц	$d_{cm} = d_4 + 2 \cdot \delta_{cm}$	70
Диаметр центральной окружности	$d_o = 0,5 \cdot (d_{об4} + d_{cm})$	102
Диаметры вспомогательных отверстий	$d_{омв} = 0,25 \cdot (d_{об4} - d_{cm})$	16
Фаски на колесе. При угле $\alpha = 45^\circ$	$n_4 = 0,5 \cdot m$	2

Расчеты показывают, что оптимальной конструкцией (Рисунок 3.4), для колеса 4 является конструкция по варианту б.

3.10 Расчет шпоночного соединения

Расчет шпоночного соединения вала и зубчатого колеса 4. Исходные данные: крутящий момент на валу $T_{45} = 1075,1$ Нм; посадочный диаметр $d_4 = 50$ мм вала, на который устанавливается колесо 4.

Материал шпонки сталь 6, предел текучести $\sigma_T = 330$ МПа.

Допускаемые напряжения смятия и среза для материала:

$$[\sigma]_{см} = \frac{\sigma_T}{[S]} = \frac{330}{2} = 165 \text{ МПа};$$

$$\tau_{ср} = 0,6 \cdot [\sigma]_{см} = 0,6 \cdot 165 = 99 \text{ МПа},$$

где $[S] = 2$ – коэффициент запаса прочности соединения.

По таблице К.1 приложения К выбираем шпонку призматическую с геометрическими размерами $b \times h \times \ell = 14 \times 9 \times 50$ мм. Глубина шпоночного паза на валу $t_1 = 5,5$ мм, в ступице колеса 4 $t_2 = 3,8$ мм.

Рассчитываем шпонку по напряжениям смятия:

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot T_{45}}{d_4 \cdot (\ell - b) \cdot 0,4 \cdot h} = \frac{2000 \cdot 1075,1}{50 \cdot (60 - 14) \cdot 0,4 \cdot 9} = 259,7 \text{ МПа}.$$

Проверка $\sigma_{см} = 259,7 \text{ МПа} \geq [\sigma]_{см} = 165 \text{ МПа}$, шпоночное соединение не работоспособно. Устанавливаем две шпонки $z_{шп} = 2$ под углом $\beta = 180^\circ$, каждая шпонка воспринимает половину нагрузки.

Проверяем соединение по напряжениям смятия, при двух шпонках:

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot T_{45}}{z_{шп} \cdot d_4 \cdot (\ell - b) \cdot 0,4 \cdot h} = \frac{2000 \cdot 1075,1}{2 \cdot 50 \cdot (60 - 14) \cdot 0,4 \cdot 9} = 129,8 \text{ МПа}.$$

Проверка $\sigma_{см} = 129,8 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{см} = 165 \text{ МПа}$, шпоночное соединение работоспособно.

Проверяем шпонки по напряжениям среза:

$$\tau_{ср} = \frac{2000 \cdot T_{45}}{z_{шп} \cdot d_4 \cdot (\ell - b) \cdot b} = \frac{2000 \cdot 1075,1}{2 \cdot 50 \cdot (60 - 14) \cdot 14} = 33,4 \text{ МПа}.$$

Проверка $\tau_{ср} = 33,4 \text{ МПа} \leq [\tau]_{ср} = 99 \text{ МПа}$, шпоночное соединение работоспособно.

4 ЗАДАЧА №3

Динамический анализ схемы машины

4.1 Структура задачи

Решение задачи №3 предусматривает выполнение таких этапов:

- подобрать электрический двигатель для заданной машины;
- определить предварительные значения передаточных отношений и согласовать их значения с данными ГОСТ;
- определить угловые скорости и крутящие моменты сил на валах;
- определить проектировочные размеры диаметров валов для соединения с зубчатыми колесами;
- подобрать упругую муфту для соединения двигателя с входным валом машины;
- подобрать зубчатую муфту для соединения выходного вала машины с рабочим валом.

Проектировочный расчет валов машины выполняют по допустимым напряжениям кручения $[\tau_k] = 20...40$ МПа.

Для определения общего КПД η_{II} машины и общего передаточного отношения u_{II} , следует воспользоваться Таблица 4.1. В Таблица 4.1 приведены предварительные значения КПД составных передач машины и диапазоны допускаемых значений передаточных отношений зацеплений.

В Таблица 4.2 приведены ряды значений передаточных отношений соответствующие ГОСТ.

Таблица 4.1 – Предварительные значения КПД и передаточных отношений зацеплений

Название передач	Закрытая	Открытая	Передаточные отношения
Зубчатые передачи			
Цилиндрическая	0,96...0,97	0,93...0,95	2,0...6,0
Коническая	0,95...0,97	0,92...0,94	1,5...4,0
Червячная	0,75...0,85	0,7...0,8	10...50
Цепная передача	0,95...0,97	0,9...0,93	1,5...4,0
Передачи гибкой связью	—	0,9...0,95	2,0...4,0
Пара подшипников качения	0,99...0,995		
Пара подшипников скольжения	0,98...0,99		
Муфты	0,98		

Таблица 4.2 – Рекомендуемые значения передаточных отношений

Зубчатые передачи	Рекомендуемые значения	
Закрытые и открытые зубчатые передачи (редукторы) цилиндрические и конические. СТ СЭВ 221-75. <i>Первый ряд предпочтителен.</i>	1-й ряд	1; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0
	2-й ряд	1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0; 11,2
Закрытые червячные передачи (редукторы) для червяка с числом витков $z_{\text{ч}} = 1; 2; 3; 4$. ГОСТ 2144-75. <i>Первый ряд предпочтителен.</i>	1-й ряд	10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5
	2-й ряд	11,2; 14; 18; 22,4; 28; 35,5

4.2 Пример решения задачи №3

Выполнить динамический анализ заданной схемы машины (Рисунок 4.1), при заданных исходных данных: $P_4 = 1,4$ кВт - мощность на выходном валу; $\omega_4 = 2,5$ - угловая скорость выходного вала машины.

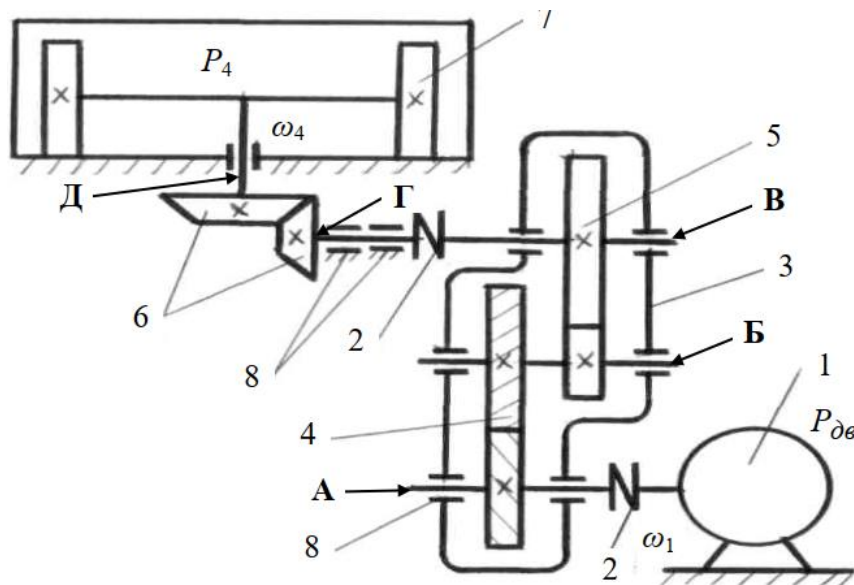


Рисунок 4.1 – Кинематическая схема формовочной машины

Элементы формовочной машины: 1 – электрический двигатель; 2 – муфты; 3 – двухступенчатый редуктор; 4 – косошуба передача редуктора 3; 5 – прямозубая передача редуктора 3; 6 – коническая открытая передача; 7 – формовочная камера машины; 8 – подшипники валов привода машины.

4.3 Выбор электрического двигателя

Определяем общий КПД привода машины:

$$\eta_{\Pi} = \eta_m^2 \cdot \eta_{\text{ч}}^2 \cdot \eta_{\kappa} \cdot \eta_n^5 =$$

$$= 0,98^2 \cdot (0,96 \dots 0,97)^2 \cdot (0,92 \dots 0,94) \cdot (0,99 \dots 0,995)^5 = (0,774 \dots 0,828),$$

где: η_m - КПД пары муфт;

$\eta_{\text{ц}}$ - КПД косозубой и прямозубой цилиндрических передач;

η_k - КПД конической передачи;

η_n - КПД пар подшипников качения (Таблица 4.1).

Диапазон значений мощности двигателя машины:

$$P_D = \frac{P_4}{\eta_{\text{П}}} = \frac{14}{(0,774...0,828)} = (16,24...18,1) \text{ кВт.}$$

Диапазон значений общего передаточного отношения привода:

$$u_{\text{П}} = u_{\text{цк}} \cdot u_{\text{цп}} \cdot u_k = (2...6) \cdot (2...6) \cdot (1,5...4) = (6...144),$$

где: $u_{\text{цк}}$, $u_{\text{цп}}$, u_k - соответственно предварительные диапазоны значений передаточных отношений цилиндрических косозубой и прямозубой передач, и конической передачи (Таблица 4.1).

Частота вращения выходного вала машины:

$$n_4 = \frac{30 \cdot \omega_4}{\pi} = \frac{30 \cdot 2,5}{3,14} = 23,9 \text{ об/мин.}$$

Диапазон скоростей вращения, вала двигателя машины:

$$n_D = n_1 = n_4 \cdot u_{\text{П}} = 23,9 \cdot (6...144) = (143,4...3441,6) \text{ об/мин.}$$

Учитывая, мощность P_D и диапазон скоростей вращения вала двигателя n_D по таблицам приложения И выбираем, электрический двигатель закрытого типа серии 4А180М6УЗ. Двигатель имеет мощность $P_{\text{дв}} = 18,5$ кВт, частоту вращения $n_{\text{дв}} = 975$ об/мин, диаметр $d_{\text{дв}} = 48$ мм.

4.4 Передаточные отношения привода машины

Предварительное значение общего передаточного отношения:

$$u_{\text{ПР}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_4} = \frac{975}{23,9} = 40,79.$$

Передаточное отношение двухступенчатого редуктора 3:

$$u_P = u_{\text{цк}} \cdot u_{\text{цп}} = \frac{u_{\text{ПР}}}{u_k} = \frac{40,79}{(1,5...4)} = (27,2...10,2).$$

Передаточное отношение быстроходной косозубой передачи:

$$u_{\text{цк}} = (1,1...1,5) \cdot \sqrt{u_P} = (1,1...1,5) \cdot \sqrt{(27,2...10,2)} = (5,7...4,8).$$

Принимаем (Таблица 4.2) по СТ СЭВ 221-75 $u_{\text{цк}} = 5,6$.

Передаточное отношение прямозубой передачи:

$$u_{yn} = \frac{u_P}{u_{yk}} = \frac{(27,2 \dots 10,2)}{5,6} = (4,86 \dots 1,82).$$

Принимаем (Таблица 4.2) по СТ СЭВ 221-75 $u_{yn} = 4,0$.

Определяем передаточное отношение конической передачи:

$$u_k = \frac{u_{PP}}{u_{yk} \cdot u_{yn}} = \frac{40,79}{5,6 \cdot 4,0} = 1,82$$

Принимаем (Таблица 4.2) по СТ СЭВ 221-75 $u_k = 1,8$.

Действительное передаточное отношение привода машины:

$$u_{II} = u_{yk} \cdot u_{yn} \cdot u_k = 5,6 \cdot 4,0 \cdot 1,8 = 40,32.$$

Относительная ошибка передаточного отношения:

$$\Delta u = \left| \frac{u_{II} - u_{PP}}{u_{II}} \right| = \left| \frac{40,32 - 41,84}{40,32} \right| \cdot 100\% = 3,8\% \leq [4\%].$$

4.5 Угловые скорости и крутящие моменты

Определим угловые скорости и крутящие моменты на валах машины.
Вал двигателя:

$$\omega_{\partial\partial} = \omega_1 = \frac{\pi \cdot n_{\partial\partial}}{30} = \frac{3,14 \cdot 975}{30} = 102,05 \text{ с}^{-1},$$

$$T_{\partial\partial} = \frac{1000 \cdot P_{\partial\partial}}{\omega_{\partial\partial}} = \frac{1000 \cdot 18,5}{104,67} = 176,7 \text{ Нм}.$$

Крутящий момент на входном валу **A** редуктора 3:

$$T_1 = T_{\partial\partial} \cdot \eta_m \cdot \eta_n = 176,7 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 171,4 \text{ Нм}.$$

Промежуточный вал **Б** редуктора:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_{yk}} = \frac{102,05}{5,6} = 18,2 \text{ с}^{-1},$$

$$\begin{aligned} T_2 &= T_1 \cdot u_{yk} \cdot \eta_y \cdot \eta_n = \\ &= 171,4 \cdot 5,6 \cdot (0,96 \dots 0,97) \cdot 0,99 = (912,2 \dots 921,7) \text{ Нм}. \end{aligned}$$

Выходной вал **В** и **Г** редуктора 3:

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{u_{yn}} = \frac{18,2}{4} = 4,55 \text{ с}^{-1},$$

$$T_3 = T_2 \cdot u_{yn} \cdot \eta_y \cdot \eta_n^2 =$$

$$= (912,2 \dots 921,7) \cdot 4 \cdot (0,96 \dots 0,97) \cdot 0,99^2 = (3433,2 \dots 3469) \text{ Нм.}$$

Рабочий вал Д формовочной машины:

$$\omega_4 = \frac{\omega_3}{u_k} = \frac{4,55}{1,8} = 2,53 \text{ с}^{-1},$$

$$T_4 = T_3 \cdot u_k \cdot \eta_m \cdot \eta_k \cdot \eta_n =$$

$$= (3433,2 \dots 3469) \cdot 1,8 \cdot (0,92 \dots 0,94) \cdot 0,98 \cdot 0,99 = (4274,8 \dots 4413,4) \text{ Нм.}$$

4.6 Проектировочные диаметры валов машины

Рассчитаем и подберем диаметры валов машины с учетом действующих крутящих моментов.

Входной вал редуктора 3 (вал А):

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot T_1}{0,2 \cdot [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot 171,4}{0,2 \cdot 40}} = 27,7 \text{ мм,}$$

принимаем $d_1 = 28 \text{ мм}$.

Промежуточный вал редуктора 3 (вал Б):

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot T_{2max}}{0,2 \cdot [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot 921,7}{0,2 \cdot 40}} = 48,6 \text{ мм,}$$

принимаем $d_2 = 48 \text{ мм}$.

Выходной вал редуктора 3 (валы В и Г):

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot T_{3max}}{0,2 \cdot [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot 3469}{0,2 \cdot 40}} = 75,6 \text{ мм,}$$

принимаем $d_3 = 75 \text{ мм}$.

Рабочий вал формовочной машины (вал Д):

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot T_{4max}}{0,2 \cdot [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot 4413}{0,2 \cdot 40}} = 82,0 \text{ мм,}$$

принимаем $d_4 = 82 \text{ мм}$.

4.7 Выбор муфты привода машины

Муфтами называют устройства, которые соединяют валы и передают крутящие моменты.

Основной характеристикой для выбора муфты является номинальный крутящий момент T_H , Нм, установленный стандартом. Для муфт упругих втулочно-пальцевых по ГОСТ 21424-75 (прил. М). Для зубчатых компенсирующих муфт по ГОСТ 5006-83 (прил. Н).

Муфты выбирают по большему диаметру концов соединяемых валов и расчетному моменту T_P , который должен удовлетворять условию:

$$T_P = K_P \cdot T_i \leq T_H,$$

где K_P – коэффициент режима нагрузки, выбирают по Таблица 4.3.

Таблица 4.3 – Значения коэффициента K_P режима нагрузки

Типы машин	Коэффициент K_P
Динамо-машины, воздуходувки	1,25...2,0
Поршневые насосы и компрессоры	1,75...3,5
Металлорежущие станки: с непрерывным движением с возвратно-поступательным движением	1,25...1,5 1,5...2,5
Ленточные и цепные транспортеры, деревообрабатывающие станки	1,5...2,0
Краны подъемные, элеваторы, рольганги	3,0...5,0
Примечание! Для привода от поршневых двигателей значения K_P следует увеличить на 50...70%.	

Выбор упругой муфты для соединения вала $d_{\partial 6} = 48$ мм двигателя с входным валом (А) $d_1 = 28$ мм редуктора машины. Расчетный момент:

$$T_{P1} = K_P \cdot T_1 = (1,5...2) \cdot 171,4 = (257,1...342,8) \text{ Нм}.$$

По таблице М.1 приложения М выбираем муфту.

Подходит муфта упругая втулочно-пальцевая МУВП 450-48-І.1-28-ІІ.2-УЗ ГОСТ 21424-75.

Номинальный крутящий момент $T_H = 450$ Нм; одна полумуфта диаметром $d_{\partial 6} = 48$ мм типа І исполнения 1, другая – диаметром $d_1 = 28$ мм типа ІІ исполнения 2, климатического исполнения У, категории размещения 3.

Проверяем втулочно-пальцевую муфту по крутящему моменту:

$$T_{P1} = (257,1...342,8) \text{ Нм} \leq T_H = 450 \text{ Нм},$$

условие выполняется.

Проверяем втулочно-пальцевую муфту по угловой скорости:

$$\omega_{\max} = 350 \text{ с}^{-1} \geq \omega_1 = 102,05 \text{ с}^{-1},$$

условие выполняется.

Выбор зубчатой муфты для соединения выходного вала (Г) $d_3 = 75$ мм редуктора с рабочим валом (Д) $d_4 = 82$ мм машины. Расчетный момент на валах:

$$T_{P2} = K_P \cdot T_4 = 2 \cdot 3469 = 6938 \text{ Нм.}$$

По таблице Н.1 приложения Н выбираем муфту.

Подходит муфта зубчатая общего назначения МЗ №5 8000-75-Н.Т-75-Н.Т-УЗ ГОСТ 5006-83.

Номинальный крутящий момент $T_H = 8000$ Нм; одна полумуфта диаметром $d_3 = 75$ мм типа Н исполнения Т, другая – диаметром $d_3 = 75$ мм, типа Н исполнения Т, климатического исполнения У, категории размещения 3.

Проверяем зубчатую муфту по крутящему моменту:

$$T_{P2} = 6938 \text{ Нм} \leq T_H = 8000 \text{ Нм},$$

условие выполняется.

Проверяем зубчатую муфту по угловой скорости:

$$n_{\max} = 2800 \text{ об/мин} \geq n_4 = \frac{30 \cdot \omega_4}{\pi} = \frac{30 \cdot 2,53}{3,14} = 24,17 \text{ об/мин},$$

условие выполняется.

ВЫВОДЫ

В задаче №1 изучалась кинематическая схема плоского рычажного механизма, выполнен полный структурный анализ, классифицированы кинематические пары, составлена структурная формула механизма. В процессе выполнения рассчитывались длины звеньев механизма, были построены план положений механизма для заданного угла кривошипа, планы скоростей и ускорений. Рассчитывались реакции в указанных кинематических парах и уравнивающий момент сил на кривошипе механизма. Изучены приемы и основные определения структурного анализа плоских механизмов, метод засечек для построения планов механизма, масштабные коэффициенты, методы и способы построения планов скоростей и ускорений. Рассмотрен метод проф. Н. Е. Жуковского.

В задаче №2 изучалась схема плоского зубчатого механизма, выполнен расчет основных размеров зубчатого механизма, оправлены подвижность механизма, угловые скорости и ускорения колес механизма, рассчитаны КПД, размеры зубчатого колеса, силы в зацеплении, элементы зубчатого колеса и шпоночное соединение.

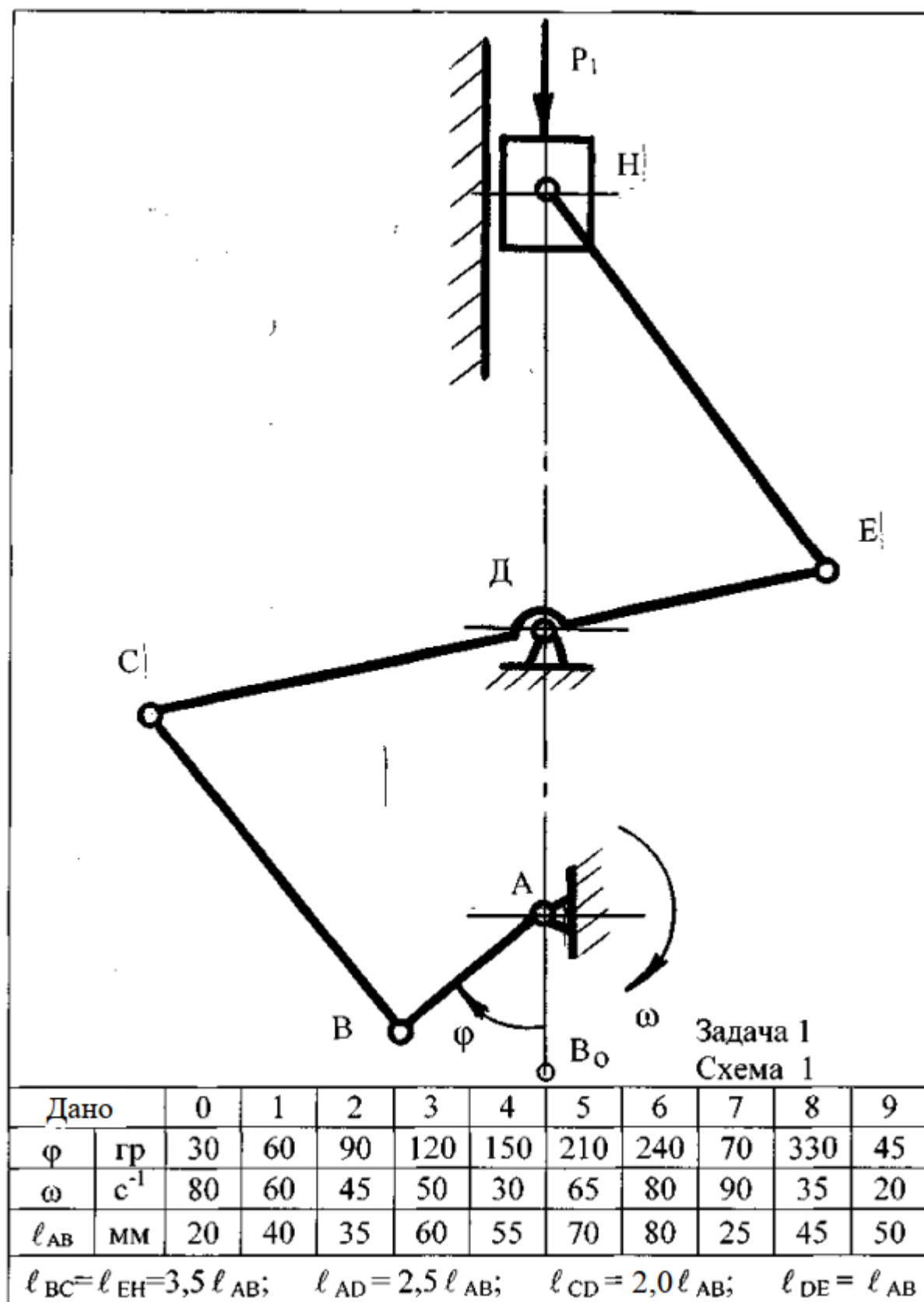
В задаче №3 выполнялся динамический анализ схемы машины, определялись передаточные отношения привода машины, угловые скорости и крутящие моменты на валах машины. Запроектированы диаметры валов и выполнен подбор соединительных муфт, а также электрический двигатель для машины.

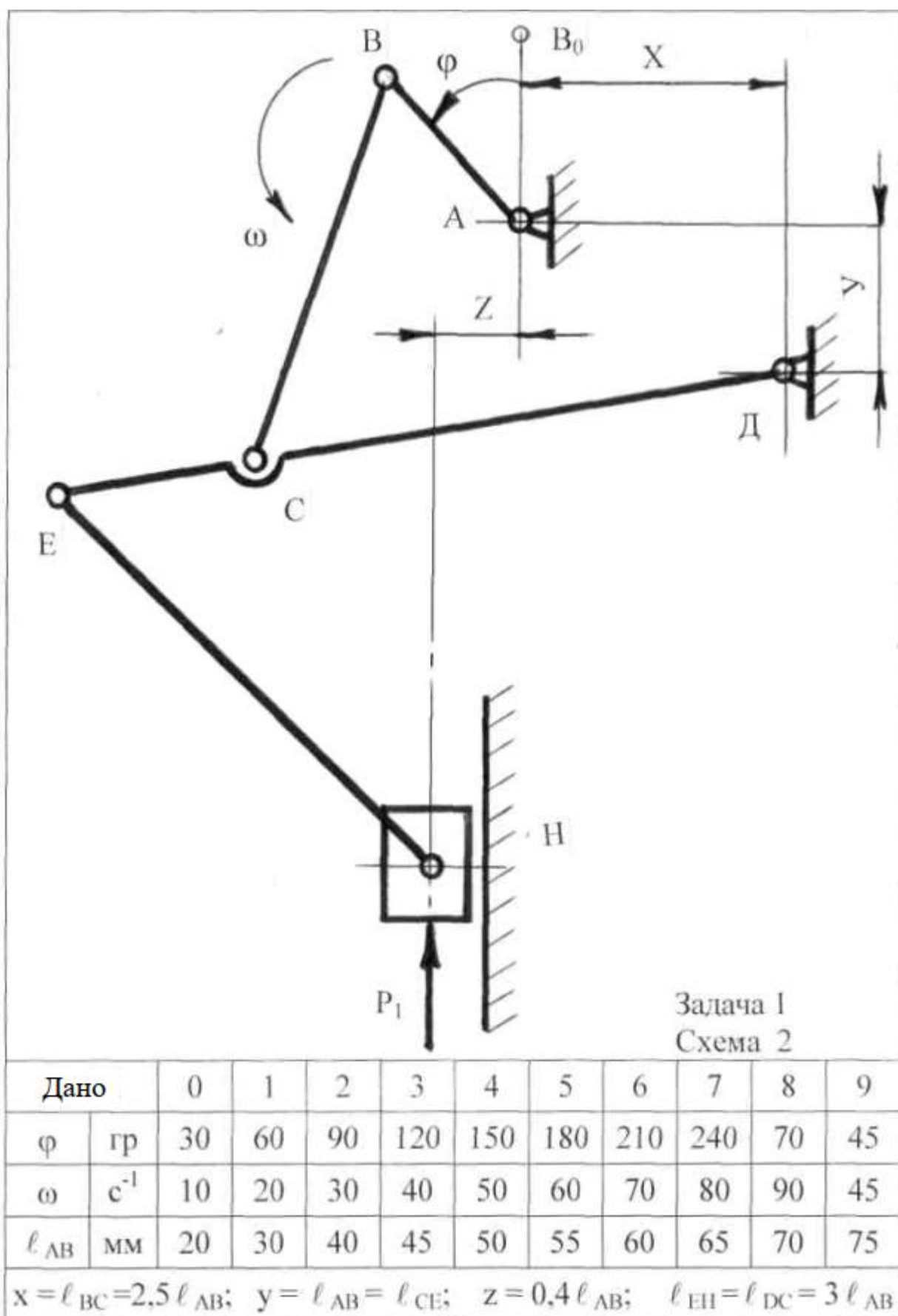
Полученные, в результате выполнения курсовой работы, знания и умения будут способствовать успешному решению будущими специалистами важных задач на производстве.

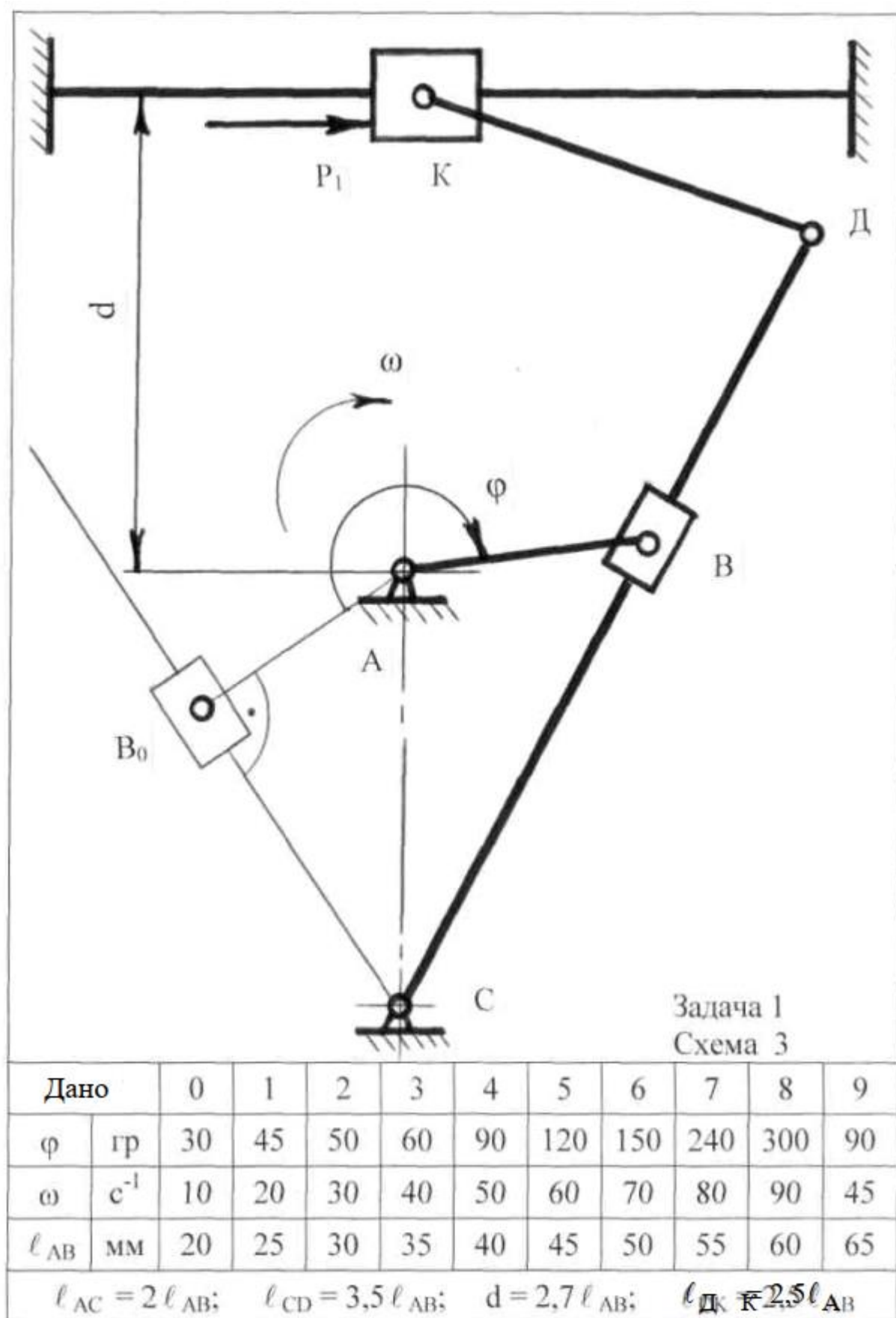
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

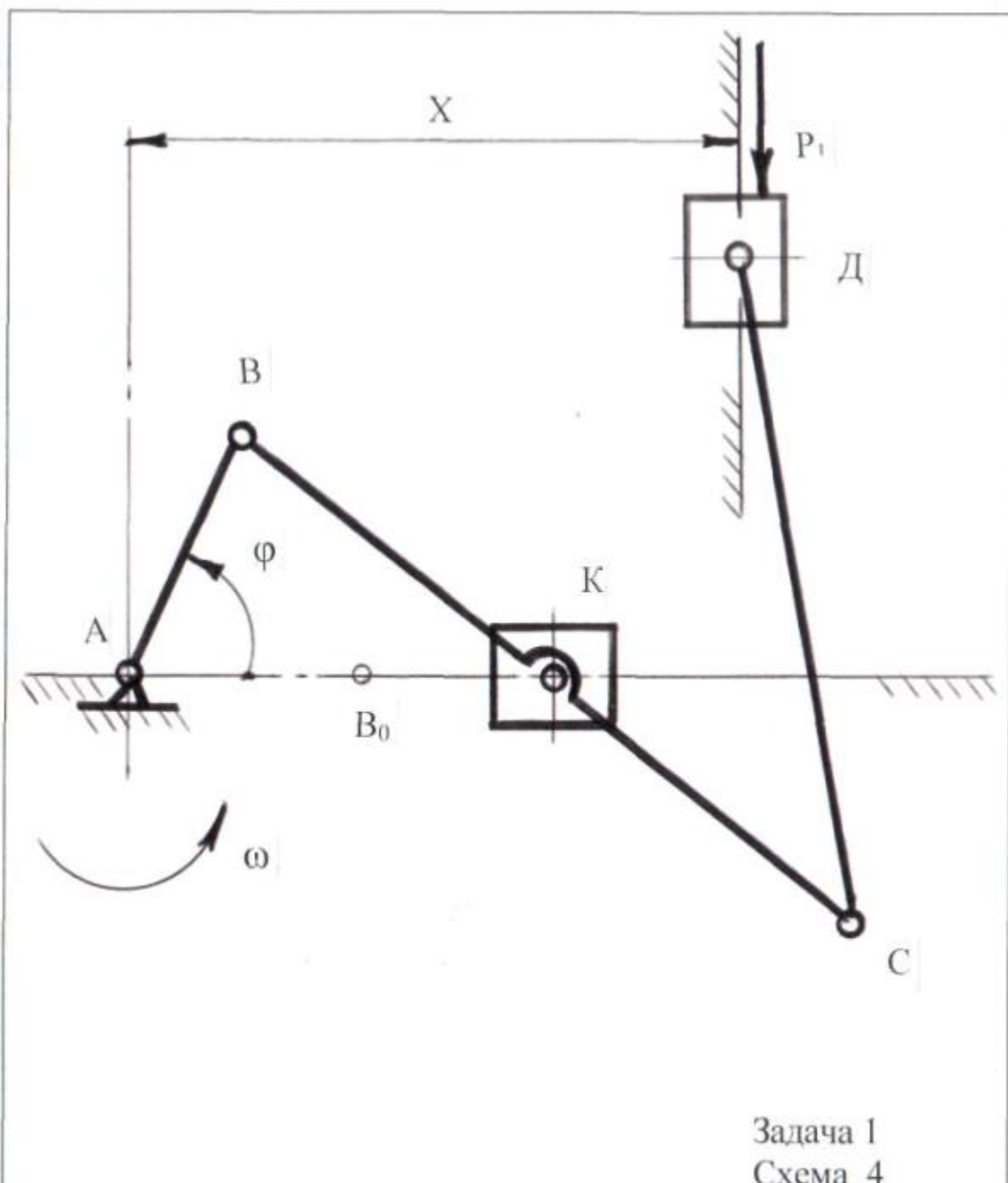
1. Расчет цилиндрических зубчатых передач: методические указания / сост. М.В. Аввакумов, В.М. Гребенникова, А.Б. Коновалов; ВШТЭ СПбГУПТД. – СПб., 2017. – 45 с.
2. Расчет цепных передач: методические указания / сост. М.В. Аввакумов, А.Б. Коновалов; СПб ГТУРП. – СПб., 2013. – 31 с.
3. Прикладная механика: атлас конструкций деталей и примеры монтажных чертежей / сост. М.В.Аввакумов, В.М.Гребенникова, Д.В.Дмитриев; ВШТЭ СПбГУПТД. – СПб., 2017. – 48 с.
4. Коновалов А.Б., Гребенникова В.М. Ременные передачи: учеб. пособие / СПб ГТУРП. – СПб., 2011. – 106с.
5. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для машиностроит. спец. – 13-е издание. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2017. – 568 с.
6. Атлас конструкций узлов и деталей машин: учеб. пособие/ Б.А. Байков и др.; под ред. О.А.Ряховского – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2009. – 400 с
7. Сборник заданий для курсовых работ по теоретической механике. Учебное пособие для технических ВУЗов под общей редакцией Яблонского А.А.. М.: Интеграл-Пресс, 2002, –384 стр.
8. Федута А. А., Чигарев А. В., Чигарев Ю. В. Теоретическая механика и математические методы. — Мн.: Технопринт, 2000. — 500 с.
9. Мещерский И.В. Сборник задач по теоретической механике. – М.: Высшая школа, 1986. – 448с. Или С-Петербург-Москва-Краснодар: Лань, - 2008.-448с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А **Схемы и исходные данные к задаче №1**



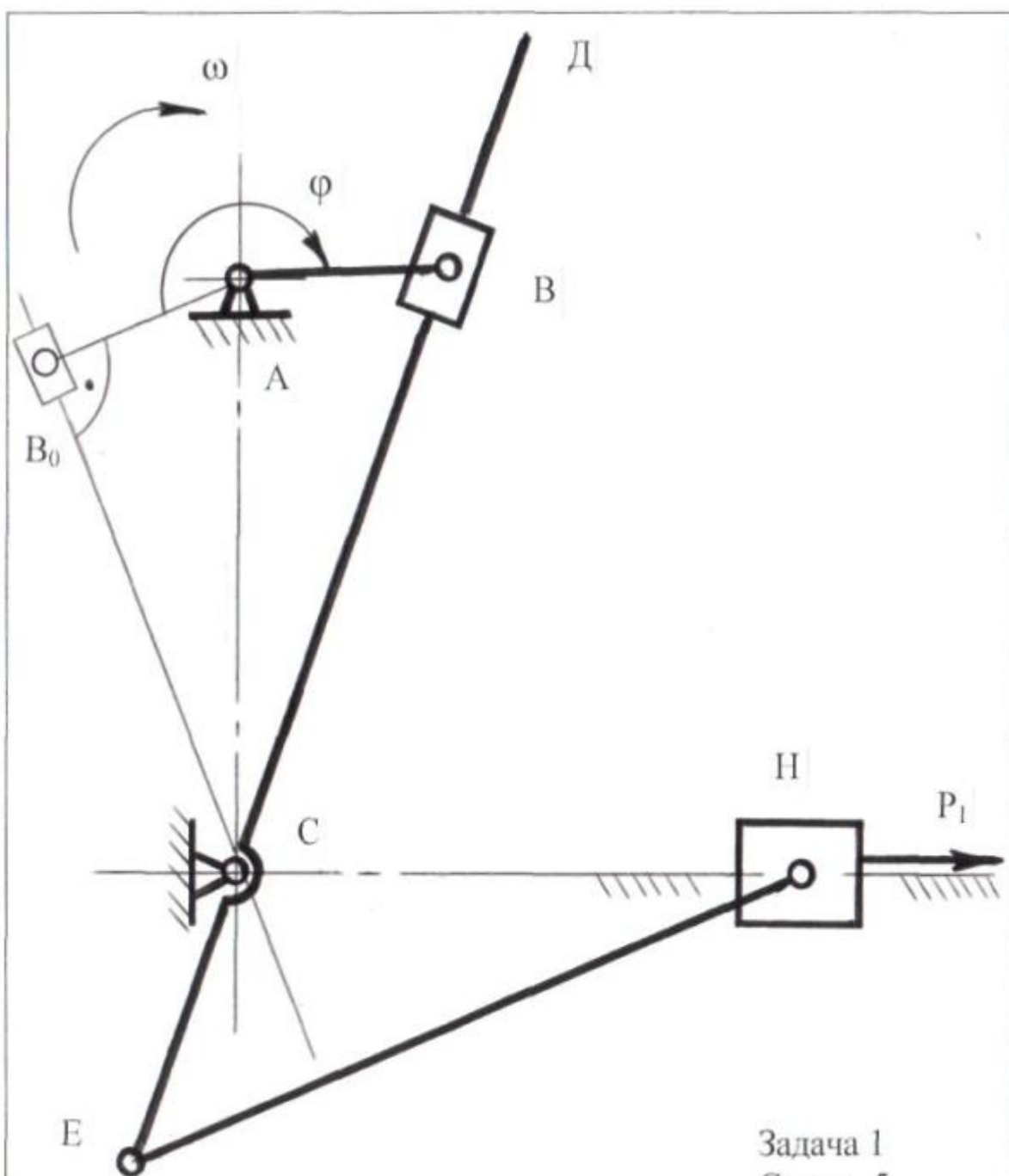






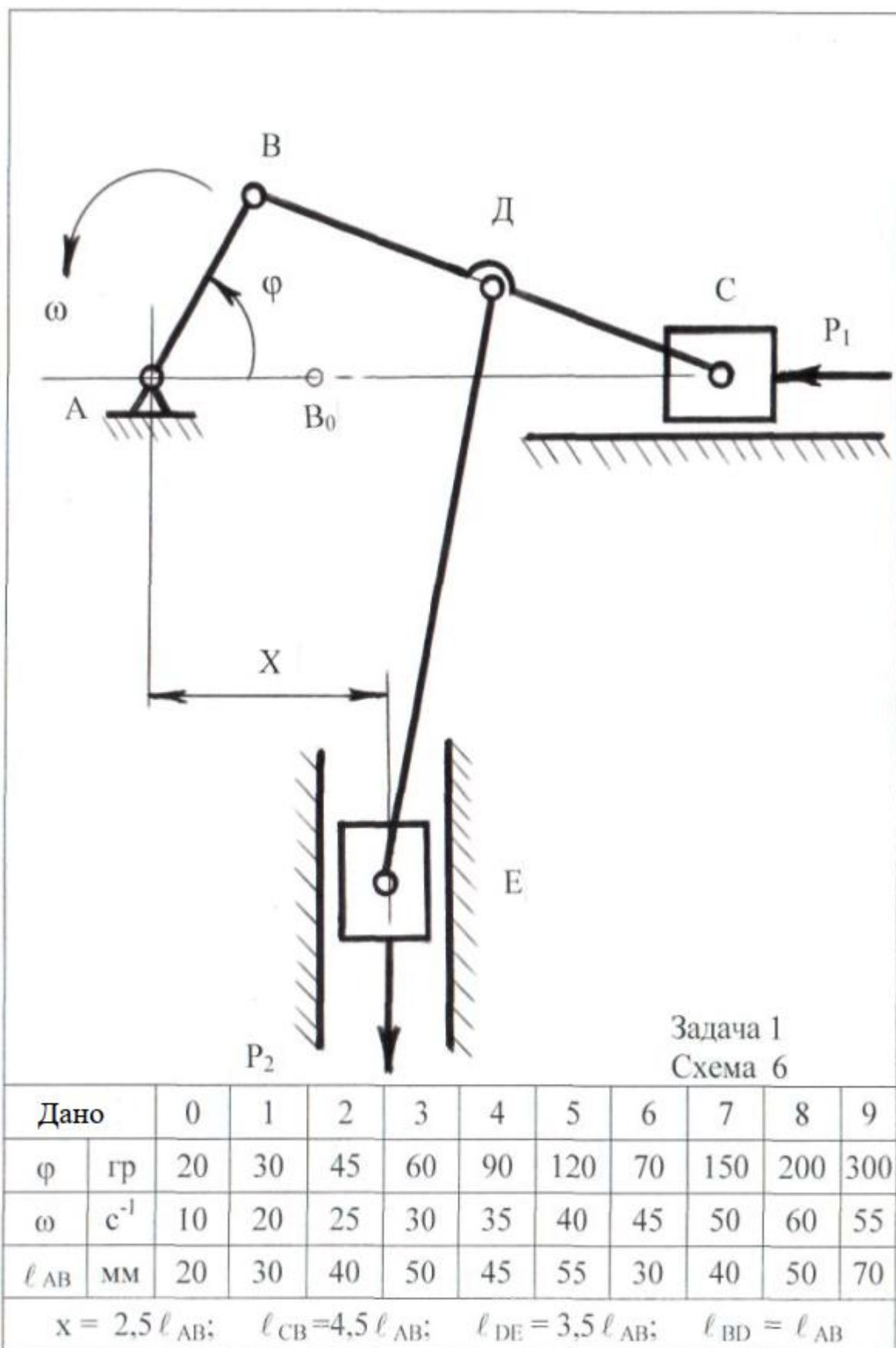
Задача 1
Схема 4

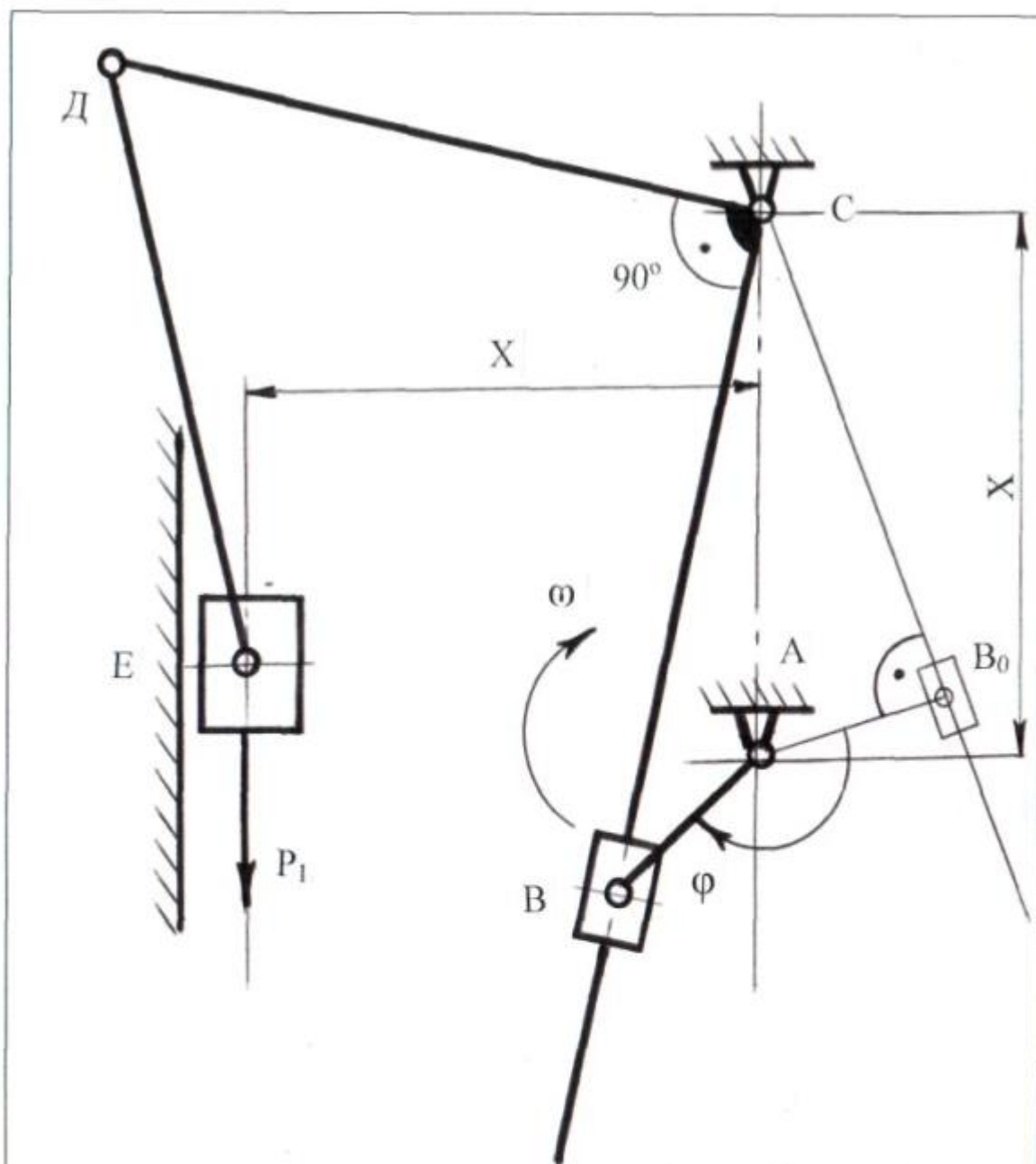
Дано		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ	гр	30	45	60	90	120	70	210	30	300	240
ω	с ⁻¹	10	15	20	25	30	35	40	45	50	60
l_{AB}	мм	20	25	30	35	40	45	55	60	65	70
$X = 3,5 l_{AB}; \quad l_{CD} = 3,5 l_{AB}; \quad l_{BK} = l_{KC} = 3 l_{AB}$											



Задача 1
Схема 5

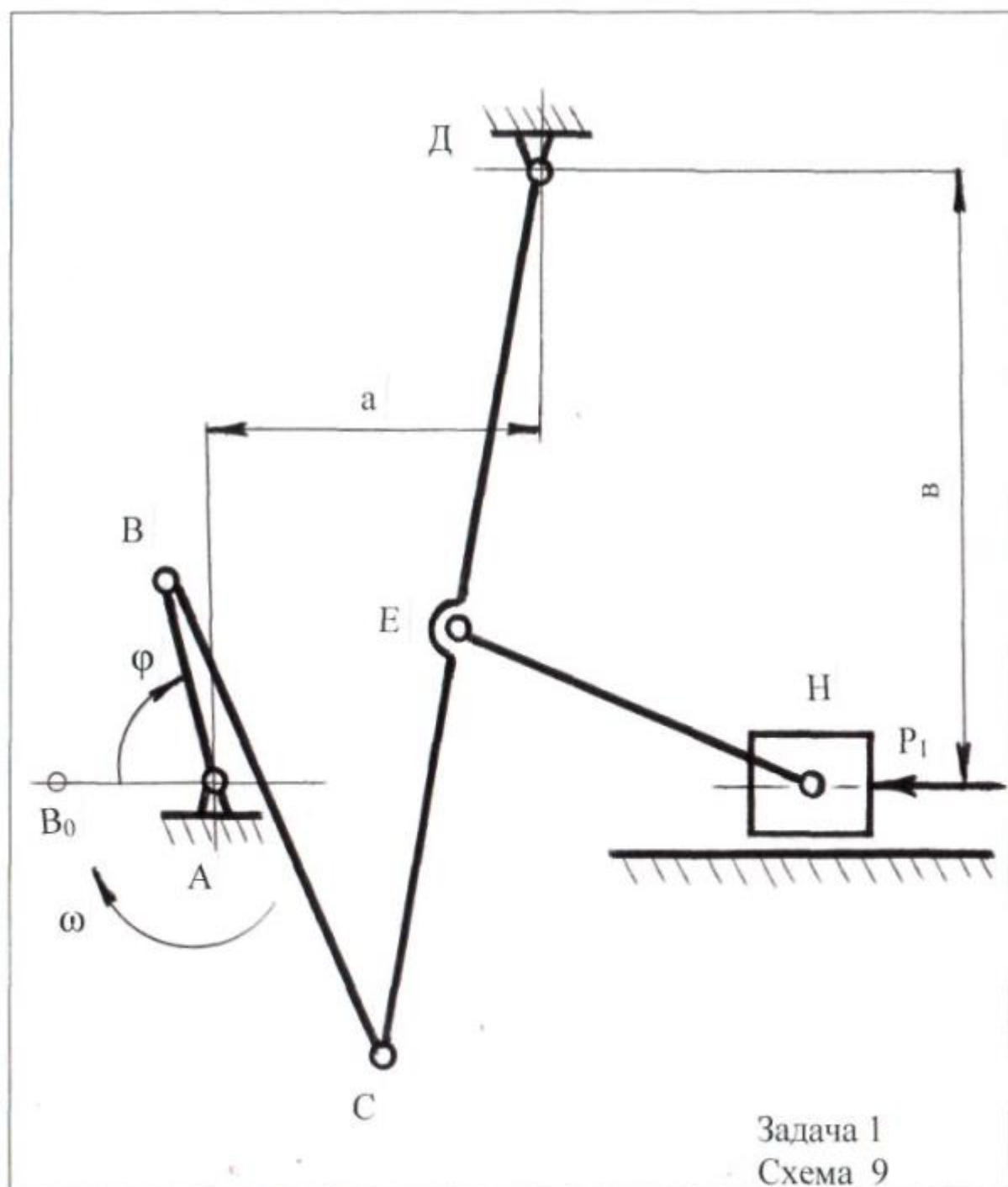
Дано		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ	гр	20	30	45	60	90	120	70	150	200	300
ω	с ⁻¹	20	25	30	40	35	45	50	55	60	65
l_{AB}	мм	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65
$l_{AC} = 3 l_{AB}; \quad l_{CD} = 5 l_{AB}; \quad l_{CE} = 2 l_{AB}; \quad l_{EH} = 4 l_{AB}$											



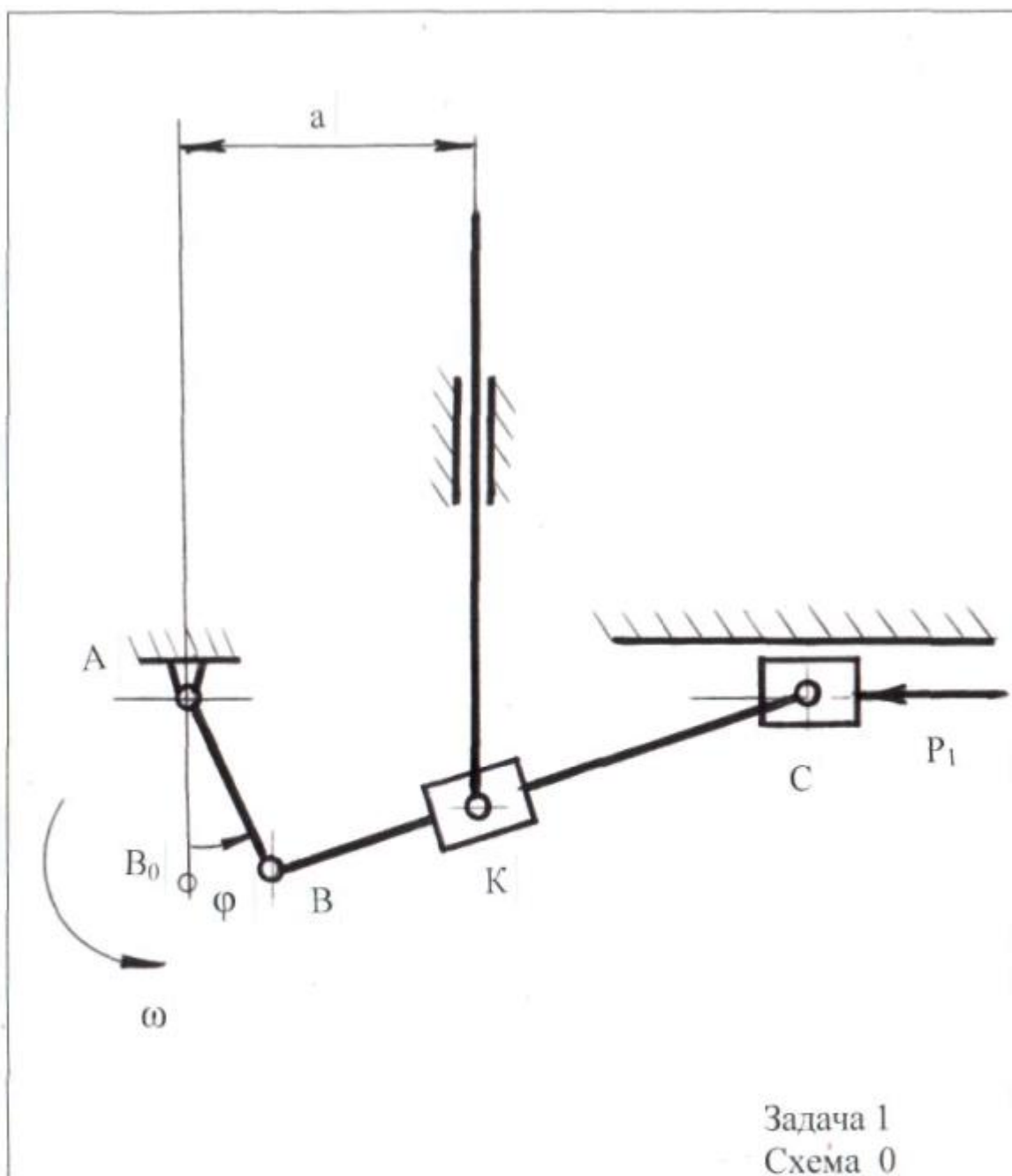


Задача 1
Схема 8

Дано		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ	гр	15	30	45	60	75	90	120	150	240	300
ω	с^{-1}	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
ℓ_{AB}	мм	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65
$X = 2,25 \cdot \ell_{AB}; \quad \ell_{CD} = 4,5 \ell_{AB}; \quad \ell_{DE} = 3,5 \ell_{AB}$											



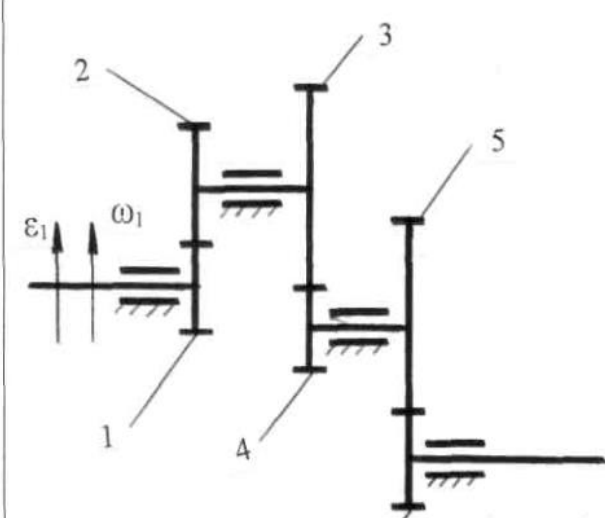
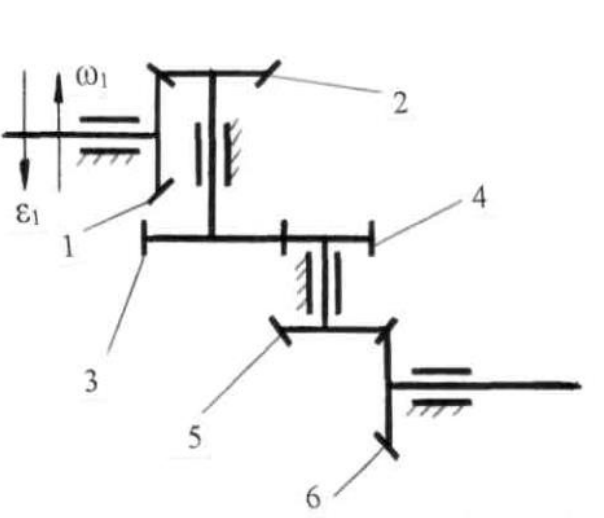
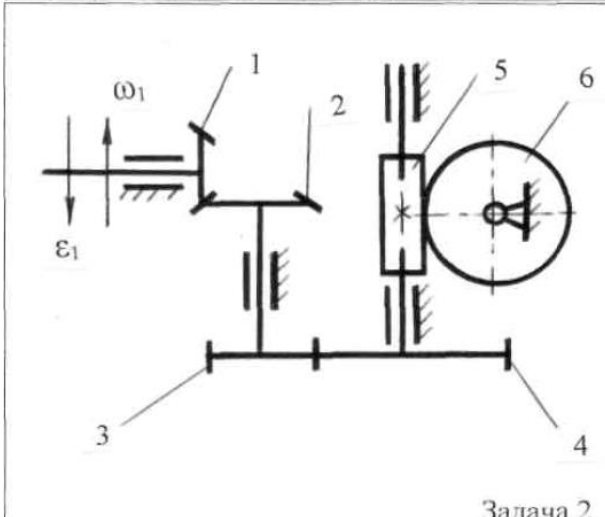
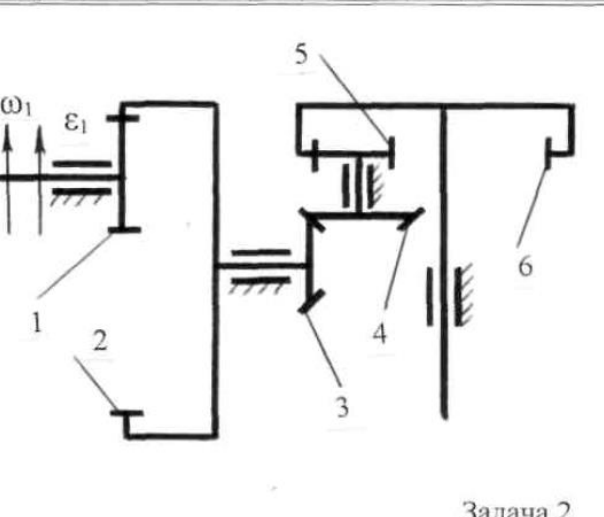
Дано		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ	гр	15	30	45	60	75	90	120	150	240	300
ω	с ⁻¹	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
l_{AB}	мм	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65
$a=b=2,5 l_{AB}; \quad l_{BC}=l_{EH}; \quad l_{DE}=l_{CE}; \quad l_{CD}=2,7 l_{AB}; \quad l_{BC}=3 l_{AB}$											



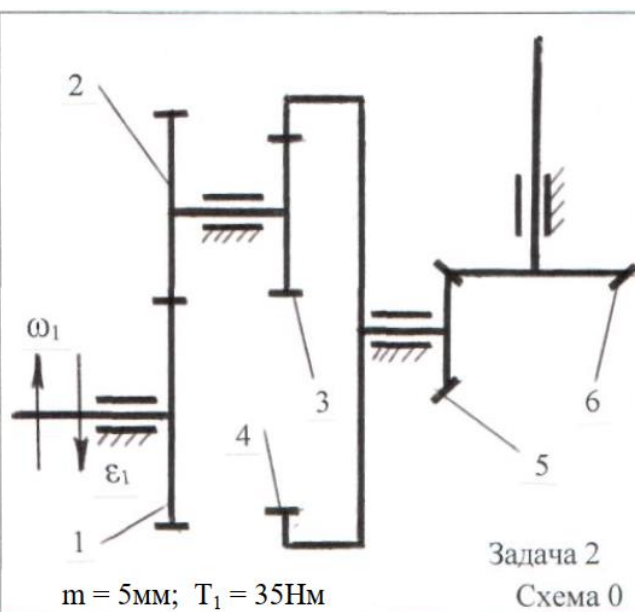
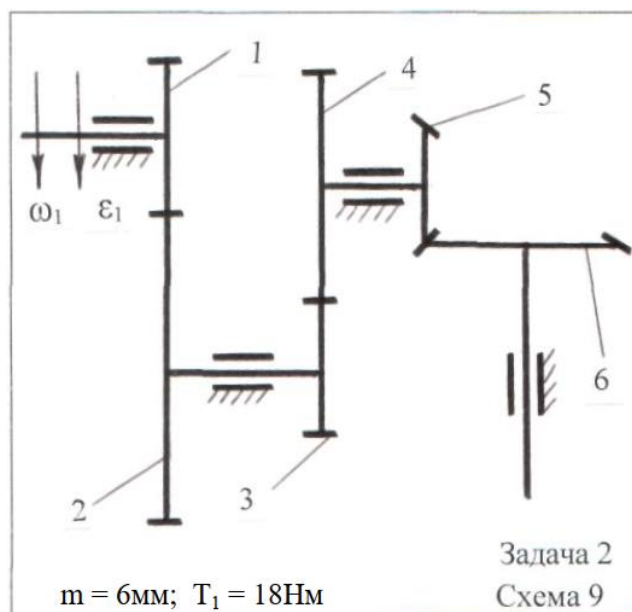
Дано		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ	гр	15	30	150	45	200	60	300	75	90	120
ω	с ⁻¹	15	20	30	25	35	40	45	50	55	60
ℓ_{AB}	мм	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65
$\ell_{BC} = 4 \ell_{AB}; \quad a = 1,5 \ell_{AB}; \quad \ell_{BS_2} = 0,5 \ell_{BC}$											

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Схемы и исходные данные к задаче №2

 <p style="text-align: center;">Задача 2 Схема 1</p> <p style="text-align: center;">$m = 5\text{мм}; T_1 = 35\text{Нм}$</p>											 <p style="text-align: center;">Задача 2 Схема 2</p> <p style="text-align: center;">$m = 5\text{мм}; T_1 = 25\text{Нм}$</p>										
Дано	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0	Дано	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$Z_{1,5}$	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	$Z_{1,5}$	17	18	19	17	18	19	17	18	19	20
$Z_{2,4}$	35	37	39	41	43	45	47	49	51	53	$Z_{2,4}$	40	45	48	42	39	35	39	36	44	50
Z_3	19	22	23	19	18	17	17	19	20	21	Z_3	32	31	30	31	30	32	32	29	28	27
Z_6	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	Z_6	36	35	34	40	39	37	44	40	39	36
$\omega_1 \text{ c}^{-1}$	90	95	90	95	80	85	70	75	85	90	$\omega_1 \text{ c}^{-1}$	95	98	90	95	80	75	70	90	95	92
$\varepsilon_1 \text{ c}^{-2}$	10	11	12	13	14	13	12	11	10	9	$\varepsilon_1 \text{ c}^{-2}$	8	7	6	7	8	9	10	11	12	9
 <p style="text-align: center;">Задача 2 Схема 3</p> <p style="text-align: center;">$m = 6\text{мм}; T_1 = 25\text{Нм}$</p>											 <p style="text-align: center;">Задача 2 Схема 4</p> <p style="text-align: center;">$m = 4,5\text{мм}; T_1 = 25\text{Нм}$</p>										
Дано	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0	Дано	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$Z_{2,6}$	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	$Z_{1,3}$	30	29	28	27	26	25	24	23	22	23
$Z_{1,3}$	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	$Z_{4,6}$	62	61	60	59	58	57	56	55	54	53
Z_4	94	93	92	91	90	89	87	88	86	85	Z_5	32	31	32	31	30	32	31	30	32	33
Z_5	3л	2п	1л	3п	2л	1л	3л	2п	1п	2л	Z_2	85	87	89	91	93	95	97	99	102	97
$\omega_1 \text{ c}^{-1}$	185	190	180	195	190	185	190	180	175	165	$\omega_1 \text{ c}^{-1}$	90	95	95	90	97	96	99	90	95	97
$\varepsilon_1 \text{ c}^{-2}$	7	9	8	7	8	9	6	5	7	9	$\varepsilon_1 \text{ c}^{-2}$	11	10	12	9	8	7	9	10	11	12

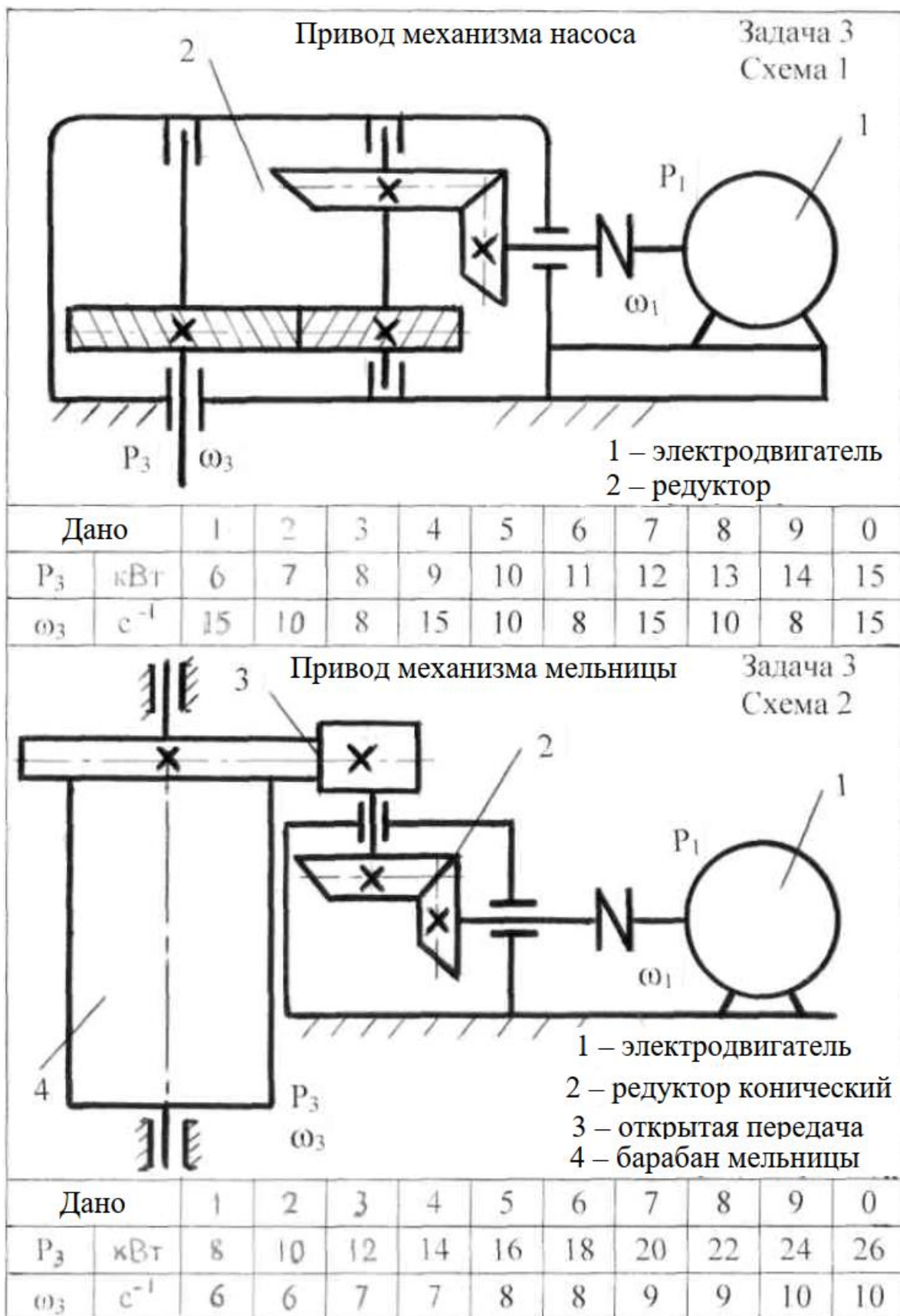
<p>Задача 2 Схема 5 $m = 5\text{мм}; T_1 = 25\text{Нм}$</p>											<p>Задача 2 Схема 6 $m = 4,5\text{мм}; T_1 = 35\text{Нм}$</p>										
Дано	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0	Дано	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$Z_{1,3}$	12	14	15	16	17	12	13	14	15	16	Z_5	26	25	24	23	22	21	20	19	18	17
Z_2	52	50	54	48	49	51	48	49	50	45	$Z_{1,2}$	46	47	48	49	51	50	51	52	53	54
$Z_{4,5}$	21	24	25	22	21	29	24	20	26	25	Z_4	1л	2л	3л	3п	2п	1п	2л	3л	2п	2л
Z_6	20	25	24	21	22	24	23	21	24	25	Z_3	99	98	97	96	97	95	94	97	98	99
ω_1 c ⁻¹	80	85	95	90	95	85	90	80	70	90	ω_1 c ⁻¹	80	85	85	90	95	90	85	75	79	85
ε_1 c ⁻²	5	6	7	8	9	8	7	6	5	6	ε_1 c ⁻²	7	8	9	9	8	7	6	5	7	9
<p>Задача 2 Схема 7 $m = 5\text{мм}; T_1 = 25\text{Нм}$</p>											<p>Задача 2 Схема 8 $m = 6\text{мм}; T_1 = 15\text{Нм}$</p>										
Дано	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0	Дано	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$Z_{1,5}$	17	18	19	17	29	19	18	20	22	21	$Z_{1,4}$	14	15	16	17	12	13	14	15	16	17
$Z_{2,3}$	27	26	28	27	30	29	28	27	30	32	$Z_{2,5}$	33	37	38	26	33	27	34	35	37	40
Z_4	38	39	40	41	42	43	44	50	52	46	Z_6	85	87	88	89	90	95	94	97	98	90
Z_6	100	99	95	97	90	80	88	99	95	93	Z_3	32	31	32	31	32	34	35	34	33	32
ω_1 c ⁻¹	99	95	97	90	95	97	95	90	85	80	ω_1 c ⁻¹	95	98	99	97	92	91	90	93	94	95
ε_1 c ⁻²	9	8	7	6	5	5	6	7	8	9	ε_1 c ⁻²	11	10	9	8	7	7	8	9	10	11



Дано	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0	Дано	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$Z_{1,3}$	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	Z_1	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
$Z_{2,6}$	42	40	44	38	46	42	40	47	52	44	$Z_{2,6}$	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61
Z_5	27	28	24	20	19	18	22	17	18	20	Z_4	128	126	124	122	120	121	123	125	127	129
Z_4	40	45	53	49	51	55	48	51	54	57	$Z_{3,5}$	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39
$\omega_1 \text{ c}^{-1}$	90	95	90	85	80	75	70	80	85	90	$\omega_1 \text{ c}^{-1}$	95	98	90	85	80	70	75	65	70	90
$\epsilon_1 \text{ c}^{-2}$	5	5	7	7	4	4	6	6	9	9	$\epsilon_1 \text{ c}^{-2}$	11	12	13	10	9	9,5	12	13	10	12

ПРИЛОЖЕНИЕ В

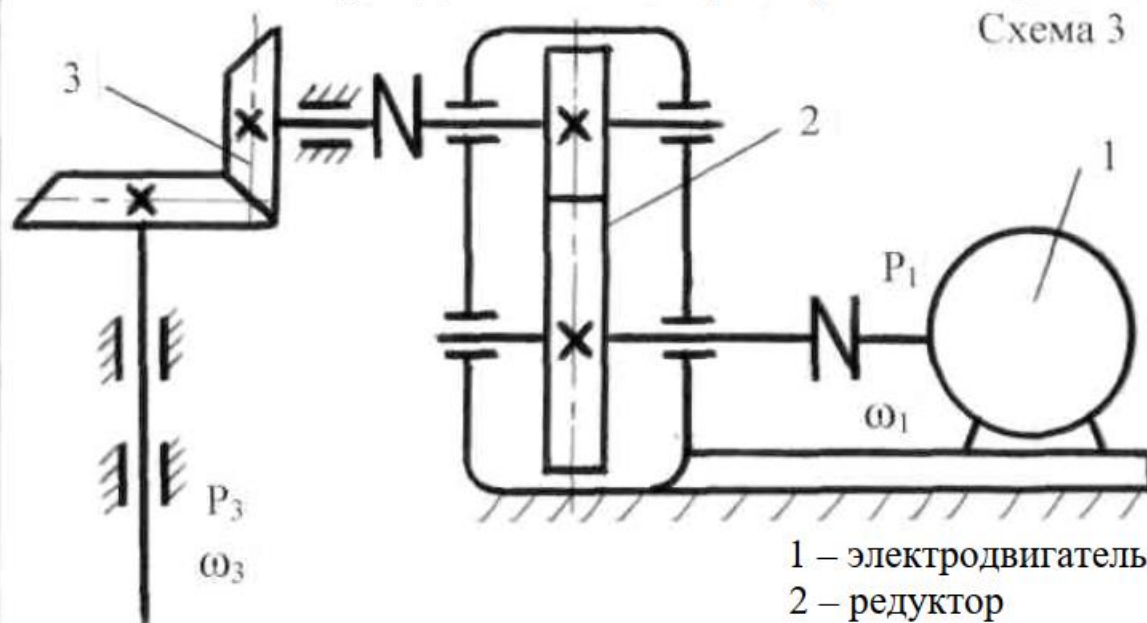
Схемы и исходные данные к задаче №3



Привод механизм поворота крана

Задача 3

Схема 3



1 – электродвигатель

2 – редуктор

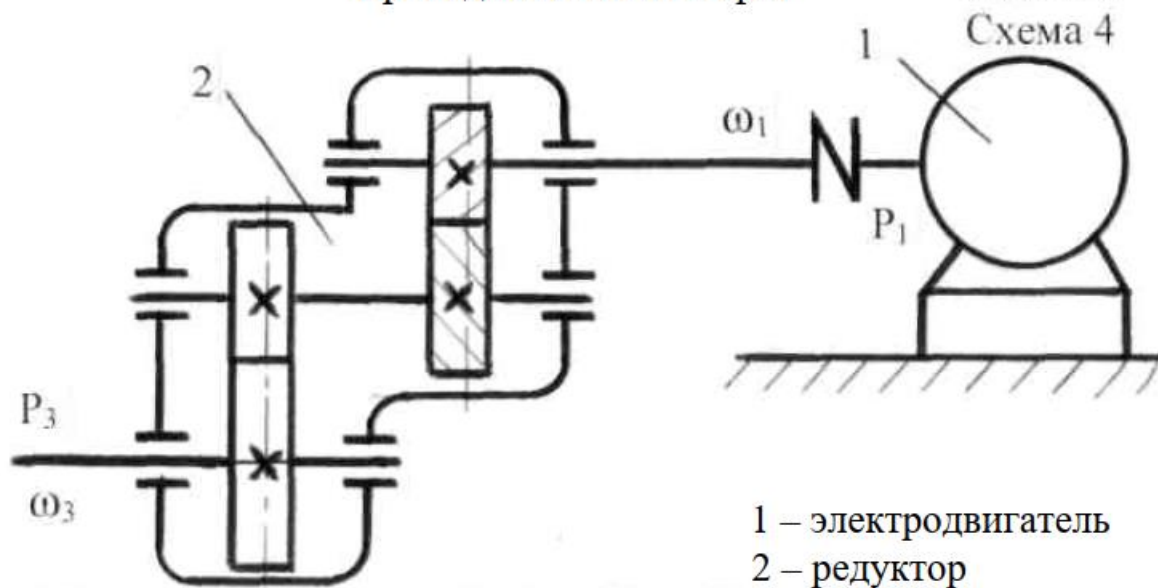
3 – открытая передача

Дано		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
P_3	кВт	6	5	6	7	7	6	5	5	4	9
ω_3	c^{-1}	25	35	45	30	10	55	50	45	40	29

Привод механизма лифта

Задача 3

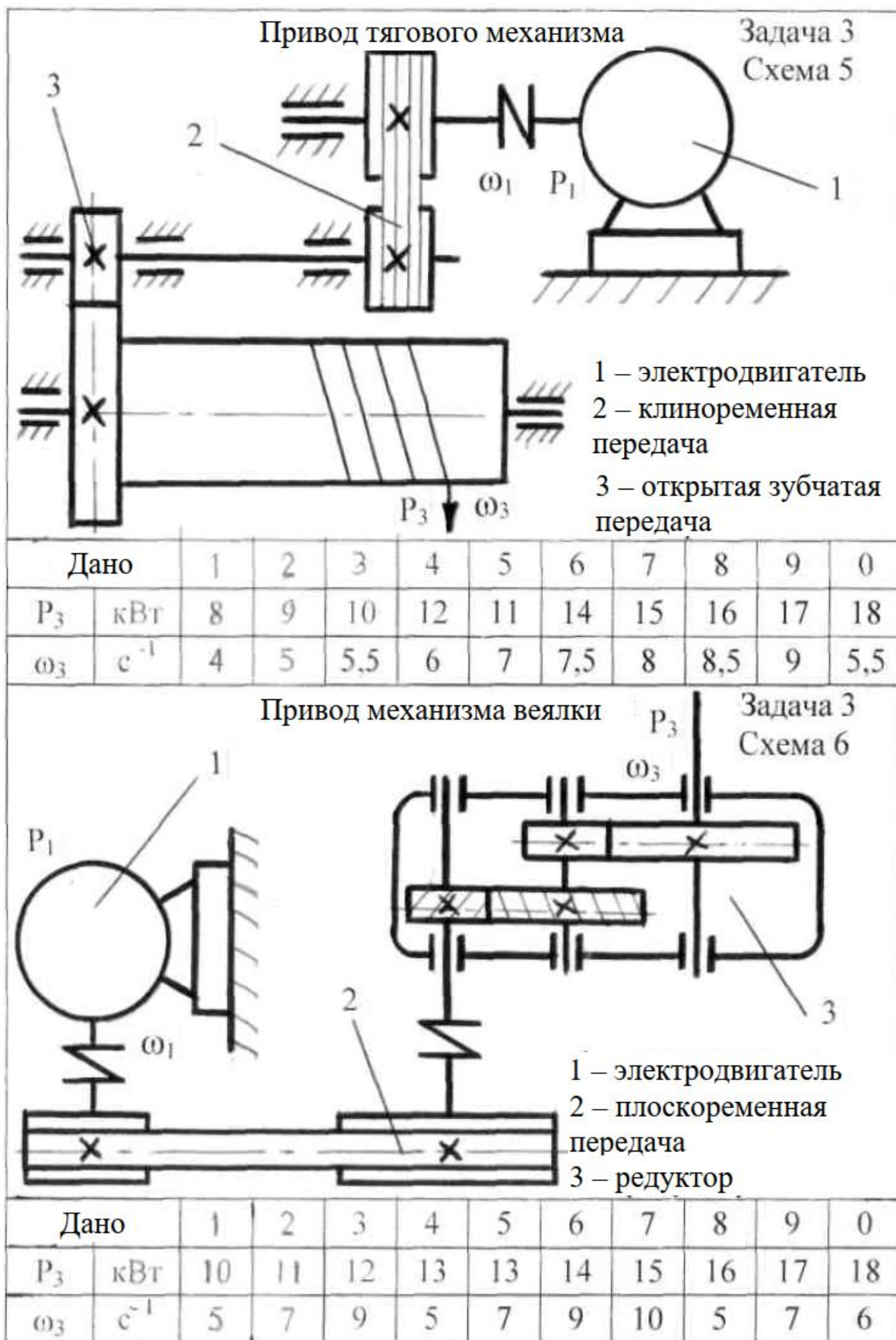
Схема 4

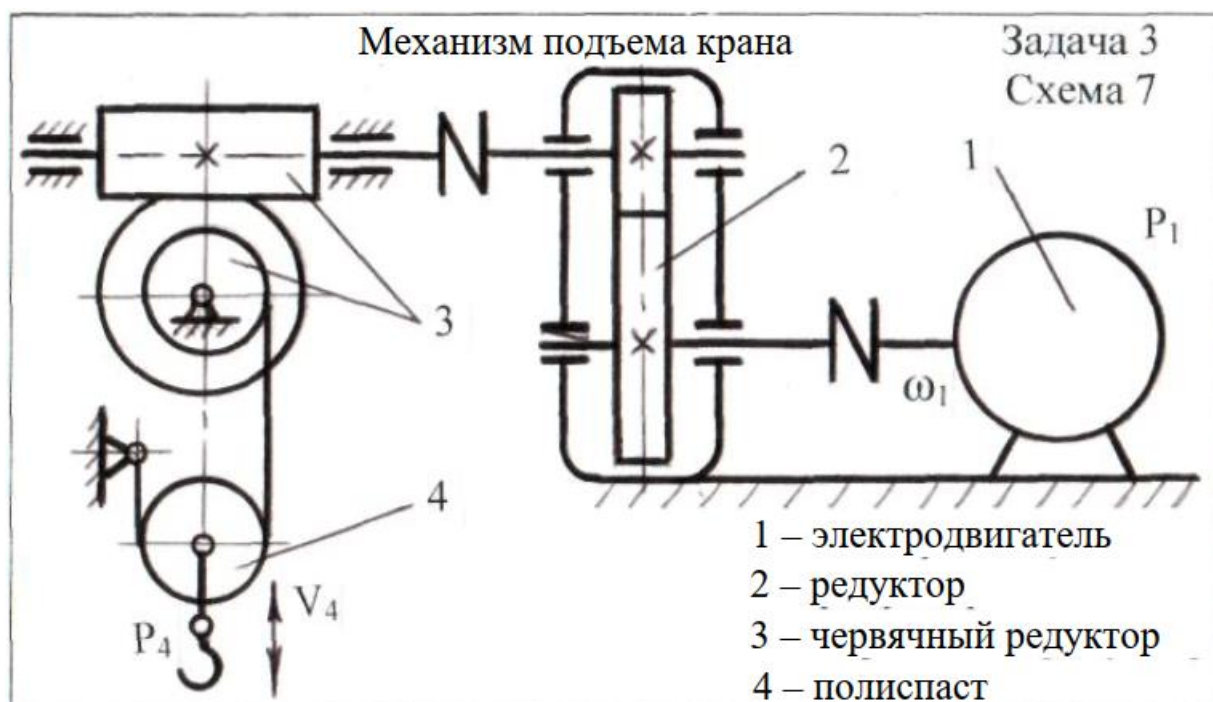


1 – электродвигатель

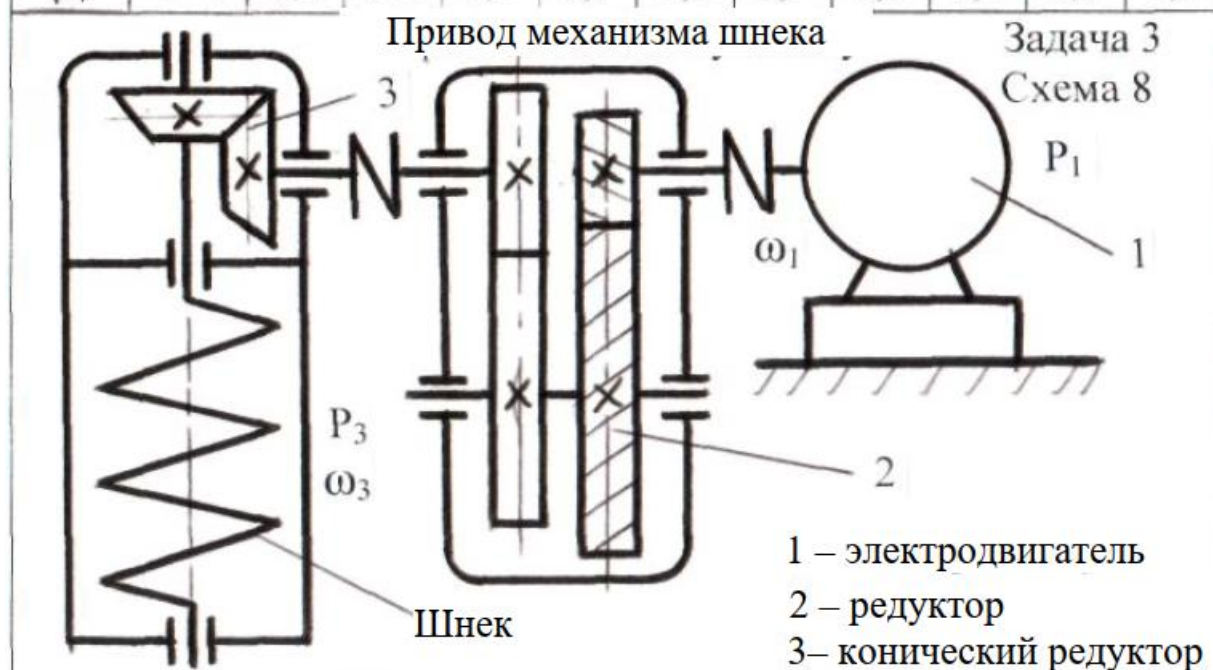
2 – редуктор

Дано		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
P_3	кВт	8	6	7	8	9	10	11	12	13	14
ω_3	c^{-1}	10	15	10	15	20	25	10	15	17	12

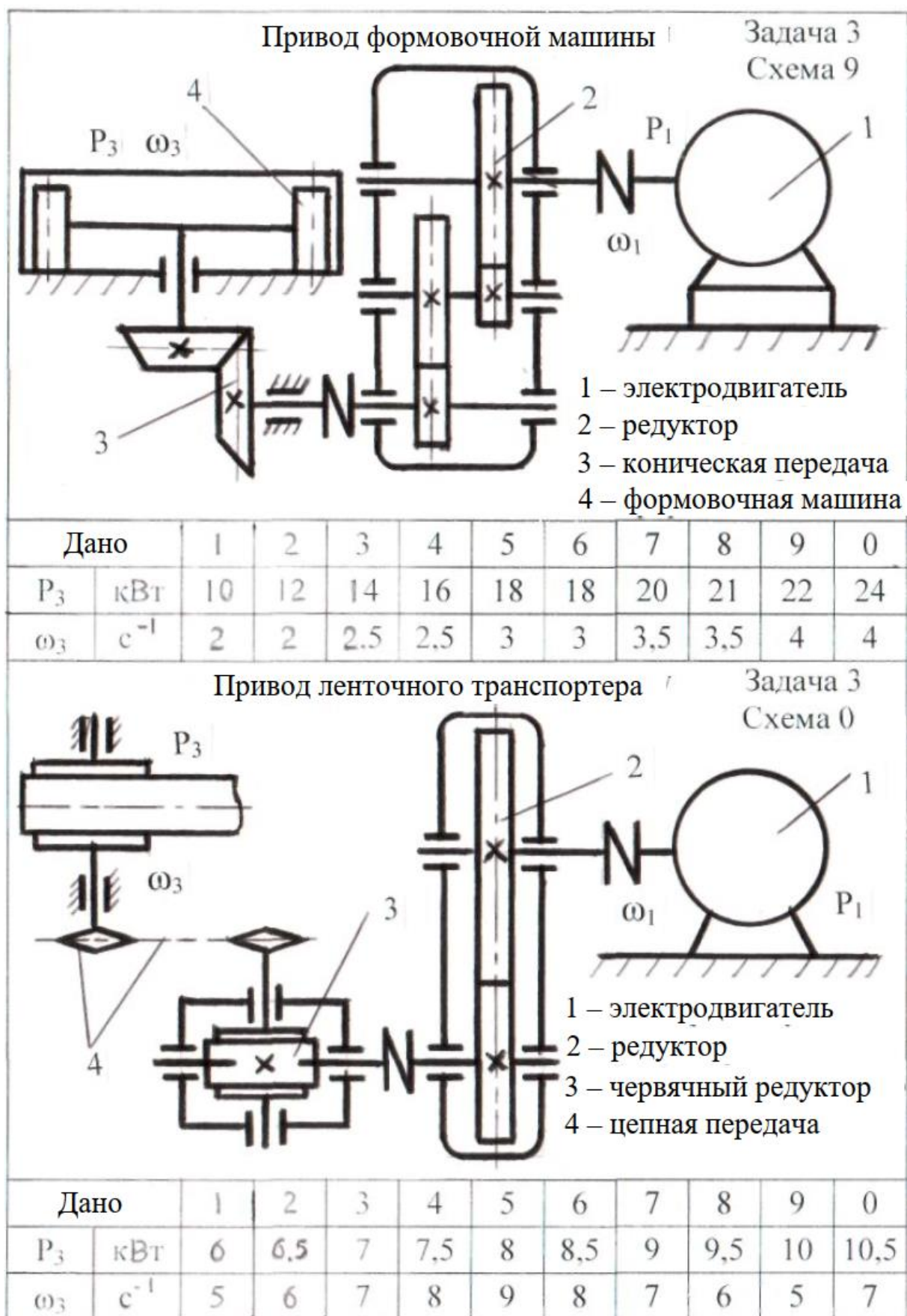




Дано	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
P_4 кН	5	6	7	8	9	10	9	8	7	6
V_4 м/с	0,2	0,4	0,5	0,7	0,6	0,5	0,4	0,2	0,7	0,5



Дано	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
P_3 кВт	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
ω_3 с ⁻¹	5	6	7	8	9	8	7	6	5	7



ПРИЛОЖЕНИЕ Г
Титульный лист

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО
ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ (ФИЛИАЛ)
ФЕДЕРАЛЬНОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО БЮДЖЕТНОГО ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО
УЧРЕЖДЕНИЯ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ «ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ» В Г. ГОРЛОВКА

КАФЕДРА «АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДОРОГИ И
ИСКУССТВЕННЫЕ СООРУЖЕНИЯ»

КУРСОВАЯ РАБОТА
по дисциплине «Прикладная механика»

Выполнил студент группы ОПУТ-23
Иванов И.И.

Проверил ст.преп. каф. «АДиИС»
Губа К.Р.

Работа зачтена
Количество баллов _____

Горловка
2025

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Пример оформления реферата

РЕФЕРАТ

Содержит 20 с., 3 рис., 5 табл., 3 источника, 4 чертежа.

Объектом изучения являются: плоский рычажный механизм в заданном положении; плоский зубчатый механизм вращательного действия; кинематическая схема реальной машины.

Цель курсовой работы – изучение методов исследования структурных, геометрических, кинематических и динамических свойств механизмов различных групп.

В курсовой работе выполнен структурный анализ, определена подвижность механизма, построен план положения механизма, рассчитаны скорости, ускорения точек и звеньев механизма, силы и моменты сил плоского рычажного механизма.

Подсчитаны делительные диаметры зубчатых колес и межосевые расстояния, передаточные отношения отдельных пар зубчатых колес и механизма в целом, общий КПД зубчатого механизма, найдены значение мощности на выходном валу, подобран электрический двигатель, начерчен рабочий чертеж зубчатого колеса.

Подобран электрический двигатель для машины, рассчитаны угловые скорости и крутящие моменты сил на валах, диаметры валов под зубчатые колеса.

МЕХАНИЗМЫ РЫЧАЖНЫЙ, ЗУБЧАТЫЙ, СКОРОСТИ,
УСКОРЕНИЯ, СИЛЫ, РЕАКЦИИ, ДВИГАТЕЛЬ, ДИНАМИЧЕСКИЙ
АНАЛИЗ МАШИНЫ.

					КР.ПМ.23-037.00.000 - ПЗ			
Изм.	Лист.	№ докум.	Подпись	Дата	Прикладная механика	Стадия	Стр	Листов
Разраб.		Иванов И.И.				У	2	20
Проверил		Губа К.Р.				АДИ ГОУВПО «ДОННТУ» ст-т гр. ОПУТ-23		
Зав. каф.								
Н. Контр.								
Утв.								

ПРИЛОЖЕНИЕ Е

Пример оформления содержания

СОДЕРЖАНИЕ				
РЕФЕРАТ		2		
1 ЗАДАЧА №1. Исследование плоского рычажного механизма		3		
1.2 Структурный анализ кинематической схемы механизма		3		
1.3 Построение плана механизма.....		4		
1.4 Построение плана скоростей механизма		4		
1.5 Построение плана ускорений механизма.....		6		
1.6 Определение уравновешивающей силы		8		
1.7 Расчет реакций в кинематической паре		9		
2 ЗАДАЧА №2. Исследование плоского зубчатого механизма		11		
2.2 Делительные диаметры колес и межосевые расстояния.....		11		
2.3 Расчет подвижности механизма.....		11		
2.4 Передаточные отношения зубчатого механизма		12		
2.5 Угловые скорости и ускорения колес механизма		12		
2.6 Расчет КПД и выбор двигателя зубчатого механизма		13		
2.7 Расчет размеров зубчатых колес и сил в зацеплении		14		
2.7.1 Расчет элементов зубчатого колеса		14		
2.7.2 Расчет шпоночного соединения.....		15		
3 ЗАДАЧА №3 Динамический анализ схемы машины		16		
3.2 Выбор электрического двигателя машины.....		16		
3.3 Передаточные отношения привода машины		17		
3.4 Угловые скорости и крутящие моменты.....		18		
3.5 Проектировочные диаметры валов.....		18		
ВЫВОДЫ		19		
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....		20		

					<i>КР.ПМ.19-013.00.000 - ПЗ</i>	<i>Стр</i> 3
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж

Основная надпись на листах

Основная надпись на всех листах курсовой работы выполняется в соответствии с требованием ГОСТ 2.104—2006 (уст. ГОСТ 2.104-68)

1. Основная надпись для чертежей и схем (Форма 1);

Diagram of the main title block for drawings and schemes (Form 1). The block is 185 units wide and 55 units high. The layout includes the following dimensions and fields:

- Top horizontal dimensions: 7, 10, 23, 15, 10, 17, 18.
- Left vertical dimension: 55 (labeled as 11*5).
- Right vertical dimensions: 15, 15, 15.
- Bottom horizontal dimensions: 70, 50, 185.
- Fields:
 - Изм./Лист (Sheet/Revision)
 - № докум. (Document Number)
 - Подп. (Signature)
 - Дата (Date)
 - Лист (Sheet) - with value 555
 - Масса (Mass)
 - Масштаб (Scale)
 - Лист (Sheet) - with value 20
 - Листов (Sheets)
 - Н.контр. (Counter)
 - Утв. (Approved)

2. Основная надпись для текстовых конструкторских документов (первый лист) РЕФЕРАТ (Форма 2);

Diagram of the main title block for text engineering documents (Form 2). The block is 185 units wide and 40 units high. The layout includes the following dimensions and fields:

- Top horizontal dimension: 185.
- Left vertical dimension: 40 (labeled as 8*5).
- Bottom horizontal dimensions: 17, 23, 15, 10, 50.
- Fields:
 - Изм./Лист (Sheet/Revision)
 - № докум. (Document Number)
 - Подп. (Signature)
 - Дата (Date)
 - Лист (Sheet) - with value 5
 - Лист (Sheet)
 - Листов (Sheets) - with value 20
 - Н.контр. (Counter)
 - Утв. (Approved)

3. Основная надпись для текстовых конструкторских документов (следующие листы) Содержание. (Форма 2а).

Diagram of the main title block for text engineering documents (Form 2a). The block is 185 units wide and 10 units high. The layout includes the following dimensions and fields:

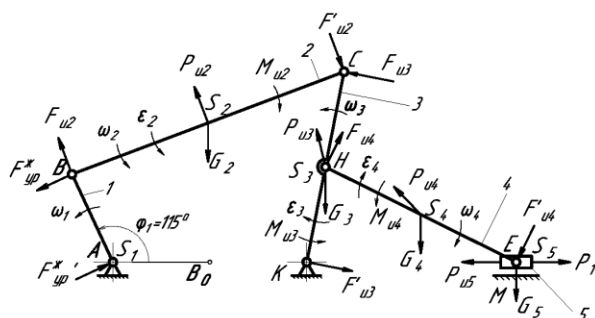
- Bottom horizontal dimensions: 7, 10, 25, 15, 10, 185.
- Right vertical dimension: 10.
- Fields:
 - Изм./Лист (Sheet/Revision)
 - № докум. (Document Number)
 - Подп. (Signature)
 - Дата (Date)
 - Лист (Sheet)

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Графическая часть решения задачи №1 (формат А2)

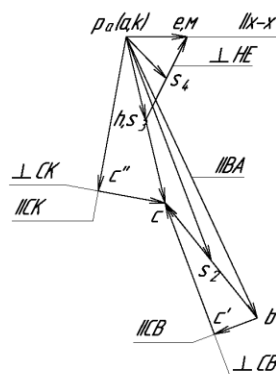
План положения заданного механизма

$$\mu_{L1}=0,002 \text{ м/мм}$$



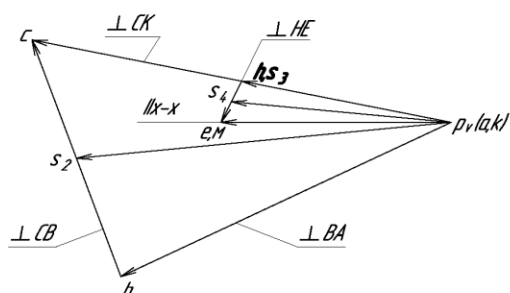
План ускорений механизма

$$\mu_{La}=0,4 \text{ м/с}^2 \text{ мм}$$



План скоростей механизма

$$\mu_{Lv}=0,4 \text{ м/с мм}$$



План сил группы Ассур 4-5

$$\mu_{LF}=10 \text{ Н/мм}$$

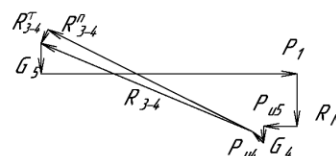
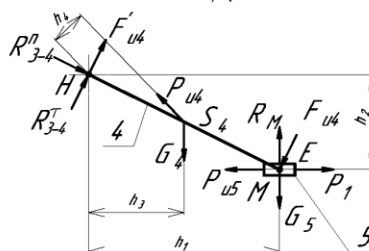
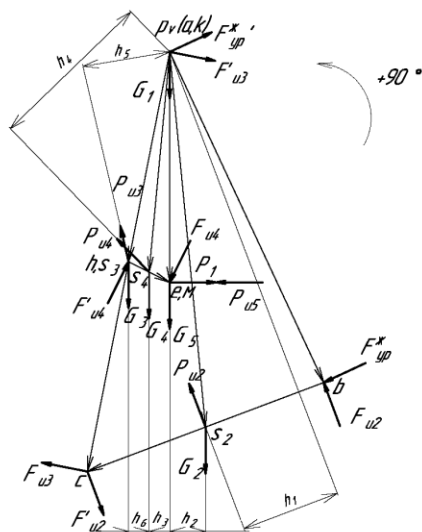


Схема сил группы Ассур 4-5

$$\mu_{L1}=0,002 \text{ м/мм}$$

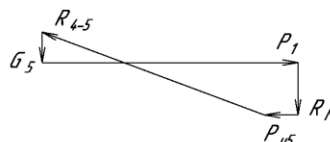


Система жестких рычагов Н. Е. Жуковского



План сил ползуна E

$$\mu_{LF}=10 \text{ Н/мм}$$



ПРИЛОЖЕНИЕ И

Двигатели трехфазные асинхронные серии А4

Таблица И.1 – Двигатели трехфазные асинхронные короткозамкнутые серии 4А закрытые, обдуваемые.

Мощность, кВт	Типоразмер двигателя	Номинальная частота, мин ⁻¹	$T_{\max} / T_{\text{ном}}$	$T_{\text{пуск}} / T_{\text{ном}}$	d_1 , мм
1	2	3	4	5	6
Синхронная частота вращения $n_c = 3000$ об/мин					
0,18	4AA56A2Y3	2760	2,2	2	11
0,25	4AA56B2Y3	2760	2,2	2	
0,37	4A63A2Y3	2750	2,2	2	14
0,55	4A63B2Y3	2745	2,2	2	
0,75	4A71A2Y3	2840	2,2	2	19
1,10	4A71B2Y3	2810	2,2	2	
1,50	4A80A2Y3	2850	2,2	2	22
2,20	4A80B2Y3	2850	2,2	2	
3,00	4A90L2Y3	2840	2,2	2	24
4,00	4A100S2Y3	2880	2,2	2	28
5,50	4A100L2Y3	2880	2,2	2	
7,50	4A112M2Y3	2900	2,2	2	32
11,00	4A132M2Y3	2900	2,2	1,6	38
15,00	4A160S2Y3	2940	2,2	1,4	42
18,50	4A160M2Y3	2940	2,2	1,4	
22,00	4A180S2Y3	2945	2,2	1,4	48
30,00	4A180M2Y3	2945	2,2	1,4	55
37,00	4A200M2Y3	2945	2,2	1,4	60
45,00	4A200L2Y3	2945	2,2	1,4	55
55,00	4A225M2Y3	2945	2,2	1,2	55
75,00	4A250S2Y3	2960	2,2	1,2	65

Продолжение таблицы И.1

1	2	3	4	5	6
Синхронная частота вращения $n_c = 1500$ об/мин					
0,18	4A56B4Y3	1370	2,2	2	11
0,25	4AA63A4Y3	1380	2,2	2	
0,37	4AA63B4Y3	1365	2,0	2	14
0,55	4A71A4Y3	1390	2,0	2	
0,75	4A71B4Y3	1390	2,0	2	19
1,50	4A80B4Y3	1415	2,2	2	22
2,20	4A90L4Y3	1425	2,2	2	
3,00	4A100S4Y3	1435	2,2	2	24
4,00	4A100L4Y3	1430	2,2	2	28
5,50	4A112M4Y3	1445	2,2	2	32
7,50	4A132S4Y3	1455	2,2	2	32
11,00	4A132M4Y3	1460	2,2	2	38
15,00	4A160S4Y3	1465	2,2	1,4	42
18,50	4A160M4Y3	1465	2,2	1,4	
22,00	4A180S4Y3	1470	2,2	1,4	48
30,00	4A180M4Y3	1470	2,2	1,4	55
37,00	4A200M4Y3	1475	2,2	1,4	60
45,00	4A200L4Y3	1475	2,2	1,2	55
55,00	4A225M4Y3	1480	2,2	1,2	55
75,00	4A250S4Y3	1480	2,2	1,2	65
90,00	4A250M4Y3	1480	2,2	1,2	70

Продолжение таблицы И.1

1	2	3	4	5	6
Синхронная частота вращения $n_c = 1000$ об/мин					
0,18	4AA63A6Y3	885	2,2	2	14
0,25	4AA63B6Y3	890	2,2	2	
0,37	4A71A6Y3	910	2,2	2	19
0,55	4A71B6Y3	900	2,2	2	
0,75	4A80A6Y3	915	2,2	2	22
1,10	4A80B6Y3	920	2,2	2	
1,50	4A90L6Y3	935	2,2	2	24
2,20	4A100L6Y3	950	2,2	2	24
3,00	4A112MA6Y3	955	2,2	2	28
4,00	4A112MB6Y3	950	2,2	2	
5,50	4A132S6Y3	965	2,2	2	32
7,50	4A132M6Y3	970	2,2	2	
11,00	4A160S6Y3	975	2,0	1,4	38
15,00	4A160M6Y3	975	2,0	1,4	42
18,50	4A180M6Y3	975	2,0	1,4	48
22,00	4A200M6Y3	975	2,0	1,4	
30,00	4A200L6Y3	980	2,0	1,4	55
37,00	4A225M6Y3	980	2,0	1,2	55
45,00	4A250S6Y3	985	2,0	1,2	60
55,00	4A250M6Y3	985	2,0	1,2	

Окончание таблицы И.1

1	2	3	4	5	6
Синхронная частота вращения $n_c = 750$ об/мин					
0,25	4A71B8Y3	680	1,7	1,3	14
0,37	4A80A8Y3	675	1,7	1,6	19
0,55	4A80B8Y3	700	1,7	1,6	
0,75	4A90LA8Y3	700	1,7	1,6	22
1,10	4A90LB8Y3	700	1,7	1,6	
1,50	4A100L8Y3	700	2,2	1,8	24
2,20	4A112MA8Y3	700	2,2	1,8	
3,00	4A112MB8Y3	700	2,2	1,8	24
4,00	4A132S8Y3	720	2,2	1,8	28
5,50	4A132M8Y3	720	2,2	1,8	
7,50	4A160S8Y3	730	2,2	1,4	32
11,00	4A160M8Y3	730	2,2	1,2	38
15,00	4A180M8Y3	730	2,2	1,2	42
18,50	4A200M8Y3	735	2,2	1,2	
22,00	4A200L8Y3	730	2,0	1,2	48
30,00	4A225M8Y3	735	2,0	1,2	55
37,00	4A250S8Y3	740	2,0	1,2	60
45,00	4A250M8Y3	740	2,0	1,2	

Первые два знака **4А** в обозначении означают номер серии и асинхронный тип двигателя. Последние два знака **УЗ** означают, что двигатели предназначены для районов с умеренным климатом для работы в закрытых помещениях с естественной вентиляцией (3-я категория размещения).

Буква **А** после первых двух знаков означает, что станина и щиты из алюминия; отсутствие буквы – станина и щиты чугунные или стальные. Далее располагается двух- или трехзначное число, обозначающее высоту оси вращения вала электродвигателя от опорной поверхности в миллиметрах. После высоты оси вращения идут буквы **L**, **M** и **S**, характеризующие установочные размеры по длине станины, или буквы **A** и **B**, определяющие длину сердечника статора. Цифры **2**, **4**, **6**, **8** означают число полюсов.

ПРИЛОЖЕНИЕ К

Призматические шпонки и пазы

Таблица К.1 – Призматические шпонки и пазы по ГОСТ 10748 – 79.

Диаметр вала d_g , мм	Сечение шпонки		Глубина шпоночного паза	
	b , мм	h , мм	t_1 , мм	t_2 , мм
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	3,6
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...110	28	16	10	6,4
110...180	32	18	11	7,4
Длина шпонок выбирается из ряда, мм			14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360; 380...	

ПРИЛОЖЕНИЕ М

Параметры муфты упругой втулочно-пальцевой

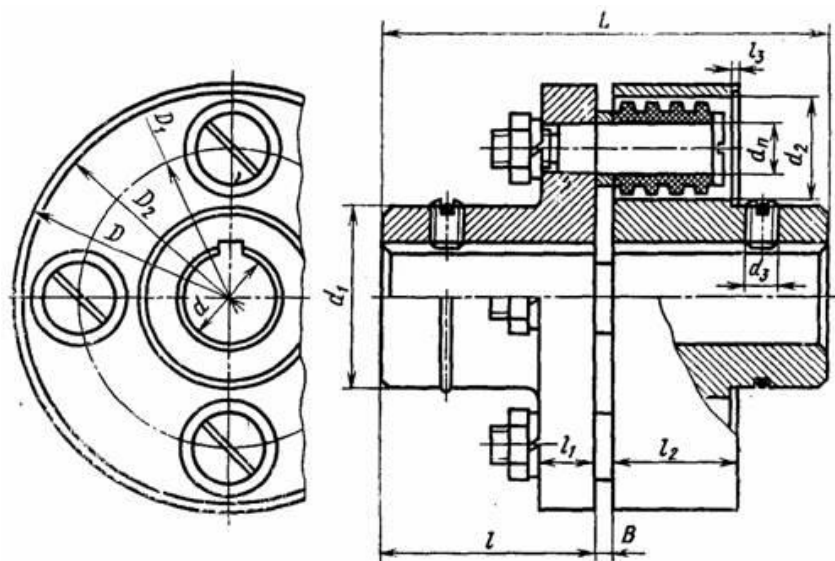


Рисунок М.1 – Муфта упругая втулочно-пальцевая МУВП

Таблица М.1 – Основные параметры муфты упругой втулочно-пальцевой (МУВП) по ГОСТ 21424-75

T_{\max} , Нм	ω_{\max} , рад/с	d , мм		D , мм	L , мм	B , мм	B_1 , мм				
		1-й ряд	2-й ряд								
32	660	16	-	90	84	1...4	28				
		18	-								
55	585	20	-	100	104						
		22	-								
130	497	25	-	120	125	1...5	42				
		28	-								
240	418	-	30					140	165		
		32	-								
		-	35								
		36	-								
-	38										
450	350	40	-	170	226			2...6	55		
		-	42								
		45	-								
700	314	-	48	190	226						
		50	-								
		55	-								
1100	277	60	-	220	286						
		-	65								
2000	234	70	-	250	288	2...8	70				

ПРИЛОЖЕНИЕ Н

Параметры муфты зубчатой

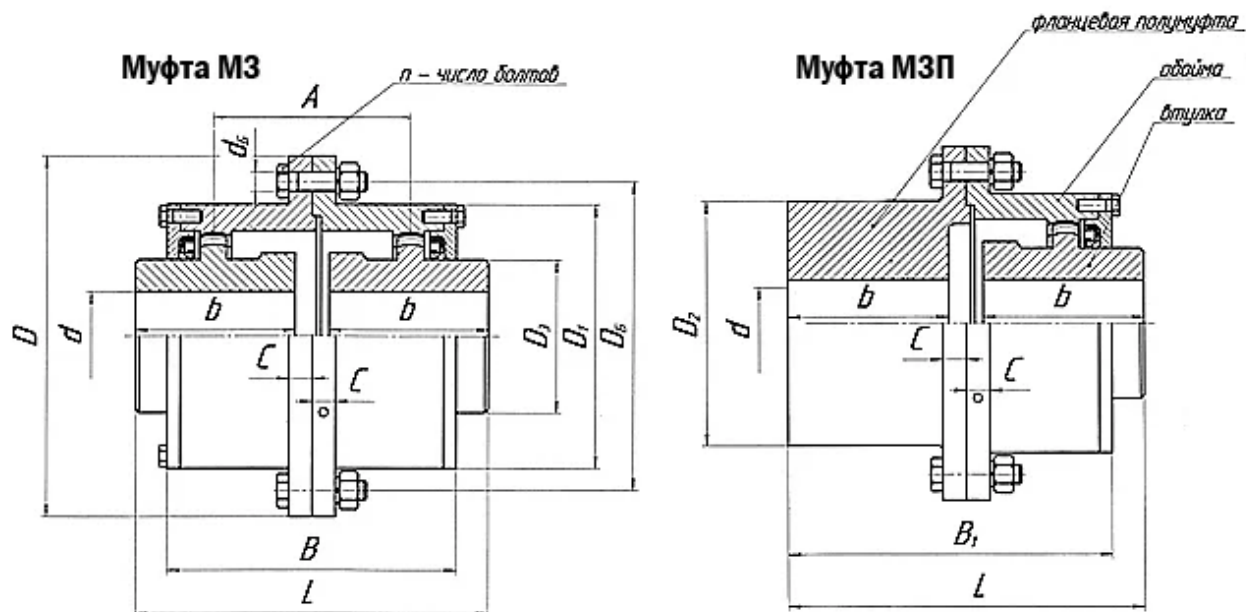


Рисунок Н.1 – Муфта зубчатая общего назначения МЗ и
зубчатая полумуфта МЗП

Таблица Н.1 – Основные параметры муфты зубчатой общего назначения по
ГОСТ 5006-83

Номер муфты	T_{\max} , Нм	n_{\max} , об/мин	Диаметр вала, мм		Параметры зубьев		
			d	d_k	Ширина b , мм	Число зубьев z	Модуль m , мм
1	710	6300	40	38	12	30	2,5
2	1400	5000	50	55	15	38	2,5
3	3150	4000	60	55	20	40	3
4	5600	3350	75	75	25	48	3
5	8000	2800	90	95	25	56	3
6	11800	2500	105	-	30	48	4
7	19000	2120	120	120	35	56	4

ЭЛЕКТРОННОЕ УЧЕБНОЕ ИЗДАНИЕ

МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ
по выполнению курсовой работы
по дисциплине «Прикладная механика»
для обучающихся по направлению подготовки
23.03.01 «Технология транспортных процессов»,
профиль «Организация и безопасность движения»,
для всех форм обучения

Губа Константин Романович, старший преподаватель

Acrobat Reader

Подписано к использованию 27.06.2025 г.
Объем данных 11,3 МБ

Автомобильно-дорожный институт (филиал) федерального государственного
бюджетного образовательного учреждения высшего образования
«Донецкий национальный технический университет»
284646 Донецкая Народная Республика, г. о. Горловка,
г. Горловка, ул. Кирова, д. 51

E-mail: print-adi@e.adidonntu.ru