Министерство образования и науки Российской Федерации
ФГБОУ ВПО «Кубанский государственный технологический университет»

Кафедра технической механики и гидравлики

КИНЕМАТИЧЕСКОЕ И СИЛОВОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

Методические указания по выполнению курсовой работы по дисциплине
«Теория механизмов и машин»
для студентов всех форм обучения направлений:
141200.62 Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения,
151900.62 Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств

Краснодар
2014

Составители: д-р техн. наук, проф. С.Б. Бережной;
канд. техн. наук, доц. А.А. Война

УДК 621

Кинематическое и силовое исследование рычажного механизма: методические указания по выполнению курсовой работы по дисциплине «Теория механизмов и машин» для студентов всех форм обучения направлений: 141200.62 Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения, 151900.62 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств / Сост.: С.Б. Бережной, А.А. Война; Кубан. гос. технол. ун-т. Каф. технической механики и гидравлики. - Краснодар: Изд. КубГТУ, 2014. - 39 с.

Приведены современные методы исследования, требования к выполнению иллюстративной части, составу и объему курсовой работы, содержанию пояснительной записки, требования к защите курсовой работы.

Ил. 8. Библиогр.: 5 назв.

Печатается по решению методического совета ФГБОУ ВПО «Кубанский государственный технологический университет»

Рецензенты: канд. техн. наук, доц. кафедры ТМиГ КубГТУ
Н.В. Мевша,
д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой ТОиСЖ КубГТУ,
Е.П. Кошевой

© КубГТУ, 2014

Содержание

Введение …….. 4
1 Нормативные ссылки ……. 4
2 Виды конструкторской документации и стадии ее разработки в курсовой работе по ТММ …… 5
3 Особенности оформления иллюстративной части курсовой работы. 5
4 Особенности оформления пояснительной записки (ПЗ) …… 6
5 Структурный анализ рычажного механизма …… 7
6 Кинематический анализ рычажного механизма (первый лист иллюстративной части курсовой работы) …… 9
6.1 Построение совмещенных планов положений механизма …….. 9
6.2 Построение планов скоростей …… 11
6.3 Построение планов ускорений …… 16
6.4 Диаграммы движения рабочего органа …….. 19
7 Силовой расчет рычажного механизма (второй лист иллюстративной части курсовой работы) …… 24
7.1 Общие положения (цели, порядок, индикаторная диаграмма)……. 24
7.2 Указания к силовому расчету (на примере механизма поршневого компрессора) ……. 27
7.2.1 Определение реакций в кинематических парах группы Ассура (звенья 4 и 5) ……... 27
7.2.2 Определение реакций в кинематических парах группы Ассура (звенья 2 и 3) …… ……. 31
7.2.3 Силовой расчет группы начальных звеньев (звенья 6 и 1) ..... ….. 34
Список литературы ……. 36
Приложение А (обязательное) Пример оформления содержания пояснительной записки …… 37
Приложение Б (обязательное) Пример оформления титульного листа. 38
Приложение В (обязательное) Пример оформления реферата …..……. 39

Введение

Курсовая работа по теории механизмов и машин (ТММ) является самостоятельной работой студента, завершающей изучение этой дисциплины. В процессе выполнения работы студент приобретает навыки применения усвоенных им основных положений и выводов теории механизмов и машин для решения следующих задач проектирования механизмов машинного агрегата:

1) структурный и кинематический анализ рычажного механизма;

2) силовой расчет рычажного механизма.

В соответствии с этими задачами иллюстративная часть курсовой работы состоит из двух листов чертежей формата А1, наименования которых совпадают с формулировками приведенных двух пунктов, а текстовая часть работы – из пояснительной записки. Более полно объем и последовательность курсового проектирования отражены в образце оформления содержания (оглавления) пояснительной записки (см. приложение А), где разделу 3 содержания соответствует первый лист чертежей, а разделу 4 - соответственно второй лист.

Конкретное содержание курсовой работы определяется тематикой задания на проектирование механизмов машинного агрегата, которое выдается на руки студенту. Задание на курсовую работу по ТММ содержит названия разрабатываемых механизмов машинного агрегата, их кинематические схемы, технические характеристики и предъявляемые к ним технические требования, а также дополнительные указания, необходимые для проектирования.

1 Нормативные ссылки

В настоящем стандарте использованы ссылки на следующие нормативные документы:

ГОСТ Р 1.5-2012 Стандартизация в Российской Федерации. Стандарты национальные. Правила построения, изложения, оформления и обозначения

ГОСТ Р 1.12-2004 Стандартизация в Российской Федерации. Термины и определения

ГОСТ 2.103-68 ЕСКД. Стадии разработки

ГОСТ 2.104-2006. ЕСКД. Основные надписи

ГОСТ 2.105-95. ЕСКД. Общие требования к текстовым документам

ГОСТ 2.301-68 ЕСКД. Форматы

ГОСТ 2.316-2008 ЕСКД. Правила нанесения надписей, технических требований и таблиц на графических документах. Общие положения

ГОСТ 2.721-74 ЕСКД. Обозначения условные графические в схемах. Обозначения общего применения

ГОСТ 2.770-68 ЕСКД. Обозначения условные графические в схемах. Элементы кинематики

ГОСТ 8.417-2002 ГСИ. Единицы величин

ОК 015-94. Общероссийский классификатор единиц измерения

СТП 4.2.6 – 2004 СМК. Учебно-организационная деятельность. Курсовое проектирование.

МР КубГТУ 4.4.3 – 2012 СМК. Учебно-методическая деятельность. Выпускные квалификационные работы.

2 Виды конструкторской документации и стадии ее разработки в курсовой работе по ТММ

Занимаясь курсовым проектированием, студент должен представлять себе, какие виды конструкторской документации он разрабатывает и к какой стадии разработки по ЕСКД они относятся.

В процессе курсового проектирования по ТММ студент определяет геометрические, кинематические и динамические величины, характеризующие разрабатываемое изделие – механизмы машинного агрегата. Определяют эти величины соответствующими расчетами. В курсовой работе по ТММ широко применяются графоаналитические методы определения неизвестных параметров. Таким образом, расчеты, сделанные в ходе курсового проектирования, содержат как графические построения, выполняемые на листах чертежной бумаги формата А1, так и вычисления по формулам, содержащиеся в пояснительной записке к работе.

Естественно, что графические документы курсовой работы по ТММ (чертежи) классифицируются по "виду" ГОСТ 2.103 как "Расчеты", которым этим же ГОСТом присвоен шифр "РР". Текстовым документом является "Пояснительная записка", имеющая шифр "ПЗ".

Курсовое проектирование по ТММ проводится в учебных целях и не завершает окончательно разработку какого-либо изделия или его составной части. Оно является промежуточным этапом разработки конструкторской документации и соответствует по ГОСТ 2.103 неполной стадии выполнения эскизного проекта.

3 Особенности оформления иллюстративной части курсовой работы

Чертежи курсовой работы, выполняемые при учебном проектировании,

содержат графические построения, являющиеся составной частью расчетов. От чертежей промышленных изделий их отличает отсутствие таблицы состава изделия, его изображений, информации технологического характера и других сведений, необходимых для изготовления изделия.

Все графические построения следует выполнять четко и ясно карандашом на листах чертежной бумаги формата А1. Все построения должны иметь поясняющие надписи (названия).

Звенья и кинематические пары механизмов показывают условными графическими обозначениями по ГОСТ 2.770. Направления и характер движений ведущих и ведомых звеньев механизма показывают условными обозначениями по ГОСТ 2.721.

Звенья механизма в исследуемом положении и построенные графики окончательно обводят сплошными основными линиями толщиной S = 0,6...1,5 мм (рекомендуется S = 1,0...1,2 мм). Все остальные построения выполняют сплошными линиями толщиной от S/3 до S/2. Линии вспомогательных построений стирать не следует. Они должны оставаться на чертеже.

Основную надпись для чертежей выполняют по ГОСТ 2.104.

Обозначения конструкторских документов состоят из шести букв и девяти цифр. Первые две буквы слева на всех листах одинаковые, это КР – курсовая работа, последующие две – ТМ означают, что работа выполняется по теории механизмов и машин. Первые четыре цифры попарно обозначают: номер задания, номер варианта. Вместо остальных цифр в курсовом проекте по ТММ ставят нули. Две последние буквы РР обозначают шифр документов, классифицируемых по виду как «Расчеты».

Например, КРТМ 10.03.00.000.РР означает, что выполняется курсовая работа по теории механизмов и машин, задание 10, вариант 03. Это обозначение конструкторского документа указывается в основной надписи, а также в рамке в верхнем левом углу листа.

Графу "Масштаб" основной надписи не заполняют, так как лист формата А1 вмещает не одно графическое построение, а несколько, поэтому каждое из них может иметь свой масштабный коэффициент, величину и размерность которого записывают рядом с этим построением.

4 Особенности оформления пояснительной записки (ПЗ)

Пояснительная записка содержит следующие структурные элементы:
- титульный лист (приложение Б);
- задание на проектирование (выдается студенту преподавателем);

- реферат (указывается объем ПЗ, количество таблиц, рисунков, перечень чертежей, приложений, краткая характеристика и результаты работы - согласно приложению В);

- содержание (приложение А);

- введение;

- нормативные ссылки;

- основная часть курсовой работы выполняется в соответствии с рекомендациями разделов 5 – 7 данных методических указаний;

- заключение (приводятся основные результаты работы);

- список использованных источников;

- приложения.

В ПЗ приводят описание графических построений, пояснения к аналитическим расчетам, обоснование принятых положений и расчетных величин.

Текст рукописи ПЗ выполняют чернилами темного цвета на листах белой писчей бумаги формата А4. Допускается (по согласованию с преподавателем-консультантом) ПЗ оформлять на компьютере. Схемы и таблицы разрешается выполнять карандашом. Листы ПЗ следует оформлять с рамкой. Номер листа ПЗ указывается в нижней правой части основной надписи. Титульный лист ПЗ (приложение Б) можно совмещать с обложкой, которую изготавливают из более плотной бумаги, например, из ватмана. Второй лист ПЗ – задание на курсовую работу.

Все остальные требования, которые необходимо соблюдать при оформлении ПЗ, изложены в ГОСТ 2.105 и ГОСТ Р 1.5.

Объем ПЗ курсовой работы составляет до 30 страниц формата А4.

5 Структурный анализ рычажного механизма

Структурной (принципиальной) схемой называется схема с условным обозначением звеньев и кинематических пар без указания размеров звеньев.

Структурный анализ – определение строения механизма, т.е. решение, из каких простейших групп он состоит и в каком порядке эти группы звеньев присоединяются друг к другу.

По Л.В. Ассуру механизм содержит (рисунок 1):

- первичный механизм, состоящий из подвижного звена и стойки с числом степеней свободы W=1, часто его называют группой начальных звеньев (ГНЗ);

- группы нулевой подвижности с W=0 (группу Ассура).

Структурный анализ предваряет кинематическое и силовое исследование любого механизма, определяет их порядок и способ.

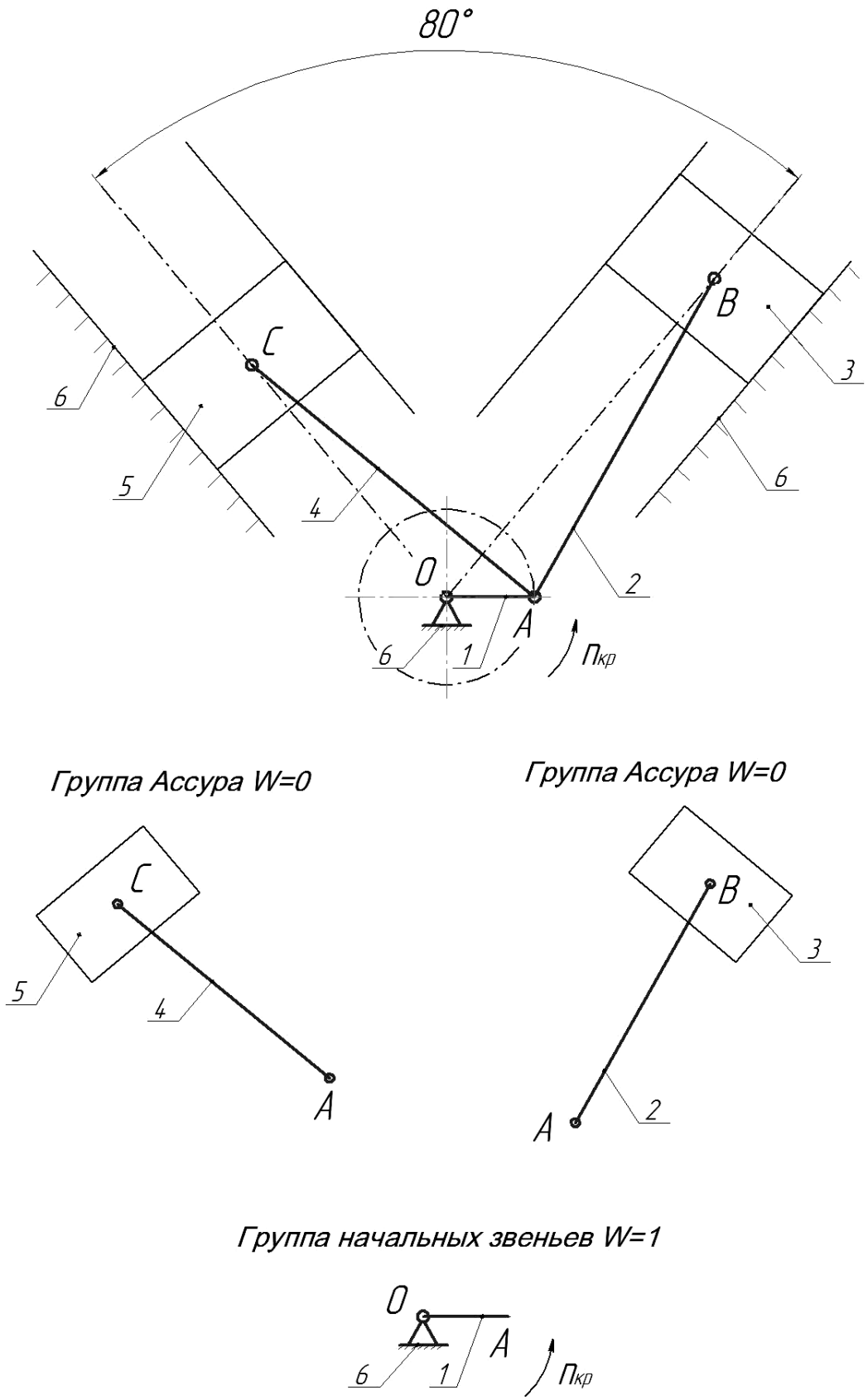

Рисунок 1 – Структурный анализ механизма

Порядок структурного анализа:

1. Определяют число степеней свободы механизма (плоского) по формуле П.Л. Чебышева

$$W = 3n - 2p_5 - p_4,$$

где n – число подвижных звеньев;

p_5 – число кинематических пар 5-го класса;

p_4 – число кинематических пар 4-го класса.

2. Назначают группу начальных звеньев с *W*, равной *W* механизма;

3. Отсоединяют группы Ассура (W=0), начиная с наиболее отдаленной от группы начальных звеньев (рисунок 1).

Примечания

1 Кинематический анализ проводят в порядке, обратном структурному анализу.

2 Силовое исследование проводят в порядке проведения структурного анализа.

3 Для всех схем в курсовой работе (рисунок 1) n=5, p_5=7, p_4=0, W=1 и строение механизма имеет вид:

- звенья 4 и 5 – группа Ассура, W=0;
- звенья 2 и 3 – группа Ассура, W=0;
- звенья 1 и 6 – группа начальных звеньев, W=1.

6 Кинематический анализ рычажного механизма (первый лист иллюстративной части курсовой работы)

6.1 Построение совмещенных планов положений механизма

Под планом механизма понимается его графическое изображение в выбранном масштабе $\mu_l \left(м/_{мм} \right)$, соответствующее определенному положению начального звена. Под масштабом μ_l будем понимать отношение истинной длины звена (*м*) к отрезку в *мм*, изображающему это звено. Для определения численного значения отрезков звеньев необходимо его истинный размер разделить на выбранный масштаб длины.

На первом листе курсовой работы строят от 6 до 12 совмещенных планов механизма (по указанию руководителя проекта). За начальное (нулевое) положение механизма удобнее всего принять одно из двух крайних положений, от которого начинается рабочий ход:

- сжатие, нагнетание – для компрессоров;
- расширение – для двигателей внутреннего сгорания (ДВС).

Пример - Построить восемь совмещенных планов механизма компрессора по следующим данным: $l_{OA} = 60\,мм = 0{,}06\,м$; $l_{AB} = l_{AC} = 250\,мм = 0{,}25\,м$; $\beta = 80^0$ (рисунок 2).

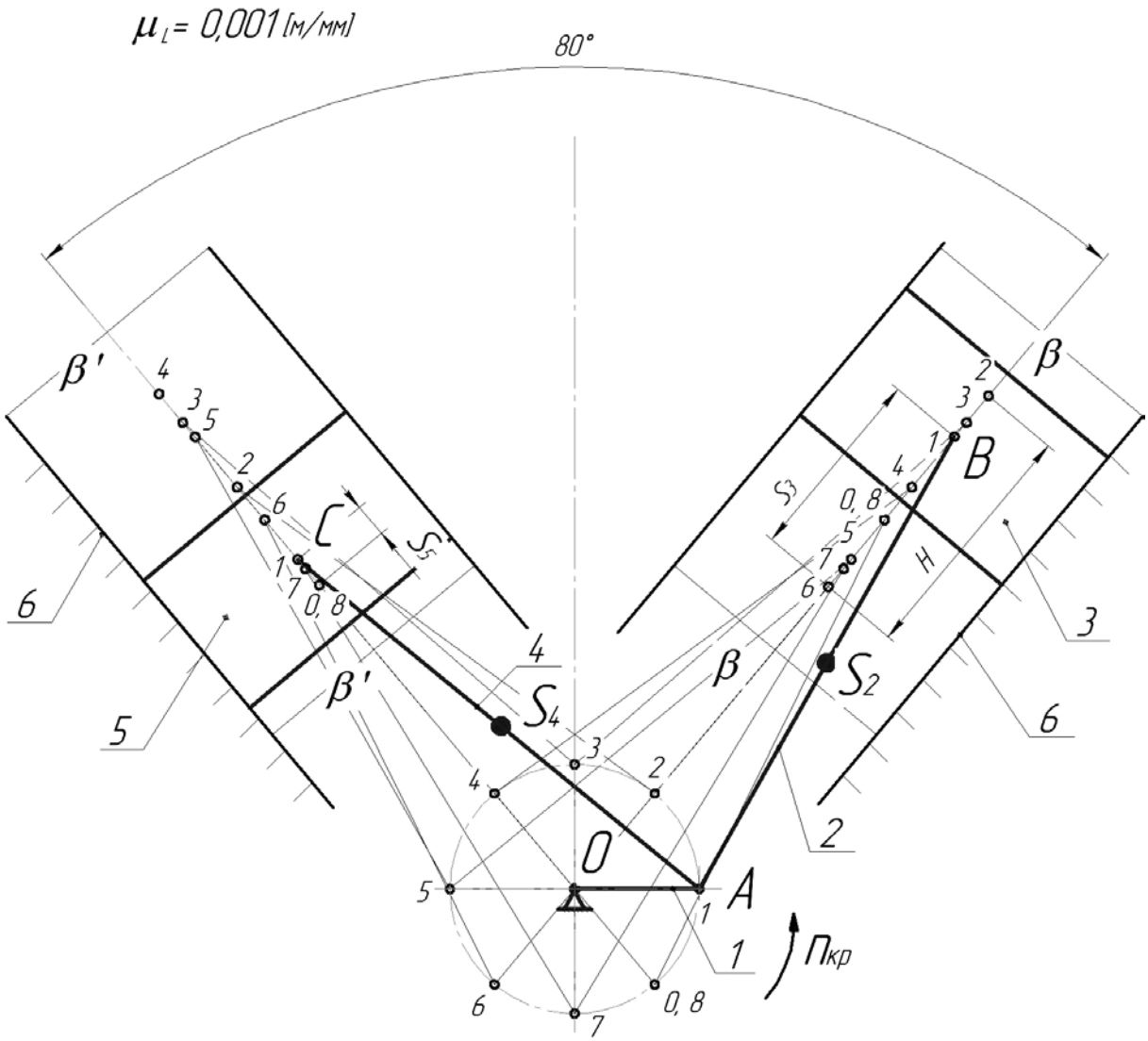

Рисунок 2 – Планы положений механизма

Решение

Изобразим длину кривошипа на чертеже отрезком $OA = 60\,мм$ (весь чертеж механизма должен занимать примерно $1/4$ часть листа). Масштаб планов механизма будет равен

$$\mu_l = \frac{l_{OA}}{OA} = \frac{0{,}06}{60} = 0{,}001\left(\frac{м}{мм}\right).$$

Тогда отрезки, которыми будут изображены звенья 2 и 3 на чертеже, будут равны

$$AB = AC = \frac{l_{AB}}{\mu_l} = \frac{0{,}25}{0{,}001} = 250\,мм.$$

Изображаем механизм в крайних положениях, т.е. таких, когда ведомые звенья 3 и 5 могут двигаться только в одном направлении.

С этой целью проводим окружность радиусом $OA = 60\,мм$ и намечаем направляющие $\beta - \beta$ и $\beta' - \beta'$ движения поршней 3 и 5 под углом $\beta = 80^0$.

Одно крайнее (верхнее) положение получается, если из точки О сделать засечку на направляющей звена 3 радиусом $(OA + AC) = 60 + 250 = = 310\,мм$. Другое крайнее (нижнее) положение получается засечкой радиусом $(AC - OA) = 250 - 60 = 190\,мм$.

Получаем верхнюю (ВМТ) и нижнюю (НМТ) мертвые точки максимума. Расстояние между ними называется ходом поршня

$$H = \overline{S_3} \cdot \mu_S = 120 \cdot 0{,}001 = 0{,}12\,м,$$

где $\overline{S_3} = 120\,мм$ – чертежный размер хода.

Рабочий ход начинается от НМТ. Положение точки А, соответствующее НМТ, обозначим цифрой 0.

Затем делим траекторию точки А на равные части (шесть, восемь или двенадцать) в сторону вращения кривошипа ОА.

Методом засечек строим все остальные планы положений механизма тонкими линиями.

6.2 Построение планов скоростей

Определение скоростей точек механизма проводится методом планов скоростей. План скорости представляет собой графическое решение векторных уравнений. Построение начинается из общей точки P_V, называемой полюсом плана скоростей. Скорость в полюсе равна нулю.

Порядок определения скоростей точек звеньев обратен структурному анализу:

1. Определяют скорость точки А начального звена 1.

2. Определяют скорости шарнирных точек В и С групп Ассура в порядке их присоединения к начальному звену;

3. Определяют скорости других точек групп Ассура, например, центров масс звеньев S_2, S_4, используя теорему подобия.

Рассмотрим построение плана скоростей в общем виде на примере механизма поршневого компрессора в положении 1 (рисунок 3):

1. Определяем скорость точки А начального звена V_A, м/с

$$V_A = l_{OA} \cdot \omega_1 = l_{OA} \cdot \frac{\pi \cdot n_{кр}}{30},$$

где $n_{кр}$ – частота вращения кривошипа, $об./мин$;

l_{OA} – длина кривошипа, $м$.

$$V_A = 0{,}06 \cdot \frac{3{,}14 \cdot 960}{30} = 6{,}03\, м/с.$$

Из полюса P_V плана скоростей откладываем отрезок $\overline{P_V a} = 100\, мм$ перпендикулярно ОА в направлении вращения звена 1, который представляет в масштабе скорость точки А.

2. Определяем масштаб плана скоростей μ_V, $\frac{м/с}{мм}$

$$\mu_V = \frac{V_A}{\overline{P_V a}} = \frac{6{,}03}{100} = 0{,}06\ .$$

3. Определяем скорость точки *B* группы Ассура (звенья 2,3).

Составляем векторное уравнение

$$\underline{\overline{V_B}} = \underline{\underline{\overline{V_A}}} + \underline{\overline{V_{BA}}},$$

где $\overline{V_B} \parallel \beta - \beta$ - скорость точки *B*;

$\overline{V_A} \perp OA$ - скорость точки *A*;

$\overline{V_{BA}} \perp BA$ - относительная скорость точки *B* во вращательном движении относительно точки *A*;

В уравнении вектор, подчеркнутый двумя линиями, известен по величине и направлению, а подчеркнутый одной – известен только по направлению.

Известно, что векторное уравнение с двумя переменными решается графически. Из точки *a* конца вектора $\overline{V_A}$ проводим линию вектора $\overline{V_{BA}}$ перпендикулярно *AB*.

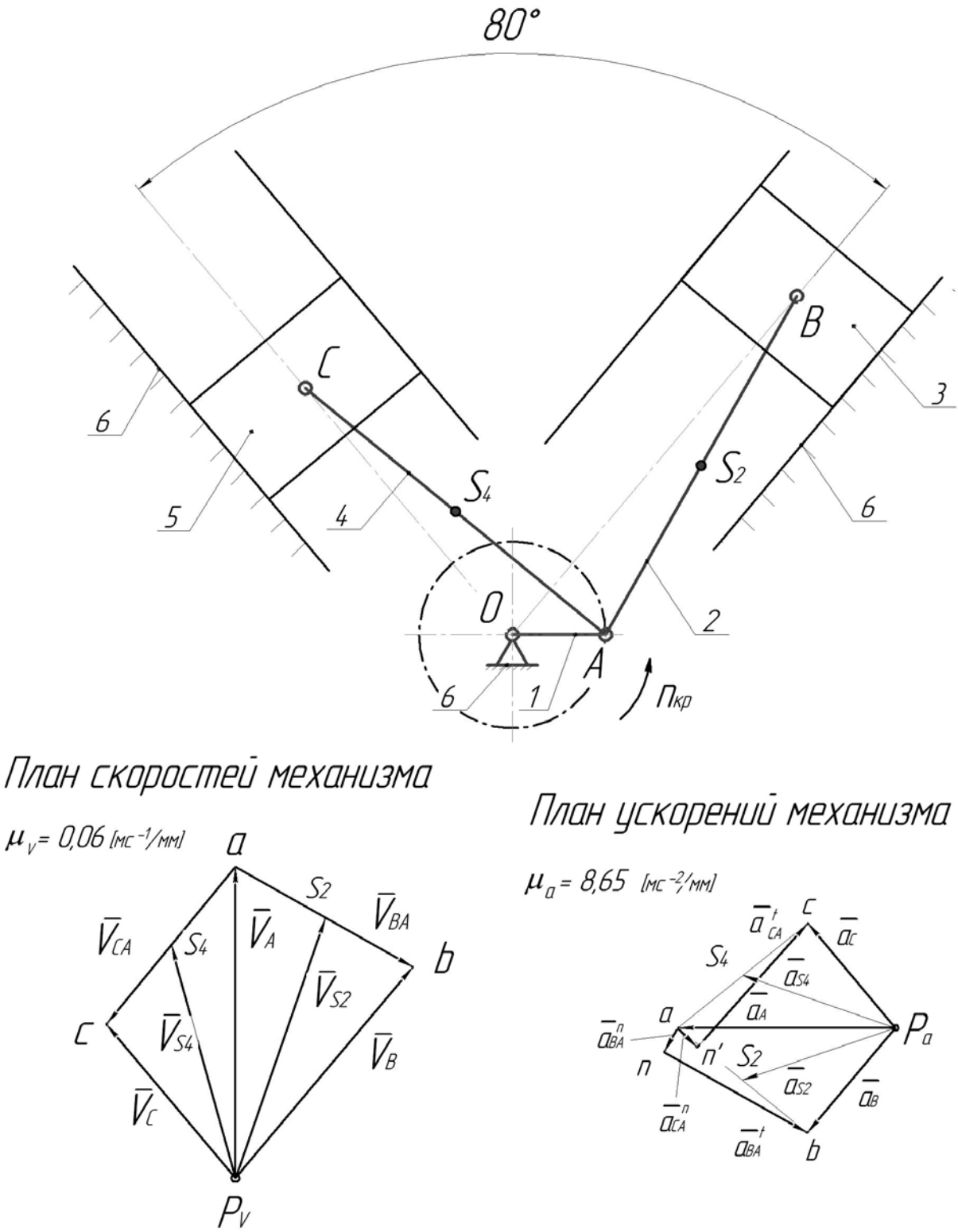

Рисунок 3 – Планы скоростей и ускорений

Затем через полюс P_V проводим линию действия вектора $\overline{V_B}$ параллельно направляющей $\beta-\beta$. Пересечение этих прямых дает точку «*b*». Отрезок $\left(\overline{P_V b}\right)$, мм, представляет собой в масштабе скорость V_B точки *B*, а отрезок $\left(\overline{ab}\right)$, мм, относительную скорость V_{BA} точки *B* относительно точки *A*.

Скорости V_B и V_{BA}, м/с, равны

$$\overline{V}_B = \left(\overline{P_V b}\right)\cdot \mu_V = 88\cdot 0{,}06 = 5{,}31,$$

$$\overline{V}_{BA} = \left(\overline{ab}\right)\cdot \mu_V = 65\cdot 0{,}06 = 3{,}92.$$

4. Определим скорость точки *C* группы Ассура (звенья 4 и 5).

Составляем векторное уравнение

$$\underline{\overline{V}_C} = \underline{\underline{\overline{V}_A}} + \underline{\overline{V}_{CA}},$$

где $\overline{V}_A \perp OA;\ \overline{V}_{CA} \perp CA;\ \overline{V}_C \parallel \beta'-\beta'$.

Решаем это уравнение графически. К вектору $\overline{V}_A$ (точка «*a*») векторно прибавляем вектор $\overline{V}_{CA}$, т.е. через точку «*a*» проводим прямую, перпендикулярную *AC*. Так как сумма векторов $\overline{V}_A$ и $\overline{V}_{CA}$ равна вектору $\overline{V}_C$, то через полюс P_V проводим линию вектора $\overline{V}_C$ параллельно направляющей $\beta'-\beta'$. В пересечении этих прямых получаем точку «*c*». Отрезок $\left(\overline{P_V c}\right)$ изображает в масштабе, скорость V_C точки *C*, а отрезок $\left(\overline{ac}\right)$ – относительную скорость V_{CA} точки *C* относительно точки *A*.

Скорости V_C и V_{CA}, м/с, равны

$$\overline{V}_C = \left(\overline{P_V c}\right)\cdot \mu_V = 65\cdot 0{,}06 = 3{,}92\ ,$$

$$\overline{V}_{CA} = \left(\overline{ac}\right)\cdot \mu_V = 65\cdot 0{,}06 = 3{,}92\ .$$

5. Определяем скорости V_{S2} и V_{S4} центров масс звеньев 2 и 4 (точки S_2 и S_4) по теореме подобия.

Теорема подобия гласит: фигура, образованная линиями, соединяющими точки одного и того же звена, и фигура, образованная линиями, со-

единяющими соответствующие точки на плане скоростей, подобны друг другу. В нашем примере фигуры звеньев 2 (*AB*) и 4 (*AC*) представляют собой прямые линии. Центры их масс S_2 и S_4 лежат на этих прямых. Поэтому и точки s_2 и s_4 на плане скоростей будут находиться на этих прямых, а их положение определяется из уравнений подобия, мм

$$\frac{AB}{AS_2} = \frac{\overline{ab}}{\overline{as_2}}, \qquad \frac{AC}{AS_4} = \frac{\overline{ac}}{\overline{as_4}}.$$

Откуда $\overline{as_2} = \overline{ab}\dfrac{AS_2}{AB}$, $\qquad \overline{as_4} = \overline{ac}\dfrac{AS_4}{AC}$.

В частном случае, когда центры масс S_2 и S_4 находятся на середине звеньев *AB* и *AC*, то и точки s_2 и s_4 на плане скоростей находятся на середине отрезков $\overline{ab}$ и $\overline{ac}$, соответственно.

Соединяя точки S_2 и S_4 с полюсом P_V, получаем отрезки $\left(\overline{P_V s_2}\right)$ и $\left(\overline{P_V s_4}\right)$, представляющие в масштабе скорости V_{S2} и V_{S4}, м/с

$$\overline{V}_{S2} = \left(\overline{P_V s_2}\right)\cdot \mu_V = 88\cdot 0{,}06 = 5{,}31\ ,$$

$$\overline{V}_{S4} = \left(\overline{P_V s_4}\right)\cdot \mu_V = 78\cdot 0{,}06 = 4{,}7\ .$$

6. Определяем угловые скорости шатунов 2 и 4.

Угловые скорости ω_2 и ω_4, c^{-1}, равны

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{BA}} = \frac{3{,}92}{0{,}25} = 15{,}7\ ,$$

$$\omega_4 = \frac{V_{CA}}{l_{CA}} = \frac{3{,}92}{0{,}25} = 15{,}7\ .$$

Направления ω_2 и ω_4 легко определить, если перенести скорость $\overline{V}_{BA}$ в точку *B* плана механизма, а скорость $\overline{V}_{CA}$ в точку *C* плана механизма и посмотреть, в каком направлении они вращают звенья 2 и 4, соответственно, относительно точки *A*.

6.3 Построение планов ускорений

В курсовой работе строится только один план ускорений для положения, соответствующего рабочему ходу ведомого звена и которое будет затем подвергнуто силовому исследованию на втором листе графической части работы.

Определение ускорений точек механизма проводится методом планов ускорений, которые представляют собой графическое решение векторных уравнений. Построение начинается из общей точки P_a, названной полюсом плана ускорений. Ускорение в этой точке равно 0.

Порядок определения ускорений точек звеньев полностью совпадает с таковым при определении скоростей.

Рассмотрим построение плана ускорений в общем виде на примере механизма поршневого компрессора (рисунок 3)

1. Определяем ускорение точки *A* начального звена.

Ускорение точки *A*, которая совершает вращательное движение с центром в точке О, в общем случае равно

$$\overline{a_A} = \overline{a_A^n} + \overline{a_A^t},$$

где $\overline{a_A^n}$ – нормальное ускорение, направленное к точке О,

$\overline{a_A^t}$ – тангенциальное ускорение, направленное перпендикулярно кривошипу ОА в сторону углового ускорения ε_1.

По заданию на курсовую работу кривошип вращается с постоянной угловой скоростью $\omega_1 = const$, т.е. $\overline{a_A^t} = 0$. Следовательно, ускорение точки *A* будет определяться по формуле

$$a_A = a_A^n = l_{OA} \cdot \omega_1^2 = l_{OA} \left(\frac{\pi n_1}{30} \right)^2,$$

а численное значение, $мс^{-2}$, равно

$$a_A = 0{,}06 \cdot \left(\frac{3{,}14 \cdot 960}{30} \right)^2 = 605{,}8.$$

2. Выбираем на чертеже полюс плана ускорений точку P_a и откладываем от нее отрезок $\left(\overline{P_a a}\right) = 70\,мм$, обозначающий вектор $\overline{a_A}$, параллельно *OA* в направлении от точки *A* к точке *O* (так как ускорение $\overline{a_A} = \overline{a_A^n}$ является центростремительным).

3. Определяем масштаб плана ускорений, $\frac{м/с^2}{мм}$,

$$\mu_a = \frac{a_A}{\overline{P_a a}} = \frac{605{,}8}{70} = 8{,}65.$$

Находим ускорение точки *B*, решая векторное уравнение

$$\overline{a_B} = \overline{a_A} + \overline{a_{BA}^n} + \overline{a_{BA}^t},$$

где $\overline{a_B} \parallel \beta - \beta$ - абсолютное ускорение точки *B*;

$\overline{a_{BA}^n}$ – нормальное ускорение точки во вращательном движении *B* относительно точки *A*, вектор $\overline{a_{BA}^n} \parallel BA$ и направлен от точки *B* к точке *A*;

$\overline{a}_{BA}^t$ – тангенциальное ускорение точки *B* во вращательном относительном движении относительно точки *A*, вектор $\overline{a_{BA}^t} \perp BA$.

Значение a_{BA}^n, $мс^{-2}$, определяем по формуле

$$a_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{l_{AB}} = \frac{3{,}92^2}{0{,}25} = 61{,}43 .$$

Решаем векторное уравнение графически в выбранном масштабе μ_a.

Для этого из конца вектора $\overline{a}_A$ (точка «*a*») проводим отрезок $\overline{an} \parallel BA$, который в принятом масштабе μ_a изображает ускорение a_{BA}^n.

Длина этого отрезка равна,

$$\overline{an} = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} = \frac{61{,}43}{8{,}65} = 7{,}1\,мм .$$

Через полученную точку «*n*» проводим линию $\overline{a}_{BA}^t$ перпендикулярно АВ. Затем через полюс P_a проводим прямую перпендикулярно направляющей $\beta - \beta$, т.е. по направлению ускорения точки В ($\overline{a_B}$).

В пересечении этих прямых получим точку «*b*» – конец вектора ускорения точки *B*. Отрезок $\left(\overline{P_a b}\right)$ изображает ускорение точки *B* ($\overline{a_B}$), а отрезок $\left(\overline{nb}\right)$ – ускорение $\overline{a}_{BA}^t$. Ускорения, $мс^{-2}$, равны:

$$a_B = \left(\overline{P_a b}\right) \cdot \mu_a = 44 \cdot 8{,}65 = 380{,}8,$$

$$a_{BA}^{t} = \left(\overline{nb}\right) \cdot \mu_a = 53 \cdot 8{,}65 = 458{,}7 .$$

5. Определим ускорение точки С, составляя векторное уравнение

$$\underline{\overline{a}_C} = \underline{\underline{\overline{a}_A}} + \underline{\underline{\overline{a}_{CA}^{n}}} + \underline{\overline{a}_{CA}^{t}} ,$$

где $\overline{a}_C \parallel \beta'\beta'$, $\overline{a}_{CA}^{n} \parallel CA$, $\overline{a}_{CA}^{t} \perp CA$.

Значение ускорения a_{CA}^{n}, $мс^{-2}$, определяем по формуле:

$$a_{CA}^{n} = \frac{V_{CA}^{2}}{l_{AC}} = \frac{3{,}92^2}{0{,}25} = 61{,}4 .$$

Решаем векторное уравнение графически. Для этого через точку «*a*» проводим прямую, параллельную СА в направлении от точки С к точке А, и откладываем на ней отрезок $\left(\overline{an'}\right)$, представляющий в масштабе ускорение $\overline{a}_{CA}^{n}$. Длина отрезка $\left(\overline{an'}\right)$ равна

$$\overline{an'} = \frac{a_{CA}^{n}}{\mu_a} = \frac{61{,}4}{8{,}65} = 7{,}1 мм.$$

Через полученную точку n' проводим линию действия ускорения $\overline{a}_{CA}^{t} \perp CA$, а через полюс плана ускорений P_a – линию, параллельную направляющей $\beta' - \beta'$. В пересечении этих прямых получаем точку «*c*». Значения неизвестных до этого ускорений равны, $мс^{-2}$:

$$a_C = \left(\overline{P_a c}\right) \cdot \mu_a = 46 \cdot 8{,}65 = 398{,}1,$$

$$a_{CA}^{t} = \left(\overline{n'c}\right) \cdot \mu_a = 53 \cdot 8{,}65 = 458{,}7 .$$

Ускорения точек центров масс S_2 и S_4 определяются по теореме подобия аналогично определению скоростей этих точек.

Соединяем линиями на плане ускорений точки «*a*» и «*b*», «*a*» и «*c*» и замеряем величины отрезков $\left(\overline{ab}\right)$ и $\left(\overline{ac}\right)$.

Положение точек на плане ускорений находим из пропорций:

$$\frac{AS_2}{AB} = \frac{\overline{as_2}}{\overline{ab}}; \qquad \frac{AS_4}{AC} = \frac{\overline{as_4}}{\overline{ac}},$$

откуда $\overline{as_2} = \overline{ab}\dfrac{AS_2}{AB}$ $(мм)$; $\overline{as_4} = \overline{ac}\dfrac{AS_4}{AC}$ $(мм)$.

Проводя из полюса P_a отрезки $\left(\overline{P_a s_2}\right)$ и $\left(\overline{P_a s_4}\right)$, находим ускорения точек S_2 и S_4, $мс^{-2}$

$$a_{S2} = \overline{P_a s_2} \cdot \mu_a = 52 \cdot 8{,}65 = 450,$$

$$a_{S4} = \overline{P_a s_4} \cdot \mu_a = 53 \cdot 8{,}65 = 458{,}7.$$

7. Определяем угловые ускорения звеньев 2 и 4. Величины угловых ускорений, c^{-2}, равны:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^t}{l_{BA}} = \frac{458{,}7}{0{,}25} = 1835,$$

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{CA}^t}{l_{CA}} = \frac{458{,}7}{0{,}25} = 1835.$$

Для определения направлений ε_2 и ε_4 необходимо перенести с плана ускорений относительное ускорение $\overline{a}_{BA}^t$ в точку В, а относительное ускорение $\overline{a}_{CA}^t$ в точку С плана механизма. Сопоставляя направления ω и ε для звеньев 2 и 4, определяем, какой вид движения, ускоренное или замедленное, совершают эти звенья.

6.4 Диаграммы движения рабочего органа

Кинематические диаграммы представляют собой графики зависимости пути $S(t)$, скорости $V(t)$ и ускорения $a(t)$ от времени для точек звеньев.

В курсовой работе за такую точку принимается точка В или С рабочего органа (звено 3 или 5). Диаграммы строятся в прямоугольной системе

координат. По оси абсцисс откладывают отрезок, представляющий собой в масштабе μ_t период ведущего звена (время одного оборота), а по оси ординат – отрезки, которые в масштабе представляют собой путь, скорость и ускорение заданной точки в данный момент времени.

Все три диаграммы располагаются одна под другой и могут быть построены следующими методами:

1) графическим методом (используем планы положений и скоростей);

2) методом графического дифференцирования.

По решению руководителя кинематические диаграммы могут быть построены по одному из двух вариантов.

Вариант 1

а) диаграмму $S(t)$ строят с использованием планов положений механизма;

б) диаграмму $V(t)$ получают графическим дифференцированием (метод хорд или касательных) графика $S(t)$;

в) диаграмму $a(t)$ получают графическим дифференцированием графика $V(t)$.

Вариант 2

а) диаграммы $S(t)$ и $V(t)$ строят, используя для этого планы скоростей и положений соответственно;

б) диаграмму $a(t)$ получают графическим дифференцированием (метод касательных или хорд).

Пример **-** Построить кинематические диаграммы пути для точки В звена 3 механизма поршневого компрессора (рисунок 4). Решение проведем в общем виде.

Решение

1. Построение диаграммы пути $S_B(t)$:

а) по оси абсцисс откладываем отрезок, выражающий время одного оборота кривошипа. Длину отрезка принимать порядка 180….240 мм, для получения выразительных графиков;

б) делим этот отрезок на равные части, число которых (6, 8, 12) равно числу положений механизма;

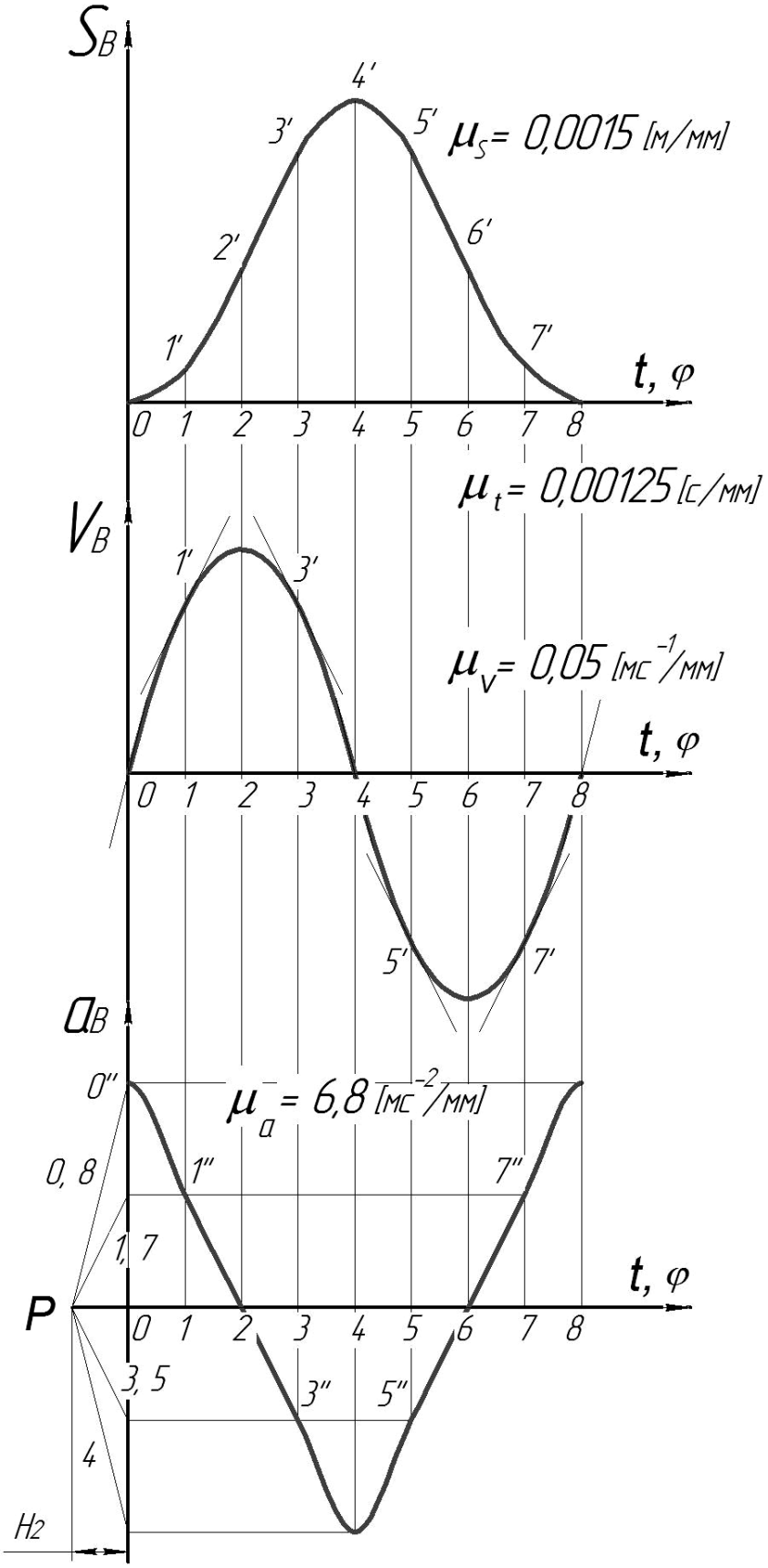

Рисунок 4 – Кинематические диаграммы

в) определяем масштаб по оси t. Например, при восьми планах положений масштаб времени, $c/мм$:

$$\mu_t = \frac{T}{\overline{0-8}} = \frac{60/n_{кр}}{\overline{0-8}},$$

где T – время одного оборота кривошипа;

$\overline{0-8}$ – размер, мм, изображающий данный период в масштабе.

Если по оси абсцисс откладываем не время, а углы φ поворота кривошипа, то масштаб, $рад/мм$,

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{\overline{0-8}};$$

г) по оси ординат откладываем отрезки $1-1'$, $2-2'$ и т.д., равные расстояниям от точки В до своего крайнего положения $\left(\overline{0-1}, \overline{0-2}\right)$ в масштабе μ_S.

Если ход точки В на планах положений $\tilde{H}_B \geq 60...70\,мм$, то можно применить $\mu_S = \mu_l$. В противном случае увеличиваем отрезки $\overline{0-1}, \overline{0-2}$ в «К» раз так, чтобы получить $\tilde{H}_B \geq 60\,мм$. При этом масштаб диаграммы перемещений μ_S будет равен, $м/мм$,

$$\mu_S = \frac{\mu_l}{K}.$$

2. Построение диаграммы ускорений $a_B(t)$.

Рассмотрим пример построения диаграммы ускорений точки В $a_B(t)$ графическим дифференцированием графика скорости $V_B(t)$ методом касательных.

а) в точках $1', 2', 3'...$ графика $V_B(t)$ проводим касательные к кривой;

б) откладываем на оси абсцисс диаграммы $a_B(t)$ влево от начала координат произвольной длины отрезок $OP = H$, называемый полюсным расстоянием, а точка Р – полюсом.

Для получения графика $a_B(t)$ приемлемых размеров (максимальная ордината $y_{\max} \geq 60\,мм$). Положение полюса Р может быть определено, если провести прямую линию, параллельную самой круто наклоненной касательной так, чтобы она пересекала продолжение оси *t* в точке Р и ось ускорений на высоте $y_{\max} \geq 60\,мм$.

в) из точки Р проводим лучи Р-1, Р-2 и т.д., параллельные касательным до пересечения с осью ординат;

г) от полученных на оси ординат точек проводим прямые, параллельные оси абсцисс, до пересечения с соответствующими ординатами;

д) полученные точки $1'', 2'', 3''...$ и т.д. соединяем плавной кривой, которая представляет диаграмму ускорений $a_B(t)$;

е) масштаб по оси ординат, $мс^{-2} / мм$, находится по формуле

$$\mu_a = \frac{\mu_V}{\mu_t H}.$$

Если по оси абсцисс отложены углы поворота кривошипа, $мс^{-2} / мм$, то масштаб:

$$\mu_a = \frac{\mu_V \cdot \omega_{кр}}{\mu_\varphi H}.$$

Примечание - Если по решению руководителя используется вариант 1 построения кинематических диаграмм, то после построения графика перемещения $S_B(t)$, он графически дифференцируется точно так же, как описано выше, и получается график скорости $V_B(t)$.

Масштаб скорости при этом определяется зависимостью

$$\mu_V = \frac{\mu_S}{\mu_t H_1},$$

где H_1 – полюсное расстояние (мм).

Вторичное дифференцирование позволяет получить график ускорений $a_B(t)$. Масштаб при этом $\mu_a = \dfrac{\mu_V}{\mu_t H_2}$, где H_2 – полюсное расстояние.

7 Силовой расчет рычажного механизма (второй лист иллюстративной части курсовой работы)

7.1 Общие положения (цели, порядок, индикаторная диаграмма)

Цели силового расчета:

1. Определение реакций в кинематических парах.

2. Определение уравновешивающей силы (момента), приложенной к начальному звену механизма.

Знание величин реакций позволяет:

а) проводить расчеты звеньев и элементов кинематических пар на прочность, жесткость, износоустойчивость и виброустойчивость;

б) определять тип и размеры подшипников качения;

в) рассчитать КПД механизма и т.д.

Знание уравновешивающих сил позволяет определить требуемую для работы механизма мощность.

Силовой расчет производится с учетом ускоренного движения методом кинетостатики. Метод основан на применении принципа Даламбера, при котором после добавления к внешним силам сил инерции механизм условно считается неподвижным, и для определения неизвестных сил применяют уравнения статики.

П р и м е ч а н и е - Силами трения при расчете ввиду их незначительности пренебрегаем.

Порядок силового расчета

1) разбиваем механизм на структурные группы (группы Ассура) с W=0 и первичный механизм (группа начальных звеньев) с W=1;

2) проводим силовой расчет групп Ассура, начиная с группы наиболее удаленной от первичного механизма;

3) расчет заканчиваем первичным механизмом.

Индикаторная диаграмма (ИД)

Индикаторная диаграмма показывает изменение давления на поршень и для любого исследуемого положения по заданному диаметру поршня позволяет определить силы, действующие на него.

Строить индикаторную диаграмму, приведенную в задании на курсовую работу можно упрощенно по характерным и промежуточным точкам сетки. В качестве примера построения и использования ИД рассмотрим ИД для поршневого компрессора (рисунок 5).

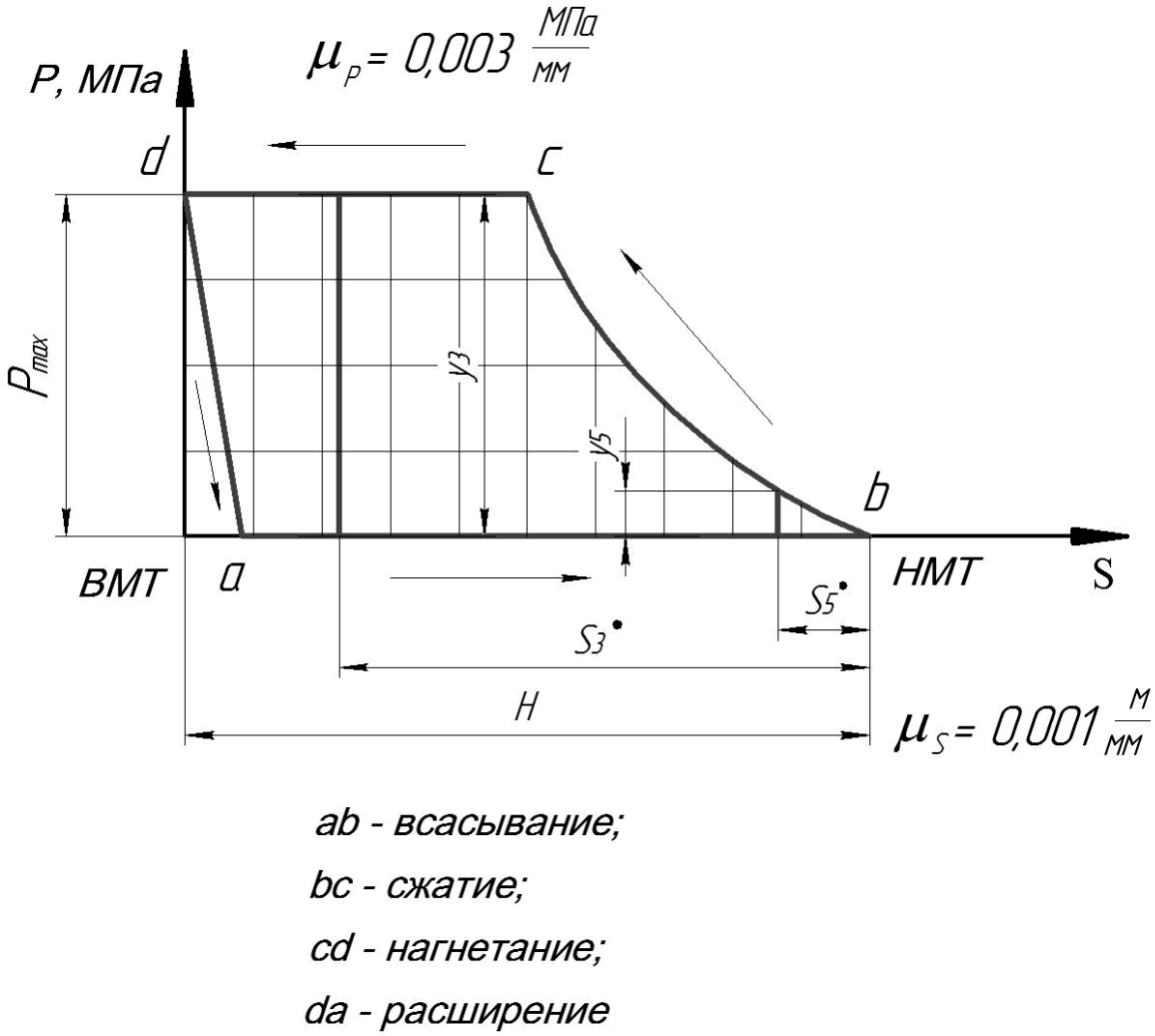

Рисунок 5 – Индикаторная диаграмма

Проводим координатные оси P – S, где P – давление на поршень; S – перемещение поршня.

Откладываем по оси S ИД отрезок $\tilde{H} \geq 140\,мм$, представляющий в масштабе ход поршня S, а по оси P – отрезок $\tilde{P}_{\max} \geq 70\,мм$, который представляет в масштабе максимальное давление на поршень. Эти отрезки делим на равные участки в соответствии с заданием и расчерчиваем тонкими линиями сетку.

На сетку наносим базовые точки a, b, c, d ИД и одну-две промежуточные точки на линии bc. По этим точкам проводим линии фаз ИД.

Масштабы индикаторной диаграммы равны:

$$\mu_P = \frac{P_{\max}}{\tilde{P}_{\max}} = \frac{0{,}18}{60} = 0{,}003\frac{МПа}{мм},$$

$$\mu_S = \frac{S}{\widetilde{H}} = \frac{0{,}12}{120} = 0{,}001 \frac{м}{мм}.$$

где S – реальный ход поршня (находится по результатам кинематического исследования на 1-м листе иллюстративной части).

Определяем фазы индикаторной диаграммы для каждого цилиндра (звенья 3 и 5) и отмечаем точки на оси S, соответствующие исследуемому положению механизма. Расстояния $\widetilde{S}_3^*$ и $\widetilde{S}_5^*$ этих точек, мм, при разных, в общем случае, масштабе планов положений μ_l и масштабе μ_S на ИД находятся с использованием планов положений, изображенных на 1-м листе иллюстративной части:

$$\widetilde{S}_3^* = \frac{S_3 \cdot \mu_l}{\mu_S} = \frac{94 \cdot 0{,}001}{0{,}001} = 94,$$

$$\widetilde{S}_5^* = \frac{S_5 \cdot \mu_l}{\mu_S} = \frac{16 \cdot 0{,}001}{0{,}001} = 16.$$

Здесь S_3 и S_5 – расстояния поршней 3 и 5 от НМТ. Давления, соответствующие данным положениям поршней, теперь будут, если замерить ординаты y_3 и y_5 ИД, которые соответствуют фазам сжатия (поршень 3) и нагнетания (поршень 5) соответственно, $МПа$:

$$P_3 = y_3 \cdot \mu_P = 60 \cdot 0{,}003 = 0{,}18,$$
$$P_5 = y_5 \cdot \mu_P = 8 \cdot 0{,}003 = 0{,}024.$$

Силы, действующие на поршни равны, *Н*:

$$F_3 = P_3 \cdot A_3 = 0{,}18 \cdot 9503 = 1711,$$

$$F_5 = P_5 \cdot A_5 = 0{,}024 \cdot 9503 = 228,$$

где $A_3 = A_5 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}11^2}{4} = 9503\, мм^2$ – площади поршней.

Найденные силы F_3 и F_5 прикладываются к поршням в направлениях, соответствующих фазам их движения. Так, например, для поршневого компрессора для фаз сжатия и нагнетания сила направленная навстречу скорости поршня (сила сопротивления); для ДВС при фазе расширения сила направлена по скорости поршня (движущая сила).

7.2 Указания к силовому расчету (на примере механизма поршневого компрессора)

Силовой расчет в общем виде рассмотрим на примере механизма поршневого компрессора.

Пример - Определить реакции в кинематических парах, а также величину и направление уравновешивающего момента $M_{ур}$ для механизма поршневого компрессора (рисунок 1).

Дано:

1) основные размеры звеньев: $l_{OA} = 60\,мм = 0{,}06\,м$; $l_{AB} = l_{AC} = 250\,мм = 0{,}25\,м$; положение центров масс S_2 и S_4 (находятся в середине звеньев);

2) план механизма и план ускорений для исследуемого положения (с 1-го листа иллюстративной части курсовой работы);

3) веса шатунов и поршней $G_2 = G_4 = 6\,даН = 60\,Н$, $G_3 = G_5 = 11\,даН = 110\,Н$;

4) моменты инерции шатунов $I_{S2} = I_{S4} = 0{,}17\,кг \cdot м^2$;

5) индикаторная диаграмма.

7.2.1 Определение реакций в кинематических парах группы Ассура (звенья 4 и 5)

Вычерчиваем группу Ассура в масштабе μ_l и прикладываем к звеньям силы (рисунок 6):

1) силы тяжести G_4 и G_5 (в центрах тяжести S_4 и C соответственно);

2) силу давления на поршень F_5 (навстречу скорости $\overline{V}_C$);

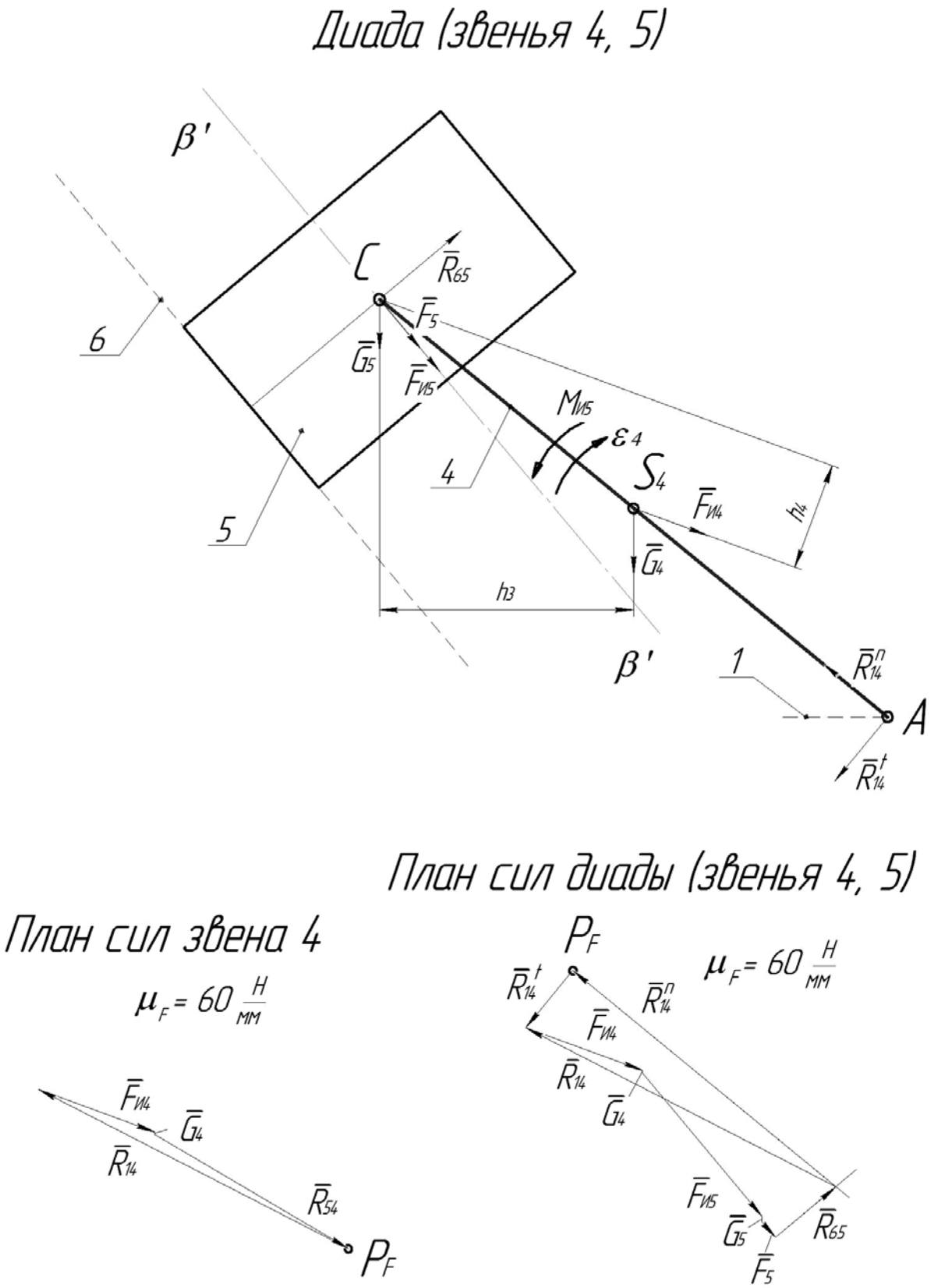

Рисунок 6 – Силовой расчет группы Ассура (звенья 4 и 5)

3) силы инерции $F_{И4} = \frac{G_4}{g} \cdot a_{S4} = \frac{60}{9{,}8} \cdot 458{,}7 = 2808\,H$,

$$F_{И5} = \frac{G_5}{g} \cdot a_C = \frac{110}{9{,}8} \cdot 398{,}1 = 4468\,H;$$

Силы инерции направлены противоположно ускорениям a_{S4} и a_C.

4) момент пар сил инерции

$M_{И4} = I_{S4} \cdot \varepsilon_4 = 0{,}17 \cdot 1835 = 311{,}9\ {}^{кг \cdot м^2}\!/_{c^2}$ (направлен противоположно ускорению ε_4);

5) реакции в кинематических парах (неизвестные)

$$\overline{R}_{14}, \overline{R}_{45} = -\overline{R}_{54}, \overline{R}_{65}.$$

П р и м е ч а н и е - Реакцию $\overline{R}_{14}$ раскладываем в точке А на составляющие: тангенциальную $\overline{R}_{14}^t \perp$ звену 4 и нормальную $\overline{R}_{14}^n \parallel$ звену 4.

Определим R_{14}^t.

Составляем уравнения моментов сил, действующих на звено 4 относительно точки С:

$$\sum{}_4 M_C = 0; \quad -R_{14}^t \cdot l_{AC} - G_4 \cdot (h_3 \cdot \mu_l) + F_{И4} \cdot (h_4 \cdot \mu_l) + M_{И4} = 0,$$

отсюда

$$R_{14}^t = \frac{-G_4 \cdot (h_3 \cdot \mu_l) + F_{И4} \cdot (h_4 \cdot \mu_l) + M_{И4}}{l_{AC}} =$$

$$= \frac{60 \cdot (97 \cdot 0{,}001) + 2808 \cdot (41 \cdot 0{,}001) + 311{,}9}{0{,}25} = 1685\,H\ .$$

Определим реакции R_{14} и R_{65}.

Составляем векторное уравнение равновесия сил, действующих на группу Ассура (звенья 4 и 5):

$$\sum{}_{4,5} \overline{F} = 0; \quad \underline{\underline{\overline{R}_{14}^t}} + \underline{\underline{\overline{G}_4}} + \underline{\underline{\overline{F}_{И4}}} + \underline{\underline{\overline{G}_5}} + \underline{\underline{\overline{F}_{И5}}} + \underline{\overline{F}_5} + \underline{\overline{R}_{65}} + \underline{\overline{R}_{14}^n} = 0.$$

Решаем данное уравнение построением плана сил в масштабе μ_F:

$$\mu_F = 60\frac{H}{мм}.$$

Отрезки, выражающие в масштабе известные значения сил, мм, равны:

$$\tilde{G}_4 = \frac{G_4}{\mu_F} = \frac{60}{60} = 1, \qquad \tilde{R}_{14}^t = \frac{R_{14}^t}{\mu_F} = \frac{1685}{60} = 28{,}1,$$

$$\tilde{G}_5 = \frac{G_5}{\mu_F} = \frac{110}{60} = 1{,}8, \qquad \tilde{F}_5 = \frac{F_5}{\mu_F} = \frac{228{,}1}{60} = 3{,}8.$$

Построение начинаем из полюса плана сил P_F, последовательно откладывая векторы сил друг за другом. Стрелки на замыкающих векторах R_{14}^n и R_{65} проставляются в соответствии с векторным уравнением.

Величины реакций, *Н*, равны

$$R_{14}^n = \tilde{R}_{14}^n \cdot \mu_F = 129 \cdot 60 = 7740,$$

$$R_{14} = \tilde{R}_{14} \cdot \mu_F = 132 \cdot 60 = 7920,$$

$$R_{65} = \tilde{R}_{65} \cdot \mu_F = 30 \cdot 60 = 1800.$$

Определяем реакцию $\overline{R}_{54} = -\overline{R}_{45}$, действующую в точке С.

Составим векторное уравнение равновесия сил, действующих на звено 4

$$\sum{}_4 \overline{F} = 0, \qquad \underline{\underline{\overline{R}_{14}}} + \underline{\underline{\overline{G}_4}} + \underline{\underline{\overline{F}_{И4}}} + \underline{\overline{R}_{54}} = 0$$

Строя план сил (замкнутый многоугольник), находим реакцию R_{54}, Н:

$$R_{54} = \tilde{R}_{54} \cdot \mu_F = 85 \cdot 60 = 5100.$$

Определяем точку приложения реакции R_{65}.

Расстояние h_{65} от точки С измеряется по направляющей $\beta' - \beta'$. Составляем уравнение моментов всех сил, действующих на звено 5 относительно точки С.

$$\sum{}_5 M_C = 0.$$

Так как при этом все силы (внешние и инерции) проходят через точку С, то и $\overline{R}_{65}$ также будет проходить через эту точку, т.е. $h_{65} = 0$.

7.2.2 Определение реакций в кинематических парах группы Ассура (звенья 2 и 3)

П р и м е ч а н и е - Так как группы Ассура (звенья 2 и 3; 4 и 5) равнозначны в смысле очередности присоединения их к начальному звену, то их силовое исследование можно начинать по собственному выбору.

Вычерчиваем в масштабе μ_l группу Ассура (звенья 2 и 3) и прикладываем к звеньям все действующие известные внешние силы, силы инерции и неизвестные реакции (рисунок 7):

1) силы тяжести: G_2 (в центре тяжести S_2), G_3 (в точке B);

2) силу давления на поршень F_3 (навстречу скорости $\overline{V}_B$);

3) силы инерции $F_{И2} = m_2 \cdot a_{S2} = \dfrac{G_2}{g} \cdot a_{S2} = \dfrac{60}{9{,}8} \cdot 450 = 2755\,H$,

$$F_{И3} = m_3 \cdot a_B = \frac{G_3}{g} \cdot a_B = \frac{110}{9{,}8} \cdot 380{,}1 = 4274\,H$$

направлены противоположно ускорениям a_{S2} и a_B;

4) момент пар сил инерции

$M_{И2} = I_{S2} \cdot \varepsilon_2 = 0{,}17 \cdot 1835 = 311{,}9\ кг \cdot м^2 / с^2$ (направлен противоположно ускорению ε_2);

5) реакции в кинематических парах (неизвестные)

$$\overline{R}_{12}, \overline{R}_{23} = -\overline{R}_{32}, \overline{R}_{63}.$$

Определяем реакцию R_{12}^t.

Раскладываем реакцию $\overline{R}_{12}$, неизвестную по величине и направлению, на составляющие: нормальную $\overline{R}_{12}^n$ (параллельную по звену 2) и тангенциальную $\overline{R}_{12}^t$ (направленную перпендикулярно звену 2, предварительно, в любую сторону). Определим тангенциальную составляющую, составляя уравнение равновесия для моментов сил, действующих на звено 2 относительно точки В:

$$\sum{}_2 M_B = 0; \quad -R_{12}^t \cdot l_{AB} + G_2 \cdot (h_1 \cdot \mu_l) + F_{И2} \cdot (h_2 \cdot \mu_l) - M_{И2} = 0,$$

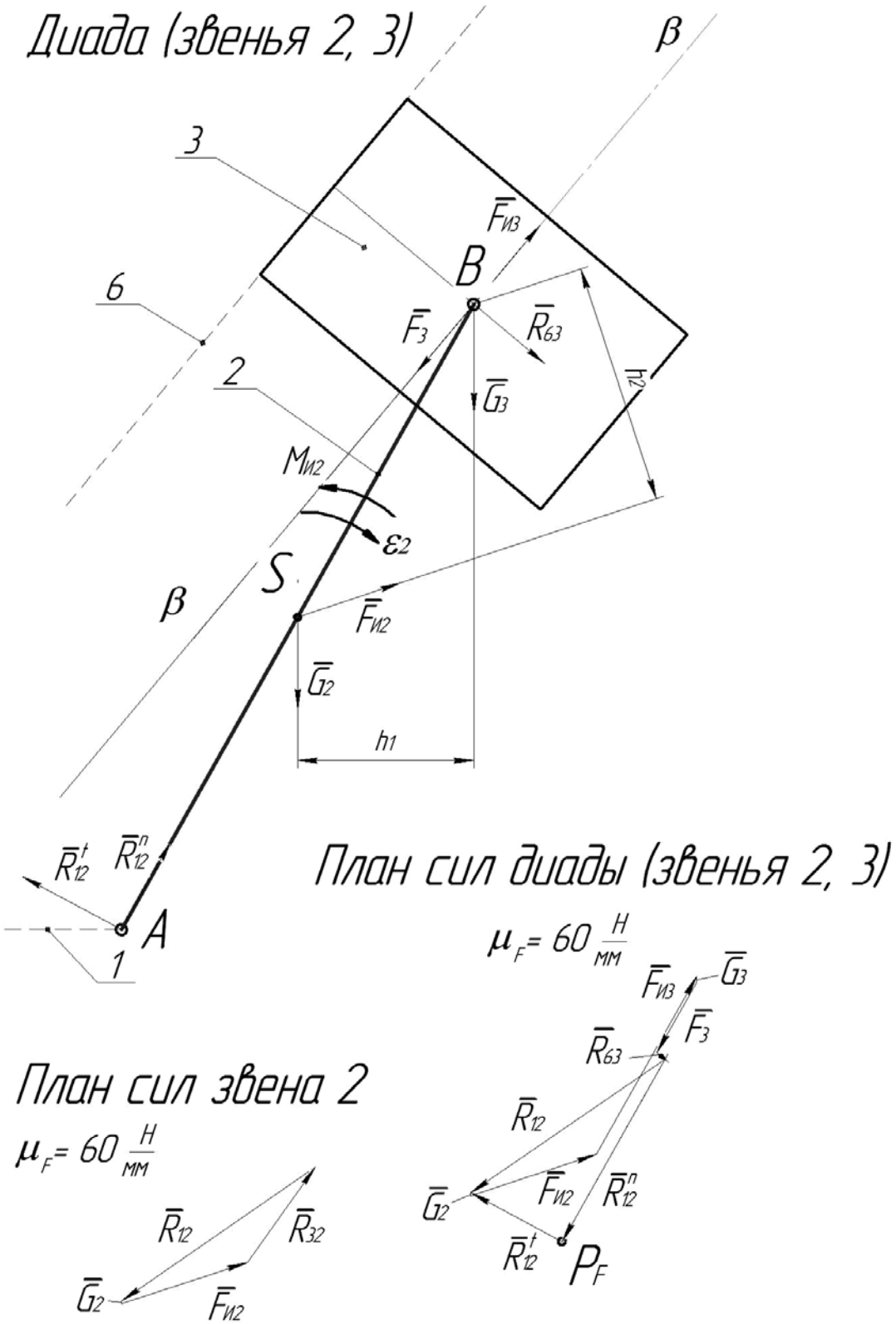

Рисунок 7 – Силовой расчет группы Ассура (звенья 2 и 3)

Тогда тангенциальная составляющая $\overline{R}_{12}^{t}$, Н, равна

$$R_{12}^{t} = \frac{G_2 \cdot (h_1 \cdot \mu_l) + F_{И2} \cdot (h_2 \cdot \mu_l) + M_{И2}}{l_{AB}} =$$

$$= \frac{60 \cdot (61 \cdot 0{,}001) + 2755 \cdot (84 \cdot 0{,}001) + 311{,}9}{0{,}25} = 2188 .$$

Примечания

1 При составлении уравнения строго следить за знаками моментов.

2 Если реакция R_{12}^{t} получается со знаком (-), то предварительно взятое ее направление выбрано было неверно и в дальнейших построениях должно быть изменено на противоположное.

Определяем реакции R_{12}^{n}, R_{12} и R_{63}.

Составляем векторное уравнение равновесия сил, действующих на группу Ассура (звенья 2,3):

$$\sum\nolimits_{2,3} \overline{F} = 0; \quad \underline{\underline{\overline{R}_{12}^{t}}} + \underline{\underline{\overline{G}_2}} + \underline{\underline{\overline{F}_{И2}}} + \underline{\underline{\overline{G}_3}} + \underline{\underline{\overline{F}_{И3}}} + \underline{\underline{\overline{F}_3}} + \underline{\overline{R}_{63}} + \underline{\overline{R}_{12}^{n}} = 0 .$$

В уравнении силы, известные и по величине и по направлению, подчеркнуты двумя линиями, а известные только по направлению – одной.

Решаем данное уравнение графическим способом (строим план сил) в масштабе сил $\mu_F \left(H/_{мм} \right)$.

Масштаб сил можно выбрать произвольно, но с условиями:

- масштаб должен быть удобным для расчетов;
- планы сил должны быть читаемыми.

Отрезки, выражающие в масштабе известные значения сил, определяются по зависимостям, мм:

$$\tilde{R}_{12}^{t} = \frac{R_{12}^{t}}{\mu_F} = \frac{2188}{60} = 36{,}5, \qquad \tilde{G}_2 = \frac{G_2}{\mu_F} = \frac{60}{60} = 1,$$

$$\tilde{G}_3 = \frac{G_3}{\mu_F} = \frac{110}{60} = 1{,}8, \qquad \tilde{F}_3 = \frac{F_3}{\mu_F} = \frac{1711}{30} = 28{,}5.$$

П р и м е ч а н и е - Если отрезки некоторых сил в масштабе получаются очень незначительными, то этими силами можно пренебречь.

Замкнув план сил, и проставив стрелками направления неизвестных сил $\overline{R}_{12}^{n}$ и $\overline{R}_{63}$, определяем их значения, Н:

$$R_{12}^{n} = \tilde{R}_{12}^{n} \cdot \mu_F = 73 \cdot 60 = 4380,$$

$$R_{12} = \tilde{R}_{12} \cdot \mu_F = 82 \cdot 60 = 4920,$$

$$R_{63} = \tilde{R}_{63} \cdot \mu_F = 4 \cdot 60 = 240.$$

Определяем реакцию $\overline{R}_{32} = -\overline{R}_{23}$, действующую в точке В.

Составим векторное уравнение равновесия сил, действующих на звено 2

$$\sum{}_2 \overline{F} = 0, \qquad \underline{\underline{\overline{R}_{12}}} + \underline{\underline{\overline{G}_2}} + \underline{\underline{\overline{F}_{И2}}} + \underline{\overline{R}_{32}} = 0.$$

Тогда реакция R_{32}, Н, равна:

$$R_{32} = \tilde{R}_{32} \cdot \mu_F = 41 \cdot 60 = 2460.$$

Определяем точку приложения реакции $\overline{R}_{63}$ (расстояние h_{63}).

Составляем уравнение моментов сил, действующих относительно точки В на звено 3:

$$\sum{}_3 M_B = 0, \qquad R_{63} \cdot h_{63} + F_3 \cdot 0 + G_3 \cdot 0 + F_{И3} \cdot 0 = 0.$$

Отсюда $h_{63} = 0$, т.е. реакция $\overline{R}_{63}$ приложена в точке В.

7.2.3 Силовой расчет группы начальных звеньев (звенья 6 и 1)

Изображаем группу начальных звеньев в масштабе μ_l и прикладываем силы (рисунок 8):

1) реакции $\overline{R}_{41} = -\overline{R}_{14}$ и $\overline{R}_{21} = -\overline{R}_{12}$, которые известны из предыдущих расчетов и становятся по отношению к звену 1 внешними силами;

2) уравновешивающий момент $M_{ур}$, неизвестный и по величине и по направлению;

3) реакцию R_{61} со стороны неподвижного звена 6 на звено 1, неизвестную по величине и направлению.

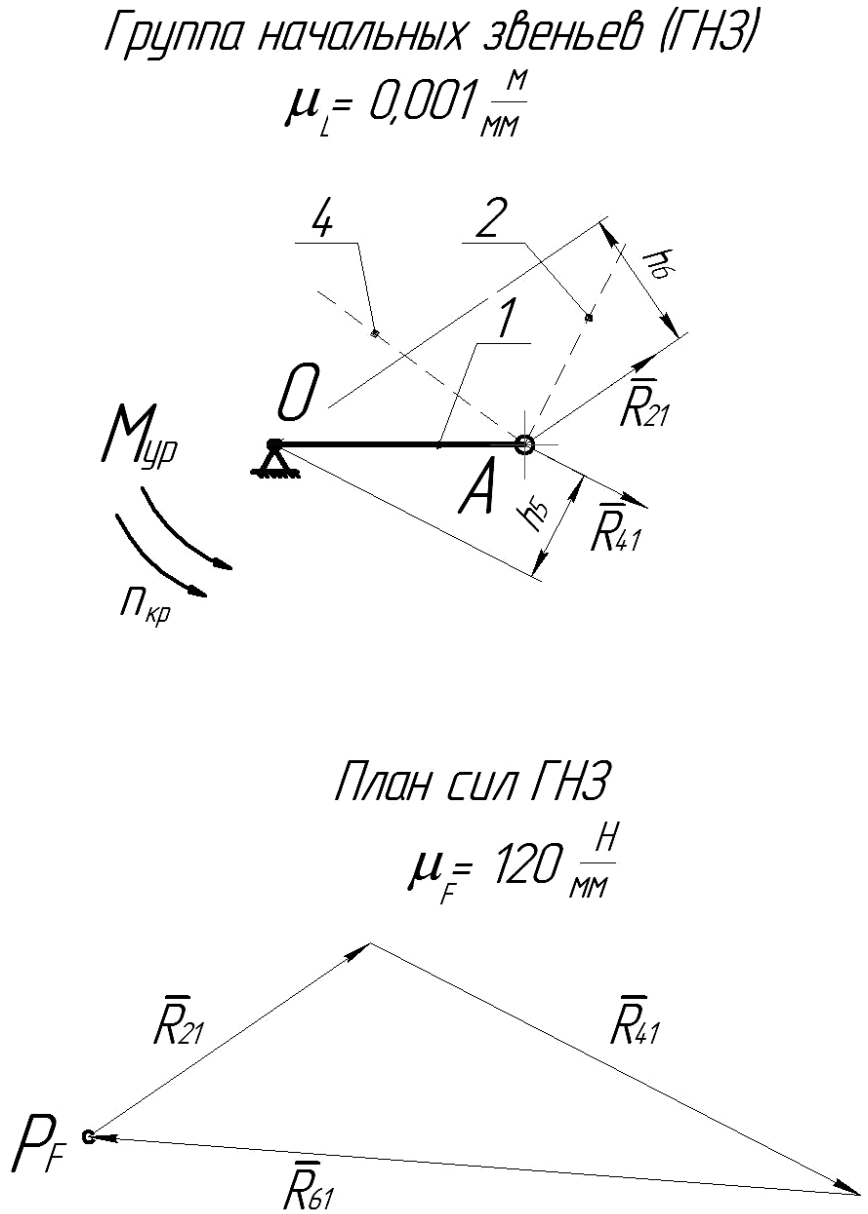

Рисунок 8 – План сил группы начальных звеньев

П р и м е ч а н и е - В курсовой работе ввиду малой массы звена 1 пренебрегаем величинами G_1 и I_{S1}.

Определяем реакцию R_{61}.

Составляем векторное уравнение сил, действующих на звено 1:

$$\sum_1 \overline{F} = 0, \qquad \underline{\underline{\overline{R}_{41}}} + \underline{\overline{R}_{21}} + \underline{\overline{R}_{61}} = 0.$$

Решая уравнение графически в масштабе $\mu_F = 120$ Н/мм, находим реакцию R_{61}, Н:

$$R_{61} = \tilde{R}_{61} \cdot \mu_F = 186 \cdot 120 = 22320.$$

Определяем величину и направление уравновешивающего момента $M_{ур}$.

Составляем уравнение моментов сил, действующих на звено 1, относительно точки О.

$$\sum_1 M_O = 0, \qquad R_{21} \cdot (h_6 \cdot \mu_l) - R_{41} \cdot (h_5 \cdot \mu_l) + M_{ур} = 0$$

Отсюда

$$M_{ур} = R_{41} \cdot (h_5 \cdot \mu_l) - R_{21} \cdot (h_6 \cdot \mu_l) =$$

$$= 7920 \cdot (27 \cdot 0{,}001) - 4920 \cdot (34 \cdot 0{,}001) = 46{,}5\, Н \cdot м.$$

$M_{ур}$ оказался в нашем примере направлен против часовой стрелки.

Мгновенная потребная мощность для исследуемого положения

$$P = M_{ур} \cdot \omega_1 / 1000 = \frac{46{,}5 \cdot 100{,}5}{1000} = 4{,}7\, КВт.$$

Список литературы

1. Смелягин А.И. Теория механизмов и машин. М.: ИНФРА-М, 2011.
2. Теория механизмов и механика машин / К.В. Фролов [и др.] – М.: Высш. шк., 1998. - 496 с.
3. Механика машин / И.И. Вульфсон [и др.] – М.: Высш. шк., 1996. – 511 с.
4. Попов С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин. - М.: Высш. шк., 1986.
5. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / А.С. Кореняко [и др.] – Киев: Вища школа, 1970. - 332 с .

Приложение А
(обязательное)

Пример оформления содержания пояснительной записки

Содержание

Техническое задание……..… 2
Введение ..……..…. 3
1 Нормативные ссылки ……..….. 4
2 Структурный анализ рычажного механизма …….. 5
3 Кинематическое исследование рычажного механизма ……..… 7
3.1 Построение совмещенных планов положений механизма ……..…7
3.2 Построение планов скоростей …….. 9
3.3 Построение плана ускорений …….. 12
3.4 Диаграммы движения рабочего органа (звена 5) ……... 17
4 Силовой расчет рычажного механизма ……. 20
4.1 Определение реакций в кинематических парах
звеньев 4 и 5 ……. 21
4.2 Определение реакции в кинематических парах
звеньев 2 и 3 ……. 24
4.3 Силовой расчет группы начальных звеньев …….. 27
Заключение …….. 29
Список использованных источников …..……. 30

Приложение Б
(обязательное)

Пример оформления титульного листа

Министерство образования и науки Российской Федерации

ФГБОУ ВПО "Кубанский государственный технологический университет"

Кафедра технической механики и гидравлики

Факультет _____

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

КРТМ 10.03.00.000 ПЗ

к курсовой работе

по дисциплине: Теория механизмов и машин

на тему: Механизм поршневого компрессора

Выполнил(а) студент(ка) группы_____

_____

(фамилия, имя, отчество)

Допущен к защите

Руководитель (нормоконтролер) работы_____

(подпись, дата, расшифровка подписи)

Защищен_____ Оценка_____

(дата)

Члены комиссии_____

_____

_____

_____

(подпись, дата, расшифровка подписи)

20__ г.

Приложение В
(обязательное)

Пример оформления реферата

Реферат

Курсовая работа: 35 с., 3 рис., 2 табл., 7 источников, 1 приложение, иллюстративная часть – 2 листа формата А1.

МЕХАНИЗМ КОМПРЕССОРА, КРИВОШИП, ШАТУН, ПОЛЗУН (ПОРШЕНЬ), СТРУКТУРА МЕХАНИЗМА, КИНЕМАТИЧЕСКАЯ СХЕМА, КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ, ПЛАН ПОЛОЖЕНИЙ МЕХАНИЗМА, ПЛАН СКОРОСТЕЙ МЕХАНИЗМА, ПЛАН УСКОРЕНИЙ МЕХАНИЗМА, СИЛОВОЙ РАСЧЕТ, ПЛАН СИЛ ДИАДЫ, РЕАКЦИЯ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПАРЫ, УРАВНОВЕШИВАЮЩИЙ МОМЕНТ.

Объект: механизм поршневого компрессора.

Цель: структурный, кинематический анализ, силовое исследование механизма компрессора.

В данной курсовой работе приведены расчеты, связанные со структурным и кинематическим анализом, силовым исследованием рычажного механизма. Определены скорости и ускорения точек механизма, реакции в кинематических парах, уравновешивающий момент на валу кривошипа.

КИНЕМАТИЧЕСКОЕ И СИЛОВОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ
РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

Методические указания

Составители: Бережной Сергей Борисович;
Война Андрей Александрович

Редактор Н.А. Колычева
Компьютерная верстка А.А. Война

Подписано в печать 28.11.2014г. Формат 60×84/16
Бумага офсетная Офсетная печать
Печ. л. 2,5 Изд. № 223
Усл. печ. л. 2,4 Тираж 25 экз.
Уч. - изд. л. 1,8 Заказ № 484

Цена руб

Кубанский государственный технологический университет
350072, г. Краснодар, ул. Московская, 2, кор. А
Типография КубГТУ: 350058, г. Краснодар,
ул. Старокубанская, 88/4