



Министерство образования
Республики Беларусь

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Детали машин, подъемно-транспортные
машины и механизмы»

Л.С. Анохина

**ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ
РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ**

Методическое пособие

Минск
БНТУ
2010

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Детали машин, подъемно-транспортные
машины и механизмы»

Л.С. Анохина

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Методическое пособие
по выполнению курсовой работы
по дисциплине «Прикладная механика»
для студентов приборостроительных специальностей

Под редакцией А.Т. Скойбеды

Минск
БНТУ
2010

УДК 621.81.001.63 (075.8)

ББК 34.42я7

А 69

Рецензенты:

В.А. Балицкий, В.Л. Николаенко

Анохина, Л.С.

А 69 Динамический анализ рычажных механизмов: методическое пособие по выполнению курсовой работы по дисциплине «Прикладная механика» для студентов приборостроительных специальностей / Л.С. Анохина; под ред. А.Т. Скойбеды. – Минск: БНТУ, 2010. – 91 с; вкл.

ISBN 978-985-525-209-3.

В методическом пособии содержится ряд требований к организации процесса проектирования, пояснительной записке и чертежам. Приведен пример выполнения курсовой работы.

Методическое пособие предназначено для студентов приборостроительных и других специальностей.

УДК 621.81.001.63 (075.8)

ББК 34.42я7

ISBN 978-985-525-209-3

© Анохина Л.С., 2010.

© БНТУ, 2010

Введение

Дисциплина «Прикладная механика» изучает методы исследования механизмов и машин и является научной основой проектирования их схем.

Основной целью курсовой работы является получение навыков использования общих методов исследования и проектирования механизмов для создания конкретных машин, используемых в производстве. Студент должен научиться применять как аналитические, так и графические методы решения инженерных задач на разных этапах подготовки конструкторской документации.

В данной работе главной целью является усвоение студентами определенных методик и навыков по следующим направлениям:

- оценка соответствия структурной схемы механизма основным условиям работы машины;
- исследование кинематической схемы рычажного механизма по заданным условиям;
- силовой анализ механизма;
- анализ режима движения механизма под действием заданных сил;
- определение коэффициента полезного действия.

При выполнении курсовой работы студент получит необходимые практические навыки применения основных положений и выводов теории к решению конкретных технических задач. Однако у студентов возникают трудности, связанные с необходимостью точной постановки задач проектирования, выбором методов синтеза и анализа, построением схем алгоритмов расчетов, позволяющих четко определить место (роль) каждого расчета в общей схеме исследования.

Настоящее методическое пособие построено в виде примера выполнения курсовой работы с примечаниями, позволяющими студенту пользоваться различными методами при решении тех или иных задач.

В случае затруднений рекомендуется обращаться к литературным источникам, указанным в ссылках.

Курсовая работа по прикладной механике предусматривает решение задач динамики машинного агрегата и динамического анализа основного исполнительного механизма машины.

Курсовая работа состоит из пояснительной записки, выполненной на листах формата А4, и графической части на двух листах формата А1. Задание на курсовую работу выдается студенту преподавателем.

Ниже приводится пример выполнения курсовой работы на тему «Проектирование и исследование динамической нагруженности высадочного пресса».

КУРСОВАЯ РАБОТА

Курсовая работа состоит из расчетно-пояснительной записки и графической части, которая включает два листа формата А1 (594 × 841 мм). Вся графическая часть выполняется в карандаше на плотной чертежной бумаге в соответствии с правилами машиностроительного черчения и соблюдением всех требований стандартов. На всех планах и графиках должны быть указаны стандартные масштабы. Масштабы построения следует подбирать так, чтобы на листе не оставалось неиспользованного места. Все вспомогательные построения сохраняются.

Расчетно-пояснительная записка включает все числовые расчеты, необходимые для выполнения проекта. Текстовая часть содержит указания к построению и расчету со ссылками на графические построения. Все уравнения и формулы пишутся в общем виде, а затем в них подставляются числовые значения и записывается результат вычислений. Промежуточные вычисления в записку не вносятся. В записке должно быть подробно описано построение одного положения механизма и все соответствующие ему расчеты.

Результаты вычислений для всех положений механизма целесообразно сводить в таблицы.

Записка выполняется на стандартных листах писчей бумаги (210 × 297 мм) с одной стороны. В конце расчетно-пояснительной записки приводится список использованной литературы, а в тексте делаются ссылки на эту литературу. Записка должна иметь титульный лист и обложку, быть сброшюрована, а ее листы пронумерованы. Выполненная курсовая работа представляется на рецензию. Затем студент защищает курсовую работу на комиссии, состоящей из преподавателей кафедры, и получает зачет с дифференцированной оценкой.

Лист 1. Динамическое исследование рычажного механизма

При выполнении первого листа курсовой работы необходимо по заданным условиям рассчитать размеры звеньев проектируемого механизма, произвести структурный анализ, построить планы ана-

логов скоростей, подобрать маховые массы рычажного механизма с учетом заданного коэффициента неравномерности хода машины.

Порядок выполнения:

1. В расчетно-пояснительной записке выполнить структурный анализ механизма.

2. Определить неизвестные размеры звеньев.

3. Построить 12 положений механизма, равноотстоящих по углу поворота кривошипа. Нулевое положение механизма принять в соответствии с одним из крайних положений рабочего звена. Если второе крайнее положение рабочего звена не попадает в число двенадцати, то построить его дополнительно, обозначив как 13-е. Положения механизма пронумеровать в направлении вращения кривошипа. Одно положение механизма вычерчивается контурными линиями, а остальные – тонкими. Звенья выделенного положения механизма необходимо пронумеровать, а точки обозначить заглавными буквами. Построить траектории движения всех точек механизма.

4. Построить планы аналогов скоростей для всех положений механизма. Планы вычерчиваются тонкими линиями; на них должны быть показаны все характерные точки механизма, в том числе и центры тяжести звеньев. Отрезок, изображающий аналог скорости ведущей точки кривошипа, принять равным не менее 40–50 мм, так чтобы масштабный коэффициент плана аналогов скоростей соответствовал стандарту. На основании построенных планов аналогов скоростей определить аналоги скоростей характерных точек.

5. Вычертить индикаторную диаграмму или график сил полезного сопротивления, произвести разметку в соответствии с ходом рабочего звена и определить силы, действующие на рабочее звено во всех положениях механизма.

6. Для всех положений механизма с помощью уравнения мгновенных мощностей определить значения приведенных моментов от внешней силы, действующей на рабочее звено. Построить график изменения приведенного момента в функции угла поворота звена приведения.

7. Графическим интегрированием кривой приведенного момента по методу хорд построить график работы движущих сил (для машин-двигателей) или сил полезного сопротивления (для рабочих машин).

8. Соединив плавной линией начало и конец кривой, построенной в результате интегрирования, получить график работ сил полезного

сопротивления (для рабочих машин) или движущих сил (для машин-двигателей). При этом приведенный момент сил полезного сопротивления (для машин-двигателей) или приведенный момент движущих сил (для рабочих машин) принимается постоянным и действующим в течение всего цикла установившегося движения. Найти величину этого постоянного момента на графике приведенных моментов.

9. Графическим вычитанием построить график изменения кинетической энергии механизма

$$\Delta T = A_{\text{изб}} = A_{\text{д}} - A_{\text{с}}.$$

10. Рассчитать значения приведенного момента инерции звеньев механизма для всех положений. Построить график изменения приведенного момента инерции в функции угла поворота звена приведенный $I_{\text{пр}}^{\text{II}}$ φ .

11. Путем исключения параметра φ построить график изменения кинетической энергии в функции приведенного момента инерции (кривую Φ . Виттенбауэра).

12. К кривой Φ . Виттенбауэра провести касательные, углы наклона которых определяются максимальным и минимальным значениями угловой скорости кривошипа ω_{max} и ω_{min} :

$$\text{tg } \varphi_{\text{min}}^{\text{max}} = \frac{\mu_{\text{J}}}{2\mu_{\text{T}}} \omega_{\text{cp}}^2 (\pm \delta)$$

Отметить точки их пересечения с осью ординат (a и b).

13. По найденному значению отрезка ab , характеризующего изменение кинетической энергии маховых масс, определить момент инерции и маховый момент маховика при посадке его на ведущий вал.

14. Определить средний диаметр, конструкцию и вес маховика.

При $\delta \leq 0,04$ расчет маховых масс можно провести приближенным методом Н. И. Мерцалова, для чего необходимо построить вспомогательный график

$$\Delta T_1 \varphi \approx \Delta T - \frac{I_{\text{пр}}^{\text{II}} \omega_{\text{cp}}^2}{2} = \mu_{\text{T}} (\sqrt{\Delta T} - k\gamma_1)$$

где $k = \frac{\mu_J}{2\mu_T} \omega_{\text{ср}}^2$.

15. Определить угловую скорость и угловое ускорение звена приведения для одного положения механизма на рабочем ходу.

Лист 2. Кинематический анализ и кинетостатический расчет рычажного механизма

В задачу кинематического анализа механизма входит определение скоростей и ускорений характерных точек механизма, а также угловых скоростей, угловых ускорений звеньев механизма и построение кинематических диаграмм. В задачу кинетостатического силового расчета входит определение реакций во всех кинематических парах и величины уравновешивающей силы методом планов и методом рычага Жуковского.

Порядок выполнения:

1. Построить план положения механизма (на рабочем ходу). Построить план скоростей и план ускорений с учетом данных первого листа. На основании построенных планов скоростей и ускорений определить скорости и ускорения характерных точек, а также угловые скорости и угловые ускорения звеньев механизма.

2. Построить кинематические диаграммы перемещения, скорости и ускорения рабочего звена в зависимости от времени или угла поворота ведущего звена. Диаграмму скорости построить графическим дифференцированием диаграммы перемещений по методу хорд, а диаграмму ускорений – графическим дифференцированием диаграммы скорости по методу хорд или касательных. Полученные данные сравнить с величинами скоростей и ускорений, полученными методами планов.

3. Определить силы инерции и моменты от сил инерции звеньев механизма.

4. Для данного положения механизма определить полные реакции во всех кинематических парах методом планов сил (с учетом сил инерции, весов звеньев и сил движущих или сил полезного сопротивления), а также уравновешивающий момент на ведущем звене. При этом необходимо отдельно вычертить структурные группы и механизм первого класса, показать силы и моменты, действующие

на звенья механизма и построить планы сил отдельно для каждой структурной группы.

5. Рассчитать значение потребляемой или отдаваемой мощности. Определить значение мгновенного механического КПД механизма.

6. В расчетно-пояснительной записке выполнить подбор поперечного сечения звеньев механизма.

ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Описание работы машин и исходные данные для проектирования

Высадочный пресс предназначен для получения изделий методом высадки. Деформация заготовки осуществляется пуансоном, установленным на ползуне 5 (рис. 1) шестизвенного рычажного механизма. Ползун совершает возвратно-поступательное движение вверх-вниз. Рабочий ход происходит при движении ползуна вниз, причем деформация заготовки производится только на части рабочего хода равной $0,6 H$, где H – ход ползуна (расстояние между верхним и нижним крайними положениями E' и E'').

График усилий высадки (силы полезного сопротивления), действующих на ползун в зависимости от перемещения ползуна, дан в условии задания. Для обеспечения необходимой степени неравномерности вращения кривошипного вала на нем установлен маховик.

Исходные данные для проектирования:

$$l_{OA} = 0,045 \text{ м}; l_{AB} = 0,21 \text{ м}; l_{BC} = 0,125 \text{ м}; l_{CD} = 1,4 l_{BC}; l_{DE} = 1,2 l_{OA}.$$

Центр масс звеньев 2, 3, 4 принять посередине звеньев.

Масса звеньев 2, 3, 4

$$m_i = q l_i \quad (i = 2, 3, 4),$$

где $q = 60 \frac{\text{кг}}{\text{м}}$;

l – длина i -го звена.

Масса звена $m_5 = m_1 = 3m_3$.

Моменты инерции звеньев 2, 3, 4 $I_{S_i} = 0,1m_i l_i^2$; звена 1 – $I_{S_1} = 0,3m_1 l_{OA}^2$.

Коэффициент неравномерности $\delta = 0,1$.

Угловая скорость кривошипа $\omega_1 = 12,56 \text{ с}^{-1}$.

Максимальное усилие высадки $F_5 = 8000 \text{ Н}$.

1. Структурный анализ рычажного механизма

Степень подвижности рычажного механизма определяется по формуле

$$W = 3n - 2\rho_5 - \rho_4, \quad (1.1)$$

где $n = 5$ – число подвижных звеньев механизма;

ρ_5 – число кинематических пар пятого класса;

$$\rho_5 = 7 \left[\begin{array}{l} O \langle 1 \rangle A \langle 2 \rangle B \langle 3 \rangle C \langle 0 \rangle D \langle 4 \rangle E \langle 5 \rangle \text{ вращательные;} \\ E \langle 0 \rangle \text{ поступательная кинематические пары} \end{array} \right],$$

ρ_4 – число кинематических пар четвертого класса, $\rho_4 = 0$.

Подставив в формулу Чебышева (1.1) полученные значения, определим, что

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

т. е. данный механизм (рис. 1) обладает одной степенью подвижности. Следовательно, при одном ведущем звене механизм обладает определенностью движения.

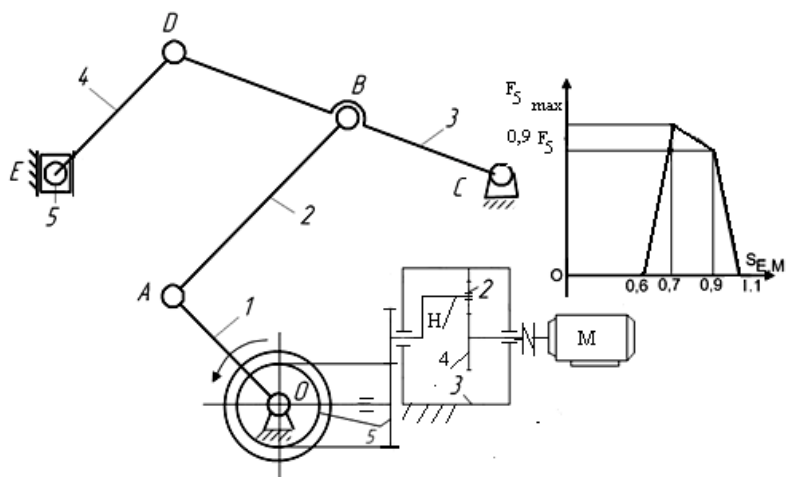
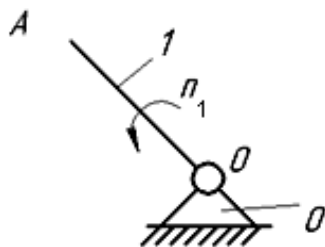
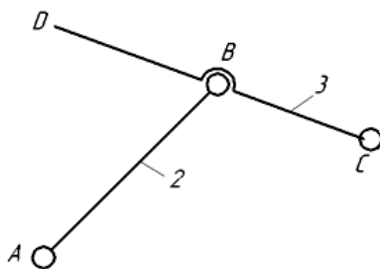


Рис. 1

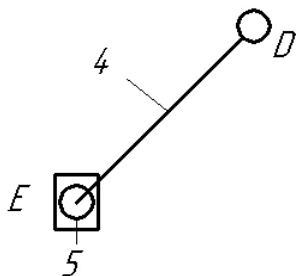
Данный механизм образован механизмом первого класса, состоящим из стойки O и ведущего звена 1 , к которому последовательно присоединены две группы Ассра: $(2, 3)$ – второго класса, второго порядка, первого вида; $(4, 5)$ – второго класса, второго порядка, второго вида (рис. 2).



Механизм I класса (0; 1)



Группа Ассра (2, 3)
II класса, 2-го порядка,
1-го вида



Группа Ассура (4, 5)
II класса, 2-го порядка,
2-го вида

Рис. 2

Класс механизма и его порядок определяются наивысшим классом и наивысшим порядком группы Ассура, входящей в его состав.

Значит, данный механизм относится ко второму классу, второму порядку.

Порядок образования механизма определяется формулой его строения:

$$I \langle 1, 1 \rangle \rightarrow II \langle 1, 3 \rangle \rightarrow II \langle 1, 5 \rangle$$

где римскими цифрами обозначен класс группы Ассура, а арабскими – номера звеньев механизма, образующих данную группу. Стрелка указывает на последовательность присоединения структурных групп.

2. Геометрический синтез рычажного механизма

По данным условия определяем размеры звеньев механизма, а также положения координат центра масс на звеньях.

$$l_{AO} = 0,045 \text{ м}; l_{AB} = 0,21 \text{ м};$$

$$l_{BC} = 0,125 \text{ м}; l_{CD} = 1,4 \cdot l_{BC} = 1,4 \cdot 0,125 = 0,175 \text{ м};$$

$$l_{DE} = 1,2 \cdot l_{OA} = 1,2 \cdot 0,045 = 0,054 \text{ м};$$

$$l_{AS_2} = \frac{1}{2} \cdot l_{AB} = \frac{1}{2} \cdot 0,21 = 0,105 \text{ м};$$

$$l_{DS_4} = \frac{1}{2} \cdot l_{DE} = \frac{1}{2} \cdot 0,054 = 0,027 \text{ м}.$$

3. Определение кинематических характеристик рычажного механизма

3.1. Построение плана положений

Построим план положений. Для этого выбираем масштаб длин $\mu_S = \frac{l_{OA}}{OA} = \frac{0,045}{45} = 0,001 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$.

Отрезок OA выбираем так, чтобы масштаб соответствовал чертежным стандартам и был в пределах 40–80 мм.

Находим длины отрезков, изображающих звенья на чертеже:

$$OA = \frac{l_{OA}}{\mu_S} = \frac{0,045}{0,001} = 45 \text{ мм};$$

$$AB = \frac{l_{AB}}{\mu_S} = \frac{0,21}{0,001} = 210 \text{ мм};$$

$$BC = \frac{l_{BC}}{\mu_S} = \frac{0,125}{0,001} = 125 \text{ мм};$$

$$CD = \frac{l_{CD}}{\mu_S} = \frac{0,175}{0,001} = 175 \text{ мм};$$

$$DE = \frac{l_{DE}}{\mu_S} = \frac{0,054}{0,001} = 54 \text{ мм};$$

$$AS_2 = \frac{l_{AS_2}}{\mu_S} = \frac{0,105}{0,001} = 105 \text{ мм};$$

$$DS_4 = \frac{l_{DS_4}}{\mu_S} = \frac{0,027}{0,001} = 27 \text{ мм}.$$

Построение начинаем с изображения неподвижных элементов. Наносим на чертеже точки O и C (оси вращения звеньев 1 и 3) и траекторию $y-y$ точки E ползуна 5. Затем радиусом OA проводим окружность, представляющую собой траекторию точки A . Из точки C радиусом BC проводим дугу (траектория точки B), далее из точки O радиусом $R = OA + AB$ на дуге радиуса BC сделаем засечку, которая определит положение точки B_0 , соответствующее крайнему положению этой точки. Соединив точку B_0 с точкой O на окружности радиуса OA , получим положение точки A_0 . От этой точки делим траекторию точки A на двенадцать равных частей, обозначив их $0, 1, 2, \dots, 12$ в направлении вращения ведущего звена. Соединив их с точкой O отрезками прямых, получим соответствующие положения кривошипа. Из точек A радиусом AB на дуге BC сделаем засечки и получим положение точек $B(0, 1, 2, \dots, 12)$. Второе крайнее положение точки $B(13)$ определим, сделав засечку на дуге BC радиусом $R = AB - AO$ из точки O . Соединив соответствующие точки A и B , получим положение звена AB , на котором радиусом AS_2 отметим положение точки S_2 . Соединив их тонкой линией, получим траекторию точки S_2 . Из точки C через точки B проводим лучи, на которых, сделав засечку радиусом DS , отметим положение точки D . Дуга DC – траектория точки D . Из полученных точек D радиусом DE на направляющей $y-y$ сделаем засечки и получим 13 положений точек E . Соединив соответствующие точки D и E прямой, получим положения звена DE , на которых радиусом DS_2 отметим положение центра тяжести звена 4. Соединив их тонкой линией, получим траекторию движения точки S_4 .

3.2. Планы аналогов скоростей

Построим 13 планов аналогов скоростей и определим длины отрезков, изображающих аналоги скоростей на планах.

Для изображения аналога скорости точки A кривошипа примем отрезок $pa = 45$ мм, тогда масштабный коэффициент построения планов аналогов скоростей будет равным $\mu'_S = 0,001$ м/мм. Учитывая, что скорость точки A $\vec{v}_A \perp OA$, отложим $\vec{pa} \perp OA$ в направлении вращения звена OA . Построение ведем по группам Ассур в соответствии с формулой строения механизма $I(0, 1) \rightarrow II(2, 3) \rightarrow III(4, 5)$.

Для построения аналогов скорости точки B воспользуемся векторными уравнениями

$$\begin{cases} \vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA} \\ \vec{v}_B = \vec{v}_C + \vec{v}_{BC} \end{cases}$$

где $\vec{v}_A \perp AB$; $\vec{v}_C = 0$ (точка C неподвижна); $\vec{v}_{BC} \perp BC$.

Из точки a плана аналогов скоростей проведем прямую, перпендикулярную звену AB в данном положении, а из точки c , совпадающей с полюсом p плана аналогов скоростей, – прямую, перпендикулярную звену BC . Пересечение перпендикуляров даст положение точки b . Отрезок \overline{pb} изображает аналог скорости точки B .

Для построения отрезков $\overline{ps_2}$ и \overline{pd} , изображающих соответственно аналоги скоростей центра масс S_2 и точки d , воспользуемся теоремой подобия:

$$\frac{as_2}{ab} = \frac{AS_2}{AB}; as_2 = \frac{AS_2}{AB} \cdot ab = 0,5ab,$$

$$\frac{bd}{dc} = \frac{BD}{DC}; dc = \frac{DC}{BD} \cdot bd = 1,4bd;$$

Для построения аналога скорости точки E воспользуемся векторными уравнениями

$$\begin{cases} \vec{v}_E = \vec{v}_D + \vec{v}_{ED}, \\ \vec{v}_E = \vec{v}_{E_0} + \vec{v}_{EE_0}, \end{cases}$$

где $\vec{v}_{ED} \perp DE$; $\vec{v}_{E_0} = 0$ (точка E_0 принадлежит неподвижной направляющей $y-y$); $\vec{v}_{EE_0} \parallel y-y$.

Из точки d плана аналога скоростей проведем перпендикуляр к звену DE в соответствующем положении, затем из точки e_0 , находящейся в полюсе плана аналога скоростей, проведем прямую, параллельную направляющей $y-y$. Точка пересечения этих прямых – точка e . Отрезок \overline{pe} изображает аналог скорости точки E . Для построения отрезка $\overline{ps_4}$, изображающего аналог скорости центра масс S_4 , воспользуемся теоремой подобия:

$$\frac{ds_4}{de} = \frac{DS_4}{DE}; ds_4 = \frac{DS_4}{DE} \cdot de = 0,5de$$

На планах аналогов скоростей измеряем длины соответствующих векторов и полученные значения заносим в табл. 1.

Таблица 1

№ п/п	pa	ab	$bc = pb = ps_3$	$pd = dc$	de	pe	ps_2	ps_4
0	45	45	0	0	0	0	22,5	0
1	45	33	28	39,2	11	36	34	38
2	45	17	42	58,8	8	56	43	57
3	45	2	46	64,4	5	65	45,5	64,8
4	45	14	38	53,2	11	54	41	53
5	45	34	20	28	10	29	30	28,5
13	45	45	0	0	0	0	22,5	0
6	45	46	0,5	0,7	1	0,5	23	0,25
7	45	44	20	28	9	27	26	27,5
8	45	30	34	47,6	10	48	37	48

9	45	2	44	61,6	3	62	44,5	61,8
10	45	27	47	65,8	8	63	46	64
11	45	48	27	37,8	12	34	28	35
12	45	45	0	0	0	0	22,5	0

Пользуясь планами аналогов скоростей, определим значения передаточных функций:

$$i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1}; \quad i_{31} = \frac{\omega_3}{\omega_1}; \quad i_{41} = \frac{\omega_4}{\omega_1};$$

$$i_{S_{21}} = \frac{v_{S_2}}{\omega_1}; \quad i_{S_{31}} = \frac{v_{S_3}}{\omega_1}; \quad i_{S_{41}} = \frac{v_{S_4}}{\omega_1}; \quad i_{S_{51}} = \frac{v_E}{\omega_1}.$$

4. Динамическая модель машинного агрегата

В связи с необходимостью в данной курсовой работе выполнения динамического анализа рычажного механизма динамическую модель машинного агрегата целесообразно представить в виде вращающегося звена (звена приведения) (рис. 3), закон движения которого был бы таким же, как и у кривошипа рычажного механизма, т. е. обобщенная координата $\varphi_n = \varphi_1$, угловая скорость звена приведения $\omega_n = \omega_1$, угловое ускорение $\varepsilon_n = \varepsilon_1$. Для этого звену приведения приписывается приведенный момент инерции I_n и приведенный момент сил M_n , определяемые методами приведения.

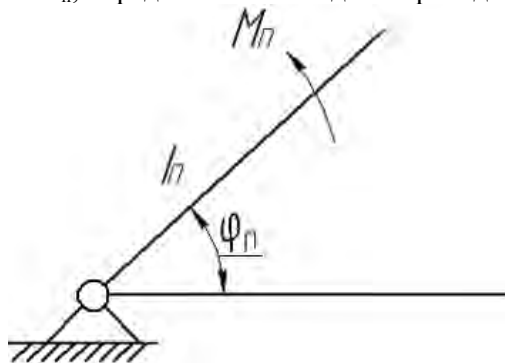


Рис. 3

Приведенный момент инерции $I_{\text{п}}$ представляется в виде

$$I_{\text{п}} = I_{\text{п}}^{\text{I}} + I_{\text{п}}^{\text{II}},$$

где $I_{\text{п}}^{\text{II}}$ – переменная по величине составляющая от масс и моментов инерции звеньев, характеризующихся переменными по величине аналогами скоростей (передаточными функциями);

$I_{\text{п}}^{\text{I}}$ – постоянная составляющая от звеньев, характеризующихся постоянными по величине передаточными функциями. Определение ее величины является целью динамического синтеза машинного агрегата по коэффициенту неравномерности δ . В состав ее входят известные приведенные моменты инерции вращающихся звеньев: кривошипа I , зубчатых механизмов, ротора электродвигателя и неизвестный момент инерции маховых масс.

Приведенный момент сил $M_{\text{п}}$ представим в виде

$$M_{\text{п}} = M_{\text{п}}^{\text{A}} - M_{\text{п}}^{\text{C}},$$

где $M_{\text{п}}^{\text{C}}$ – приведенный момент сил полезного сопротивления;

$M_{\text{п}}^{\text{A}}$ – приведенный момент движущих сил, в данной работе принимается постоянным.

Приведенный момент инерции агрегата $I_{\text{п}}^{\text{II}}$ определяется из условия равенства кинетической энергии звена приведения и кинетической энергии звеньев машинного агрегата, характеризующихся переменными по величине аналогами скоростей, а приведенный момент сил $M_{\text{п}}$ находится из условия равенства элементарных работ (мгновенных мощностей) этого момента и тех действующих сил, которые приводятся к звену приведения. В нашем примере в качестве динамической модели примем кривошип OA .

5. Определение приведенного момента инерции $I_{\text{п}}^{\text{II}}$ звеньев рычажного механизма с переменным моментом инерции

Переменная составляющая приведенного момента инерции определяется из условия равенства кинетических энергий динамической модели и звеньев механизма с переменным моментом инерции:

$$\frac{I_{\text{пр}}^{II} \omega_1^2}{2} = \sum \frac{m_i v_{S_i}^2}{2} + \sum \frac{I_{S_j} \omega_j^2}{2} + \sum \left(\frac{m_k v_{S_k}^2}{2} + \frac{I_{S_k} \omega_k^2}{2} \right)$$

Для исследуемого рычажного механизма это условие примет вид

$$\frac{I_{\text{пр}}^{II} \omega_1^2}{2} = \frac{m_2 v_{S_2}^2}{2} + \frac{I_{S_2} \omega_2^2}{2} + \frac{m_3 v_{S_3}^2}{2} + \frac{I_{S_3} \omega_3^2}{2} + \frac{m_4 v_{S_4}^2}{2} + \frac{I_{S_4} \omega_4^2}{2} + \frac{m_5 v_E^2}{2}.$$

Определим $I_{\text{пр}}^{II}$ из выражения:

$$I_{\text{пр}}^{II'} = m_2 \left(\frac{v_{S_2}}{\omega_1} \right)^2 + I_{S_2} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + m_3 \left(\frac{v_{S_3}}{\omega_1} \right)^2 + I_{S_3} \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2 + \\ + m_4 \left(\frac{v_{S_4}}{\omega_1} \right)^2 + I_{S_4} \left(\frac{\omega_4}{\omega_1} \right)^2 + m_5 \left(\frac{v_E}{\omega_1} \right)^2.$$

Используя значения передаточных функций

$$i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega}; \quad i_{31} = \frac{\omega_3}{\omega}; \quad i_{41} = \frac{\omega_4}{\omega}; \quad (5.1)$$

$$i_{S_{21}} = \frac{v_{S_2}}{\omega_1}; \quad i_{S_{31}} = \frac{v_{S_3}}{\omega_1}; \quad i_{S_{41}} = \frac{v_{S_4}}{\omega_1}; \quad i_{51} = \frac{v_E}{\omega_1},$$

перепишем формулу для определения $I_{\text{пр}}^{II}$:

$$I_{\text{пр}}^{II} = m_2 i_{S_{21}}^2 + I_{S_2} i_{21}^2 + m_3 i_{S_{31}}^2 + I_{S_3} i_{31}^2 + m_4 i_{S_{41}}^2 + I_{S_4} i_{41}^2 + m_5 i_{51}^2.$$

По условию задания имеем:

$$m_2 \text{ и } m_3 - \text{ не учитываем, т. е. } I_{S_2} = 0 \text{ и } I_{S_3} = 0;$$

$$m_4 = q l_4 = 60 \cdot 0,054 = 3,24 \text{ кг};$$

$$m_1 = m_5 = 3m_3 = 3q l_{DC} = 3 \cdot 60 \cdot 0,175 = 31,5 \text{ кг};$$

$$I_{S_4} = 0,1 m_4 l_{DE}^2 = 0,1 \cdot 3,24 \cdot 0,054^2 = 0,000945 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I_{S_1} = 0,3 m_1 l_{OA}^2 = 0,3 \cdot 31,5 \cdot 0,045^2 = 0,019 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

где $v_A = \rho a \cdot \mu$; $v_{S_2} = \rho s_2 \cdot \mu_v$; $v_{S_3} = \rho s_3 \cdot \mu_v$; $v_{S_4} = \rho s_4 \cdot \mu_v$;
 $v_E = \rho e \cdot \mu_v$; $v_{BA} = ab \cdot \mu_v$; $v_{BC} = bc \cdot \mu_v$; $v_{ED} = ed \cdot \mu_v$;

$$\omega_1 = \frac{v_A}{l_{OA}} = \frac{pa \cdot \mu_v}{l_{OA}}; \quad \omega_2 = \frac{v_{BA}}{l_{AB}} = \frac{ab \cdot \mu_v}{l_{AB}}; \quad (5.2)$$

$$\omega_3 = \frac{v_{BC}}{l_{BC}} = \frac{bc \cdot \mu_v}{l_{BC}}; \quad \omega_4 = \frac{v_{ED}}{l_{ED}} = \frac{ed \cdot \mu_v}{l_{ED}}.$$

Подставим выражения (5.2) в соответствующие (5.1):

$$i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{v_{BA} \cdot l_{OA}}{l_{AB} \cdot v_A} = \frac{ab \cdot \mu_v \cdot l_{OA}}{l_{AB} \cdot pa \cdot \mu_v},$$

где $\mu'_S = \frac{l_{OA}}{pa}$,

тогда

$$i_{21} = \frac{ab \cdot \mu'_S}{l_{AB}}.$$

Аналогично

$$i_{31} = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{bc \cdot \mu'_S}{l_{BC}}; \quad i_{41} = \frac{\omega_4}{\omega_1} = \frac{ed \cdot \mu'_S}{l_{ED}};$$

$$i_{S_{21}} = ps_2 \cdot \mu'_S; \quad i_{S_{31}} = ps_3 \cdot \mu'_S;$$

$$i_{S_{41}} = ps_4 \cdot \mu'_S; \quad i_{51} = pe \cdot \mu'_S.$$

Подставляя значения отрезков планов аналогов скоростей из табл. 1, вычисляем значения передаточных функций. Результаты вычислений заносим в табл. 2.

Таблица 2

№ п/п	i_{21}	i_{31}	i_{41}	$i_{S_{21}}$	$i_{S_{31}}$	$i_{S_{41}}$	i_{51}
1	2	3	4	5	6	7	8
0	0,214286	0	0	0,0225	0	0	0
1	0,157143	0,228	0,203704	0,034	0,028	0,038	0,036
2	0,080952	0,336	0,148148	0,043	0,042	0,057	0,056
3	0,009524	0,368	0,092593	0,0455	0,046	0,0648	0,065
4	0,06667	0,304	0,203704	0,041	0,038	0,053	0,054
5	0,161905	0,16	0,185185	0,03	0,02	0,0285	0,029

Окончание табл. 2

1	2	3	4	5	6	7	8
13	0,214283	0	0	0,0225	0	0	0

6	0,2190476	0,004	0,018518	0,023	0,0005	0,00025	0,0005
7	0,2095238	0,16	0,16667	0,026	0,02	0,0275	0,027
8	0,142857	0,272	0,185185	0,037	0,034	0,048	0,048
9	0,009524	0,352	0,05556	0,0445	0,044	0,0618	0,062
10	0,128571	0,376	0,148148	0,046	0,047	0,064	0,063
11	0,22857	0,216	0,22222	0,028	0,027	0,035	0,034
12	0,214286	0	0	0,0225	0	0	0

Рассчитаем значения приведенного момента инерции звеньев механизма, используя данные табл. 2:

$$I_{пр}^{II} = m_4 i_{S_{41}}^2 + I_{S_4} i_2^{A1} + m_5 i_{51}^2.$$

Результаты расчета сведем в табл. 3.

Таблица 3

№ п/п	$A = m_4 i_{S_{41}}^2$	$B = I_{S_4} i_2^{A1}$	$C = m_5 i_{51}^2$	$I_{пр}^{II}$
0	0	0	0	0
1	0,004678	0,000039	0,040824	0,045541
2	0,010527	0,000021	0,098784	0,109332
3	0,013605	0,000008	0,1330875	0,1467005
4	0,009101	0,000039	0,0918540	0,100994
5	0,002632	0,000032	0,0264915	0,0291555
13	0	0	0	0
6	0,0000002	0,0000003	0,0000079	0,0000084
7	0,0024502	0,000026	0,0229635	0,0254397
8	0,007465	0,000032	0,072576	0,080073
9	0,012374	0,000003	0,121086	0,133463
10	0,013271	0,000021	0,1250235	0,138315
11	0,003969	0,000046	0,036414	0,040429
12	0	0	0	0

Используя данные табл. 3, построим график $I_{пр}^{II} \sim \varphi_1$ в масштабе

$\mu_I = 0,0005 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{мм}}$. По оси абсцисс примем масштабный коэффициент

коэффициент $\mu_\phi = \frac{2\pi}{L} = \frac{6,28}{209,3} = 0,030 \frac{\text{рад}}{\text{мм}}$, где L – длина отрезка оси абс-

цисс, соответствующая углу 2π радиан.

Вычислим ординаты графика $y_{\text{пр}}^{\text{II}}$ и его составляющих и занесем данные в табл. 4.

Таблица 4

№ п/п	y_A мм	y_B мм	y_C мм	$y_{\text{пр}}^{\text{II}}$
0	0	0	0	0
1	9,356	0,078	81,6	91
2	21,05	0,04	197,5	218,7
3	27,21	0,0016	266,2	293,4
4	18,2	0,078	183,7	202
5	5,2	0,064	52,98	58,3
13	0	0	0	0
6	0,0004	0,0006	0,0158	0,017
7	4,9	0,052	45,93	50,9
8	14,9	0,064	145,14	160
9	24,7	0,0060	242,2	267
10	26,5	0,04	250,05	276,7
11	7,94	0,092	72,83	81
12	0	0	0	0

6. Построение диаграммы сил полезного сопротивления

Построим диаграмму сил полезного сопротивления высадочного пресса в масштабе $\mu_F = 100 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$; $\mu_S = 0,001 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$ согласно заданию.

На оси абсцисс делаем разметку, соответствующую ходу поршня E . По ординатам находим значения соответствующих усилий на выходном звене:

$$F_i = y_{Fi} \cdot \mu_F.$$

Результаты расчетов заносим в табл. 5.

Таблица 5

№ п/п	y_F , мм	y_{51} , Н
0–3	0	0
4	78	7800
5	31	3100
13–12	0	0

7. Определение приведенного момента сил сопротивления (для двигателя приведенного момента движущих сил)

На выходное звено высадочного пресса действует сила сопротивления F_5 . Приложенный к динамической модели (к кривошипу) приведенный момент сил сопротивления M_{Π}^c определяем из условия равенства мгновенных мощностей, развиваемых моментом M_{Π}^c на кривошипе и силой F_5 на выходном звене:

$$M_{\Pi}^c \omega_1 = F_5 v_E;$$

$$M_{\Pi}^c = F_5 \frac{v_E}{\omega_1} = F_5 i_{51}.$$

Так как силы тяжести звеньев 4 и 5 ($G_4 = 31,78$ Н $G_5 = 309$ Н) меньше сил сопротивления, то при расчете M_{Π}^c их не учитываем. Используя данные табл. 5 и 2, вычисляем значения M_{Π}^c в соответствующих положениях. Данные расчетов заносим в табл. 6.

Таблица 6

№ п/п	F_5 , Н	i_{51}	M_{Π}^c , Н·м	M_{Π}^c , $\frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{мм}}$	y_M , мм
0–3	0	–	0	5	0
4	7800	0,054	421,2	5	84,24
5	3100	0,029	89,9	5	17,98

13-12	0	-	0	5	0
-------	---	---	---	---	---

Строим график $M_{\text{п}}^c(\varphi)$. Масштабные коэффициенты по оси абсцисс – $\mu_{\varphi} = 0,03 \frac{\text{рад}}{\text{мм}}$, по оси ординат $\mu_M = 5 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{мм}}$.

8. Определение работы сил сопротивления A_c и работы движущих сил A_d

Работа сил сопротивления равна $A_c = \int_0^{\varphi} M_{\text{п}}^c \alpha \varphi$. График $A_c(\varphi)$ построим графическим интегрированием графика $M_{\text{п}}^c(\varphi)$.

Выбираем полюсное расстояние $h = 26,6667$ мм. Тогда получим масштабный коэффициент графика работ:

$$\mu_A = \mu_M \cdot \mu_{\varphi} \cdot h = 5 \cdot 0,030 \cdot 26,6667 = 4 \frac{\text{Дж}}{\text{мм}}$$

ПРИЛОЖЕНИЕ

Графическое интегрирование

Разделим площадь графика $M_{\text{пр}}^c(\varphi)$ системой вертикальных прямых $11'; 12' \dots$ на равные участки. На каждом участке получим криволинейные трапеции. Заменяем эти трапеции равновеликими прямоугольниками, высоты которых сносим на ось $M_{\text{пр}}$ и из полюса ρ , взятого на расстоянии h слева от оси ординат, проводим в снесенные точки лучи $\rho'1; \rho'2, \dots$. Затем в системе координат $A-\varphi$, начиная от 0, на каждом участке последовательно проводим отрезки, параллельные соответствующие лучам. Полученная ломаная линия представляет собой систему хорд интегральной кривой, т.е. графика $A^c = A^c(\varphi)$. Соединив плавной кривой вершины ломаной линии, получим график работ сил сопротивления $A^c = A^c(\varphi)$. Полюсное рас-

стояние h следует выбирать таким, чтобы масштаб графика соответствовал чертежным стандартам.

Числовое интегрирование

Построение графика работ сил сопротивления можно выполнить, используя численное интегрирование по методу трапеций, согласно которому

$$A_{\epsilon_i} = A_{\epsilon_{i-1}} + 0,5 (M_{n_{i+1}}^c + M_{n_j}^c) \Delta\varphi_1,$$

где $\Delta\varphi_1$ – шаг интегрирования.

$$\Delta\varphi_1 = \frac{2\pi}{12} = 0,5236 \text{ рад.}$$

Формула применяется последовательно от интервала к интервалу:

$$A_{\epsilon_0} = 0;$$

$$A_{\epsilon_1} = A_{\epsilon_0} + 0,5 (M_{n_0}^c + M_{n_1}^c) \Delta\varphi_1;$$

$$A_{\epsilon_2} = A_{\epsilon_1} + 0,5 (M_{n_1}^c + M_{n_2}^c) \Delta\varphi_1 \text{ и т. д.}$$

Таким образом, работа сил сопротивления за цикл $A_{\epsilon_{ци}} = A_{\epsilon_{12}}$.

Так как из уравнения движения для установившегося движения за цикл $A_{д} = A_{\epsilon}$, а также поскольку $M_{п}^д = \text{const}$, график работы движущих сил имеет вид прямой, соединяющей начало координат с концом графика A^c (точкой 12').

$$\left[\begin{matrix} 2-12' \\ \text{---} \end{matrix} \right] \mu = 74,5 \text{ мм; } A_{д} = \left[\begin{matrix} 2-12' \\ \text{---} \end{matrix} \right] \mu_A = 74,5 \cdot 4 = 298 \text{ Дж.}$$

Тогда

$$M_{\Pi}^{\text{д}} = \frac{[2-12'] \mu_A}{2\pi} = \frac{74,5 \cdot 4}{6,28} = 47,45 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Проведем горизонтальную прямую на графике приведенного момента с ординатой $y_{M_{\Pi}^{\text{д}}} = \frac{M_{\Pi}^{\text{д}}}{\mu_M} = \frac{47,45}{5} = 9,49 \text{ мм}.$

9. Определение постоянной составляющей приведенного момента инерции и установление необходимости маховика

9.1. Определение постоянной составляющей приведенного момента инерции по методу Ф. Виттенбауэра ($\delta > 0,04$)

Постоянная составляющая приведенного момента инерции $I_{\text{пр}}^{\text{I}}$, при которой колебания угловой скорости звена приведения не превышают значений, заданных коэффициентом неравномерности движения δ , определяется по методу Ф. Виттенбауэра ($\delta = 0,1 > 0,04$).

Графически вычитая ординату кривой A_c из ординаты A_d , строим график изменения кинетической энергии механизма (избыточной работы):

$$\Delta T = A_{\text{изб}} = A_d - A_c.$$

Для удобства построений на чертеже масштаб μ_T примем равным масштабу μ_A , т. е.

$$\mu_A = \mu_T = 4 \frac{\text{Дж}}{\text{мм}}.$$

Имея графики $\Delta T = \Delta T \curvearrowright$ и $I_{\Pi}^{\text{II}} = I_{\Pi}^{\text{II}} \curvearrowright$ строим график изменения кинетической энергии в функции приведенного момента инерции (диаграмму Ф. Виттенбауэра) путем исключения параметра φ . К кривой диаграммы проводим касательные под углами: сверху ψ_{max} и снизу ψ_{min} , которые соответствуют максимальной и минимальной угловым скоростям звена приведения с маховиком, причем

$$\operatorname{tg}\psi_{\max} = \frac{\mu_1}{2\pi_T} \cdot \omega_{\text{cp}}^2 \cdot \langle +\delta \rangle \approx \frac{0,0005}{2 \cdot 4} \cdot 12,56^2 \cdot \langle +0,1 \rangle \approx 0,01085$$

$$\operatorname{tg}\psi_{\min} = \frac{\mu_1}{2\pi_T} \cdot \omega_{\text{cp}}^2 \cdot \langle -\delta \rangle \approx \frac{0,0005}{2 \cdot 4} \cdot 12,56^2 \cdot \langle -0,1 \rangle \approx 0,00887.$$

Для более точного проведения касательных используем построение углов ψ_{\max} и ψ_{\min} по их тангенсам. Измерив отрезок ab в миллиметрах, отсекаемый касательными на оси ΔT , найдем постоянную составляющую приведенного момента инерции:

$$I_{\text{пр}}^I = \frac{ab \cdot \mu_T}{\omega_{\text{cp}}^2 \cdot \delta} = \frac{57 \cdot 4}{12,56^2 \cdot 0,1} = 14,4529 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$ab = 57 \text{ мм.}$$

9.2. Определение постоянной составляющей приведенного момента инерции по методу Н.И. Мерцалова ($\delta \leq 0,04$)

Построим график (рис. 4) изменения кинетической энергии машинного агрегата $\Delta T \langle \phi_1 \rangle$, являющийся графическим решением уравнения движения $\Delta T = A_{\text{изб}} = A_{\text{д}} - A_{\text{с}}$. Вычитая кинетическую энергию переменной составляющей приведенного момента инерции из графика $\Delta T \langle \phi_1 \rangle$, построим график $\Delta T \langle \phi_1 \rangle$ изменения кинетической энергии постоянной составляющей приведенного момента инерции, которое равно

$$\Delta T_1 = \Delta T - T_2,$$

где $T_2 = \frac{I_{\text{пр}}^I \omega_{1\text{cp}}^2}{2}$ – кинетическая энергия переменной составляющей приведенного момента инерции.

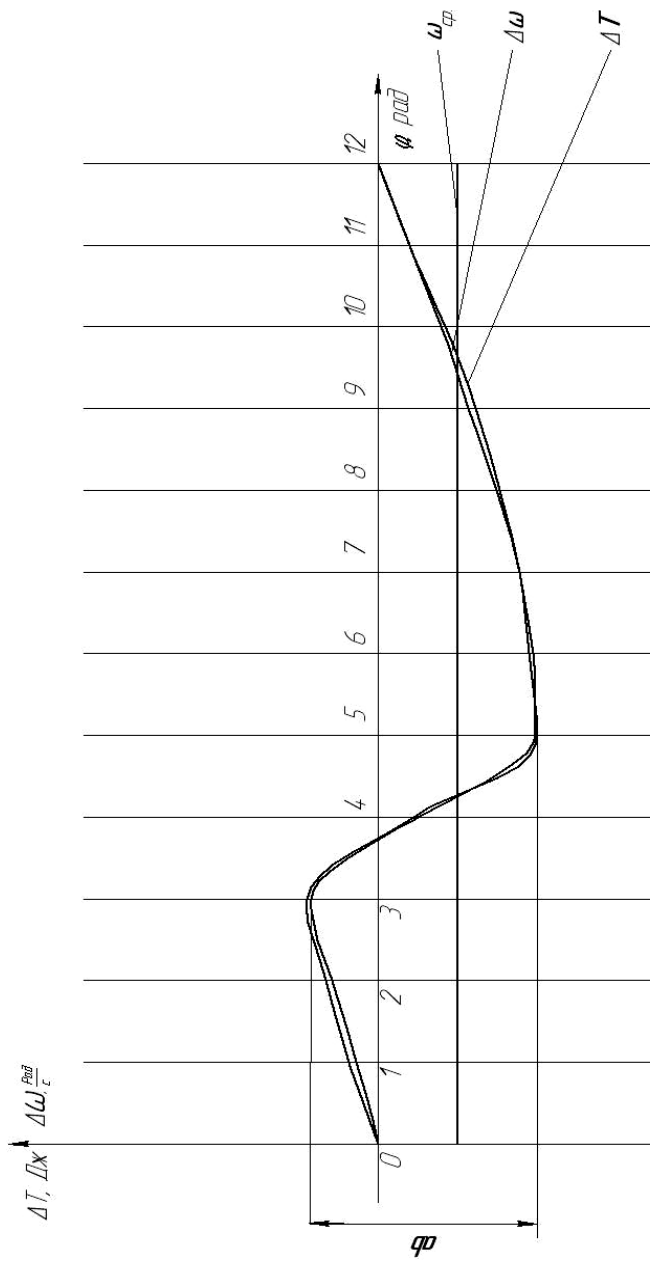


Рис. 4. График изменения кинетической энергии механизма

Ордината ΔT_1 равна

$$y_{\Delta T_1} = y_{\Delta T} - ky_{/пр}^I,$$

где $k = \frac{\mu_{/пр}^I \omega_{1cp}^2}{2\mu T}$.

Постоянная составляющая приведенного момента инерции

$$/пр^I = \frac{\Delta T_{1max}}{\delta \omega_{1cp}^2}.$$

Для рассмотренного механизма высадочного пресса

$$k = \frac{\mu_{/пр}^I \omega_{1cp}^2}{2\mu T} = \frac{0,0005 \cdot 12,56^2}{2 \cdot 4} = 0,009896.$$

Номер положения	$y_{\Delta T}$	$y_{/пр}^I$	$ky_{/пр}^I$	$y_{\Delta T_1}$
0	0	0	0	0
1	6,5	91	0,897	5,6
2	14	218,7	2,156	11,844
3	20	293,4	2,892	17,11
4	-8	202	1,991	-9,99
5	-39	58,3	0,575	-39,575
13	-40	0	0	-40
6	-39	0,017	0,0002	-39,0002
7	-35	50,9	0,502	-35,5
8	-29	160	1,577	-30,6
9	-22	267	2,632	-24,63
10	-14	276,7	2,728	-16,728
11	-7	81	0,798	-7,8
12	0	0	0	0


К полученному графику $\Delta T_1(\phi)$, который одновременно является графиком изменения угловой скорости звена приведения $\Delta \omega_1(\phi)$, в точках с максимальной и минимальной ординатами проведем касательные, параллельные оси ϕ . На оси ΔT получим отрезок ab . Через

середину отрезка ab проведем линию средней скорости звена приведения ω_{1cp} . Масштабный коэффициент графика угловой скорости

$$\mu_{\omega} = \frac{\delta\omega_{1cp}}{ab} = \frac{0,1 \cdot 12,56}{57} = 0,022 \frac{\text{с}^{-1}}{\text{мм}}.$$

Определим угловую скорость звена приведения для всех положений:

$$\omega_{1j} = \omega_{1cp} \pm y_{\Delta\omega_j} \mu_{\omega}.$$

Отрезки $y_{\Delta\omega_j}$ измеряются от линии ω_{1cp} до кривой $\Delta\omega_1$ . Знак $y_{\Delta\omega_j}$ берется в зависимости от расположения отрезка относительно линии ω_{1cp} .

№	$\omega_{1cp}, \text{с}^{-1}$	$y_{\Delta\omega}$ мм	$\omega_{1cp}, \text{с}^{-1}$
0	12,56	12	12,824
1	12,56	17	12,934
2	12,56	23,5	13,077
3	12,56	28,5	13,187
4	12,56	2	12,604
5	12,56	-28,5	11,933
6	12,56	-28	11,944
13	12,56	-28	11,944
7	12,56	-23	12,054
8	12,56	-17	12,186
9	12,56	-13	12,274
10	12,56	-5	12,45
11	12,56	4	12,648
12	12,56	12	12,824

Угловое ускорение звена приведения определяется из дифференциального уравнения машинного агрегата

$$\varepsilon_1 = \frac{M_{\Pi}^d - M_{\Pi}^c - \frac{\omega_{1j}^2}{2} \frac{dI_{\Pi j}^{II}}{d}}{I_{\Pi j}^{II} + I_{\Pi}^{II}}$$

$$\text{где } \frac{dI_{\text{пр}i}^{\parallel}}{d\varphi_i} = \frac{\mu_{i\parallel}}{\mu_{\varphi}} \operatorname{tg} \alpha_{i\parallel}.$$

$\alpha_{i\parallel}$ – угол наклона касательной к кривой графика $I_{\text{пр}i}^{\parallel}(\varphi_i)$ к оси абсцисс в исследуемой точке.

10. Расчет маховика

Внутри цикла установившегося движения машины не наблюдается равенства работы движущих сил и работы сил сопротивления и постоянства приведенного момента инерции механизма, а значит, угловая скорость ω_1 начального звена оказывается переменной. Величина колебаний этой скорости оценивается коэффициентом неравномерности движения

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{ср}}},$$

$$\text{где } \omega_{\text{ср}} = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2};$$

$\omega_{\max}, \omega_{\min}$ – соответственно максимальная и минимальная угловые скорости.

$$\omega_{\text{ср}} = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2} = \frac{13,187 + 11,933}{2} = 12,56 \text{ с}^{-1},$$

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{ср}}} = \frac{13,187 - 11,933}{12,56} = 0,09984 \approx 0,1.$$

$$\omega_{\text{ср}} = \omega_1.$$

Колебания скорости начального звена механизма должны регулироваться в заданных пределах. Это регулирование обычно выполняется соответствующим подбором масс звеньев механизма, которые подбираются так, чтобы они могли аккумулировать все

приращения кинетической энергии при превышении работы движущих сил над работой сил вредных сопротивлений и отдавать ее в противном случае.

Роль аккумулятора кинетической энергии механизма выполняет маховик. Поэтому необходимо так подобрать массу маховика, чтобы данный механизм работал с заданным коэффициентом неравномерности движения δ .

$$\text{Момент инерции маховика } I_M = I_{\text{пр}} - I_0.$$

Диаметр маховика принимают:

$$D = \left(\frac{1}{10} \right) r,$$

где r – радиус кривошипа.

$$D = \left(\frac{1}{10} \right) 0,045 = 0,0045 \text{ м.}$$

Примем $D = 0,4$ м.

Окружная скорость маховика

$$v = \frac{D}{2} \omega_{\text{ср}} = \frac{0,4}{2} \cdot 12,56 = 2,512 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

При $v_{\text{кр}} \leq 30 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ материал маховика – чугун, при $v_{\text{кр}} \leq 30 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ – сталь.

В нашем случае маховик выполним из чугуна.

Маховый момент колеса с массивным ободом

$$mD^2 = 4I_M.$$

Уточним диаметр маховика:

$$\text{- с массивным ободом } D_M = \sqrt[5]{\frac{4qI_M}{\pi\psi\gamma\xi}},$$

где γ – удельный вес материала маховика (для чугуна $\gamma = 73000 \frac{\text{Н}}{\text{м}^3}$,

для стали $\gamma = 78500 \frac{\text{Н}}{\text{м}^3}$);

$$\psi = \frac{a}{b};$$

$\xi = \frac{h}{D}$ (из конструктивных соображений принимают $\psi = 0,07 - 0,1$; $\xi = 0,1 - 0,15$);

- в виде колеса с массивным ободом $D_M = \sqrt[5]{\frac{32qI_M}{\pi\psi\gamma\xi}}$.

Выбираем конструкцию маховика в виде колеса с массивным ободом, для которого принимаем $\psi = 0,1$ и $\xi = 0,12$, тогда

$$I_M = 14,4529 - 0,019 = 14,4339 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2};$$

$$D_M = \sqrt[5]{\frac{4 \cdot 9,8 \cdot 14,4339}{3,14 \cdot 73000 \cdot 0,1 \cdot 0,12}} = 0,73 \text{ м.}$$

Маховый момент колеса $mD_M^2 = 4I_M$, откуда масса маховика:

$$m_M = \frac{4I_M}{D_M^2};$$

$$m_M = 4 \cdot \frac{14,4339}{0,73^2} = 108,3 \text{ кг};$$

Ширина обода, $b = \psi D_M = 0,1 \cdot 0,73 = 0,073 \text{ м}$,

$$h = \xi D_M = 0,12 \cdot 0,73 = 0,0876 \text{ м.}$$

Эскиз маховика

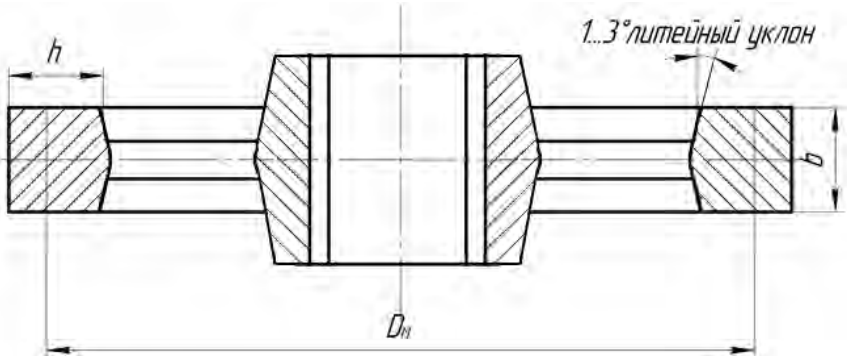


Рис. 5

11. Динамический анализ рычажного механизма

Определим угловую скорость и угловое ускорение звена привода в пятом положении механизма:

$$\omega_{15} = \omega_{\min} = \sqrt{\frac{2 \cdot \mu_T}{\mu_I} \cdot \text{tg} \alpha_5} = \sqrt{\frac{2 \cdot 4}{0,0005} \cdot 0,00887} = 11,933 \text{ с}^{-1};$$

$$\varepsilon_1 = \frac{M_d - M_c - \frac{\omega_{15}^2}{2} \cdot \frac{dl}{d\varphi}}{I_{\text{пр}}^{II} + I_{\text{пр}}^{II}} =$$

$$\frac{47,45 - 89,9 - \frac{11,933^2}{2} \cdot \langle 0,1586 \rangle}{14,4529 + 0,0291555} = -2,151 \text{ с}^{-2};$$

$$\frac{dl}{d\varphi} = \frac{\mu_I}{\mu_{\varphi}} \cdot \text{tg} \alpha_{I_{\text{пр}}^{II}} = \frac{0,0005}{0,03} \cdot \langle 9,5144 \rangle = -0,1586$$

где $\alpha_{/_{\text{пр}}}$ – угол наклона касательной к кривой графика $l_{\text{п}} = l_{\text{п}} \phi$ к оси абсцисс в исследуемой точке 5; $\alpha_{/_{\text{пр}}} = 96^\circ$

12. Кинематический анализ (методом планов)

12.1. Построение плана скоростей

Расчет производим для 5-го положения механизма.

Построим план 5-го положения механизма в масштабе $\mu_S = 0,001 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$.

Для построения плана скоростей определим скорость точки А кривошипа:

$$v_A = \omega_1 \cdot l_{OA} = 11,933 \cdot 0,045 = 0,537 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Примем $pa = 53,6$ мм, тогда масштабный коэффициент скорости

$$\mu_v = \frac{v_A}{pa} = \frac{0,537}{53,7} = 0,01 \frac{\text{м}}{\text{с} \cdot \text{мм}}$$

Построение плана скоростей ведем в соответствии с векторными уравнениями:

$$\begin{cases} \vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA}, \\ \vec{v}_B = \vec{v}_C + \vec{v}_{BC}, \end{cases}$$

где $\vec{v}_{BA} \perp AB$; $\vec{v}_C = 0$; $\vec{v}_{BC} \perp BC$;

$$pd = \frac{DC}{BC} \cdot pb = 1,4 \cdot pb = 1,4 \cdot 24 = 33,6 \text{ мм.}$$

$$\begin{cases} \vec{v}_E = \vec{v}_D + \vec{v}_{ED}, \\ \vec{v}_E = \vec{v}_{E_0} + \vec{v}_{EE_0}, \end{cases}$$

где $\vec{v}_{ED} \perp DE$; $\vec{v}_{E_0} = 0$; $\vec{v}_{EE_0} \parallel y-y$.

Положение точек S_2 и S_4 находим по теореме подобия:

$$aS_2 = \frac{AS_2}{AB} ab, \quad dS_4 = \frac{DS_4}{DE} dl.$$

Из плана скоростей имеем

$$\begin{aligned} ab &= 38 \text{ мм}, & v_{BA} &= ab \cdot \mu_v = 38 \cdot 0,01 = 0,38 \text{ м/с}; \\ pb &= 24 \text{ мм}, & v_B = v_{S_3} = v_{BE} &= 24 \cdot 0,01 = 0,24 \text{ м/с}; \\ pd &= 33,6 \text{ мм}, & v_D &= pd \cdot \mu_v = 33,6 \cdot 0,01 = 0,336 \text{ м/с}; \\ pe &= 32 \text{ мм}, & v_E &= pe \cdot \mu_v = 32 \cdot 0,01 = 0,32 \text{ м/с}; \\ ed &= 12 \text{ мм}, & v_{ED} &= ED \cdot \mu_v = 12 \cdot 0,01 = 0,12 \text{ м/с}; \\ ps_2 &= 37 \text{ мм}, & v_{S_2} &= ps_2 \cdot \mu_v = 37 \cdot 0,01 = 0,37 \text{ м/с}; \\ ps_4 &= 32,5 \text{ мм}, & v_{S_2} &= ps_4 \cdot \mu_v = 32,5 \cdot 0,01 = 0,325 \text{ м/с}; \end{aligned}$$

$$\omega_2 = \frac{v_{BA}}{l_{AB}} = \frac{0,38}{0,21} = 1,81 \text{ с}^{-1}.$$

Определим направление ω_2 , мысленно перенося вектор относительной скорости v_{BA} в точку B и рассматривая поворот звена AB под действием этого вектора относительно точки A :

$$\omega_3 = \frac{v_{BC}}{l_{BC}} = \frac{0,24}{0,125} = 1,92 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_4 = \frac{v_{ED}}{l_{DE}} = \frac{0,112}{0,054} = 2,22 \text{ с}^{-1}.$$

Направление ω_3 и ω_4 находим аналогично, перенося векторы носительных скоростей v_{BC} и v_{ED} соответственно в точки B и E и рассматривая повороты звена 3 и звена 4 относительно точек C и D под действием этих векторов.

12.2. Построение плана ускорений

Определим ускорение точки A . Так как кривошип вращается неравномерно, то ускорение точки A кривошипа:

$$\vec{2}a_A = \vec{a}_{AO}^n + \vec{a}_{AO}^t,$$

где $a_{AO}^n = \omega_1^2 \cdot l_{AO} = 11,933^2 \cdot 0,045 = 6,408 \frac{\text{М}}{\text{с}^2}$;

$$a_{AO}^t = \varepsilon_1 \cdot l_{AO} = 2,15 \cdot 0,045 = 0,097 \frac{\text{М}}{\text{с}^2}.$$

Для построения плана ускорения примем масштабный коэффициент $\mu_a = 0,05 \frac{\text{М}}{\text{с}^2 \cdot \text{мм}}$.

Тогда отрезки, изображающие нормальное и тангенциальное ускорение будут:

$$\pi n_1 = \frac{a_{AO}^n}{\mu_a} = \frac{6,408}{0,05} = 128,16 \text{ мм};$$

$$n_1 a = \frac{a_{AO}^t}{\mu_a} = \frac{0,097}{0,05} = 1,94 \text{ мм}.$$

Из полюса плана ускорений π откладываем вектор нормального ускорения $\vec{\pi n_1}$, направленный параллельно AO от точки A к точке O , а вектор $\vec{n_1 a}$ направлен перпендикулярно AO в направлении ε_1 .

Ускорение точки B найдем, решив графически систему векторных уравнений

$$\begin{cases} \vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^\tau, \\ \vec{a}_B = \vec{a}_C + \vec{a}_{BC}^n + \vec{a}_{BC}^\tau, \end{cases}$$

где нормальные составляющие $a_{BA}^n \parallel AB$, а $a_{BC}^n \parallel BC$ и направлены от точки B к точке A и от точки B к точке C соответственно.

Тангенциальные составляющие $\vec{a}_{BA}^\tau \perp AB$, а $\vec{a}_{BC}^\tau \perp BC$, поэтому из точки n_2 проводим перпендикуляр к звену AB , а из точки n_3 – перпендикуляр к звену BC . Пересечение перпендикуляров определит положение точки B . Положение точки B на продолжении вектора d найдем по теореме подобия:

$$\frac{\pi c}{\pi d} = \frac{BC}{DC} \Rightarrow \pi d = \frac{DC}{BC} \cdot \pi c = 1,4 \cdot \pi c = 1,4 \cdot 115 = 161 \text{ мм.}$$

Ускорение точки E определим, решив графически систему векторных уравнений:

$$\begin{cases} \vec{a}_E = \vec{a}_D + \vec{a}_{ED}^n + \vec{a}_{ED}^\tau, \\ \vec{a}_E = \vec{a}_{E_0} + \vec{a}_{EE_0}^k + \vec{a}_{EE_0}^r, \end{cases}$$

$$\text{где } a_{ED}^2 = \frac{a_{ED}^2}{l_{DE}} = \frac{0,12^2}{0,054} = 0,267 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}; \quad d n_4 = \frac{a_{ED}^n}{\mu_a} = \frac{0,267}{0,05} = 0,5 \text{ мм.}$$

Вектор $\vec{d}n_4$ параллелен звену ED и направлен от точки E к точке O .

Вектор тангенциального ускорения \vec{a}_{ED}^τ перпендикулярен звену ED .

$\vec{a}_{E_0} = 0$, так как точка E_0 принадлежит неподвижной направляющей; $\vec{a}_{EE_0}^k = 0$ (поршень E в цилиндре двигателя вертикально «вверх-вниз» без поворотов).

Вектор относительно ускорения $a_{EE_0}^r$ параллелен направляющей $y-y$.

Положение точек S_2 и S_4 находим по теореме подобия:

$$a_{S_2} = \frac{AS_2}{AB} ab, \quad d_{S_4} = \frac{DS_4}{DE} de.$$

Из плана ускорений находим:

$$a_{S_3} = a_B = \pi b \cdot \mu_a = 115 \cdot 0,05 = 5,75 \frac{\text{M}}{\text{c}^2};$$

$$a_D = \pi d \cdot \mu_a = 161 \cdot 0,05 = 8,05 \frac{\text{M}}{\text{c}^2};$$

$$a_{BA}^r = n_2 b \cdot \mu_a = 92 \cdot 0,05 = 4,6 \frac{\text{M}}{\text{c}^2};$$

$$a_{BA} = ab \cdot \mu_a = 93,5 \cdot 0,05 = 4,675 \frac{\text{M}}{\text{c}^2};$$

$$a_{S_2} = \pi S_2 \cdot \mu_a = 113 \cdot 0,05 = 5,65 \frac{\text{M}}{\text{c}^2};$$

$$a_{BC}^r = n_3 b \cdot \mu_a = 115 \cdot 0,05 = 5,75 \frac{\text{M}}{\text{c}^2};$$

$$a_{BC} = bc \cdot \mu_a = 115 \cdot 0,05 = 5,75 \frac{\text{M}}{\text{c}^2};$$

$$a_{DC} = cd \cdot \mu_a = 161 \cdot 0,05 = 8,05 \frac{\text{M}}{\text{c}^2};$$

$$a_{ED}^r = n_4 e \cdot \mu_a = 42,5 \cdot 0,05 = 2,125 \frac{\text{M}}{\text{c}^2};$$

$$a_{ED} = de \cdot \mu_a = 43 \cdot 0,05 = 2,15 \frac{\text{M}}{\text{c}^2};$$

$$a_{S_4} = \pi S_4 \cdot \mu_a = 161,5 \cdot 0,05 = 8,075 \frac{\text{M}}{\text{c}^2};$$

$$a_E = \pi e \cdot \mu_a = 165 \cdot 0,05 = 8,25 \frac{\text{M}}{\text{c}^2}.$$

Определим угловые ускорения звеньев:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^r}{l_{AB}} = \frac{4,6}{0,21} = 21,9 \text{ с}^{-2};$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{BC}^r}{l_{BC}} = \frac{5,75}{0,125} = 46 \text{ с}^{-2};$$

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{ED}^r}{l_{DE}} = \frac{2,125}{0,0545} = 39,352 \text{ с}^{-2}.$$

Направление ε_4 получим, мысленно помещая вектор $\vec{n}_4 e$ тангенциального ускорения a_{ED}^r в точку E и рассматривая поворот звена 4 под его действием относительно точки D .

Аналогично находим направление ε_2 и ε_3 .

12.3. Построение кинематических диаграмм: перемещений, скоростей, ускорений

По данным, полученным при построении планов положений, построим диаграмму перемещений поршня E : $S_E = S_E$ в масштабах $\mu_S = 0,001 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$; $\mu_t = \frac{60}{n_1 l} = \frac{60}{120 \cdot 120} = 0,0025 \frac{\text{с}}{\text{мм}}$, где l – отрезок, откладываемый на оси абсциссе и изображающий время одного оборота кривошипа.

Методом графического дифференцирования диаграммы перемещений построим диаграмму скорости $v_E = v_E$. Примем полюсное расстояние $h_1 = 20$, тогда масштаб по оси ординат

$$\mu_v = \frac{\mu_S}{\mu_t \cdot h_1};$$

$$\mu_v = \frac{0,001}{0,0025 \cdot 20} = 0,02 \frac{\text{м}}{\text{с} \cdot \text{мм}}.$$

Из диаграммы скоростей получим скорость точки E в пятом положении: $v_5 = 15 \cdot 0,02 = 0,3 \frac{\text{м}}{\text{с}}$, из плана скоростей $v_5^{\text{п}} = 0,32 \frac{\text{м}}{\text{с}}$.

Погрешность

$$\Delta = \frac{v_5^{\text{п}} - v_5^{\text{д}}}{v_5^{\text{п}}} \cdot 100\%;$$

$$\Delta = \frac{0,32 - 0,3}{0,32} \cdot 100\% = 6,25\%.$$

Графически продифференцировав кривую скорости, построим диаграмму ускорений точки E : $a_E = a_E$ (рис. 7):

$$\mu_a = \frac{\mu_v}{\mu_t \cdot h_2};$$

$$\mu_a = \frac{0,02}{0,0025 \cdot 40} = 0,2 \frac{\text{м}}{\text{с}^2 \cdot \text{мм}};$$

$$a_{E_5}^{\text{д}} = 45 \cdot 0,2 = 9,0 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}; a_{E_5}^{\text{п}} = 8,25 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}.$$

Погрешность

$$\Delta = \frac{a_{E_5}^{\text{д}} - a_{E_5}^{\text{п}}}{a_{E_5}^{\text{д}}} \cdot 100\%;$$

$$\Delta = \frac{0,9 - 0,825}{0,9} \cdot 100\% = 8,3\%.$$

Данные построений заносим в табл. 7.

Таблица 7

№ положения	y_s , мм	S , мм	y_v , мм	$v_{E'}^{\text{д}}$, м/с	$v_{E'}^{\text{п}}$, м/с	Δ , %	y_a , мм	$a_{E'}^{\text{д}}$, м/с ²	$a_{E'}^{\text{п}}$, м/с ²	Δ , %
0	0	0	0	0	0,32	6,25	80	16	8,25	8,3
1	14	0,014	23	0,46			37	7,4		
2	38	0,038	35	0,7			20	4		
3	68	0,068	40	0,8			9	1,8		
4	98	0,098	34	0,68			-38	7,6		
5	121	0,121	15	0,3			-45	9,0		
13	125	0,125	0	0			-35	7		
6	125	0,125	1,5	0,03			-34	6,8		
7	119	0,119	15	0,3	-28	5,6				

8	101	0,101	26	0,52			-26	5,2		
9	73	0,073	36	0,72			-21	4,2		
10	42	0,042	40	0,8			18	3,6		
11	14	0,014	28	0,56			48	9,6		
12	0	0	0	0			80	16		

ПРИЛОЖЕНИЕ

Графическое дифференцирование методом хорд

Дифференцируемую кривую $S = S(t)$ – график перемещений – разобьем вертикальными прямыми на 12 равноотстоящих отрезков. Полученные точки на прямой соединим хордами, выбрав полюс ρ на расстоянии h слева от оси ординат, проведем из него лучи, параллельные соответствующим хордам. Полученные отрезки на оси ординат будут пропорциональны средним скоростям на соответствующих участках.

В каждом интервале системы координат $\vec{v} - \vec{t}$ проведем горизонтальные прямые, отстоящие от оси абсцисс на расстояния, равные соответствующим отрезкам. Получим ступенчатую линию графика скорости.

Истинный график скорости $\vec{v} = \vec{v}(t)$ можно получить, заменяя ступенчатый график плавной кривой так, чтобы на каждом участке площадки выступающих и входящих уголков оказались равными.

Продифференцировав таким же образом график скорости $\vec{v} = \vec{v}(t)$, получим график тангенциальных ускорений $\vec{a}^T = \vec{a}^T(t)$.

12.4. Кинематические диаграммы при вращении выходного (ведомого) звена

Если выходное звено совершает вращательное движение, то следуются угловые перемещения, угловые скорости и угловые ускорения построением соответствующих диаграмм

$$\varphi = \varphi(t) \quad \omega = \omega(t) \quad \varepsilon = \varepsilon(t)$$

Из плана положений определяем 12 (13) значений величины угла наклона выходного звена φ_B . Масштаб угла поворота выходного звена находят по зависимости

$$\mu_\varphi = \frac{\varphi_{B_{\max}}}{y_{\max}}, \frac{\text{град}}{\text{мм}},$$

где $\varphi_{B_{\max}}$ – наибольший угол поворота ведомого звена;

y_{\max} – отрезок, изображающий угловой путь φ на диаграмме.

Углы φ_B могут быть определены с помощью транспортира. Градусы следует перевести в радианы, тогда

$$\mu_\varphi = \frac{\pi \cdot \varphi_{B_{\max}}}{y_{\max} \cdot 180^\circ}, \frac{\text{рад}}{\text{мм}}.$$

Подсчитав величины ординат для 12 положений звена, строим диаграмму его углового перемещения. Построение кинематических диаграмм угловых скоростей $\omega = \omega \curvearrowright$ и угловых ускорений $\varepsilon = \varepsilon \curvearrowright$ ведомого звена выполняется методом графического дифференцирования (методом хорд или методом касательных).

Масштаб диаграммы угловых скоростей определяется по формуле

$$\mu_\omega = \frac{\mu_\varphi}{\mu_t \cdot H_1}, \frac{\text{рад} \cdot \text{с}^{-1}}{\text{мм}},$$

где H_1 – полюсное расстояние на диаграмме угловых скоростей;

$$\mu_\varepsilon = \frac{\mu_\omega}{\mu_t \cdot H_2}, \frac{\text{рад} \cdot \text{с}^{-2}}{\text{мм}},$$

где H_2 – полюсное расстояние на диаграмме угловых ускорений.

13. Силовой расчет

Для выполнения силового расчета рычажного механизма выделим его из машинного агрегата. Реактивное воздействие отброшенной части машинного агрегата заменим уравновешивающимся моментом M_y .

Силовой расчет выполним кинестатическим методом, в основе которого лежит принцип Д'Аламбера, который формулируется следующим образом: если к числу внешних сил, действующих на механическую систему, прибавить силы инерции, то малую механическую систему можно рассматривать как условно находящуюся в равновесии. Этот метод позволяет записать уравнение движения в форме уравнений равновесия.

Силовой расчет выполним в соответствии с формулой строения

$$I \text{ (1)} \rightarrow II \text{ (3)} \rightarrow III \text{ (5)}$$

начиная с наиболее удаленной группы Ассура от механизма I класса.

Определим силы тяжести звеньев, главные векторы и главные моменты сил инерции звеньев.

Звено 1: $G_1 = m_1 \cdot g$; $G_1 = 31,9,81 = 309 \text{ Н}$.

$F_{и1}$, так как кривошип уравновешен

$M_{и1} = I_{п1} \epsilon_1$; $M_{и1} = 14,4529 \cdot 2,154 = 31,09 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Звено 4: $G_4 = m_4 g = 3,24 \cdot 9,81 = 31,78 \text{ Н}$;

$F_{и4} = m_4 a_{S4} = 3,24 \cdot 8,075 = 26,163 \text{ Н}$;

$M_{и1} = I_{S4} \epsilon_4 = 0,000945 \cdot 39,352 = 0,0372 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

Звено 5: $G_5 = m_5 g = 31,5 \cdot 9,81 = 309 \text{ Н}$;

$F_{и5} = m_5 a_E = 31,5 \cdot 8,25 = 259,875 \text{ Н}$;

$M_{и5} = 0$;

$F_5 = 3100 \text{ Н}$.

По условию m_2 и m_3 не учитываем.

Отсоединим группу Ассура (4, 5). Вычертим ее в масштабе $\mu_S = 0,0005 \frac{\text{М}}{\text{мм}}$. Приложим все известные внешние силы, главный

вектор сил инерции $F_{и4}$ и главный момент сил инерции $M_{и4}$, а вместо отброшенной направляющей и звена 3 приложим реакции R_{05} и R_{34} .

Так как реакция R_{34} неизвестна, то представим ее как сумму $\vec{R}_{34} = \vec{R}_{34}^n + \vec{R}_{34}^r$, а реакцию R_{05} направим перпендикулярно направляющей ползуна.

Определим реакцию R_{34}^r из уравнения $\sum M_E \llcorner_j = 0$ для звена 4.

$$-R_{34}^r \cdot l_{DE} + G_4 \cdot h_2 - M_{и4} - F_{и4} \cdot h_1 = 0;$$

$$R_{34}^r = \frac{G_4 h_2 - M_{и4} - F_{и4} h_1}{l_{DE}} =$$

$$= \frac{31,78 \cdot 6 \cdot 0,0005 - 0,0372 - 26,163 \cdot 2,5 \cdot 0,0005}{0,054} = 0,47 \text{ Н.}$$

Для определения составляющей R_{34}^n и реакции R_{05} запишем на основании принципа Д'Аламбера векторное уравнение кинестатики для группы Ассур (4, 5):

$$\vec{R}_{34}^n + \vec{R}_{34}^r + \vec{G}_4 + \vec{F}_{и4} + F_{и5} + \vec{G}_5 + \vec{F}_5 + \vec{R}_{05} = 0.$$

Выберем масштабный коэффициент сил $\mu_F = 10 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$ и построим замкнутый силовой многоугольник согласно уравнению равновесия группы Ассур (4, 5).

Определим чертежные отрезки, изображающие силы на плане сил:

$$\llbracket -2 \rrbracket \frac{R_{34}^r}{\mu_F} = \frac{0,47}{10} = 0,05 \text{ мм;}$$

$$\llbracket -3 \rrbracket \frac{G_4}{\mu_F} = \frac{31,78}{10} = 3,2 \text{ мм;}$$

$$\llbracket -4 \rrbracket \frac{F_{и4}}{\mu_F} = \frac{26,163}{10} = 2,6 \text{ мм};$$

$$\llbracket -5 \rrbracket \frac{F_{и5}}{\mu_F} = \frac{259,875}{10} = 26 \text{ мм};$$

$$\llbracket -6 \rrbracket \frac{G_5}{\mu_F} = \frac{309}{10} = 31 \text{ мм};$$

$$\llbracket -7 \rrbracket \frac{F_{и5}}{\mu_F} = \frac{3100}{10} = 310 \text{ мм}.$$

Строим план сил группы Ассур (4, 5) и из плана сил находим

$$R_{34}^n = \llbracket -8 \rrbracket \mu_F = 254 \cdot 10 = 2540 \text{ Н};$$

$$R_{34} = \llbracket -2 \rrbracket \mu_F = 254 \cdot 10 = 2540 \text{ Н};$$

$$R_{05} = \llbracket -7 \rrbracket \mu_F = 27 \cdot 10 = 270 \text{ Н}.$$

Определим реакцию F_{45} во внутренней кинематической паре. Мысленно отделим звено 4 и рассмотрим его равновесие.

Векторное уравнение равновесия звена 4

$$\vec{R}_{34}^n + \vec{R}_{34}^r + \vec{G}_4 + \vec{F}_{и4} + \vec{R}_{54} = 0.$$

Из уравнения видно, что для определения реакции R_{54} достаточно на имеющемся плане соединить точки 4 и 8.

$$R_{54} = \llbracket -8 \rrbracket \mu_F = 258 \cdot 10 = 2580 \text{ Н}.$$

Переходим к силовому расчету группы Ассур (2, 3). Вычертим группу Ассур (2, 3) в масштабе $\mu_S = 0,001 \frac{\text{М}}{\text{мм}}$.

В точке D приложим реакцию $\vec{R}_{43} = -\vec{R}_{34} = 2540 \text{ Н}$.

Для определения реакции R_{03}^r составим $\sum M_B \llbracket \vec{F}_i \rrbracket = 0$ для звена 3:

$$-R_{43} \cdot h + R_{03}^{\tau} \cdot l_{BC} = 0;$$

$$R_{03}^{\tau} = \frac{R_{43} \cdot h}{l_{BC}};$$

$$R_{03}^{\tau} = \frac{2540 \cdot 50 \cdot 0,001}{0,125} = 1016 \text{ Н.}$$

Для определения R_{12}^{τ} составим $\sum M_B \left(\leftarrow \right) = 0$ для звена 2:

$$R_{12}^{\tau} = 0.$$

Для определения составляющих R_{03}^n и R_{12}^n запишем уравнение равновесия группы Ассур (2, 3)

$$\vec{R}_{03}^n + \vec{R}_{03}^{\tau} + \vec{R}_{43} + \vec{R}_{12}^{\tau} + \vec{R}_{12}^n = 0.$$

На основании этого уравнения построим замкнутый силовой многоугольник в масштабе $\mu_F = 20 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$:

$$\llbracket -2 \rrbracket \frac{R_{03}^{\tau}}{\mu_F} = \frac{1016}{20} = 50,8 \text{ мм};$$

$$\llbracket -3 \rrbracket \frac{R_{43}}{\mu_F} = \frac{2540}{20} = 127 \text{ мм};$$

$$\llbracket -4 \rrbracket \frac{R_{12}^{\tau}}{\mu_F} = 0.$$

Из силового многоугольника находим

$$R_{03}^n = \llbracket -1 \rrbracket \mu_F = 58 \cdot 20 = 1160 \text{ Н};$$

$$R_{03} = \llbracket -2 \rrbracket \mu_F = 78 \cdot 20 = 1560 \text{ Н};$$

$$R_{12} = \llbracket -5 \rrbracket \mu_F = 204 \cdot 20 = 4080 \text{ Н};$$

$$R_{23} = \llbracket -5 \rrbracket \mu_F = 204 \cdot 20 = 4080 \text{ Н}.$$

Переходим к силовому расчету механизма I класса. Ведущее звено вычертим в масштабе $\mu_S = 0,001 \frac{\text{М}}{\text{мм}}$. В точку A приложим

реакцию $\vec{R}_{21} = -\vec{R}_{12} = 4080 \text{ Н}$, в точке O – реакцию R_{01} .

К звену 1 прикладываем главный момент сил инерции $M_{и1}$. Так как механизм был отсоединен от машинного агрегата, то действие отброшенной части машинного агрегата заменим уравновешивающим моментом M_y , который необходимо определить.

Рассмотрим равновесие звена 1 относительно точки O_1 :

$$M_{yp} = R_{21} \cdot h - M_{и1};$$

$$M_{yp} = 4080 \cdot 19 \cdot 0,001 - 31,09 = 46,43 \text{ Н}.$$

$$F_{yp} = \frac{M_{yp}}{l_{OA}} = \frac{46,43}{0,045} = 1031,8 \text{ Н}.$$

Для определения F_{01} запишем уравнение равновесия сил для ведущего звена:

$$\vec{R}_{21} + \vec{G}_1 + \vec{F}_{yp} + \vec{R}_{01} = 0$$

и построим силовой многоугольник в масштабе $\mu_F = 25 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$.

$$\llbracket -2 \rrbracket \frac{R_{21}}{\mu_F} = \frac{4080}{25} = 163,2 \text{ мм};$$

$$\boxed{-3} \quad \frac{F_{yp}}{\mu_F} = \frac{10318}{25} = 41,27 \text{ мм};$$

$$\boxed{-4} \quad \frac{G_1}{\mu_F} = \frac{309}{25} = 12,36 \text{ мм}.$$

Из плана сил определяем

$$R_{01} = \boxed{-1} \cdot \mu_F = 143 \cdot 25 = 3575 \text{ Н}.$$

14. Определение M_{yp} методом рычага Жуковского

Построим повернутый на 90° план скоростей и все внешние силы, силы инерции и силы от моментов инерции приложим в соответствующей точке плана скоростей.

Момент сил инерций $M_{и2}$ и $M_{и4}$ представляем в виде пары сил. Величина этих сил соответственно

$$F_{M_{и4}} = F'_{M_{и4}} = \frac{M_{и4}}{l_{DE}} = \frac{0,0372}{0,054} = 0,689 \text{ Н};$$

$$F_{M_{и1}} = F'_{M_{и1}} = \frac{M_{и1}}{l_{OA}} = \frac{31,09}{0,045} = 691 \text{ Н}.$$

Определим F_y из уравнения

$$\sum M_p \left(\leftarrow \right) = 0:$$

$$\left(F_5 + G_5 + F_{и5} \right) \cdot p e + G_4 h_2 + F_{и4} h_1 + F_{M_{и4}} \left(b_3 + h_4 \right) \leftarrow$$

$$+ F_{M_{и1}} \cdot p a + F_{yp} \cdot p a = 0;$$

$$F_y = \frac{\left(100 - 309 - 259,875 \right) \cdot 70 - 31,78 \cdot 64}{103} +$$

$$+ \frac{-26,163 \cdot 63 - 0,689 \cdot 20 - 691 \cdot 103}{103} = 993,3 \text{ Н.}$$

$$M_{yp} = F_y \cdot l_{OA};$$

$$M_{yp} = 993,3 \cdot 0,045 = 44,7 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$\Delta \frac{M_{yp}^{пл} - M_{yp}^{ж}}{M_{yp}^{пл}} \cdot 100\% ;$$

$$\Delta = \frac{46,43 - 44,7}{46,43} \cdot 100\% \approx 3,726\% < 5\%, \text{ что допустимо.}$$

15. Определение мгновенного коэффициента полезного действия

Мгновенный коэффициент полезного действия определен для 5-го положения механизма. Считаем, что радиусы цапф шарниров заданы: $r = 10$ мм, коэффициенты трения в шарнирах и направляющих ползуна также заданы и равны $f = f' = 0,1$.

Предположим, что все непроизводительные сопротивления в механизме сводятся к сопротивлению трения.

Реакции в кинематических парах для данного положения механизма определены силовым расчетом и равны:

$$R_{01} = 3575 \text{ Н}; R_{12} = 4080 \text{ Н}; R_{23} = 4080 \text{ Н};$$

$$R_{30} = 1560 \text{ Н}; R_{43} = 2540 \text{ Н}; R_{45} = 2580 \text{ Н}; R_{05} = 270 \text{ Н}.$$

Для определения мощностей, расходуемых на трение в различных кинематических парах, необходимо найти относительные угловые скорости в шарнирах и относительные скорости в поступательных парах. Относительная угловая скорость ω_{10} звена 1 относительно

но стойки O равна угловой скорости ω_1 в данном положении, так как вал вращается в неподвижном подшипнике. Для определения относительных угловых скоростей в остальных шарнирах используем данные кинематического исследования механизма.

Величина относительной угловой скорости равна сумме величин угловых скоростей звеньев в случае угловых скоростей разного направления, в случае угловых скоростей одного направления величина относительной угловой скорости определяется вычитанием меньшей величины из большей.

$$\omega_{10} = \omega_1 = 11,933 \text{ с}^{-1}; \quad \omega_2 = 1,81 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{21} = \omega_2 + \omega_1 = -1,81 + 11,933 = 10,123 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{30} = \omega_3 = 1,92 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{32} = \omega_3 - \omega_2 = 1,92 - 1,81 = 0,11 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{43} = \omega_3 + \omega_4 = 1,92 + 2,22 = 4,14 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{45} = \omega_4 = 2,22 \text{ с}^{-1};$$

$$v_{E_{\text{пост}}} = v_E = 0,32 \frac{\text{М}}{\text{с}}.$$

Мощности, затрачиваемые на трение в кинематических парах, в данный момент времени

$$P = fRr\omega.$$

$$P_O = f \cdot R_{01} \cdot r_{01} \cdot \omega_1 = 0,1 \cdot 3575 \cdot 0,01 \cdot 11,933 = 42,66 \text{ Вт};$$

$$P_A = f \cdot R_{12} \cdot r_A \cdot \omega_{12} = 0,1 \cdot 4080 \cdot 0,01 \cdot 10,123 = 41,3 \text{ Вт};$$

$$P_B = f \cdot R_{23} \cdot r_B \cdot \omega_{23} = 0,1 \cdot 4080 \cdot 0,01 = 0,4488 \text{ Вт};$$

$$P_C = f \cdot R_{30} \cdot r_C \cdot \omega_3 = 0,1 \cdot 1560 \cdot 0,01 \cdot 1,92 = 2,9952 \text{ Вт};$$

$$P_D = f \cdot R_{43} \cdot r_D \cdot \omega_{34} = 0,1 \cdot 2540 \cdot 0,01 \cdot 4,14 = 10,5156 \text{ Вт};$$

$$P_E = f \cdot R_{45} \cdot r_E \cdot \omega_{45} = 0,1 \cdot 2580 \cdot 0,01 \cdot 2,22 = 5,7276 \text{ Вт};$$

$$P_{E_{\text{пост}}} = f \cdot R_{05} \cdot v_B \cdot \omega_{45} = 0,1 \cdot 270 \cdot 0,32 = 8,64 \text{ Вт}.$$

Общая мощность сил трения

$$\begin{aligned} P_T &= P_O + P_A + P_B + P_C + P_D + P_E + P_{E_{\text{пост}}} = \\ &= 42,66 + 41,3 + 0,4488 + 2,9952 + \\ &+ 10,5156 + 5,7276 + 8,64 = 112,2977 \text{ Вт}. \end{aligned}$$

Мощность движущих сил в данный момент времени

$$P_d = F_5 \cdot v_E = 3100 \cdot 0,32 = 992 \text{ Вт}.$$

Мгновенный КПД механизма

$$\eta = 1 - \frac{P_T}{P_d} = 1 - \frac{112,2977}{992} = 0,8868.$$

16. Подбор сечения для звена 4

Звено 4 вычертим в масштабе $\mu_S = 0,0005 \frac{\text{М}}{\text{мм}}$. Приложим к нему найденные ранее силы $\left(\bar{R}_{54} = \bar{R}_{54}^n + \bar{R}_{54}^t; \bar{R}_{34} = \bar{R}_{34}^n + \bar{R}_{34}^t; G_4; F_{и4} \right)$ и момент инерции $M_{и4}$.

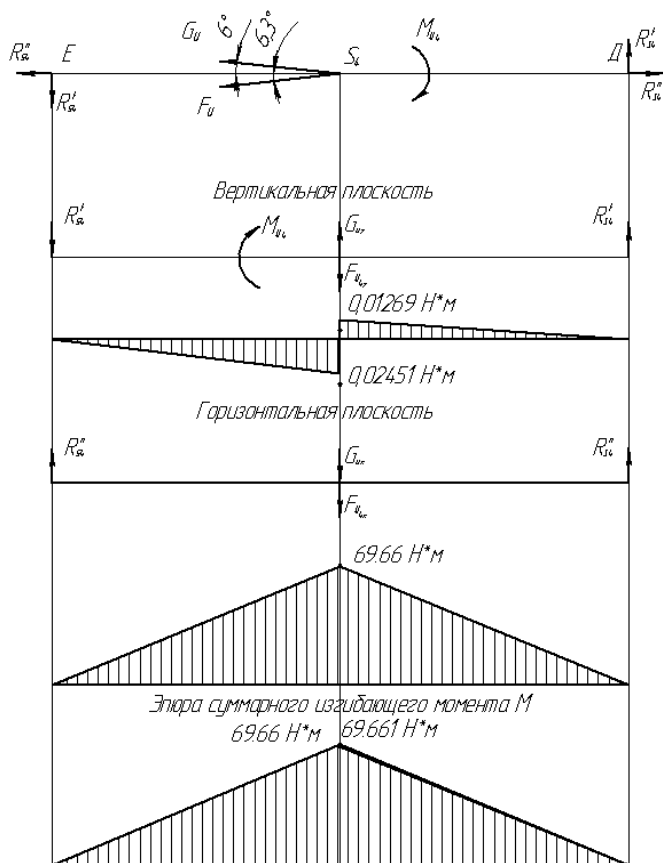
$$R_{54}^t = 2580 \text{ Н}; R_{34}^n = 0,9078 \text{ Н}; R_{34}^t = 0,47 \text{ Н}; R_{34}^n = 2540 \text{ Н}; \\ G_4 = 31,78 \text{ Н}; F_{и4} = 26,163 \text{ Н}; M_{и4} = 0,0372 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Вычертим звено 4 с действующими на него нагрузками в двух плоскостях: горизонтальной и вертикальной. Построим эпюры изгибающих моментов в вертикальной плоскости.

в вертикальной плоскости

$$M_1 = -R_{54}^t \cdot 54 \cdot \mu_S = 0,9278 \cdot 54 \cdot 0,0005 = -0,02451 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_1^1 = -M_1 + M_{и4} = -0,02451 + 0,0372 = 0,01269 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$



Проверка:

$$M_1^1 = -R_{34}^y \cdot 54 \cdot \mu_S = 0,47 \cdot 54 \cdot 0,0005 = 0,01269 \text{ H} \cdot \text{м}.$$

или $\sum M_D = 0$:

$$-R_{54}^y \cdot 108 \cdot \mu_S + M_{и4} + G_{4y} \cdot 54 \cdot \mu_S - M_{и4y} \cdot 54 \cdot \mu_S = 0;$$

$$-0,9078 \cdot 108 \cdot 0,005 + 0,0372 + (3,322 - 2,8841) \cdot 54 \cdot 0,0005 = 0,$$

где $G_{4y} = G_4 \cdot \sin \alpha = 31,78 \cdot \sin 6^\circ = 3,322 \text{ Н}$.

$$M_{н4y} = M_{н4} \cdot \sin \beta = 26,163 \cdot \sin 6,3^\circ = 2,8847 \text{ Н};$$

в горизонтальной плоскости

$$M_1^2 = R_{54}^2 \cdot 54 \cdot \mu_s = 2580 \cdot 54 \cdot 0,0005 = 69,66 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Проверка:

$$M_1^2 = R_{34}^2 \cdot 54 \cdot \mu_s = 2540 \cdot 54 \cdot 0,0005 = 68,58 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Погрешность

$$\Delta = \frac{69,66 - 68,58}{69,66} \cdot 100\% = 1,55\%.$$

Эпюра суммарного изгибающего момента

$$M_1 = \sqrt{M_B^2 + M_T^2} = \sqrt{0,0245^2 + 69,66^2} = 69,661 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_1^1 = \sqrt{0,0126^2 + 69,66^2} = 69,661 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Материал вала – сталь 45; термообработка – нормализация. Предел текучести $G_p = 360 \text{ МПа}$, предел прочности $\sigma_b = 610 \text{ МПа}$.

Примем коэффициент запаса прочности $n_T = 1,8$ Тогда допускаемое нормальное напряжение

$$\left[\sigma \right] = \frac{\sigma_T}{n_T} = \frac{360}{1,8} = 200 \text{ МПа}.$$

Определим момент сопротивления сечения из условия прочности

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W_x} \leq [\sigma]$$

$$W_x = \frac{M_{\max}}{[\sigma]} = \frac{69661}{200} = 348,3 \text{ мм}^3,$$

где $M_{\max} = 69,661 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Принимаем поперечное сечение звена 4 в виде круга:

$$W_x = \frac{\pi d^3}{32}.$$

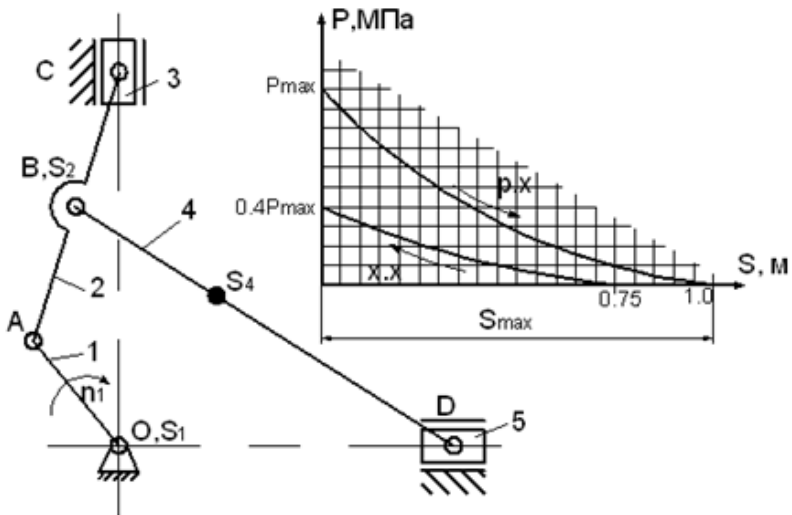
Отсюда находим диаметр

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W_x}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 348,3}{3,14}} = 15,25 \text{ мм}.$$

Принимаем $d = 16 \text{ мм}$.

ЗАДАНИЯ

Задание 1. Механизм двухцилиндрового двигателя

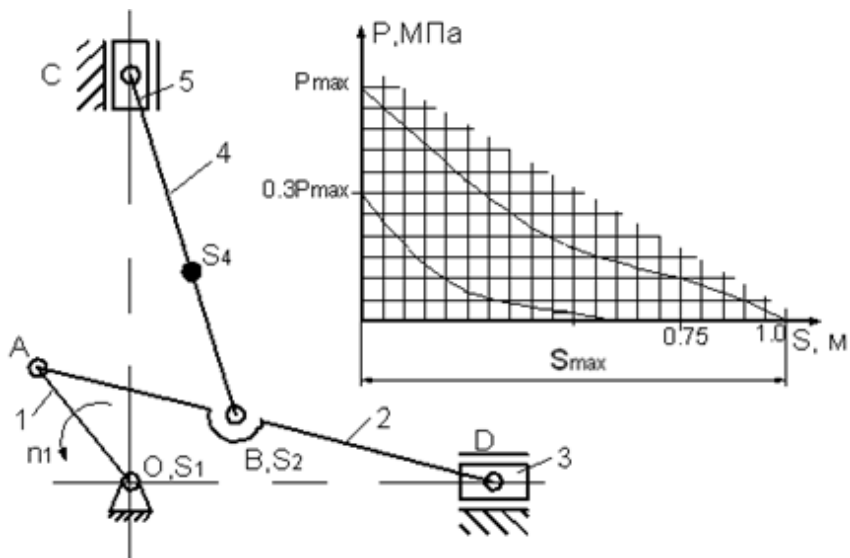


Исходные данные

$l_{AS_2} = \frac{1}{3} l_{AC}$; $l_{BS_4} = \frac{1}{3} l_{BD}$; $l_{S_2} = l_{S_4} = 0,17 m_2 l_2^2$; $l_0 = 0,02 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;
 $m_1 = 0,25 \text{ кг}$; d_3, d_5 – диаметр цилиндров.

№	$l_{OA},$ м	$l_{AC} = l_{BD},$ м	$n_1,$ мин ⁻¹	$P_{\max},$ МПа	$d_3 = d_5,$ м	$m_2 = m_4,$ кг	$m_3 = m_5,$ кг	δ
0	0,05	0,16	650	3,0	0,06	3,2	2	1/60
1	0,055	0,2	600	4,0	0,05	2,8	1	1/50
2	0,06	0,25	620	3,5	0,04	3,0	1,5	1/40
3	0,065	0,26	700	3,0	0,03	2,5	1,6	1/65
4	0,07	0,28	750	3,2	0,04	4,0	1,8	1/80
5	0,075	0,3	800	4,0	0,02	4,8	2	1/75
6	0,08	0,32	850	3,8	0,05	5,0	2,1	1/85
7	0,085	0,25	900	3,0	0,08	5,2	2,2	1/70
8	0,09	0,3	950	2,8	0,07	2,4	1,2	1/90
9	0,095	0,26	1050	4,5	0,06	3,4	1,4	1/50
10	0,1	0,25	1000	3,0	0,075	4,2	1,5	1/60

Задание 2. Механизм двухцилиндрового двигателя

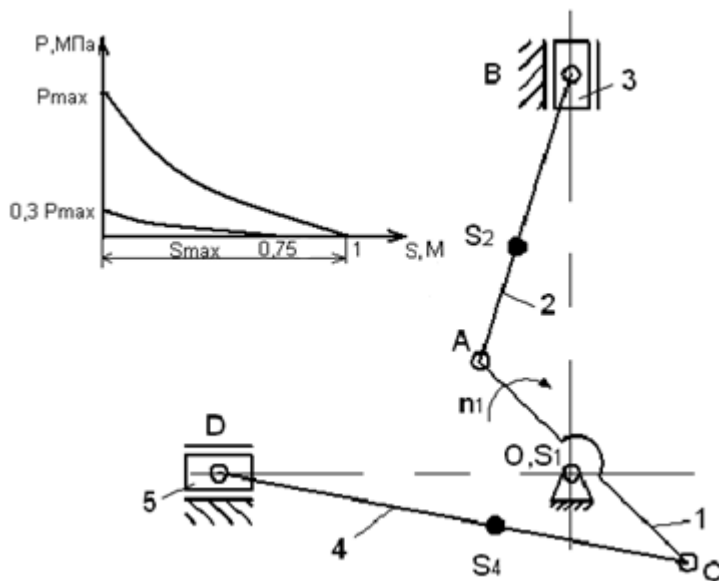


Исходные данные

$$l_{AS_2} = \frac{1}{3} l_{AD}; l_{BS_4} = \frac{1}{3} l_{BC}; m_1 = 0,5 \text{ кг}; l_0 = 0,05 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; l_{S1} = 0,17 m_1 l_1^2.$$

№	$l_{OA},$ м	$l_{AD} = l_{BC},$ м	$n_1,$ мин ⁻¹	$P_{\text{max}},$ МПа	$d_3 = d_5,$ м	$m_2 = m_4,$ кг	$m_3 = m_5,$ кг	δ
0	0,06	0,228	620	3,8	0,05	2,8	2,0	1/52
1	0,07	0,280	700	4,2	0,05	3,0	1,8	1/60
2	0,065	0,325	800	5,1	0,06	2,5	2,2	1/70
3	0,075	0,3	900	4,6	0,07	4,5	3,0	1/80
4	0,08	0,320	1000	5,6	0,08	3,5	2,2	1/65
5	0,095	0,380	850	5,5	0,08	5,0	3,4	1/90
6	0,1	0,4	740	4,0	0,06	5,2	4,0	1/85
7	0,09	0,36	1050	4,5	0,09	4,7	3,4	1/60
8	0,085	0,3	750	3,2	0,08	4,2	3,2	1/80
9	0,055	0,176	680	4,0	0,1	4,0	3,0	1/50
10	0,5	0,180	630	5,0	0,08	3,2	2,0	1/60

Задание 3. Двухтактный ДВС

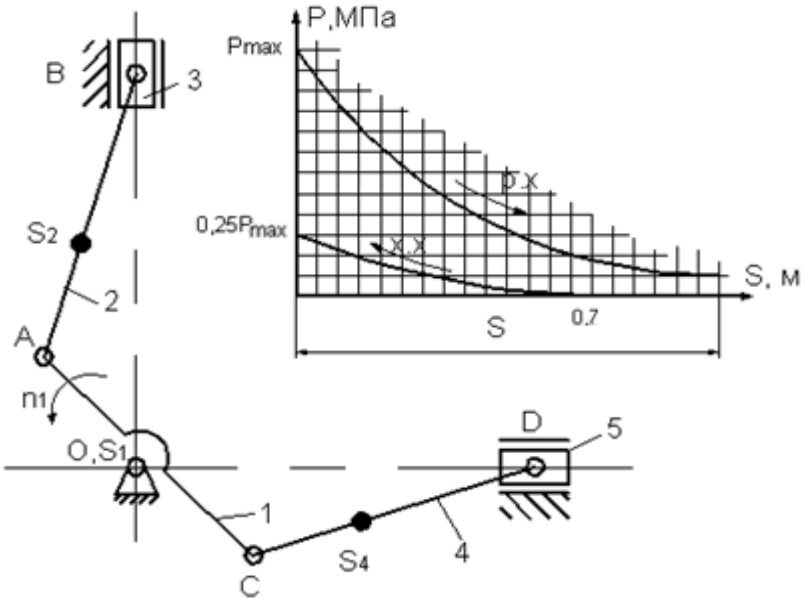


Исходные данные

$m_1 = 0,8m_2$; $m_2 = qP_{AB}$; $m_3 = 0,8m_2$; $m_4 = qP_{DC}$; $m_5 = 0,8m_4$; $d_5 = 0,65d_3$; $H_D = 0,8H_B$; $l_{CD} = 4l_{OC}$; $H_D = 2l_{OC}$; $l_{AS_2} = 0,4l_{AB}$; $l_{CS_4} = 0,4l_{DC}$; $l_{S_2} = 0,15m_2l_{AB}^2$; $l_{S_4} = 0,15m_4l_{DC}^2$; $l_{S_1} = l_0 = 0,45m_1l_{AC}^2$; $l_{D_{max}} = 0,6P_{B_{max}}$.

№	$H_B, \text{ м}$	V_{max}	$n_1, \text{ мин}^{-1}$	$d_3, \text{ м}$	δ	$P_{B_{\text{max}}}, \text{ МПа}$	$q, \text{ кг/м}$
1	0,132	14,5	1150	0,1257	0,013	4,1	9
2	0,094	12,53	2800	0,085	1/90	2,6	10
3	0,17	13,10	1100	0,13	1/150	2,8	11
4	0,26	14,30	650	0,19	1/70	3,2	12
5	0,26	13,33	800	0,19	1/80	3,0	8
6	0,094	11,48	3000	0,085	1/100	2,2	9
7	0,15	12,03	1500	0,11	1/80	4,0	10
8	0,1	12,36	2000	0,075	1/90	4,2	11
9	0,115	11,34	1500	0,1	1/75	4,6	12
10	0,12	12,18	1850	0,09	1/80	3,8	8

Задание 4

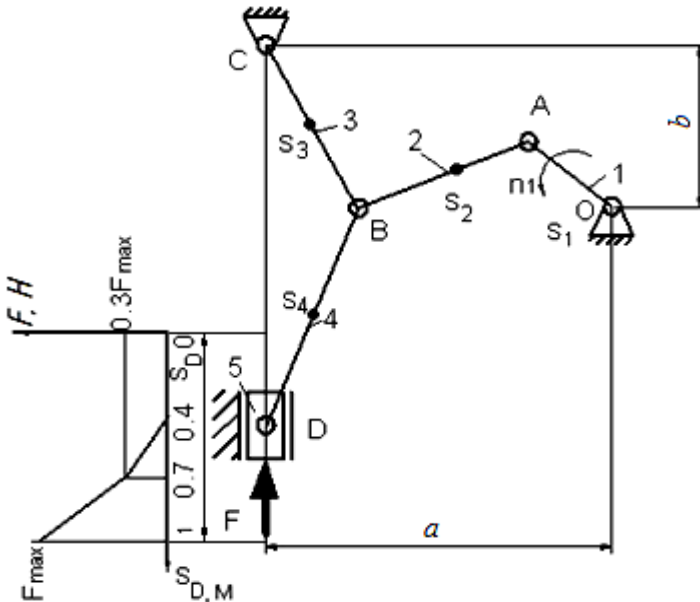


Исходные данные

$l_{CD} = 3l_{OC}$; $l_{AS_2} = 0,33l_{AB} = l_{CS_4}$; $m_2 = ql_{AB}$, где $q = 9 \text{ кг/м}$; $m_3 = 1,6m_2$; $m_1 = 5m_2$; $m_5 = 3m_3$; $m_4 = ql_{CD}$; $l_{S_2} = 0,17m_2l_{AB}^2$; $l_{S_4} = 0,17m_4l_{CD}^2$; $H_D = 0,6H_B$; $d_{г5} = 0,7d_{г3}$; $l_0 = m_1l_{AC}^2/3$.

№	$n_1, \text{мин}^{-1}$	$H_B, \text{м}$	$d_3, \text{м}$	$P_{\text{max}3}, \text{МПа}$	$\lambda = l_{OA}/l_{AB}$	δ
1	2000	0,105	0,12	3,5	0,32	0,008
2	2100	0,115	0,13	4,1	0,3	0,009
3	2200	0,1	0,14	4,5	0,28	0,01
4	1600	0,125	0,15	3,8	0,25	0,011
5	1700	0,11	0,16	3,6	0,3	0,012
6	1800	0,108	0,125	3,5	0,3	0,013
7	1900	0,09	0,135	3,7	0,25	0,012
8	1500	0,11	0,145	4,4	0,27	0,011
9	2000	0,12	0,14	2,7	0,25	0,1
10	2100	0,096	0,1	4,8	0,29	0,009

Задание 5. Механизм штамповочного пресса



Исходные данные

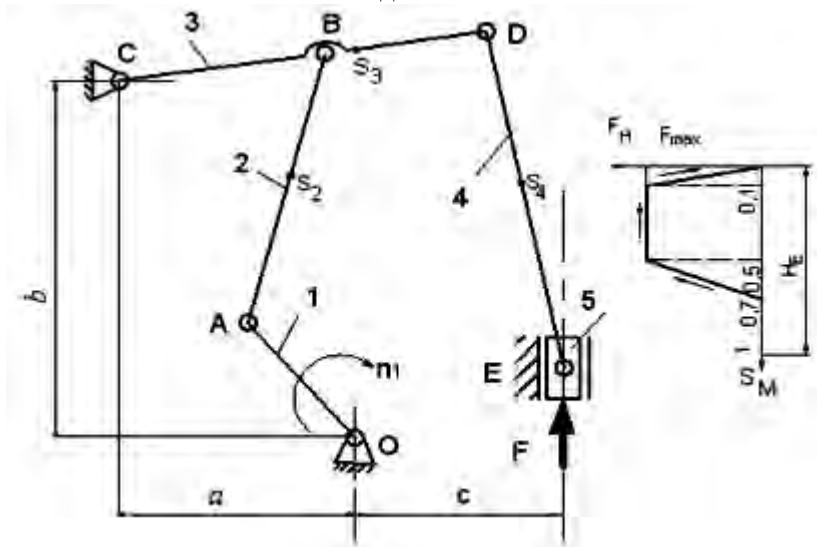
Центры тяжести расположены на середине звеньев.

$$l_{BD} = l_{BC}; \quad m_i = q l_i, \quad \text{где } q = 60 \text{ кг/м}; \quad m_5 = 3m_4, \quad m_1 = 0,5m_5;$$

$$I_{S_1} = 0,3m_1 l_{OA}^2; \quad \delta = 0,1; \quad I_{S_j} = 0,17m_j l_j^2.$$

№	$n_1, \text{мин}^{-1}$	$l_{OA}, \text{м}$	$l_{AB}, \text{м}$	$l_{BC}, \text{м}$	$a, \text{м}$	$b, \text{м}$	$F_{\text{max}}, \text{Н}$
1	160	0,05	0,18	0,2	0,24	0,18	22000
2	150	0,055	0,17	0,22	0,255	0,2	24000
3	140	0,06	0,18	0,24	0,24	0,22	26000
4	120	0,065	0,24	0,26	0,315	0,23	28000
5	120	0,07	0,24	0,28	0,32	0,25	30000
6	120	0,05	0,19	0,28	0,24	0,16	25000
7	130	0,055	0,21	0,18	0,265	0,18	28000
8	140	0,06	0,23	0,2	0,29	0,21	30000
9	150	0,065	0,25	0,23	0,32	0,21	32000
10	160	0,07	0,27	0,28	0,34	0,26	35000

Задание 6



Исходные данные

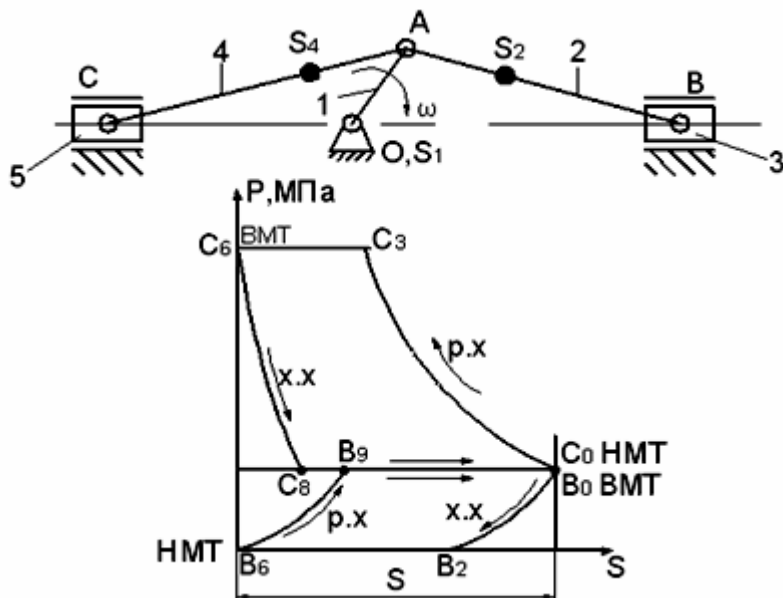
$$m_2 = ql_{AB}; m_3 = ql_{CD}; m_4 = ql_{DE}; m_5 = 0,6m_1; I_{S_2} = (1/12)m_2l_{AB}^2;$$

$$I_{S_3} = (1-12)m_3P_{CD}^2; I_{S_4} = (1/12)m_4P_{DE}^2; I_{AS_2} = I_{S_2}D; I_{DS_4} = I_{S_4}E; q = 60 \text{ кг/м.}$$

Центры тяжести звеньев 2 и 4 в середине звена; точки S_3 совпадает с точкой B .

№	$l_{OA},$ м	$l_{AB},$ м	$l_{BC},$ м	$l_{CD},$ м	$l_{DE},$ м	$a,$ м	$b,$ м	$c,$ м	$n_1,$ мин ⁻¹	$F,$ кН	δ	$m_1,$ кг	$l_0,$ кг·м ²
1	0,09	0,295	0,27	0,38	0,2	0,14	0,27	0,225	80	20,0	0,1	50	0,04
2	0,05	0,22	0,12	0,18	0,18	0,11	0,23	0,12	90	25,0	0,11	40	0,02
3	0,055	0,2	0,13	0,195	0,195	0,12	0,24	0,18	100	30,0	0,12	30	0,02
4	0,06	0,21	0,14	0,19	0,15	0,07	0,18	0,14	120	15,0	0,08	20	0,03
5	0,045	0,18	0,14	0,21	0,16	0,06	0,16	0,16	110	18,0	0,09	25	0,04
6	0,07	0,22	0,16	0,24	0,17	0,08	0,2	0,19	140	20,0	0,1	30	0,05
7	0,075	0,24	0,18	0,27	0,185	0,1	0,18	0,2	150	22,0	0,12	35	0,02
8	0,08	0,26	0,2	0,30	0,18	0,12	0,22	0,21	160	24,0	0,14	40	0,025
9	0,085	0,28	0,22	0,33	0,2	0,14	0,24	0,22	200	25,0	0,11	45	0,04
10	0,065	0,27	0,12	0,18	0,22	0,09	0,25	0,2	180	30,0	0,08	50	0,045

Задание 7. Механизм двухступенчатого компрессора

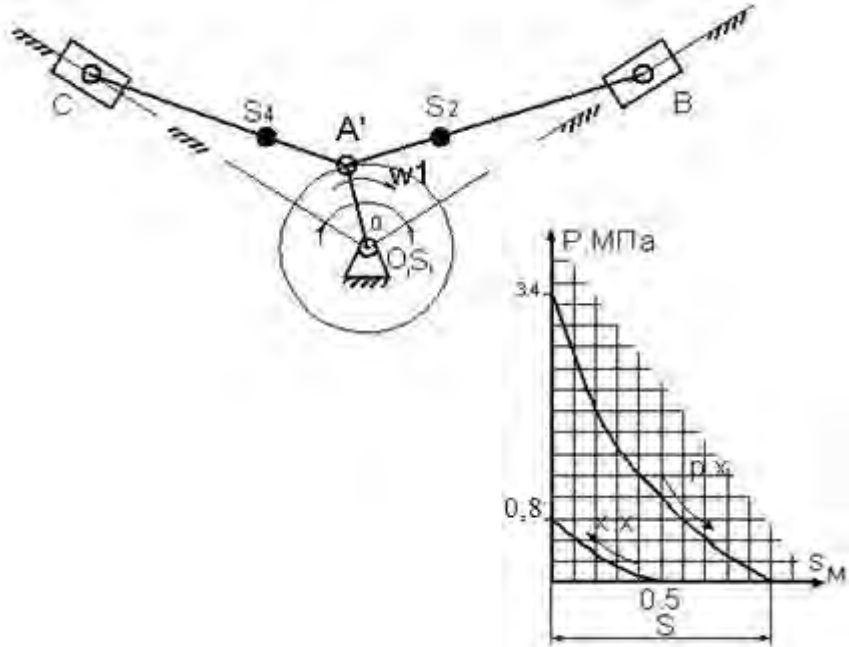


Исходные данные

$l_{AS_2} = l_{AS_4} = 0,35AB$; $m_i = q/l_i$, где $q = 10 \text{ кг/м}$; $m_3 = m_5 = 0,3m_2$; $m_1 = 2m_2$; $l_{S_j} = 0,17m_i l_i^2$.

№	$n_1, \text{мин}^{-1}$	P_1	P_{11}	$l_{OA}, \text{м}$	$l_{AB} = l_{AC}, \text{м}$	d_1	d_{11}	δ
		МПа				мм		
1	200	4,5	9	0,04	0,16	28,3	20	0,05
2	120	4	9	0,038	0,155	30	20	0,09
3	140	3,5	9	0,035	0,150	25,6	16	0,08
4	150	4	8	0,03	0,160	17	12	0,07
5	160	3,5	8	0,055	0,215	19,6	13	0,06
6	170	4,5	8	0,05	0,2	21,2	15	0,1
7	180	4,5	9	0,06	0,28	20	15	0,09
8	200	4	8	0,045	0,2	16	11	0,08
9	210	3,5	7,5	0,04	0,16	22,5	15	0,07
10	220	3,2	6	0,032	0,16	20	14	0,06

Задание 8. Механизм двухтактного двигателя

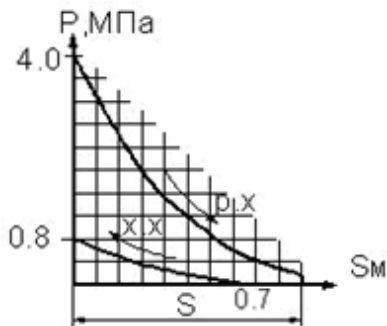
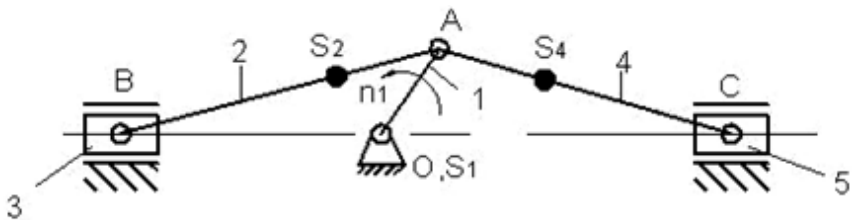


Исходные данные

$l_{AS_2} = l_{AS_4} = 0,35l_{AB}$; $m_2 = m_4 = ql$, где $q = 9$ кг/м; $m_3 = m_5 = 0,3m_2$; $m_1 = 2m_2$; $I_0 = m_1 l_{OA}^2 / 3$; $I_0 = 0,17m_1 l_j^2$.

№	$n_1, \text{мин}^{-1}$	$d_{ш}, \text{мм}$	α	$S/d_{ш}$	$\lambda = r/l$	δ
1	4800	80	90	0,75	0,197	1/125
2	4200	76	90	0,89	0,174	1/120
3	4500	75	90	0,95	0,25	1/90
4	3600	76	90	0,9	0,2	1/80
5	4800	75	90	0,9	0,217	1/125
6	4800	80	90	0,77	0,237	1/140
7	4515	68,5	60	0,81	0,215	1/150
8	4800	85	60	0,83	0,182	1/120
9	4200	100	90	0,8	0,232	1/110
10	4800	81	90	1,0	0,213	1/100

Задание 9. Механизм с двухцилиндровым двухтактным двигателем внутреннего сгорания

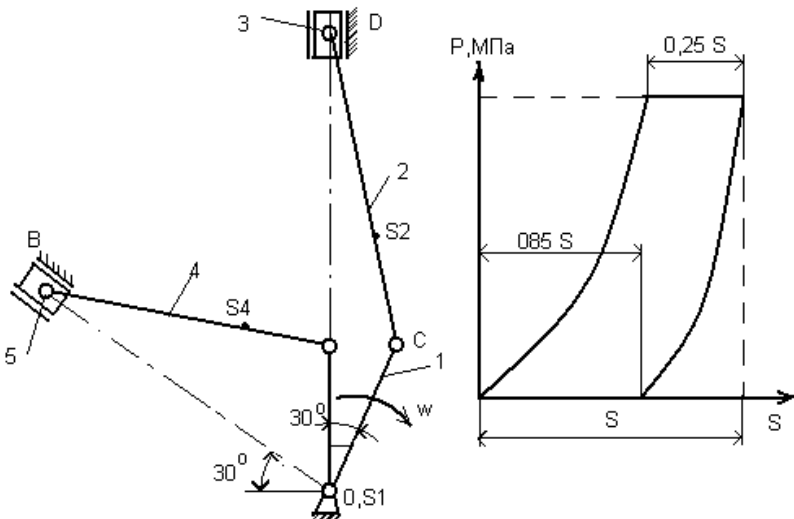


Исходные данные

$$l_{AS_2} = l_{AS_4} = 0,35 l_{AB}; \quad m_2 = q/l_2, \text{ где } q = 10 \text{ кг/м}; \quad m_3 = m_5 = 0,3 m_2; \quad m_1 = 2 m_2$$

№	l_{OA_i} м	$l_{AB} = l_{AC_i}$ м	$d_{цз} = d_{ц5}$ мм	σ	$n_{1, -1}$ мин ⁻¹
1	0,032	0,188	70	1/80	4600
2	0,036	0,205	72	1/100	4600
3	0,03	0,15	63	1/75	4350
4	0,033	0,21	75	1/120	4800
5	0,031	0,14	74	1/95	4000
6	0,035	0,2	66	1/90	4250
7	0,032	0,165	77	1/110	4500
8	0,031	0,135	66	1/100	3500
9	0,033	0,16	66	1/120	4000
10	0,038	0,19	76	1/95	3500

Задание 10. механизм компрессора

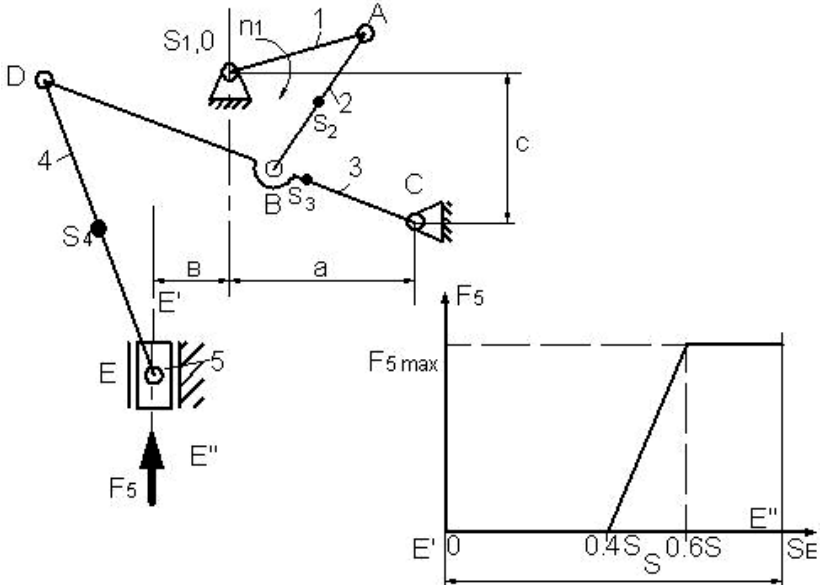


Исходные данные

$m_1 = 0,5m_4$; $I_s = 0,15m^2$; $m = ql$, где $q = 30$ кг/м; $I_{CS_2} = (1/3) I_{DC}$; $I_{AS_4} = (1/3) I_{AB}$; $I_{OC} = 1,2I_{OA}$; $m_3 = 2m_2$; $m_5 = 2m_4$.

№	I_{AO} , М	I_{BA}/I_{AO} , М	I_{DC}/I_{OC} , М	$d_{ц5} = d_{ц5}$, ММ	P_3 , МПа	P_5 , МПа	δ	ω , c^{-1}
1	0,05	4	3	60	0,5	0,4	0,01	220
2	0,055	3,6	2,5	70	0,48	0,35	0,008	200
3	0,06	3	3	80	0,45	0,28	0,005	180
4	0,065	3,2	2,5	90	0,35	0,2	0,006	170
5	0,07	3	2,1	100	0,38	0,22	0,012	160
6	0,052	3,5	3,5	50	0,3	0,24	0,01	150
7	0,062	2,5	2,6	70	0,4	0,26	0,006	210
8	0,072	2,7	2	80	0,34	0,28	0,008	140
9	0,064	3	2,2	90	0,26	0,3	0,005	120
10	0,074	2,2	1,8	100	0,28	0,32	0,012	200

Задание 11. Штамповочный пресс

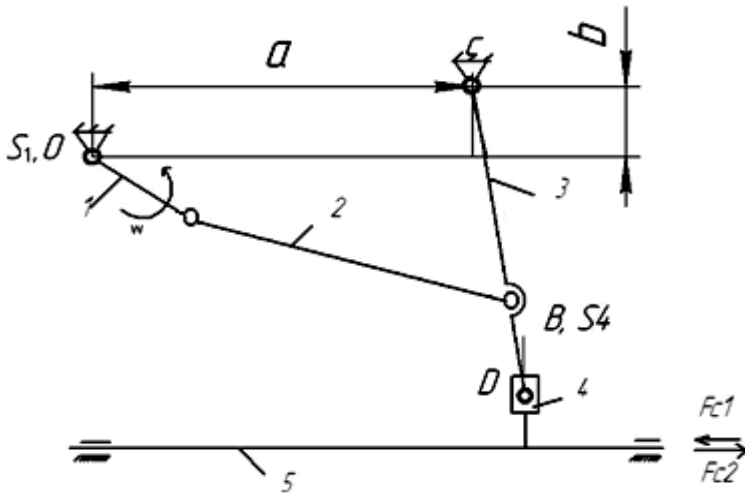


Исходные данные

$l_{CD} = l_{DE} = 1,5l_{BC}$; $l_{DS4} = l_{ES4}$; $l_{AS2} = l_{BS2}$; $m_4 = q/l_{DE}$, где $q = 80$ кг/м;
 $m_5 = 3m_4$; $m_1 = 0,5m_5$; $I_{S1} = 0,3m_1l_{OA}^2$; $I_{Sj} = 0,1m_jl_j^2$.

№	l_{OA} , М	l_{AB} , М	l_{BC} , М	a , М	b , М	c , М	n_1 , МИН ⁻¹	F_{5max} , кН	δ
1	0,045	0,19	0,11	0,1	0,035	0,21	220	25	0,1
2	0,05	0,22	0,12	0,11	0,045	0,23	200	27	0,09
3	0,055	0,24	0,13	0,12	0,05	0,26	180	30	0,08
4	0,06	0,26	0,15	0,13	0,055	0,28	160	32	0,07
5	0,065	0,29	0,16	0,14	0,06	0,3	150	35	0,11
6	0,06	0,25	0,15	0,13	0,045	0,28	210	30	0,1
7	0,065	0,29	0,16	0,14	0,06	0,3	160	32	0,08
8	0,07	0,31	0,17	0,15	0,065	0,33	180	35	0,09
9	0,075	0,32	0,19	0,16	0,07	0,35	200	38	0,07
10	0,08	0,36	0,2	0,17	0,075	0,37	220	40	0,11

Задание 12. Инерционный конвейер

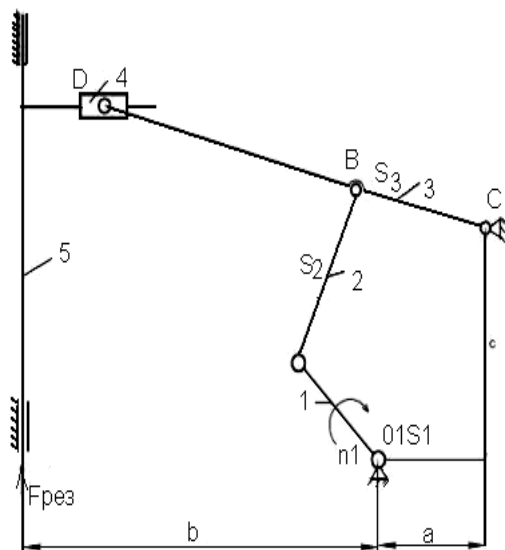


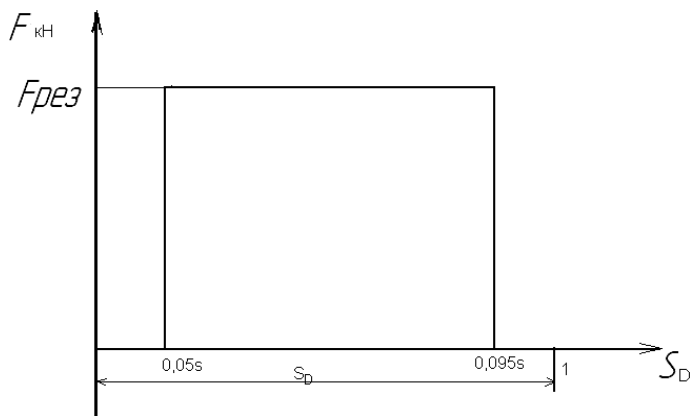
Исходные данные

F_{c1} – при движении желоба слева направо; F_{c2} – при движении желоба справа налево. $L_{CD} = 1,7l_{AB}$; $C = 2,1l_{BC}$; $m_3 = ql_{CD}$, где $q = 60$ кг/м; $m_5 = 20$ м; $m_1 = m_3$; $m_M = 2m_5$ – масса перемещаемого материала (учитывать при движении желоба 5 слева направо, m_4 и m_2 – не учитывать); $I_{S3} = 0,1m_3l_{CD}^2$.

	l_{CD} , м	l_{AB} , м	l_{BC} , м	a , м	b , м	n_1 , мин ⁻¹	F_{c1} , кН	F_{c2} , кН	δ
1	0,06	0,19	0,11	0,18	0,03	60	12	3	0,1
2	0,07	0,24	0,13	0,23	0,02	65	13	3,2	0,09
3	0,08	0,24	0,14	0,22	0,04	70	14	3,5	0,08
4	0,09	0,30	0,17	0,27	0,025	75	15	3,8	0,1
5	0,1	0,37	0,19	0,32	0,03	80	16	4	0,11
6	0,07	0,26	0,13	0,22	0,02	60	12	3,2	0,12
7	0,08	0,27	0,15	0,24	0,02	65	13	3	0,1
8	0,09	0,27	0,16	0,25	0,045	70	14	3,5	0,09
9	0	0,34	0,19	0,33	0,03	75	15	3,8	0,08
10	0,11	0,35	0,2	0,33	0,055	80	16	4	0,1

Задание 13. Долбежный станок





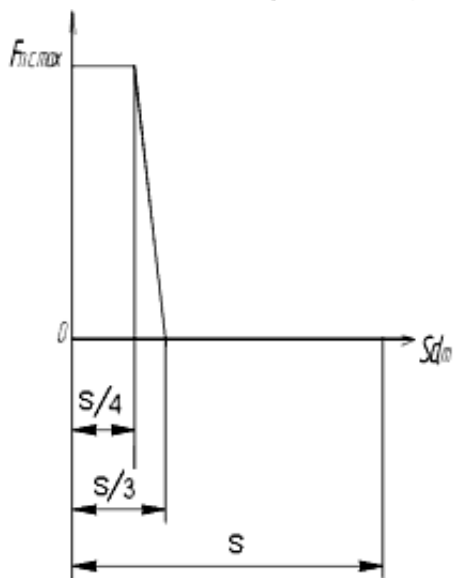
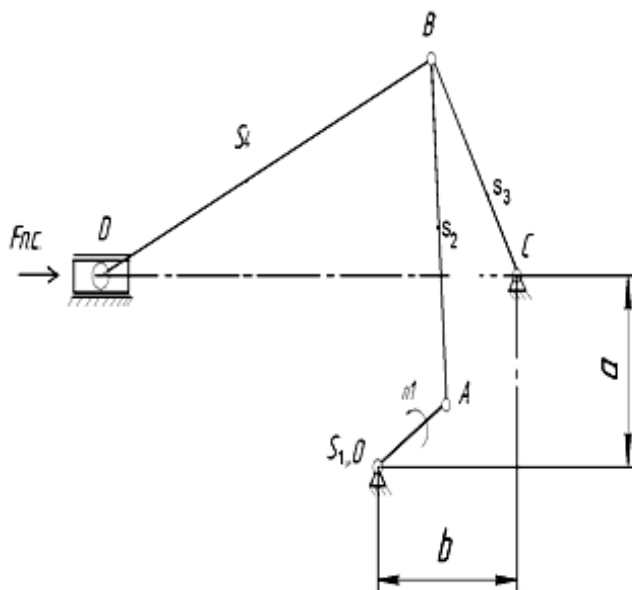
Исходные данные

$$m_3 = q \cdot l_{BC}, \text{ где } q = 30 \frac{\text{кг}}{\text{м}}; m_5 = 4 \cdot m_3; m_1 = m_3; l_{s1} = 0,3 \cdot m_1 \cdot l_{OA}^2;$$

$$l_{s3} = 0,4 \cdot m_3 \cdot l_{BC}^2; l_{DB} = \frac{1}{4} \cdot l_{BC}; m_2 = q \cdot l_{BC}; m_4 \text{ не учитывать.}$$

№	l_{OA} , м	l_{AB} , м	l_{BC} , м	a , мм	b , мм	c , мм	n_1 , мин ⁻¹	$F_{рез}$, кН	δ
1	0,05	0,23	0,15	0,13	0,08	0,2	140	18	0,1
2	0,06	0,28	0,18	0,16	0,092	0,24	130	20	0,12
3	0,07	0,33	0,21	0,19	0,104	0,28	120	22	0,13
4	0,08	0,37	0,24	0,21	0,126	0,32	110	25	0,14
5	0,09	0,42	0,27	0,24	0,138	0,36	100	28	0,15
6	0,055	0,26	0,17	0,145	0,093	0,22	100	20	0,1
7	0,065	0,28	0,18	0,16	0,092	0,24	110	23	0,12
8	0,075	0,35	0,225	0,2	0,115	0,3	120	25	0,13
9	0,045	0,21	0,135	0,12	0,069	0,18	130	28	0,14
10	0,05	0,25	0,16	0,14	0,084	0,2	140	30	0,15

Задание 14. Пресс для холодного выдавливания



Исходные данные:

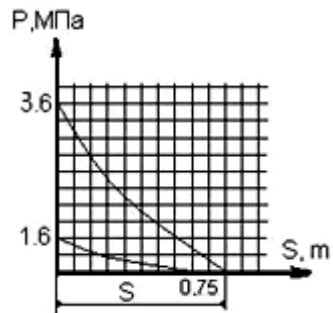
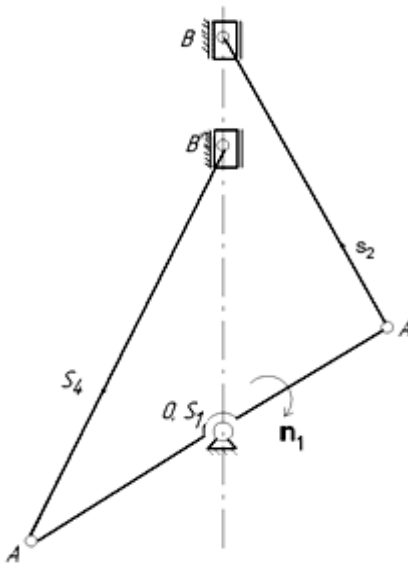
Центры тяжести находятся в середине звеньев.

$$m_j = q \cdot l_j, \text{ где } q = 60 \frac{\text{кг}}{\text{м}}; m_5 = 3 \cdot m_4; m_1 = 0,5 \cdot m_5; l_{S1} = 0,25 \cdot m_1 \cdot l_{OA}^2;$$

$$l_{S4} = 0,12 \cdot m_4 \cdot l_{BD}^2; l_{S2} = 0,17 \cdot m_2 \cdot l_2^2; l_{S3} = 0,17 \cdot m_3 \cdot l_3^2.$$

№	$l_{OA},$ м	$l_{AB},$ м	$l_{BC},$ м	$l_{BD},$ м	$a,$ м	$b,$ м	$n_1,$ мин ⁻¹	$F_{п.с.},$ Н	δ
0	0,147	0,362	0,498	0,498	0,215	0,498	130	75000	0,05
1	0,195	0,717	0,724	0,724	0,522	0,724	140	40000	0,04
2	0,209	0,328	1,0	1,099	0,119	0,72	300	30000	0,03
3	0,242	0,242	0,933	0,933	0,041	0,933	100	10000	0,06
4	0,242	1,173	0,829	0,829	0,931	0,829	120	50000	0,07
5	0,114	0,289	0,448	0,448	0,175	0,448	220	50000	0,01
6	0,137	0,574	0,596	0,596	0,437	0,596	110	60000	0,02
7	0,180	0,222	0,748	0,748	0,048	0,748	60	80000	0,03
8	0,2	0,46	1,16	1,16	0,26	1,16	80	70000	0,04
9	0,215	0,470	1,133	1,133	0,205	1,133	60	80000	0,05
10	0,228	0,577	0,896	0,896	0,348	0,896	220	5000	0,06

Задание 15. Механизм двухтактного ДВС



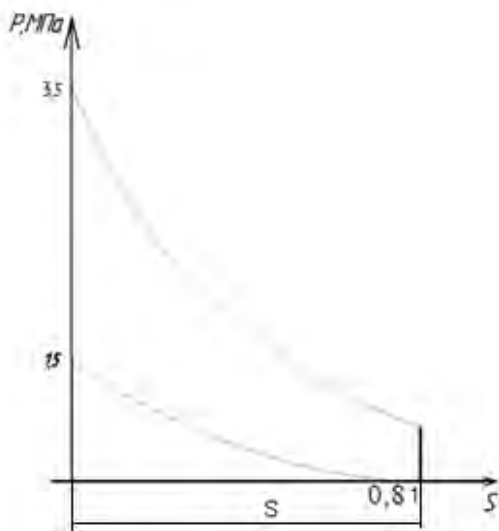
Исходные данные

$$l_{S_2} = 0,17 \cdot m_j \cdot l_j^2; \quad l_{AS_2} = l_{A'S_4} = 0,35 \cdot l_{AB}; \quad m_2 = m_4 = q l_{AB};$$

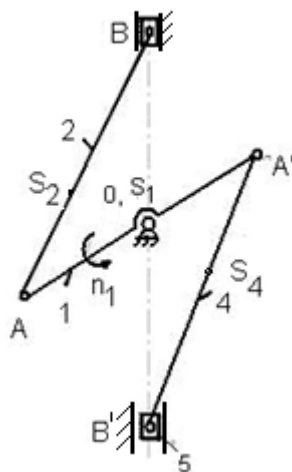
$$q = 10 \text{ Н/мм}; \quad m_1 = 2m_2.$$

№	n_1	$l_{OA} = l_{OA'}$	$l_{AB} = l_{A'B'}$	$d_{ц2} = d_{ц4}$	$m_3 = m_5$	δ
	МИН ⁻¹	М	М	ММ	КГ	
1	3400	0,04	0,16	67,5	0,626	1/120
2	4000	0,045	0,185	56	0,63	1/150
3	4200	0,046	0,184	63,5	0,58	1/150
4	3600	0,05	0,195	82	0,63	1/125
5	2200	0,054	0,205	98	1,15	1/100
6	2800	0,055	0,2	82	0,59	1/110
7	2600	0,057	0,195	100	1,2	1/100
8	3500	0,059	0,19	90	0,82	1/125
9	3200	0,06	0,22	85	0,67	1/120
10	4000	0,04	0,152	65	0,725	1/150

Задание 16. Механизм двухтактного ДВС



Исходные данные

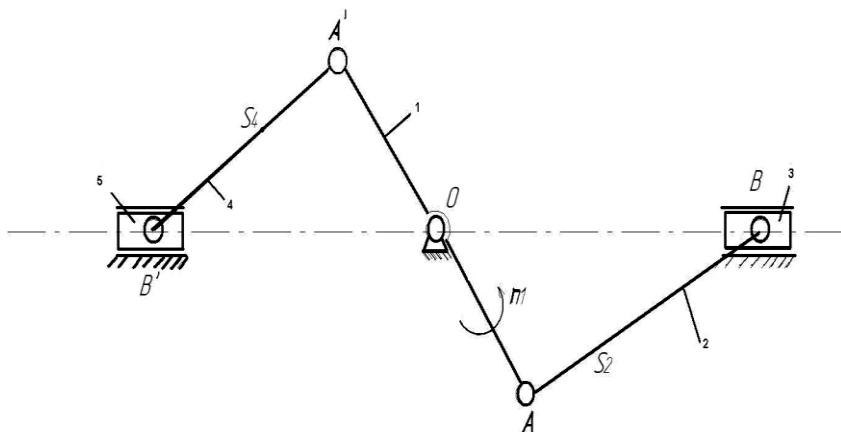


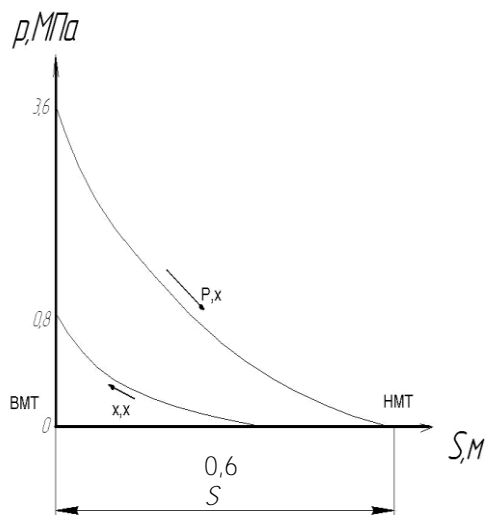
$$l_{OA} = l_{OA'}; l_{AB} = l_{A'B'}; l_{AS_2} = l_{A'S_4} = 0,35 \cdot l_{AB}; l_{S_2} = l_{S_4} = 0,17 \cdot m_i \cdot l_i^2;$$

$$m_4 = m_2 = q \cdot l_2, \text{ где } q = 10 \frac{\text{кг}}{\text{м}}; m_1 = 0,3 \cdot m_2; m_3 = m_5 = 3 \cdot m_1.$$

№	$l_{OA'}$ М	$l_{AB'}$ М	$d_{ш3} = d_{ш5}$ ММ	n_1 МИН ⁻¹	δ
1	0,034	0,119	68	5200	1/150
2	0,039	0,150	78	4900	1/150
3	0,04	0,170	78	4600	1/140
4	0,048	0,192	70	3800	1/120
5	0,033	0,160	62	4300	1/130
6	0,075	0,270	105	1500	1/90
7	0,085	0,27	125	1350	1/80
8	0,032	0,125	76	4000	1/140
9	0,045	0,160	70	3000	1/100
10	0,05	0,2	64	3000	1/120

Задание 17. Механизм двухтактного ДВС



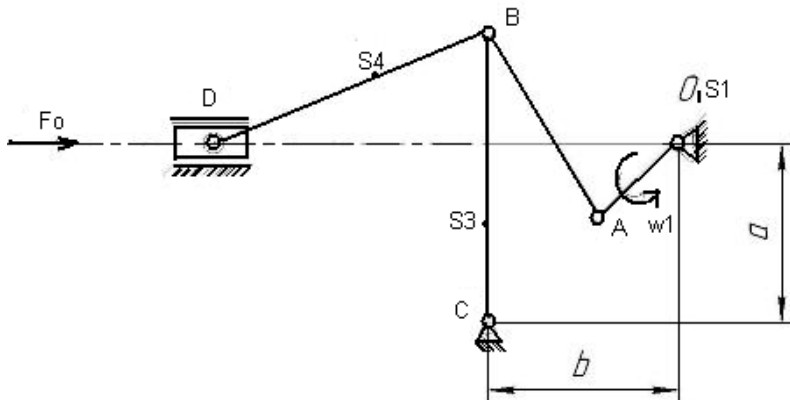


Исходные данные

$m_i = q \cdot l_i$, где $q=10 \text{ кг/м}$; $m_3 = m_5 = 0,2 \cdot m_2$; $m_1 = 2,5 \cdot m_2$;
 $l_S = 0,17 \cdot m_i \cdot l^2_i$; $AS_2 = A'S_4 = 0,35 \cdot l$.

№	n_i , мин ⁻¹	$l_{OA} = l_{OA'}$, м	$l_{AB} = l_{A'B'}$, м	$d_{ц3} = d_{ц5}$, мм	δ
1	5000	0,034	0,12	68	1/150
2	4800	0,036	0,14	78	1/150
3	4600	0,036	0,15	78	1/140
4	4400	0,048	0,19	70	1/120
5	4200	0,067	0,3	62	1/130
6	4000	0,04	0,2	62	1/100
7	3800	0,032	0,12	76	1/140
8	3600	0,032	0,13	70	1/100
9	3000	0,045	0,18	64	1/120
10	1500	0,075	0,27	105	1/90

Задание 18. Механизм столкновения опки



Исходные данные

Центры тяжести лежат в середине звеньев.

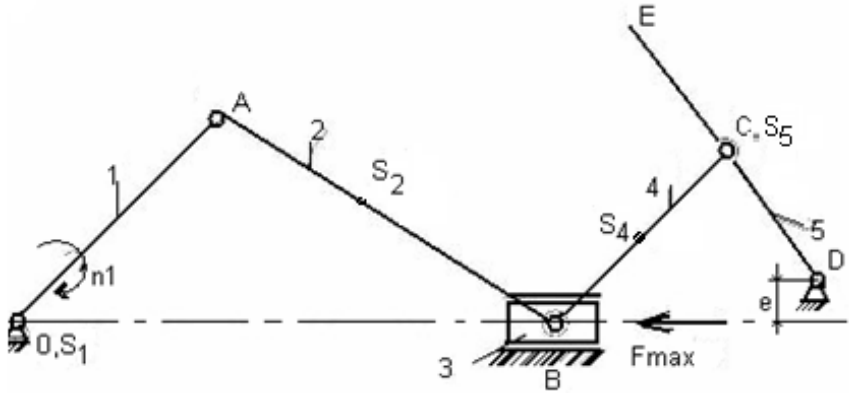
$$AB = 2,5 \cdot AO, \quad BC = 2,5 \cdot AO, \quad BD = 4,5 \cdot AO, \quad BS_4 = S_4 D;$$

$$I_{S_1} = 0,25 \cdot m_1 \cdot l_{OA}^2; \quad I_3 = 0,1 \cdot m \cdot l^2; \quad m = q \cdot l, \quad \text{где } q = 20 \frac{\text{кг}}{\text{м}}; \quad m_5 = 3 \cdot m_4;$$

$$m_1 = 0,5 \cdot m_5.$$

№	$a,$ мм	$b,$ мм	$l_{AO},$ м	$\omega_1, \text{с}^{-1}$	$F_p,$ Н	δ
1	50	75	0,06	28	10000	0,05
2	55	80	0,07	27	12000	0,04
3	60	85	0,08	26	9000	0,06
4	65	90	0,09	25	8000	0,07
5	70	95	0,1	24	11000	0,04
6	75	100	0,11	23	10000	0,05
7	80	120	0,12	22	12000	0,03
8	85	140	0,13	21	9000	0,02
9	90	160	0,14	20	8000	0,01
10	100	160	0,15	19	7000	0,08

Задание 19



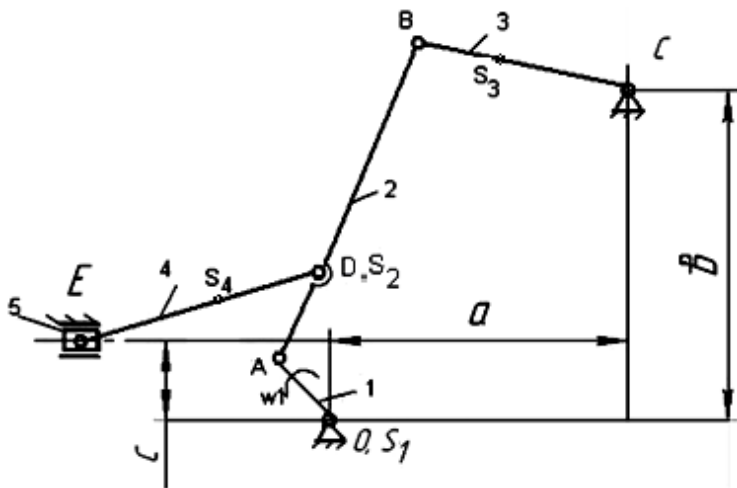
Исходные данные

$$l_{AS_2} = \frac{1}{3} \cdot l_{AB}; l_{BS_4} = \frac{1}{2} \cdot l_{BC}; l_{EC} = \frac{1}{4} \cdot l_{DC}; I_S = 0,17 \cdot m \cdot l^2; m = q \cdot l,$$

где $q = 10 \frac{\text{кг}}{\text{м}}$; $m_3 = 2,5 \cdot m_2$; $m_1 = 0,5 \cdot m_3$; $e = 0,02 \text{ м}$.

№	$l_{OA},$ м	$\lambda = \frac{l_{AB}}{l_{AO}}$	$l_{BC},$ м	$l_{DC},$ м	$l_{OD},$ м	$n_1,$ мин ⁻¹	$F_{\max},$ Н	δ
1	0,05	3,24	0,09	0,13	0,31	220	1700	1/60
2	0,055	3,22	0,095	0,143	0,34	375	1800	1/25
3	0,065	3,13	0,117	0,165	0,4	300	1900	1/30
4	0,07	3,04	0,126	0,182	0,434	310	1950	1/10
5	0,04	3,96	0,072	0,104	0,248	320	2000	1/45
6	0,045	3,38	0,081	0,117	0,275	280	1600	1/35
7	0,058	2,32	0,104	0,150	0,36	260	1500	1/40
8	0,068	2,17	0,122	0,176	0,42	240	1300	1/45
9	0,053	2,63	0,095	0,138	0,328	200	1750	1/15
10	0,06	2,4	0,105	0,156	0,372	340	1200	1/20

Задание 20



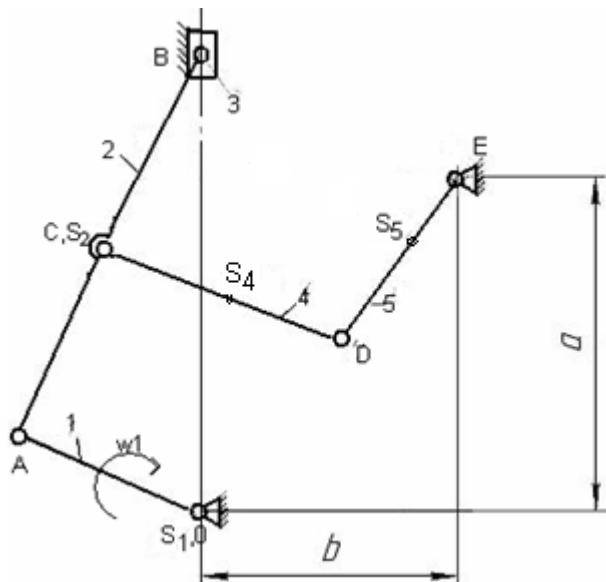
Исходные данные

$AB=3,2 AO$, $BC=2,5 AO$, $AD=0,40 AO$, $DE=5 AO$, $BS_3 = S_3C$;

$ES_4 = S_4D$; $m = ql$, где $q=20 \frac{\text{кг}}{\text{м}}$; $m_1 = 0,8m_5$; $m_5 = 2m_4$; $I_{Sj} = 0,2m_jl_j^2$.

№	a , мм	b , мм	c , мм	l_{AO} , м	ω_1 , с^{-1}	δ	F_{max} , Н
1	100	37,5	37,5	0,025	12	1/20	2000
2	102,5	40	40	0,0275	13	1/15	2500
3	105	42,5	42,5	0,03	14	1/25	2600
4	107,5	45	45	0,0325	10	1/30	2800
5	110	47,5	50	0,035	20	1/10	3000
6	112,5	50	52,5	0,0315	24	1/35	2100
7	115	52,5	55	0,0375	25	1/40	2200
8	117,5	55	57,5	0,04	8	1/45	2300
9	120	57,5	60	0,0425	9	1/50	2400
10	125	60	60	0,045	5	1/15	2650

Задание 21

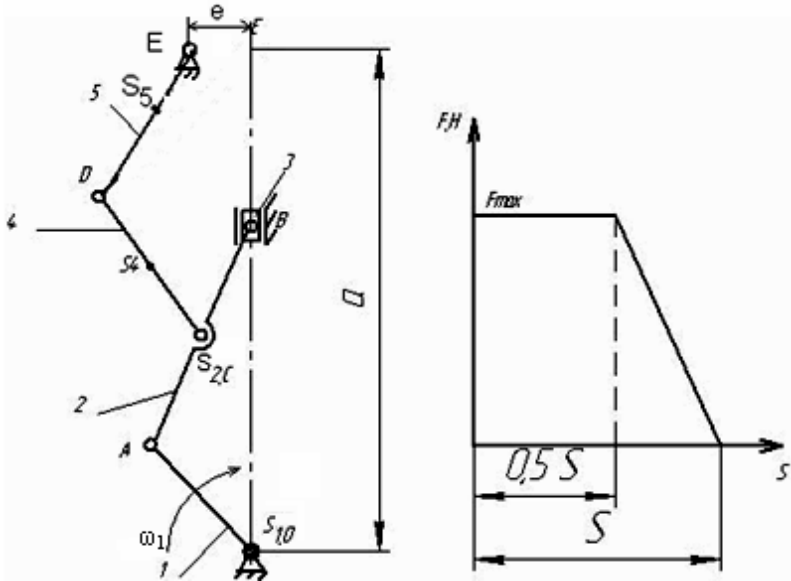


Исходные данные:

$AB = 2,5 \cdot AO$, $AC = CB$, $CD = DE = AO$, $CS_4 = S_4D$, $DS_5 = S_5E$;
 $m = q \cdot l$, где $q = 25 \frac{\text{кг}}{\text{м}}$; $m_3 = 3 \cdot m_2$; $m_1 = 0,5 \cdot m_3$; $I_S = 0,17 \cdot m \cdot l^2$.

№	a , мм	b , мм	l_{AO} , м	ω_1 , с^{-1}	δ	F_{max} , Н
1	20	50	0,044	40	0,02	150
2	30	20	0,024	20	0,025	165
3	24	30	0,026	10	0,03	170
4	26	32	0,028	15	0,035	185
5	28	34	0,03	25	0,04	1190
6	30	22	0,021	30	0,045	205
7	32	40	0,032	35	0,02	210
8	34	44	0,034	8	0,025	220
9	36	46	0,036	15	0,03	230
10	38	48	0,04	25	0,035	240

Задание 22

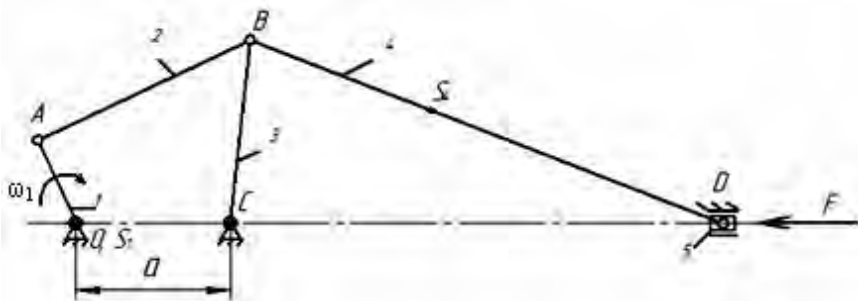


Исходные данные

$m_3 = 2,5m_2$; $I_s = 0,17m^2$; $m = ql$, где $q = 20\text{кг/м}$; $m_1 = 0,5m_3$; $AC = CB$; $AB = 3AO$; $CD = 2AO$; $CS_4 = DS_4$; $DE = 3AO$; $DS_5 = S_5E$; $e = 0,02\text{ м}$.

№	l_{AO} , м	a , мм	ω_1 , с^{-1}	F_{max} , Н	δ
1	0,04	170	30	1200	0,04
2	0,042	140	12	1300	0,05
3	0,044	150	13	1400	0,06
4	0,046	160	14	1500	0,07
5	0,048	164	15	1600	0,08
6	0,05	144	16	1700	0,07
7	0,052	172	17	1800	0,06
8	0,054	152	18	1900	0,05
9	0,056	168	19	2000	0,04
10	0,058	148	20	2100	0,03

Задание 23

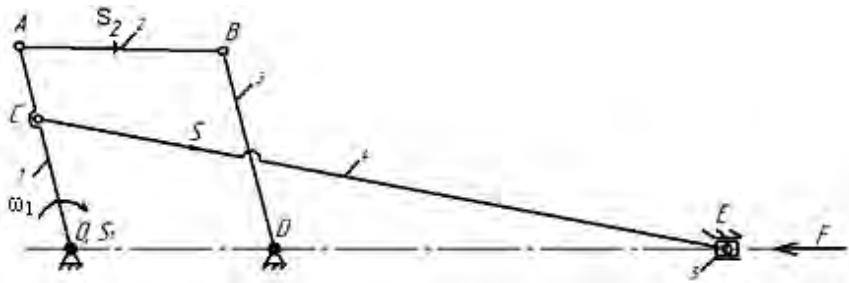


Исходные данные

$I_{O_1} = 6m_1 l_{OA}^2$; $I_s = 0,12m^2$; $m = ql$, где $q = 20, \text{кг/м}$; $m_5 = 1,5m_4$; m_2, m_3 не учитывать, $AB = 2AO$, $BC = 2,5AO$, $BD = 4,5AO$, $BS_4 = BD/3$.

№	$l_{AO}, \text{м}$	δ	$a, \text{мм}$	$\omega_1, \text{с}^{-1}$	$F_{\text{max}}, \text{Н}$
1	0,045	1/16	87,5	8	600
2	0,03	1/20	90	10	400
3	0,0275	1/22	92,5	12	250
4	0,03	1/18	95	14	300
5	0,0325	1/24	97,5	16	350
6	0,035	1/22	100	18	450
7	0,0375	1/17	102,5	20	500
8	0,04	1/19	105	22	550
9	0,0425	1/20	107,5	24	650
10	0,05	1/21	110	26	700

Задание 24

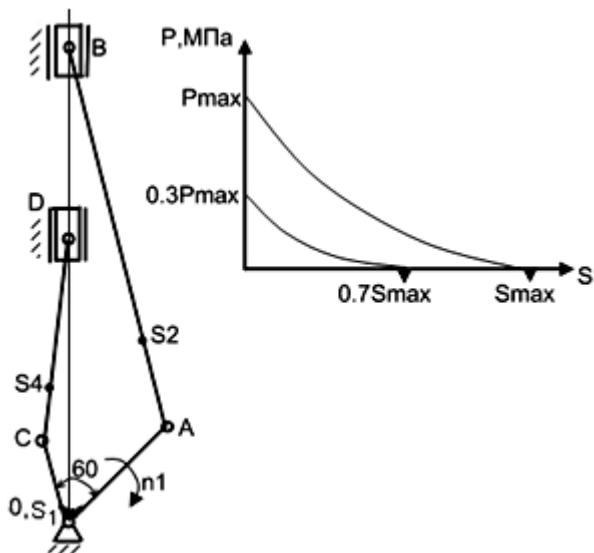


Исходные данные

$m = ql$, где $q = 15, \text{кг/м}$; $m_5 = 3m_4$; $m_1 = 0,2m_5$; m_3 не учитывать,
 $AC = 0,2AO$; $AB = 2,53AO$; $BD = 2AO$; $CE = 5AO$; $CS_4 = 0,35CE$.

№	$l_{AO}, \text{ м}$	δ	$a, \text{ мм}$	$\omega_1, \text{ с}^{-1}$	$F_{\text{max}}, \text{ Н}$
1	0,04	0,1	90	18	500
2	0,045	0,1	100	19	700
3	0,05	0,1	120	20	800
4	0,055	0,1	130	21	1000
5	0,06	0,1	170	22	1200
6	0,065	0,1	150	23	600
7	0,07	0,1	110	24	110
8	0,075	0,1	170	25	900
9	0,08	0,1	180	26	650
10	0,085	0,1	190	27	850

Задание 25. Механизм двухтактного ДВС



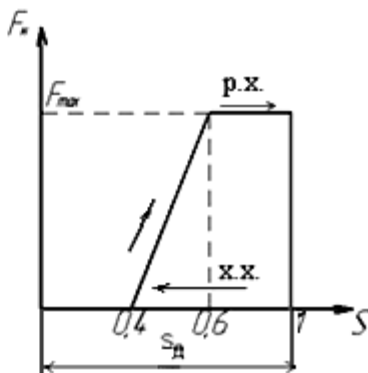
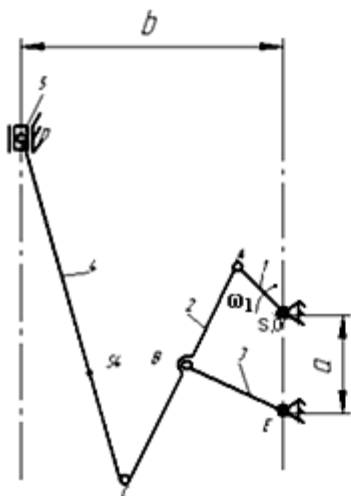
Исходные данные

$$AO = 2 \cdot OC; \quad AO = 2 \cdot OC; \quad I_{S_2} = 0,2 \cdot m_2 \cdot l_2^2; \quad I_{S_4} = 0,17 \cdot m_4 \cdot l_4^2;$$

$$m_j = q \cdot l_j; \quad q = 8 \frac{\text{кг}}{\text{м}}; \quad d_{\text{цц}} = 0,7 \cdot d_{\text{цв}}; \quad m_3 = 0,8 m_2; \quad m_5 = 0,8 m_4; \quad m_1 = 2 m_2.$$

№	$l_{AO},$ м	$n_1,$ мин ⁻¹	r/l_i	$d_{\text{цв}},$ мм	$P_{\text{max}},$ МПа	δ
1	0,05	3000	0,2	55	5,0	1/90
2	0,055	2800	0,25	60	4,4	1/80
3	0,06	3500	0,24	52	4,2	1/100
4	0,065	3200	0,25	70	4,8	1/70
5	0,07	3600	0,35	6	4,6	1/60
6	0,045	4000	0,225	45	4,4	1/65
7	0,045	4200	0,25	48	4,6	1/56
8	0,05	4400	0,2	50	4,2	1/75
9	0,056	4600	0,28	52	4,8	1/85

Задание 26. Механизм сеного пресса

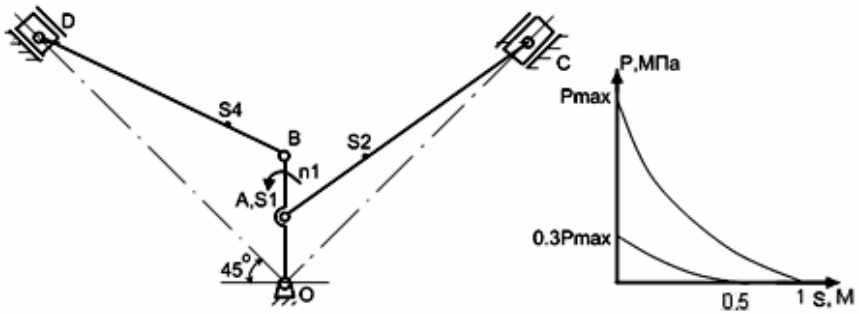


Исходные данные:

$m_5 = 3m_4$; $I_{S_1} = 0,3m^1 l_{OA}^2$; $I_{S_1} = 0,1m_i l_i$; $m_i = q/l_i$, где $q = 15$ кг/м;
 $m_1 = 0,5m_5$; m_2, m_3 не учитывать, $AC = 3AO$; $BC = 0,3AC$; $BE = 2AO$;
 $CD = 4,5AO$; $CS_4 = 0,45CD$.

№	l_{AO} , м	b , мм	a , мм	ω_1 , c^{-1}	F_{max} , Н	δ
1	0,04	100	80	14	4000	0,04
2	0,045	115	90	15	3800	0,02
3	0,05	120	100	16	3500	0,01
4	0,0525	125	105	17	3200	0,06
5	0,055	130	110	18	3000	0,08
6	0,0575	135	115	19	4200	0,1
7	0,06	140	120	20	4500	0,09
8	0,0625	145	125	21	4800	0,08
9	0,065	150	130	22	5000	0,07
10	0,0675	155	135	23	5200	0,06

Задание 27. Двухтактный ДВС



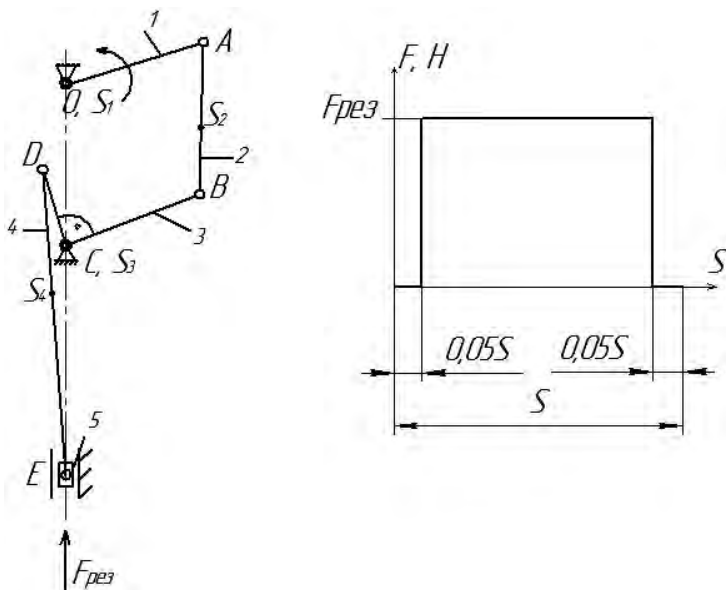
Исходные данные

$$OA = AB; l_{AC} = l_{BD}; m_2 = m_4 = ql_2, \quad q = 6,0 \frac{\text{кг}}{\text{м}}; AS_2 = BS_4 = 0,35AC;$$

$$l_{S_4} = l_{S_2} = 0,17m_2l_2^2; l_{S_1} = \frac{m_1l_{OB}^2}{3}; m_3 = m_5 = 0,4m_2; m_1 = 2m_2.$$

№	$n_1 \text{ мин}^{-1}$	$P_{\text{max}}, \text{ МПа}$	$l_{AO}, \text{ м}$	l_{AC}/l_{AO}	$d_{\text{цв}} = d_{\text{цс}}$	δ
1	4500	4,0	0,03	7	80	1/100
2	4100	3,8	0,025	10	82	1/80
3	4200	4,2	0,026	9	76	1/95
4	4300	4,5	0,028	8	79	1/90
5	4400	4,8	0,03	7,6	87	1/75
6	4600	5,0	0,032	7,5	67	1/85
7	4800	3,2	0,035	6	66	1/100
8	4000	3,6	0,034	6,5	65	1/120
9	3800	3,4	0,032	7	65,2	1/90
10	3600	5,2	0,025	9,6	68	1/100

Задание 28. Механизм строгального станка

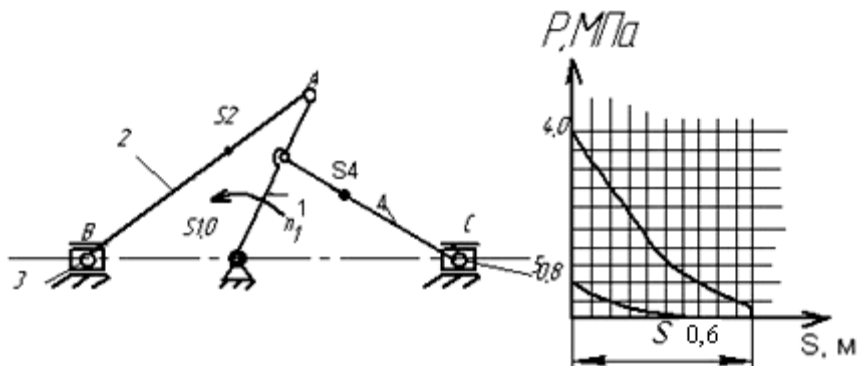


Исходные данные

$l_5 = 0,2 m^2$; $m = ql$, где $q = 20 \text{ кг/м}$; $m_5 = 2m_4$; $m_1 = 0,3m_2$; $AS_2 = S_2B$; $DS_4 = DE/3$; S_2 и S_4 – расположены в центре звеньев AB и ED соответственно.

№	l_{AB} , М	l_{AO} , М	δ	OC , ММ	n_1 , МИН ⁻¹	$F_{рез}$, Н	l_{CB} , М	l_{DC} , М	l_{DE} , М
1	0,045	0,04	1/50	70	180	1350	0,05	0,04	0,15
2	0,147	0,06	1/50	141	160	1650	0,1	0,09	0,22
3	0,07	0,025	1/45	70	120	940	0,045	0,04	0,105
4	0,21	0,075	1/45	210	100	1330	0,135	0,12	0,315
5	0,168	0,075	1/35	168	90	760	0,108	0,096	0,252
6	0,056	0,02	1/35	56	80	720	0,036	0,032	0,084
7	0,112	0,04	1/45	112	65	700	0,072	0,064	0,168
8	0,14	0,05	1/60	140	55	940	0,09	0,08	0,21
9	0,084	0,03	1/30	84	60	760	0,054	0,048	0,126
10	0,098	0,035	1/30	98	48	1000	0,063	0,056	0,147

Задание 29. Механизм двухтактного ДВС



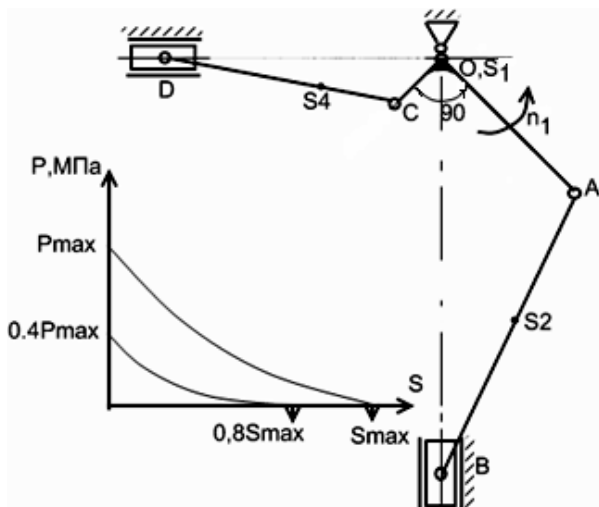
Исходные данные

$$m_i = q \cdot l_i, \text{ где } q = 10 \frac{\text{кг}}{\text{м}}; m_3 = m_5 = 0,3m_2; m_1 = 2m_2; l_{s1} = 0,3 \cdot m_1 \cdot l_{OA}^2;$$

$$l_{AS_2} = 0,35 \cdot l_{BC}; l_{CS_4} = 0,35 \cdot l_{CD}; l_{AC} = 0,35 \cdot l_{AO}; l_0 = \frac{m_1 \cdot l_{OA}^2}{3}.$$

№	$l_{AO},$ м	$l_{AB} = l_{DC},$ м	$n,$ мин ⁻¹	$d_5 = d_3,$ м	δ	$P_{\max},$ МПа
1	0,032	0,188	4600	0,06	0,01	4,0
2	0,036	0,205	4200	0,062	0,01	4,5
3	0,03	0,15	4100	0,063	0,01	5,0
4	0,033	0,21	4000	0,065	0,01	3,0
5	0,031	0,14	4800	0,066	0,01	3,5
6	0,035	0,2	4250	0,067	0,01	3,8
7	0,032	0,165	4500	0,068	0,01	4,6
8	0,04	0,180	4300	0,07	0,01	4,8
9	0,042	0,2	3800	0,072	0,01	5,0
10	0,045	0,21	3500	0,076	0,01	5,2

Задание 30. Двухтактный ДВС



Исходные данные

$H_D = 0,8H_B$; $l_{CD} = 0,8l_{AB}$; $AS_2 = 0,35AB$, $CS_4 = 0,35CD$; $d_{шд} = 0,8d_{шд}$;
 $m_1 = ql_{AB}$, $q = 10 \frac{\text{кг}}{\text{м}}$; $m_4 = ql_{CD}$; $I_{S1} = 0,45m_1l_{OA}^2$; $I_{S2} = 0,17m_2l_{AB}^2$;
 $I_{S4} = 0,17m_4l_{CD}^2$.

№	$d_{шд}$ мм	l_{AB} м	P_{\max} МПа	n_1 мин ⁻¹	H_B м	δ
1	70	0,2	4,2	2800	0,1	1/100
2	80	0,21	4,0	3000	0,12	1/95
3	85	0,22	4,6	3200	0,14	1/90
4	90	0,23	4,8	3600	0,09	1/80
5	75	0,24	5,2	3800	0,08	1/85
6	100	0,25	4,4	4000	0,16	1/70
7	90	0,225	5,6	3700	0,1	1/75
8	95	0,235	5,4	3500	0,12	1/110
9	105	0,245	4,7	3300	0,14	1/120
10	110	0,26	3,8	3100	0,16	1/115

Литература

1. Артоболевский, И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – М., 1975.

2. Артоболевский, И.И. Сборник задач по теории механизмов и машин / И.И. Артоболевский, Б.В. Эдельштейн. – М., 1972.
3. Задачи и упражнения по теории механизмов и машин / под ред. Н.В. Алехновича. – Минск, 1970.
4. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / под ред. Г.Н. Девойно. – Минск, 1986.
5. Озол, О.Г. Теория механизмов и машин / О.Г. Озол. – М., 1984.
6. Попов, С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / С.А. Попов, Г.А. Тимофеев. – М., 2002.
7. Теория механизмов и машин: методические указания и задания к курсовому проекту / сост.: Г.К. Семкина, А.А. Козик. – Минск, 1989.
8. Козик, А.А. Теория механизмов и машин в примерах и задачах: учебно-методическое пособие в 2 ч. / А.А. Козик, И.С. Крук. – Минск, 2004. – Ч. 1: Структурное и кинематическое исследование механизмов.
9. Филонов, И.П. Теория механизмов, машин и манипуляторов / И.П. Филонов, П.П. Анципорович, В.К. Акулич. – Минск, 1998.

Оглавление

Введение	3
Курсовая работа	4
Лист 1. Динамическое исследование рычажного механизма	4
Лист 2. Кинематический анализ и кинетостатический расчет рычажного механизма	7
Пример выполнения курсовой работы	8
Описание работы машин и исходные данные для проектирования	8
1. Структурный анализ рычажного механизма	9
2. Геометрический синтез рычажного механизма	11
3. Определение кинематических характеристик рычажного механизма	11
3.1. Построение плана положений	11
3.2. Планы аналогов скоростей	13
4. Динамическая модель машинного агрегата	15
5. Определение приведенного момента инерции J_{Π}^{II} звеньев рычажного механизма с переменным моментом инерции	17
6. Построение диаграммы сил полезного сопротивления	21
7. Определение приведенного момента сил сопротивления (для двигателя приведенного момента движущих сил)	22
8. Определение работы сил сопротивления A_c и работы движущих сил A_d	23
ПРИЛОЖЕНИЕ	23
Графическое интегрирование	23
Числовое интегрирование	24
9. Определение постоянной составляющей приведенного момента инерции и установление необходимости маховика	25
9.1. Определение постоянной составляющей приведенного момента инерции по методу Ф. Виттенбауэра ($\delta > 0,04$)	25
9.2. Определение постоянной составляющей приведенного момента инерции по методу Н.И. Мерцалова ($\delta \leq 0,04$)	26
10. Расчет маховика	29
11. Динамический анализ рычажного механизма	33
12. Кинематический анализ (методом планов)	34
12.1. Построение плана скоростей	34

12.2. Построение плана ускорений	36
12.3. Построение кинематических диаграмм: перемещений, скоростей, ускорений	39
ПРИЛОЖЕНИЕ	41
Графическое дифференцирование методом хорд	41
12.4. Кинематические диаграммы при вращении выходного (ведомого) звена	41
13. Силовой расчет	43
14. Определение $M_{ур}$ методом рычага Жуковского	48
15. Определение мгновенного коэффициента полезного действия	49
16. Подбор сечения для звена 4	54
ЗАДАНИЯ	55
Литература	86

Учебное издание

АНОХИНА Людмила Сергеевна

**ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ
РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ**

Методическое пособие
по выполнению курсовой работы
по дисциплине «Прикладная механика»
для студентов приборостроительных специальностей

Редактор Т.Н. Микулик
Компьютерная верстка Д.К. Измайлович

Подписано в печать 05.11.2010.

Формат 60×84¹/₁₆. Бумага офсетная.

Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 5,29+0,23 вкл. Уч.-изд. л. 4,14+0,09 вкл.

Тираж 200. Заказ 782.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Белорусский национальный технический университет.
ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009.
Проспект Независимости, 65. 220013, Минск.