

**Министерство образования и науки Российской Федерации
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
Уфимский государственный авиационный технический университет**

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ, РЫЧАЖНЫХ
И КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ**

**Методические указания
по выполнению курсовой работы
по дисциплине «Теория механизмов и машин»**

Уфа 2011

Министерство образования и науки Российской Федерации
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
Уфимский государственный авиационный технический университет

Кафедра основ конструирования механизмов и машин

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ, РЫЧАЖНЫХ И КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Методические указания
по выполнению курсовой работы
по дисциплине «Теория механизмов и машин»

Уфа 2011

Составители: Б.И. Гурьев, Л.С. Кутушева, Л.Л.Русак

УДК 621.833

Проектирование зубчатых, рычажных и кулачковых механизмов: Методические указания по выполнению курсовой работы по теории механизмов и машин / Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т; Сост. Б.И.Гурьев, Л.С.Кутушева, Л.Л.Русак – Уфа, 72 с.

Приведены задания и методические указания по выполнению курсовой работы по теории механизмов и машин для студентов, обучающихся по направлению подготовки дипломированного специалиста 150200 – «Машиностроительные технологии и оборудование» всех специальностей.

Сформированы на основе комплекта заданий, используемых в практике курсового проектирования в течение последних десяти лет. Некоторые схемы рычажных и зубчатых механизмов усовершенствованы и избавлены от имевшихся в них недостатков; схемы, оказавшиеся неудачными, исключены из состава сборника. Параметры схем многих механизмов и задания к ним изменены в связи с разработкой кафедрой ОКМиМ новых компьютерных программ.

Ил. 46. Табл. 53. Библиогр.: 10 назв.

Рецензенты: док. техн. наук, проф. Мигранов М.Ш.
канд. техн. наук, доц. Рокитянская И.В.

© Уфимский государственный авиационный
технический университет, 2011

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
1. Проектирование зубчатых редукторов.....	5
1.1. Исходные данные для проектирования редукторов.....	5
1.2. Методика выполнения работы.....	5
2. Синтез и анализ рычажных механизмов.....	15
2.1. Исходные данные	15
2.2. Методика выполнения работы	15
3. Синтез кулачковых механизмов.....	63
3.1. Исходные данные для проектирования кулачковых механизмов.....	63
3.2. Содержание работы.....	64

ВВЕДЕНИЕ

Курсовая работа по теории механизмов и машин (ТММ) является первой крупной самостоятельной работой студентов механических специальностей. В процессе выполнения этой работы закрепляются знания, полученные при изучении теоретического курса; развивается умение использовать при решении конкретных задач знания, полученные при изучении других смежных дисциплин; приобретаются навыки работы с учебной и научной литературой.

В методических указаниях приведены задания для курсовой работы по ТММ. Они включают в себя исследование зубчатого, рычажного и кулачкового механизмов и рассчитаны на самый большой по количеству аудиторных часов курс. В соответствии с учебной программой для каждой специальности устанавливается объем работы и уровень сложности.

Для выполнения курсовой работы студенту предлагается пакет прикладных программ, позволяющих сократить трудоемкость и повысить точность вычислительной работы; применение некоторых программ позволяет увидеть на экране дисплея изображение работающей модели механизма.

Особое внимание при выполнении курсовой работы следует уделить написанию пояснительной записки. Она должна быть оформлена в строгом соответствии с требованиями СТО УГАТУ 016-2007 «Графические и текстовые конструкторские документы» и содержать все необходимые расчеты, расчетные схемы и пояснения к ним.

Структура и пример оформления пояснительной записки к курсовой работе приведены в [8].

1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТОГО РЕДУКТОРА

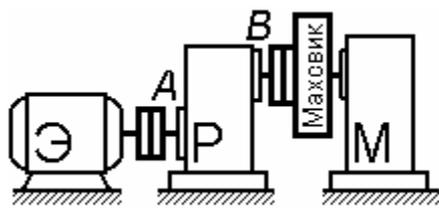


Рисунок 1.1

Машинный агрегат (рисунок 1.1) состоит из электродвигателя Э, редуктора Р и исполнительного рычажного механизма М периодического действия.

Вал двигателя и входной вал А редуктора, а также выходной вал В редуктора и вал входного звена (кривошипа) рычажного механизма соединены между собой муфтами. На валу кривошипа размещен маховик с целью снижения неравномерности хода.

Рабочий цикл агрегата совершается за один оборот кривошипа.

1.1. Исходные данные для проектирования редукторов

- кинематическая схема (таблица 1.1);
 - модули m зубчатых передач редуктора;
 - условия проектирования одной из зубчатых пар внешнего зацепления (перечень свойств, которыми должна обладать проектируемая пара – таблица 1.3);
 - продолжительность (в секундах) рабочего цикла агрегата $t_{ц}$;
- частота вращения n_B и угловая скорость ω_B выходного вала В редуктора

$$n_B = 60 / t_{ц}, \text{ об/мин}; \quad \omega_B = 2\pi / t_{ц} = \pi n_B / 30, \text{ рад/с.}$$

Требуется спроектировать редуктор при перечисленных выше исходных данных.

1.2. Методика выполнения работы

1.2.1. Вывести формулу передаточного отношения i_{AB} редуктора, выразив его величину через числа зубьев колес.

1.2.2. Оценить кинематические возможности редуктора, установив достижимые пределы его передаточного отношения и приемлемый диапазон частоты вращения n_A входного вала (или вала электродвигателя, поскольку $n_{Э} = n_A = n_B |i_{AB}|$).

1.2.3. Из каталога (таблица 1.2) выбрать приемлемый по частоте вращения $n_{Э}$ электродвигатель и уточнить требуемую величину

передаточного отношения редуктора $|i_{AB}| = n_{\Sigma} / n_B$.

1.2.4. Подобрать числа зубьев всех колес редуктора, обеспечивая получение знака (если он оговорен в задании) и требуемой величины $|i_{AB}|$; для соосных частей редуктора предусмотреть (там, где это возможно) многосателлитное исполнение; по возможности не применять чисел зубьев $z \geq 100$.

По подобранным числам зубьев определить фактическое значение передаточного отношения $|i_{AB}^{\phi}|$ и фактическую частоту вращения выходного вала редуктора $|n_B^{\phi}| = n_A / |i_{AB}^{\phi}|$ (отклонение полученной величины $|n_B^{\phi}|$ от требуемой $|n_B|$ не должно превышать 2%).

При кинематическом расчете рычажного механизма частоту вращения вала кривошипа n_B считать равной по модулю найденной здесь фактической величине $|n_B^{\phi}|$.

1.2.5 Выполнить кинематический расчет редуктора, используя выбранную в п. 1.2.3 частоту вращения n_{Σ} вала электродвигателя и подобранные в п. 1.2.4 числа зубьев колес; для всех звеньев рассчитать частоту абсолютного вращения, а для звеньев, образующих вращательные пары, рассчитать также частоту относительного вращения.

Рассчитать соответствующие найденным частотам вращения угловые скорости.

1.2.6 Исследовать геометрию указанной в задании зубчатой пары внешнего зацепления.

- Выбрать коэффициенты смещения для колес исследуемой пары, обеспечивая получение передачи с заданными свойствами **при целочисленном значении межосевого расстояния**.

- Произвести геометрический расчет пары; диаметры вершин колес округлить с точностью до 0.10 мм.

- Выполнить проверку геометрических показателей качества зацепления.

- Рассчитать измерительные размеры. Проверить правильность всех расчетов на компьютере с помощью контролирующей программы.

- Вычертить картину зацепления.

1.2.7 Исследовать энергетические и силовые соотношения для редуктора.

- Рассчитать значение момента полезного сопротивления T_B на выходном валу редуктора, приняв его равным среднему значению движущего момента T_D на валу кривошипа рычажного механизма; в общем случае для его расчета можно использовать соотношение

$$T_D = T_{\text{пс}} (\psi_{\text{раб}}^\circ / 360^\circ) + Q_{\text{пс}} (H_{\text{раб}} / (2\pi));$$

здесь $\psi_{\text{раб}}^\circ$ – угол (в градусах) качания звена рычажного механизма, нагруженного моментом $T_{\text{пс}}$ полезного сопротивления; $H_{\text{раб}}$ – ход звена (в метрах), нагруженного силой $Q_{\text{пс}}$; если механизм преодолевает только момент $T_{\text{пс}}$ (или только силу $Q_{\text{пс}}$), то в этой формуле будет отсутствовать второе (соответственно, первое) слагаемое; любое слагаемое может повторяться, если у механизма не менее двух рабочих звеньев с однотипной нагрузкой.

- Составить все необходимые уравнения равновесия и баланса мощностей с учетом потерь мощности на трение в кинематических парах.

- Вывести расчетные формулы и рассчитать значения всех вращающих моментов с учетом трения; если значения КПД кинематических пар в задании не оговорены, руководствоваться величинами: $\eta_v = 0.99$ – для вращательной пары, $\eta_z = 0.98$ – для зацепления цилиндрическими колесами (как внешнего, так и внутреннего); определить КПД редуктора η_{AB} .

По тем же расчетным формулам определить значения вращающих моментов без учета трения и убедиться, что в этом случае КПД редуктора $\eta_{AB} = 1.0$. Для редукторов, выполненных по замкнутой схеме, установить характер распределения мощностей по ветвям кинематической цепи редуктора и установить наличие (или отсутствие) замкнутой мощности.

- Рассчитать величины окружных сил F_t в зацеплении; при этом одну из величин – T_B или T_A (найденную без учета трения), считать заданной, а другую – проверить по результатам расчета сил F_t .

Примечание: исходные данные к этой части задания кодируются в виде набора символов и обозначений дополнительных условий (если эти условия оговариваются, то они помещаются в круглые скобки); например

$$04 (n_w=3) - 3.5 - z_3z_4 - 3 (x_3=1),$$

где 04 – обозначение схемы редуктора (таблица 1.1); $(n_w=3)$ – число сателлитов в соосной части редуктора (если n_w не оговорено, то оно может быть любым, удовлетворяющим условию $n_w > 2$);

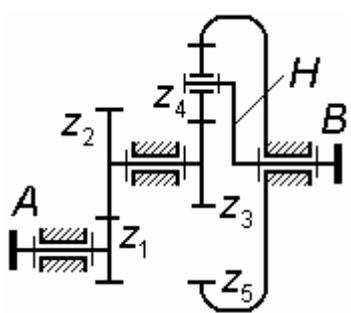
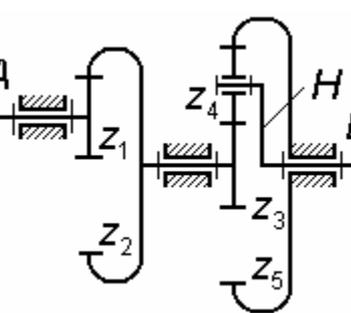
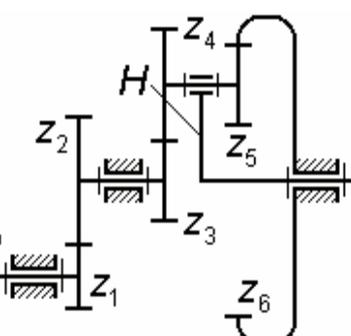
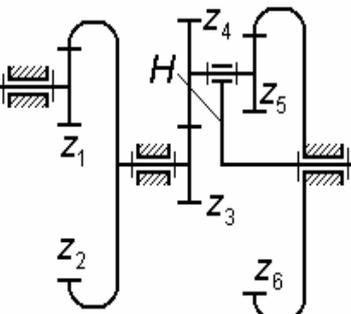
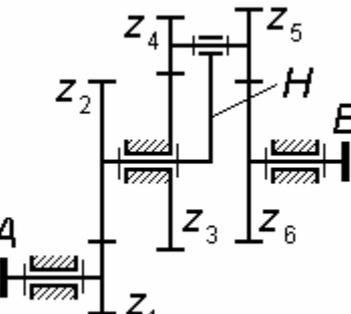
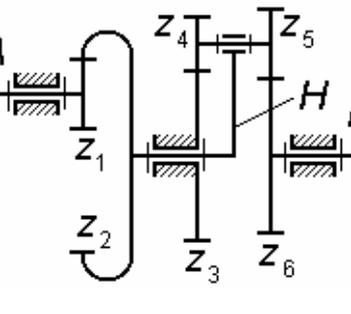
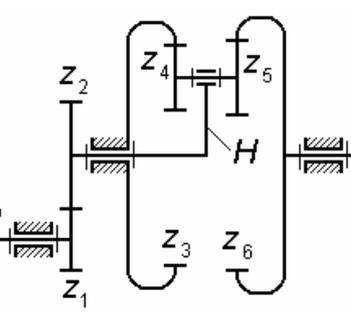
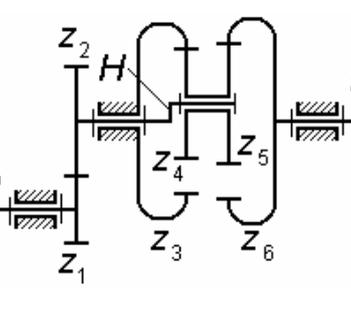
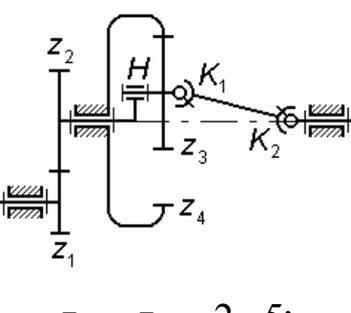
3.5 – модуль зубчатых колес, мм;

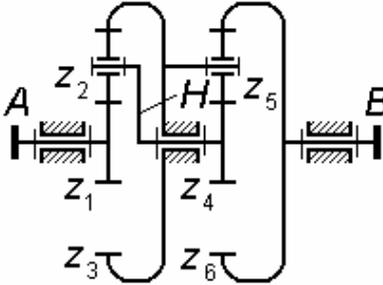
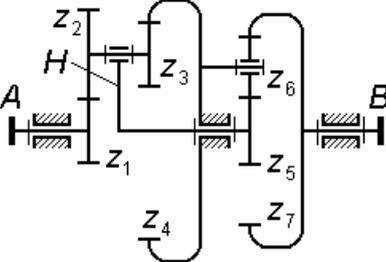
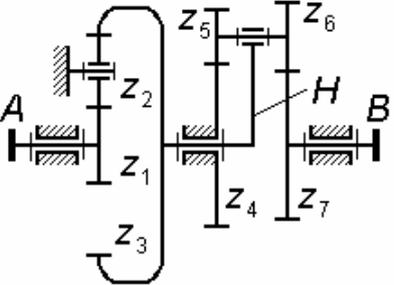
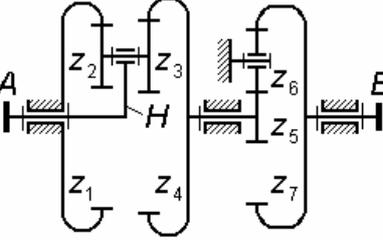
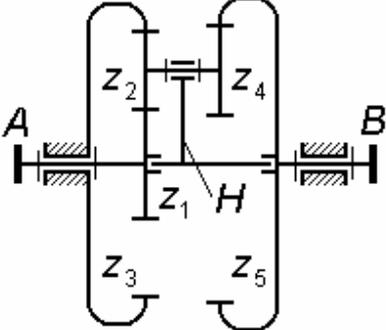
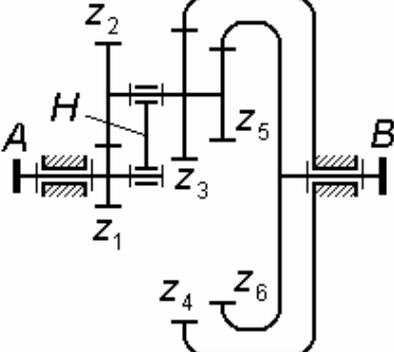
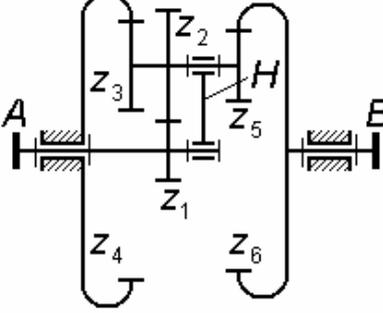
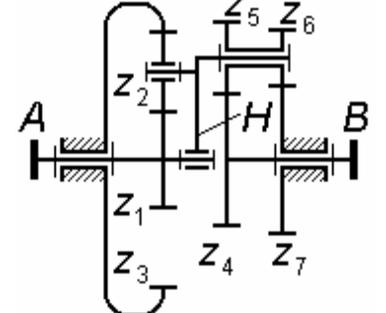
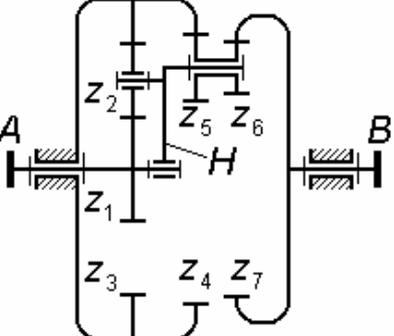
z_3z_4 – обозначение рассчитываемой зубчатой пары внешнего зацепления;

3 – условие проектирования пары (таблица 1.3);

$(x_3=1)$ – дополнительное условие (может отсутствовать); в данном случае означает, что коэффициент смещения у колеса z_3 должен быть равен $x_3=1$.

Таблица 1.1. Кинематические схемы редукторов

<p>01</p>  <p>$i_{3H}^5 = (2.0...3.0) i_{12}$</p>	<p>02</p>  <p>$i_{3H}^5 = (1.5...2.5) i_{12}$</p>	<p>03</p>  <p>$i_{3H}^6 = (4.0...5.0) i_{12} ;$ $z_3 = z_5$</p>
<p>04</p>  <p>$i_{3H}^6 = (3.5...4.5)i_{12};$ $z_3 = z_5$</p>	<p>05</p>  <p>$i_{H6}^3 = (3.0...10.0) i_{12}$</p>	<p>06</p>  <p>$i_{H6}^3 = (2.0...10.0)i_{12}$</p>
<p>07</p>  <p>$i_{H6}^3 = (3.0...10.0) i_{12}$</p>	<p>08</p>  <p>$z_3 - z_4 = 2...5;$ $i_{H6}^3 = (3.0...10.0) i_{12}$</p>	<p>09</p>  <p>$z_4 - z_3 = 2...5;$ $i_{H3}^4 = (3.0...10.0) i_{12}$</p>

<p>10</p>  <p>$z_1 = z_4; \quad z_2 = z_5;$ $z_3 = z_6$</p>	<p>11</p>  <p>$i_{1H}^4 = (1.5...2.5) i_{57} ;$ $z_1 = z_3$</p>	<p>12</p>  <p>$i_{H7}^4 = (2.5...8.0) i_{13}$</p>
<p>13</p>  <p>$i_{H4}^1 = (2.5...10.0) i_{57}$</p>	<p>14</p> 	<p>15</p> 
<p>16</p> 	<p>17</p>  <p>$i_{H4}^7 = (2.0...3.0) i_{1H}^3$</p>	<p>18</p>  <p>$i_{H7}^4 = (2.0...3.0) i_{1H}^3$</p>

<p>19</p> <p>$z_1 = z_4; z_2 = z_5; z_3 = z_6$</p>	<p>20</p> <p>$z_1 = z_4; z_2 = z_5; z_3 = z_6$</p>	<p>21</p> <p>$i_{14} = (1.5 \dots 2.5) i_{5H}^6;$ $z_1 = z_3$</p>
<p>22</p> <p>$i_{47} = (2.0 \dots 3.0) i_{13}^H ;$ $z_4 = z_6$</p>	<p>23</p> <p>$z_1 = z_4; z_2 = z_5; z_3 = z_6$</p>	<p>24</p> <p>$z_1 = z_4; z_2 = z_5; z_3 = z_6$</p>
<p>25</p>	<p>26</p>	<p>27</p> <p>$z_1 = z_4; z_2 = z_5; z_3 = z_6$</p>

<p>28</p> <p>$i_{14}^H = (1.3 \dots 2.0)(1 - i_{57});$ $z_1 = z_3$</p>	<p>29</p> <p>$i_{14}^H = (1.3 \dots 2.0)(1 - i_{57});$ $z_1 = z_3$</p>	<p>30</p> <p>$z_1 = z_4; z_2 = z_5; z_3 = z_6$</p>
<p>31</p> <p>$z_1 = z_4; z_2 = z_5; z_3 = z_6$</p>	<p>32</p>	<p>33</p> <p>$1 - i_{47} = (2.5 \dots 3.5) i_{13}^H ;$ $z_4 = z_6$</p>
<p>34</p> <p>$1 - i_{14}^{H_1} = (2.5 \dots 3.0) i_{57}^{H_2} ;$ $z_1 = z_3$</p>	<p>35</p> <p>$z_1 = z_4; z_2 = z_5; z_3 = z_6$</p>	<p>36</p> <p>$1 - i_{14}^{H_1} = (2.5 \dots 3.0) i_{57}^{H_2} ;$ $z_1 = z_3$</p>

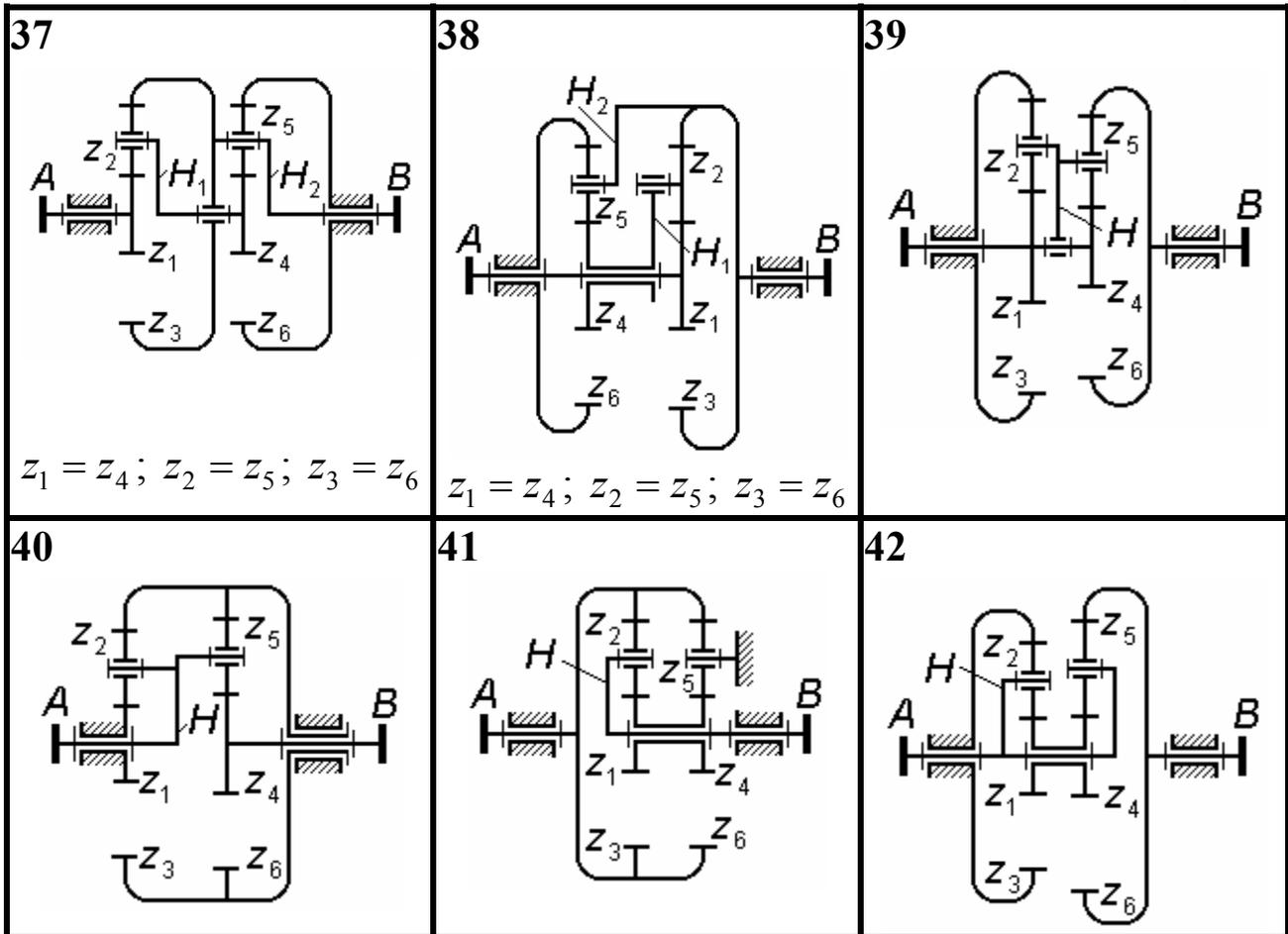


Таблица 1.2. Частоты вращения валов электродвигателей, об/мин

Синхронная частота вращения, n_s , об/мин	Частота вращения n_D вала электродвигателя, об/мин					
	750	670	675	680	700	720
1000	900	910	915	920	935	950
	955	965	970	975		
1500	1390	1415	1420	1425	1430	1435
	1445	1455	1460			
3000	2810	2840	2850	2880	2900	2940
	2945	2950				

Таблица 1.3. Условия проектирования
зубчатой пары внешнего зацепления

№	Условие
1	Наибольшая изгибная прочность передачи
2	Наибольшая контактная прочность передачи
3	Наибольшая износостойкость передачи
4	Наибольшая плавность зацепления пары
5	Наибольшие диаметральные размеры шестерни
6	Наибольшие диаметральные размеры колеса
7	Наименьшие диаметральные размеры шестерни
8	Наименьшие диаметральные размеры колеса
9	Полнос в зоне дзупарного зацепления у вершины зуба колеса
10	Полнос в зоне дзупарного зацепления у вершины зуба шестерни
11	Внеполосная передача (полнос у вершины зуба колеса)
12	Внеполосная передача (полнос у вершины зуба шестерни)

2 СИНТЕЗ И АНАЛИЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

2.1 Исходные данные:

- кинематическая схема механизма;
- параметры звеньев механизма (геометрические и массовые);
- угловая скорость кривошипа ω_1 (получена из расчета зубчатого механизма как угловая скорость выходного вала редуктора);
- нагрузка полезного сопротивления;
- условия синтеза механизма (подбора незаданных параметров звеньев).

2.2 Методика выполнения работы

2.2.1 Проанализировать структуру и кинематику механизма, используя компьютерную среду САМАС («Система кинематического анализа механизмов, подчиняющихся классификации Л.В.Ассура»).

- Составить структурную модель заданного механизма; предусмотреть включение в состав модели всех обозначенных на схеме точек (в том числе центров масс звеньев).

- Подобрать незаданные размеры звеньев, исходя из предложенных условий синтеза механизма; правильность подбора размеров проверить в среде САМАС.

- Изучить визуально характер движения механизма в пределах полного цикла и определить положение входного звена, соответствующее началу рабочего хода механизма (найти угловую координату кривошипа $\varphi_{нрх}$ с точностью не грубее $\pm 2^\circ$). Найти величины ходов звеньев, нагруженных силами $Q_{пс}$ и (или) моментами $T_{пс}$ полезного сопротивления.

- Считая угловую скорость ω_1 входного звена рычажного механизма равной по модулю угловой скорости ω_B выходного вала редуктора, определить параметры движения всех звеньев механизма и указанных на схеме точек; анализ произвести для положения механизма из фазы его рабочего хода (угловую координату φ_1 входного звена для исследуемого положения студент выбирает по

согласованию с консультантом; этот угол отсчитывается против часовой стрелки от положительного направления оси абсцисс).

Направление угловой скорости ω_1 указано на схеме механизма круговой стрелкой и не зависит от знаков передаточного отношения i_{AB} редуктора и угловой скорости ω_B его выходного вала.

- Для исследуемого положения механизма сформировать файл выходных данных, отредактировать его и распечатать.

2.2.2 Проанализировать кинематику механизма для исследуемого положения методом планов скоростей и ускорений. Результаты сравнить с найденными в среде САМАС; допускаются расхождения, не превышающие: 3% – для скоростей, 5% – для ускорений.

2.2.3 Для исследуемого положения механизма выполнить его силовой расчет методом планов сил.

- Используя результаты, полученные в п. 2.2.2, определить инерционные силы и моменты; найти реакции во всех кинематических парах механизма и также величину уравновешивающего момента T_y^{Π} , который необходимо приложить к входному звену, чтобы обеспечить его движение по заданному закону.

- Определить приближенно величину потерь мощности $P_{тр}$ на преодоление трения в кинематических парах для исследуемого положения механизма.

2.2.4 Определить величину уравновешивающего момента $T_y^{\text{Ж}}$ методом рычага Н.Е.Жуковского.

2.2.5 На основе принципа возможных (виртуальных) перемещений составить уравнение баланса мгновенных мощностей всех внешних сил и моментов в аналитической форме с использованием параметров движения звеньев и их центров масс, полученных посредством компьютерной среды САМАС; решить это уравнение с помощью программы <Torsion> и найти уравновешивающий момент $T_y^{\text{В}}$.

Допустимые отличия $T_y^{\text{Ж}}$ от $T_y^{\text{В}}$ – не более 5%, T_y^{Π} от $T_y^{\text{В}}$ – не более 8%.

2.2.6 Найти среднее за цикл значение движущего момента, используя величины ходов рабочих звеньев, найденные в п. 2.2.1 и определить приближенно мгновенное значение КПД механизма.

2.2.7 Рассчитать момент инерции J_M и массу m_M маховика, который необходимо поместить на вал кривошипа, чтобы колебания его угловой скорости ω_1 ограничивались пределами:

$$\omega_{1_{\min}} = \omega_1 (1 - \delta/2); \quad \omega_{1_{\max}} = \omega_1 (1 + \delta/2).$$

Если значение коэффициента неравномерности хода δ в задании не указано, принять его в пределах $\delta = 0.05...0.08$.

Для вычисления приведенных к валу кривошипа моментов сопротивления $T_c^{\text{пр}}$ и моментов инерции $J_O^{\text{пр}}$ можно (по согласованию с консультантом) воспользоваться:

– графоаналитическим методом – по результатам построения 12 (или более) планов скоростей для такого же числа положений механизма, равноотстоящих по углу поворота кривошипа;

– аналитическим методом, используя результаты, полученные в среде САМАС для ряда положений механизма, равноотстоящих по углу поворота кривошипа; в этом случае с целью подтверждения навыков расчета для того положения механизма, для которого был выполнен его силовой анализ, значения $T_c^{\text{пр}}$ и $J_O^{\text{пр}}$ должны быть определены графоаналитически и сопоставлены с результатами аналитических расчетов.

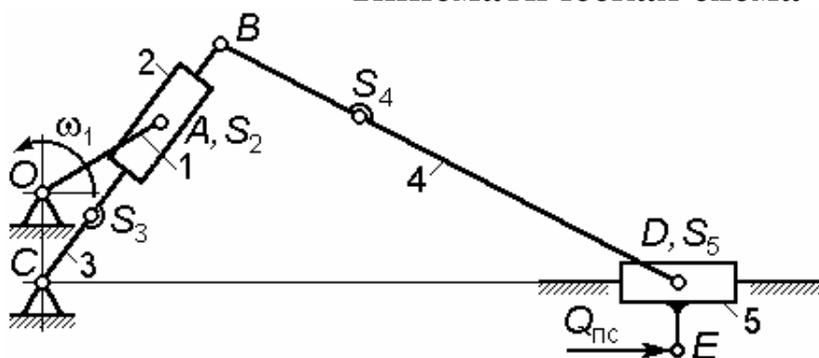
Примечание: исходные данные к заданию шифруются тремя числами; например **08 - 6 - 35**;

08 – номер кинематической схемы рычажного механизма;

6 – номер числового варианта для этой схемы;

35 – угол φ (в градусах), определяющий исследуемое положение механизма.

Кинематическая схема № 01



H – величина хода ползуна 5;
 K_v – коэффициент изменения средней скорости хода ползуна:
 $K_v = \varphi_p / \varphi_x$,

где φ_p и φ_x – углы поворота кривошипа 1 за время рабочего и холостого ходов ползуна 5 соответственно;

$t_{ц}$ – время рабочего цикла механизма;

$Q_{пс}$ – сила полезного сопротивления (действует только во время рабочего хода ползуна 5).

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_3 = 7 m_2; \quad m_4 = 12 m_2; \quad m_5 = 4 m_2;$$

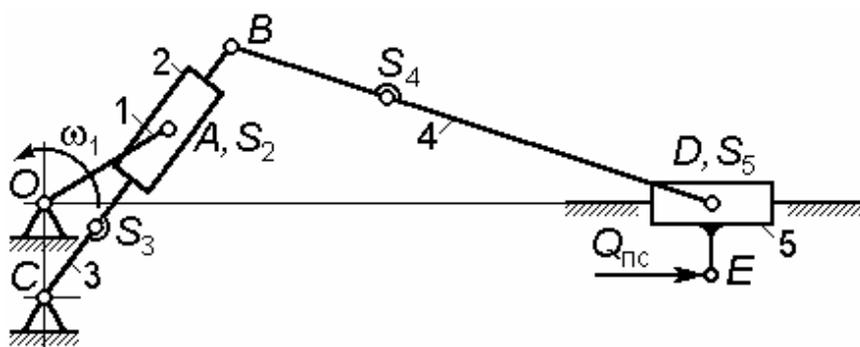
$$J_{S_3} = 7 J_{S_2}; \quad J_{S_4} = 10 J_{S_2}.$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения $BD = (1.95 \dots 2.05) BC$; $OC + OA = (0.70 \dots 0.80) BC$; $DE = (0.25 \dots 0.30) OC$.

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}$, с	H , м	K_v	$Q_{пс}$, Н	m_2 , кг	J_{S_2} , кг·м ²	CS_3/BC	BS_4/BD
0	0.32	0.60	1.8	5600	10.00	0.60	0.35...0.40	0.40...0.45
1	0.33	0.80	1.9	4500	12.00	0.50	0.40...0.45	0.35...0.40
2	0.34	1.00	2.0	4800	15.00	0.45	0.35...0.40	0.40...0.45
3	0.35	0.60	2.1	5000	12.00	0.55	0.40...0.45	0.35...0.40
4	0.40	0.80	2.2	5500	10.00	0.65	0.35...0.40	0.40...0.45
5	0.42	1.00	1.8	4500	14.00	0.55	0.40...0.45	0.35...0.40
6	0.45	0.60	1.9	6000	10.00	0.45	0.35...0.40	0.40...0.45
7	0.40	0.80	2.0	4500	10.00	0.55	0.40...0.45	0.35...0.40
8	0.45	1.00	2.1	4800	12.00	0.45	0.35...0.40	0.40...0.45
9	0.50	0.60	2.2	5500	10.00	0.55	0.40...0.45	0.35...0.40

Кинематическая схема № 02



H – величина хода ползуна 5;

K_θ – отношение углов поворота кулисы 3 за время рабочего θ_p и холостого θ_x ходов ползуна 5;

$t_{ц}$ – время рабочего цикла механизма;

$Q_{пс}$ – сила полезного сопротивления (действует только во время рабочего хода ползуна 5).

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_3 = 8 m_2; \quad m_4 = 12 m_2; \quad m_5 = 2 m_2;$$

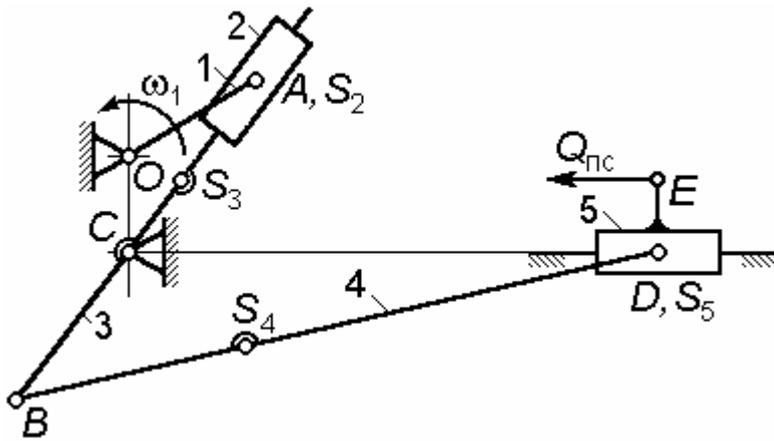
$$J_{S_3} = 8 J_{S_2}; \quad J_{S_4} = 14 J_{S_2}.$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения $OC = H / (8 \dots 10)$; $OA + OC = (0.85 \dots 0.90) BC$; $DE = (0.25 \dots 0.30) OC$.

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, с$	$H, м$	K_θ	$Q_{пс}, Н$	$m_2, кг$	$J_{S_2}, кг \cdot м^2$	CS_3 / BC	BS_4 / BD
0	0.42	1.00	1.05	5600	13.00	0.55	0.35...0.40	0.40...0.45
1	0.45	0.65	1.06	4500	10.00	0.45	0.40...0.45	0.35...0.40
2	0.40	0.80	1.07	4800	10.00	0.55	0.35...0.40	0.40...0.45
3	0.45	1.00	1.05	5000	8.00	0.35	0.40...0.45	0.35...0.40
4	0.50	0.60	1.06	5500	8.00	0.50	0.35...0.40	0.40...0.45
5	0.32	0.65	1.07	4500	7.00	0.60	0.40...0.45	0.35...0.40
6	0.33	0.80	1.05	6000	9.00	0.50	0.35...0.40	0.40...0.45
7	0.34	1.00	1.06	4500	8.00	0.35	0.40...0.45	0.35...0.40
8	0.35	0.70	1.07	5500	12.00	0.55	0.35...0.40	0.40...0.45
9	0.40	0.80	1.08	5500	10.00	0.65	0.40...0.45	0.35...0.40

Кинематическая схема № 03



H – величина хода ползуна 5;

K_v – коэффициент изменения средней скорости хода ползуна:

$$K_v = \varphi_p / \varphi_x,$$

где φ_p и φ_x – углы поворота кривошипа 1 за время рабочего и холостого ходов ползуна 5 соответственно;

$t_{ц}$ – время рабочего цикла механизма;

$Q_{пс}$ – сила полезного сопротивления (действует только во время рабочего хода ползуна 5).

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_3 = 7 m_2; \quad m_4 = 10 m_2; \quad m_5 = 4 m_2;$$

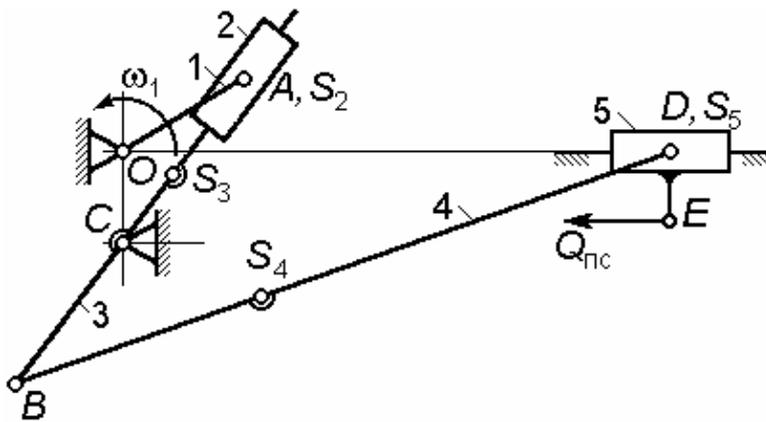
$$J_{s_3} = 8 J_{s_2}; \quad J_{s_4} = 10 J_{s_2}.$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения $BD = (2.2...2.5) BC$; $OC + OA = (0.35...0.40) H$; $DE = (0.20...0.25) OC$.

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, c$	K_v	$H, м$	$Q_{пс}, Н$	$m_2, кг$	$J_{s_2}, кг \cdot м^2$	CS_3 / CB	BS_4 / BD
0	0.35	1.8	0.60	5000	9.00	0.60	0.35...0.40	0.40...0.45
1	0.35	1.9	0.80	4500	10.00	0.50	0.40...0.45	0.35...0.40
2	0.35	2.0	1.00	4000	11.00	0.35	0.35...0.40	0.40...0.45
3	0.40	2.1	0.60	5000	12.00	0.55	0.40...0.45	0.35...0.40
4	0.40	2.2	0.80	4500	13.00	0.65	0.35...0.40	0.40...0.45
5	0.40	1.8	1.00	4000	13.00	0.55	0.40...0.45	0.35...0.40
6	0.40	1.9	0.60	5000	12.00	0.45	0.35...0.40	0.40...0.45
7	0.50	2.0	0.80	4500	11.00	0.55	0.40...0.45	0.35...0.40
8	0.50	2.1	1.00	4000	10.00	0.35	0.35...0.40	0.40...0.45
9	0.50	2.2	0.60	5000	9.00	0.50	0.40...0.45	0.35...0.40

Кинематическая схема № 04



H – величина хода ползуна 5;

K_θ – отношение углов поворота кулисы 3 за время рабочего θ_p и холостого θ_x ходов ползуна 5;

$t_{ц}$ – время рабочего цикла механизма;

$Q_{пс}$ – сила полезного сопротивления (действует только во время рабочего хода ползуна 5).

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_3 = 8 m_2; \quad m_4 = 12 m_2; \quad m_5 = 2 m_2;$$

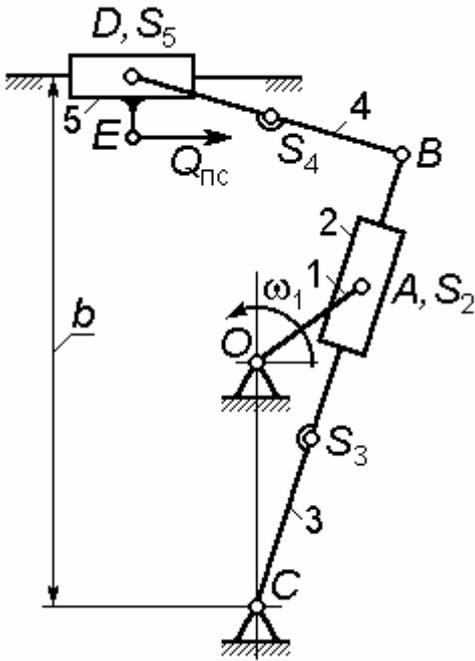
$$J_{S_3} = 8 J_{S_2}; \quad J_{S_4} = 14 J_{S_2}.$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения $OC = H / (8 \dots 10)$; $OA = (1.50 \dots 1.75) OC$; $DE = (0.25 \dots 0.30) OC$.

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, c$	H, m	K_θ	$Q_{пс}, H$	$m_2, кг$	$J_{S_2}, кг \cdot м^2$	CS_3 / CB	BS_4 / BD
0	0.42	1.00	1.05	5600	13.00	0.55	0.35...0.40	0.40...0.45
1	0.45	0.65	1.06	4500	10.00	0.45	0.40...0.45	0.35...0.40
2	0.40	0.80	1.07	4800	10.00	0.55	0.35...0.40	0.40...0.45
3	0.45	1.00	1.05	5000	8.00	0.35	0.40...0.45	0.35...0.40
4	0.50	0.60	1.06	5500	8.00	0.50	0.35...0.40	0.40...0.45
5	0.32	0.65	1.07	4500	7.00	0.60	0.40...0.45	0.35...0.40
6	0.33	0.80	1.05	6000	9.00	0.50	0.35...0.40	0.40...0.45
7	0.34	1.00	1.06	4500	8.00	0.35	0.40...0.45	0.35...0.40
8	0.35	0.70	1.07	5500	12.00	0.55	0.35...0.40	0.40...0.45
9	0.40	0.80	1.08	5500	10.00	0.65	0.40...0.45	0.35...0.40

Кинематическая схема № 05



H – величина хода ползуна 5;

K_v – коэффициент изменения средней скорости хода ползуна:

$$K_v = \varphi_p / \varphi_x,$$

где φ_p и φ_x – углы поворота кривошипа 1 за время рабочего и холостого ходов ползуна 5 соответственно;

$t_{ц}$ – время рабочего цикла механизма;

$Q_{пс}$ – сила полезного сопротивления (действует только во время рабочего хода ползуна 5).

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_3 = 10 m_2; \quad m_4 = 6 m_2; \quad m_5 = 5 m_2;$$

$$J_{s_3} = 10 J_{s_2}; \quad J_{s_4} = 6 J_{s_2}.$$

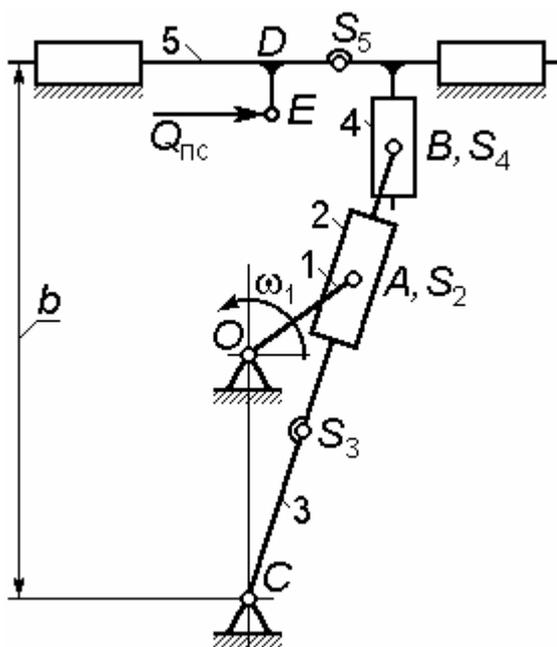
Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения $b = (1.20 \dots 1.30) BC$; $OC + OA = (0.80 \dots 0.85) BC$; $DE = (0.10 \dots 0.15) H$.

Угол давления шатуна 4 на ползун 5 не должен превышать 32° .

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, c$	H, m	K_v	$Q_{пс}, H$	$m_2, кг$	$J_{s_2}, кг \cdot м^2$	CS_3 / CB	BS_4 / BD
0	0.50	0.30	1.8	5000	9.00	0.30	0.40...0.45	0.40...0.45
1	0.50	0.40	1.9	4500	10.00	0.25	0.40...0.45	0.40...0.45
2	0.50	0.50	2.0	4000	11.00	0.15	0.35...0.40	0.40...0.45
3	0.40	0.30	2.1	5000	12.00	0.25	0.35...0.40	0.35...0.40
4	0.40	0.40	2.2	4000	13.00	0.40	0.40...0.45	0.35...0.40
5	0.40	0.50	1.8	5000	13.00	0.30	0.40...0.45	0.35...0.40
6	0.40	0.30	1.9	5500	12.00	0.25	0.35...0.40	0.40...0.45
7	0.50	0.40	2.0	4000	11.00	0.15	0.35...0.40	0.40...0.45
8	0.50	0.50	2.1	4000	10.00	0.25	0.40...0.45	0.40...0.45
9	0.50	0.30	2.2	4500	9.00	0.40	0.40...0.45	0.35...0.40

Кинематическая схема № 06



H – величина хода ползуна 5;
 K_v – коэффициент изменения
 средней скорости хода ползуна:

$$K_v = \varphi_p / \varphi_x,$$

где φ_p и φ_x – углы поворота
 кривошипа 1 за время рабочего и
 холостого ходов ползуна 5
 соответственно;

$t_{ц}$ – время рабочего цикла
 механизма;

$Q_{пс}$ – сила полезного
 сопротивления (действует только во
 время рабочего хода ползуна 5).

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

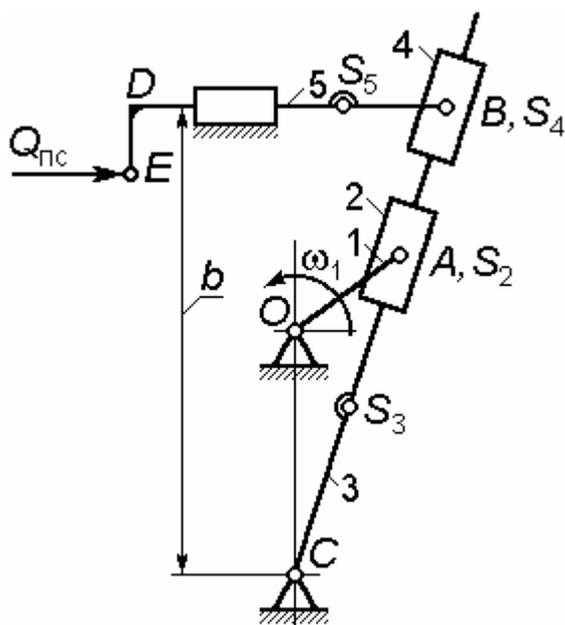
$$m_3 = 10 m_2; \quad m_4 = m_2; \quad m_5 = 12 m_2; \quad J_{S_3} = 10 J_{S_2}.$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения
 $OC + OA = (0.85 \dots 0.90) BC$; $b = (1.10 \dots 1.15) BC$; $DE = (0.10 \dots 0.15) H$.

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, c$	$H, м$	K_v	$Q_{пс}, Н$	$m_2, кг$	$J_{S_2}, кг \cdot м^2$	CS_3 / CB
0	0.50	0.30	1.8	5000	9.00	0.30	0.35...0.40
1	0.50	0.40	1.9	4500	10.00	0.25	0.38...0.45
2	0.50	0.50	2.0	4000	11.00	0.15	0.40...0.45
3	0.40	0.30	2.1	5000	12.00	0.25	0.35...0.40
4	0.40	0.40	2.2	4000	13.00	0.40	0.40...0.45
5	0.40	0.50	1.8	5000	13.00	0.30	0.35...0.40
6	0.40	0.30	1.9	5500	12.00	0.25	0.40...0.45
7	0.50	0.40	2.0	4000	11.00	0.15	0.35...0.40
8	0.50	0.50	2.1	4000	10.00	0.25	0.38...0.45
9	0.50	0.30	2.2	4500	9.00	0.40	0.40...0.45

Кинематическая схема № 07



H – величина хода штока 5;
 K_v – коэффициент изменения средней скорости хода ползуна 5:

$$K_v = \varphi_p / \varphi_x,$$

где φ_p и φ_x – углы поворота кривошипа 1 за время рабочего и холостого ходов ползуна 5 соответственно;

$t_{ц}$ – время рабочего цикла механизма;

$Q_{пс}$ – сила полезного сопротивления (действует только во время рабочего хода ползуна 5).

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_3 = 10 m_2; \quad m_4 = m_2; \quad m_5 = 12 m_2;$$

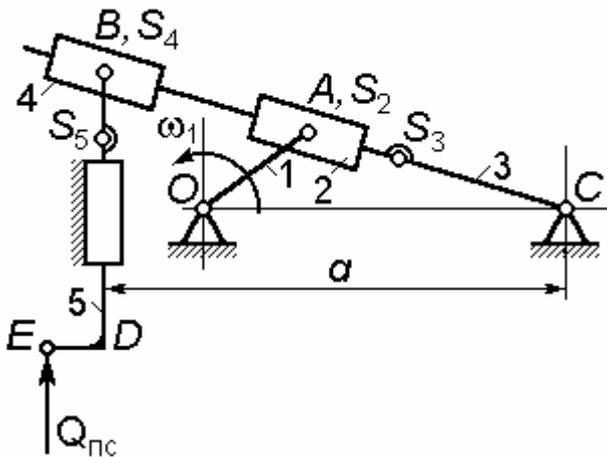
$$J_{S_3} = 10 J_{S_2}; \quad J_{S_4} = J_{S_2}.$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения
 $OC + OA = (0.85 \dots 0.90) b$; $DE = (0.05 \dots 0.10) H$.

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, c$	$H, м$	K_v	$Q_{пс}, Н$	$m_2, кг$	$J_{S_2}, кг \cdot м^2$	CS_3/b
0	0.50	0.60	1.8	5000	12.00	0.30	0.35...0.40
1	0.50	0.60	1.9	4500	14.00	0.25	0.38...0.45
2	0.50	0.50	2.0	4000	13.00	0.35	0.40...0.45
3	0.40	0.50	2.1	5000	12.00	0.25	0.35...0.40
4	0.40	0.45	2.2	4000	13.00	0.40	0.40...0.45
5	0.40	0.55	1.8	5000	13.00	0.30	0.35...0.40
6	0.40	0.50	1.9	5500	12.00	0.25	0.40...0.45
7	0.50	0.45	2.0	4000	11.00	0.45	0.35...0.40
8	0.50	0.55	2.1	4000	10.00	0.25	0.38...0.45
9	0.50	0.50	2.2	4500	15.00	0.40	0.40...0.45

Кинематическая схема № 08



H – величина хода штока 5;

K_v – коэффициент изменения средней скорости хода ползуна:

$$K_v = \varphi_p / \varphi_x,$$

где φ_p и φ_x – углы поворота кривошипа 1 за время рабочего и холостого ходов ползуна 5 соответственно;

$t_{ц}$ – время рабочего цикла механизма;

$Q_{пс}$ – сила полезного сопротивления (действует только во время рабочего хода ползуна 5).

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_3 = 10 m_2; \quad m_4 = m_2; \quad m_5 = 12 m_2;$$

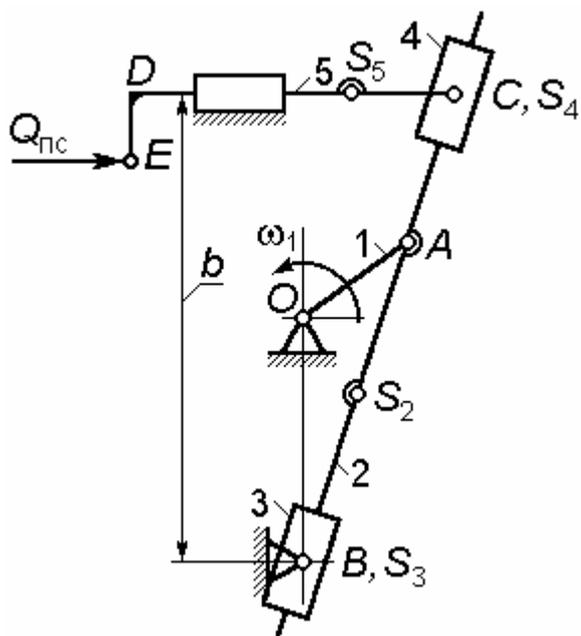
$$J_{s_3} = 10 J_{s_2}; \quad J_{s_4} = J_{s_2}.$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения $OC + OA = (0.85...0.90) a$; $DE = (0.05...0.10) H$.

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, c$	H, m	K_v	$Q_{пс}, H$	$m_2, кг$	$J_{S_2}, кг \cdot м^2$	CS_3 / a
0	0.50	0.30	1.8	5000	9.00	0.30	0.35...0.40
1	0.50	0.40	1.9	4500	10.00	0.25	0.38...0.45
2	0.50	0.50	2.0	4000	11.00	0.15	0.40...0.45
3	0.40	0.30	2.1	5000	12.00	0.25	0.35...0.40
4	0.40	0.40	2.2	4000	13.00	0.40	0.40...0.45
5	0.40	0.50	1.8	5000	13.00	0.30	0.35...0.40
6	0.40	0.30	1.9	5500	12.00	0.25	0.40...0.45
7	0.50	0.40	2.0	4000	11.00	0.15	0.35...0.40
8	0.50	0.50	2.1	4000	10.00	0.25	0.38...0.45
9	0.50	0.30	2.2	4500	9.00	0.40	0.40...0.45

Кинематическая схема № 09



H – величина хода штока 5;
 K_v – коэффициент изменения средней скорости хода штока:

$$K_v = \varphi_p / \varphi_x,$$

где φ_p и φ_x – углы поворота кривошипа 1 за время рабочего и холостого ходов ползуна 5 соответственно;

$t_{ц}$ – время рабочего цикла механизма;

$Q_{пс}$ – сила полезного сопротивления (действует только во время рабочего хода штока).

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_2 = 10 m_3; \quad m_4 = m_3; \quad m_5 = 12 m_3;$$

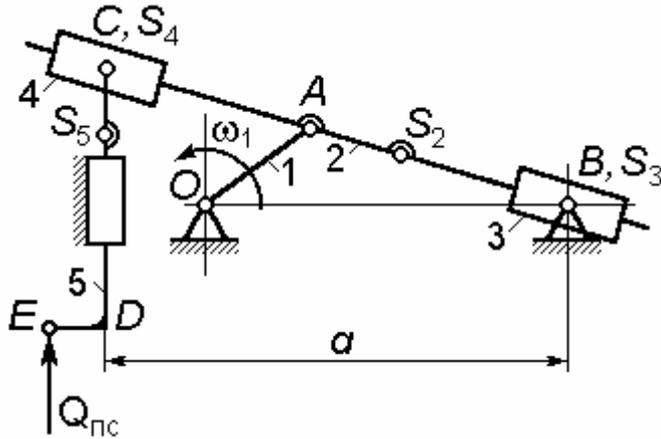
$$J_{s_2} = 10 J_{s_3}; \quad J_{s_4} = J_{s_3}.$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения
 $OB + OA = (0.85 \dots 0.90) b$; $DE = (0.05 \dots 0.10) H$.

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, c$	H, m	K_v	$Q_{пс}, H$	$m_3, кг$	$J_{s_3}, кг \cdot м^2$	AS_2 / b
0	0.50	0.30	1.8	5000	9.00	0.30	0.35...0.40
1	0.50	0.40	1.9	4500	10.00	0.25	0.38...0.45
2	0.50	0.50	2.0	4000	11.00	0.15	0.40...0.45
3	0.40	0.30	2.1	5000	12.00	0.25	0.35...0.40
4	0.40	0.40	2.2	4000	13.00	0.40	0.40...0.45
5	0.40	0.50	1.8	5000	13.00	0.30	0.35...0.40
6	0.40	0.30	1.9	5500	12.00	0.25	0.40...0.45
7	0.50	0.40	2.0	4000	11.00	0.15	0.35...0.40
8	0.50	0.50	2.1	4000	10.00	0.25	0.38...0.45
9	0.50	0.30	2.2	4500	9.00	0.40	0.40...0.45

Кинематическая схема № 10



H – величина хода штока 5;
 K_v – коэффициент изменения средней скорости хода ползуна:

$$K_v = \varphi_p / \varphi_x,$$

где φ_p и φ_x – углы поворота кривошипа 1 за время рабочего и холостого ходов ползуна 5 соответственно;

$t_{ц}$ – время рабочего цикла механизма;

$Q_{пс}$ – сила полезного сопротивления (действует только во время рабочего хода ползуна 5).

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_2 = 10 m_3; \quad m_4 = m_3; \quad m_5 = 12 m_3;$$

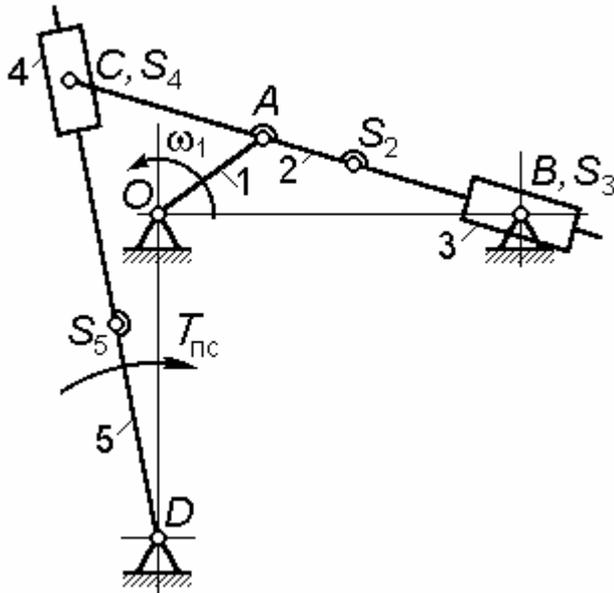
$$J_{s_2} = 10 J_{s_3}; \quad J_{s_4} = J_{s_3}.$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения
 $OB + OA = (0.85 \dots 0.90) a$; $DE = (0.10 \dots 0.15) H$.

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, c$	$H, м$	K_v	$Q_{пс}, Н$	$m_3, кг$	$J_{s_3}, кг \cdot м^2$	AS_2 / a
0	0.50	0.30	1.8	5000	9.00	0.30	0.35...0.40
1	0.50	0.40	1.9	4500	10.00	0.25	0.38...0.45
2	0.50	0.50	2.0	4000	11.00	0.15	0.40...0.45
3	0.40	0.30	2.1	5000	12.00	0.25	0.35...0.40
4	0.40	0.40	2.2	4000	13.00	0.40	0.40...0.45
5	0.40	0.50	1.8	5000	13.00	0.30	0.35...0.40
6	0.40	0.30	1.9	5500	12.00	0.25	0.40...0.45
7	0.50	0.40	2.0	4000	11.00	0.15	0.35...0.40
8	0.50	0.50	2.1	4000	10.00	0.25	0.38...0.45
9	0.50	0.30	2.2	4500	9.00	0.40	0.40...0.45

Кинематическая схема № 11



ψ – угол качания кулисы 5;
 $t_{ц}$ – время рабочего цикла механизма;
 $T_{пс}$ – момент полезного сопротивления (действует только во время рабочего хода кулисы 5).

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев:

$$m_2 = 10 m_3; m_4 = m_3; m_5 = 15 m_3;$$

$$J_{s_2} = 10 J_{s_3}; J_{s_4} = J_{s_3}; J_{s_5} = 12 J_{s_3}.$$

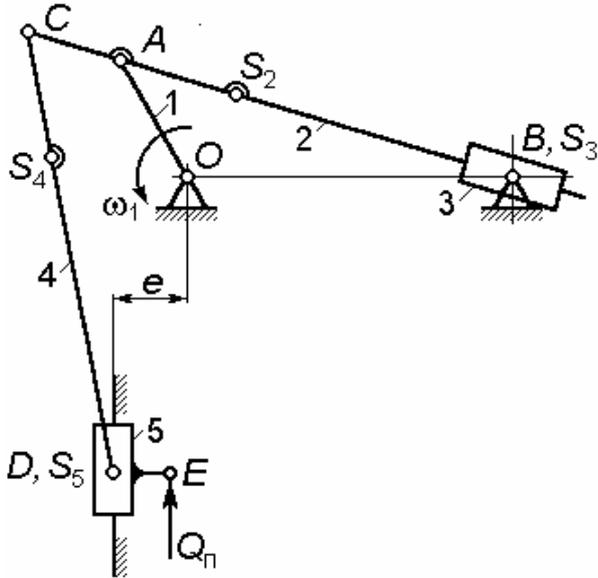
Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения
 $OB = (2.5...3.0) OA;$ $AS_2 = (0.25...0.35) (AB)_{\max};$
 $DS_5 = (0.35...0.45) (DC)_{\max}.$

Подбором размера OD обеспечить получение заданного угла качания кулисы с точностью $\pm 2^\circ$.

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, с$	ψ	$OA, м$	$AC, м$	$T_{пс}, Н \cdot м$	$m_3, кг$	$J_{s_3}, кг \cdot м^2$
0	0.50	36°	0.35	0.45	500	9.00	0.30
1	0.50	37°	0.40	0.50	450	10.00	0.25
2	0.50	38°	0.45	0.35	400	11.00	0.15
3	0.40	39°	0.50	0.40	500	12.00	0.25
4	0.40	40°	0.35	0.35	400	13.00	0.40
5	0.40	41°	0.40	0.45	500	13.00	0.30
6	0.40	42°	0.35	0.50	550	12.00	0.25
7	0.50	43°	0.40	0.35	400	11.00	0.15
8	0.50	44°	0.45	0.40	400	10.00	0.25
9	0.50	45°	0.50	0.35	450	9.00	0.40

Кинематическая схема № 12



$t_{ц}$ – время рабочего цикла;
 $Q_{пс}$ – сила полезного сопротивления (действует только во время рабочего хода ползуна 5).

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_2 = 14 m_3; \quad m_4 = 12 m_3; \quad m_5 = m_3;$$

$$J_{S_2} = 15 J_{S_3}; \quad J_{S_4} = 12 J_{S_3}.$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения

$$OB = (2.5 \dots 3.5) OA; \quad AS_2 = (0.25 \dots 0.35) OB;$$

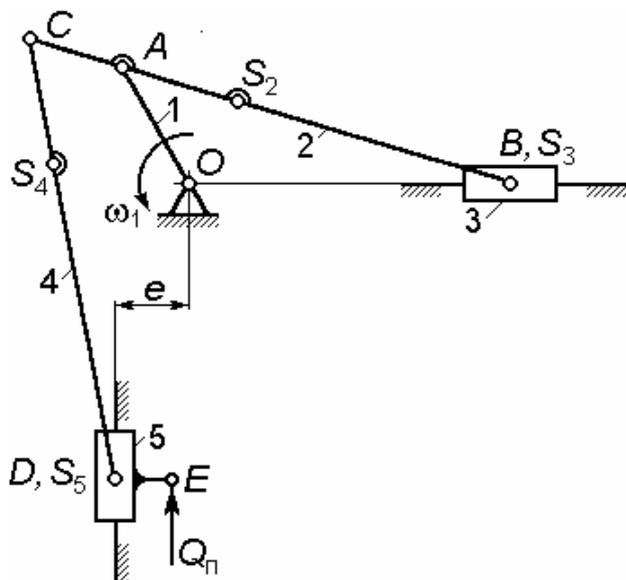
$$DE = (0.15 \dots 0.20) OA; \quad CS_4 = (0.30 \dots 0.35) CD.$$

При подборе размера CD обеспечить получение угла давления шатуна 4 на ползун 5 не более 35° .

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, c$	$OA, м$	$AC, м$	$e, м$	$Q_{пс}, Н$	$m_3, кг$	$J_{S_3}, кг \cdot м^2$
0	0.50	0.35	0.45	0.05	5000	9.00	0.30
1	0.50	0.40	0.50	0.05	4500	10.00	0.25
2	0.50	0.45	0.35	-0.05	4000	11.00	0.15
3	0.40	0.50	0.40	-0.05	5000	12.00	0.25
4	0.40	0.35	0.35	0.05	4000	13.00	0.40
5	0.40	0.40	0.45	0.06	5000	13.00	0.30
6	0.40	0.35	0.50	0.06	5500	12.00	0.25
7	0.50	0.40	0.35	-0.06	4000	11.00	0.15
8	0.50	0.45	0.40	-0.06	4000	10.00	0.25
9	0.50	0.50	0.35	0.05	4500	9.00	0.40

Кинематическая схема № 13



$t_{ц}$ – время рабочего цикла;
 $Q_{пс}$ – сила полезного сопротивления (действует только во время рабочего хода ползуна 5).

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_2 = 10 m_3; \quad m_4 = 12 m_3;$$

$$m_5 = m_3; \quad J_{S_4} = J_{S_2}.$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения

$$AB = (2.8 \dots 3.5) OA;$$

$$AS_2 = (0.25 \dots 0.35) AB;$$

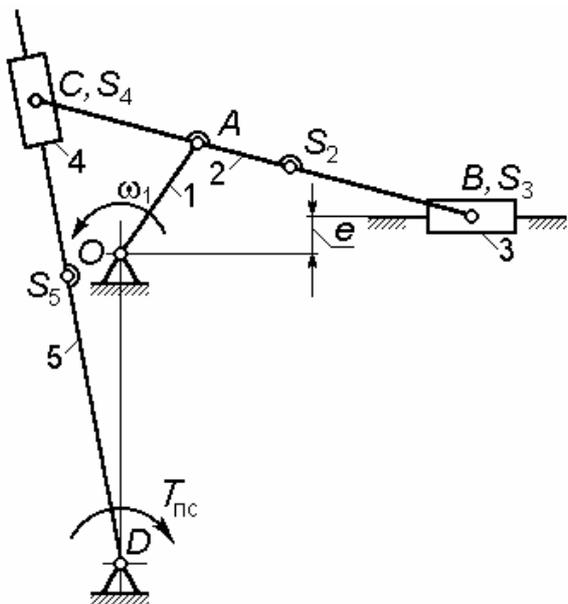
$$CS_4 = (0.35 \dots 0.40) CD; \quad DE = 0.06 \text{ м.}$$

При подборе размера CD обеспечить получение угла давления шатуна 4 на ползун 5 не более 30° .

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, \text{ с}$	$OA, \text{ м}$	$AC, \text{ м}$	$e, \text{ м}$	$Q_{пс}, \text{ Н}$	$m_3, \text{ кг}$	$J_{S_2}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2$
0	0.50	0.35	0.45	0.10	5000	9.00	3.0
1	0.50	0.40	0.50	0	4500	10.00	2.5
2	0.50	0.45	0.35	-0.10	4000	11.00	2.5
3	0.40	0.50	0.40	0.08	5000	12.00	2.5
4	0.40	0.35	0.35	0	4000	13.00	4.0
5	0.40	0.40	0.45	-0.08	5000	13.00	3.0
6	0.40	0.35	0.50	0.08	5500	12.00	2.5
7	0.50	0.40	0.35	0	4000	11.00	2.0
8	0.50	0.45	0.40	-0.10	4000	10.00	2.5
9	0.50	0.50	0.35	0	4500	9.00	4.0

Кинематическая схема № 14



$t_{ц}$ – время рабочего цикла механизма;

ψ – угол качания кулисы 5;

$T_{пс}$ – момент полезного сопротивления (действует только во время рабочего хода кулисы 5).

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_2 = 10 m_3; \quad m_4 = m_3;$$

$$m_5 = 12 m_3;$$

$$J_{S_2} = 14 J_{S_4}; \quad J_{S_5} = J_{S_2}.$$

Примечание – При подборе

длин звеньев учесть соотношения

$$AB = (2.8 \dots 3.2) OA;$$

$$AS_2 = (0.25 \dots 0.35) AB;$$

$$AC = (1.05 \dots 1.10) OA;$$

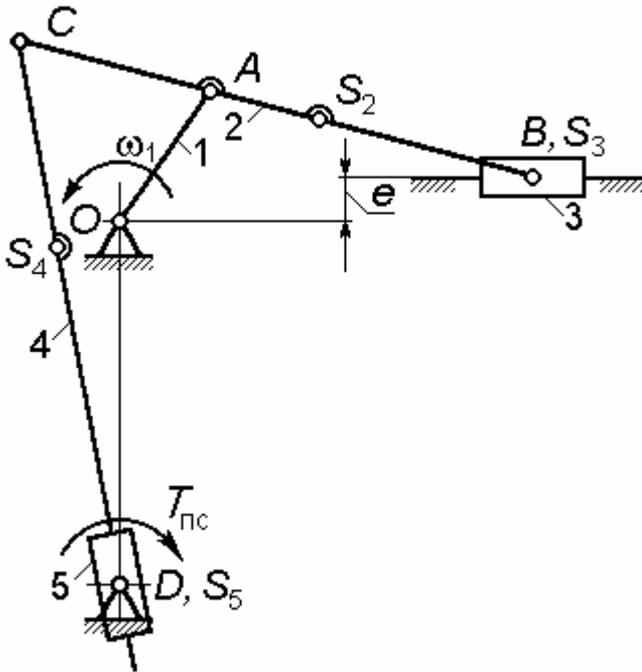
$$DS_5 = (0.35 \dots 0.45) (DC)_{\max}.$$

Подбором размера OD обеспечить получение заданного угла качания кулисы с точностью $\pm 2^\circ$.

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, с$	ψ	$OA, м$	$e, м$	$T_{пс}, Н \cdot м$	$m_3, кг$	$J_{S_4}, кг \cdot м^2$
0	0.50	36°	0.35	0.05	500	9.00	0.30
1	0.50	37°	0.40	0.08	450	10.00	0.25
2	0.50	38°	0.45	0.07	400	11.00	0.15
3	0.40	39°	0.50	0.10	500	12.00	0.25
4	0.40	40°	0.35	-0.05	400	13.00	0.40
5	0.40	41°	0.40	-0.08	500	13.00	0.30
6	0.40	42°	0.35	0.06	550	12.00	0.25
7	0.50	43°	0.40	0.07	400	11.00	0.15
8	0.50	44°	0.45	-0.07	400	10.00	0.25
9	0.50	45°	0.50	-0.10	450	9.00	0.40

Кинематическая схема № 15



$t_{ц}$ – время рабочего цикла механизма;

ψ – угол качания звена 5;

$T_{пс}$ – момент полезного сопротивления (действует только во время рабочего хода звена 5).

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_2 = 10m_3; \quad m_4 = 12m_3;$$

$$m_5 = m_3; \quad J_{S_2} = 10J_{S_5};$$

$$J_{S_4} = J_{S_2}.$$

Примечание – При

подборе длин звеньев учесть соотношения

$$AB = (2.8...3.2)OA; \quad AS_2 = (0.25...0.35)AB;$$

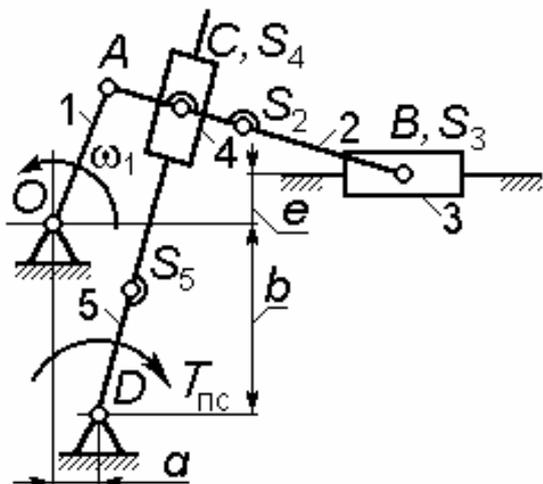
$$AC = (1.10...1.20)OA; \quad CS_4 = (0.55...0.65)(DC)_{\max}.$$

Подбором размера OD обеспечить получение заданного угла качания кулисы с точностью $\pm 2^\circ$.

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, с$	ψ	$OA, м$	$e, м$	$T_{пс}, Н \cdot м$	$m_3, кг$	$J_{S_5}, кг \cdot м^2$
0	0.50	36°	0.35	0.05	500	9.00	0.30
1	0.50	37°	0.40	0.08	450	10.00	0.25
2	0.50	38°	0.45	0.07	400	11.00	0.15
3	0.40	39°	0.50	0.10	500	12.00	0.25
4	0.40	40°	0.35	-0.05	400	13.00	0.40
5	0.40	41°	0.40	-0.08	500	13.00	0.30
6	0.40	42°	0.35	0.06	550	12.00	0.25
7	0.50	43°	0.40	0.07	400	11.00	0.15
8	0.50	44°	0.45	-0.07	400	10.00	0.25
9	0.50	45°	0.50	-0.10	450	9.00	0.40

Кинематическая схема № 16



$t_{ц}$ – время рабочего цикла механизма;

ψ – угол качания кулисы 5;

$T_{пс}$ – момент полезного сопротивления (действует только во время рабочего хода кулисы 5).

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_2 = 14 m_3; \quad m_4 = m_3; \quad m_5 = 12 m_3;$$

$$J_{S_2} = 10 J_{S_4}; \quad J_{S_5} = J_{S_2}.$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения

$$AB = (2.8 \dots 3.2) OA;$$

$$AS_2 = (0.40 \dots 0.45) AB;$$

$$AC = (0.90 \dots 0.95) OA;$$

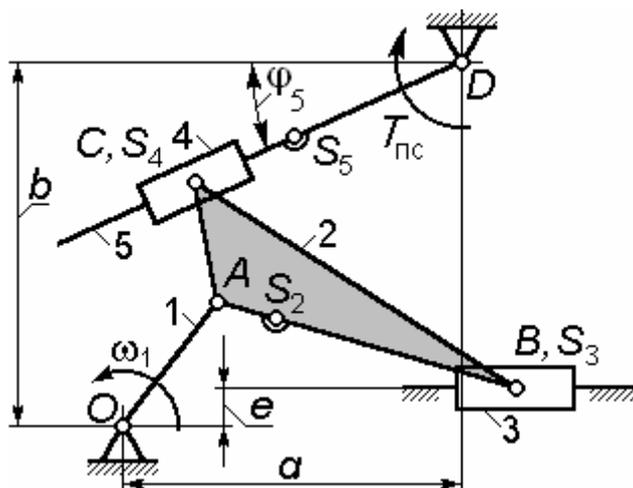
$$DS_5 = (0.35 \dots 0.45) (DC)_{\max}.$$

Подбором размера b обеспечить получение заданного угла качания кулисы с точностью $\pm 2^\circ$.

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, с$	ψ	$OA, м$	$e, м$	$a, м$	$T_{пс}, Н \cdot м$	$m_3, кг$	$J_{S_4}, кг \cdot м^2$
0	0.50	36°	0.35	0.07	0.60	500	9.00	0.30
1	0.50	37°	0.40	-0.10	0.70	450	10.00	0.25
2	0.50	38°	0.45	0.10	0.80	400	11.00	0.15
3	0.40	39°	0.50	-0.08	0.90	500	12.00	0.25
4	0.40	40°	0.35	-0.07	0.55	400	13.00	0.40
5	0.40	41°	0.40	0.10	0.70	500	13.00	0.30
6	0.40	42°	0.35	0.07	0.55	550	12.00	0.25
7	0.50	43°	0.40	-0.10	0.70	400	11.00	0.15
8	0.50	44°	0.45	0.10	0.80	400	10.00	0.25
9	0.50	45°	0.50	-0.08	0.85	450	9.00	0.40

Кинематическая схема № 17



$t_{ц}$ – время рабочего цикла механизма;

ψ – угол качания кулисы 5;

$T_{пс}$ – момент полезного сопротивления (действует только во время рабочего хода кулисы 5).

φ_5^p – угол, определяющий положение кулисы (значение угла φ_5) в начале ее рабочего

хода.

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_2 = 14 m_3; \quad m_4 = m_3; \quad m_5 = 12 m_3; \quad J_{S_2} = 10 J_{S_4}; \quad J_{S_5} = J_{S_2}.$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения

$$AB = (2.8 \dots 3.2) OA; \quad AS_2 = (0.40 \dots 0.45) AB;$$

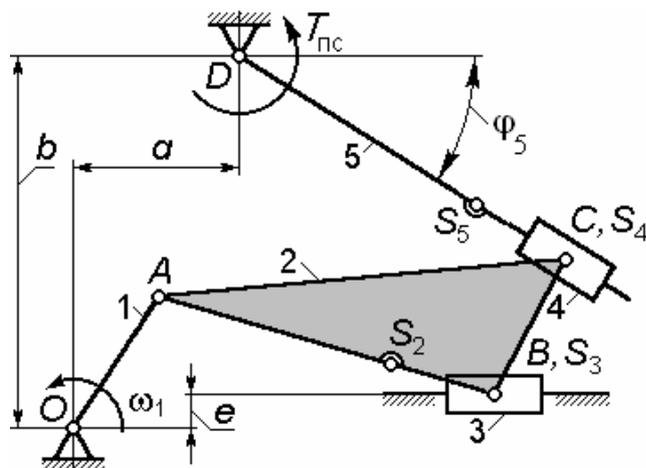
$$AC = (0.90 \dots 0.95) OA; \quad DS_5 = (0.35 \dots 0.45) (DC)_{\max}.$$

Подбором размеров a и b обеспечить получение заданных углов ψ и φ_5^p с точностью $\pm 2^\circ$ для каждого.

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, c$	ψ	OA, m	$\angle BAC$	e, m	$T_{пс}, H \cdot m$	$m_3, кг$	$J_{S_4}, кг \cdot m^2$
0	0.50	36°	0.35	125°	0.07	500	9.00	0.30
1	0.50	37°	0.40	120°	-0.10	450	10.00	0.25
2	0.50	38°	0.45	115°	0.10	400	11.00	0.15
3	0.40	39°	0.50	125°	-0.08	500	12.00	0.25
4	0.40	40°	0.35	120°	-0.07	400	13.00	0.40
5	0.40	41°	0.40	115°	0.10	500	13.00	0.30
6	0.40	42°	0.35	125°	0.07	550	12.00	0.25
7	0.50	43°	0.40	120°	-0.10	400	11.00	0.15
8	0.50	44°	0.45	115°	0.10	400	10.00	0.25
9	0.50	45°	0.50	125°	-0.08	450	9.00	0.40

Кинематическая схема № 18



$t_{ц}$ – время рабочего цикла механизма;

ψ – угол качания кулисы 5;
 $T_{пс}$ – момент полезного сопротивления (действует только во время рабочего хода кулисы).

φ_5^p – угол, определяющий положение кулисы (значение угла φ_5) в начале ее рабочего хода.

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_2 = 18 m_3; \quad m_4 = m_3; \quad m_5 = 12 m_3;$$

$$J_{S_2} = 14 J_{S_4}; \quad J_{S_5} = 10 J_{S_4}.$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения

$$AB = (2.90 \dots 3.30) OA; \quad AS_2 = (0.70 \dots 0.75) AB;$$

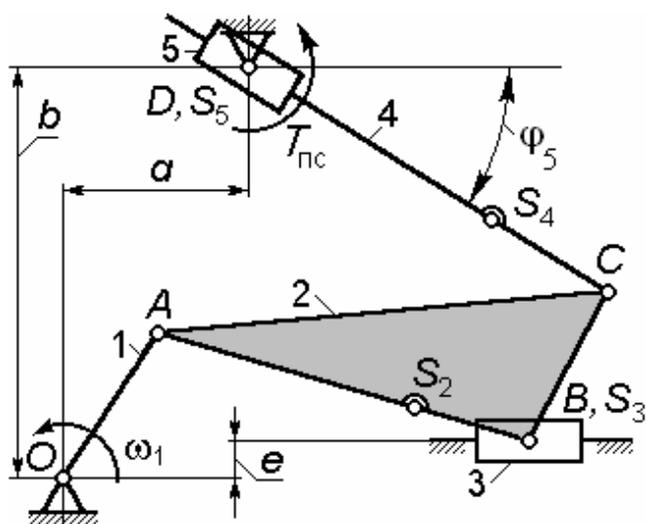
$$BC = (0.90 \dots 0.95) OA; \quad DS_5 = (0.35 \dots 0.45) (DC)_{\max}.$$

Подбором размеров a и b обеспечить получение заданных углов ψ и φ_5^p с точностью $\pm 2^\circ$ для каждого.

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, c$	ψ	φ_5^p	OA, m	e, m	$\angle CBA$	$T_{пс}, H \cdot m$	$m_3, кг$	$J_{S_4}, кг \cdot м^2$
0	0.50	40°	50°	0.35	0.05	90°	600	10.00	0.30
1	0.50	41°	49°	0.40	0.08	95°	550	11.00	0.25
2	0.50	42°	48°	0.45	0.07	100°	500	12.00	0.15
3	0.40	43°	47°	0.50	0.10	105°	600	13.00	0.25
4	0.40	40°	50°	0.35	-0.05	110°	500	13.00	0.40
5	0.40	41°	49°	0.40	-0.08	90°	600	12.00	0.30
6	0.40	42°	48°	0.35	0.06	95°	650	11.00	0.25
7	0.50	43°	47°	0.40	0.07	100°	500	10.00	0.15
8	0.50	44°	46°	0.45	-0.07	105°	500	11.00	0.25
9	0.50	45°	45°	0.50	-0.10	110°	550	12.00	0.40

Кинематическая схема № 19



$t_{ц}$ – время рабочего цикла механизма;

ψ – угол качания кулисы 5;
 $T_{пс}$ – момент полезного сопротивления (действует только во время рабочего хода звена 5).

φ_5^p – угол, определяющий положение звена 5 (значение угла φ_5) в начале ее рабочего хода.

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_2 = 18 m_3; \quad m_5 = m_3; \quad m_4 = 12 m_3;$$

$$J_{S_2} = 16 J_{S_5}; \quad J_{S_4} = 12 J_{S_5}.$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения

$$AB = (2.9...3.3) OA; \quad AS_2 = (0.70...0.75) AB;$$

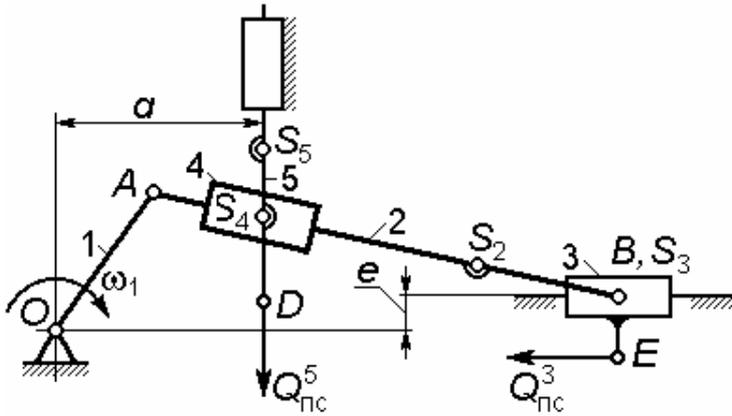
$$BC = (0.90...0.95) OA; \quad CS_4 = (0.35...0.45) (DC)_{\max}.$$

Подбором размеров a и b обеспечить получение заданных углов ψ и φ_5^p с точностью $\pm 2^\circ$ для каждого.

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, c$	ψ	φ_5^p	OA, m	e, m	$\angle ABC$	$T_{пс}, H \cdot m$	$m_3, кг$	$J_{S_5}, кг \cdot m^2$
0	0.50	36°	54°	0.35	0.05	90°	600	10.00	0.30
1	0.50	37°	53°	0.40	0.08	95°	550	11.00	0.25
2	0.50	38°	52°	0.45	0.07	100°	500	12.00	0.15
3	0.40	39°	51°	0.50	0.10	105°	600	13.00	0.25
4	0.40	40°	50°	0.35	-0.05	110°	500	13.00	0.40
5	0.40	41°	49°	0.40	-0.08	90°	600	12.00	0.30
6	0.40	42°	48°	0.35	0.06	95°	650	11.00	0.25
7	0.50	43°	47°	0.40	0.07	100°	500	10.00	0.15
8	0.50	44°	46°	0.45	-0.07	105°	500	11.00	0.25
9	0.50	45°	45°	0.50	-0.10	110°	550	12.00	0.40

Кинематическая схема № 20



H_5 – величина хода штока 5;

$t_{ц}$ – время рабочего цикла механизма;

$Q_{пс}^3$ и $Q_{пс}^5$ – силы полезного сопротивления, приложенные к звеньям 3 и 5 соответственно

(действуют только во время рабочих ходов этих звеньев).

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_2 = 10 m_3; \quad m_4 = m_3; \quad m_5 = 12 m_3;$$

$$J_{S_2} = 14 J_{S_4}.$$

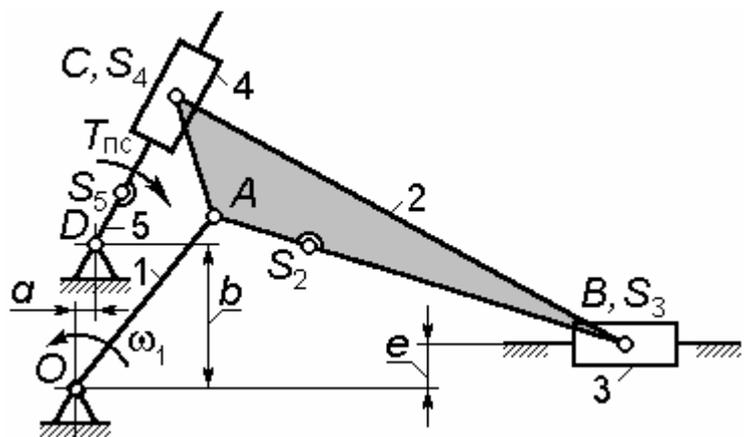
Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения
 $BS_2 = (0.30 \dots 0.35) AB$; $BE = (0.10 \dots 0.15) OA$.

Подбором размера a обеспечить получение величины хода H_5 с точностью ± 0.010 м.

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, с$	$OA, м$	$AB, м$	$e, м$	$H_5, м$	$Q_{пс}^3, Н$	$Q_{пс}^5, Н$	$m_3, кг$	$J_{S_4}^2, кг \cdot м^2$
0	0.50	0.30	0.95	-0.05	0.35	3000	5000	9.00	0.30
1	0.50	0.40	1.40	0.05	0.50	3500	4500	10.00	0.25
2	0.50	0.50	1.50	-0.06	0.60	2000	4000	11.00	0.15
3	0.40	0.30	1.00	0.06	0.35	4000	5000	12.00	0.25
4	0.40	0.40	1.30	-0.07	0.50	3000	4000	13.00	0.40
5	0.40	0.50	1.60	0.07	0.65	4000	5000	13.00	0.30
6	0.40	0.30	1.10	-0.06	0.35	4500	5500	12.00	0.25
7	0.50	0.40	1.25	0.06	0.48	3000	4000	11.00	0.15
8	0.50	0.50	1.80	-0.07	0.66	3500	4000	10.00	0.25
9	0.50	0.30	1.20	0.07	0.40	3500	4500	9.00	0.40

Кинематическая схема № 21



$t_{ц}$ – время рабочего цикла механизма;

$T_{пс}$ – момент полезного сопротивления.

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_2 = 15 m_3; \quad m_4 = m_3; \quad m_5 = 6 m_3; \quad J_{s_2} = 14 J_{s_4}; \quad J_{s_5} = 6 J_{s_4}.$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения
 $AB = (2.70 \dots 2.75) OA$;

$$AS_2 = (0.35 \dots 0.45) AB$$

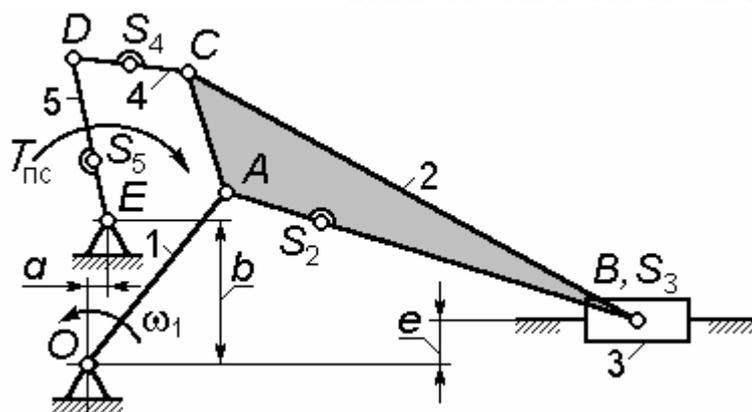
$$DS_5 = (0.50 \dots 0.55) (DC)_{\min}$$

Подбором размеров a и b поместить центр шарнира D в центр траектории точки C .

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, с$	$OA, м$	$e, м$	$AC, м$	$\angle BAC$	$T_{пс}, Н \cdot м$	$m_3, кг$	$J_{s_4}, кг \cdot м^2$
0	0.50	0.35	0.05	0.45	110°	500	9.00	0.30
1	0.50	0.40	0.06	0.50	115°	450	10.00	0.25
2	0.50	0.45	0.07	0.35	120°	400	11.00	0.15
3	0.40	0.50	0.08	0.40	125°	500	12.00	0.25
4	0.40	0.35	0.05	0.35	110°	400	13.00	0.40
5	0.40	0.40	0.06	0.45	115°	500	13.00	0.30
6	0.40	0.35	0.07	0.50	120°	550	12.00	0.25
7	0.50	0.40	0.08	0.35	125°	400	11.00	0.15
8	0.50	0.45	0.05	0.40	110°	400	10.00	0.25
9	0.50	0.50	0.06	0.35	115°	450	9.00	0.40

Кинематическая схема № 22



$t_{ц}$ – время рабочего цикла механизма;

$T_{пс}$ – момент полезного сопротивления.

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_2 = 14 m_3; \quad m_4 = 5 m_3; \quad m_5 = 8 m_3; \quad J_{S_2} = 10 J_{S_4}; \quad J_{S_5} = 2 J_{S_4}.$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения $AB = (2.80...3.50) OA$;

$$AS_2 = (0.25...0.35) AB;$$

$$DS_4 = (0.40...0.50) DC;$$

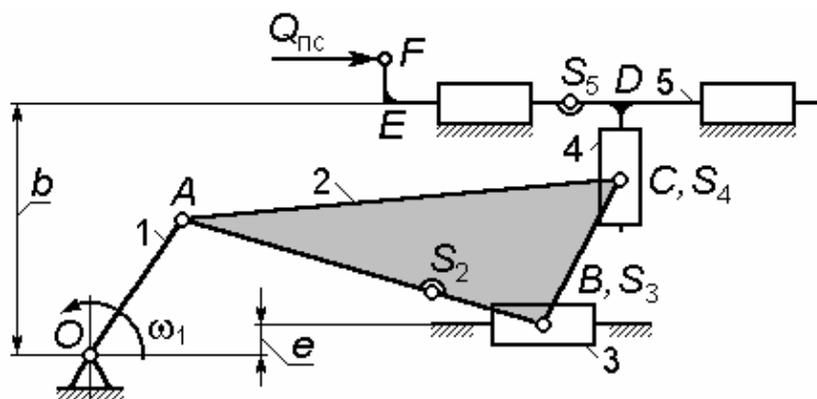
$$ES_5 = (0.35...0.45) DE.$$

Подбором размеров a и b поместить центр шарнира E в центр траектории точки C . Размеры CD и DE подобрать так, чтобы угол передачи $\angle CDE$ имел наименьшие возможные отклонения от 90° .

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, c$	OA, m	e, m	AC, m	$\angle BAC$	$T_{пс}, H \cdot m$	$m_3, кг$	$J_{S_4}, кг \cdot м^2$
0	0.50	0.35	0.05	0.45	110°	500	9.00	0.65
1	0.50	0.40	0.06	0.50	115°	450	10.00	0.55
2	0.50	0.45	0.07	0.35	120°	400	11.00	0.45
3	0.40	0.50	0.08	0.40	125°	500	12.00	0.55
4	0.40	0.35	0.05	0.35	110°	400	13.00	0.60
5	0.40	0.40	0.06	0.45	115°	500	13.00	0.50
6	0.40	0.35	0.07	0.50	120°	550	12.00	0.45
7	0.50	0.40	0.08	0.35	125°	400	11.00	0.35
8	0.50	0.45	0.05	0.40	110°	400	10.00	0.55
9	0.50	0.50	0.06	0.35	115°	450	9.00	0.60

Кинематическая схема № 23



$t_{ц}$ – время
рабочего
цикла
механизма;
 $Q_{пс}$ – сила
полезного сопротивле-
ния (действует только
во время рабочего хода
звена 5).

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_2 = 14 m_3; \quad m_4 = m_3; \quad m_5 = 8 m_3.$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения

$$AB = (3.00 \dots 3.30) OA;$$

$$AS_2 = (1.55 \dots 1.75) OA;$$

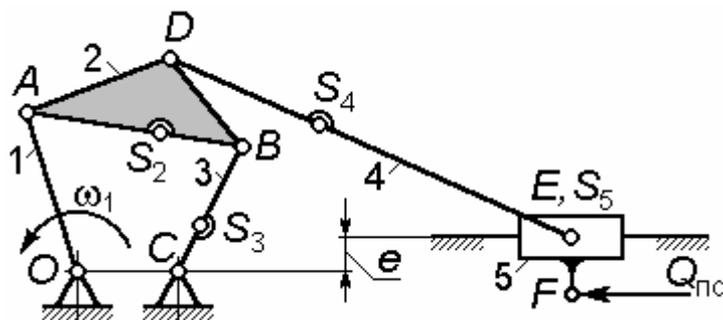
$$b = (1.30 \dots 1.35) BC;$$

$$EF = (0.05 \dots 0.08) b.$$

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}$, с	OA , м	e , м	$\angle ABC$	BC , м	$Q_{пс}$, Н	m_3 , кг	J_{S_2} , кг·м ²
0	0.50	0.35	-0.05	95°	0.40	5000	9.00	1.65
1	0.50	0.40	0.06	100°	0.45	4500	10.00	1.55
2	0.50	0.45	-0.07	105°	0.50	4000	11.00	1.45
3	0.40	0.35	0.08	110°	0.40	5000	12.00	1.55
4	0.40	0.40	-0.05	95°	0.45	4000	13.00	1.60
5	0.40	0.45	0.06	100°	0.50	5000	13.00	1.50
6	0.40	0.35	-0.07	105°	0.40	5500	12.00	1.45
7	0.50	0.40	0.08	110°	0.45	4000	11.00	1.35
8	0.50	0.45	-0.05	95°	0.50	4000	10.00	1.55
9	0.50	0.40	0.06	100°	0.50	4500	9.00	1.60

Кинематическая схема № 24



$t_{ц}$ – время рабочего цикла механизма;

$Q_{пс}$ – сила полезного сопротивления (действует только во время рабочего хода ползуна 5).

Соотношения для

масс и моментов инерции звеньев

$$m_2 = 10 m_5; \quad m_3 = 8 m_5; \quad m_4 = 15 m_5;$$

$$J_{S_2} = 2 J_{S_3}; \quad J_{S_4} = 3 J_{S_3}.$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения

$$OC = OA / (2.8 \dots 2.9); \quad AS_2 = (0.35 \dots 0.40) AB;$$

$$CS_3 = (0.40 \dots 0.45) CB; \quad DS_4 = (0.35 \dots 0.45) DE;$$

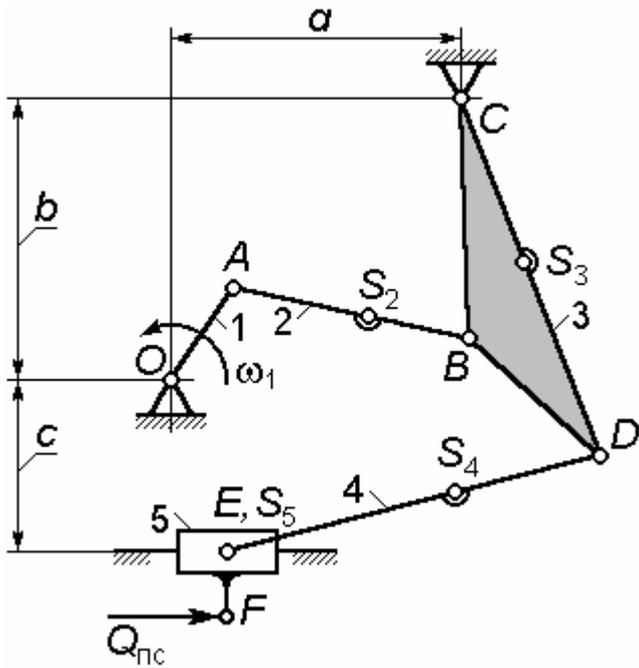
$$EF = (0.03 \dots 0.05) \text{ м.}$$

Подбором длин звеньев AB и BC обеспечить выполнение условий: $AB \leq BC$; $\angle ABC \in [50^\circ \dots 130^\circ]$. Длину звена DE принять так, чтобы угол давления шатуна 4 на ползун 5 не превышал 40° .

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, \text{ с}$	OA	$\angle ABD$	BD/AB	$e, \text{ м}$	$Q_{пс}, \text{ Н}$	$m_5, \text{ кг}$	$J_{S_3}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2$
0	0.50	0.85	40°	0.60...0.65	0.08	5000	9.00	0.85
1	0.50	0.80	45°	0.65...0.70	-0.08	4500	10.00	0.75
2	0.50	0.85	50°	0.70...0.75	0.07	4000	11.00	0.65
3	0.40	0.90	40°	0.60...0.65	-0.07	5000	12.00	0.75
4	0.40	0.75	45°	0.65...0.70	0.06	4000	13.00	0.85
5	0.40	0.70	50°	0.70...0.75	-0.06	5000	13.00	0.75
6	0.40	0.80	40°	0.60...0.65	0.07	5500	12.00	0.65
7	0.50	0.85	45°	0.65...0.70	-0.07	4000	11.00	0.75
8	0.50	0.90	50°	0.70...0.75	0.06	4000	10.00	0.85
9	0.50	0.75	40°	0.60...0.65	-0.06	4500	9.00	0.75

Кинематическая схема № 25



$t_{ц}$ – время рабочего цикла механизма;

$Q_{пс}$ – сила полезного (производственного) сопротивления (действует только во время рабочего хода ползуна 5).

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_2 = 8m_5; \quad m_3 = 15m_5; \quad m_4 = 8m_5; \\ J_{S_3} = 3J_{S_2}; \quad J_{S_4} = 2J_{S_2}.$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения

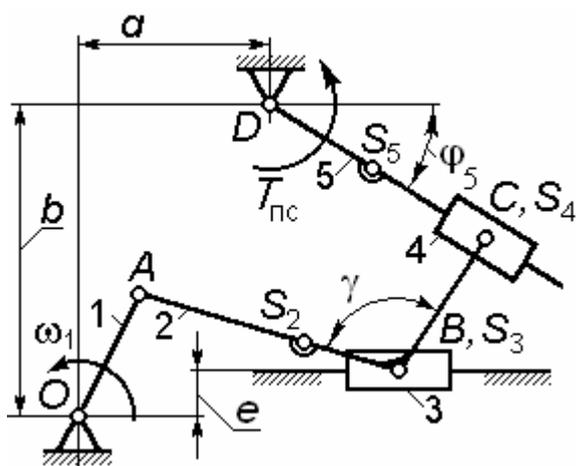
$$OA = OC / (3.85 \dots 3.90); \quad BD = (0.45 \dots 0.55) BC; \quad AS_2 = 0.65 AB; \\ CS_3 = (0.60 \dots 0.65) BC; \quad DS_4 = (0.35 \dots 0.40) DE.$$

Подбором длин звеньев AB и CB обеспечить выполнение условий: $BC \leq AB$; $\angle ABC \in [60^\circ \dots 120^\circ]$. Длину звена DE принять так, чтобы угол давления шатуна 4 на ползун 5 не превышал 25° .

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, с$	$a, м$	$b, м$	$c, м$	$\angle CBD$	$EF, м$	$Q_{пс}, Н$	$m_5, кг$	$J_{S_2}, кг \cdot м^2$
0	0.50	1.05	0.85	0.45	120°	0.035	5000	9.00	0.45
1	0.50	1.00	0.65	0.50	125°	0.040	4500	10.00	0.35
2	0.50	0.95	0.70	0.55	120°	0.045	4000	11.00	0.35
3	0.40	0.90	0.75	0.45	125°	0.035	5000	12.00	0.25
4	0.40	0.95	0.80	0.50	130°	0.040	4000	13.00	0.45
5	0.40	1.00	0.85	0.55	120°	0.045	5000	13.00	0.35
6	0.40	1.00	0.65	0.50	125°	0.035	5500	12.00	0.45
7	0.50	0.95	0.70	0.55	130°	0.040	4000	11.00	0.25
8	0.50	0.90	0.75	0.45	135°	0.045	4000	10.00	0.35
9	0.50	0.95	0.80	0.50	140°	0.030	4500	9.00	0.25

Кинематическая схема № 26



$t_{ц}$ – время рабочего цикла механизма;

ψ – угол качания кулисы 5;

$T_{пс}$ – момент полезного сопротивления (действует только во время рабочего хода кулисы).

φ_5^p – угол, определяющий положение звена 5 (значение угла φ_5) в начале его рабочего хода.

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_2 = 10 m_3; \quad m_4 = m_3; \quad m_5 = 12 m_3;$$

$$J_{S_2} = J_{S_5} = 10 J_{S_4}.$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения

$$OA = 5.00 e;$$

$$AB = (2.80 \dots 3.00) OA;$$

$$AS_2 = (0.65 \dots 0.75) AB;$$

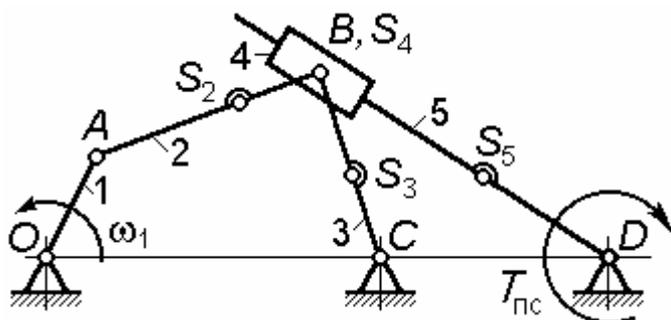
$$DS_5 = (0.35 \dots 0.45) (DC)_{\max}.$$

Подбором размеров a и b обеспечить получение заданных углов ψ и φ_5^p с точностью $\pm 2^\circ$ для каждого.

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, c$	ψ	φ_5^p	e, m	γ	BC, m	$T_{пс}, H \cdot m$	$m_3, кг$	$J_{S_4}, кг \cdot m^2$
0	0.50	46°	44°	0.07	95°	0.45	500	9.00	0.30
1	0.50	47°	43°	-0.08	100°	0.50	450	10.00	0.25
2	0.50	48°	42°	0.09	105°	0.35	400	11.00	0.15
3	0.40	39°	41°	-0.10	110°	0.40	500	12.00	0.25
4	0.40	40°	50°	0.07	95°	0.35	400	13.00	0.40
5	0.40	41°	49°	-0.08	100°	0.45	500	13.00	0.30
6	0.40	42°	48°	0.07	105°	0.50	550	12.00	0.25
7	0.50	43°	47°	-0.08	110°	0.35	400	11.00	0.15
8	0.50	44°	46°	0.09	95°	0.40	400	10.00	0.25
9	0.50	45°	45°	-0.10	100°	0.35	450	9.00	0.40

Кинематическая схема № 27



$t_{ц}$ – время рабочего цикла механизма;

$T_{пс}$ – момент полезного сопротивления (действует только во время рабочего хода кулисы 5).

Соотношения для масс

и моментов инерции звеньев

$$\begin{aligned}
 m_2 &= 10m_4; & m_3 &= 14m_4; & m_5 &= m_3; \\
 J_{S_2} &= 10J_{S_4}; & J_{S_3} &= 8J_{S_4}; & J_{S_5} &= 12J_{S_4}.
 \end{aligned}$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения

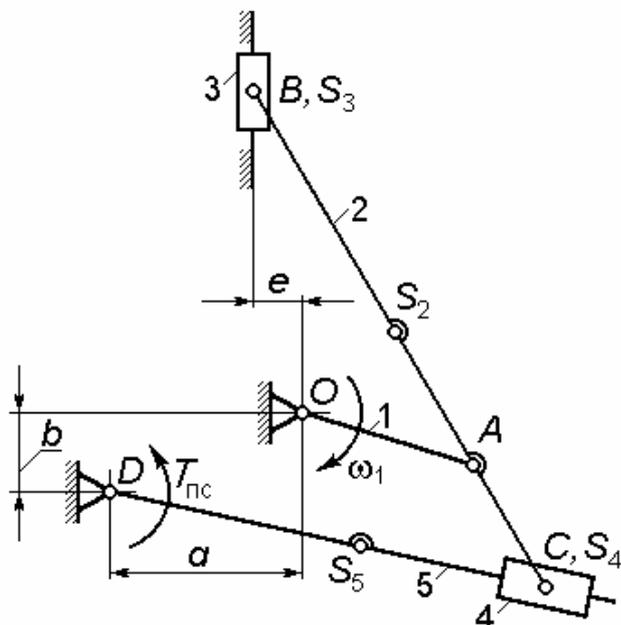
$$\begin{aligned}
 OC &= (3.75 \dots 3.80) OA; & CD &= (0.23 \dots 0.27) OC; \\
 AS_2 &= (0.55 \dots 0.60) AB; & DS_5 &= (0.35 \dots 0.45) (DB)_{\max}.
 \end{aligned}$$

Подбором длин звеньев AB и CB обеспечить соблюдение условий: $AB \geq BC$; $\angle ABC \in [60^\circ \dots 120^\circ]$.

Исходные данные

Вариант T	$t_{ц}, c$	OA, m	CS_3 / CB	$T_{пс}, H \cdot m$	$m_4, кг$	$J_{S_4}, кг \cdot m^2$
0	0.50	0.35	0.40...0.45	500	9.00	0.30
1	0.50	0.40	0.35...0.40	450	10.00	0.25
2	0.50	0.45	0.35...0.40	400	11.00	0.15
3	0.40	0.50	0.40...0.45	500	12.00	0.25
4	0.40	0.35	0.35...0.40	400	13.00	0.40
5	0.40	0.40	0.40...0.45	500	13.00	0.30
6	0.40	0.35	0.35...0.40	550	12.00	0.25
7	0.50	0.40	0.40...0.45	400	11.00	0.15
8	0.50	0.45	0.35...0.40	400	10.00	0.25
9	0.50	0.50	0.40...0.45	450	9.00	0.40

Кинематическая схема № 28



$t_{ц}$ – время рабочего цикла механизма;

ψ – угол качания кулисы 5;

$T_{пс}$ – момент полезного сопротивления (действует только во время рабочего хода кулисы).

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_5 = 14m_3; \quad m_2 = 12m_3;$$

$$m_4 = m_3;$$

$$J_{S_2} = 14J_{S_4}; \quad J_{S_5} = 12J_{S_4}.$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения

$$AB = (2.75 \dots 3.20) OA; \quad AS_2 = (0.35 \dots 0.40) AB;$$

$$b = AC + 0.10 \text{ м};$$

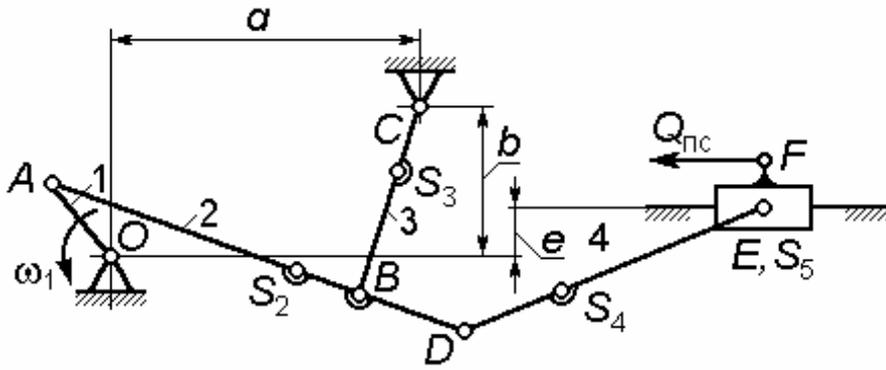
$$DS_5 = (0.80 \dots 0.85) (DC)_{\min}.$$

Подбором размера a обеспечить получение заданного угла качания кулисы 5 с точностью $\pm 2^\circ$.

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, \text{ с}$	ψ	$OA, \text{ м}$	$AC, \text{ м}$	$e, \text{ м}$	$T_{пс}, \text{ Н}\cdot\text{м}$	$m_3, \text{ кг}$	$J_{S_4}, \text{ кг}\cdot\text{м}^2$
0	0.50	42°	0.35	0.45	0.05	500	9.00	0.30
1	0.50	40°	0.40	0.40	0.08	450	10.00	0.25
2	0.50	38°	0.45	0.35	0.09	400	11.00	0.15
3	0.40	36°	0.50	0.40	0.10	500	12.00	0.25
4	0.40	34°	0.35	0.35	-0.05	400	13.00	0.40
5	0.40	42°	0.40	0.45	-0.06	500	13.00	0.30
6	0.40	40°	0.35	0.40	0.50	550	12.00	0.25
7	0.50	38°	0.40	0.35	-0.05	400	11.00	0.15
8	0.50	36°	0.45	0.40	-0.08	400	10.00	0.25
9	0.50	34°	0.50	0.35	0.45	450	9.00	0.40

Кинематическая схема № 29



$t_{ц}$ – время
 рабочего цикла;
 $Q_{пс}$ – сила
 полезного
 сопротивления
 (действует только
 во время рабочего
 хода ползуна 5).

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_2 = 15 m_5; \quad m_3 = 8 m_5; \quad m_4 = 6 m_5; \quad m_5 = (9 \dots 12) \text{ кг};$$

$$J_{S_2} = 2.5 J_{S_3}; \quad J_{S_4} = J_{S_2}.$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения

$$OA = OC / (3.75 \dots 3.80); \quad BD = (0.40 \dots 0.45) AB;$$

$$AS_2 = (0.50 \dots 0.55) AD; \quad CS_3 = (0.40 \dots 0.45) BC;$$

$$DS_4 = (0.40 \dots 0.45) DE.$$

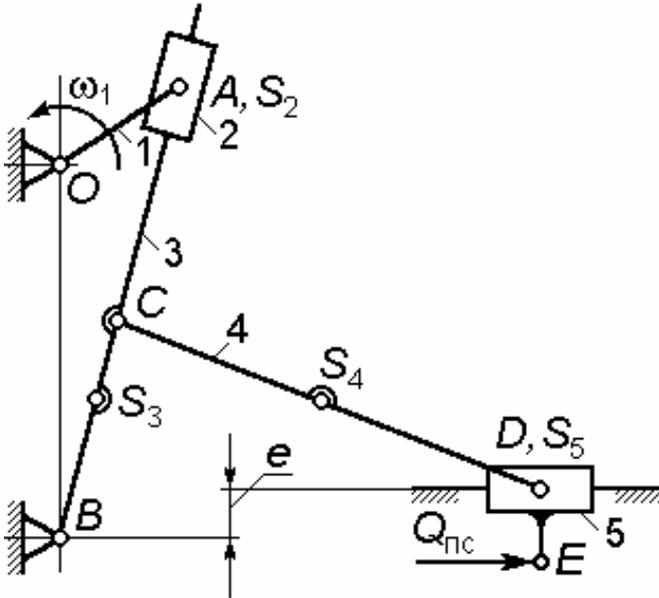
Подбором длин звеньев AB и BC обеспечить соблюдение условий: $AB \leq BC$; $\angle ABC \in [60^\circ \dots 120^\circ]$.

При подборе размера DE обеспечить получение угла давления шатуна 4 на ползун 5 не более 25° .

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, \text{с}$	$a, \text{м}$	$b, \text{м}$	$\angle ABC$	$e, \text{м}$	$EF, \text{м}$	$Q_{пс}, \text{Н}$	$J_{S_3}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$
0	0.50	0.95	0.60	$55^\circ \dots 135^\circ$	0.05	0.035	5000	3.0
1	0.50	1.10	0.65	$55^\circ \dots 135^\circ$	-0.08	0.045	4500	2.5
2	0.50	1.05	0.60	$50^\circ \dots 140^\circ$	-0.10	0.035	4000	1.5
3	0.40	1.10	0.65	$45^\circ \dots 145^\circ$	-0.15	0.045	5000	2.5
4	0.40	1.05	0.60	$55^\circ \dots 135^\circ$	-0.08	0.035	4000	4.0
5	0.40	0.95	0.60	$50^\circ \dots 130^\circ$	0.05	0.045	5000	3.0
6	0.40	1.10	0.65	$55^\circ \dots 115^\circ$	-0.05	0.035	5500	2.5
7	0.50	1.05	0.60	$55^\circ \dots 135^\circ$	-0.08	0.045	4000	1.5
8	0.50	1.10	0.65	$50^\circ \dots 140^\circ$	-0.10	0.035	4000	2.5
9	0.50	1.05	0.60	$40^\circ \dots 135^\circ$	0.05	0.045	4500	4.0

Кинематическая схема № 31



H – величина хода звена 5;
 K_v – коэффициент изменения средней скорости хода ползуна 5:

$$K_v = \varphi_p / \varphi_x,$$

где φ_p и φ_x – углы поворота кривошипа 1 за время рабочего и холостого ходов ползуна 5 соответственно;

$t_{ц}$ – время рабочего цикла механизма;

$Q_{пс}$ – сила полезного сопротивления (действует только во время рабочего хода ползуна 5).

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_3 = 12 m_2; \quad m_4 = 10 m_2; \quad m_5 = m_2; \quad J_{S_4} = J_{S_3} = 10 J_{S_2}.$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения

$$OB - OA = (1.15 \dots 1.20) BC; \quad BS_3 = (0.80 \dots 0.90) BC;$$

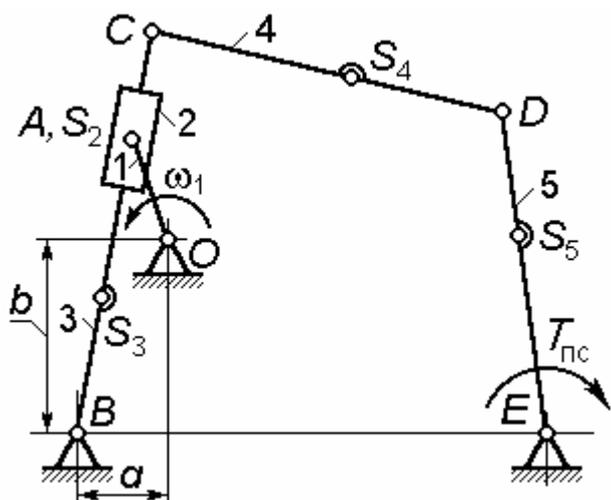
$$CS_4 = (0.40 \dots 0.45) CD.$$

При подборе размера CD обеспечить получение угла давления шатуна 4 на ползун 5 не более 30° .

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, c$	$H, м$	K_v	$e, м$	$DE, м$	$Q_{пс}, Н$	$m_2, кг$	$J_{S_2}, кг \cdot м^2$
0	0.50	0.75	1.8	0.10	0.05	5000	12.00	0.30
1	0.50	0.80	1.9	-0.10	0.06	4500	14.00	0.50
2	0.50	1.00	2.0	0.10	0.05	4000	13.00	0.40
3	0.40	0.90	2.1	-0.10	0.06	5000	12.00	0.25
4	0.40	0.85	2.2	0.08	0.07	4000	13.00	0.30
5	0.40	1.00	1.8	0.12	0.08	5000	13.00	0.50
6	0.40	0.65	1.9	-0.08	0.05	5500	12.00	0.30
7	0.50	0.85	2.0	0.12	0.05	4000	11.00	0.50
8	0.50	1.00	2.1	0.08	0.07	4000	10.00	0.40
9	0.50	0.90	2.2	-0.12	0.08	4500	15.00	0.25

Кинематическая схема № 32



$t_{ц}$ – время рабочего цикла механизма;

$T_{пс}$ – момент полезного сопротивления (действует только во время рабочего хода коромысла 5).

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_3 = m_4 = 12m_2; \quad m_5 = 10m_2;$$

$$J_{S_3} = 10J_{S_2};$$

$$J_{S_4} = J_{S_5} = 12J_{S_2}.$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения

$$OA = OB / (2.50 \dots 2.60); \quad BC = (1.20 \dots 1.25)(AB)_{\max};$$

$$BE = (1.05 \dots 1.15)BC; \quad BS_3 = (0.40 \dots 0.45)BC;$$

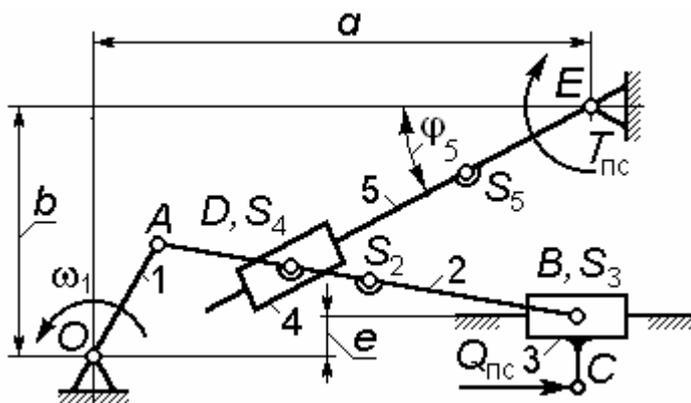
$$CS_4 = (0.40 \dots 0.45)DC; \quad DS_5 = (0.40 \dots 0.45)DE.$$

Подбором размеров CD и DE обеспечить выполнение следующих условий: $CD = DE$; средняя за время цикла величина угла передачи $\angle CDE$ должна быть равна заданной величине $\gamma_m \pm 1^\circ$.

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, c$	a, m	b, m	γ_m	$T_{пс}, H \cdot m$	$m_2, кг$	$J_{S_2}, кг \cdot m^2$
0	0.50	0.15	0.85	100°	500	7.00	0.30
1	0.50	0.20	0.90	95°	450	8.00	0.25
2	0.50	0.18	0.95	90°	400	9.00	0.35
3	0.40	0.15	0.85	98°	500	6.00	0.25
4	0.40	0.20	0.90	96°	400	8.00	0.40
5	0.40	0.15	0.85	100°	500	7.00	0.30
6	0.40	0.20	0.90	95°	550	8.00	0.25
7	0.50	0.15	0.95	90°	400	9.00	0.35
8	0.50	0.18	0.85	98°	400	6.00	0.25
9	0.50	0.20	0.90	96°	450	8.00	0.40

Кинематическая схема № 33



$t_{ц}$ – время рабочего цикла механизма;

e – эксцентриситет направляющей ползуна 3;

ψ – угол качания кулисы 5;

$Q_{пс}$, $T_{пс}$ – сила и, соответственно, момент

полезного сопротивления (действуют только во время рабочих ходов звеньев, к которым они приложены).

$\varphi_5^p = 45^\circ$ – угол, определяющий положение звена 5 (значение угла φ_5) в начале его рабочего хода.

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_2 = 10 m_3; \quad m_4 = m_3; \quad m_5 = 12 m_3; \quad J_{S_5} = 10 J_{S_4}; \quad J_{S_2} = 5 J_{S_4}.$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения

$$AB = (2.90 \dots 3.10) OA; \quad AS_2 = (0.55 \dots 0.60) AB;$$

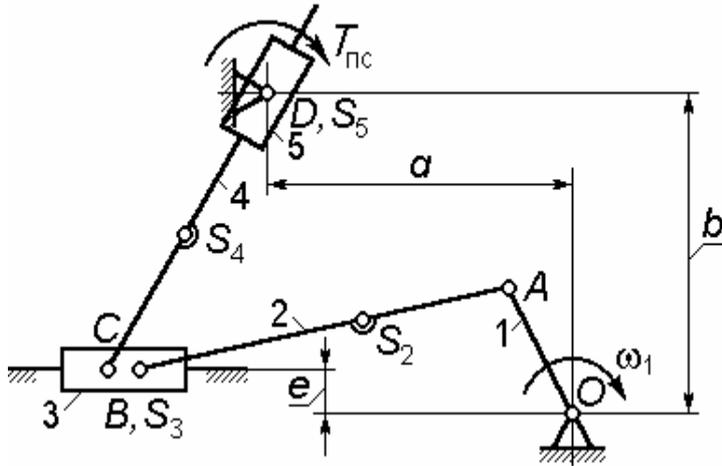
$$ES_5 = (0.40 \dots 0.45) (DE)_{\max}; \quad BC = (0.020 \dots 0.035) \text{ м.}$$

Подбором размеров a и b обеспечить получение заданных углов ψ и φ_5^p с точностью $\pm 2^\circ$ для каждого.

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}$, с	ψ	OA , м	e , м	AD , м	$Q_{пс}$, Н	$T_{пс}$, Н·м	m_3 , кг	J_{S_4} , кг·м ²
0	0.50	42°	0.40	0.05	0.50	4000	500	7.00	0.30
1	0.50	40°	0.45	0.08	0.52	3500	450	8.00	0.25
2	0.50	38°	0.50	-0.06	0.48	3000	400	9.00	0.35
3	0.40	36°	0.45	0.07	0.50	4000	500	6.00	0.25
4	0.40	34°	0.40	0.08	0.45	3000	400	8.00	0.40
5	0.40	42°	0.45	-0.06	0.50	4000	500	7.00	0.30
6	0.40	40°	0.40	-0.06	0.48	4500	550	8.00	0.25
7	0.50	38°	0.45	0.07	0.55	3000	400	9.00	0.35
8	0.50	36°	0.50	0.08	0.55	3000	400	6.00	0.25
9	0.50	34°	0.45	-0.06	0.60	4500	450	8.00	0.40

Кинематическая схема № 34



$t_{ц}$ – время рабочего цикла механизма;

ψ – угол качания звена 5;

$T_{пс}$ – момент полезного сопротивления (действует только во время рабочего хода звена 5).

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_2 = 10m_3; \quad m_4 = 8m_3; \quad m_5 = m_3; \quad J_{S_5} = 10J_{S_4}; \quad J_{S_2} = 5J_{S_4}.$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения

$$AB = (3.00 \dots 3.10) OA; \quad AS_2 = (0.55 \dots 0.60) AB;$$

$$a = (0.85 \dots 0.95) AB;$$

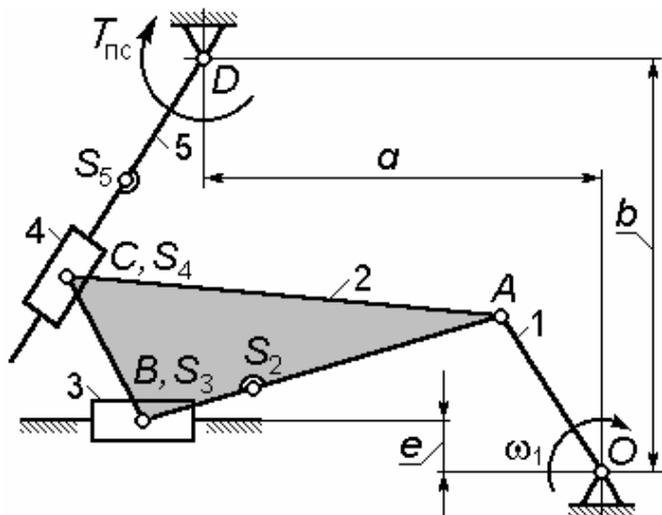
$$CS_4 = (0.80 \dots 0.85) (CD)_{\min}.$$

Подбором размера b обеспечить получение заданного угла качания ψ звена 5 с точностью $\pm 2^\circ$.

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, c$	ψ	OA, m	e, m	BC, m	$T_{пс}, H \cdot m$	$m_3, кг$	$J_{S_5}, кг \cdot m^2$
0	0.50	35°	0.40	0.05	0.05	500	7.00	0.30
1	0.50	36°	0.45	0.08	0.06	450	8.00	0.25
2	0.50	36°	0.50	0.06	0.07	400	9.00	0.35
3	0.40	34°	0.45	0.07	0.05	500	6.00	0.25
4	0.40	34°	0.40	0.08	0.06	400	8.00	0.40
5	0.40	38°	0.45	-0.06	0.07	500	7.00	0.30
6	0.40	36°	0.40	-0.06	0.05	550	8.00	0.25
7	0.50	34°	0.45	-0.07	0.06	400	9.00	0.35
8	0.50	36°	0.50	-0.08	0.07	400	6.00	0.25
9	0.50	34°	0.45	-0.06	0.05	450	8.00	0.40

Кинематическая схема № 35



$t_{ц}$ – время рабочего цикла механизма;

ψ – угол качания звена 5;

$T_{пс}$ – момент полезного сопротивления (действует только во время рабочего хода звена 5).

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_2 = 10 m_3; \quad m_4 = m_3;$$

$$m_5 = 7 m_3; \quad J_{S_2} = 10 J_{S_4};$$

$$J_{S_5} = 7 J_{S_4}.$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения

$$AB = (3.00 \dots 3.10) OA; \quad AS_2 = (0.70 \dots 0.75) AB;$$

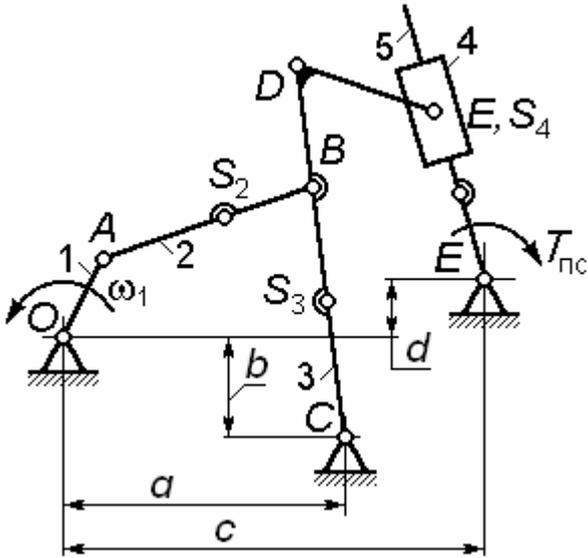
$$a = (0.75 \dots 0.80) AB; \quad DS_5 = (0.80 \dots 0.85) (CD)_{\min}.$$

Подбором размера b обеспечить получение заданного угла качания кулисы ψ с точностью $\pm 2^\circ$.

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, с$	ψ	$OA, м$	$e, м$	$BC, м$	$\angle ABC$	$T_{пс}, Н \cdot м$	$m_3, кг$	$J_{S_4}, кг \cdot м^2$
0	0.50	35°	0.40	0.05	0.35	95°	500	7.00	0.30
1	0.50	36°	0.45	0.08	0.40	100°	450	8.00	0.25
2	0.50	36°	0.50	-0.10	0.50	105°	400	9.00	0.35
3	0.40	34°	0.45	0.08	0.50	110°	500	6.00	0.25
4	0.40	34°	0.40	-0.05	0.45	115°	400	8.00	0.40
5	0.40	38°	0.45	0.05	0.50	95°	500	7.00	0.30
6	0.40	36°	0.40	-0.08	0.50	100°	550	8.00	0.25
7	0.50	34°	0.45	0.10	0.45	105°	400	9.00	0.35
8	0.50	36°	0.50	-0.08	0.45	110°	400	6.00	0.25
9	0.50	34°	0.45	0.05	0.50	115°	450	8.00	0.40

Кинематическая схема № 36



$t_{ц}$ – время рабочего цикла механизма;

ψ – угол качания звена 5;

$T_{пс}$ – момент полезного сопротивления (действует только во время рабочего хода звена 5).

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_2 = m_5 = 8 m_4; \quad m_3 = 15 m_4;$$

$$J_{S_5} = J_{S_2} = 6 J_{S_4}; \quad J_{S_3} = 12 J_{S_4}.$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения

$$OA = OC / (3.80 \dots 3.85);$$

$$BS_2 = (0.40 \dots 0.45) AB;$$

$$CD = (1.35 \dots 1.40) BC;$$

$$CS_3 = (0.45 \dots 0.50) CD;$$

$$FS_5 = (0.80 \dots 0.85) (FE)_{\min}.$$

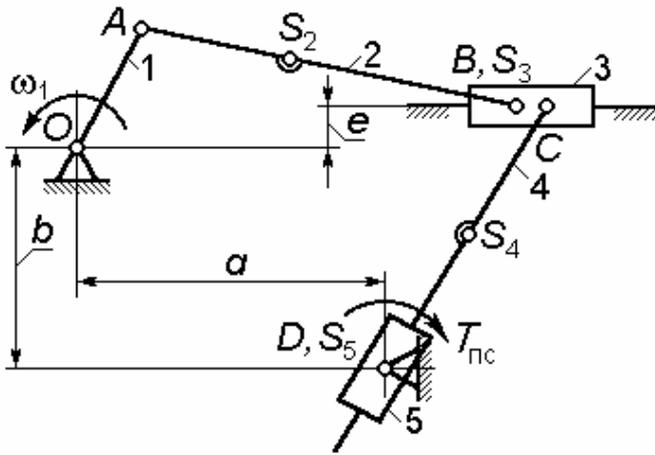
Подбором размеров AB и BC обеспечить выполнение условий: $AB = BC$; угол $\angle ABC$ должен иметь наименьшие возможные отклонения от 90° .

Кулиса 5 в начале рабочего хода занимает положение, в котором оно отклоняется от вертикали не более чем на 2° . Размер d подобрать так, чтобы получить заданный угол качания кулисы ψ с точностью $\pm 2^\circ$.

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, c$	ψ	a, m	b, m	$\angle BDE$	DE, m	$T_{пс}, H \cdot m$	$m_4, кг$	$J_{S_4}, кг \cdot m^2$
0	0.50	65°	1.40	0.55	60°	0.50	500	7.00	0.30
1	0.50	56°	1.45	0.40	55°	0.45	450	8.00	0.25
2	0.50	55°	1.50	0.50	60°	0.40	400	9.00	0.35
3	0.40	54°	1.45	0.50	65°	0.45	500	6.00	0.25
4	0.40	53°	1.40	0.45	60°	0.40	400	8.00	0.40
5	0.40	52°	1.40	0.55	55°	0.50	500	7.00	0.30
6	0.40	50°	1.45	0.40	60°	0.45	550	8.00	0.25
7	0.50	55°	1.50	0.50	65°	0.40	400	9.00	0.35
8	0.50	56°	1.45	0.50	60°	0.45	400	6.00	0.25
9	0.50	60°	1.40	0.45	55°	0.40	450	8.00	0.40

Кинематическая схема № 37



$t_{ц}$ – время рабочего цикла механизма;

ψ – угол качания звена 5;

$T_{пс}$ – момент полезного сопротивления (действует только во время рабочего хода звена 5).

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_2 = 8m_3; \quad m_4 = 6m_3; \quad m_5 = m_3;$$

$$J_{S_2} = 8J_{S_5}; \quad J_{S_4} = 5J_{S_5}.$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения

$$AB = (3.65 \dots 3.70) OA; \quad AS_2 = (0.60 \dots 0.65) AB;$$

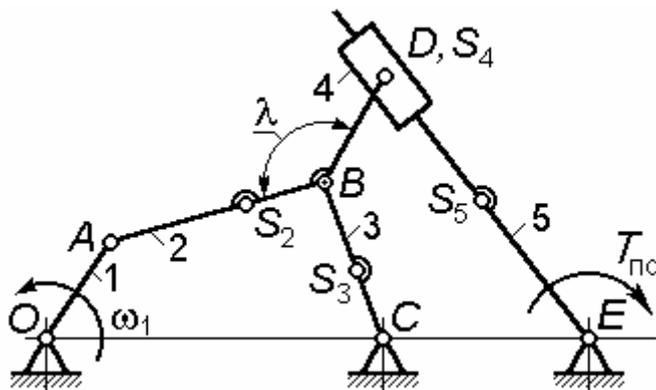
$$CS_4 = (0.80 \dots 0.85) (CD)_{\min}; \quad a = (2.00 \dots 2.10) OA.$$

Подбором размера b обеспечить получение наибольшего возможного угла ψ .

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, с$	$OA, м$	$e, м$	$BC, м$	$T_{пс}, Н \cdot м$	$m_3, кг$	$J_{S_5}, кг \cdot м^2$
0	0.50	0.45	0.05	0.07	500	7.00	0.30
1	0.50	0.45	0.06	0.08	450	8.00	0.25
2	0.50	0.50	0.07	0.06	400	9.00	0.35
3	0.40	0.40	0.08	0.07	500	6.00	0.25
4	0.40	0.40	0.06	0.08	400	8.00	0.40
5	0.40	0.45	0.05	0.06	500	7.00	0.30
6	0.40	0.45	-0.07	0.07	550	8.00	0.25
7	0.50	0.50	-0.08	0.08	400	9.00	0.35
8	0.50	0.40	-0.06	0.06	400	6.00	0.25
9	0.50	0.40	-0.08	0.07	450	8.00	0.40

Кинематическая схема № 38



$t_{ц}$ – время рабочего цикла механизма;

ψ – угол качания кулисы 5;

$T_{пс}$ – момент полезного сопротивления (действует только во время рабочего хода кулисы).

Соотношения для масс и

моментов инерции звеньев

$$m_2 = 10 m_4;$$

$$m_3 = 5 m_4;$$

$$m_5 = 8 m_4;$$

$$J_{S_2} = 8 J_{S_4};$$

$$J_{S_3} = 4 J_{S_4};$$

$$J_{S_5} = 6 J_{S_4}.$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения

$$OC = (3.75 \dots 3.80) OA;$$

$$CE = (0.25 \dots 0.45) OC;$$

$$AS_2 = (0.55 \dots 0.60) AB;$$

$$CS_3 = (0.40 \dots 0.45) CB;$$

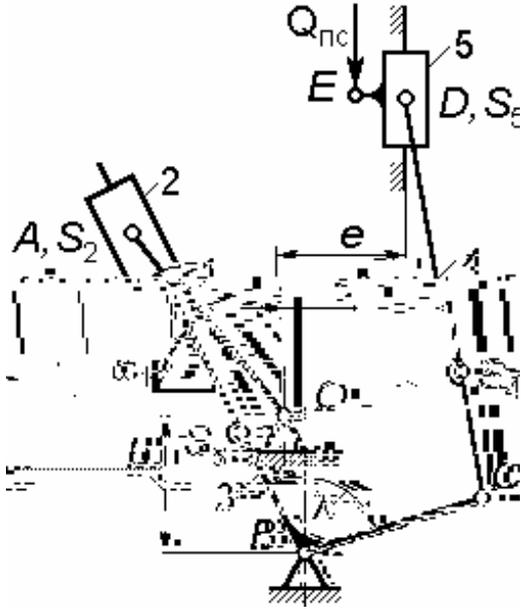
$$ES_5 = (0.80 \dots 0.85) (DE)_{\min}.$$

Подбором размеров AB и BC обеспечить выполнение условий: $AB = BC$; среднее за цикл значение угла $\angle ABC$ должно быть равно $\gamma_m \pm 1^\circ$.

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, с$	$OA, м$	γ_m	λ	$BD, м$	$T_{пс}, Н \cdot м$	$m_4, кг$	$J_{S_4}, кг \cdot м^2$
0	0.50	0.45	85°	115°	0.27	500	7.00	0.30
1	0.50	0.45	90°	120°	0.28	450	8.00	0.25
2	0.50	0.50	95°	125°	0.26	400	9.00	0.35
3	0.40	0.40	85°	120°	0.27	500	6.00	0.25
4	0.40	0.40	90°	115°	0.28	400	8.00	0.40
5	0.40	0.45	95°	120°	0.26	500	7.00	0.30
6	0.40	0.45	85°	125°	0.27	550	8.00	0.25
7	0.50	0.50	90°	115°	0.28	400	9.00	0.35
8	0.50	0.40	95°	120°	0.26	400	6.00	0.25
9	0.50	0.40	90°	125°	0.27	450	8.00	0.40

Кинематическая схема № 39



$t_{ц}$ – время рабочего цикла;
 $Q_{пс}$ – сила полезного сопротивления (действует только во время рабочего хода ползуна 5).

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_3 = 15m_2; \quad m_4 = 10m_2;$$

$$m_5 = m_2;$$

$$J_{S_3} = 15J_{S_2}; \quad J_{S_4} = 8J_{S_2}.$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения

$$OA = (2.5...2.6) OB;$$

$$BS_3 = (0.75...0.85) AB_{\min};$$

$$e = a + (0.15...0.25) BC;$$

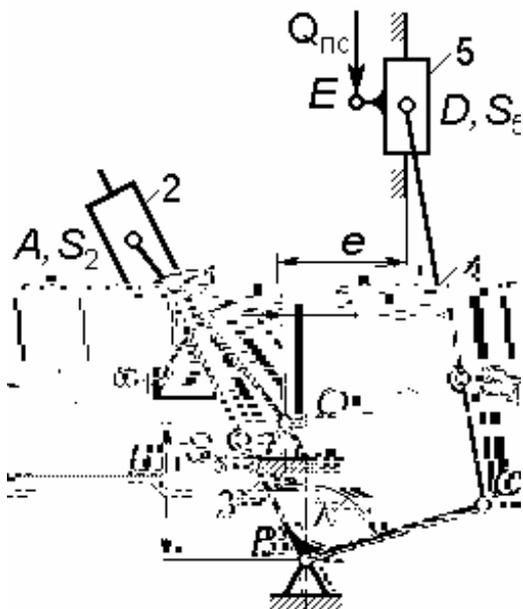
$$CS_4 = (0.35...0.45) CD.$$

При подборе размера CD обеспечить получение угла давления шатуна 4 на ползун 5 не более 30° .

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, с$	$a, м$	$b, м$	$BC, м$	λ	$DE, м$	$Q_{пс}, Н$	$m_2, кг$	$J_{S_2}, кг \cdot м^2$
0	0.50	0.05	0.15	0.40	85°	0.05	5000	9.00	0.30
1	0.50	0.04	0.12	0.42	95°	0.04	4500	10.00	0.25
2	0.50	0.05	0.13	0.45	100°	0.05	4000	11.00	0.15
3	0.40	0.05	0.14	0.40	85°	0.05	5000	12.00	0.25
4	0.40	0.05	0.15	0.42	95°	0.05	4000	13.00	0.40
5	0.40	0.10	0.16	0.45	100°	0.05	5000	13.00	0.30
6	0.40	0.05	0.15	0.40	85°	0.04	5500	12.00	0.25
7	0.50	0.07	0.16	0.42	95°	0.05	4000	11.00	0.15
8	0.50	0.06	0.13	0.45	100°	0.05	4000	10.00	0.25
9	0.50	0.08	0.14	0.40	95°	0.05	4500	9.00	0.40

Кинематическая схема № 39



$t_{ц}$ – время рабочего цикла;
 $Q_{пс}$ – сила полезного сопротивления (действует только во время рабочего хода ползуна 5).

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_3 = 15m_2; \quad m_4 = 10m_2;$$

$$m_5 = m_2;$$

$$J_{S_3} = 15J_{S_2}; \quad J_{S_4} = 8J_{S_2}.$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения

$$OA = (2.5...2.6) OB;$$

$$BS_3 = (0.75...0.85) AB_{\min};$$

$$e = a + (0.15...0.25) BC;$$

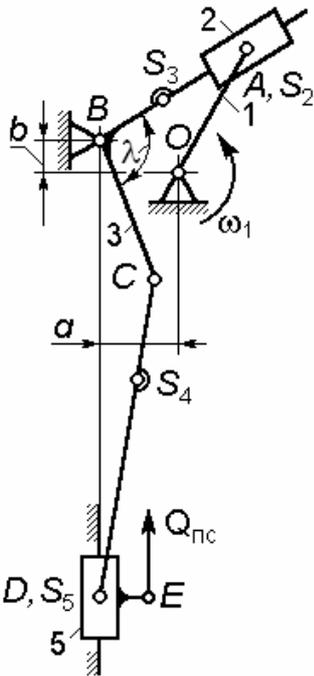
$$CS_4 = (0.35...0.45) CD.$$

При подборе размера CD обеспечить получение угла давления шатуна 4 на ползун 5 не более 30° .

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, с$	$a, м$	$b, м$	$BC, м$	λ	$DE, м$	$Q_{пс}, Н$	$m_2, кг$	$J_{S_2}, кг \cdot м^2$
0	0.50	0.05	0.15	0.40	85°	0.05	5000	9.00	0.30
1	0.50	0.04	0.12	0.42	95°	0.04	4500	10.00	0.25
2	0.50	0.05	0.13	0.45	100°	0.05	4000	11.00	0.15
3	0.40	0.05	0.14	0.40	85°	0.05	5000	12.00	0.25
4	0.40	0.05	0.15	0.42	95°	0.05	4000	13.00	0.40
5	0.40	0.10	0.16	0.45	100°	0.05	5000	13.00	0.30
6	0.40	0.05	0.15	0.40	85°	0.04	5500	12.00	0.25
7	0.50	0.07	0.16	0.42	95°	0.05	4000	11.00	0.15
8	0.50	0.06	0.13	0.45	100°	0.05	4000	10.00	0.25
9	0.50	0.08	0.14	0.40	95°	0.05	4500	9.00	0.40

Кинематическая схема № 40



$t_{ц}$ – время рабочего цикла;
 $Q_{пс}$ – сила полезного сопротивления
 (действует только во время рабочего хода ползуна 5).

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_3 = 15m_2; \quad m_4 = 10m_2;$$

$$m_5 = m_2;$$

$$J_{S_3} = 15J_{S_2}; \quad J_{S_4} = 8J_{S_2}.$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения

$$OA = (2.35...2.45)OB;$$

$$BS_3 = (0.70...0.75)AB_{\min};$$

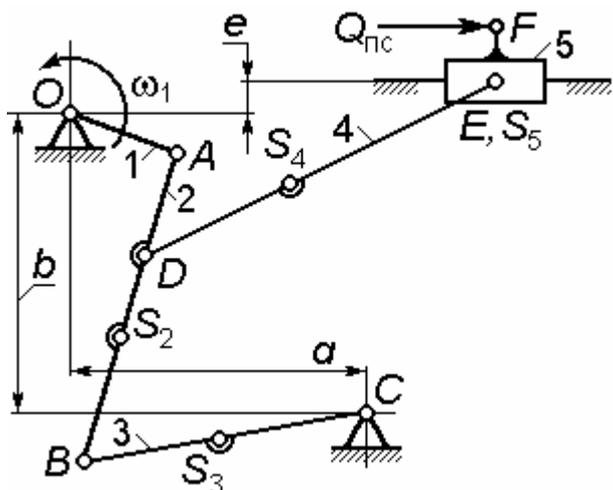
$$CS_4 = (0.45...0.50)CD.$$

При подборе размера CD обеспечить получение угла давления шатуна 4 на ползун 5 не более 32° .

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, c$	a, m	b, m	BC, m	λ	DE, m	$Q_{пс}, H$	$m_2, кг$	$J_{S_2}, кг \cdot м^2$
0	0.50	0.15	0.05	0.40	85°	0.05	5000	9.00	0.30
1	0.50	0.12	0.04	0.42	95°	0.04	4500	10.00	0.25
2	0.50	0.13	0.05	0.45	100°	0.05	4000	11.00	0.15
3	0.40	0.14	0.05	0.40	85°	0.05	5000	12.00	0.25
4	0.40	0.15	0.05	0.42	95°	0.05	4000	13.00	0.40
5	0.40	0.16	0.10	0.45	100°	0.05	5000	13.00	0.30
6	0.40	0.15	0.05	0.40	85°	0.04	5500	12.00	0.25
7	0.50	0.16	0.07	0.42	95°	0.05	4000	11.00	0.15
8	0.50	0.13	0.06	0.45	100°	0.05	4000	10.00	0.25
9	0.50	0.14	0.08	0.40	95°	0.05	4500	9.00	0.40

Кинематическая схема № 41



$t_{ц}$ – время рабочего цикла;
 $Q_{пс}$ – сила полезного сопротивления (действует только во время рабочего хода ползуна 5).

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_2 = 10 m_5; \quad m_3 = 5 m_5;$$

$$m_4 = 12 m_5;$$

$$J_{S_2} = 3 J_{S_3}; \quad J_{S_4} = 4 J_{S_3}.$$

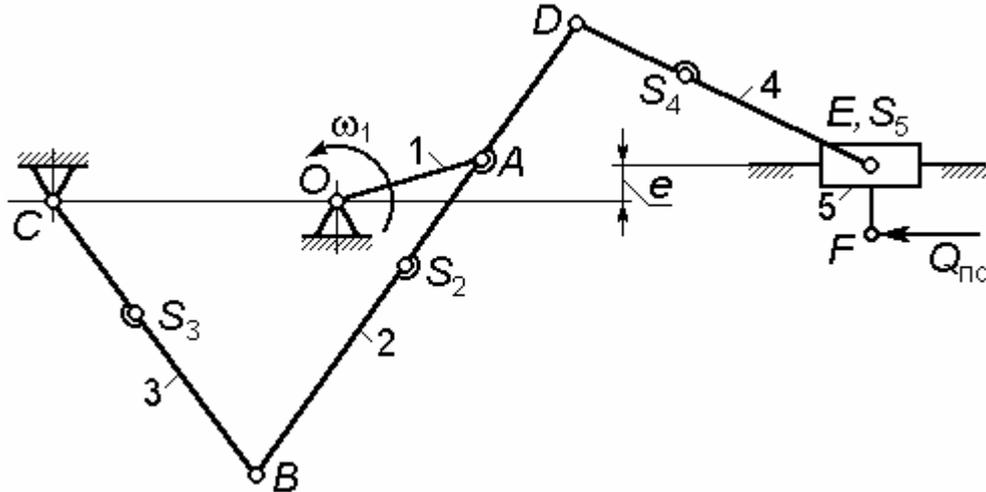
Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения
 $OA = OC / (3.75 \dots 3.80);$ $AS_2 = (0.65 \dots 0.70) BA;$
 $CS_3 = (0.35 \dots 0.40) BC;$ $AD = (0.35 \dots 0.40) AB;$
 $DS_4 = (0.35 \dots 0.45) DE.$

Подбором размеров AB и BC обеспечить выполнение условий:
 $AB = BC$; среднее за цикл значение угла $\angle ABC$ должно быть равно $\gamma_m \pm 1^\circ$. При подборе размера DE обеспечить получение угла давления шатуна 4 на ползун 5 не более 35° .

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, c$	a, m	b, m	γ_m	e, m	EF, m	$Q_{пс}, H$	$m_5, кг$	$J_{S_3}, кг \cdot м^2$
0	0.50	0.25	0.65	80°	0.00	0.045	5000	9.00	0.30
1	0.50	0.25	0.70	85°	0.05	0.035	4500	10.00	0.25
2	0.50	0.25	0.55	95°	0.08	0.055	4000	11.00	0.35
3	0.40	0.20	0.60	80°	0.00	0.060	5000	12.00	0.25
4	0.40	0.35	0.65	85°	-0.05	0.065	4000	13.00	0.40
5	0.40	0.30	0.70	95°	-0.08	0.040	5000	13.00	0.30
6	0.40	0.25	0.75	85°	0.08	0.045	5500	12.00	0.25
7	0.50	0.35	0.75	95°	0.00	0.055	4000	11.00	0.35
8	0.50	0.30	0.80	80°	-0.05	0.050	4000	10.00	0.25
9	0.50	0.25	0.75	85°	-0.08	0.060	4500	9.00	0.40

Кинематическая схема № 42



$t_{ц}$ – время рабочего цикла;

$Q_{пс}$ – сила полезного сопротивления (действует только во время рабочего хода ползуна 5).

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_2 = 12 m_5; \quad m_3 = 10 m_5; \quad m_4 = 8 m_5; \quad J_{S_2} = 3 J_{S_4}; \quad J_{S_3} = 2 J_{S_4}.$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения

$$AS_2 = (0.30 \dots 0.35) AB; \quad AD = (0.25 \dots 0.30) AB;$$

$$CS_3 = (0.40 \dots 0.45) BC; \quad DS_4 = (0.35 \dots 0.45) DE.$$

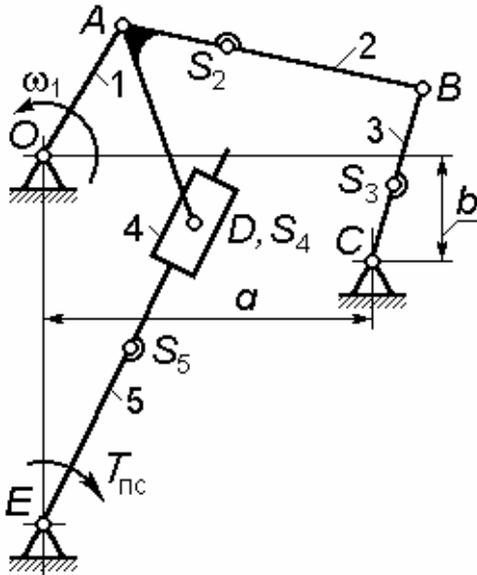
Размеры OC и OA подобрать так, чтобы угол передачи $\angle ABC$ в течение цикла изменялся в пределах $55^\circ \dots 110^\circ$.

При подборе размера DE обеспечить получение угла давления шатуна 4 на ползун 5 не более 30° .

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, c$	AB, m	BC, m	e, m	EF, m	$Q_{пс}, H$	$m_5, кг$	$J_{S_4}, кг \cdot м^2$
0	0.50	0.70	0.65	0.05	0.045	5000	9.00	0.30
1	0.50	0.75	0.65	-0.05	0.035	4500	10.00	0.25
2	0.50	0.80	0.75	0.06	0.055	4000	11.00	0.35
3	0.40	0.70	0.60	-0.07	0.030	5000	12.00	0.25
4	0.40	0.80	0.76	0.08	0.035	4000	13.00	0.40
5	0.40	0.80	0.70	-0.05	0.040	5000	13.00	0.30
6	0.40	0.72	0.65	0.04	0.045	5500	12.00	0.25
7	0.50	0.85	0.75	-0.04	0.035	4000	11.00	0.35
8	0.50	0.65	0.60	0.05	0.050	4000	10.00	0.25
9	0.50	0.75	0.65	-0.04	0.040	4500	9.00	0.40

Кинематическая схема № 43



$t_{ц}$ – время рабочего цикла механизма;

ψ – угол качания кулисы 5;

$T_{пс}$ – момент полезного сопротивления (действует только во время рабочего хода кулисы).

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_2 = 10m_4; \quad m_3 = 8m_4; \quad m_5 = 10m_4;$$

$$J_{S_2} = 9J_{S_4}; \quad J_{S_3} = 8J_{S_4}; \quad J_{S_5} = 10J_{S_4}.$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения
 $OA = OC / (3.65...3.75); \quad AD = (1.25...1.35)OA;$
 $AS_2 = (0.35...0.40)AB; \quad CS_3 = (0.30...0.35)BC;$
 $ES_5 = (0.80...0.85) (DE)_{\min}.$

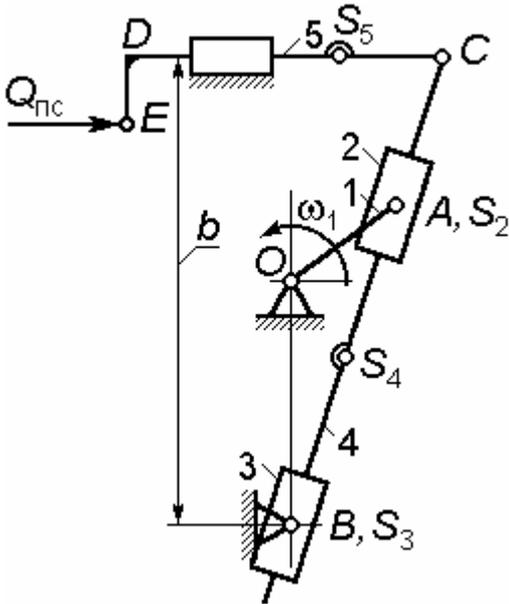
Подбором размеров $AB = BC$ обеспечить получение средней за время цикла величины угла передачи $\angle ABC$ равной $\gamma_m \pm 1^\circ$.

Межосевое расстояние OE выбрать так, чтобы обеспечить получение заданного угла качания кулисы ψ с точностью $\pm 2^\circ$.

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, с$	ψ	$a, м$	$b, м$	γ_m	$\angle BAD$	$T_{пс}, Н\cdot м$	$m_4, кг$	$J_{S_4}, кг\cdot м^2$
0	0.53	35°	0.90	0.25	100°	55°	800	7.50	0.30
1	0.54	35°	0.95	0.18	95°	60°	850	8.00	0.25
2	0.55	35°	1.00	0.20	90°	65°	900	9.00	0.35
3	0.42	36°	1.05	0.22	98°	70°	800	6.00	0.25
4	0.43	37°	0.90	0.25	96°	75°	850	8.00	0.40
5	0.44	38°	0.95	0.25	100°	55°	900	7.00	0.30
6	0.45	40°	0.90	0.18	95°	60°	800	8.50	0.25
7	0.53	39°	0.95	0.20	90°	65°	850	9.00	0.35
8	0.54	38°	1.00	0.22	98°	70°	900	6.00	0.25
9	0.55	37°	1.05	0.25	96°	75°	950	8.00	0.40

Кинематическая схема № 44



H – величина хода штока 5;
 K_v – коэффициент изменения средней скорости хода штока:

$$K_v = \varphi_p / \varphi_x,$$

где φ_p и φ_x – углы поворота кривошипа OA за время рабочего и холостого ходов штока соответственно;

$t_{ц}$ – время рабочего цикла механизма;

$Q_{пс}$ – сила полезного сопротивления (действует только во время рабочего хода штока).

Соотношения для масс и моментов инерции звеньев

$$m_3 = m_2; \quad m_4 = 12 m_2; \quad m_5 = 10 m_2;$$

$$J_{S_3} = J_{S_2}; \quad J_{S_4} = 12 J_{S_2}.$$

Примечание – При подборе длин звеньев учесть соотношения
 $OB + OA = (0.80 \dots 0.85) b$; $CS_4 = (0.60 \dots 0.65) (BC)_{\max}$.

Исходные данные

Вариант	$t_{ц}, с$	$H, м$	K_v	$Q_{пс}, Н$	$m_2, кг$	$J_{S_2}, кг \cdot м^2$	DE
0	0.50	0.30	1.8	5000	9.00	0.30	0.03
1	0.50	0.40	1.9	4500	10.00	0.25	0.04
2	0.50	0.50	2.0	4000	11.00	0.15	0.05
3	0.40	0.30	2.1	5000	12.00	0.25	0.03
4	0.40	0.40	2.2	4000	13.00	0.40	0.04
5	0.40	0.50	1.8	5000	13.00	0.30	0.05
6	0.40	0.30	1.9	5500	12.00	0.25	0.03
7	0.50	0.40	2.0	4000	11.00	0.15	0.04
8	0.50	0.50	2.1	4000	10.00	0.25	0.03
9	0.50	0.30	2.2	4500	9.00	0.40	0.04

3. СИНТЕЗ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

3.1. Исходные данные для проектирования кулачковых механизмов:

- кинематическая схема и некоторые геометрические и кинематические параметры (таблицы 3.1 - 3.4);
- фазовые углы поворота кулачка (таблица 3.5);
- закон движения толкателя (таблица 3.6).

Закон движения толкателя – это периодическая зависимость вида $s = s(\varphi)$ для механизмов по схемам *a* и *в*, или $\psi = \psi(\varphi)$ – для механизмов по схемам *б* и *г*; здесь s и ψ – линейное или, соответственно, угловое перемещение толкателя из нижнего крайнего положения в текущее, φ – угол поворота кулачка за время этого перемещения.

Как правило, законы движения толкателя задают не в виде функций $s = s(\varphi)$ или $\psi = \psi(\varphi)$, а в виде зависимостей аналогов ускорений толкателя по углу поворота кулачка, т.е.

$$a_{\varphi} = \frac{d^2 s}{d\varphi^2} = a_{\varphi}(\varphi); \quad \varepsilon_{\varphi} = \frac{d^2 \psi}{d\varphi^2} = \varepsilon_{\varphi}(\varphi);$$

на разных фазах движения эти законы могут быть разными.

Для каждого конкретного варианта исходных данных консультант задает закон движения толкателя в виде последовательности из четырех цифр, каждая из которых является одним из номеров ячеек таблицы 3.6.

Пример: для механизма с коромысловым толкателем (схема *б* или *г*) обозначение закона движения **1365** (рис. 3.1) показывает, что модуль аналога углового ускорения толкателя $|\varepsilon_{\varphi}|$ изменяется в течение цикла движения механизма следующим образом: **1** – при ускоренном подъеме $|\varepsilon_{\varphi}| = \text{const}$; **3** – при замедленном подъеме $|\varepsilon_{\varphi}|$ линейно убывает; **6** – при ускоренном опускании $|\varepsilon_{\varphi}|$ изменяется по закону полуволны синусоиды; **5** – при замедленном опускании $|\varepsilon_{\varphi}|$ убывает по закону косинуса.

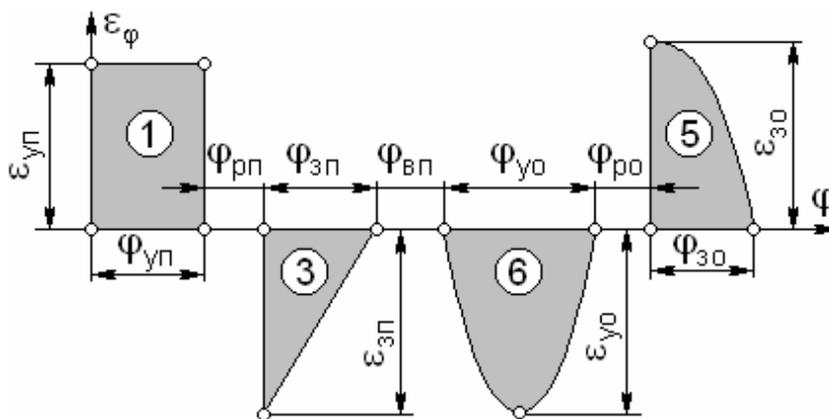


Рисунок 3.1

3.2. Содержание работы

3.2.1 Рассчитать параметры диаграмм движения толкателя, вывести (если это необходимо для построения диаграмм) их уравнения и вычертить диаграммы.

3.2.2 Выбрать параметры, необходимые для получения механизма наименьших размеров (линейные размеры, выбираемые проектировщиком, округлить до кратных 5 мм).

3.2.3 Вычертить теоретический (для механизма с роликовым толкателем) и действительный профили кулачка. Диаметр ролика назначить в пределах $d_p = (0.3...0.5)r_{\min}^T$, но не менее 20 мм.

3.2.4 Вычертить диаграмму углов давления для механизма с роликовым толкателем или диаграмму радиусов кривизны профиля кулачка для механизма с плоским толкателем.

Примечание: в задании по этому разделу исходные данные шифруются в виде кода

в - 3 - 08 - 2163,

что означает:

- в** – обозначение схемы механизма;
- 3** – вариант исходных данных (колонка таблицы 3.1– 3.4 в соответствии с заданной схемой механизма);
- 08** – сочетание фазовых углов (строка таблицы 3.5);
- 2163** – обозначение закона движения (номера ячеек таблицы 3.6).

Таблица 3.1. Механизм с движущимся поступательно роликовым толкателем

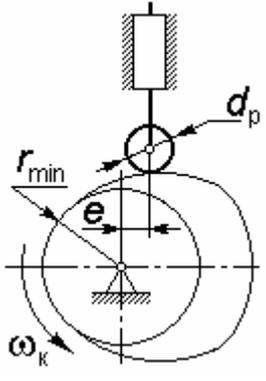
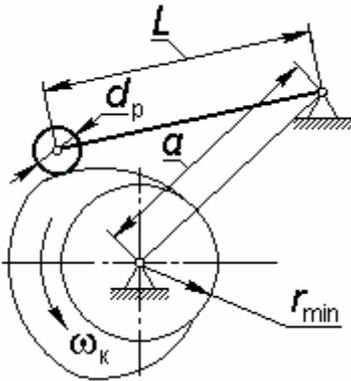
 <p>Схема а</p>	<p>При построении профиля кулачка должны быть приняты во внимание заданные в таблице направление угловой скорости ω_k, а также величина и направление эксцентриситета e; если величина e не задана, проектировщик согласовывает ее выбор с выбором значения теоретического минимального радиуса r_{min}^T так, чтобы получить кулачок наименьших размеров.</p> <p>Примечание – На схеме показаны положительные направления угловой скорости кулачка ω_k и эксцентриситета e.</p>																						
<p>Наименование параметра</p>	<p>Варианты исходных данных</p> <table border="1"> <tr> <td>0</td><td>1</td><td>2</td><td>3</td><td>4</td><td>5</td><td>6</td><td>7</td><td>8</td><td>9</td> </tr> </table>	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9												
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9														
<p>Ход толкателя H, мм</p>	<table border="1"> <tr> <td>40</td><td>42</td><td>45</td><td>47</td><td>50</td><td>40</td><td>42</td><td>45</td><td>47</td><td>50</td> </tr> </table>	40	42	45	47	50	40	42	45	47	50												
40	42	45	47	50	40	42	45	47	50														
<p>Эксцентриситет e, мм</p>	<table border="1"> <tr> <td>10</td><td>-8</td><td>-</td><td>0</td><td>-</td><td>0</td><td>8</td><td>-</td><td>-10</td><td>-8</td> </tr> </table>	10	-8	-	0	-	0	8	-	-10	-8												
10	-8	-	0	-	0	8	-	-10	-8														
<p>Направление вращения кулачка</p>	<table border="1"> <tr> <td>+</td><td>-</td><td>+</td><td>-</td><td>+</td><td>-</td><td>+</td><td>-</td><td>+</td><td>-</td> </tr> </table>	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-												
+	-	+	-	+	-	+	-	+	-														
<p>Наибольшие углы давления, градусы</p>	<table border="1"> <tr> <td>при подъеме α_{max}^n</td> <td>30</td><td>35</td><td>30</td><td>35</td><td>30</td><td>35</td><td>30</td><td>35</td><td>30</td><td>35</td> </tr> <tr> <td>при опускании α_{max}^o</td> <td>40</td><td>45</td><td>40</td><td>45</td><td>40</td><td>45</td><td>40</td><td>45</td><td>40</td><td>45</td> </tr> </table>	при подъеме α_{max}^n	30	35	30	35	30	35	30	35	30	35	при опускании α_{max}^o	40	45	40	45	40	45	40	45	40	45
при подъеме α_{max}^n	30	35	30	35	30	35	30	35	30	35													
при опускании α_{max}^o	40	45	40	45	40	45	40	45	40	45													

Таблица 3.2. Механизм с коромысловым роликовым толкателем

 <p>Схема б</p>	<p>При построении профиля кулачка считать заданным направление угловой скорости кулачка ω_k.</p> <p>Из двух величин a и L одна задана, а другая определяется (наряду с теоретическим минимальным радиусом r_{min}^T) из условия минимизации размеров механизма.</p> <p>Примечание – На схеме показано положительное направление угловой скорости ω_k кулачка.</p>
--	--

Наименование параметра		Варианты исходных данных									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Ход толкателя ψ , градусы		28	32	36	28	32	36	28	32	36	30
Длина коромысла L , мм		130		–		135		–		140	
Межосевое расстояние a , мм		–		140		–		145		–	
Направление вращения кулачка		+	–	+	–	+	–	+	–	+	–
Наибольшие углы давления, градусы	при подъеме $\alpha_{\max}^{\text{п}}$	30	35	30	35	30	35	30	35	30	35
	при опускании $\alpha_{\max}^{\text{о}}$	40	45	40	45	40	45	40	45	40	45

Таблица 3.3. Механизм с движущимся поступательно плоским толкателем

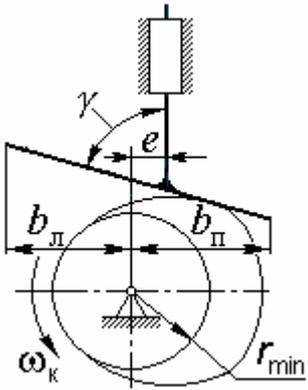
 <p>Схема в</p>	<p>При построении профиля кулачка учесть направление и величину эксцентриситета e, угла передачи γ, а также направление угловой скорости ω_k. Рассчитать рабочую длину тарелки и определить размеры $b_{л}$ и $b_{п}$ с запасом для каждого около 10 мм.</p> <p>Если значение e не задано, его нужно подобрать так, чтобы точка крепления тарелки к штоку располагалась примерно посередине ее рабочей длины.</p> <p>Примечание – на схеме показаны положительные направления угловой скорости кулачка ω_k и эксцентриситета e.</p>																																																																
	<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">Наименование параметра</th> <th colspan="10">Варианты исходных данных</th> </tr> <tr> <th>0</th><th>1</th><th>2</th><th>3</th><th>4</th><th>5</th><th>6</th><th>7</th><th>8</th><th>9</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Ход толкателя H, мм</td> <td>40</td><td>42</td><td>45</td><td>47</td><td>50</td><td>40</td><td>42</td><td>45</td><td>47</td><td>50</td> </tr> <tr> <td>Эксцентриситет e, мм</td> <td>10</td><td>– 8</td><td>–</td><td>0</td><td>–</td><td>8</td><td>10</td><td>0</td><td>–</td><td>–</td> </tr> <tr> <td>Угол передачи γ, градусы</td> <td colspan="2">90</td><td colspan="2">70</td><td colspan="2">110</td><td colspan="2">90</td><td colspan="2">110</td> </tr> <tr> <td>Направление вращения кулачка</td> <td>+</td><td>–</td><td>+</td><td>–</td><td>+</td><td>–</td><td>+</td><td>–</td><td>+</td><td>–</td> </tr> </tbody> </table>	Наименование параметра	Варианты исходных данных										0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	Ход толкателя H , мм	40	42	45	47	50	40	42	45	47	50	Эксцентриситет e , мм	10	– 8	–	0	–	8	10	0	–	–	Угол передачи γ , градусы	90		70		110		90		110		Направление вращения кулачка	+	–	+	–	+	–	+	–	+
Наименование параметра	Варианты исходных данных																																																																
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9																																																							
Ход толкателя H , мм	40	42	45	47	50	40	42	45	47	50																																																							
Эксцентриситет e , мм	10	– 8	–	0	–	8	10	0	–	–																																																							
Угол передачи γ , градусы	90		70		110		90		110																																																								
Направление вращения кулачка	+	–	+	–	+	–	+	–	+	–																																																							

Таблица 3.4. Механизм с коромысловым плоским толкателем

Схема 2

При построении профиля кулачка учесть направление и величину эксцентриситета e , а также направление угловой скорости ω_k .

Из двух величин a и r_{min} одна задана, а другая определяется из условия минимизации размеров механизма.

Каждый из размеров L_{max} и L_{min} назначить с запасом около 10 мм в сторону увеличения активной длины коромысла.

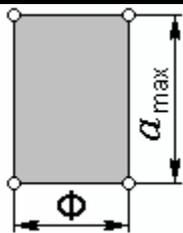
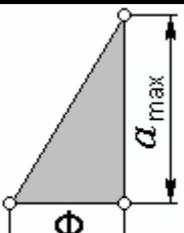
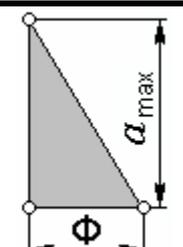
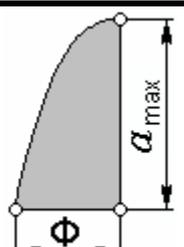
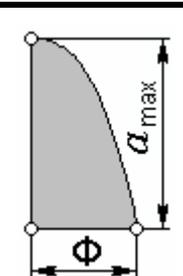
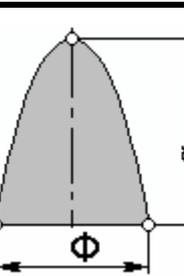
Примечание – на схеме показаны положительные направления угловой скорости кулачка ω_k и эксцентриситета e .

Наименование параметра	Варианты исходных данных									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Ход толкателя ψ , градусы	20	32	25	30	18	28	22	25	20	28
Межосевое расстояние a , мм	150		–		140		–		150	
Минимальный радиус r_{min} , мм	–		55		–		50		–	
Эксцентриситет e , мм	- 8			0			10		8	
Направление вращения кулачка	+	–	+	–	+	–	+	–	+	–

Таблица 3.5. Фазовые углы поворота кулачка

№№ вариантов	$\varphi_{уп}$	$\varphi_{рп}$	$\varphi_{зп}$	$\varphi_{вп}$	$\varphi_{уо}$	$\varphi_{ро}$	$\varphi_{зо}$
01	80	30	60	30	70	20	50
02	60	30	80	30	60	20	50
03	80	30	80	30	40	20	50
04	80	20	70	20	70	30	50
05	70	20	80	20	50	30	70
06	80	20	80	20	55	20	65
07	90	30	50	30	65	20	55
08	50	30	90	30	50	30	60
09	90	30	90	30	40	15	45
10	90	20	50	20	65	15	50
11	50	20	90	20	70	20	50
12	90	20	90	20	60	20	40
13	80	0	60	20	40	20	60
14	60	0	80	30	45	20	55
15	80	0	80	40	50	20	60
16	80	0	70	20	60	20	50
17	70	20	80	30	60	0	60
18	80	20	80	40	70	0	50
19	90	20	50	20	50	0	70
20	50	0	90	30	65	0	55
21	90	0	90	40	55	0	65
22	90	0	50	20	50	30	50
23	50	0	90	30	50	20	50
24	90	0	90	40	50	0	50
25	80	30	60	20	50	20	70

Таблица 3.6. Законы изменения модуля аналога ускорения $|a_\phi|$
(или аналога углового ускорения $|\varepsilon_\phi|$)

	<p>1 – Модуль аналога ускорения постоянен</p>		<p>2 – Модуль аналога ускорения линейно возрастает</p>
	<p>3 – Модуль аналога ускорения линейно убывает</p>		<p>4 – Модуль аналога ускорения возрастает по закону синуса</p>
	<p>5 – Модуль аналога ускорения убывает по закону косинуса</p>		<p>6 – Модуль аналога ускорения изменяется по закону полуволны синусоиды</p>

Примечание: под параметром Φ следует понимать любой из фазовых углов, приведенных в таблице 3.5.

Список литературы

1. Теория механизмов и машин: учебн. пособие для вузов /К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; Под редакцией К.В. Фролова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 664 с.
2. Тимофеев Г.А. Теория механизмов и машин: курс лекций / Г.А. Тимофеев. – М.: Высшее образование, 2009. – 352с.
3. Белоконов И.М. теория механизмов и машин. Конспект лекций: учебн. пособие для вузов / И.М. Белоконов, С.А. Балан, К.И. Белоконов. – 2-е изд. исп. и доп. – М.: Дрофа, 2004. – 172 с.
4. Теория механизмов и машин: учебн. Пособие / Б.И. Гурьев, Л.С. Кутушева, Л.Л. Русак, А.Я. Садыкова, Р.Ш. Хабибуллина. – Уфа: УГАТУ, 2008. – 114с.
5. Стандарт организации. Графические и текстовые конструкторские документы. Общие требования к построению, изложению, оформлению. СТО УГАТУ 016–2007. -Уфа: Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т, 2007.– 92 с.
6. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / Под ред. И.А.Болотовского. 2-е изд., перераб. и доп. –М.: Машиностроение, 1986. – 448 с.
7. Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внешнего зацепления. Справочное пособие / Болотовский И.А., Гурьев Б.И., Смирнов В.Э. и др. – М.: Машиностроение, 1974. – 160 с.
8. Анализ и синтез зубчатых, рычажных и кулачковых механизмов: Методические указания к курсовому проектированию по дисциплине «Теория механизмов и машин» (пример выполнения курсовой работы) / Уфимск. гос. авиац. технич. ун-т; Сост.: Б.И. Гурьев, Л.С. Кутушева, Л.Л. Русак. – Уфа, 2009. – 68с.
9. Методические указания к курсовому проектированию по теории механизмов и машин (Проектирование плоских кулачковых механизмов. Часть 1. Расчет кинематических параметров и составление уравнений движения толкателей) / Васильева О.Ф., Гурьев Б.И., - Уфа, Уфимский государственный авиационный технический университет, 2003. - 19 с.

Составители: ГУРЬЕВ Борис Иванович
КУТУШЕВА Людмила Сергеевна
РУСАК Людмила Леонидовна

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ, РЫЧАЖНЫХ И КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Методические указания
по выполнению курсовой работы
по дисциплине «Теория механизмов и машин»

Подписано к печати . Формат 60×84 1/16.
Бумага офсетная. Печать плоская. Гарнитура Times New Roman
Усл. печ. л. Уч.-изд. л.
Тираж экз. Заказ №
ГОУ ВПО Уфимский государственный авиационный технический
университет
Центр оперативной полиграфии УГАТУ
450000, Уфа-центр, ул. К. Маркса, 12