

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования
«СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Кафедра «Цифровое проектирование»

А. В. Неменко

МЕХАНИЗМЫ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ. КУЛАЧКОВЫЙ МЕХАНИЗМ

Учебно-методическое пособие

Севастополь
СевГУ
2022

УДК 621.431(075.8)

ББК 31.365я73

Н50

Р е ц е н з е н т :

Е.В. Хромов - канд. техн. наук, доцент,
доцент кафедры «Эксплуатация морских судов и сооружений»

Неменко, Александра Васильевна

Н50 Механизмы двигателя внутреннего сгорания. Кулачковый механизм : учебно-методическое пособие [по дисциплине «Теория механизмов и машин» для студентов по направлению подготовки 26.05.06 «Эксплуатация судовых энергетических установок» всех форм обучения] / А. В. Неменко ; Севастопольский государственный университет, Политехнический институт, кафедра «Цифровое проектирование». – Севастополь: СевГУ, 2022. – 36 с. – Текст : непосредственный.

Целью учебно-методического пособия является оказание помощи студентам в изучении дисциплины «Теория механизмов и машин». В пособии рассмотрены вопросы анализа и синтеза кулачковых механизмов.

Соответствует рабочей программе курса «Теория механизмов и машин» для студентов по направлению подготовки 26.05.06 «Эксплуатация судовых энергетических установок».

УДК 621.431(075.8)

ББК 31.365я73

Рассмотрено и утверждено на заседании кафедры «Цифровое проектирование», протокол № 8 от 28 апреля 2022 г.

В авторской редакции

Изд. № 17/2022. Зак. 35/2022. Тираж 40 экз.

Объем 4,5 п.л. Усл. печ. л. 4,18. Уч. изд. л. 4,41.

РИИЦМ ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»

299015 г. Севастополь, ул. Курчатова, 7

© Неменко А. В., 2022

© ФГАОУВО «Севастопольский
государственный университет», 2022

СОДЕРЖАНИЕ

1 Состав и принцип работы системы газораспределения поршневого двигателя внутреннего сгорания.....	4
2 Кулачковый механизм.....	5
2.1 Общая характеристика.....	5
2.2 Структурный анализ.....	8
2.3 Кинематический анализ	10
2.4 Силовой анализ механизма.....	19
2.5 Синтез кулачкового механизма.....	23
Библиография.....	31
Приложение А (рекомендуемое) Пример алгоритма динамического синтеза кулачкового механизма	32

1 Состав и принцип работы системы газораспределения поршневого двигателя внутреннего сгорания

Газораспределительный механизм (ГРМ) представляет собой совокупность деталей и узлов, обеспечивающих открытие и закрытие клапанов в определённый момент времени. На рисунке 1.1 представлена система газораспределения в поршневом двигателе внутреннего сгорания.

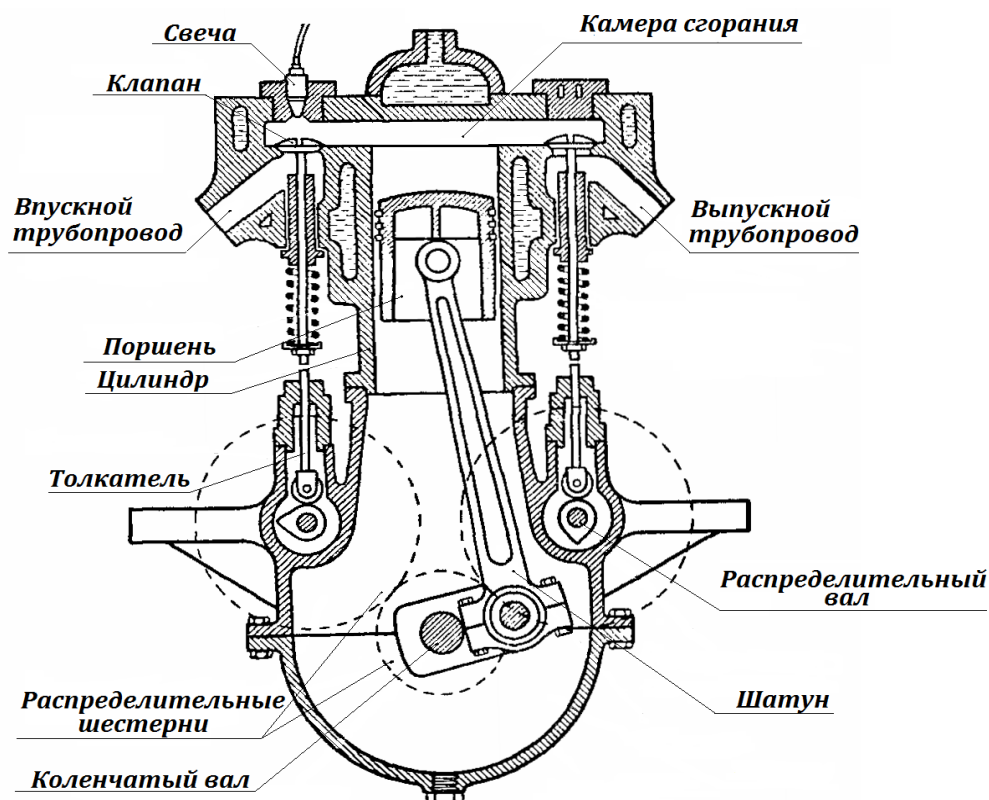


Рисунок 1.1 – Система газораспределения поршневого двигателя внутреннего сгорания

Последовательное открытие и закрытие клапанов обеспечивает *распределительный вал*, на котором располагаются кулачки. Форма кулачка имеет строго определённую геометрию, что влияет на длительность и степень открытия клапана.

Коленчатый вал передаёт крутящий момент посредством *привода* на распределительный вал. Кулачки, расположенные на распределительном валу, при его движении нажимают на *толкатели*, перемещая клапан вовнутрь камеры сгорания, открывая этим поступление воздушной смеси и выхода отработанных газов. После окончания активной фазы происходит возврат клапана в исходное положение с помощью пружины.

Приводы системы конструктивно могут быть представлены различными типами передаточных механизмов. В качестве *привода распределительного вала* используются ременная, цепная и зубчатая передачи.

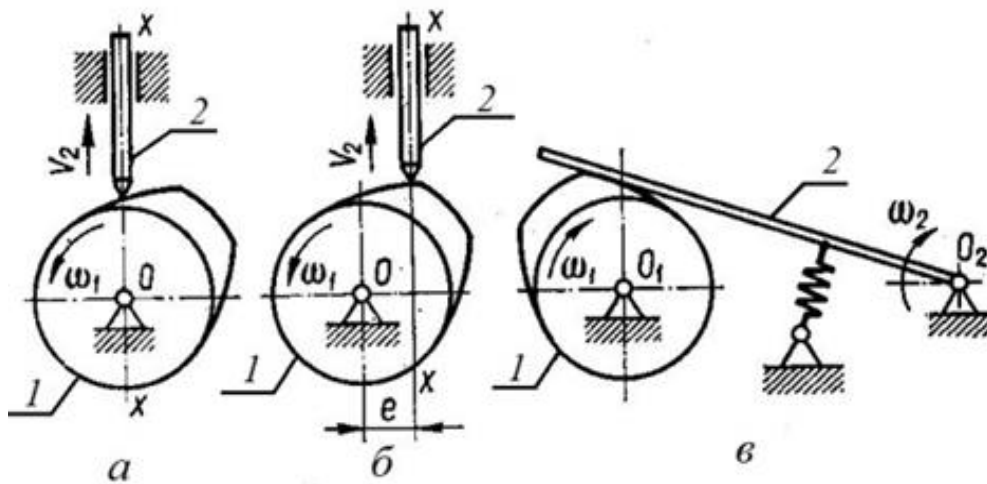
2. Кулачковый механизм

Кулачковый механизм газораспределительной системы двигателя внутреннего сгорания – это управляющий механизм, который преобразует вращательное движение распределительного вала в возвратно – поступательное движение толкателя и обеспечивает процессы своевременного открытия и закрытия клапанов. Кулачок, установленный на распределительном валу, имеет рабочую поверхность переменной кривизны, что влияет на *непостоянство* передаточной функции агрегата и позволяет варьировать его параметры режима работы.

Обязательным условием нормальной работы кулачкового механизма является постоянное касание толкателя и кулачка (замыкание механизма). При непрерывном вращательном движении вала, на котором установлен кулачок, толкатель совершает прерывное поступательное движение.

2.1 Общая характеристика

Кулачковый механизм (рисунок 2.1) позволяет преобразовывать вращательное движение кулачка в поступательное движение толкателя (рисунок 2.1, а,б) или качательное движение коромысла (рисунок 2.1, в).



1 – кулачок; 2 – толкатель

Рисунок 2.1 – Плоские кулачковые механизмы: а – центральный;
б – внецентренный; в – коромысловый

В случае, когда подвижные звенья совершают перемещения параллельно одной и той же неподвижной плоскости, то кулачковый механизм относят к категории плоских механизмов.

Кулачковые механизмы бывают *центральные*, в случае когда линия движения ведомого звена – толкателя проходит через центр вращения кулачка (рисунок 2.1,а) и *внецентренные*, когда линия движения толкателя смещена относительно центра вращения кулачковой шайбы (рисунок 2.1, б).

Сечение поверхности кулачка плоскостью, параллельной плоскости движения механизма, дает кривую, называемую действительным (практическим) профилем кулачка (рисунок 2.2).

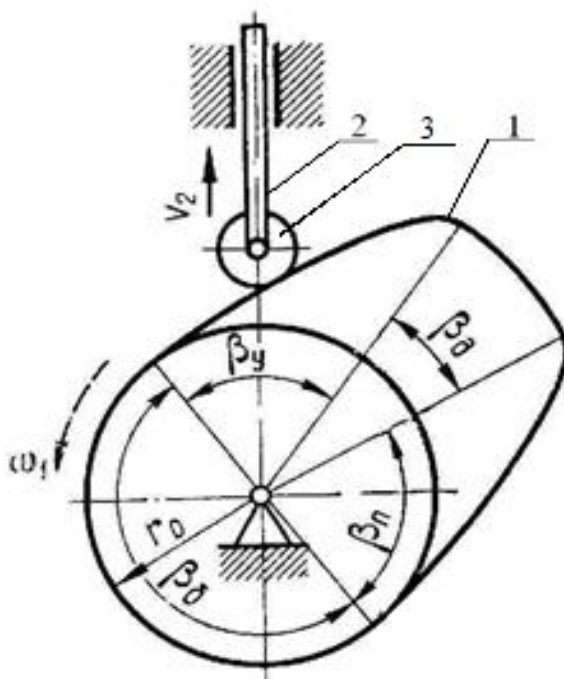


Рисунок 2.2 – Центральный кулачковый механизм:

1- кулачок; 2 – толкатель; 3 - ролик

Минимальный радиус действительного профиля кулачка r_o называют радиусом основной шайбы.

На действительном профиле кулачка выделяют четыре участка соответствующих четырем фазам движения толкателя, связанных с профильными углами: удаления – β_y , дальнего стояния – β_o , приближения – β_n , и ближнего стояния – β_6 .

Угол поворота, при котором происходит удаление толкателя, называют углом удаления φ_y ; соответственно различают углы: дальнего стояния φ_o ; приближения φ_n и ближнего стояния φ_6 , а сумма этих углов, называемых *фазовыми*, является *рабочим углом* $\varphi_p = \varphi_y + \varphi_o + \varphi_n + \varphi_6$.

Величины центральных профильных углов и углов поворота кулачка, соответствующие определенным фазам движения толкателя, совпадают по величине только в центральном кулачковом механизме.

Форма и конструкция кулачка определяется законом движения ведомого звена, способом замыкания кинематической пары с толкателем и креплением на валу. Конструктивно кулачки могут быть изготовлены заодно с валом или установлены на валу с помощью дополнительных приспособлений (рисунок 2.3).

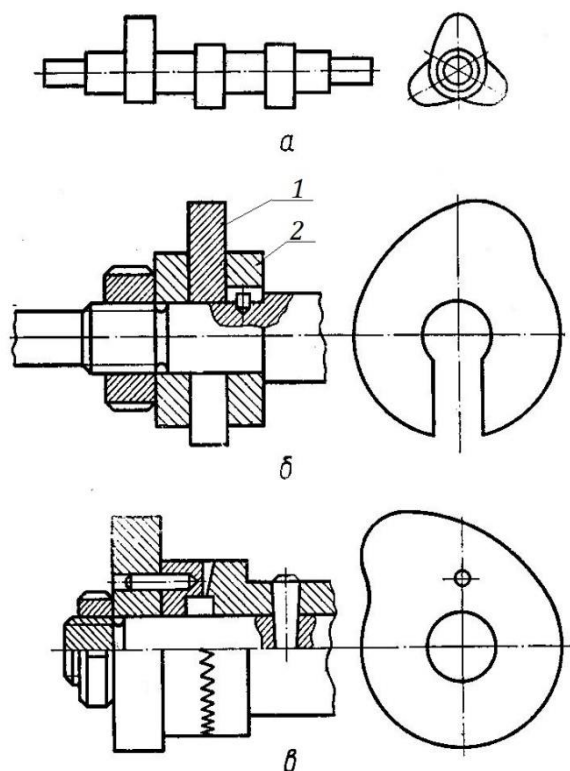


Рисунок 2.3 – Кулачки: *а* – изготовлен заодно с валом;
б – установлен с помощью фрикционного устройства;
в – установлен на валах с помощью зубчатой муфты или штифтов

Кулачки изготавливают из чугунов марок *СЧ 21–40*, *СЧ 21–48*, *СЧ 32–52*, сталей *20* и *20Х* с последующей цементацией и закалкой, сталей *45*, фосфористой и никелевой бронзы.

Конструкция толкателя зависит от формы элемента, образующего с кулачком пару, и типа направляющих (рисунок 2.4).

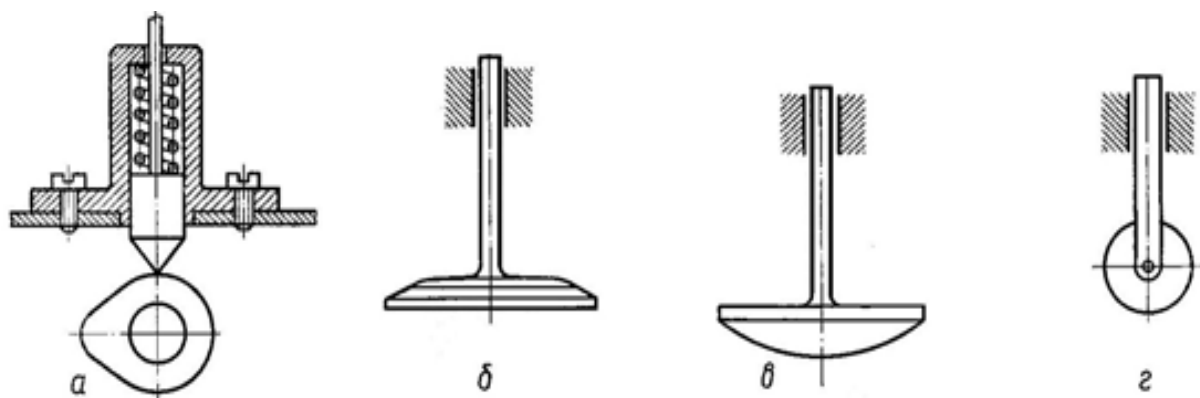


Рисунок 2.4 – Толкатели: *а*) заострённые; *б*) плоские;
в) грибовидные; *г*) с роликом

2.2 Структурный анализ

Кулачковый механизм газораспределительной системы ДВС – это плоский механизм, кинематическая цепь которого состоит из стойки и двух подвижных звеньев.

В кулачковых механизмах, структурные схемы которых представлены на рисунке 2.1, подвижные звенья 1 и 2 образуют со стойкой низшие кинематические пары пятого класса, а друг с другом – высшую кинематическую пару четвертого класса.

Степень подвижности плоского кулачкового механизма определяется по формуле Т.Л. Чебышева

$$w = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (2.1)$$

где n – число подвижных звеньев; p_5 – кинематическая пара пятого класса, которая накладывает пять ограничений на перемещение соединяемых звеньев; p_4 – кинематическая пара четвертого класса, которая накладывает четыре ограничения на перемещение соединяемых звеньев.

В приведенных на рисунке 2.1 механизмах количество подвижных звеньев $n=3$, количество пар пятого класса $p_5=2$, количество пар четвертого класса $p_4=1$ и степень подвижности w равна $w=3-2-2-1=1$.

Степень подвижности механизма показывает сколько надо задать независимых координат, чтобы охарактеризовать положение любого звена механизма относительно стойки.

Таким образом, рассмотренный механизм обладает одной степенью подвижности, и при заданном движении одного из звеньев (ведущего) все остальные звенья будут иметь вполне определенное движение.

Кулачковый механизм, структурная схема которого, представлена на рисунке 2.2, имеет дополнительное звено 3, введенное для улучшения условий работы и повышения КПД, но при этом создается лишняя степень свободы, а степень подвижности равна $w=3-3-2-3-1=2$.

Однако, ролик 3, вращаясь вокруг оси, не вызывает движения ни кулачка 1, ни толкателя 2 и не меняет закономерности установленного перемещения основных звеньев механизма.

Удаление ролика не нарушает кинематики всего механизма, профиль кулачка α эквидистантно увеличивается на радиус ролика, а толкатель соединяется непосредственно с кулачком в высшую пару E (рисунок 2.5,а).

Распространение получили методы анализа механизмов, разработанные для кинематических цепей, в состав которых входят только низшие пары, поэтому высшую кинематическую пару условно можно заменить цепью, в которой присутствуют только низшие пары (рисунок 2.5,б), структурно и кинематически эквивалентные заменяемой паре.

Простейшая заменяющая цепь (рисунок 2.5,в) состоит из звена, расположенного по нормали к профилям контактирующих звеньев и образующего с ними

низшие кинематические пары пятого класса. Длина звена равна сумме радиусов кривизны в точке контакта звеньев заменяемой пары.

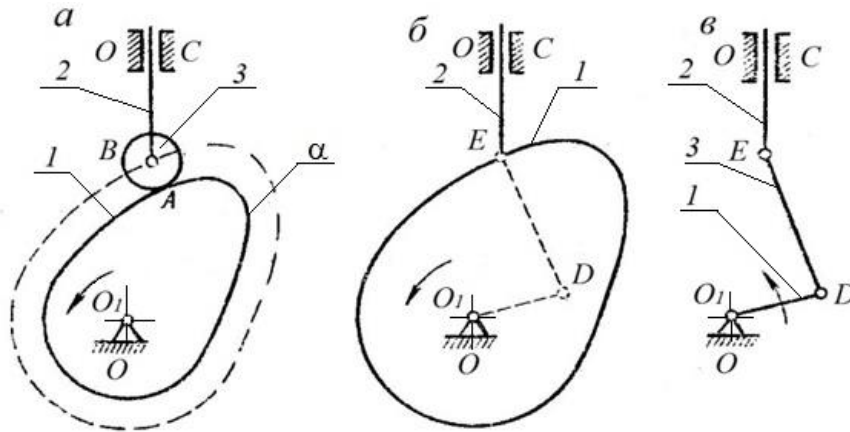


Рисунок 2.5 – Условные преобразования структурной схемы кулачкового механизма

Заменяющий механизм имеет одну степень подвижности $w = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 = 1$.

В случае когда, в кинематической цепи механизма присутствуют звенья, наличие которых не влияет на подвижность механизма, (т.е. они налагают пассивные или избыточные условия связи и называются *пассивными*), то при структурном анализе эти звенья и лишние степени свободы условно исключают.

Определение класса механизма производят после замены высшей пары E фиктивным звеном 3, входящим в две вращательные пары E и D .

Распространение получила классификация по методу Л.В. Ассура – И.И. Артоболевского, согласно которой плоский механизм образуется из механизма первого класса путём наложения на него структурных групп с нулевой степенью подвижности (групп Ассура), не изменяющей общей подвижности механизма ($3n - 2p_5 = 0$).

Механизмом первого класса называют ведущее звено, которое соединено кинематической парой со стойкой.

Группы Ассура делят на классы, порядки и виды с целью обеспечения единства методов структурного, кинематического и кинетостатического исследований.

Класс группы Ассура определяют высшим классом замкнутого контура, входящего в её состав.

Класс контура устанавливают по количеству кинематических пар, образующих контур.

Порядок группы Ассура определяется числом свободных звеньев, которыми она присоединена к механизму.

Класс механизма определяется высшим классом группы Ассура, входящей в состав этого механизма.

Структурная формула группы Ассура имеет в своём составе четное число звеньев, а число пар пятого класса – кратно трём ($p_5 = 3/2n$).

2.3 Кинематический анализ

Кинематический анализ кулачкового механизма устанавливает закон движения толкателя по заданному закону движения кулачка. Движение звеньев в кулачковом механизме происходит в пространстве и во времени.

Кинематический анализ производят без учета масс звеньев и действующих на них сил, т.е. характеристиками движения являются траектории, скорости и ускорения точек и звеньев механизма, которые связаны с изменением во времени.

Движение рассматривают в функции перемещения начальных звеньев, и учитывают расположенность на них обобщённых координат, вводя кинематические передаточные функции.

Кинематический анализ механизма выполняют на основе кинематической схемы, которая является структурной схемой механизма, дополненной необходимыми размерами звеньев, координатами пар, а также положениями точек на профиле кулачков.

Изображение кинематической схемы механизма в выбранном масштабе, соответствующее определённому положению начального звена называют *планом механизма*. Масштаб плана механизма определяет размеры отрезков, изображающих длины звеньев и координаты точек звеньев. На плане механизма строят траектории, описываемые любой точкой звена, положение которого уже найдено.

При расчете кинематических характеристик кулачкового механизма задаются значениями *обобщенных скоростей* и *ускорений*, которые являются, соответственно, первой и второй производной от обобщенной координаты механизма по времени и называют кинематической передаточной функцией скорости точки (аналог скорости), угловой скорости звена (аналог угловой скорости или передаточное отношение), передаточной функцией ускорения точки или углового ускорения звена (аналог ускорения точки, аналог углового ускорения звена).

Связь между скоростью v_B точки B на звене механизма и передаточной функцией скорости v_q той же точки в скалярном представлении имеет следующий вид

$$v_B = \frac{dS}{dt}; v_{qB} = \frac{dS_B}{d\varphi_1}; v_B = \frac{dS_B}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} = v_{qB} \cdot \omega_1, \quad (2.2)$$

следовательно

$$v_{qB} = v_B / \omega_1. \quad (2.3)$$

Связь между ускорением a_B точки B на звене механизма и передаточной функцией ускорения a_q той же точки устанавливают зависимости

$$a_B = \frac{d^2 S_B}{dt^2}; a_{qB} = \frac{d^2 S_B}{d\varphi_1^2}; a_B = \frac{d^2 S_B}{d\varphi_1^2} \cdot \left(\frac{d\varphi_1}{dt}\right)^2 + \frac{dS_B}{d\varphi_1} \cdot \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} \quad (2.4)$$

или

$$a_B = a_{qB} \cdot \omega_1^2 + v_{qB} \varepsilon_1, \quad (2.5)$$

где ε_1 – угловое ускорение первого звена.

Связь между угловой скоростью ω_i звена i и передаточной функцией ω_{qi} угловой скорости того же звена определяют соотношениями

$$\omega_i = \frac{d\varphi_i}{dt}; \quad \omega_{qi} = \frac{d\varphi_i}{d\varphi_1}; \quad \omega_i = \frac{d\varphi_i}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_{qi} \cdot \omega_1 \quad (2.6)$$

или

$$\omega_{qi} = \frac{\omega_i}{\omega_1} = u_{i1}, \quad (2.7)$$

где u_{i1} – передаточное отношение.

Угловое ускорение ε_i звена i и передаточная функция ε_{qi} связаны зависимостями

$$\varepsilon_i = \frac{d\omega_i}{dt}; \quad \varepsilon_{qi} = \frac{d\omega_i}{d\varphi_1} = \frac{d^2\varphi_i}{d\varphi_1^2}; \quad \varepsilon_i = \frac{d^2\varphi_i}{d\varphi_1^2} \omega_1^2 + \frac{d\varphi_1}{d\varphi_1} \varepsilon_1 \quad (2.8)$$

или

$$\varepsilon_i = \varepsilon_{qi} \omega_1^2 + u_{i1} \varepsilon_1. \quad (2.9)$$

В случае, когда кинематическая функция определена или задана таблицей значений или графиком, то для определения других функций используют численные или графические методы вычислений.

Интегрирование функции $y=(x)$, заданной множествами $x_1, x_2, \dots, x_n$ упорядоченных по возрастанию или убыванию аргумента $y_1, y_2, \dots, y_n$ и соответствующих значений функции, проводят по *формуле трапеций*.

При равноотстоящих значениях аргумента x значения интегралов, вычисленных по соответствующим формулам представляют в *декартовых координатах* в виде графиков: перемещение $S(t), S(\varphi_1)$; скорость $v(t), v(\varphi_1)$; передаточная функция скорости $v_q(\varphi_1)$; скорость $v(S)$; передаточная функция скорости $v_q(S)$; ускорение $a(t), a(\varphi_1)$; передаточная функция ускорения $a_q(t), a_q(\varphi_1)$; ускорение $a(S)$; передаточная функция ускорения $a_q(S)$. В случае, когда исследования проводятся в полярных координатах, то результаты вычислений представляют в виде графиков, построенных на основе модуля вектора скорости $\tilde{v}(\varphi_1)$ в скалярном представлении.

Графическое дифференцирование проводят с помощью касательных к диаграммам в фиксированных положениях и вычисляют значения производной по тангенсу угла, образованного касательной с осью абсцисс.

Однако, более высокую точность получают при графическом *дифференцировании методом хорд*, при котором на кривой отмечают ряд точек, которые соединяют хордами, заменяя таким образом кривую ломаной линией и принимают в

расчет угол наклона касательных в точках, расположенных посередине каждого участка кривой.

При графическом интегрировании подынтегральная функция задаётся графиком. Для определения угла поворота $\varphi(t) = \int_{t_0}^{t_i} \omega dt$ выходного звена по заданной кривой $\omega(t)$ график угловой скорости изображается в декартовых координатах с учетом числовых значений масштабов: угловой скорости μ_ω и времени μ_t . При этом отрезки времени от t_0 до t_i делят на такое количество интегралов, которые позволяют считать, что на каждом малом промежутке времени движение будет равномерным.

Отрезки на графиках связаны соответствующими физическими параметрами с помощью масштабов.

При исследовании и проектировании кулачкового механизма закон изменения скорости входного звена может быть задан функциями $\omega(\varphi_1)$ или $v(S)$ обобщенных координат φ_1 и S . В этом случае необходимо вычисление интегралов

$$\varphi(t) = \int_{t_0}^{t_i} dt = \int_{\varphi_0}^{\varphi_i} \frac{d\varphi}{\omega} \text{ или } S(t) = \int_{t_0}^{t_i} dt = \int_{S_0}^S \frac{dS}{v}. \quad (2.10)$$

В случае, когда функции $\omega(\varphi)$ и $v(S)$ заданы в виде графиков, то искомые функции $\varphi(t)$ и $S(t)$ находят графическим интегрированием, разбивая при этом ось ординат искомого графика на интервалы, равные интервалам на оси абсцисс (оси φ_1) на графике $\omega(\varphi)$. В этом случае масштабы по осям φ сохраняют одинаковыми. Точки искомой кривой получают при пересечении линий параллельных оси абсцисс с линиями, проведенными параллельно соответствующим лучам, исходящими из установленного полюса интегрирования.

Полученные при построении точки соединяют плавной кривой и получают график $\varphi = \varphi(t)$, т.е. искомый закон движения входного звена.

Решение основано на допущении, что исследуемую кривую на малом интервале можно заменить линейной функцией, а площадь криволинейной трапеции – площадью прямоугольника с высотой, равной полусумме ординат на границах данного интервала.

Координатный (аналитический) способ определяет движение точки или звена посредством кинематических уравнений движения в прямоугольных координатах.

В этом случае за аргумент принимают *время* или *обобщенную координату механизма* и, придавая ему различные частные значения, вычисляют соответствующее значение функций положения (координат) и их производных: проекции на координатные оси скоростей и ускорений или кинематических передаточных функций скоростей и ускорений.

Базой для составления кинематических уравнений в координатной форме является векторная модель механизма, т.е совокупность геометрических векторов, соединяющих кинематические пары.

Функции положения механизма, записанные в векторной форме, проецируют на координатные оси, вычисляя при этом необходимые параметры положения механизма.

Функции скоростей устанавливают, дифференцируя по времени систему уравнений, определяющих положение звеньев, и получают при этом возможность установление кинематических параметров механизма.

Функции ускорений получают, дифференцируя по времени систему уравнений, записанную для скоростей, устанавливая при этом все необходимые ускорения механизма.

Векторный способ определения скоростей и ускорений механизма построен на определении характеристик движения точки или звена по отношению к основной системе отсчета и одновременно по отношению к подвижным системам отсчета, т.е рассматривают сложное движение точки или звена как сумму переносного и относительного движений.

В зависимости между характеристиками абсолютного, переносного и относительного движения точки или звена, записанные в векторной форме, представляют в виде плана механизма, плана скоростей механизма и плана ускорений механизма, выполняемых в соответствующих масштабах, позволяющих получать числовые значения той или иной характеристики движения.

Связь между тремя скоростями (абсолютной, относительной и переносной) одной и той же точки выражается через вектор абсолютной скорости точки, который равен сумме векторов относительной скорости и переносной скорости той же точки.

Векторные уравнения скоростей и ускорений можно спроецировать на координатные оси основной системы отсчета и получить по два уравнения суммы проекций составляющих скоростей или составляющих ускорений на эти же оси.

Векторы скоростей и ускорений на планах скоростей и ускорений при проецировании на координатные оси основной системы отсчета представляют собой системы тригонометрических уравнений, аналогичных системам, полученным координатным способом.

При определении кинематических характеристик кулачковых механизмов можно применить метод *обращенного движения*, позволяющий получить графики, которые характеризуют изменение функции положения $S_B(\varphi_1)$ или $\beta(\varphi_1)$ в зависимости от угловой координаты φ_1 начального звена.

Этот метод состоит в том, что всему механизму придают вращение с угловой скоростью, равной по величине, но противоположной по отношению к направлению вращения того звена, которое необходимо сделать неподвижным.

Относительное положение всех звеньев механизма, в том числе входного и выходного, приведенное на рисунке 2.6, а при обращении движения не изменится.

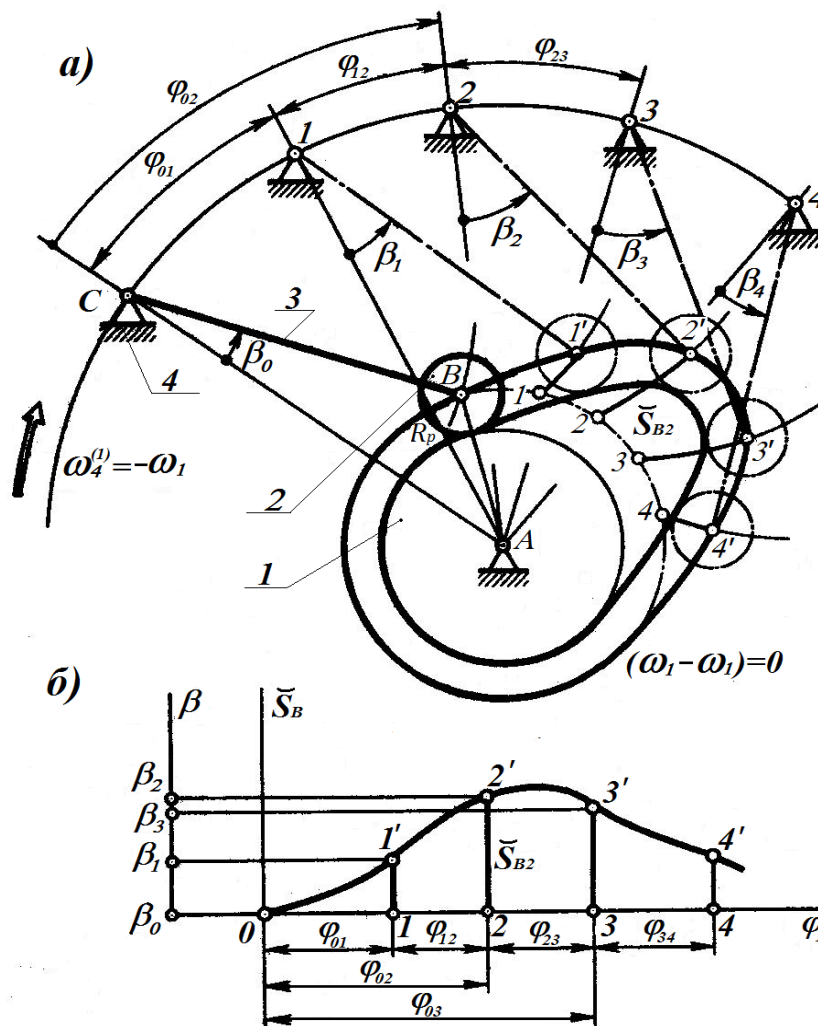


Рисунок 2.6 – Кинематическое исследование плоского кулачкового механизма методом обращенного движения

В этом случае стойке AC (звено 4) сообщают относительное движение с угловой скоростью $-\omega_1$ и на окружности радиуса AC отмечают ряд положений точки C : $0, 1, 2, 3 \dots$ – оси вращения толкателя, характеризуемые углами поворота $\varphi_{01}, \varphi_{12}, \varphi_{23} \dots$, – между смежными положениями или углами $\varphi_{01}, \varphi_{02}, \varphi_{03} \dots$, – отсчитываемыми от начального положения стойки AC .

Ролик 2 радиуса R_p при относительном движении обкатывается по конструктивным профилям кулачка, а его ось B (центр окружности) описывает кривую, называемую центровым профилем. Положение оси ролика находят с помощью засечек на центровом профиле дугами радиуса, равного длине толкателя l_{BC} и обозначают их цифрами $1', 2', 3' \dots$.

Точки пересечения этих дуг с окружностью радиуса $R_0 + R_p$ обозначают цифрами $1, 2, 3 \dots$.

Длина дуг $11', 22', 33' \dots$ равна перемещению S_B оси B ролика относительно начального положения механизма и пропорциональна углам относительного поворота толкателя, равным $\beta_1 - \beta_0, \beta_2 - \beta_0, \beta_3 - \beta_0, \dots$.

Измерение углов поворота толкателя 2 или соответствующих длин дуг, описываемых осью B ролика, позволяет построить графики, характеризующие изменение функций положения $S_B(\varphi_1)$ или $\beta(\varphi_1)$ в зависимости от угловой координаты φ_1 начального звена (рисунок 2.6,б).

Определение кинематических передаточных функций графическим методом, которые являются отношениями кинематических параметров для выходного и входного звеньев, не зависят от масштабов построений.

Передаточные кинематические функции механизмов с высшими парами, в зависимости от поставленной задачи, можно установить используя *метод центроид*. Геометрическое место мгновенных центров вращений в неподвижной плоскости называют *неподвижной центроидой*.

Геометрическое место мгновенных центров скоростей в плоскости, связанной с движущейся плоской фигурой называют *подвижной центроидой*.

При движении плоской фигуры в её плоскости подвижная центроида катится без скольжения по неподвижной, т.е. длины соответствующих дуг неподвижной и подвижной центроид равны, а следовательно, движение плоской фигуры в её плоскости будет происходить путём качения без скольжения подвижной центроиды по неподвижной с соответствующей в каждый данный момент угловой скоростью.

При использовании метода центроид отношение угловых скоростей контактирующих звеньев 1 и 2 является функцией обобщенной координаты φ_1

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d\varphi_1/dt}{d\varphi_2/dt} = u_{12}(\varphi_1). \quad (2.11)$$

Мгновенный центр скоростей называют *полюсом* P , который в относительном движении расположен на межосевой линии и делит межосевое расстояние на отрезки, отношение которых обратно пропорционально отношению мгновенных угловых скоростей звеньев.

Относительная скорость v_K точки контакта K профилей звеньев направлена перпендикулярно линии PK и равна

$$v_K = \Omega l_{KP}, \quad (2.12)$$

где l_{KP} – расстояние от точки контакта K до полюса P ; Ω – относительная угловая скорость при общем движении звеньев вокруг мгновенной оси вращения при обратном движении $\Omega = (\omega_1 \mp \omega_2)$.

Расстояние между осями центроид a_w равно сумме радиусов r_{w1} и r_{w2} , отношение которых определяет передаточную функцию u_{12}

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \mp \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \frac{a_w \mp r_{w1}}{r_{w1}}. \quad (2.13)$$

Тогда радиусы центроид r_{w1} и r_{w2} устанавливаются соотношениями

$$r_{w1} = \frac{a_w}{u_{12} \pm 1}; \quad r_{w2} = a_w \frac{u_{12}}{u_{12} \pm 1}. \quad (2.14)$$

В случае, когда радиусы центроид постоянны, то и передаточная функция – постоянна, а центроиды представляют собой окружность.

В кулачковом механизме передаточная функция u_{12} величина переменная.

Следовательно, радиусы центроид – переменны и находят их по соотношениям

$$r_{w1} = \frac{a_w}{u_{12} \pm 1} = \frac{a_w}{u_{12}(\varphi_1 \pm 1)}; \quad (2.15)$$

$$r_{w2} = a_w \frac{u_{12}}{u_{12} \pm 1} = a_w \frac{u_{12}(\varphi_1)}{u_{12}(\varphi_1 \pm 1)}; \quad \varphi_2 = \int_0^{\varphi_1} \frac{d\varphi_1}{u_{12}(\varphi_1)}. \quad (2.16)$$

Когда ведомое звено, образующее с ведущим звеном высшую кинематическую пару, совершает поступательное движение с линейной скоростью v_2 , то нормаль к соприкасающимся профилям в точке их контакта отсекает на перпендикуляре, опущенном из центра вращения ведущего звена на направление движения ведомого звена отрезок O_1P , равный

$$O_1P = v_2 / \omega_1. \quad (2.17)$$

Угол наклона ψ_1 общей касательной к центроидам в точке их касания относительно радиуса – вектора r_{w1} определяется как угол наклона касательной к кривой, заданной в полярных координатах

$$\operatorname{tg} \psi_1 = \frac{r_{w1}}{dr_{w1}/d\varphi_1} = \frac{u_{12}(\varphi_1) \pm 1}{du_{12}/d\varphi_1}. \quad (2.18)$$

Определение скорости толкателя v_2 кулачкового механизма при заданной угловой скорости кулачка ω_1 производят методом *графического дифференцирования* графика перемещения толкателя или применяют метод скоростей и ускорений. Перемещение толкателя для разных положений кулачка также определяют способом засечек в сочетании с методом обращения движения.

На рисунке 2.7 приведен внецентренный кулачковый механизм, ведущее звено которого, кулачок, очерчен рабочим профилем α .

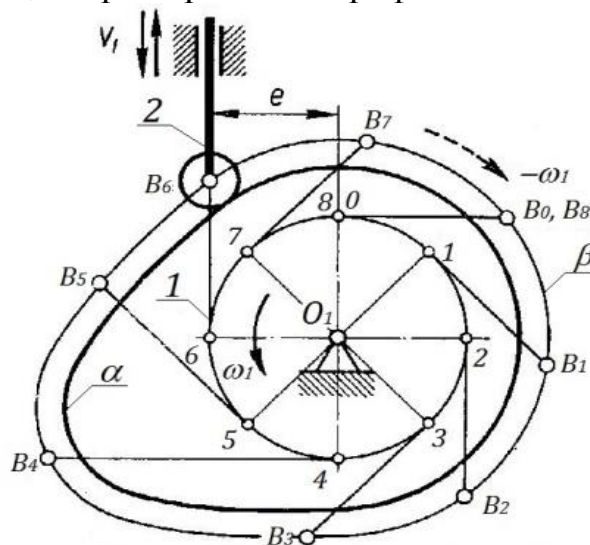


Рисунок 2.7 – Внецентренный кулачковый механизм

Через центр ролика B проходит теоретический профиль кулачка.

Применяя метод обращения движения, остановим кулачок под влиянием скорости вращения, придав всему механизму вращение со скоростью $(-\omega_1)$.

Толкатель 2 при этом совершает поступательное движение со скоростью v_2 и вращательное движение со скоростью $(-\omega_2)$, а центр ролика B будет двигаться по кривой β .

Из центра O_1 проводят окружность радиусом e , касательные к которой от основания до пересечения с кривой β будут характеризовать положение толкателя относительно кулачка.

График перемещения толкателя получается, если по оси абсцисс отложить в масштабе времени одного оборота кулачка, а по оси ординат указанные длины касательных за вычетом расстояния e .

Аналитический метод кинематического исследования кулачкового механизма рассмотрим на примере внецентренного кулачкового механизма (рисунок 2.8).

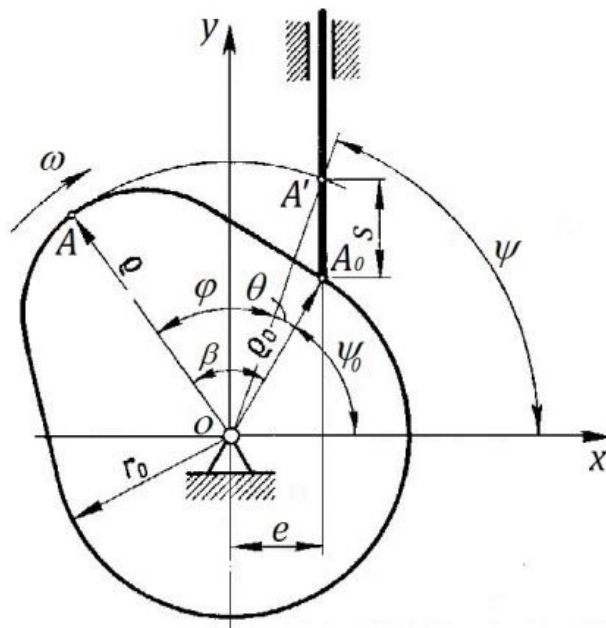


Рисунок 2.8 – Внецентренный кулачковый механизм

Координатные оси x и y проведены через центр вращения кулачка O .

Начало координат O соединим с точкой профиля кулачка A , расположенной на максимальном расстоянии от центра O , и точкой A_0 . Радиус основной шайбы r_0 является наименьшим радиус – вектором профиля кулачка, равным минимальному радиусу кривизны измененного профиля кулачковой шайбы ρ_0 , а ρ является наибольшим радиусом кривизны профиля.

Обозначим полярный угол AOA_0 через β . Повернём кулачок на угол φ . Точка A при этом займёт положение A' , а расстояние $A_0 A' = s$ будет представлять собой перемещение толкателя и может быть установлено по формуле

$$s = \sqrt{\rho^2 + r_0^2 - 2\rho r_0 \cos \Theta}, \quad (2.19)$$

где $\Theta = \psi - \psi_0$, а $\psi = \arccos \frac{e}{\rho}$ и $\psi_0 = \arccos \frac{e}{\rho_0}$.

Находим текущий радиус – вектор ρ и угол поворота кулачка $\varphi = \beta - \Theta$.

Таким образом устанавливается связь между углом поворота кулачка φ и перемещением толкателя s .

Скорость и ускорение толкателя определяют по формулам

$$v = \frac{ds}{dt} = \frac{d\varphi}{dt} \cdot \frac{ds}{d\varphi} = \omega \frac{ds}{d\varphi}; \quad (2.20)$$

$$a = \frac{d^2s}{dt^2} = \frac{d\varphi^2}{dt^2} \cdot \frac{d^2s}{d\varphi^2} = \omega^2 \frac{d^2s}{d\varphi^2}. \quad (2.21)$$

Полученные зависимости для внецентренного кулачкового механизма применимы и для центральных кулачковых механизмов, у которых смещение $e = 0$. При этом условие $s = \rho - r_0$ и, следовательно, закон изменения профиля кулачка $\rho = f(\varphi)$ будет определять также закон изменения перемещения s толкателя с острием.

Закон движения ведомого звена — толкателя определяет параметрические характеристики производственного агрегата и устанавливается по циклограммам производственного процесса с определением хода толкателя и угла поворота кулачка.

Нужное движение толкателя редко осуществляется с помощью единого классического закона движения, а представляет собой их комбинации.

Получаемый закон движения ведомого звена удобно представить в виде кинематической диаграммы $S = f(\varphi)$ и её производных

$$\frac{ds}{d\varphi} = f'(\varphi); \quad \frac{d^2s}{d\varphi^2} = f''(\varphi). \quad (2.22)$$

Наиболее информативным является график ускорений, который можно представить в виде $a = f_1''(t)$ при $S = f_1(t)$.

Анализ вышеприведенной зависимости позволяет судить о характере динамических нагрузок кулачкового механизма.

Законы движения толкателя можно разбить на три характерные группы:

- движение толкателя сопровождается жесткими ударами и в этом случае на графике перемещений ведомого звена имеется точка излома, кривая изменения скорости претерпевает разрыв, а ускорение теоретически равно бесконечности — происходит жесткий удар, т.к. динамические нагрузки теоретически бесконечно большие, при этом профиле кулачка будет точка излома, в котором касательная скачком меняет свое направление;

- движение толкателя сопровождается мягкими ударами и в этом случае на графике изменения скорости ведомого звена имеется точка излома, а кривая изменения ускорения претерпевает конечный разрыв, что приводит к изменению динамических нагрузок на конечную величину и вызывает мягкий удар, а теоретический профиль кулачка имеет скачкообразное изменение радиуса кривизны;

- движение толкателя происходит без ударов.

Наилучшие условия работы кулачковых механизмов обеспечиваются функциями, в которых кривые перемещения и скорости непрерывные величины, а при высоких скоростях и кривая ускорений непрерывна.

Законы движения ведомых звеньев обычно задаются аналитически в виде уравнений, выражающих зависимость S , v , a ведомых звеньев от времени t или графически в виде соответствующих графиков. В случае, когда движение кулачка равномерное (т. е. $\omega_1 = \text{const}$), то удобно пользоваться методом диаграмм, построенными в функции угла поворота кулачка φ .

2.3 Силовой анализ кулачкового механизма

Силы, действующие в кулачковом механизме, по характеру их влияния на работу можно разделить на группы, среди которых выделяют движущие силы и моменты, силы и моменты сопротивления, силы тяжести, силы и моменты, приложенные к механизму извне, силы инерции, силы взаимодействия между звеньями и другие.

Движущие силы и моменты, приложенные к ведущим звеньям, совершают положительную работу.

Силы и моменты сопротивления совершают отрицательную работу и делятся на силы и моменты полезного сопротивления, которые совершают требуемую работу и приложены к ведомым звеньям, а также силы и моменты вредного сопротивления, на преодоления которых расходуется дополнительная работа (например, на преодоление сил трения).

Силы тяжести, которые совершают как положительную (центр масс опускается), так и отрицательную (центр масс поднимается), а если центр масс движется горизонтально, то работа сил тяжести равна нулю.

Силы инерции обусловлены массой и движением звеньев с ускорением, работа, ими совершаемая, может быть положительной, отрицательной и равной нулю. Элементарная сила инерции $dP_{и}$ при плоско-параллельном движении равна с обратным знаком произведению ускорения a на элементарную массу тела dm .

Следовательно, силы инерции распределяется по всему объёму звена пропорционально массе и ускорению, но при определении усилий в кинематических парах и характера движения механизма оперируют статически эквивалентными системами и вместо распределённых сил инерции пользуются их равнодействующей $P_{и}$, приложенной в центре масс звена, и к равнодействующей паре сил с моментом $M_{и}$.

Сила инерции $P_{и}$ направлена в сторону, противоположную ускорению центра масс a_S , а момент пары сил $M_{и}$ – противоположно угловому ускорению звена ε . В случае, когда звено вращается вокруг оси, проходящей через центр масс, то ускорение $a_S = 0$, и сила инерции $\bar{P}_{и}$ также равна нулю. При вращении звена вокруг оси, не совпадающей с центром масс, а также при сложном движении, на звено будет действовать сила $\bar{P}_{и}$ и момент пары сил $\bar{M}_{и}$.

Силы взаимодействия между звеньями механизма действуют в его кинематических парах и всегда взаимнообратны, при этом их нормальные составляющие работы не совершают, а касательные – т.е. силы трения – работу совершают и она отрицательна.

Рассмотрим схему сил, действующих в плоском кулачковом механизме (рис. 2.9), где на толкатель действуют: сила давления кулачка Q ; сила полезного сопротивления P ; сила веса G ; сила пружины $P_{п}$ (если замыкание осуществляется

с помощью пружины); сила инерции $P_{и}$; реакции R_1 и R_2 , действующие со стороны направляющей, которые условно приложены у её наружных торцов.

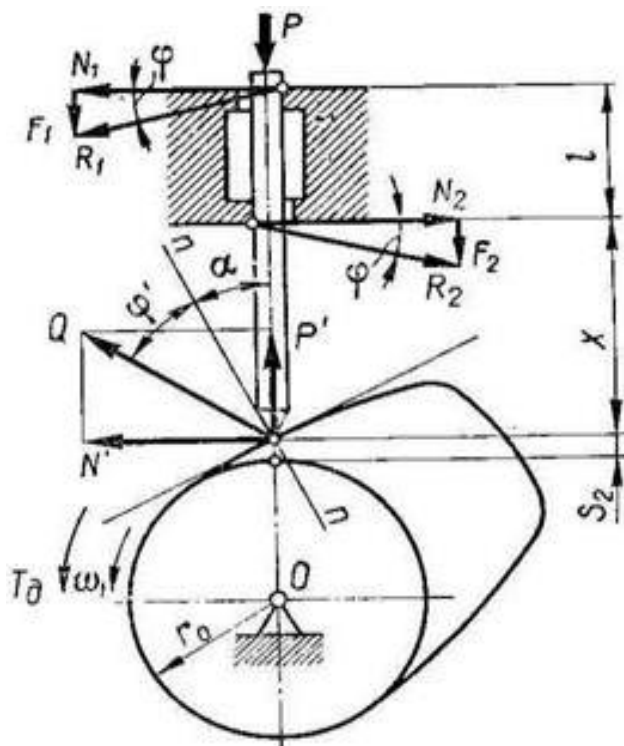


Рисунок 2.9 – Схема сил, действующих в плоском кулачковом механизме

Уравнение равновесия сил, действующих на толкатель, в том числе силы инерции $\bar{P}_{и}$ имеет вид

$$\bar{Q} + \bar{P} + \bar{P}_{и} + \bar{G} + \bar{P}_{и} + \bar{R}_1 + \bar{R}_2 = 0. \quad (2.23)$$

Угол между общей нормалью в точке взаимодействующих профилей звеньев кулачкового механизма и вектором скорости точки на ведомом звене называют углом давления.

Разложим движущую силу Q и реакции R_1 и R_2 на составляющие по двум направлениям – вдоль оси толкателя и перпендикулярно к ней.

Уравнение равновесия толкателя будет иметь вид

$$\left. \begin{aligned} P' - F_1 - F_2 - P &= 0; \\ N' + N_1 - N_2 &= 0; \\ N'x + N_1l &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.24)$$

Далее, выразим все силы через Q и найдем её значение, что является движущей силой

$$Q = \frac{P}{\cos(\alpha + \varphi') - f\left(2\frac{x}{l} + 1\right)\sin(\alpha + \varphi')}, \quad (2.25)$$

где φ' – угол трения для пары кулачок – толкатель;

f – коэффициент трения в паре толкатель – направляющая.

Составляющая силы Q , направленная вдоль линии движения толкателя - сила P' – приводит в движение толкатель; сила $N' = Q \sin(\alpha + \varphi')$ действует перпендикулярно к направлению движения толкателя, изгибает его и прижимает его к направляющему.

Угол α называется *углом давления* и зависит от размеров кулачка, что определяет габариты всего механизма. Чем меньше угол давления, тем меньше составляющая N' .

В случае, когда имеет место соотношение

$$\cos(\alpha + \varphi') = f \left(2 \frac{x}{l} + 1 \right) \sin(\alpha + \varphi'), \quad (2.26)$$

то сила Q стремится к бесконечности, т.к. аналитически в формуле для её расчета в знаменателе будет ноль, и кулачковый механизм нельзя будет привести в движение, каким бы большим ни был движущий момент T_d . происходит *самоторможение*, а угол $(\alpha + \varphi')$, при котором это явление наступает, называют критическим. Из уравнения (2.23) следует, что уменьшение длины направляющей l и увеличение расстояние x ухудшает условия работы кулачкового механизма.

Из условия равновесия кулачка движущий момент равен

$$T_d = N'(r_0 + s_2) = Q(r_0 + s_2) \sin(\alpha + \varphi') = \frac{P(r_0 + s_2) \sin(\alpha + \varphi')}{\cos(\alpha + \varphi') - f \left(2 \frac{x}{l} + 1 \right) \sin(\alpha + \varphi')}, \quad (2.27)$$

где r_0 – начальный радиус кулачковой шайбы; s_2 – расстояние между начальным радиусом кулачковой шайбы и точкой контакта её с толкателем (s_2 является величиной переменной, зависимой от кривизны профиля кулачковой шайбы)

Величина угла давления α связана с кинематическими характеристиками (рисунок 2.10).

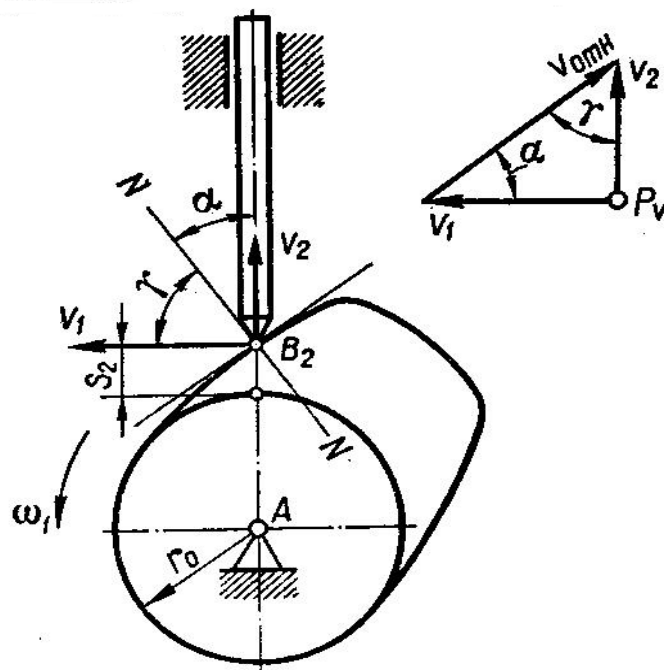


Рисунок 2.10 – К определению угла давления в кулачковом механизме

Из плана скоростей следует

$$tg\alpha = \frac{v_2}{v_1} = \frac{v_2}{\omega_1(r_0+s_2)} = \frac{\frac{v_2}{\omega_1}}{r_0+s_2}. \quad (2.28)$$

Для внецентренного механизма при эксцентриситете e

$$tg\alpha = \frac{\frac{v_2}{\omega_1} \pm e}{\sqrt{r_0^2 - e^2 + s_2}}. \quad (2.29)$$

Из рассмотренного выше следует, что при выбранном законе движения толкателя $S=f(\varphi)$ увеличение радиуса основной шайбы ведёт к уменьшению угла давления α , который связан с углом передачи движения γ .

$$\gamma = 90^\circ - \alpha. \quad (2.30)$$

Таким образом, углом передачи движения γ называют острый угол, заключенный между касательными к профилю кулачка в точке контакта и направлением движения толкателя, т.е. между абсолютной и относительной скоростями толкателя. Минимальное значение радиуса основной окружности кулачковой шайбы должно обеспечить $\gamma \geq \gamma_{min}$.

$$tg\gamma = \frac{\left(\sqrt{r_0^2 - e^2}\right) + S_i}{\frac{dS}{d\varphi} \pm e}. \quad (2.31)$$

Для кулачковых механизмов с поступательно движущимся толкателем принимают $\gamma_{min} = 60^\circ$, а для коромысловых $\gamma_{min} = 45^\circ$.

Таким образом, при установленном законе движения толкателя и установленном угле передачи движения, а также при установленном эксцентриситете производят синтез кулачковых механизмов, который может быть выполнен графическим, графо – аналитическим или аналитическим методами.

Коэффициент полезного действия зависит от потерь на трение в контактирующих звеньях при их движении: в парах кулачок – толкатель, толкатель – направляющая и в подшипниках вала кулачка.

Коэффициент потерь ψ равен

$$\psi = \frac{(F_1 + F_2)v_2}{P'v_2} = \frac{P' - P}{P'} = \frac{Q\cos(\alpha + \varphi') - P}{Q\cos(\alpha + \varphi')}. \quad (2.32)$$

После преобразования получаем

$$\psi = f\left(1 + \frac{2x}{l}\right)tg\varphi \quad (2.33)$$

и коэффициент полезного действия η будет равен

$$\eta \approx 1 - f\left(1 + \frac{2x}{l}\right)tg\alpha. \quad (2.34)$$

Увеличение угла давления α уменьшает коэффициент полезного действия.

2.4 Синтез кулачкового механизма

Синтез кулачкового механизма должен обеспечить получение конструкции наименьших размеров при отсутствии заклинивания.

Исходными данными для синтеза являются: кинематическая схема механизма; закон движения кулачка; закон движения ведомого звена; рабочий угол; максимальный ход толкателя.

Эти данные задаются из условий технологического процесса, для обслуживания которого предназначается механизм.

Основные размеры кулачкового механизма устанавливают из кинематических, динамических и конструктивных условий. Кинематический синтез кулачковых механизмов заключается в том, что механизм должен воспроизводить заданный закон движения. Динамический синтез устанавливает оптимальные конструктивные параметры, направленные на обеспечение максимального приближения к параметрам, заданным техническими условиями.

Размеры элементов кулачкового механизма должны обеспечить его рабочие параметры. К числу основных требований относят непрерывный контакт толкателя и кулачковой шайбы при отсутствии заклинивания, т.е. угол давления α не должен превышать критическую величину, что обеспечивается размерами основной шайбы кулачка при установленном эксцентриситете e , а в случае коромыслового механизма – длиной коромысла и межцентровым расстоянием. Угол передачи движения γ при этом должен быть максимальным.

Поскольку задача синтеза кулачкового механизма состоит в том, чтобы построить профиль кулачковой шайбы, удовлетворяющий поставленным технологическим требованиям. Для этого задаются:

1. Закон движения кулачка в форме $\varphi = \varphi(t)$.

Дифференцируя это уравнение последовательно дважды по времени определяют угловую скорость и угловое ускорение кулачка:

$$\omega_k = \frac{d\varphi}{dt} = \omega_k(t); \quad (2.35)$$

$$\varepsilon_k = \frac{d\omega_k}{dt} = \varepsilon_k(t). \quad (2.36)$$

Угловая скорость ω_k может быть установлена с помощью выражения

$$\omega_k = \frac{\pi n}{30} \frac{\text{рад}}{\text{с}}, \quad (2.37)$$

где n – среднее число оборотов в минуту кулачка и при $t=0$ $\varphi=0$.

При условии $\omega_k = \text{const}$ $\varphi = \omega_k t$ и $\varepsilon_k = 0$.

2. Закон движения ведомого звена (толкателя) в форме уравнения $S=S(t)$, если толкатель перемещается поступательно, либо в форме $\psi = \psi(t)$, если толкатель (коромысло) вращается вокруг неподвижной оси.

3. Некоторые линейные размеры, позволяющие выбрать из множества решений одно – вполне определенное.

Получаемые при таких данных решения могут оказаться неудовлетворительными в динамическом отношении (например, в смысле износа). Поэтому дополнительно производят динамический синтез, который, в частности, основан на минимизации угла передачи движения γ_{min} , устанавливая при этом значение r_{min} .

Таким образом, закон движения толкателя может быть задан в параметрической форме: $S=S(\varphi)$ либо $\psi=\psi(\varphi)$, где $\varphi=\varphi(t)$. При таком способе задания закона движения толкателя радиус – вектор кулачка и, следовательно, профиль последнего строится непосредственно по углу поворота φ .

Графическое интегрирование при $\omega_k = const$ производят на основании следующих соотношений:

- в случае, когда толкатель перемещается прямолинейно

$$v_A = \frac{dS}{dt} = \frac{dS}{d\varphi} \cdot \omega_k; \quad (2.38)$$

$$a_A = \frac{d^2S}{dt^2} = \frac{d^2S}{d\varphi^2} \cdot \omega_k^2. \quad (2.39)$$

- в случае, когда толкатель колеблется вокруг неподвижной оси, то

$$\omega_T = \frac{d\psi}{dt} = \frac{d\psi}{d\varphi} \cdot \omega_k; \quad (2.40)$$

$$\varepsilon_T = \frac{d^2\psi}{dt^2} = \frac{d^2\psi}{d\varphi^2} \cdot \omega_k^2. \quad (2.41)$$

В случае, когда к скорости или ускорению толкателя предъявляются определенные требования, то при поступательном движении толкателя вместо функциональной зависимости $S=S(t)$ задаются значениями

$$\frac{dS}{d\varphi} = \frac{dS}{d\varphi}(\varphi) \quad (2.42)$$

или

$$\frac{d^2S}{d\varphi^2} = \frac{d^2S}{d\varphi^2}(\varphi), \quad (2.43)$$

а в случае колебательного движения толкателя вместо $\psi=\psi(\varphi)$ используют

$$\frac{d\psi}{d\varphi} = \frac{d\psi}{d\varphi}(\varphi) \quad (2.44)$$

или

$$\frac{d^2\psi}{d\varphi^2} = \frac{d^2\psi}{d\varphi^2}(\varphi). \quad (2.45)$$

Однако, для построения профиля кулачка достаточно иметь $S=S(t)$ или $\psi=\psi(t)$, поэтому в заданных регламентах применяют интегрирование соответствующих зависимостей и при определении постоянных интегрирования задаются начальными условиями:

- с поступательно движущимся толкателем

$$t_0=0; v_{C_0}=0; S_0=0;$$

- с вращающимся толкателем

$$t_0=0; \omega_T=0; \psi_0=\psi_{min}.$$

Рекомендуемые масштабы величин, откладываемых по координатным осям.

Методы графического интегрирования и дифференцирования в своей реализации обуславливают использование масштабных коэффициентов. Поскольку все взаимосвязанные величины должны иметь одинаковую размерность, то масштабирование направлено на выполнение этого условия.

В случае, когда при установлении модели процесса функционирования кулачкового механизма ось абсцисс используют для эквивалентности угла поворота кулачка

$$\mu_{\varphi} = \frac{2\pi}{L} \quad \frac{\text{рад}}{\text{мм}} \quad (2.46)$$

либо

$$\mu_{\varphi^{\circ}} = \frac{360^{\circ}}{L} \quad \frac{\text{град}}{\text{мм}}. \quad (2.47)$$

В случае, когда на оси абсцисс откладывают не величину угла поворота φ кулачка, а соответствующие им значения времени, то при $\varphi = \omega_k \cdot t$

$$\mu_{\varphi} = \omega \cdot \mu_i = \frac{\pi n}{30} \cdot \mu_i; \quad (2.48)$$

отсюда

$$\mu_i = \frac{\mu_{\varphi} \cdot 30}{\pi n} = \frac{2 \cdot 30}{L n} = \frac{60}{L n} \quad \frac{\text{с}}{\text{мм}}. \quad (2.49)$$

Таким образом, масштабы времени и углов поворота кулачка определяются выбранной величиной отрезка L , представляющего собой один оборота кулачка либо один период его вращения.

В случае поступательного перемещения ведомого звена (толкателя) при графическом интегрировании между масштабами диаграмм существуют зависимости:

$$\mu_S = H_2 \mu_{\varphi} \mu_{\frac{dS}{d\varphi}}; \quad (2.50)$$

$$\mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = H_1 \mu_{\varphi} \mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}}, \quad (2.51)$$

где H_1 и H_2 – полюсные расстояния.

В случае вращения ведомого звена (коромысла) при графическом интегрировании между масштабами диаграмм существуют зависимости:

$$\mu_{\Psi} = H_2 \mu_{\varphi} \mu_{\frac{d\Psi}{d\varphi}}; \quad (2.52)$$

$$\mu_{\frac{d\Psi}{d\varphi}} = H_1 \mu_{\varphi} \mu_{\frac{d^2\Psi}{d\varphi^2}}. \quad (2.53)$$

Установив масштабы всех кинематических диаграмм можно определить значения пройденного пути, скорости и ускорения толкателя в любом положении механизма. В случае, когда S , $\frac{dS}{d\varphi}$, $\frac{d^2S}{d\varphi^2}$ имеют одинаковую размерность, то на графиках они должны быть изображены в одном и том же масштабе

$$\mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}} = \mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = \mu_S \quad \left(\frac{\text{м}}{\text{мм}} \right). \quad (2.54)$$

Сообщим системе кулачкового механизма добавочное движение вокруг центра вращения кулачка с угловой скоростью $(-\omega_k)$, равной, но противоположно направленной его угловой скорости.

Кулачок становится неподвижным, поскольку $\omega_k + (-\omega_k) = 0$, а толкатель приобретает добавочное вращение вокруг оси O_2 кулачка с угловой скоростью, равной $(-\omega_k)$.

Относительное расположение толкателя и кулачка не нарушается. Абсолютная траектория центра ролика вращается вокруг центра O_2 , касаясь окружности радиуса, равного эксцентриситету e .

Таким образом, метод обращения движения позволяет при проектировании рассматривать вместо абсолютного движения толкателя его движение относительно кулачка, сам же кулачок становится условно неподвижным звеном.

Кинематический синтез кулачкового механизма производим после установления минимального радиуса r_0 теоретического профиля кулачка, который найден динамическим синтезом.

В случае центрального кулачкового механизма ($e=0$), установив масштаб μ_{S_2} , (масштаб ординат на графике $S_2 - \varphi_1$) через точку A_0 на оси абсцисс графика $S_2 - \varphi_1$ проводим вертикаль $A_0 - F$ (рисунок 2.13).

Траекторию точки A толкателя размечаем, проводя горизонтальные прямые через точки $a_1, a_2, \dots$ и т.д. до пересечения с прямой $A_0 - F$ в точках $A_1, A_2, \dots$ и т.д. Минимальный радиус r_0 кулачка откладываем от точки A_0 и получаем отрезок A_0O , где O – центр вращения кулачка.

Отрезок OB_0 вращаем вокруг точки O с угловой скоростью ω_1 в сторону, противоположную вращению кулачка, обратив, таким образом, движение механизма. Заданные движения кулачка и толкателя по отношению к этому отрезку сохраняются.

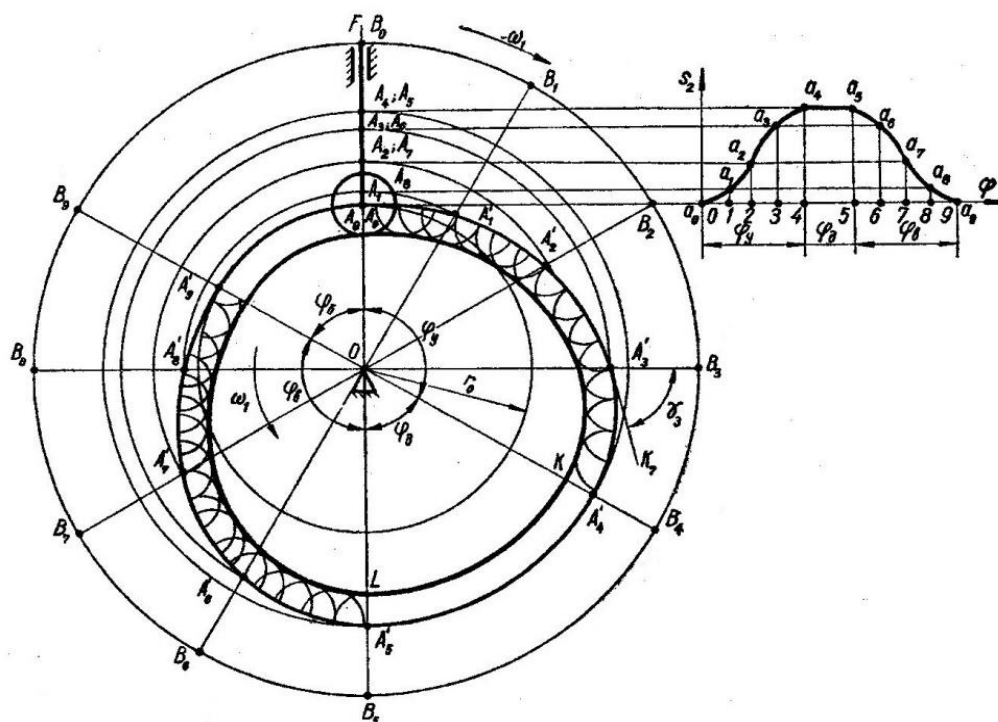


Рисунок 2.13 – Построение профиля центрального кулачкового механизма ($e = 0$)

Из центра вращения кулачка, точки O , опускаем перпендикуляр OD_0 на прямую $A_0 - F$. Обратим движение механизма, и кулачок становится условно неподвижным. Траектория абсолютного движения точки A толкателя (прямая D_0B_0) в её обратном движении всё время будет касаться окружности радиуса e D_1, D_2, D_3 и т.д.

Для построения последовательных положений (A'_1, A'_2 и т. д.) точки A толкателя в обратном движении строим окружность радиуса OB_0 и получаем на ней точки B_4, B_5, B_9 на пересечении её со сторонами углов $\varphi_4, \varphi_5, \varphi_9$, отложенных в направлении противоположном вращению кулачка. Далее дуги B_0B_4, B_5B_9 делим на части в соответствии с диаграммой $S_2 - \varphi_1$ и проводим из точек $B_1, B_2, B_3, B_6, B_7, B_8$ касательные к окружности радиуса e (B_1D_1, B_2D_2 и т.д.) до пересечения с окружностями радиусов OA_1, OA_2 и т.д. в точках A'_1, A'_2 и т.д. Теоретический профиль кулачка получаем, соединив точки A_0, A'_1, A'_2 и т.д.

Определение радиуса r ролика и построение практического профиля производится аналогично случаю, когда $e = 0$.

БИБЛИОГРАФИЯ

1. ГОСТ 2.770-68. Группа Т52. Единая система конструкторской документации. Обозначения условные графические в схемах. Элементы кинематики. = Unified system for design documentation. Graphic designations in diagrams. Cinematic elements МКС 01.080.40 31.180. Дата введения 1971-01-01. – Москва: Издательство стандартов, 2004. – 13 с. Текст: непосредственный.

2. Гоц, А. Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей : учебное пособие / А.Н. Гоц. — 3-е изд., испр. и доп. — Москва : ФОРУМ : ИНФРА-М, 2020. — 384 с. — (Высшее образование. Бакалавриат). - ISBN 978-5-91134-951-6. — Текст: электронный. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/1062091>. (дата обращения: 21.06.2022). – Режим доступа: по подписке.

3. Евдокимов, Ю. И. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин в примерах: учеб.-метод. пособие / Новосиб. гос. аграр. ун-т; сост.: Ю.И. Евдокимов. – Новосибирск, 2011. – 177 с. - Текст : электронный. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/515945>. (дата обращения: 21.06.2022). – Режим доступа: по подписке.

Леонов, И. В. Теория механизмов и машин. Основы проектирования по динамическим критериям и показателям экономичности : учебник для вузов / И. В. Леонов, Д. И. Леонов. — Москва : Издательство Юрайт, 2022. — 239 с. — (Высшее образование). — ISBN 978-5-534-00882-1. — Текст : электронный // Образовательная платформа Юрайт [сайт]. — URL: <https://urait.ru/bcode/488587>. (дата обращения: 21.06.2022).

4. Соболев, А. Н. Теория механизмов и машин (проектирование и моделирование механизмов и их элементов): Учебник. / Соболев А.Н., Некрасов А.Я., Схиртладзе А.Г. - Москва: КУРС, НИЦ ИНФРА-М, 2018. - 256 с.: - (Бакалавриат). - ISBN 978-5-906818-44-7. - Текст : электронный. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/949269>. (дата обращения: 21.06.2022). – Режим доступа: по подписке.

5. Тимофеев, Г. А. Теория механизмов и машин : учебник и практикум для вузов / Г. А. Тимофеев. — 4-е изд., перераб. и доп. — Москва : Издательство Юрайт, 2022. — 432 с. — (Высшее образование). — ISBN 978-5-534-12245-9. — Текст : электронный // Образовательная платформа Юрайт [сайт]. — URL: <https://urait.ru/bcode/488589>. (дата обращения: 21.06.2022).

Приложение А (рекомендуемое)

Пример алгоритма динамического синтеза кулачкового механизма

Исходные данные

Величина подъёма толкателей клапанов $h=10$ мм.

Смещение оси толкателей клапанов относительно

оси вращения кулачка: правого клапана (спускного) $e_1=0$,
левого клапана (выпускного) $e_2=5$ мм.

Минимальный угол передачи движения $\gamma_{min}=60^\circ$.

Угол поворота кулачка, соответствующий
подъёму толкателя $\varphi_y=50^\circ$.

Угол поворота кулачка, соответствующий
дальнему стоянию толкателя $\varphi_\delta=10^\circ$.

Угол поворота кулачка, соответствующий
опусканию толкателя $\varphi_\epsilon=50^\circ$.

Опережение открытия: спускного клапана 10° .
выпускного клапана 32° .

Решение производим графо – аналитическим методом. Изменение ускорения толкателя при его поднятии и опускании происходит по закону наклонной прямой линии (рисунок) d^2S/φ^2 .

Построение диаграмм движения толкателя.

Диаграмму $\frac{d^2S}{d\varphi^2} = \frac{d^2S}{d\varphi^2}(\varphi)$ строим в соответствии с заданным законом изменения этой функции.

Построение диаграммы $\frac{dS}{d\varphi} = \frac{dS}{d\varphi}(\varphi)$ производим графическим интегрированием графика $\frac{d^2S}{d\varphi^2} = \frac{d^2S}{d\varphi^2}(\varphi)$.

Диаграмму перемещения толкателя $S=S(\varphi)$ строим как интегральную кривую функции $\frac{dS}{d\varphi} = \frac{dS}{d\varphi}(\varphi)$.

Определение масштабов диаграмм.

Масштаб оси абсцисс диаграмм движения толкателя μ_φ

$$\mu_\varphi = \frac{\varphi_p}{0-17} = \frac{\frac{\pi}{180^\circ} \cdot 110}{165} = 11,63 \text{ рад/мм},$$

где $\varphi_p = \varphi_y + \varphi_\delta + \varphi_\epsilon = 50 + 10 + 50 = 110^\circ$

Масштаб оси ординат диаграммы перемещений μ_S равен

$$\mu_S = \frac{h}{8-8''} = \frac{10}{52} = 0,192 \cdot 10^{-3} \text{ м/мм}.$$

Масштаб длин $\mu_l = 0,192 \cdot 10^{-3} \text{ м/мм.}$

Масштаб оси ординат диаграммы $\frac{dS}{d\varphi} = \frac{dS}{d\varphi}(\varphi)$ равен

$$\mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = \frac{\mu_S}{\mu_{\varphi H_1}} = \frac{0,192}{0,01163 \cdot 30} = 0,55 \cdot 10^{-3} \text{ м/мм.}$$

Масштаб оси ординат диаграммы $\frac{d^2S}{d\varphi^2} = \frac{d^2S}{d\varphi^2}(\varphi)$ равен

$$\mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}} = \frac{\mu_{\frac{dS}{d\varphi}}}{\mu_{\varphi H_2}} = \frac{0,55}{0,01163 \cdot 20} = 2,37 \cdot 10^{-3} \text{ м/мм.}$$

Принимаем, что $\varphi = \omega t$ и оси абсцисс диаграмм движения являются осями времени, а диаграммы $\frac{dS}{d\varphi} = \frac{dS}{d\varphi}(\varphi)$ и $\frac{d^2S}{d\varphi^2} = \frac{d^2S}{d\varphi^2}(\varphi)$ являются диаграммами скорости и ускорения толкателя.

Масштаб времени:

$$\mu_t = \frac{\mu_{\varphi}}{\omega_k} = \frac{0,01163}{34,16} = 0,342 \cdot 10^{-3} \text{ с/мм,}$$

где $\omega_k = \pi n_k / 30 = \frac{\pi \cdot 325}{30} = 34,16 \text{ рад/с.}$

Масштаб скорости :

$$\mu_v = \mu_{\frac{dS}{d\varphi}} \cdot \omega_k = 0,55 \cdot 10^{-3} \cdot 34,16 = 18,7 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м} \cdot \text{с}^{-1}}{\text{мм}}.$$

Масштаб ускорений:

$$\mu_w = \mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}} \cdot \omega_k^2 = 2,37 \cdot 10^{-3} \cdot 34,16^2 = 2,75 \frac{\text{м} \cdot \text{с}^{-2}}{\text{мм}}.$$

Определение минимального радиуса кулачковой шайбы.

Определение минимального радиуса кулачковой шайбы производим по величине хода h толкателя, представленного в масштабе μ_l , и согласно заданному минимальному углу передачи движения $\gamma_{\min} = 60^\circ$.

Для выполнения поставленной задачи воспользуемся графо – аналитическим методом и на основании заданного закона движения толкателя для нескольких определенных положений кулачка в прямоугольной системе координат, по оси ординат, которая параллельна линии перемещения толкателя, откладываем зафиксированные значения S , а на горизонтальных прямых, параллельных оси абсцисс и проведенных через соответствующие фиксированные точки откладываем отрезки v_2/ω_l , пропорциональные ординатам диаграммы $S=S(\varphi)$ и учетом равенства масштабов $\mu_l = \mu_S$.

Величина отрезков, проведенных от фиксированных точек, рассчитывается с учетом согласования масштабных коэффициентов.

На вертикальной оси $y - y_1$ откладывают отрезок, равный величине хода h толкателя в масштабе $\mu_l = \mu_S$, м/мм, делим его на части, пропорциональные ординатам диаграммы $S=S(\varphi)$. На каждом из полученных отрезков, перпендику-

лярно оси $y - y_1$ откладываем отрезки z , величина которых устанавливаются по формуле

$$z_i = \frac{\frac{dS}{d\varphi}}{\mu_l}.$$

Отрезки z определяем графически, для чего через точку O' прямую MN под углом $\vartheta = \arctg \mu_\varphi H_1$.

Под углом $\gamma_{min} = 60^\circ$ к оси отрезков z проводим прямые AB и CD , касательные к кривой графика

$$\frac{dS}{d\varphi} = \frac{dS}{d\varphi}(S),$$

который получен предыдущим построением. Величины минимальных радиусов кулачков впускного и выпускного клапанов равны

$$\begin{aligned} r_{O1} &= \overline{O_1 C_0} \cdot \mu_l && \text{мм;} \\ r_{O2} &= \overline{O_2 C_0} \cdot \mu_l && \text{мм.} \end{aligned}$$

Построение профиля кулачковой шайбы при $e = 0$ (спускной клапан).

За графиком, где был установлен минимальный радиус кулачковой шайбы r_O проводим вертикально линию движения толкателя, на которую переносим точки с графика пути $S=S(\varphi)$. К основанию толкателя подводим окружность радиусом r_O ($O_1 C_0$), на которой выделяем угловой сектор из точки O_1 , равный величине рабочего угла φ_p и делим его на равные угловые секторы количеством, соответствующим числу точек, принятых в предыдущих построениях.

С графика пути через положение на толкателе последовательно откладываем на соответствующих центральных лучах отрезки, отвечающие графику перемещения толкателя $S=S(\varphi)$.

После выполненных построений устанавливаем углы передачи γ в функции угла поворота кулачка, для чего соединяем концы отрезков z с центрами O_1 и O_2 вращения кулачков.

Построение профиля кулачковой шайбы при $e \neq 0$ (выпускной клапан).

Профилирование кулачковой шайбы данного типа отличается тем, что разметка пути центра ролика сносят не на радиальные прямые, а на касательные к окружности радиуса, равного величине e смещения оси движения толкателя относительно оси движения кулачка.

Касательные проводят из точек деления дуг, стягивающих углы φ_y и φ_v .

Построение диаграммы изменения угла передачи производят на основании измерения углов, образуемых на пересечении их сторон с отрезками z в соответствующих положениях кулачков.

Построение производят в функции угла поворота кулачка.

Масштаб построения равен $\mu_\gamma = 1 \text{ град/мм}$.

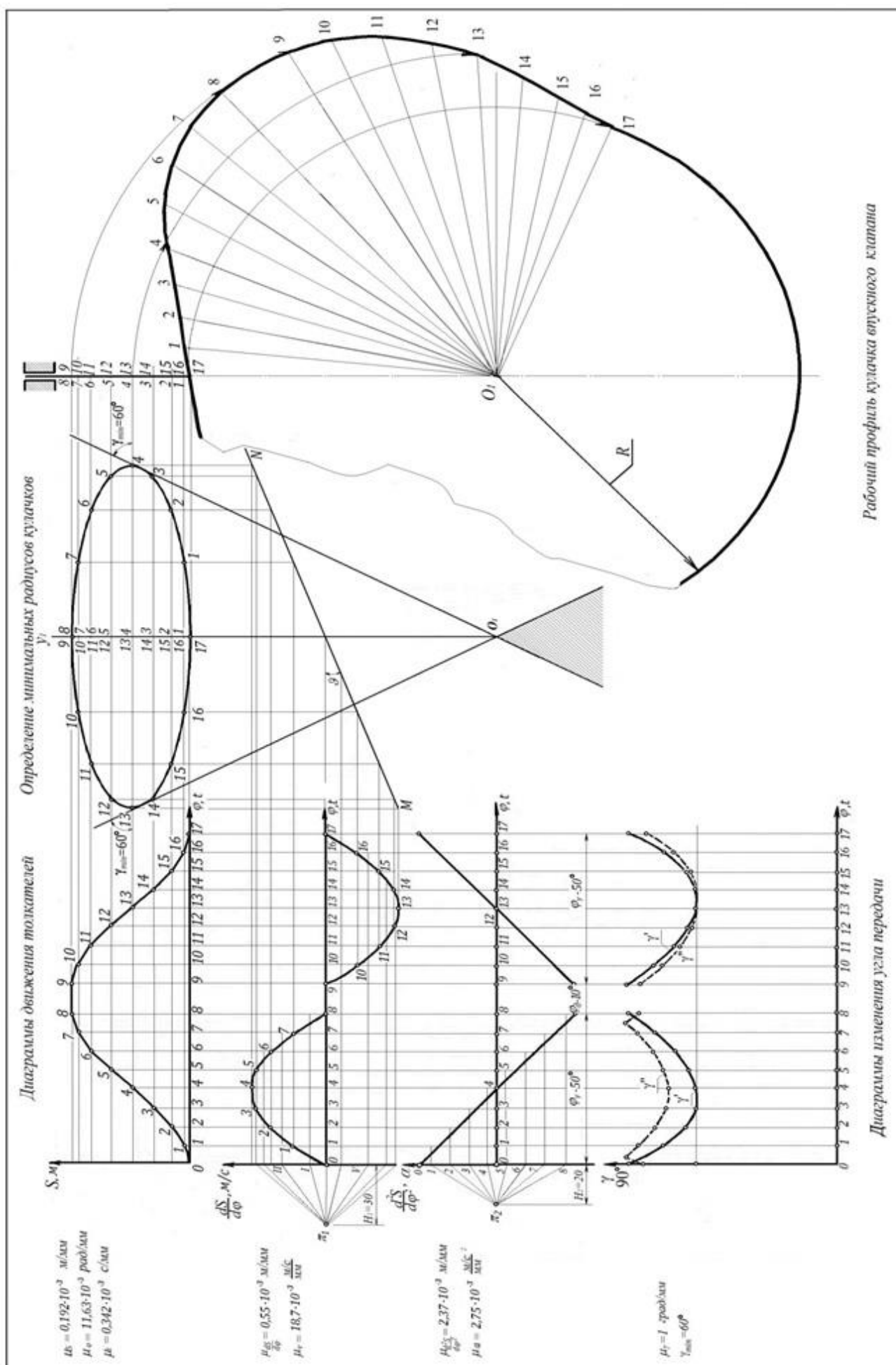


Рисунок А1 - Кулачковый механизм плоский центральный

Рабочий профиль кулачка впускного клапана

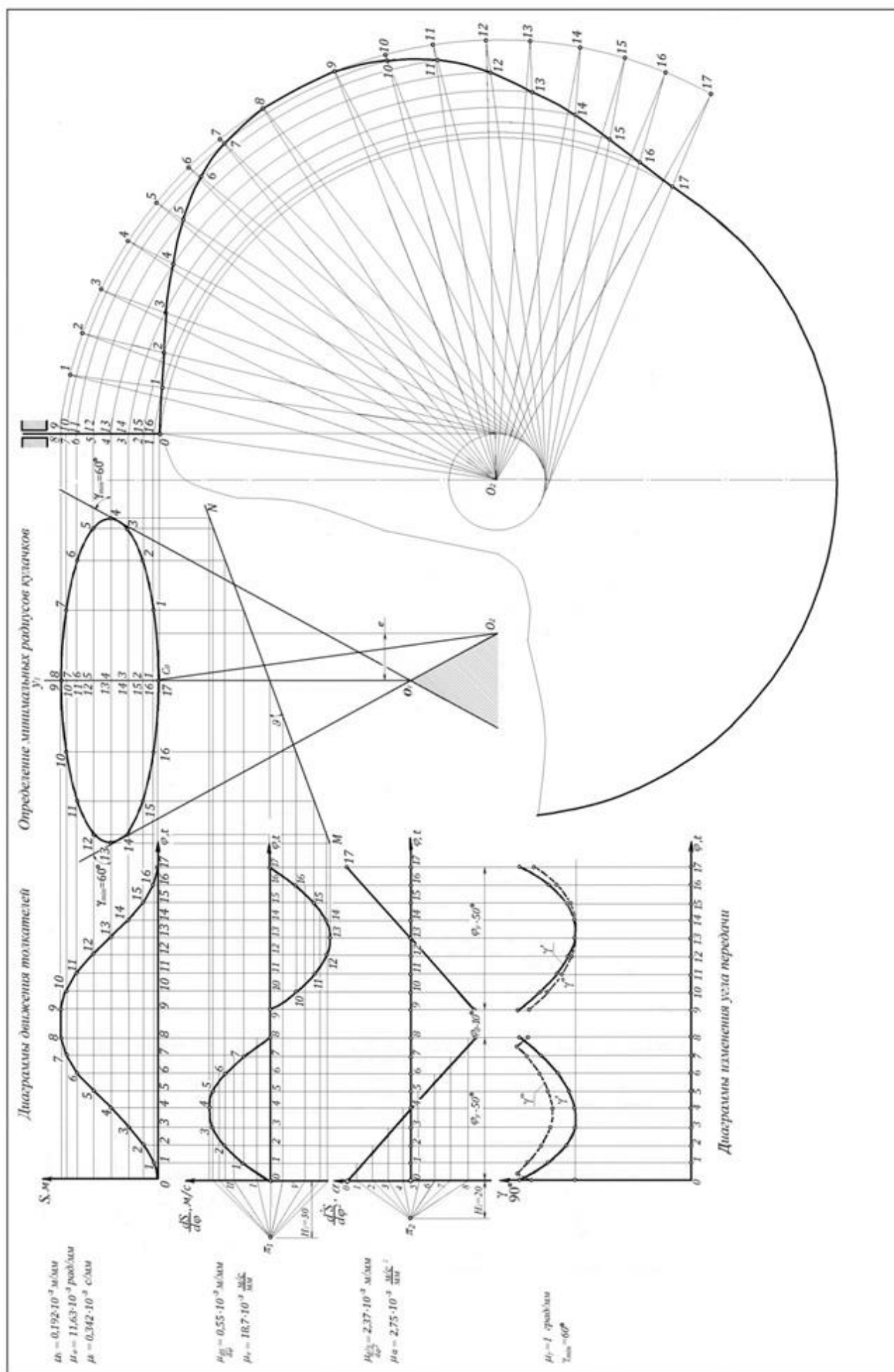


Рисунок А2 - Кулачковый механизм с эксцентриситетом

