

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ**

Кафедра теоретической механики и ТММ

Синтез плоских кулачковых механизмов

Учебно-методическое пособие

Санкт-Петербург
2009

Динамические исследование механической системы; ГОУВПО. – СПб., 2009 – ХХс.

В настоящем учебно-методическом пособии излагается материал по выполнению одного из заданий на курсовое проектирование – синтез плоских кулачковых механизмов. Представленный в пособии материал окажется полезным для студентов при подготовке к экзамену.

Предназначается для студентов, изучающих курс теории механизмов и машин.

Рецензент: канд. техн. наук, доцент кафедры Процессов и аппаратов химической технологии ГОУВПО Санкт-Петербургского государственного технологического университета растительных полимеров Ю.А.Тихонов.

Подготовлены и рекомендовано к печати кафедрой теоретической механики и теории механизмов ГОУВПО Санкт-Петербургского государственного технологического университета растительных полимеров (протокол №3 от 23 декабря 2008 г.)

Утверждено к изданию методической комиссией факультета механики автоматизированных производств ГОУВПО СПбГТУРП (протокол №4 от 29 января 2009)

© ГОУВПО Санкт-Петербургского
государственного технологического
университета растительных
полимеров, 2009

1. Общие сведения о кулачковых механизмах (КМ)

Рабочий процесс многих машин вызывает необходимость иметь в их составе механизмы, у которых движение выходных звеньев должно выполняться строго по заданному закону и согласовано во времени с движениями других механизмов.

Наиболее простыми, надежными и компактными для выполнения такой задачи являются КМ. При помощи КМ легко решается вопрос о воспроизводстве таких законов перемещения ведомого звена, когда оно должно временно оставаться неподвижным при непрерывном движении ведущего звена.

Простейшие КМ состоит из 3 звеньев:

- кулачка (в большинстве случаев - ведущего звена);
- выходного звена-толкателя (либо коромысла);
- стойки.

Толкателями называют звено, совершающее возвратно-поступательно движение, коромысло – звено, вращающееся (качающееся) вокруг неподвижной оси. Подвижные звенья - кулачок и толкатель (коромысло), - образуют со стойкой кинематические пары низшего типа. А соприкосновение поверхностей самих подвижных звеньев – кулачка и толкателя, образуют кинематическую пару высшего типа, (т.е. соприкосновение поверхностей осуществляется (в зависимости от конструкции толкателя) либо по линии, либо по точке). Элемент высшей кинематической пары, принадлежащий кулачку, называют профилем кулачка, а элемент, принадлежащий толкателю - профилем толкателя.

В процессе работы КМ должно быть обеспечено в каждый момент времени постоянное соприкосновение точки контакта для профилей кулачка с толкателем, или иначе в высшей кинематической паре звенья должны быть всегда замкнуты. Практически это требование может быть осуществлено либо силовыми методами (силами упругости пружин, силами тяжести, давления жидкости в специально вводимых гидравлических элементах), либо геометрическими методами (выполнением на боковой поверхности кулачка профилированного паза, в который входит рамка толкателя). В инженерной практике используется большое разнообразие схем КМ, отличающихся кроме исполнения условия замыкания в высшей кинематической паре, характером движения кулачка и толкателя (поступательным или вращательным), взаимным расположением кулачка и толкателя (плоские и пространственные КМ). В рамках курсового проекта предлагаются наиболее типичные схемы КМ - с плоским дисковым кулачком и, либо возвратно-поступательным движением толкателя, либо качающимся вокруг неподвижной оси коромыслом (рис.1).

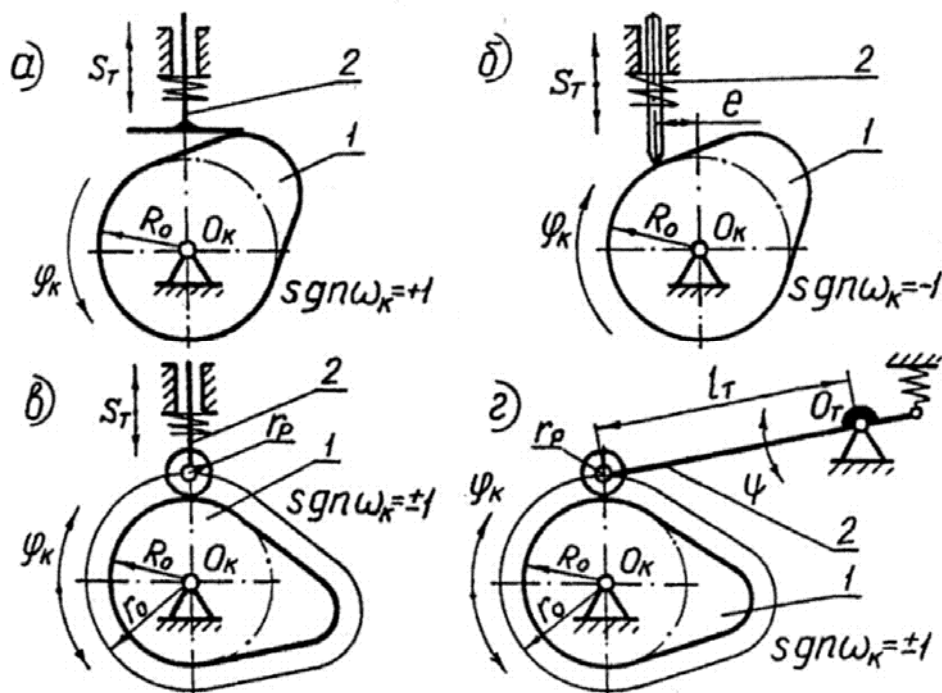


Рис.1. Варианты схем кулачковых механизмов в заданиях на выполнение КП

Общее представление о кинематической схеме и работе КМ можно получить на примере использования его в газораспределительном механизме двигателей внутреннего сгорания и компрессоров. Структурная и конструктивная схемы одного из вариантов такого КМ изображены на рис.2.

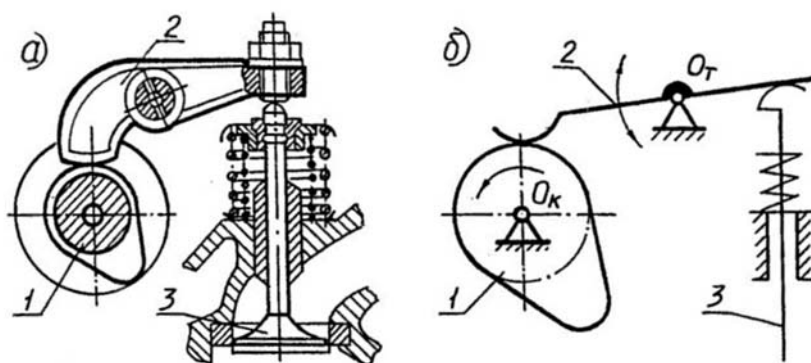


Рис.2. Конструктивная (а) и структурная (б) схемы газораспределительного механизма ДВС: 1-кулачок; 2-толкатель; 3-клапан

Газораспределительный механизм служит для открытия и закрытия клапанов (3), что позволяет наполнять цилиндры двигателя горючей смесью, либо выпускать отработанные газы, надежно изолируя камеру сгорания от окружающей среды во время тактов сжатия и рабочего хода. В свободном состоянии клапан (3) прижат к седлу головки цилиндра пружинами. Возвратно-поступательное перемещение клапана осуществляется качательным движе-

нием коромысла (2) вокруг своей оси O_T . Движение коромыслу передается от кулачка (1), вращающегося вокруг оси O_K распределительного вала (рис.2.б).

Кулачковым распределительным валом называют систему кулачков с одним общим валом, предназначенную для согласованной работы нескольких выходных звеньев (зависимости от количества цилиндров в двигателе) (рис.3).

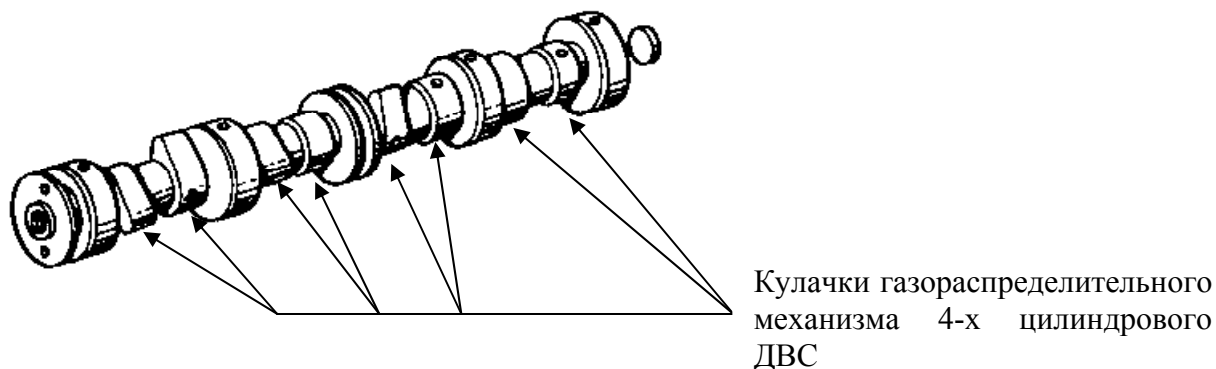


Рис.3. Распределительный вал

При этом на распределительном валу выполняется по два кулачка для каждого цилиндра – один для перемещения впускного клапана, другой - для выпускного. Очертание рабочей поверхности кулачка соответствует заданному закону перемещения кулачка. Если коромысло касается той части профиля кулачка, которая очерчена дугой окружности постоянного радиуса, то тогда коромысло и клапан неподвижны.

2. Геометрические параметры плоского КМ.

Угол давления

Если дисковый кулачок рассечь плоскостью перпендикулярной к оси его вращения, то в сечении рабочая поверхность кулачка, контактирующая с толкателем, образует *конструктивный профиль*.

В тех схемах механизмов, в которых используются толкатели с вращающимся роликом на конце, кроме конструктивного профиля рассматривают еще *центральной профиль*, который представляет собой траекторию центра ролика. Центральной профиль по отношению к конструктивному представляет эквидистантную (равноотстоящую на радиус ролика r_p) кривую (рис.1,в,г).

Заметим, что для изготовления кулачка используют не конструктивный, а именно центральный профиль, так как радиус фрезы и шлифовального круга обычно выбираются того же размера, что и радиус ролика на толкателе. На конструктивном профиле кулачка могут быть выделены следующие основные линейные и угловые параметры (рис.9,10,11).

Линейные:

- наименьший радиус R_o , называемый радиусом основной шайбы.
- наибольший радиус $R_{\max} = R_o + S_{T\max}$, где $S_{T\max}$ - максимальное перемещение толкателя.
- текущий (переменный), радиус-вектор $R(\varphi) = \text{var}$.
- эксцентриситет e .

Движение ведомому звену сообщается только в том случае, когда оно касается части профиля кулачка с переменным радиусом $R(\varphi)$. Если касание происходит по участкам профиля, очерченным радиусами R_o и $R_{\max}$, то ведомое звено неподвижно.

Угловые параметры профиля: - фазовые углы профиля и рабочий угол профиля, связаны с соответствующими фазами движения КМ, т.е. такими его состояниями, когда толкатель либо неподвижен, либо совершает отдельные движения относительно стойки.

Принято различать четыре фазы (такта) движения КМ: удаление (подъем толкателя); выстой (дальнее стояние толкателя) при его максимальном удалении; сближение (опускание толкателя) и выстой (ближнее стояние толкателя) при минимальном его сближении с осью кулачка.

Соответствующие фазовые углы поворота кулачкового вала определяют фазовые углы профиля кулачка и обозначены: $\varphi_y, \varphi_o, \varphi_c, \varphi_o$. Сумма этих углов составляет цикловой угол φ_{1y} кулачкового механизма:

$$\varphi_{1y} = \varphi_y + \varphi_o + \varphi_c + \varphi_o, \quad (1)$$

Рабочий профильный угол кулачка составляет:

$$\varphi_{1p} = \varphi_y + \varphi_o + \varphi_c, \quad (2)$$

Следует иметь в виду, что в КМ у профилей кулачков могут отсутствовать либо φ_o , либо φ_o , либо оба угла соответственно (т.е. $\varphi_o = 0, \varphi_o = 0$), а углов φ_y и φ_c может быть не по одному, а по нескольку.

В исходных данных на выполнение проекта задаются фазовые углы удаления и сближения (в частности может быть $\varphi_y = \varphi_c$), а также фазовые углы дальнего стояния φ_o . При этом предполагается что цикловой угол кулачкового механизма $\varphi_{1y} = 2\pi = 360^\circ$, следовательно, фазовый угол ближнего стояния составляет:

$$\varphi_o = \varphi_{1y} - \varphi_{1p} = 360^\circ - \varphi_y - \varphi_o - \varphi_c, \quad (3)$$

Кроме указанных геометрических линейных и угловых параметров кулачка, а также кулачкового механизма следует отметить важный параметр, влияющий

на характер силового взаимодействия между кулачком и толкателем, а также на минимальные габариты кулачка, - *угол давления* ϑ .

Угол давления – это угол между нормалью $n - n$ к профилю кулачка в точке его касания и скоростью толкателя (или угол между направлением силы $\vec{P}$, действующей со стороны кулачка на толкатель и направленной по нормали к профилю кулачка в точке контакта с толкателем, и вектором скорости $\vec{V}$ толкателя) рис.4.

В общем случае положение нормали $n-n$, а поэтому и величина угла давления ϑ , определяются размерами кулачкового механизма, передаточными

функциями $V_{qT} = \frac{V_T}{\omega_k}$ скорости движения (аналогами скорости движения) и

перемещениями толкателя $S_T = S_T(\varphi_K)$.

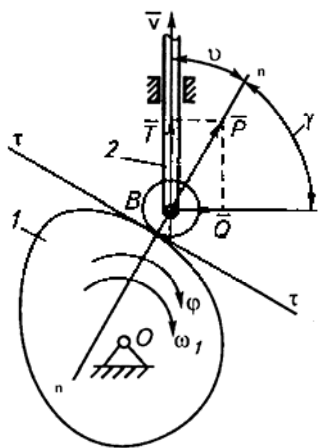


Рис.4. К определению углов давления и углов передачи движения

Примечание: На Рис.4. Угол давления обозначен как ϑ , а угол передачи движения - γ .

Чем больше угол давления ϑ , тем больше силы трения в кинематических парах “кулачок-толкатель” и “толкатель-стойка” и тем меньше КПД кулачкового механизма, значительнее износ рабочих поверхностей кулачка и толкателя, больше вероятность заклинивания поступательно движущихся толкателей. Поэтому при проектировании КМ значение угла давления ϑ ограничивается некоторыми максимально допустимыми значениями $[\vartheta]$.

Для поступательно движущихся толкателей $[\vartheta] = 15^\circ - 30^\circ$, для вращающихся коромысловых толкателей $[\vartheta] = 20^\circ - 45^\circ$.

Если позволяют габариты механизма, то целесообразно принимать меньшие значения угла $[\vartheta] = 15^\circ - 20^\circ$.

Отметим, что в КМ, у которых башмак толкателя выполнен плоским (тарельчатым), угол давления остается постоянным в любой момент процесса передачи движения. В частности, если плоскость башмака перпендикулярна оси толкателя, $\vartheta = 0$. Поэтому для таких схем КМ величина угла давления не является ограничением при проектировании. Заметим также, что при силовом замыкании высшей пары КМ опасность заклинивания толкателя имеет место только для фазы удаления, так как на фазе сближения, толкатель движется под действием силы упругости пружины или силы собственной тяжести, и заклинивание невозможно. Поэтому для неревверсивных КМ, когда $\text{sgn}\omega_k = +1$ или $\text{sgn}\omega_k = -1$, ограничения по углу давления учитываются только на фазе удаления.

3. Методика проектирования габаритных размеров кулачкового механизма

Основной целью данной методики является определение оптимального (рационального) положения оси вращения кулачка относительно выходного звена - поступательно движущегося толкателя или толкателя - коромысла — при заданных ограничениях: допускаяемом максимальном значении угла давления [9] между кулачком и толкателем или условию выпуклости профиля кулачка.

Исходными данными для решения этой задачи являются: вариант структурной схемы плоского кулачкового механизма с дисковым кулачком; максимальный ход $S_{T\max}$ поступательно движущегося толкателя или угловой ход $\psi_{\max}$ толкателя коромысла; смещение e оси поступательно движущегося толкателя относительно оси вращения кулачка или длина l_T толкателя коромысла; угол рабочего профиля кулачка φ_{1p} , задаваемый значениями его составляющих φ_y , φ_∂ и φ_c ; допускаяемый угол давления [9]; направление вращения кулачка, задаваемое значением функции сигнум $\text{sgn}\omega_k$; закон движения толкателя в виде графика аналога линейного или углового ускорения; частота вращения кулачка n_k , если необходимо учитывать ограничения по максимальным значениям скорости или ускорения толкателя.

3.1. Определение начального радиуса кулачка с учетом допускаяемого угла давления

1) Заданную функцию аналога линейного (углового) ускорения толкателя (коромысла) изобразить в виде графика (рис.5,а) с произвольным выбором масштабов по осям абсцисс и ординат, но ориентируясь на следующие рекомендации.

Ось ординат должна отстоять от рамки чертежа не менее, чем на 40...50 мм. Значащую длину абсцисс L_ϕ следует иметь длиной в пределах 120...150 мм, желательно кратной величине рабочего профиля угла ϕ_{1p} кулачка. При этом, чем меньше заданный рабочий профильный угол кулачка $\phi_{1p} = \phi_y + \phi_\delta + \phi_c$, тем меньше следует выбирать длину L_ϕ . Так например, если $\phi_{1p} = 120^\circ \dots 180^\circ$, то $L_\phi = 120 \dots 130$ мм, а при $\phi_{1p} = 200^\circ \dots 300^\circ$, длина $L_\phi = 140 \dots 150$ мм. При наличии достаточной свободной площади чертежа длину L_ϕ можно назначить до 180...200 мм. Максимальную ординату $y_{aqt, \max}$ следует назначить не менее 40 мм. Вид и пропорции графика должны соответствовать указанным в задании.

2) Определить масштабный коэффициент μ_ϕ для величин углов по оси абсцисс: $\mu_\phi = \pi \cdot \phi_{1p} / (180^\circ \cdot L_\phi)$, рад/мм, где

$\phi_{1p} = \phi_y + \phi_\delta + \phi_c$ -рабочий профильный угол кулачка, град;

L_ϕ -значащая длина оси абсцисс, мм.

3) Значащую длину оси абсцисс разбить на 12...18 равных или неравных интервалов (более частое разбиение следует иметь на участках возрастания или убывания функции $a_{qt}(\phi_k)$, а более редкое - на участках ее постоянства.

При этом количество участков разбиения в пределах фаз удаления и сближения целесообразно иметь кратным величинам углов ϕ_y и ϕ_c в целое число раз.

4) Методом графического интегрирования исходного графика построить график аналога скорости толкателя (скорости ролика толкателя - коромысла) $v_{qT} = dS_T / d\phi_k$ (рис.5,б).

Для этого исходную функцию $a_{qT} = d^2 S_T / d\phi_k^2$ в пределах каждого интервала (шага интегрирования) $\Delta\phi_k$ считают величиной постоянной, и интегрирование осуществляется в пределах каждого отдельного интервала:

$$v_{qT} = \int_{\Delta\phi_k} a_{qT} \cdot d\phi_k$$

Осреднение проводится по равенству площадей трапеции и прямоугольника для каждого интервала (шага интегрирования). Отрезок интегрирования выбирается длиной $K_1 = 20 \dots 30$ мм. При этом следует иметь в виду, что при меньших значениях K_1 ординаты графика аналога скорости получаются большими, и наоборот. Среднее значение ординаты a_{qT} на каждом интервале проецируется на ось ординат. Полученные точки соединяются с полюсом P_{ja} лучами, имеющими различные углы наклона α к оси абсцисс.

Для получения искомой приближенной интегральной кривой строиться ломаная линия, составленная из отрезков, получаемых на каждом интервале

путем проведения прямой, параллельной соответствующему лучу из полюса, то есть наклонной к оси абсцисс под углом α . Полученную ломаную линию следует сгладить плавной кривой.

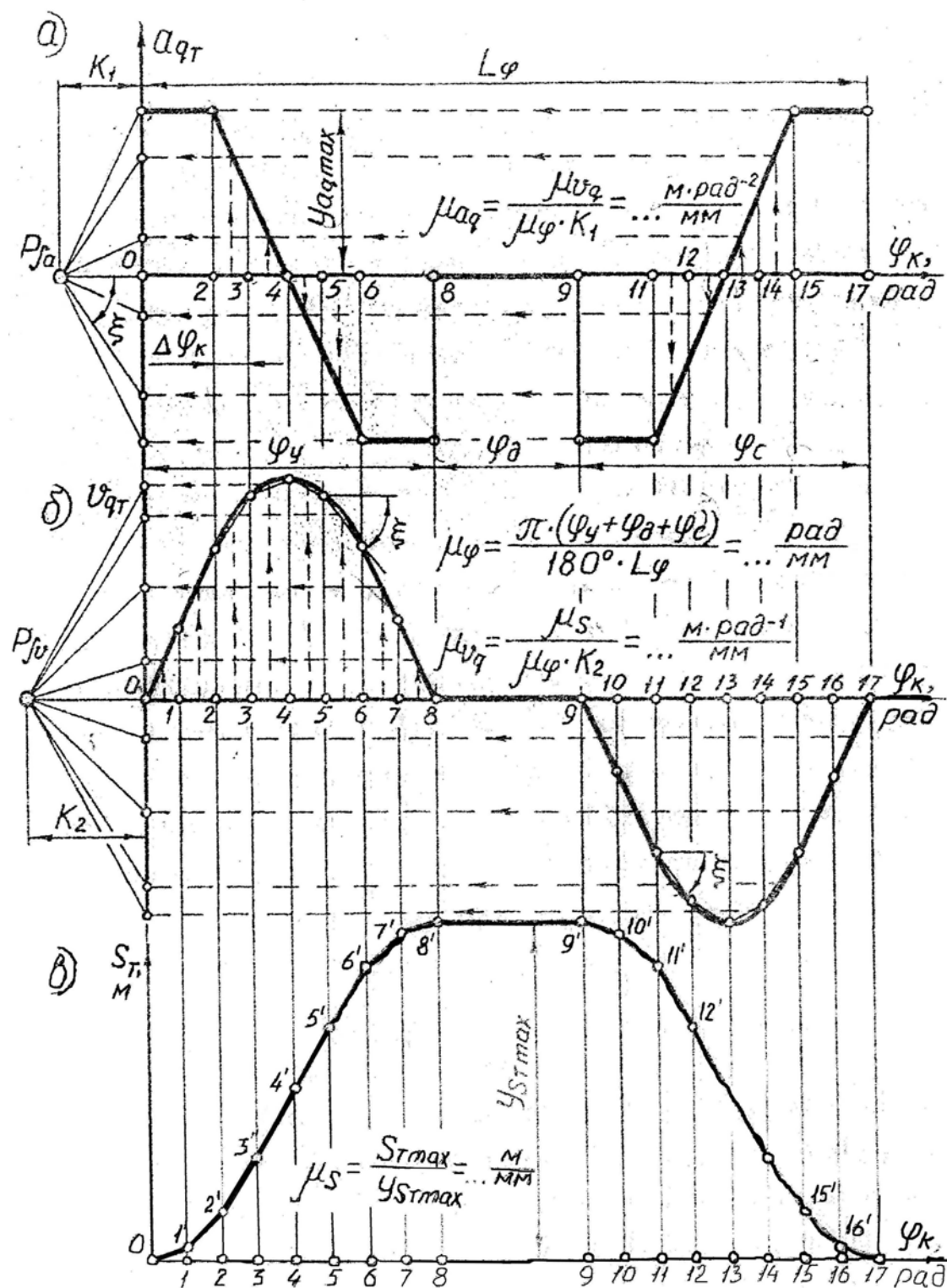


Рис.5,а,б,в. Графическое интегрирование на примере закона движения толкателя

Контроль правильности графических построений осуществляется средствами матанализа: на интервалах (шагах интегрирования), где искомая функция $a_{qT}(\varphi_k)$ постоянна, ее первообразная $v_{qT}(\varphi_k)$ линейна; нулевое значение интегрируемой функции (при пересечении ее графика с осью абсцисс) соответствует экстремуму (максимальному или минимальному значению) первообразной и т.д.

5) Аналогично предыдущему, по интервалам $\Delta\varphi_k$ выполнить графическое интегрирование графика аналога скорости (рис.6,в):

$$S_T = \int_{\Delta\varphi_k} v_{qT} \cdot d\varphi_k$$

При этом, в целях избегания в дальнейшем искажения угловых величин, рекомендуется величину отрезка интегрирования K_2 назначить равной

$$K_2 = 1/\mu_\varphi, \text{ мм} \quad (4)$$

При таком выборе величины K_2 полюс P_{fv} допускается иметь за пределами основного поля чертежа. Полученную в результате интегрирования ломанную кривую можно и не сглаживать, так как для дальнейших построений понадобятся дискретные ординаты графика функции положений $S_T(\varphi_k)$.

6) Рассчитать масштабные коэффициенты для ординат всех построенных графиков, начиная с графика функций положений:

$$\mu_S = S_{T\max} / y_{ST\max}, \text{ м/мм}, \quad (5)$$

где $S_{T\max}$ - величина хода толкателя из задания, м (если $S_{T\max}$ задано в миллиметрах, необходимо перевести его в метры делением на 10^3);

$y_{ST\max}$ - максимальное значение ординаты на графике функции положения $S_T(\varphi_k)$.

Для вариантов заданий с толкателем-коромыслом предварительно следует определить величину дугового хода центра вращения башмака-ролика:

$$\tilde{S}_{T\max} = \pi \cdot \psi_{\max} \cdot l_T / 180^\circ,$$

где $\psi_{\max}$ - угловой ход толкателя-коромысла, град;

l_T - длина толкателя-коромысла, м,

а затем уже воспользоваться формулой (5).

Масштабный коэффициент аналога скоростей

$$\mu_{v_q} = \mu_s / (\mu_\phi \cdot K_2), \text{ м} \cdot \text{рад}^{-1} / \text{мм}.$$

С учетом выражения (4) $\mu_{v_q} = \mu_S$.

Масштабный коэффициент аналога ускорений:

$$\mu_{a_q} = \mu_{v_q} / (\mu_\phi \cdot K_1), \text{ м} \cdot \text{рад}^{-2} / \text{мм}$$

В реальной конструкторской практике часто учитывают ограничения по максимальной скорости или ускорению толкателя, для чего пользуются следующими расчетами:

максимальная скорость толкателя

$$v_{\max} = v_{q \max} \cdot \omega_\kappa = \mu_{v_q} \cdot y_{v_{q \max}} \cdot \omega_\kappa, \text{ м/с},$$

максимальное ускорение толкателя

$$a_{\max} = a_{q \max} \cdot \omega_\kappa^2 = \mu_{v_q} \cdot y_{a_{q \max}} \cdot \omega_\kappa^2, \text{ м/с}^2,$$

где $\omega_\kappa = \pi \cdot n_\kappa / 30$ -угловая скорость кулачка, рад/с;

n_κ -частота вращения кулачка, об/мин;

$y_{v_{q \max}}, y_{a_{q \max}}$ -соответственно максимальные значения ординат аналогов скорости и ускорения, мм.

7) Выполнить графические построения для определения минимальных габаритных размеров кулачкового механизма.

А. Связь между текущим значением угла давления $\mathcal{G}_i$ и геометрическими и кинематическими параметрами кулачковых механизмов, имеющих поступательно движущийся толкатель с остроконечным (грибовидным) или роликовым башмаком определяется аналитическим выражением.

$$\mathcal{G}_i = \arctg \left[(v_{qTi} \cdot \text{sgn} \omega_\kappa - e) / (S_n + S_{Ti}) \right] \leq [\mathcal{G}] \quad (6)$$

где $v_{qTi} = v_{Ti} / \omega_\kappa$ -текущее значение аналога скорости толкателя, $\text{м} \cdot \text{рад}^{-1}$;

ω_κ -угловая скорость кулачка, рад/с;

$\text{sgn} \omega_\kappa$ -функция сигнум (функция знака) угловой скорости кулачка;

e -смещение (с учетом знака) оси толкателя относительно оси вращения в левой системе координат (считая, что ось ординат совпадает с осью толкателя), м;

S_n -координата начальной точки на центровом профиле кулачка относительно оси вращения кулачка в направлении перемещения толкателя, м;

S_{Ti} -текущее значение перемещения толкателя, м;

$[\mathcal{G}]$ -допускаемый угол давления, град.

Условие (6) графически решается построением так называемого *фазового портрета*- вспомогательного графика зависимости $v_{qT}(S_T)$ повернутого на 90° против хода часовой стрелки (рис.6).

Построение и использование фазового портрета осуществляется в следующей последовательности.

1. По оси ординат OS_T откладываем величины перемещений толкателя, соответствующие точкам разбиения $1', 2', 3', \dots$ оси абсцисс на диаграмме $S_T(\varphi_K)$.

Эти величины снимаются непосредственно с указанной диаграммы (рис.5).

2. Из точек $1', 2', 3', \dots$ оси ординат откладываются векторы $\overrightarrow{v_{qT}} \cdot \text{sgn} \omega_K$, длины которых снимаются с диаграммы $v_{qT}(\varphi_K)$ на рис.5,б. При этом векторы $\overrightarrow{v_{qT}}$ для фазы подъема толкателя, соответствующей фазовому углу удаления ϕ_y кулачка, откладываются только влево от оси ординат, если $\text{sgn} \omega_K = +1$ и наоборот, только вправо от оси ординат, если $\text{sgn} \omega_K = -1$. Величины аналогов скоростей толкателя для фазы опускания толкателя, соответствующей фазовому углу сближения φ_c кулачка, в таком случае можно не учитывать, так как при силовом замыкании высшей кинематической пары “кулачок-толкатель” ограничение по допускаемому углу давления относится только к фазе подъема толкателя. Для механизмов с реверсивным движением ($\text{sgn} \omega_K = \pm 1$) векторы $\overrightarrow{v_{qT}}$ откладываются и для фазы подъема, и для фазы опускания толкателя в противоположные стороны от оси ординат. Концы векторов $\overrightarrow{v_{qT}}$ описываются плавной кривой, представляющей собой фазовую траекторию на фазовой плоскости $S_T Ov_{qT}$.

3. Находятся области допускаемых решений (ОДР) для размещения оси вращения кулачка:

ОДР1- для реверсивных механизмов ограничена лучами – касательными к фазовой траектории под углами $[\vartheta]$ (допустимо размещение оси Ok_1 вращения кулачка внутри отштрихованной площади);

ОДР2- для механизмов с кулачком, вращающимся против хода часовой стрелки, ограничена лучом – касательной к фазовой траектории под углом $[\vartheta]$ к оси ординат из начала координат фазовой плоскости; положение Ok_2 оси вращения кулачка определяются внутри ОДР величиной e смещения толкателя;

ОДР3- для механизмов с кулачком, вращающимся по ходу часовой стрелки, определяется аналогично ОДР2.

4. Внутри (в предельном случае – на границе) ОДР назначается положение оси вращения кулачка - Ok_1 , Ok_2 или Ok_3 в зависимости от варианта задания, которое будут отвечать условию $\vartheta_i \leq [\vartheta]$ для любого положения механизма. Расстояние $\overline{Ok_1O}$ (или $\overline{Ok_2O}$, или $\overline{Ok_3O}$ - в зависимости от варианта задания) определяется минимальный радиус r_o центрального профиля кулачка в масштабе с масштабным коэффициентом $\mu_l = \mu_s = \mu_{v_q}$.

16

Для кулачковых механизмов с остроконечным (грибовидным) башмаком толкателя по варианту схемы рис.1,б. у которых отсутствует ролик, это расстояние определяет минимальный радиус конструктивного профиля R_o .

5. Для механизмов с роликовым толкателем (схема рис.1,в) предварительно назначается радиус r_p ролика по условию

$$r_p \leq 0,4r_o \quad (7)$$

При этом радиус ролика целесообразно выбирать (с учетом масштабного коэффициента μ_l !) из ряда стандартных размеров на наружные кольца подшипников: 10;12;14;16;18;20;22;25;28;30;32;35...мм. Таким образом, на чертеже, с учетом условия (7), радиус ролика предварительно можно назначить из ряда: $10 \cdot 10^{-3}/\mu_l$; $12 \cdot 10^{-3}/\mu_l$; $14 \cdot 10^{-3}/\mu_l$ мм.

Б. Для кулачковых механизмов с роликовым толкателем – коромыслом (вариант схемы рис.1,г), связь между текущими значениями угла давления ϑ_i и характеристиками механизма определяются аналитическим выражением:

$$\vartheta_i = \arctg \left[\left(v_{qTi} \cdot sqn\omega_k + l_T - a \cdot \cos \varphi_{Ti} \right) / \left(a \cdot \sin \varphi_{Ti} \right) \right] \leq [\vartheta] \quad (8)$$

Условие (8) также решается графически аналогично предыдущему случаю путем построения фазового портрета (рис.7), но с учетом следующих особенностей.

Так как траекторией движения центра ролика толкателя является дуга окружности длиной $\tilde{S}_{T\max} = \psi_{\max} \cdot l_T$, то фазовый портрет зависимости $\vartheta_{qT}(\tilde{S}_T)$ удобнее строить в полярных координатах $[\psi \cdot (v_{qT} + l_T)]$.

От произвольно расположенного (например, горизонтально) на чертеже толкателя $O_T E$ длиной l_T в масштабе с масштабным коэффициентом $\mu_l = \mu_s$ откладывается угол $\psi_{\max}$ и очерчивается дуга окружности радиуса l_T .

Длина дуги на чертеже оказывается равной $\tilde{S}_{T\max}$ -дуговому ходу центра ролика толкателя в масштабе с масштабным коэффициентом μ_s .

Эта длина (по дуге!) соответствует максимальному значению ординаты на диаграмме $S_T(\varphi_K)$ - см. рис.5,в.

3.2. Определение начального радиуса по условию выпуклости профиля

При плоском (тарельчатом) башмаке толкателя угол давления остается постоянным в любой момент взаимодействия кулачка с толкателем. В частности, когда плоскость башмака перпендикулярна оси толкателя, как это

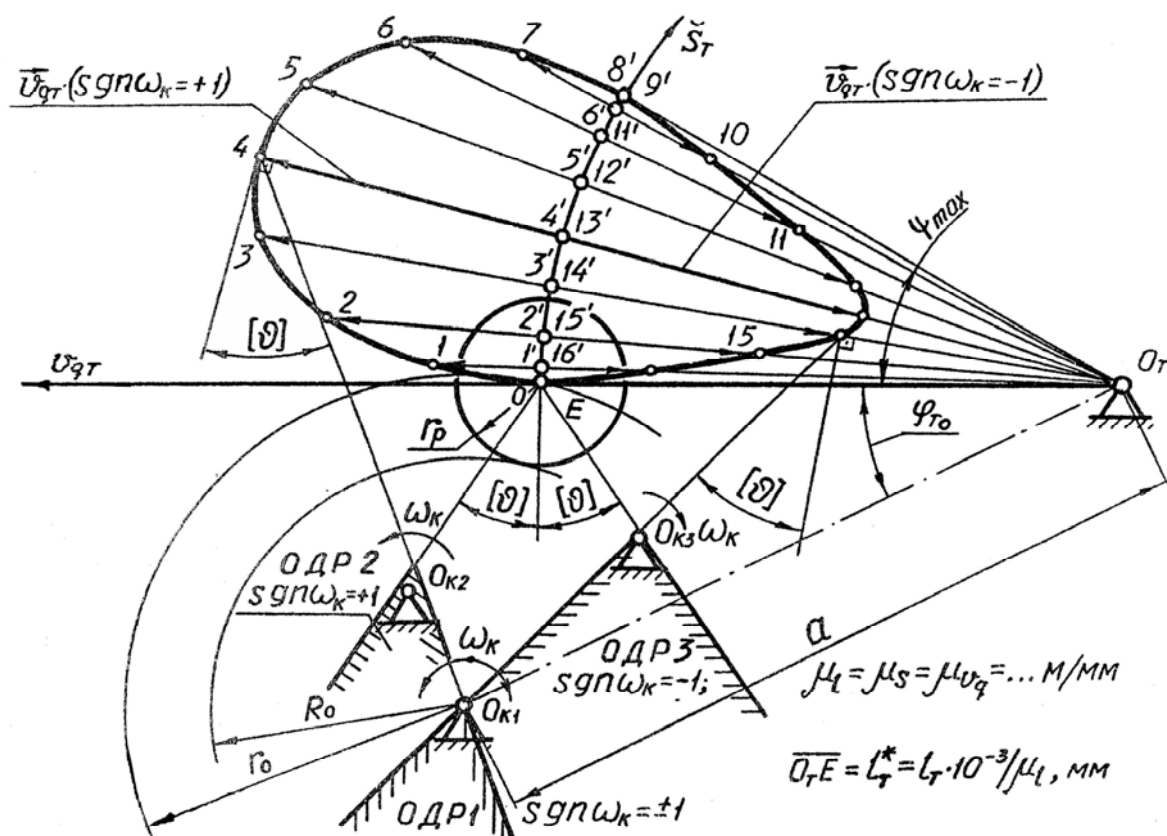


Рис.7. К определению минимальных габаритов кулачкового механизма (для вариантов схемы рис.1,г)

предусмотрено в варианте схемы рис.1,а. кулачковых механизмов в задании

на выполнение КП по ТММ, угол давления всегда $\vartheta=0$. Это позволяет на-

правляющие толкателя выполнить в виде цилиндрической пары и распределить износ практически по всей рабочей поверхности башмака.

Таким образом, величина угла давления для такого типа кулачковых механизмов не являются ограничением на их габаритные размеры. Вместе с тем, в этом случае имеется другое ограничение: толкатель с плоским (тарельчатым) башмаком может нормально работать с кулачком, профиль которого выпуклый на всех без исключения своих участках.

Это условие – ограничение на радиус кривизны профиля кулачка:

$$\rho_{\min} \geq 0 \quad (9)$$

Математически условие (9) можно сформулировать как условие выпуклости некоторой кривой $y = f(x)$, описывающей рабочий (конструктивный) профиль кулачка и заданной в явной форме: если вторая производная $f''(x)$ этой кривой в любой из своих точек меньше нуля, то упомянутая кривая обращена выпуклостью в сторону положительного направления оси Оу.

Геометрическую интерпретацию этому условию 1993 г. Дал российский ученый Я.Л. Геронимус. С учетом того, что вторую производную $f''(x)$ можно рассматривать как аналог ускорения толкателя, соотношение между радиусом R_O начальной окружности кулачка, текущим значением аналога его ускорения, с учетом условия (9), имеет вид:

$$\rho_{\min} = R_O + S_{Ti} + a_{qTi} \geq 0$$

$$\text{или} \quad \left[(R_O - \rho_{\min}) + S_{Ti} \right] \geq -a_{qTi}$$

Разделив обе части последнего неравенства на величину $(-a_{qTi})$ и имея в виду, что $tg(45) = 1$, получим

$$-\left[(R_O - \rho_{\min}) + S_{Ti} \right] / a_{qTi} \geq tg(45) \quad (10)$$

С учетом изложенных соображений определение минимальных габаритных размеров кулачкового механизма с плоским (тарельчатым) толкателем рекомендуется осуществлять по следующему алгоритму.

1. Выполнить двойное графическое интегрирование графика заданной функции изменения аналога ускорения толкателя $a_{qT} = d^2 S_T / d\varphi_K^2$ в такой же последовательности, как для кулачковых механизмов других типов (см. рис.5). При этом целесообразно обеспечить одинаковые величины масштабных коэффициентов для всех трех графиков, то есть $\mu_{aq} = \mu_{vq} = \mu_S$ м/мм. Такое возможно, если длины отрезков интегрирования назначить одинаковыми:

$$K_1 = K_2 = 1 / \mu_\varphi \quad \text{мм.}$$

Чтобы в результате графического интегрирования ординаты конечной диаграммы $S_T(\varphi_K)$ не получались слишком маленькими, при построении исходного графика максимальную ординату $y_{a_{qT \max}}$ следует назначить не менее 80... 100 мм.

2. Имея результаты графического интегрирования, построить дополнительный график (диаграмму) зависимости, как это показано на рис.8.

иметь величину радиуса начальной окружности кулачка

$$R_o = \overline{O_K O} = (1,25..1,4) \cdot \overline{CO}.$$

Заметим, что решение только что рассмотренной задачи графически может быть выполнено и несколько иным способом,- например, способом Геронимуса, при котором все необходимые графические построения осуществляются непосредственно на графике $a_{qT}(\varphi_K)$.

4. Построение профилей кулачков методом обращения движения

Графический метод обращения движения используется для построения в выбранном масштабе центрального профиля кулачка (для механизмов с роликовым толкателем) и конструктивного профиля кулачка (для всех типов кулачкового механизма). Сущность этого метода заключается в том, что одно подвижное звено кулачкового механизма (кулачок) условно принимается неподвижным, в то время как другое подвижное звено (толкатель) вместе со стойкой совершает вокруг условно остановленного звена (кулачка) вращательное движение с угловой скоростью $(-\omega_K)$, равной по величине действительной угловой скорости ω_K кулачка, но направленной в противоположную ей сторону. Рассмотрим использование метода обращенного движения для профилирования кулачков основных типов кулачкового механизмов.

4.1. Профилирование кулачка для механизмов с плоским толкателем

Пример построения профиля такого кулачка представлен на рис.9. Необходимые графические построения рекомендуется осуществлять в следующей последовательности.

1. В масштабе с масштабным коэффициентом $\mu_l = \mu_s$ изобразить начальную окружность радиуса R_o конструктивного профиля кулачка.

Если позволяет площадь чертежного листа, радиус R_o желательно увеличить как можно больше с соответствующим обязательным пересчетом масштабных коэффициентов μ_l и μ_s .

2. Отметить на начальной окружности точки $0,1,2,3,\dots$, соответствующие углам поворота кулачка на оси абсцисс графиков движения толкателя (рис.5.а-в). Последовательность нанесения этих точек принимаем в сторону, противоположную заданному направлению кулачка, а для кулачков реверсивных механизмов – в любую сторону от начала отсчета.

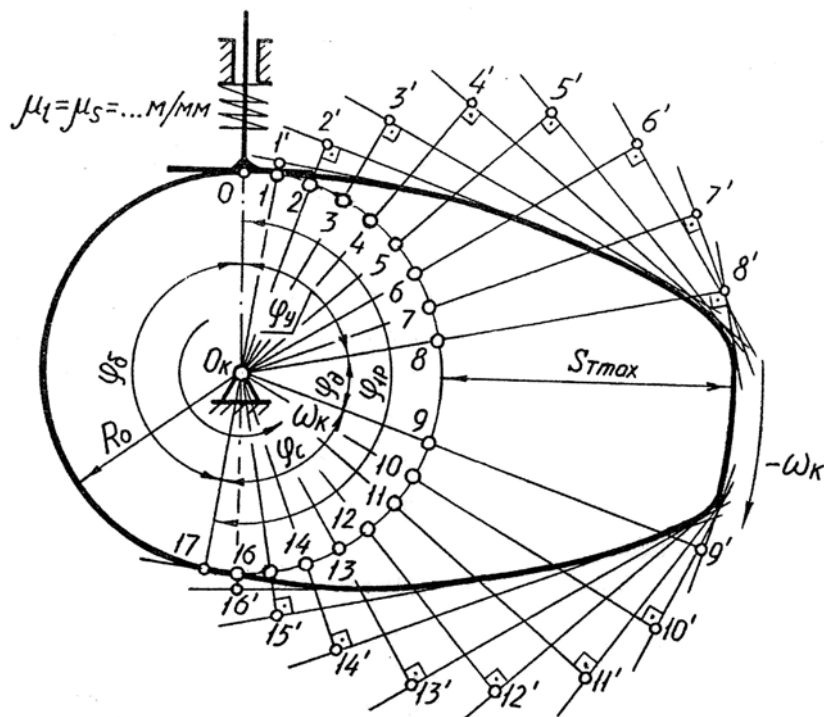


Рис.9. Построение профиля кулачка для варианта схемы рис.1,а.

Соединить отмеченные точки прямыми – лучами, исходящими из центра вращения кулачка – точки O_K .

3. Обходя рабочий профильный угол φ_{1P} кулачка, для каждого из отмеченных положений толкателя отложить отрезки $\overline{11'}, \overline{22'}, \overline{33'}, \dots$, длины, которых соответствуют перемещениям толкателя, снимаемым непосредственно с графика (диаграммы) $S_T(\varphi_K)$, полученной как результат графического интегрирования (рис.5,в).

Если радиус R_0 начальной окружности профиля кулачка был увеличен во сколько-то раз по сравнению с величиной, полученной при определении минимальных габаритных размеров кулачкового механизма, то и во столько же раз следует увеличить длину отрезков $\overline{11'}, \overline{22'}, \overline{33'}, \dots$, по сравнению с их величиной на графике $S_T(\varphi_K)$.

4. Через точки $1', 2', 3', \dots$ провести прямые, перпендикулярные лучам $O_K 0, O_K 1', O_K 2', O_K 3', \dots$.

5. Построить плавную кривую – огибающую положений башмака толкателя, которая и будет очерчивать конструктивный профиль кулачка.

4.2. Профилирование кулачка для механизмов с остроконечным и роликовым поступательно движущимся толкателем

Пример построение профиля кулачка для механизмов такого типа представлен на рис.10.

2. На начальной окружности радиуса r_o отметить начальную точку $E(O)$, являющуюся центром ролика (для механизмов с остроконечным толкателем-точкой контакта башмака толкателя с кулачком), и изобразить толкатель со стойкой. Ось толкателя при этом должна быть смещена относительно центра O_k кулачка на величину эксцентриситета (внеосности) e .

Еще раз отметим, что все без исключения величины при построениях откладываются в масштабе с масштабным коэффициентом $\mu_l = \mu_s$, м/мм.

3. По оси толкателя начиная от точки $E(O)$, откладываются точки $1', 2', 3', \dots$ таким образом, что отрезки $\overline{E1'} = \overline{11'}$, $\overline{E2'} = \overline{22'}$, $\overline{E3'} = \overline{33'}$, ..., где $\overline{11'}, \overline{22'}, \overline{33'}, \dots$ суть величины перемещения толкателя-ординаты, снимаемые непосредственно с графика (диаграммы) $S_r(\phi_k)$ -см.рис.6,в.

4. Сообщить толкателю со стойкой вращательное движение с угловой скоростью $(-\omega_k)$ вокруг точки O_k - в сторону противоположную истинному направлению вращения кулачка с угловой скоростью кулачка ω_k . Для реверсивных механизмов ($sqn\omega_k = \pm 1$) направление обращенного движения можно избрать в любом направлении. В процессе обращенного движения точка максимального подъема толкателя (для примера на рис. – точки $8'$ и $9'$) будет последовательно занимать положения $1'', 2'', 3'', \dots$, соответствующие точками разбиения абсцисс графиков (диаграмм) движения толкателя кулачкового механизма, а точка E - соответствующие им положения $1', 2', 3', \dots$ на центровом профиле.

Графически это реализуется следующим образом.

а) Соединить прямой точку O_k и точку, соответствующую максимальному подъему толкателя. Радиусом, равным расстоянию между этими точками (на рис. – радиусом $\overline{O_k 8'}$), очертить окружность.

б) Разбить полученную окружность на дуги точками $1'', 2'', 3'', \dots$, соответствующими фиксированным углам поворота кулачка на осях абсцисс графиков (диаграмм) движения толкателя (рис.5,в).

в) Из точек разбиения $1'', 2'', 3'', \dots$ провести касательные к окружности радиуса e^* . Для механизмов без смещения толкателя ($e = 0$) эти касательные будут проходить через центр кулачка – точку O_k .

г) Из точки O_k радиусами $\overline{O_k 1'}, \overline{O_k 2'}, \overline{O_k 3'}, \dots$ провести дуги окружностей до пересечения с соответствующими касательными, получив тем самым точки $1', 2', 3', \dots$ центрального профиля кулачка.

Заметим, что эти точки центрального профиля кулачка можно получить и другим способом: откладывая на касательных отрезки $\overline{11'}, \overline{22'}, \overline{33'}, \dots$ от начальной окружности центрального профиля в сторону перемещения толкателя.

5. Соединить полученные точки $1', 2', 3', \dots$ центрального профиля кулачка плавной кривой (на рис. – штрихпунктирная линия).

6. Убедиться, что предварительно выбранный радиус r_p ролика толкателя в любых точках центрального профиля отвечает условию:

$$r_p \leq 0,7 \rho_{\min}, \quad (11)$$

где $\rho_{\min}$ - минимальный радиус кривизны центрального профиля кулачка.

Условие (11) обеспечивает недопустимость критического заострения конструктивного профиля кулачка, а также геометрического пересечения линии профиля, что на практике приводит к весьма значительным местным напряжениям в ролике.

В рамках выполнения КП обеспечение условия осуществляется Визуальным контролем полученного центрального профиля кулачка и исследованием “подозрительных” участков этого профиля с малой кривизной на указанное условие. В случае необходимости предварительно назначенный по условию (11) радиус r_p ролика уменьшается до величины, удовлетворяющей условию (7).

7. Механизмов с роликовым толкателем построить конструктивный профиль кулачка как эквидистанту его центрального профиля, С этой целью из точек центрального профиля радиусом r_p ролика проводят как можно чаще дуги окружностей, а затем строят огибающую этих дуг, которая и представляет собой конструктивный профиль кулачка.

4.3. Профилирование кулачка для механизма с толкателем-коромыслом.

Пример построения центрального и конструктивного профилей кулачка для механизма с вращающимся толкателем-коромыслом представлен на рис.11. Укажем, что профилирование для такого типа кулачкового механизма удобно и целесообразно совместить с графическими построениями по определению его минимальных габаритных размеров (рис.7.).

Принципиальный порядок графических построений в этом случае тот же, что и в случае механизма с роликовым поступательно движущимся толкателем, с учетом некоторых особенностей.

1. В обращенное движение “отправляется” центр O_T вращения толкателя по дуге окружности радиусом $a = \overline{O_K O_T}$, равным межцентровому расстоянию кулачка и толкателя.

2. Точки $1', 2', 3', \dots$, проведенный из центра вращения кулачка – точки O_K и дуг радиусом $l_T = \overline{O_T E}$ -длины толкателя, проведенных последовательно из точек $1'', 2'', 3'', \dots$, соответствующих положениям точки O_T в обращенном дви-

жении. После построения центрального профиля кулачка получение его конструктивного профиля, включая уточнение радиуса r_p ролика по условию, осуществляется действиями, совершенно аналогичными изложениями в п.4.2.

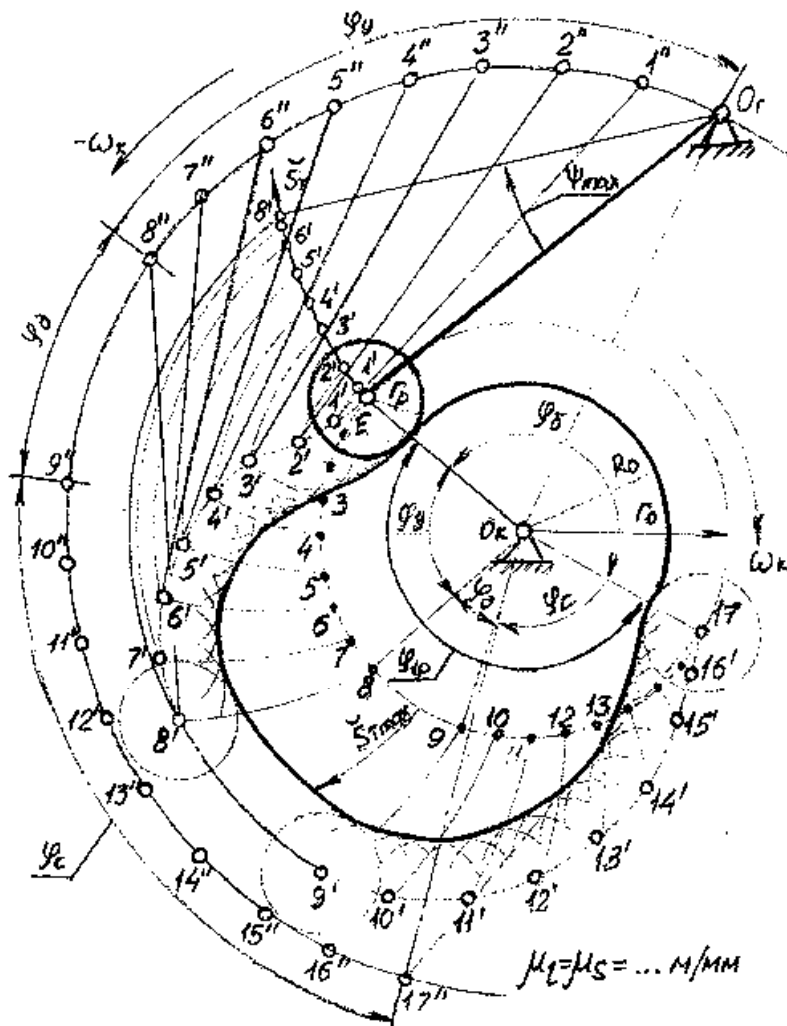


Рис.11. Построение профиля кулачка для вариантов схемы рис.1,г

Библиографический список

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. - М.: Наука, 1975.
2. Коренько А.С. и др. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. – К.: Вища школа, 1970.
3. Попов С.А., Тимофеев Т.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. - М.: Высшая школа, 2004.
4. Смелягин А.И. Теория механизмов и машин. Курсовое проектирование. - М.: Издательство НГТУ, 2003.
5. Теория механизмов и машин: Под ред. К.В. Фролова.-М.: Высшая школа, 1998.

Содержание

1. Общие сведения о кулачковых механизмах (КМ)	3
2. Геометрические параметры плоского КМ. Угол давления	5
3. Методика проектирования габаритных размеров кулачкового механизма	8
3.1 Определение начального радиуса кулачка с учетом допускаемого угла давления	8
3.2 Определение начального радиуса по условию выпуклости профиля	15
4. Построение профилей кулачков методом обращения движения	18
4.1 Профилирование кулачка для механизма с плоским толкателем ...	18
4.2 Профилирование кулачка для механизма с отроконечным и роликовым поступательно движущимся толкателем	19
4.3 Профилирование кулачка для механизма с толкателем – коромыслом	22
Библиографический список	25

Синтез плоских кулачковых механизмов

Учебно-методическое пособие

Юрий Николаевич Лазарев
Сергей Гаррикович Петров
Виктор Евгеньевич Головки
Наталья Владимировна Кузнецова
Перовский Константин Владимирович

Редактор и корректор
Техн. редактор

Подп. к печати Формат бумаги 60x84/16. Бумага тип №1
Печать офсетная. Печ. л. Уч.-изд. л.
Изд. № Тираж 100 экз. Цена “С”. Заказ

Ризограф ГОУВПО Санкт-Петербургского государственного
технологического университета растительных полимеров. 198095,
Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, д. 4.