

Кинестатический расчет шестизвенного рычажного механизма аналитическим методом

к.т.н. доц. Иванов В.А.

Университет машиностроения

8(499)267-12-00, tmir1941@mail.ru

Аннотация. В статье рассмотрена возможность аналитического определения реакций связей многозвенных рычажных механизмов 2-го класса 2-го порядка на основе метода кинестатики. Выведены аналитические зависимости для определения реакций кинематических пар кулисно-рычажного 6-тизвенного механизма. Приведены примеры графиков, полученных с использованием расчетной математической программы MathCad 14.

Ключевые слова: аналитический расчет, реакции кинематических пар, кинестатика, многозвенный рычажный механизм.

Современный уровень развития машиностроения требует высокой точности и большого объема выполняемых расчетов. В настоящее время в кинестатическом расчете применяют, как правило, графоаналитический метод, который, наряду с наглядностью, доступностью, простотой, имеют существенный недостаток: он становится затруднительным, если требуется провести большой объем однообразных построений и вычислений. В настоящей работе приведены аналитические зависимости для определения реакций, возникающих в кинематических парах шестизвенного кулисно-рычажного механизма 2-го класса с использованием метода кинестатики, показан порядок и последовательность выполнения расчетов, дается анализ знаком членов, входящих в расчетные зависимости. Вычисления удобно выполнять с помощью современных прикладных расчетных программ для ЭВМ, например, MathCad. Ранее в работах [1, 2] были выведены аналогичные аналитические зависимости для расчета силовых характеристик рычажных механизмов насоса и прессы, использованные студентами при выполнении курсовых работ с применением расчетных математических программ MathCad 14.

Рассмотрим схему шестизвенного рычажного механизма, имеющего два выходных звена: ползун 4 и шток 6 (рисунок 1).

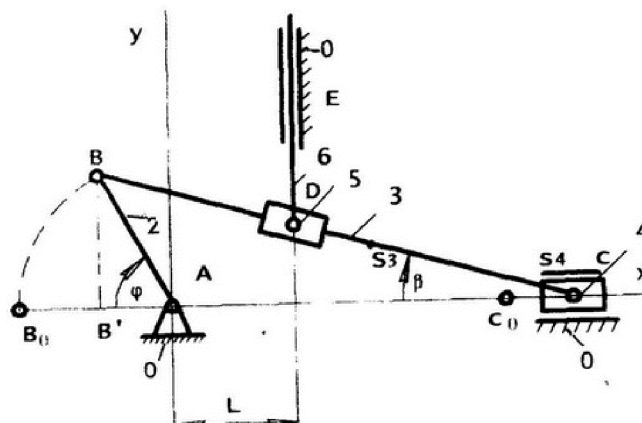


Рисунок 1 – Схема механизма

При выполнении силового расчета важно правильно выбрать направление вращения кривошипа.

Преодоление силы полезного сопротивления происходит только на прямом (рабочем) ходу выходного звена, в промежутке между двумя крайними положениями механизма, ограничивающими траекторию точки звена, совершающего возвратные движения (в нашем случае движение точки D звена 6, а также точки C звена 4).

Примем движение штока 6 на рабочем ходу в направлении из крайнего нижнего в

крайнее верхнее его положение, а движение ползуна 4 на рабочем ходу – из крайнего левого в крайнее правое его положение.

Для обеспечения наибольшей производительности необходимо, чтобы время рабочего хода составляло бо́льшую долю в полном времени кинематического цикла механизма, чем время обратного хода, т.е. угол $\varphi_{рх}$ поворота кривошипа на рабочем участке движения выходного звена должен быть больше угла $\varphi_{хх}$ поворота кривошипа при обратном движении выходного звена.

Для ползуна 4, как видно из рисунка 1, углы поворота кривошипа на рабочем и на холостом ходу одинаковы, так как крайними в кривошипно-ползунном механизме ABC будут положения при $\varphi=0^0$ и при $\varphi=180^0$. Для штока 6 крайние положения могут быть установлены только после анализа его скоростных характеристик. В крайних положениях механизма ABCDE скорость выходного звена 6 равна нулю. Это дает нам возможность, например, по предварительно построенному графику $V_D(\varphi)$ определить крайние положения кривошипа, а по ним и углы поворота его на прямом и холостом ходу штока 6. Эти углы не одинаковы. Направление вращения надо выбрать так, чтобы при повороте кривошипа из одного крайнего положения в другое на бо́льший угол происходило движение штока 6 из крайнего нижнего в крайнее верхнее положение. При этом одновременно должно быть обеспечено частичное перекрытие рабочего хода ползуна 4.

Очевидно, что в рассматриваемом механизме вращение кривошипа будет происходить по часовой стрелке.

Для определения реакций, возникающих в кинематических парах, воспользуемся методом кинетостатики. Для этого рассмотрим равновесие структурных групп, отсоединив их предварительно от механизма, т.е. нарушив связи, которые звенья группы образуют с другими звеньями механизма, и для каждой группы составим уравнения равновесия – кинетостатики.

Силовой расчет структурной группы 5–6

Структурная группа 5–6 (рисунок 2) включает в себя два шарнирно-связанных звена – камень 5 и шток 6. Эти звенья в механизме образуют поступательные пары: соответственно D с шатуном и E с неподвижной направляющей. Элементы поступательных пар на схеме группы показаны пунктирными линиями.

Реакция в поступательной паре имеет два неизвестных параметра: величину и точку приложения. Известна линия ее действия – по нормали к поверхности соприкосновения звеньев. Приложим условно реакцию R_{35} (силу со стороны шатуна 3 на камень 5) на расстоянии h_5 от центра шарнира D перпендикулярно оси шатуна 3, а реакцию R_{06} (силу со стороны направляющей на шток 6) – на расстоянии h_6 от центра шарнира D перпендикулярно оси штока 6. Эти расстояния являются неизвестными параметрами, характеризующими положение точек приложения сил, поэтому и силы R_{35} и R_{06} предварительно показаны пунктиром. Следовательно, необходимо составить четыре уравнения равновесия.

Расчет всегда начинают с составления уравнений моментов относительно точки D внутреннего шарнира для каждого звена отдельно.

Уравнение моментов для звена 5:

$$\sum M_D(5) = 0, \quad R_{35} \cdot h_5 = 0. \quad (1)$$

Так как R_{35} в общем случае не равна нулю, то $h_5 = 0$, т.е. R_{35} проходит через точку D. Покажем её сплошной линией.

Уравнение моментов для звена 6:

$$\sum M_D(6) = 0, \quad R_{06} \cdot h_6 = 0. \quad (2)$$

Так как R_{06} в общем случае не равна нулю, то $h_6 = 0$, т.е. R_{06} проходит через точку D. Покажем её сплошной линией.


$$\begin{aligned} \sum \Pi p_{\cdot} F_i(X) &= 0, & -R_{06} + R_{35} \cdot \sin B &= 0. & (3) \\ \sum \Pi p_{\cdot} F_i(Y) &= 0, & -F_{C6} - G_6 + F_{H6} + R_{35} \cdot \cos B &= 0. & (4) \end{aligned}$$

$$\sum \text{Pr.F}_i(\mathbf{Y}) = 0, \quad -\mathbf{F}_{C6} - \mathbf{G}_6 + \mathbf{F}_{I6} + \mathbf{R}_{35} \cdot \cos \mathbf{B} = 0. \quad (4)$$

Масса камня 5 не учитывается, поэтому $G_5 = 0$ и $F_{H5} = 0$.

$$R_{35} = (F_{C6} + G_6 - F_{H6}) / \cos B, \quad (5)$$

правлены вниз по оси Y . При выводе формул было принято это

Для определения реакции во внутреннем шарнире D достаточно рассмотреть равновесие камня 5. Тогда $R_{65} = -R_{35}$.

Структурная группа 3–4 (рисунок 3) включает в себя два звена, связанных шарниром С: шатун 3 и ползун 4. Внешними парами являются вращательная пара В и поступательная пара С. Расчет реакций связей этой группы начинаем с уравнений моментов, действующих на каждое звено отдельно, относительно точки С внутреннего шарнира. Предварительно разложим полную реакцию шарнира В R_{23} (усилие со стороны кривошипа 2 на шатун 3) на две составляющие: нормальную R_{23}^n , направленную по оси шатуна 3, и тангенциальную R_{23}^t , направленную перпендикулярно оси шатуна 3.

Из уравнения моментов получаем:

$$R_{23}^t = (R_{53} \cdot l_{CD} + M_{ИЗ} + F_{ИЗ}^X \cdot h_3^Г + F_{ИЗ}^Y \cdot h_3^B + G_3 \cdot h_3^B) / l_{BC}. \quad (7)$$

Здесь l_{BC} – длина шатуна 3; R_{53} – усилие, передаваемое со стороны камня 5 на шатун 3, в соответствии с третьим законом Ньютона $R_{53} = -R_{35}$; $l_{CD} = \sqrt{(X_C - X_D)^2 + Y_D^2}$ – плечо силы R_{53} ; $M_{ИЗ} = I_{S3} \cdot \epsilon_3$ – момент сил инерции; I_{S3} – момент инерции звена 3; $F_{ИЗ}^Y = m_3 \cdot a_{S3}^Y$ – проекция силы инерции звена 3 на ось Y; $F_{ИЗ}^X = m_3 \cdot a_{S3}^X$ – проекция силы инерции звена 3 на ось X; $h_3^B = l_{CS3} \cdot \sin \nu$ – плечо силы $F_{ИЗ}^Y$; $h_3^Г = l_{CS3} \cdot \cos \nu$ – плечо силы $F_{ИЗ}^X$ и силы тяжести G_3 ; l_{CS3} – часть длины шатуна, определяющая положение его центра тяжести.

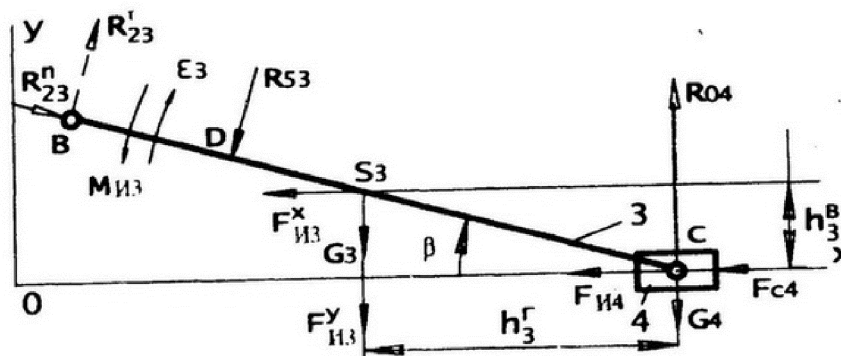


Рисунок 3 – Силевой расчет структурной группы 3–4

Формула (7) составлена с учетом направлений сил, показанных на рисунке 3. Большинство сил, входящих в равенство (7), меняют свое направление за цикл работы механизма.

Усилие R_{53} со стороны камня 5 на шатун 3 неизменно по направлению, если только на холостом ходу (при $V_D \leq 0$) не окажется, что $F_{И6} > G_6$ (при $\bar{F}_{И6} \geq -\bar{G}_6$).

Направление $M_{ИЗ}$ зависит от ϵ_3 . Из анализа графика $\epsilon_3(\varphi)$ кривошипно-ползунного механизма [3] следует, что при $0 \leq \varphi \leq 180^\circ$ ϵ_3 направлено против часовой стрелки, тогда $M_{ИЗ}$ – по часовой стрелке. При $180^\circ \leq \varphi \leq 360^\circ$ ϵ_3 направлено по часовой стрелке, а, значит, $M_{ИЗ}$ – против часовой стрелки. Таким образом, при расчетах по формуле (7) надо учитывать условие: при $0 \leq \varphi \leq 180^\circ$ знак перед $M_{ИЗ}$ отрицательный, при $180^\circ \leq \varphi \leq 360^\circ$ знак перед $M_{ИЗ}$ положительный.

Знаки перед $F_{ИЗ}^X$ и $F_{ИЗ}^Y$ устанавливают следующим образом.

Знак перед $F_{ИЗ}^X$ положительный, если $a_{S3}^X > 0$ и $\beta > 0$ или $a_{S3}^X < 0$ и $\beta < 0$.

Знак перед $F_{ИЗ}^X$ отрицательный, если $a_{S3}^X > 0$, а $\beta < 0$, или $a_{S3}^X < 0$, а $\beta > 0$.

Знак перед $F_{ИЗ}^Y$ положителен, если $a_{S3}^Y > 0$ на всем диапазоне изменения β .

Знак перед $F_{ИЗ}^Y$ отрицателен при $a_{S3}^Y < 0$.

Направление G_3 неизменно за весь цикл работы механизма.

Уравнение моментов, действующих на ползун 4, можно не составлять, так как анализ сил, приложенных к ползуну 4, с учетом ранее выполненных пояснений для группы 5–6, позволяет сделать вывод о том, что реакция R_{04} со стороны направляющей на ползун 4 будет проходить через точку С.

Переходим к определению величин нормальной составляющей R_{23}^n реакции шарнира В и реакции в поступательной паре R_{04} . Для этого составляем уравнения проекций сил, действующих на звенья группы 3–4, на оси прямоугольной системы координат. Положительное

направление оси X – вправо, положительное направление оси Y – вверх.

Уравнение проекций сил на ось X: $R_{23}^n \cdot \cos \alpha + R_{23}^t \cdot \sin \alpha - R_{53} \cdot \sin \alpha - F_{И3}^X - F_{И4} - F_{C4} = 0$.

Отсюда:

$$R_{23}^n = (R_{53} \cdot \sin \alpha - R_{23}^t \cdot \sin \alpha + F_{И3}^X + F_{И4} + F_{C4}) / \cos \alpha. \quad (8)$$

Уравнение проекций сил на ось Y:

$$-R_{23}^n \cdot \sin \alpha + R_{23}^t \cdot \cos \alpha - R_{53} \cdot \cos \alpha - F_{И3}^Y - G_3 - G_4 + R_{04} = 0.$$

Отсюда:

$$R_{04} = R_{53} \cdot \cos \alpha + R_{23}^n \cdot \sin \alpha - R_{23}^t \cdot \cos \alpha + F_{И3}^Y + G_3 + G_4. \quad (9)$$

В формулах (8) и (9) $F_{И4}$ – сила инерции ползуна 4, а F_{C4} – сила технологических сопротивлений ползуну 4.

$$F_{И4} = m_4 \cdot a_{S4}, \text{ где } a_{S4} = a_C.$$

В зависимостях (8) и (9) сумма проекций сил алгебраическая. Анализ знака перед R_{53} был дан ранее. Сила R_{23}^t имеет знак, полученный в результате расчета по формуле (7). На рабочем ходу (при $V_D \geq 0$) знак перед R_{23}^t всегда положителен.

Знак перед $F_{И3}^X$ положительный, если $a_{S3}^X > 0$. Если $a_{S3}^X < 0$, то знак перед $F_{И3}^X$ изменится на отрицательный.

Знак перед $F_{И3}^Y$ положительный, если $a_{S3}^Y > 0$. Отрицательный знак будет при $a_{S3}^Y < 0$.

Знак перед $F_{И4}$ положительный, если $a_{S4} > 0$.

Знак перед G_3 и G_4 не изменяется.

Сила F_{C4} неизменна по направлению. Направление ее действия устанавливается по заданному графику, но всегда противоположно направлению движения ползуна 4.

Реакция R_{23}^n входит в равенство (9) с тем знаком, который она получит после подсчета по уравнению (8).

Полную реакцию в шарнире В рассчитываем по теореме Пифагора:

$$R_{23} = \sqrt{(R_{23}^n)^2 + (R_{23}^t)^2}.$$

Для определения реакции R_{34} в шарнире С необходимо разорвать связь ползуна 4 и шатуна 3 и рассмотреть равновесие ползуна.

Векторное уравнение сил имеет вид:

$$\vec{R}_{04} + \vec{G}_4 + \vec{F}_{C4} + \vec{F}_{И4} + \vec{R}_{34} = 0,$$

т.е. решение его, как это видно из рисунка 3, будет представлять собой прямоугольный треугольник, в котором R_{34} является гипотенузой.

Тогда по теореме Пифагора найдем

$$R_{34} = \sqrt{(R_{04} + G_4)^2 + (F_{И4} - F_{C4})^2}. \quad (10)$$

Силовой расчет входного звена

Расчетная схема кривошипа представлена на рисунке 4.

Неизвестными факторами являются реакция в шарнире А R_{02} (сила, действующая со стороны стойки на кривошип) и уравнивающий момент M_{yp} , который нужно приложить к входному звену для уравнивания всех сил, действующих на звенья механизма.

Составляем уравнение моментов относительно точки А.

$$R_{32}^n \cdot r \cdot \sin(\varphi - \alpha) + R_{32}^t \cdot r \cdot \cos(\varphi - \alpha) + G_2 \cdot l_{AS2} \cdot \cos \varphi - M_{yp} = 0.$$

Отсюда:

$$M_{yp} = R_{32}^n \cdot r \cdot \sin(\varphi - \alpha) + R_{32}^t \cdot r \cdot \cos(\varphi - \alpha) + G_2 \cdot l_{AS2} \cdot \cos \varphi \quad (11)$$

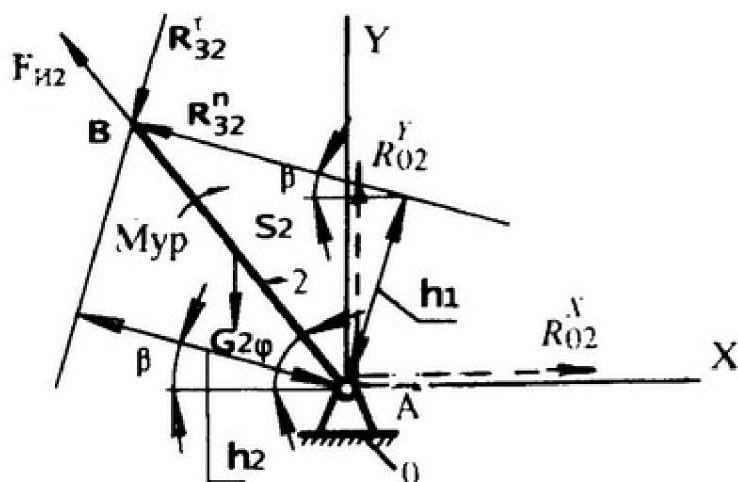


Рисунок 4 – Силовой расчет входного звена

Здесь R_{32}^n – составляющая реакции со стороны шатуна на кривошип, принятая для удобства расчетов равной $-R_{23}^n$; R_{32}^t – составляющая реакции со стороны шатуна на кривошип, принятая равной $-R_{23}^t$; r – длина кривошипа; l_{AS2} – расстояние до центра масс кривошипа; G_2 – сила тяжести кривошипа.

Остальные составляющие равенства показаны на рисунке 4.

Переходим к определению реакции в шарнире А R_{02} . Реакция имеет два неизвестных параметра: величину и направление.

Представим ее в виде двух составляющих R_{02}^X и R_{02}^Y – проекций R_{02} на оси X и Y прямоугольной системы координат с началом координат в точке А, положительным направлением оси X вправо, а оси Y – вверх.

Уравнение проекций сил на ось X: $R_{02}^X - R_{32}^n \cdot \cos \beta - R_{32}^t \cdot \sin \beta - F_{H2} \cdot \cos \varphi = 0$, откуда

$$R_{02}^X = R_{32}^n \cdot \cos \beta + R_{32}^t \cdot \sin \beta + F_{H2} \cdot \cos \varphi. \quad (12)$$

Уравнение проекций сил на ось Y:

$$R_{02}^Y + R_{32}^n \cdot \sin \beta - R_{32}^t \cdot \cos \beta + F_{H2} \cdot \sin \varphi - G_2 = 0,$$

откуда:

$$R_{02}^Y = R_{32}^t \cdot \cos \beta - R_{32}^n \cdot \sin \beta - F_{H2} \cdot \sin \varphi + G_2. \quad (13)$$

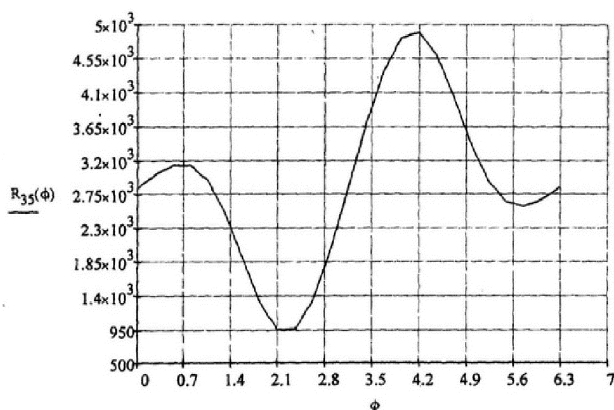


Рисунок 5 – График изменения реакции в паре шатун (звено 3) – ползун (звено 5)

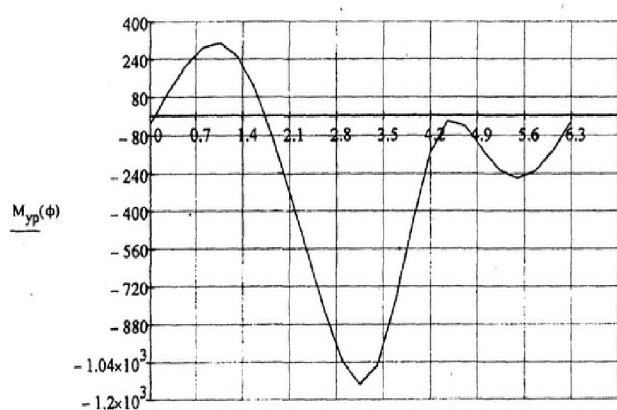


Рисунок 6 – График изменения уравнивающего момента на кривошипе

Здесь $F_{И2} = m_2 \cdot \omega_2^2 \cdot l_{AS2}$ – сила инерции звена 2.

Полная реакция шарнира А

$$R_{02} = \sqrt{(R_{02}^X)^2 + (R_{02}^Y)^2}$$

Результаты расчетов могут быть представлены в виде таблиц, графиков или годографов усилий в кинематических парах. Примеры графиков представлены на рисунках 5 и 6.

Проверка с помощью графо-аналитического метода показала хорошее совпадение результатов.

Литература

1. Иванов В.А. Кинематический и силовой расчет рычажного механизма насоса аналитическим методом: Методические указания. – М.: МГУИЭ, 2003. – 28 с.
2. Иванов В.А. Расчет шестизвенного механизма прессы аналитическим методом: Методические указания. – М.: МГУИЭ, 2008. – 24 с.
3. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: Учебник для вузов. – М.: Наука, 1988. – 640 с.

Экспертная система по выбору технологического процесса переработки природного газа

д.т.н. проф. Кольцова Э.М., к.т.н. Филиппова Е.Б., к.т.н. доц. Зубов Д.В.
РХТУ им. Д.И. Менделеева, Университет машиностроения

Аннотация. Разработана экспертная система, позволяющая получить информацию о полезности интересующего месторождения, сделать выбор оптимального способа переработки природного газа и утилизации попутного нефтяного газа непосредственно в местах добычи, что является весьма актуальным.

Ключевые слова: экспертная система, база данных, переработка природного газа

Как известно, Россия занимает первое место в мире по запасам углеводородного сырья и объемам его добычи. При этом следует отметить тот факт, что более 20 % от всего объема извлекаемых углеводородных газов сжигается сейчас на факеле, либо, что еще хуже, просто выбрасывается в атмосферу.

Начисная с 2005 года правительство РФ приняло ряд законопроектов, обязывающих недропользователей довести степень использования добываемого природного газа до 95 %, т.е. сократить потери до 5%.

Однако удаленность большинства месторождений от газоприемной системы «Газпрома» и несоответствие добываемого природного газа требованиям ряда ГОСТов на его качество не дают возможности непосредственно подавать этот газ в транспортную систему. Поэтому в газовой отрасли возникла задача переработки углеводородных газов на самом месторождении в полезные, а главное, легко транспортируемые продукты, что является наиболее экономически выгодным решением.

В такой ситуации создание экспертной системы (ЭС), позволяющей быстро сделать выбор оптимального способа переработки природного газа (ПГ) и утилизации попутного нефтяного газа (ПНГ) на месторождениях, непосредственно в местах добычи, является весьма актуальным.

Такая экспертная система создавалась на основе обширной информационной системы, включающей ряд баз данных. Разработка ЭС состояла из следующих этапов:

- сбор, анализ и систематизация информации о месторождениях России и СНГ;
- сбор, анализ и систематизация информации о современных технологиях переработки ПГ и утилизации ПНГ;