

$$\begin{cases} \ln(0.59 \cdot m_1 - 0.91) - r \cdot m_2 - q = -L \\ \ln(0.59 \cdot m_2 - 0.91) - r \cdot m_2 - q = L \\ \ln(0.59 \cdot m_3 - 0.91) - r \cdot m_3 - q = -L \\ \frac{0.59}{0.59 \cdot m_2 - 0.91} - r = 0 \end{cases} \quad (5)$$

где $m_1 = 3, m_3 = 10$.

Из выражения (5) получаем: $r = 0.25, q = -0.72$.

Учитывая что $\ln N = \ln 2 \cdot \log_2 N$

$0.9 \cdot m = 0.72 + 0.69 \cdot \log_2 N$, отсюда $m = 0.78 \cdot \log_2 N + 0.8$

Оптимальное количество столбцов в блоке определяется как:

$$m = 0.78 \cdot \log_2 N + 0.8 \quad (6)$$

Полученное выражение подтверждается, представленной в [3] графической зависимостью сложности вычисления ВМП от числа столбцов в матрице-блоке.

Литература.

1. Лосев В.В. Микропроцессорные устройства обработки информации. Алгоритмы цифровой обработки: Учеб. пособие для вузов -Мн.: Вышш.шк., 1990 -132с.
2. Крот А.М., Минервина Е.Б. Быстрые алгоритмы и программы цифровой спектральной обработки сигналов и изображений. - Мн.: Наука и техника 1995. - 407с.
3. Цифровая обработка информации и управление в чрезвычайных ситуациях // Материалы II-ой Меж. конф. / ИТК НАН Беларуси. - Минск. 28-30 ноября 2000. - Т.1 - С 25-30.
4. Справочник по высшей математике/ А.А.Гусак, Г.М.Гусак, Е.А.Бричикова -3-е изд., стереотип. Мн.: ТетраСистемс, 2001.- 640с.
5. Численные методы в задачах и упражнениях. Учеб. пособие./Под ред. В.А.Садовниченко-М.: Вышш.шк 2000 -190с

КИНЕМАТИКА ПЕРЕДАТОЧНОГО МЕХАНИЗМА

Д.Л. Василенко

Научный руководитель – В.Ф. Коренский
Полоцкий государственный университет

Аналитическая кинематика простых механизмов разработана в достаточной мере и приводится в работах [1], [2] и др. Недостаток разработанных методов состоит в том, что по мере усложнения передаточного механизма неизмеримо возрастает и их сложность.

Рассмотрим кинематику передаточного механизма машины.

Передаточный механизм машины можно получить последовательным соединением механических преобразователей движения двигателя в движение рабочих органов.

Известно [3], что при преобразовании вращательного движения последовательным рядом зубчатых механизмов, общее передаточное отношение ряда определяется как произведение передаточных отношений составляющих механизмов. Обобщая этот результат можно утверждать, что при последовательном соединении в ряд любых механизмов передаточная функция ряда получается как произведение передаточных функций механизмов, составляющих ряд, поскольку для ряда:

$$\frac{q'_{\text{вх}}}{q'_{\text{вых}}} = \frac{q'_1}{q'_2} \cdot \frac{q'_2}{q'_3} \cdot \dots \cdot \frac{q'_n}{q'_{\text{вых}}} \quad (1)$$

где n — число простых механизмов ряда, $\frac{q_{\text{вх}}^i}{q_{\text{вых}}}$ — передаточная функция ряда, а $\frac{q_{\text{вых } i-1}}{q_{\text{вх } i}}$ — передаточная функция i -го механизма

Полученное преобразование позволяет существенно упростить кинематику сложных машин, сделать её более прозрачной при проектировании по курсу ТММ.

Рассмотрим, например, порядок вычисления передаточных функций для несущего механизма кривошипно – коленного пресса (рис 1).

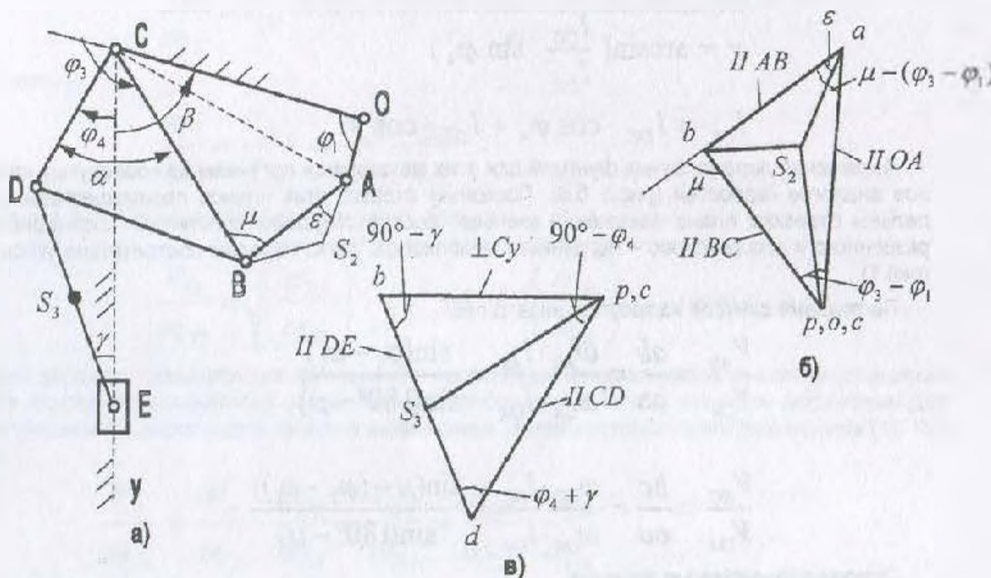


Рисунок 1 - а) Несущий рычажный механизм кривошипно – коленного пресса (план положе- ний звеньев). б) повёрнутый на 90° план аналогов скоростей для шарнирного четырёхзвенника, в) повёрнутый на 90° план аналогов скоростей для присоединённого коромысло – ползунного механизма

Этот механизм включает шарнирный четырехзвенник OABC и присоединённый к нему кривошипно – ползунный механизм CDE

Размеры звеньев $l_{OA}, l_{AB}, l_{BC}, l_{CD}, l_{DE}, l_{OC}$, углы $\angle BCD = \alpha$, $\angle OCy = \beta$ и положения центров масс звеньев S_{2}, E и S_{3} этого механизма известны.

Положения звеньев в шарнирном четырёхзвеннике OABC в функции обобщенной координаты φ_1 находим, рассматривая треугольники OAC и ABC. Получаем:

$$l_{OA}^2 + l_{OC}^2 - 2l_{OA} \cdot l_{OC} \cdot \cos \varphi_1 = l_{AB}^2 + l_{BC}^2 - 2l_{AB} \cdot l_{BC} \cdot \cos \mu,$$

откуда угол передачи.

$$\mu = \arccos(A - B \cdot \cos \varphi_1),$$

где:

$$A = \frac{l_{AB}^2 + l_{BC}^2 - l_{OA}^2 - l_{OC}^2}{2 \cdot l_{AB} \cdot l_{BC}}; \quad B = \frac{l_{OA} \cdot l_{OC}}{l_{AB} \cdot l_{BC}}$$

Положение коромысла BC относительно стойки OC определяем углом φ_3 , который находим как:

$$\varphi_3 = 180^\circ - \angle ACB - \angle ACO = 180^\circ - \arctg \frac{l_{AB} \cdot \sin \mu}{l_{BC} - l_{AB} \cdot \cos \mu} - \arctg \frac{l_{AO} \cdot \sin \varphi_1}{l_{OC} - l_{OA} \cdot \cos \varphi_1}$$

Для присоединённого коромысло – ползунного механизма CDE положения звеньев найдём в функции его обобщённой координаты φ_1 .

$$\varphi_4 = 180^\circ - \beta - (\varphi_3 - \alpha)$$

Из $\triangle CDE$ получаем:

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{l_{CD}}{l_{DE}} \cdot \sin \varphi_4\right)$$

$$l_{CE} = l_{DC} \cdot \cos \varphi_4 + l_{DE} \cdot \cos \gamma$$

Выражения передаточных функций для этих механизмов получаем из повернутых на 90° глав аналогов скоростей (рис. 1 б,в). Поскольку отрезки этих планов преимущественно параллельны отрезкам плана положений звеньев соответствующих простейших шарнирного четырёхзвенного и коромысло – ползунного механизмов, легко находим соответствие углов планов (рис 1).

По теореме синусов из треугольника $\triangle oab$:

$$\frac{V_{AB}}{V_{OA}} = \frac{ab}{oa} = \frac{\omega_{AB} \cdot l_{AB}}{\omega_{OA} \cdot l_{OA}} = \frac{\sin(\varphi_3 - \varphi_1)}{\sin(180^\circ - \mu)}$$

$$\frac{V_{BC}}{V_{OA}} = \frac{bc}{oa} = \frac{\omega_{BC} \cdot l_{BC}}{\omega_{OA} \cdot l_{OA}} = \frac{\sin(\mu - (\varphi_3 - \varphi_1))}{\sin(180^\circ - \mu)}$$

Отсюда передаточные функции:

$$\frac{\omega_{AB}}{\omega_{OA}} = \frac{l_{OA} \cdot \sin(\varphi_3 - \varphi_1)}{l_{AB} \cdot \sin \mu}, \quad \frac{\omega_{BC}}{\omega_{OA}} = \frac{l_{OA} \cdot \sin(\mu - (\varphi_3 - \varphi_1))}{l_{AB} \cdot \sin \mu}$$

Передаточную функцию $\frac{V_{S2}}{\omega_{OA}} = \frac{ps_2}{pu} \cdot i_{OA}$ найдём из треугольника $\triangle aas_2$ при помощи теоремы косинусов.

$$\frac{V_{S2}}{\omega_{OA}} = l_{OA} \cdot \frac{\sqrt{as_2^2 + pa^2 - 2 \cdot as_2 \cdot pa \cdot \cos((\mu - (\varphi_3 - \varphi_1)) - \varepsilon)}}{pa}$$

где

$$\frac{as_2}{pa} = \frac{V_{AS2}}{V_{AO}} = \frac{\omega_{AB} \cdot l_{AS2}}{\omega_{OA} \cdot l_{OA}}$$

Подставляя это в последнее равенство, окончательно получим:

$$\frac{V_{S2}}{\omega_{OA}} = \sqrt{\left(\frac{\omega_{AB}}{\omega_{OA}}\right)^2 \cdot l_{AS2}^2 + 1 - 2 \cdot \left(\frac{\omega_{AB}}{\omega_{OA}}\right) \cdot l_{AS2} \cdot \cos((\mu - (\varphi_3 - \varphi_1)) - \varepsilon)}$$

Аналогично в присоединённом коромысло – ползунном механизме CDE после установления зависимости его углов с углами в треугольнике $\triangle sed$ аналогов скоростей по теореме синусов найдём:

$$\frac{V_E}{\omega_{CD}} = \frac{pe}{cd} \cdot l_{CD} = \frac{\sin(\varphi_4 + \gamma)}{\sin(90^\circ - \gamma)} \cdot l_{CD} = \frac{\sin(\varphi_4 + \gamma)}{\cos \gamma} \cdot l_{CD},$$

$$\frac{\omega_{DE}}{\omega_{CD}} = \frac{de}{cd} \cdot \frac{l_{CD}}{l_{DE}} = \frac{l_{CD}}{l_{DE}} \cdot \frac{\sin(90^\circ - \varphi_4)}{\sin(90^\circ - \gamma)} = \frac{l_{CD}}{l_{DE}} \cdot \frac{\cos \varphi_4}{\cos \gamma}$$

а с помощью теоремы косинусов из треугольника ΔcdS_3 получим:

$$\frac{V_{S3}}{\omega_{CD}} = l_{CD} \cdot \frac{\sqrt{cd^2 + ds_3^2 - 2cd \cdot ds_3 \cdot \cos(\varphi_4 + \gamma)}}{cd}$$

Поскольку

$$\frac{ds_3}{cd} = \frac{V_{DS3}}{V_{CD}} = \frac{\omega_{DE} \cdot l_{DS3}}{\omega_{CD} \cdot l_{CD}}$$

то, подставляя это в последнее равенство, получим:

$$\frac{V_{S3}}{\omega_{CD}} = \sqrt{\left(\frac{\omega_{DE}}{\omega_{CD}}\right)^2 \cdot l_{CD}^2 + 1 - 2 \cdot \left(\frac{\omega_{DE}}{\omega_{CD}}\right) \cdot l_{CD} \cdot \cos(\varphi_4 + \gamma)}$$

Таким образом, передаточные функции для простейших механизмов легко можем устанавливать на основе общеизвестных элементарных соображений. Чтобы получить выражение для рассматриваемой совокупности простых механизмов, воспользуемся преобразованием (1). Получим

$$\frac{V_D}{\omega_{DA}} = \frac{V_D}{\omega_{CD}} \cdot \frac{\omega_{CD}}{\omega_{OA}} \quad \frac{V_{S4}}{\omega_{OA}} = \frac{V_{S4}}{\omega_{CD}} \cdot \frac{\omega_{CD}}{\omega_{OA}}$$

Простота рассмотренной методики кинематического анализа передаточного механизма существенно не зависит от степени его сложности. Она сочетает наглядность геометрических методов с простотой математического аппарата, что необходимо при отработке программ в практике выполнения студентами проектов по дисциплине "Теория машин и механизмов"

Литература.

1. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / Под ред. Девойно Г.Н. – Мн.: Высшая школа, 1986, 285с.
2. Зиновьев В.А. Курс теории механизмов и машин – М.: Наука, 1972, 384с
3. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1975, 640с

ПРОБЛЕМЫ ИЗМЕНЕНИЯ ПЕРИОДА DELTA-ЦЕФЕИД В ГАЛАКТИКЕ

Т.В. Авилин

Научный руководитель - К.И. Цыркун
 УО «Республиканский центр технического творчества учащихся» Министерства образования Республики Беларусь

delta-Цефеиды представляют собой обширный класс переменных звезд с периодическим колебанием блеска от 1-30 суток. С помощью этих звезд была построена шкала межзвездных расстояний. Для изучения ошибок, которые вносят изменения периода delta-Цефеид в шкалу межзвездных расстояний были поставлены следующие задачи:

Исследование изменения периодов delta-Цефеид, полученных в результате моих наблюдений, в связи с их использованием для определения межзвездных расстояний