

УДК 621.979.1:62-63

ОСНОВЫ СИНТЕЗА ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫХ ПРЕССОВ

Глебенко А. В., ассис.; Явтушенко А.В., к.т.н., доц.;
Васильченко Т.А., инженер
Запорожский национальный технический университет
69063. г. Запорожье, ул. Жуковского, 64, кафедра ОМД
E-mail: ayav@zntu.edu.ua

У статті розглянуті питання синтезу зубчато-важільного головного виконавчого механізму спеціалізованих кривошипних пресів з метою забезпечення закону руху робочого органу відповідно до потреб технологічних процесів штампування.

Ключові слова: синтез, зубчато-важільний, виконавчий механізм, кривошипний прес.

The article deals with the problem of the main executive rack-lever mechanism synthesis of specialized crankshaft presses with the purpose to provide for the law of the working organ movement in accordance with the die-stamping technological processes.

Key words: synthesis, rack-lever, mechanism, crankshaft press.

Введение. Зубчато-рычажные исполнительные механизмы специализированных кривошипных прессов предназначены для реализации специального закона движения ползуна в период рабочего хода [1, 2]. Основная цель применения состоит в обеспечении небольшой скорости начала рабочего хода и максимально постоянной скорости во время рабочего хода. Такой закон движения обусловлен требованиями технологических процессов с жесткой зависимостью силового процесса деформирования металла от скорости рабочего инструмента - холодное выдавливание, чистовая вырубка и вытяжка листового металла.

Анализ предварительных исследований. Создание и исследование исполнительных механизмов технологических машин, к которым относятся и специализированные кривошипные прессы, предполагает взаимосвязанное и параллельное выполнение анализа, синтеза и оптимизации [3]. Анализ представляет собой определение кинематических, силовых и динамических характеристик механизма при известной его структуре и геометрических параметрах. Синтез исполнительного механизма технологической машины разделим на синтез закона перемещения рабочего органа (структурный синтез) и синтез собственно механизма (кинематический, силовой и динамический синтез). Синтез закона движения предполагает определение закономерностей изменения параметров графиков перемещения, скорости и ускорения рабочего органа на основе требований технологического процесса. Синтез механизма – определение его параметров (геометрических размеров, скоростных характеристик и др.), обеспечивающих выполнение установленного графика движения. После синтеза механизма на основе результатов анализа производится оптимизация параметров, направленная на определение наилучшего их сочетания с целью наилучшего удовлетворения установленным критериям оптимальности или целевой функции.

Как указано в работе [4] задача синтеза механизма считается завершенной, если определены и показаны области существования искомого механизма. При синтезе закона движения рабочего органа вначале определяются основные параметры, характеризующие возможности выполнения механизмом заданных функций, затем устанавливаются частные – определяющие степень выполнения механизмом заданных функций [3].

Цель работы. Для зубчато-рычажного главного исполнительного механизма (ЗРГИМ) специализированного кривошипного прессы необходимо с учетом вышеуказанных особенностей разработать методику синтеза механизма и указать критерии оптимальности его параметров.

Материал и результат исследования.

Независимо от функционального назначения, структуры и параметров рычажного или зубчато-рычажного механизма он должен удовлетворять ряду общих и специальных требований как циклический механизм, выполняющий определенную технологическую работу. Чаще всего общие требования заключаются в обеспечении плавности движения, непрерывности функции положения и первой передаточной функции, ограничении максимальных значений скорости и ускорения на всем участке движения или некоторой его части и др. Выполнение этих требований обеспечивается синтезом закона движения и механизма. К специальным требованиям, применительно к исполнительным механизмам специализированных прессов, отнесем обеспечение некоторой максимально допустимой скорости начала рабочего хода и степени ее постоянства в период рабочего хода. Удовлетворение этих требований обеспечивается оптимизацией параметров механизма по установленным критериям.

Исходя из назначения зубчато-рычажного механизма специализированных кривошипных прессов, к основным параметрам закона движения от-

несем: величину полного перемещения рабочего органа – ползуна, максимальную скорость и максимальное ускорение ползуна на всем участке хода, длительность периода разгона и выбега ползуна.

Параметры самого механизма – это геометрические размеры звеньев, координаты их взаимного расположения в исходном или конечном положении и др., которые и обеспечивают требуемый закон движения рабочего органа.

При синтезе законов движения цикловых механизмов удобно использовать понятия функции положения, передаточных функций и т. н. безразмерные характеристики [5].

В любом механизме с одной степенью свободы положение рабочего органа (и любого другого) определяется координатой ведущего звена a . Если рабочий орган совершает возвратно-поступательное движение, описываемое координатой S , то ее зависимость от координаты a определяется функцией положения

$$S = \Pi(a). \quad (1)$$

Дифференцируя зависимость (1) по времени, находим

$$V = \frac{dS}{dt} = \frac{d\Pi(a)}{dt} = \frac{d\Pi(a)}{da} \cdot \frac{da}{dt} = \Pi'(a)a'. \quad (2)$$

Функция $\Pi'(a)$ называется первой передаточной функцией. Если ведущее звено вращается равномерно с постоянной скоростью ω , то

$$a' = \frac{da}{dt} = w,$$

и тогда первая передаточная функция представляет собой отношение скоростей ведомого и ведущего звеньев.

Повторное дифференцирование выражения (2) дает зависимость для определения ускорения ведомого звена

$$J = \frac{d^2S}{dt^2} = \Pi''(a)(a')^2 + \Pi'(a)a''. \quad (3)$$

При $\omega = \text{const}$ вторая передаточная функция $\Pi''(a)$ представляет собой отношение ускорения ведомого звена к квадрату скорости ведущего.

В общем случае рабочий орган циклического механизма, в том числе и исполнительного механизма кривошипных прессов, как при прямом ходе, так и при обратном может двигаться с различными скоростями и ускорениями. Для многих механизмов технологических машин выделяются три периода движения рабочего органа: разгон от нулевой скорости в начале движения до максимальной; период движения с постоянной скоростью;

выбег с замедлением до нулевой скорости в конце хода.

При этом может быть несколько периодов разгона и выбега, разделенных периодами выстоя.

Для специализированных прессов изменение скорости в период рабочего хода может быть более сложным. Здесь же заметим, что периоды движения с постоянной скоростью рабочего органа в рычажных и зубчато-рычажных механизмах кривошипных прессов практически отсутствуют как в силу трудностей реализации, так и в силу отсутствия необходимости.

В силу этого на данном этапе примем двухпериодный закон движения ползуна, типовая передаточная функция которого показана на рис. 1.

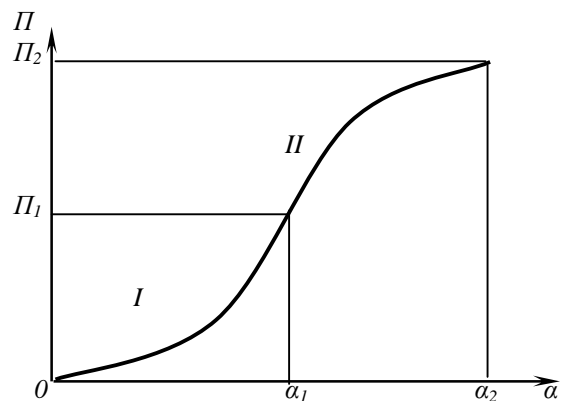


Рисунок 1– Типовая передаточная функция исполнительного механизма кривошипного

В теории кривошипных прессов угол поворота ведущего кривошипа принято исчислять от крайнего нижнего положения ползуна против движения. Поэтому на представленном графике период движения II соответствует разгону ползуна от крайнего верхнего положения до некоторой максимальной скорости, а период I – торможению ползуна перед началом рабочего хода. Значения Π_2 и a_2 соответствуют полному ходу ползуна, а значения Π_1 и a_1 – границы между периодами движения, т. е. максимальной скорости ползуна.

Введем в рассмотрение две безразмерные функции

$$Z_1(j_1) = \frac{\Pi}{\Pi_1}; \quad Z_2(j_2) = \frac{\Pi_2 - \Pi}{\Pi_2 - \Pi_1}, \quad (4)$$

$$\text{где } j_1 = \frac{a}{a_1}, \quad (0 \leq a \leq a_1)$$

$$j_2 = \frac{a_2 - a}{a_2 - a_1}. \quad (a_1 \leq a \leq a_2)$$

При $a=0$ имеем $\varphi_1=0, Z_1=0$; при $a=a_1$ имеем $\varphi_1=1, Z_1=1, \varphi_2=1, Z_2=1$; при $a=a_2$ имеем $\varphi_2=0, Z_2=0$.

Таким образом, безразмерные функции вписываются в квадрат со сторонами, равными единице.

Дифференцирование выражений (4) по координате ведущего звена a устанавливает зависимость передаточных функций от безразмерных характеристик:

– участок выбега

$$\frac{dZ_1(j_1)}{da} = \frac{dZ_1(j_1)}{dj_1} \cdot \frac{dj_1}{da} = \frac{Z_1'(j_1)}{a_1} = \frac{1}{\Pi_1} \cdot \frac{d\Pi}{da} = \frac{\Pi'}{\Pi_1},$$

т. е.
$$\Pi' = \frac{\Pi_1}{a_1} Z_1'(j_1); \quad (5)$$

$$\Pi'' = \frac{\Pi_1}{a_1^2} Z_1''(j_1); \quad (6)$$

– участок разгона

$$\Pi' = \frac{\Pi_2 - \Pi_1}{a_2 - a_1} Z_2'(j_2); \quad (7)$$

$$\Pi'' = -\frac{\Pi_2 - \Pi_1}{(a_2 - a_1)^2} Z_2''(j_2). \quad (8)$$

Для исключения ударов в начале и конце хода ведомого звена в силу непрерывности передаточной функции при $\varphi_i=0$ функция $Z'(j_i)$ должна обращаться в нуль, а при $\varphi_i=1$ функция $Z'(j_i)$ достигает своего максимума ($i=1,2$). Эта константа Z'_{\max} называется пиком безразмерной скорости и показывает, во сколько раз максимальная скорость больше средней скорости. Константа Z''_{\max} называется пиком безразмерных ускорений.

Из уравнений (5)-(8) следует, что функция положения и передаточные функции содержат четыре параметра: Π_1, Π_2, a_1, a_2 . В работе [4] эти параметры названы структурными, подчеркивая их первоочередную роль в синтезе структуры механизма. Эти параметры не могут быть выбраны произвольно, так как они связаны условием непрерывности первой передаточной функции на границе участков при $a = a_1$:

$$\frac{\Pi_1}{a_1} Z'_{1\max} = \frac{\Pi_2 - \Pi_1}{a_2 - a_1} Z'_{2\max}. \quad (9)$$

Введем в рассмотрение безразмерные коэффициенты:

– коэффициент асимметрии закона движения

$$f_A = \frac{a_2 - a_1}{a_1}; \quad (10)$$

– коэффициент кратности максимальных безразмерных скоростей

$$n_1 = \frac{Z'_{1\max}}{Z'_{2\max}} = \frac{\Pi_1}{a_1} \cdot \frac{a_2 - a_1}{\Pi_2 - \Pi_1}; \quad (11)$$

– коэффициент кратности безразмерных максимальных ускорений

$$n_2 = \frac{Z''_{1\max}}{Z''_{2\max}}. \quad (12)$$

Исходя из того, что произвольно могут быть заданы три параметра, возможны следующие три варианта их задания (т. н. комплексы исходных данных [6]). Во всех комплексах величина полного угла поворота кривошипа α_2 от начального положения до конечного не всегда равна π .

Комплекс 1. Заданы параметры Π_2, α_2, f_A .

Из уравнения (10) следует

$$\Pi_1 = \frac{\Pi_2}{1 + f_A}; \quad (13)$$

$$a_1 = \frac{a_2}{1 + f_A}. \quad (14)$$

Таким образом, в этом комплексе задание коэффициента асимметрии и полного хода рабочего органа определяют длительность периода выбега и граничное значение функции положения.

Комплекс 2. Заданы параметры Π_2, α_2 ,

$$I = \frac{\Pi''_{1\max}}{\Pi''_{2\max}}.$$

Из уравнений (6), (8) с учетом (9) следует, что параметры Π_1 и a_1 находятся по формулам (13) и (14) при $f_A = \frac{n_1}{n_2} I$.

Комплекс 3. Заданы параметры Π_2, α_2 ,

$$\Pi'_{\max} = \frac{1}{k}.$$

Аналогично находим

$$\Pi_1 = \frac{a_2 - k\Pi_2}{k[Z'_{1\max} - 1 + f_A(Z'_{1\max} - n_1)]}; \quad (15)$$

$$a_1 = \frac{Z'_{1\max}(a_2 - k\Pi_2)}{Z'_{1\max} - 1 + f_A(Z'_{1\max} - n_1)}. \quad (16)$$

Здесь коэффициент асимметрии находится по формуле комплекса 2.

Во всех комплексах условиями существования механизма являются следующие очевидные ограничения $\Pi_1 \leq \Pi_2$ и $a_1 \leq a_2$.

Из уравнений (13)-(16) следует, что применительно к зубчато-рычажным исполнительным механизмам прессов три возможные комбинации указанных структурных параметров определяют

граничные значения параметров, ограничивающих максимальные скорости или ускорения, и совершенно не отражают закономерностей движения в период рабочего хода. По этой причине они должны использоваться для общего синтеза закона движения по критериям максимальных скоростей или ускорений в течение всего хода рабочего органа. Синтез механизма по критериям оптимальности в период рабочего хода становится возможным после параметрической оптимизации основных параметров.

Поэтому после синтеза механизма по основным параметрам необходимо определить комбинацию вспомогательных параметров по заданным свойствам графика движения. Для этого необходимо определить эти параметры и установить критерии их оптимальности.

Остановимся на вопросе выбора критериев оптимальности закона движения и механизма в период рабочего хода.

При выборе закона движения рабочего органа и критериев его оптимальности исходят прежде всего из следующих условий:

1. соответствие закона движения требованиям технологического процесса;
2. достижение наивысшей производительности машины;
3. минимальный расход энергии;
4. обеспечение прочности, долговечности и другие.

Первое требование является основным, т. к. механизм должен прежде всего соответствовать своему функциональному назначению. Для специализированных прессов важно обеспечить определенный закон движения ползуна на участке рабочего хода.

Достижение высокой производительности также связано с выбором закона движения рабочего органа, т. к. повышение числа ходов пресса ограничивается требованиями технологического процесса.

Наименьший расход энергии в приводе кривошипных прессов связан с величиной крутящего момента на ведущем звене, а он, в свою очередь, связан с геометрическими параметрами механизма.

Наконец, четвертое условие неразрывно связано с предыдущим и обеспечивается максимальным снижением нагрузок на звенья.

Из всего множества критериев оптимальности (качества) механизмов [5, 7] применительно к нашей задаче выделим геометрические и кинематические – размеры звеньев, полный ход ползуна, величину максимальной скорости и ускорения, характеристики изменения скорости ползуна в период рабочего хода и др.

Критерии оптимальности механизма должны быть безразмерными, инвариантными и достаточно простыми для качественного и количественного сопоставления различных вариантов совокупности параметров механизмов.

Из аналитических зависимостей для расчета кинематических характеристик ЗРГИМа [6] следует, что параметрами, определяющими закономерности движения, являются:

- ω – угловая скорость кривошипа;
- R, r – радиусы направляющего и образующего колес;
- d – эксцентриситет подвески шатуна;
- L – длина шатуна;
- φ_0 – установочный угол направляющей шестерни.

Угол поворота кривошипа α является независимой координатой ведущего звена.

Первые три параметра являются зависимыми и заданы условиями задачи. Так, по принятому соглашению для получения наибольшего эффекта используется механизм с внутренним зацеплением

и передаточным отношением $i = \frac{R}{r} = 3$ [1]. Величина радиусов колес определяется заданной величиной номинального хода пресса S_n .

Угловая скорость кривошипа ω задана производительностью пресса.

Три последних параметра являются независимыми и могут выбираться произвольно. Именно они и являются вариационными характеристиками при параметрической оптимизации.

Основной целью применения зубчато-рычажных главных исполнительных механизмов (ЗРГИМ) специализированных кривошипных прессов является обеспечение специальных кинематических характеристик движения ползуна [1].

Так, для создания наиболее благоприятных скоростных условий выполнения технологических процессов холодного выдавливания, чистовой вырубки и др. скорость ползуна в момент встречи с заготовкой (скорость начала рабочего органа) должна быть ниже установленного предела (менее 5 – 100 мм/с). В дальнейшем скорость ползуна должна, по возможности, оставаться в течение некоторого периода времени постоянной, или даже возрастать для повышения теплового эффекта деформации.

Перемещение ползуна в период рабочего хода должно быть достаточным для выполнения технологической операции с учетом упругой деформации системы пресс-штамп.

Для уменьшения нагрузок на ГИМ и привод пресса, уменьшения расхода энергии величина крутящего момента должна быть наименьшей, особенно с учетом большой полноты заполнения графика усилия деформации указанных технологических операций.

Наконец, необходимо стремиться к уменьшению максимального ускорения ползуна, определяющего динамические нагрузки, особенно при ускоренном обратном ходе.

Таким образом, можно установить следующие количественные характеристики кинематических свойств ЗРГИМа в период рабочего хода:

S_n – номинальный ход ползуна, определяемый,

прежде всего, размерами штампуемых изделий, условиями подачи, перемещения и удаления заготовок, полуфабрикатов, отходов и другими условиями;

S_p – рабочий ход ползуна, определяемый величиной базы деформации выбранной операции, упругими свойствами системы пресс-штамп;

V_{np} – скорость ползуна в момент начала рабочего хода;

V_{cp} – средняя скорость ползуна в период рабочего хода;

V_{pmax} – наибольшая скорость ползуна в период рабочего хода, если после начала деформирования она возрастает;

J_{max} – наибольшее ускорение ползуна за время одного двойного хода.

При синтезе и анализе механизмов, а также для их объективного сопоставления целесообразно использовать аппарат безразмерных характеристик.

Введем следующие безразмерные характеристики:

– относительный коэффициент рабочего хода, показывающий долю рабочего хода в номинальном ходе ползуна

$$k_{Sp} = \frac{S_p}{S_n}; \quad (17)$$

– относительный коэффициент скорости начала рабочего хода

$$k_{Vp} = \frac{V_{np}}{V_{cp}}; \quad (18)$$

– относительный коэффициент максимальной скорости рабочего хода

$$k_{Vmax} = \frac{V_{pmax}}{V_{cp}}. \quad (19)$$

Исходя из определения рабочего хода ползуна относительный коэффициент рабочего хода k_{Sp} будет считаться заданным для каждой технологической операции.

Как указано выше, при выполнении таких технологических операций, как выдавливание и чистовая вырубка, скорость ползуна в период начала рабочего хода должна быть как можно меньше, а средняя скорость ближе к постоянной. Поэтому величина относительного коэффициента скорости начала рабочего хода k_{Vp} должна стремиться к нулю, а относительного коэффициента максималь-

ной скорости рабочего хода k_{Vmax} должна стремиться к единице.

Вполне очевидно, что величина максимального ускорения J_{max} должна быть минимальной.

Выводы.

1. Установлено, что обеспечение закона движения рабочего органа специализированных кривошипных прессов возможно после синтеза механизма по основным (структурным) параметрам механизма и последующей оптимизации его геометрических параметров.

2. Оптимизация параметров механизма должна обеспечить максимальное удовлетворение установленных критериев оптимальности закона движения рабочего органа в период рабочего хода.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ

1. Явтушенко А.В., Глебенко А.В., Васильченко Т.А. Зубчато-рычажные исполнительные механизмы специальных кривошипных прессов. – Совершенствование процессов и оборудования обработки металлов давлением в металлургии и машиностроении. Тем. сборник. науч. тр. – ДГМА, Краматорськ, 2006. с. 436-441.

2. Явтушенко А.В., Глебенко А.В., Васильченко Т.А. Кинематические характеристики исполнительных механизмов кривошипных прессов – Ресурсозберігаючі технології виробництва та обробки тиском матеріалів у машинобудуванні: Зб. наук. пр. – Луганск: вид-во СНУ ім. В. Даля, 2005. с. 128-133.

3. Левитский Н.И. Теория машин и механизмов. – М.: Наука, 1979. – 576 с.

4. Вульфсон И.И. Синтез закона движения при заданном максимальном значении первой передаточной функции кулачкового механизма. – Сб. «Анализ и синтез механизмов и теория передач». – М.: Наука, 1965. –С. 64-75.

5. Вульфсон И.И. Динамические расчеты цикловых механизмов. – Л.: Машиностроение, 1976. – 328 с.

6. Явтушенко А.В., Глебенко А.В., Васильченко Т.А. Кинематический анализ зубчато-рычажного главного исполнительного механизма специализированных кривошипных прессов // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. В 2-х ч. Ч. 1. – Луганск: вид-во СНУ ім. В. Даля, 2006. – № 6 (100). – С. 35-44.

7. Тышкевич В.А. Коэффициенты качества шарнирных четырехзвенников. – Сб. статей «Анализ и синтез механизмов». – М.: Машиностроение, 1966. с.70-95.

Статья поступила 15.01.07
Рекомендовано к печати д.т.н., проф.
Драгобецким В.В.