

УДК 531.8; 621.8 (28.001.2); 621.73

Явтушенко А. В.

ЗАДАЧИ И МЕТОДЫ СИНТЕЗА ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРЕССОВ

Исполнительные механизмы механических прессов являются основными механизмами, определяющими в первую очередь технологические возможности и качество пресса в целом. По этой причине синтез таких механизмов является первостепенной задачей при проектировании пресса как механической системы. Содержание и методология проектирования рычажных механизмов в общей постановке задачи разработаны в трудах классиков теории механизмов и машин. Применительно к механическим прессам решены многие задачи синтеза наиболее распространенного кривошипно-ползунного механизма [1–4]. Для более сложных многозвенных рычажных механизмов, используемых в специализированных прессах для выдавливания, вытяжки, чистовой вырубки и др., задача синтеза рассматривается или в общих чертах или сводится к анализу свойств конкретного механизма. Отсутствие единых методов синтеза, игнорирование многочисленных конструктивных и технологических требований к кинематическим свойствам механизмов приводит к неудовлетворительному качеству исполнительных механизмов, завышению запасов прочности, увеличению металлоемкости. В последнее время в технической литературе появляются предложения по структурным схемам исполнительных механизмов прессов совершенно не учитывающими условия синтеза по конструктивным и технологическим признакам. Главными условиями синтеза принимаются условия, совершенно не относящиеся к функциональному назначению прессов, например, габарит пресса по высоте, величина радиуса кривошипа главного вала, минимальное значение крутящего момента и другие. Указанное свидетельствует или об одностороннем подходе к вопросам синтеза механизма, или даже о полном непонимании назначения исполнительного механизма пресса и его функциональных задач.

Цель работы состоит в обобщении задач и методов синтеза исполнительных механизмов механических прессов с учетом конструктивных особенностей и технологического назначения, классификации методов по функциональному признаку. Статья представляет собой первую работу в серии статей по вопросам синтеза исполнительных механизмов универсальных и специализированных механических прессов.

В классическом понимании под синтезом исполнительного механизма пресса подразумевается проектирование кинематической схемы механизма, удовлетворяющей заданному закону движения рабочего органа, обеспечивающей выполнение технологических требований при одновременном удовлетворении определенных ограничений.

Проектирование механизма производится путем последовательного выполнения трех этапов, которые более корректно назвать видами синтеза. Первый вид синтеза, называемый структурным, состоит в выборе структурной схемы механизма, обеспечивающего требуемый закон движения ведомого звена. Второй вид (этап) синтеза, называемый кинематический, или параметрический, заключается в определении постоянных параметров механизма по заданным его свойствам. На основе аналитических зависимостей для кинематических характеристик механизма определяются параметры, обеспечивающие заданные условия функционирования механизма. При необходимости выполняется динамический синтез механизма, при котором определяются его параметры, обеспечивающие необходимые или заданные динамические характеристики.

Перед началом любого синтеза необходимо, прежде всего, установить одно или несколько условий синтеза, выполнение которых является обязательным или желательным.

Исполнительные механизмы прессов по функциональным возможностям в зависимости от технологического назначения делятся на две группы. Первую группу составляют механизмы, которые должны обеспечивать на участке рабочего хода заданный закон перемещения

ползуна, чаще всего определенную скорость движения ползуна. В ряде случаев жесткие требования по величине скорости ползуна не указываются, и тогда из всех возможных вариантов структурных схем предпочтение отдается наиболее простому и надежному кривошипно-ползунному механизму. По этой причине такой механизм нашел применение в большинстве прессов для горячей объемной штамповки, для выполнения разделительных операций листовой штамповки, гибки, формовки и т. д. Для обеспечения благоприятного деформирования заготовки при вытяжке, холодном выдавливании, чистовой вырубке и других операциях в период рабочего хода требуется ограниченная по модулю и предпочтительно постоянная или близкая к постоянной скорость ползуна. Такие условия движения ползуна могут быть обеспечены только при использовании многозвенных рычажных и зубчато-рычажных механизмов сложной структуры.

Вторую группу составляют механизмы, обеспечивающие на заданном интервале поворота главного ведущего вала, выстой ползуна с наименьшим отклонением от нулевого положения. Такие механизмы используют, как правило, в качестве дополнительных исполнительных механизмов, осуществляющих прижим заготовки при вытяжке, создание противодавления при чистовой вырубке и других технологических операциях.

Таким образом, исполнительные механизмы механических прессов представляют собой плоские многозвенные рычажные механизмы второго класса с одной степенью свободы. Ведущее звено совершает вращательное движение, ведомое звено чаще всего совершает прямолинейное возвратно-поступательное движение, т. е. механизмы являются механизмами циклического действия. Известно несколько десятков механизмов, которые нашли применение в механических прессах [1–4]. Тем не менее, вопросы их синтеза с учетом особенностей технологических операций совершенно не разработаны. При огромном многообразии структурных схем таких механизмов их структурный синтез производится чаще всего на основе интуитивных методов с использованием предшествующего опыта, многочисленных справочных материалов [5, 6]. Основная сложность структурного синтеза состоит в трудности математической формализации задачи синтеза.

Обозначим через $S = f(\alpha)$, $0 \leq \alpha \leq 2\pi$, функцию перемещения механизма, где S – перемещение конечного звена механизма, т.е. рабочего органа пресса; α – угол поворота ведущего вала. Начала и направления отсчета координат S и α всегда можно выбрать так, чтобы выполнялись условия:

$$f(0) = f(2\pi) = 0,$$

$$f(\alpha) \geq 0 \text{ при всех } \alpha \in [0, 2\pi]$$

Конкретная форма передаточной функции $S = f(\alpha)$ зависит от параметров механизма и его структурной схемы и на этапе структурного синтеза неизвестна. Но, тем не менее, на этом этапе синтеза необходимо иметь информацию или о виде передаточной функции, или, по меньшей мере, о ее свойствах на определенном отрезке $\alpha \in [\alpha_1, \alpha_2]$, так как функциональные возможности реализации передаточной функции каждой структурной схемы ограничены определенными условиями и пределами.

Исходя из требований к виду передаточной функции для указанных двух групп механизмов, на этапе структурного синтеза основным критерием оценки функциональных возможностей механизма можно принять максимальное количество экстремумов передаточной функции $S = f(\alpha)$ и их положение на интервале $\alpha \in [0, 2\pi]$.

Анализ функциональных возможностей механизмов по принятому критерию оценки может быть выполнен одним из следующих четырех методов [9, 10].

Аналитический метод оценки основан на анализе множества передаточных функций механизма конкретной структуры при произвольных параметрах в области допустимых значений. Исследование функциональных свойств таким методом возможно только для простейших механизмов, включающих не более 4–6 звеньев.

Геометрический метод оценки основан на сопоставлении и анализе положения звеньев для различных вариантов исполнения механизма заданной структурной схемы. По сравнению с аналитическим методом такой метод анализа не требует задания функции положения, и применим для большего числа механизмов.

Эвристический метод оценки основан на информации и анализе известных сведений об аналогичных или подобных механизмах, а также на прогнозировании функциональных свойств механизмов с использованием интуитивных или теоретических соображений.

Статистический метод основан на статистической информации об использовании подобных механизмов в других технологических или транспортных машинах, результатах теоретических расчетов.

Очевидно, что ни один из методов не может дать однозначной количественной и качественной характеристики о возможностях данной структурной схемы, поэтому окончательное решение об эффективности той или иной схемы будет получено только после кинематического и динамического исследования.

Параметрический синтез механизма, структура которого определена на предыдущем этапе, состоит в определении постоянных параметров кинематической схемы, обеспечивающих удовлетворение некоторых установленных требований (условий синтеза). Чаще всего задача параметрического синтеза формулируется в виде требования минимизации (или максимизации) некоторой функции $P = P(x)$, принимающей неотрицательные значения. Эту функцию называют функцией цели, или, по-другому, целевой функцией. Независимые переменные $x = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$ являются параметрами механизма, которые составляют три группы: назначаемые, вычисляемые и свободные. Назначаемые параметры (n_1) указываются в начале синтеза и определяются конструктивными требованиями, например, расстояния между опорами валов, длина определенных звеньев и другие. В отдельных случаях условия синтеза позволяют вычислить часть параметров в функции остальных параметров. Такие параметры называются вычисляемыми и их число (n_2) равно числу указанных связей. Свободные параметры (n) представляют собой количественные характеристики механизма, являются независимыми и варьируемыми. К ним относятся длины звеньев, углы взаимного расположения звеньев, опор валов и другие.

Все условия синтеза представляют собой некоторые аналитические условия связей, накладываемых на параметры механизма. Одно или несколько из условий являются главным (основным), а остальные делятся на обязательные и желательные условия синтеза. Главное условие синтеза состоит в том, что механизм должен с заданной точностью воспроизводить заданное движение ведомого звена. Как правило, основное условие синтеза выражается в виде целевой функции $P = P(x)$. Обязательные условия синтеза являются условиями существования механизма при выбранных значениях варьируемых и назначаемых параметров. Желательные условия синтеза представляют собой условия наиболее благоприятного функционирования механизма. К ним относятся, как правило, значения максимальных углов давлений, конструктивные ограничения размеров звеньев, предельные углы размаха и др. Обязательные и желательные условия синтеза представляются обычно в виде неравенств.

Все условия синтеза делятся на явные и неявные. Явные условия представляют собой аналитические неравенства, ограничивающие значения параметров механизма. Неявные условия представляются в виде аналитических зависимостей в форме равенств или неравенств, связывающих некоторые параметры механизма определенными условиями.

Исходя из технологического назначения синтезируемого механизма, главным условием синтеза механизмов первой группы является максимальное приближение скорости ползуна на участке рабочего хода к некоторому установленному предельному значению V_{\max} . Так как с помощью многозвенных рычажных механизмов практически невозможно обеспечить точное постоянство скорости ползуна даже на относительно коротком диапазоне угла

поворота ведущего звена α , главное условие синтеза выражается одним из усредненных (средних) показателей – среднеарифметическое, среднеквадратичное или среднеинтегральное отклонение скорости ползуна от величины V_{\max} .

Для механизмов второй группы основным условием синтеза является минимальное отклонение величины перемещения ползуна от нуля. Дополнительным обязательным условием синтеза является величина интервала угла поворота α_s ведущего звена, на котором имеет место выстой ползуна.

Для вспомогательных механизмов прессов и механизмов средств механизации основным или обязательным могут быть другие условия синтеза. Например, для механизмов подачи заготовок обязательным условием синтеза может быть соотношение длительности прямого и обратного хода. В некоторых случаях обязательным условием синтеза является обеспечение заданного крайнего положения ведомого звена, минимальное значение угла давления и др.

Для всех случаев синтеза любых механизмов обязательными условиями являются величина максимального перемещения ведомого звена и неотрицательные значения параметров механизма, определяющих длину звеньев u_i . Более того, чаще всего, после структурного синтеза накладываются ограничения на верхние и нижние значения этих параметров, т. е. условия записываются в виде:

$$u_{iv} \geq u_i \geq u_{in} \geq 0,$$

где u_{in} , u_{iv} – соответственно нижнее и верхнее значения свободных параметров, определяющих размеры звеньев.

Таким образом, целевая функция вычисляется только для тех значений параметров синтеза, которые удовлетворяют дополнительным условиям синтеза.

Задачи параметрического синтеза решаются одним из следующих методов.

Для предварительной оценки кинематических свойств механизма, определения граничных положений, допустимых параметров используется графический метод, который являлся практически единственным возможным до появления методов аналитического и численного решения. Графическим методом решаются, например задачи синтеза по положениям.

Аналитический метод решения основан на различных математических моделях, описывающих приближенные кинематические зависимости для удовлетворения условий синтеза. Для синтеза механизма, воспроизводящего на заданном интервале определенную передаточную функцию, широко используются метод приближения функций, разработанный П. Л. Чебышевым. Теоретически с помощью этого метода можно выполнить синтез механизма, воспроизводящего любую передаточную функцию. Однако практическое использование такого метода синтеза ограничено тем, что в нем совершенно не учитываются дополнительные условия синтеза и ограничения, особенно в виде функций.

В общей постановке задача параметрического синтеза, когда необходимо определить параметры механизма, удовлетворяющие заданным условиям и ограничениям при минимальном (максимальном) значении целевой функции, представляет собой задачу нелинейной оптимизации, которую принято называть задачей нелинейного программирования.

Задача нелинейного программирования формулируется следующим образом.

Требуется найти значения независимых переменных $x = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$, при которых обеспечивается минимум целевой функции:

$$P = P(x) \rightarrow \min.$$

На переменные накладываются ограничения:

– явные

$$x_{jv} \geq x_j \geq x_{jn} \geq 0, \text{ где } j = 1, 2, \dots, n;$$

– неявные

$$g_i(x) \leq b_i, \text{ где } i = 1, 2, \dots, m.$$

Аналитическое решение таких задач практически невозможно, поэтому решение выполняется одним из численных методов решения задач условной оптимизации [9, 10].

Необходимым условием существования минимума функции $P = P(x)$ при наличии ограничений вида $g_i(x) \leq b_i$ являются условия Куна-Такера. Можно показать, что для гладких функций $P = P(x)$, описывающих главные условия синтеза рычажных механизмов прессов условия, условия Куна-Такера выполняются всегда, т. е. всегда существует экстремум целевой функции и задача имеет решение.

Существуют определенные сложности с поиском решения при его расположении близко к области ограничений. В таком случае сходимость процесса поиска достигается в первой же точке границы, но минимум функции цели не достигается. Из всех известных методов нелинейной оптимизации в первом приближении можно рекомендовать метод сопряженных градиентов и, особенно при наличии большого числа неявных ограничений, комплексный метод деформируемого многогранника [11].

ВЫВОДЫ

Синтез исполнительных механизмов механических прессов должен производиться в виде структурного, параметрического и динамического синтеза, задачей которых является определение параметров механизма, обеспечивающих заданные условия синтеза и выполнение условий синтеза. Структурный синтез механизмов производится с учетом технологического назначения механизма по критерию количества и положения экстремумов передаточной функции. Задача синтеза исполнительных механизмов прессов представляется в виде задачи нелинейной условной многокритериальной многопараметрической оптимизации, решение которой возможно численными методами сопряженных градиентов или комплексным методом деформируемого многогранника.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Живов Л. И. Кузнечно-штамповочное оборудование : Учебник для вузов / Л. И. Живов, А. Г. Овчинников, Е. Н. Складчиков / Под ред. Л. И. Живова. – М. : Изд-во МГТУ, 2006. – 560 с.
2. Бочаров Ю. А. Кузнечно-штамповочное оборудование : Учебник для вузов / Ю. А. Бочаров. – М. : Издательский центр «Академия», 2008. – 480 с.
3. Свистунов В. Е. Кузнечно-штамповочное оборудование. Кривошипные прессы / В. Е. Свистунов. – М. : МГИУ, 2008. – 704 с.
4. Ланской Е. Н. Элементы расчета узлов и деталей кривошипных прессов / Е. Н. Ланской, А. Н. Банкетов. – М. : Машиностроение, 1966. – 380 с.
5. Кожевников С. Н. Механизмы : справочник. / С. Н. Кожевников, Я. И. Есипенко, Я. М. Раскин. – М. : Машиностроение, 1976. – 784 с.
6. Артоболевский И. И. Механизмы в современной технике. В 5 томах / И. И. Артоболевский. – М. : Наука, 1971. Т. 2. – 1008 с.
7. Кожевников С. Н. Теория механизмов и машин / С. Н. Кожевников. – М. : Машиностроение, 1969. – 584 с.
8. Левитский Н. И. Теория механизмов и машин / Н. И. Левитский. – М. : Наука, 1979. – 576 с.
9. Артоболевский И. И. Синтез плоских механизмов / И. И. Артоболевский, Н. И. Левитский, С. А. Черкутдинов. – М. : Физматгиз, 1959. – 1084 с.
10. Кожевников С. Н. Основания структурного синтеза механизмов / С. Н. Кожевников. – Киев : Наук. думка, 1979. – 232 с.
11. Пейсах Э. Е. Система проектирования плоских рычажных механизмов / Под ред. К. В. Фролова / Э. Е. Пейсах, В. А. Нестеров. – М. : Машиностроение, 1988. – 232 с.
12. Киницкий Я. Т. Шарнирные механизмы Чебышева с выстоем выходного звена / Я. Т. Киницкий. – Киев : Вища шк., 1990. – 229 с.
13. Пантелеев А. В. Методы оптимизации в примерах и задачах / А. В. Пантелеев, Т. А. Летова — М. : Высш. шк., 2002. – 544 с.
14. Исследование операций. В 2-х томах. / Под ред. Дж. Моудера, С. Элмаграби. – М. : Мир, 1981. Т. 1. – 712 с.

REFERENCES

1. Zhivov L. I. *Kuznechno-shtampovochnoe oborudovanie : Uchebnik dlja vuzov / L. I. Zhivov, A. G. Ovchinnikov, E. N. Skladchikov / Pod red. L. I. Zhivova. – M. : Izd-vo MGTU, 2006. – 560 s.*
2. Bocharov Ju. A. *Kuznechno-shtampovochnoe oborudovanie : Uchebnik dlja vuzov / Ju. A. Bocharov. – M. : Izdatel'skij centr «Akademija», 2008. – 480 s.*
3. Svistunov V. E. *Kuznechno-shtampovochnoe oborudovanie. Krivoshipnye pressy / V. E. Svistunov. – M. : MGIU, 2008. – 704 s.*
4. Lanskoj E. N. *Jelementy rascheta uzlov i detalej krivoshipnyh pressov / E. N. Lanskoj, A. N. Banketov. – M. : Mashinostroenie, 1966. – 380 s.*
5. Kozhevnikov S. N. *Mehanizmy : spravochnik. / S. N. Kozhevnikov, Ja. I. Esipenko, Ja. M. Raskin. – M. : Mashinostroenie, 1976. – 784 s.*
6. Artobolevskij I. I. *Mehanizmy v sovremennoj tehnike. V 5 tomah / I. I. Artobolevskij. – M. : Nauka, 1971. T. 2. – 1008 s.*
7. Kozhevnikov S. N. *Teorija mehanizmov i mashin / S. N. Kozhevnikov. – M. : Mashinostroenie, 1969. – 584 s.*
8. Levitskij N. I. *Teorija mehanizmov i mashin / N. I. Levitskij. – M. : Nauka, 1979. – 576 s.*
9. Artobolevskij I. I. *Sintez ploskih mehanizmov / I. I. Artobolevskij, N. I. Levitskij, S. A. Cherkutdinov. – M. : Fizmatgiz, 1959. – 1084 s.*
10. Kozhevnikov S. N. *Osnovaniya strukturnogo sinteza mehanizmov / S. N. Kozhevnikov. – Kiev : Nauk. dumka, 1979. – 232 s.*
11. Pejsah Je. E. *Sistema proektirovanija ploskih rynchaznyh mehanizmov / Pod red. K. V. Frolova / Je. E. Pejsah, V. A. Nesterov. – M. : Mashinostroenie, 1988. – 232 s.*
12. Kinickij Ja. T. *Sharnirnye mehanizmy Chebysheva s vystoem vyhodnogo zvena / Ja. T. Kinickij. – Kiev : Vishha shk., 1990. – 229 s.*
13. Panteleev A. V. *Metody optimizacii v primerah i zadachah / A. V. Panteleev, T. A. Letova — M. : Vyssh. shk., 2002. – 544 s.*
14. *Issledovanie operacij. V 2-h tomah. / Pod red. Dzh. Moudera, S. Jelmagrabi. – M. : Mir, 1981. T. 1. – 712 s.*

Явтушенко А.В. – канд. техн. наук, доц. ЗНТУ

ЗНТУ – Запорожский национальный технический университет, г. Запорожье.

E-mail: ayav2008@yandex.ru