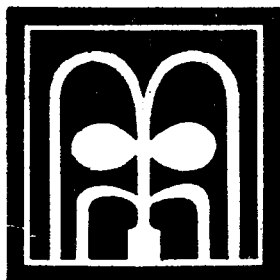


МИНИСТЕРСТВО
ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ УССР

ISSN 0130-1195



ТЕХНИКА

ИЗДАТЕЛЬСТВО
«ТЕХНИКА»

МИНИСТЕРСТВО
ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ УССР

ГИДРО- ПРИВОД И ГИДРО- ПНЕВМО- АВТОМАТИКА

Республиканский межведомственный
научно-технический сборник

Основан в 1965 г.

Выпуск 17

КИЕВ
«ТЕХНІКА»
1981

УДК 621.221/621.226 (0.6) (082)

В сборнике опубликованы результаты исследований различных гидравлических и пневматических устройств, а также данные по применению и расчетам гидравлических и пневматических приводов и средств гидропневмоавтоматики.

Сборник рассчитан на научных и инженерно-технических работников, занимающихся конструированием, испытанием и исследованием гидравлических и пневматических приводов и элементов гидро- и пневмоавтоматики.

Редакционная коллегия: Башта Т. М., д-р техн. наук; Зиневич В. Д., д-р техн. наук; Лубенец Л. Г., канд. техн. наук (зам. отв. редактора); Лысенко В. С., канд. техн. наук (отв. секретарь); Педченко М. Н., канд. техн. наук; Пискорский Г. А., д-р техн. наук; Романенко Н. Т., д-р техн. наук (отв. редактор); Скрицкий В. Я., канд. техн. наук; Федорев В. А., канд. техн. наук; Хаймович Е. М., д-р техн. наук; Чкалов В. В., канд. техн. наук.

Редакция межведомственных научно-технических сборников
Зав. редакцией Л. П. Уманская

зависимости рассогласования δ от скорости v перемещения синхронизирующих цилиндров при различных $\Delta P = \text{const}$ представлены сплошными линиями на рис. 3. Они показывают, что рассогласование возрастает с увеличением скорости крайне незначительно (увеличение рассогласования не превышает 15% при возрастании скорости от 0 до 0,05 м/с). Это позволяет значительно расширить диапазон регулирования скоростей перемещений синхронизируемых рабочих органов.

Кроме того, данная система позволяет осуществить синхронизацию перемещений любого количества гидроцилиндров, как угодно ориентированных друг относительно друга в пространстве при значительном расширении диапазона регулирования скорости и значительно большей точности синхронизации, так как ошибки синхронизации перемещений отдельных гидроцилиндров в этой системе определяются только величиной нагрузок на них (разность нагрузок всегда меньше абсолютного значения нагрузки) и зависят, крайне незначительно, от скорости перемещения синхронизируемых рабочих органов.

Список литературы

1. Гидравлический следящий привод /Н. С. Гамыгин, Я. И. Каменир, Б. Л. Коробочкин и др. М., Машиностроение, 1968.

2. Коробочкин Б. Л. — Станки и инструменты, 1967, № 12.

Поступила в редколлегию 25.10.79.

621.226

ИВАНОВ, канд. техн. наук,

КОЦ, И. Б. МАТВЕЕВ, канд. техн. наук

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОПРИВОДА ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ, УПРАВЛЯЕМОГО КЛАПАНОМ-ПУЛЬСАТОРОМ

В гидроприводах с возвратно-поступательным движением рабочего органа широкое применение находят устройства автоматического действия, основанные на базе клапанов-пульсаторов, изменяющих направление потока жидкости при достижении некоторого заданного давления в гидросистеме [1, 3].

На рис. 1 показана расчетная схема гидропривода с возвратно-поступательным движением подпружиненного поршня, управляемого при помощи надрывного клапана-пульсатора непрямого действия с гидравлической связью первого и второго каскадов.

При включении насоса δ повышается давление в напорной магистрали гидроцилиндра 5 перемещается, сдвигая при этом рабочий орган 6 и сжимая упругий элемент возврата 7. При достижении заданного давления срабатывает клапан первого каскада 4 и остается открытым до момента перепада слива на его вторую ступень. Давление в надклапанной полости B снижается до сливного, и клапан второго каскада 1 открывает магистраль при этом напорную магистраль со сливом. Под действием

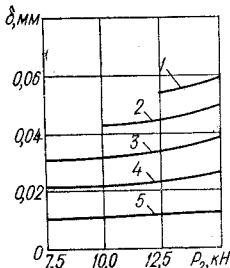


Рис. 5. Зависимость рассогласования δ от $P_2 = \text{const}$ при ΔP , кН:

1 — 12,5; 2 — 10; 3 — 7,5; 4 — 5; 5 — 2,5.

упругого элемента 7 плунжер рабочего гидроцилиндра 5 возвращается в исходное положение. По окончании обратного хода плунжера действие перепада слива прекращается. Клапаны первого и второго каскадов возвращаются в исходное положение, и цикл повторяется.

Для аналитического описания динамики исследуемого гидравлического привода примем следующие допущения:

жидкость в гидросистеме сжимаема, коэффициент сжимаемости при давлениях 0—3 МПа равен среднеинтегральному значению $\beta_{ср}$, а при давлениях свыше 3 МПа — некоторому постоянному значению β [1, 4];

срабатывание клапана первого каскада 4 происходит релейно, т. е. за время, которое, как показали предварительные эксперименты (осциллограммы на рис. 2, кривая 3), составляет 2—5% от времени полного открытия;

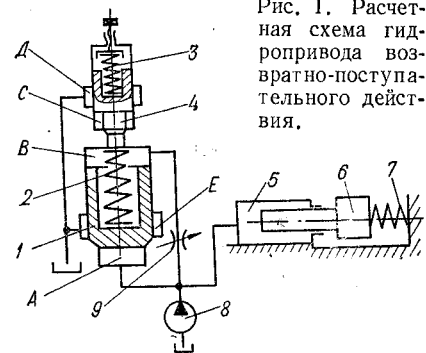


Рис. 1. Расчетная схема гидроривода с обратным поступательным действием.

давление слива в сливной магистрали за клапаном-пульсатором для рассматриваемой гидросистемы $p_{сл} \approx 0$, так как гидросистемы со значительным сопротивлением имеют крайне низкий КПД;

перемещаемые элементы и несущая конструкция привода абсолютно жесткие, поскольку их упругая деформация на 2—3 порядка меньше упругой деформации жидкости, реактивным воздействием привода на несущую конструкцию пренебрегаем;

снижение давления, связанное с движением исполнительного органа 6 по инерции, не достигает

величины, которая меньше давления на вторую ступень клапана первого каскада 4;

абсолютное значение времени торможения, как правило, на порядок меньше времени прямого или обратного хода, поэтому им пренебрегаем;

производительность насоса 8 переменна, т. е. зависима от величины давления в напорной магистрали.

Цикл работы гидромеханизма, изображенного на рис. 1, можно условно подразделить, как видно из рис. 2, на основные фазы: повышение давления в гидросистеме и сжатие замкнутого объема жидкости (при этом рабочий орган 7, а также клапаны первого и второго каскадов 4 и 1 неподвижны); движение рабочего органа 6 и сжатие упругого элемента возврата — пружины 7 при закрытых клапанах первого и второго каскадов; релейное открытие клапана первого каскада 4, подъем клапана второго каскада 1, открытие щели основного слива из напорной магистрали, движение исполнительного органа 6 в обратном направлении под действием сжатой при прямом ходе пружины 7; релейное закрытие клапана первого каскада 4, возврат клапана второго каскада 1 в исходное положение и закрытие щели основного слива из напорной магистрали.

Первая фаза каждого рабочего цикла происходит в период времени, в течение которого давление в гидросистеме возрастает от $p_{сл}$ до $p_1 \geq (P_n + R_{тр})/F_{пл}$, при котором начинается движение исполнительного органа 6 (здесь $P_n = cy_n$ — усилие предварительной затяжки пружины 7; c и y_n — жесткость и предварительная деформация пружины 7; $R_{тр} = Mg f_{тр}$ — сила сухого трения; M — приведенная масса подвижного исполнительного органа 6; g — ускорение свобод-

падения; $f_{тр}$ — коэффициент трения; $F_{пл}$ — эффективная рабочая площадь поршня гидроцилиндра 5). Математическое описание этой части переходного процесса ($0 < t < t_1$) будет состоять из двух уравнений расходов. Уравнения расходов для всей гидросистемы, связанной с полостью А, и полости В, которая дросселем 9 связана с основной гидросистемой и полостью А, выглядят следующим образом:

$$Q_n = \frac{dp}{dt} W_r \beta_{ср} + \varphi_n p + \mu f_{др} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{p - p_3}; \quad (1)$$

$$\mu f_{др} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{p - p_3} = \frac{dp_3}{dt} W_B \beta_{ср}, \quad (2)$$

где Q_n — производительность насоса 8;

$W_r \beta_{ср}$ — расход жидкости на ее сжатие в основной гидросистеме;

p , t — текущее давление и время;

W_r — полный объем рабочих полостей, включая полость клапана-пульсатора А, полости подводных трубопроводов и исполнительного гидроцилиндра 5;

$\beta_{ср}$ — среднеинтегральное значение коэффициента сжимаемости жидкости в интервале давлений от $p_{сл}$ до p_1 ;

$\varphi_n p$ — потери расхода в насосе 8;

$\mu f_{др}$ — коэффициент расходной характеристики насоса 8;

$\mu f_{др} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{p - p_3}$ — расход через дроссель 9;

μ — коэффициент расхода;

$f_{др}$ — площадь проходного сечения дросселя, связывающего подклапанную полость А с надклапанной полостью В;

γ — удельный вес рабочей жидкости;

p_3 — текущее давление жидкости в полости В;

$\frac{dp_3}{dt} W_B \beta_{ср}$ — расход жидкости на ее сжатие в полости В;

W_B — рабочий объем полости В.

Ввиду малости рабочего объема в полости В сжатием жидкости в ней можно пренебречь, т. е. принять, что $p_3 \approx p$, а поэтому

$$\frac{dp_3}{dt} W_B \beta_{ср} = 0 \text{ и } \mu f_{др} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{p - p_3} = 0; \quad (3)$$

Следовательно, уравнение (1) можно представить в виде

$$\frac{dp}{dt} W_r \beta_{ср} = Q_n - \varphi_n p. \quad (4)$$

Решив уравнение (4) при начальных условиях $t = 0$, $p_0 = p_{сл} \approx 0$, получим

$$p = \frac{Q_n}{\varphi_n} \left(1 - e^{-\frac{\varphi_n}{W_r \beta_{ср}} t} \right). \quad (5)$$

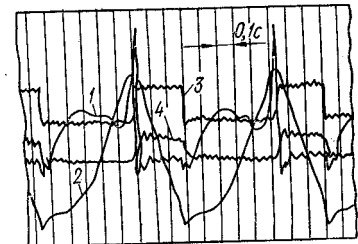


Рис. 2. Осциллограммы изменения параметров гидроривода в процессе его работы: 1 — изменение давления; 2 — перемещение плунжера рабочего гидроцилиндра; 3, 4 — перемещения клапанов первого и второго каскадов соответственно.

Из уравнения (5) найдем время t_1 , за которое в гидросистеме происходит набор давления до p_1 :

$$t_1 = - \frac{W_r \beta_{cp} \ln(1 - p_1 \varphi_H / Q_H)}{\varphi_H} \quad (6)$$

Вторая фаза рабочего процесса, при которой начинается движение исполнительного органа 6, описывается соответственно уравнениями: движения исполнительного органа 6 при прямом ходе; расходов в основной гидросистеме и полости А; расходов в полости В:

$$M \frac{d^2 y}{dt^2} + \alpha \frac{dy}{dt} + c(y_H + y) + R_{TP} \operatorname{sign} \left(\frac{dy}{dt} \right) = p F_{пл}; \quad (7)$$

$$Q_H = W_r \beta \frac{dp}{dt} + \varphi_H p + F_{пл} \frac{dy}{dt} + \mu f_{др} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{p - p_3}; \quad (8)$$

$$\mu f_{др} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{p - p_3} = W_r \beta \frac{dp_3}{dt}, \quad (9)$$

где y , $\frac{dy}{dt}$, $\frac{d^2 y}{dt^2}$ — перемещение, скорость и ускорение исполнительного органа 6 соответственно; α — коэффициент вязкого трения; β — коэффициент сжимаемости жидкости при давлениях более 3 МПа [2, 3].

С учетом выражений (3) приведем уравнение (8) к виду

$$Q_H = W_r \beta \frac{dp}{dt} + \varphi_H p + F_{пл} \frac{dy}{dt}. \quad (10)$$

Решая совместно уравнения (7) и (10), определим характер изменения давления $p(t)$ в гидросистеме при разгоне инерционной массы 6 [2]:

$$p(t) = A_1 t + A_2 e^{-nt} \sin(\lambda t + \theta) + A_3, \quad (11)$$

где A_1 , A_2 , A_3 , n , λ , θ — постоянные, зависящие от массы, приводимой в движение, характеристик пружины и гидросистемы, производительности насоса, сил трения и других параметров.

Может оказаться, что давление $p(t)$ в период движения разгона исполнительного органа 6 до $p_y = Q_H / F_{пл}$, к которой экспоненциально приближается

$\frac{dy}{dt}$ в момент перед срабатыванием клапана-пульсатора, больше давления p_H , при котором клапан-пульсатор сообщает гидросистему со сливной магистралью. В этом случае гидропривод практически не будет работать в рабочем режиме необходимого перемещения инерционной массы, а последняя будет совершать некоторое колебательное движение с небольшой амплитудой. Такой режим не соответствует в большинстве случаев назначению, поэтому при расчете подобных гидроприводов целесообразно производить проверку соотношения давления настройки p_H и максимально возможного текущего давления $p(t)$, имеющего в период разгона колебательный характер (рис. 2, кривая 1).

По мере достижения в гидросистеме давления p_H настройки клапана-пульсатора, как это видно из осциллограммы (рис. 2), происходит релейное открытие клапана первого каскада 4 и начинает открываться клапан второго каскада 1. Исполнительный орган 6 начинает обратный ход под действием пружины 7. Этот период работы гидросистемы может быть описан системой следующих дифференциальных уравнений:

при прямом перемещении инерционной массы 6 в исходное положение пружиной 7

$$M \frac{d^2 y}{dt^2} + \alpha \frac{dy}{dt} + cy + R_{TP} \operatorname{sign} \left(\frac{dy}{dt} \right) = c(y_0 + y_H) - p F_{пл} \quad (12)$$

при деформации пружины 7 при прямом ходе плунжера); уравнением подъема клапана второго каскада 1

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + \xi \frac{dx}{dt} + c_2(x_H + x) = (p - p_3) F_4 \quad (13)$$

где x — перемещение клапана 1; $\frac{d^2 x}{dt^2}$, $\frac{dx}{dt}$, x — соответственно ускорение, скорость и перемещение массы клапана 1 при движении подъема; ξ — коэффициент вязкого трения; c_2 — жесткость возвратной пружины 2; x_H — величина предварительной деформации пружины 2); уравнением расходов в основной гидросистеме и связанной с ней полости А

$$Q_H = W_r \beta \frac{dp}{dt} + \varphi_H p + \mu \pi D_3 x \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{p - p_{сл}} + F_3 \frac{dx}{dt} - F_{пл} \frac{dy}{dt} \quad (14)$$

где $V = \frac{\pi D_3^2 x}{4} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{p - p_{сл}}$ — объем жидкости, выбрасываемой на слив через открывающуюся щель клапана 1; D_3 — диаметр открывающейся щели клапана 1; $F_3 \frac{dx}{dt}$ — расход жидкости на перемещение клапана 1; $F_{пл} \frac{dy}{dt}$ — увеличение объема жидкости за счет уменьшения занимаемого ею места при обратном ходе плунжера гидроцилиндра 5);

уравнением расхода в полости В

$$F_4 \frac{dx}{dt} = \mu \pi D_2 h \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{p_3 - p_{сл}} \quad (15)$$

где $V = \frac{\pi D_2^2 h}{4} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{p_3 - p_{сл}}$ — объем жидкости, вытесняемой за время хода площадью клапана второго каскада 1; $\mu \pi D_2 h \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{p_3 - p_{сл}}$ — расход, выбрасываемый на слив через открытую щель клапана первого каскада 4; D_2 и h — диаметр открывающей щели и величина ее релейного открытия).

В некоторый момент времени по мере снижения давления в гидросистеме клапан первого каскада 4 релейно закрывается. Следующий этап совместной работы элементов гидросистемы описывается такой системой уравнений: уравнением расходов в основной гидросистеме и полости А

$$Q_H = W_r \beta \frac{dp}{dt} + \varphi_H p + \mu \pi D_3 (x_0 - x) \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{p - p_{сл}} - F_4 \frac{dx}{dt} - F_{пл} \frac{dy}{dt} + \mu f_{др} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{p - p_3}; \quad (16)$$

уравнение расходов в полости B

$$\mu f_{\text{др}} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{p - p_3} = F_4 \frac{dx}{dt}; \quad (11)$$

уравнение движения клапана I при закрытии

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + \xi \frac{dx}{dt} + c_2 x = c_2 (x_0 + x_n) + (p_3 - p) F_4, \quad (12)$$

где x_0 — величина хода клапана I при открытии.

Полученная система уравнений (12) — (18) является существенно нелинейной и известными методами [1, 2] не может быть решена. Наиболее целесообразным является решение уравнений численными методами на ЭВМ. Авторами данная задача решалась поэтапно, причем результаты решения каждого предшествующего этапа являлись исходными для последующего. При выборе рациональных параметров взаимодействующих элементов исследуемого гидропривода для машинного решения приведенных уравнений авторы исходили из двух основных принципов: исключения преждевременного срабатывания клапана-пульсатора при прямом ходе исполнительного органа и обеспечения закрытия основного слива клапана-пульсатора после возврата исполнительного органа в исходное положение (т. е. $t_2 + t_3 \geq T_{\text{обр}}$, где t_2 и t_3 — соответственно время подъема и опускания клапана второго каскада, $T_{\text{обр}}$ — время обратного хода исполнительного органа).

Разработка и исследование составленной математической модели взаимодействия исполнительного органа с управляющим клапаном-пульсатором позволила более качественно определять конструктивные размеры устройств возвратно-поступательного действия, правильный выбор которых дает возможность улучшать динамические характеристики и повышать быстродействие подобных механизмов технологических машин.

Список литературы

1. Гидропривод сваепогружающих и грунтоуплотняющих машин. М. Е. Иванов, И. Б. Матвеев, Р. Д. Искович-Лотоцкий и др. М., Машиностроение, 1977.
2. Иванов М. Е., Коц И. В. — Гидропривод и гидропневмоавтоматика. Респ. межвед. науч.-техн. сб., 1980, вып. 16.
3. Матвеев И. Б. Гидропривод машин ударного и вибрационного действия. М., Машиностроение, 1974.
4. Ситников Б. Т., Матвеев И. Б. Расчет и исследование предохранительных и переливных клапанов. М., Машиностроение, 1972.

Поступила в редколлегию 01.10.79.

УДК 621.226

И. А. НЕМИРОВСКИЙ, канд. техн. наук

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-РАСЧЕТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ТРЕНИЯ В ГИДРОДВИГАТЕЛЯХ

Степень равномерности движения гидроприводов на нижнем пределе регулирования в значительной мере определяется разницей между трением покоя и трением движения в звеньях гидромеханизмов.