

Наилучшие результаты достигаются при третьем способе торможения затвора (рис. 5). В этом случае кратковременное дросселирование в конце хода позволяет максимально снизить скорость перемещения затвора перед его посадкой на седло и далее не препятствует свободному выхлопу управляющей среды, обеспечивая быстрый рост контактного усилия в КУ до номинального значения.

Библиографический список

Г. Прудников С.Н. Расчет управляющих устройств пневматических систем. М.: Машиностроение, 1987. 152 с.

УДК 622.522

В.В.Бердников, И.П.Якупова

ОЦЕНКА КАЧЕСТВА ПЕРЕХОДНОГО ПРОЦЕССА СИЛОВОГО ГИДРОПРИВОДА

Приведена математическая модель силового гидропривода с учетом инерционности нагрузки, сжимаемости жидкости, характеристик трубопроводов. На основании декомпозиции и линеаризации получено линейное дифференциальное уравнение третьего порядка. Оценка качества переходного процесса произведена с помощью диаграммы Вышнеградского, которая определяет вид переходного процесса без решения уравнения. Методика оценки проверена математическим экспериментом с исходной нелинейной системой уравнений. Эксперимент проведен для ряда комбинаций параметров при противодвижущей и попутной нагрузках.

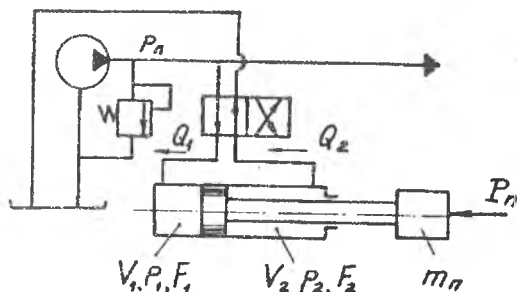
Динамические характеристики гидропривода оказывают существенное влияние на свойства всего механизма, приводимого в действие гидроприводом. На эти характеристики оказывает значительное влияние также параметры трубопроводов, связывающих его с гидроцилиндром. Наиболее существенное изменение параметров имеет место при пуске силового гидропривода, особенно при содействующей нагрузке.

Динамические процессы в установках ЛА. Самара, 1994

В статье делается попытка приближенной оценки качества переходного процесса при пуске гидропривода с учетом параметров гидравлических трубопроводов.

Расчетная схема гидропривода приведена на рис. 1. Полагается, что источник питания обеспечивает питание нескольких потребителей, а работа исследуемого гидропривода не связана с ограничениями расхода.

Основные допущения, сделанные в работе, следующие: 1) жидкость полагается упругой сплошной средой, разрывы сплошности отсутствуют; 2) переменные, характеризующие



Р и с. 1. Расчетная схема гидропривода

состояние жидкости в полостях гидроцилиндра и трубопроводах, — сосредоточенные и постоянные; 3) в полостях гидроцилиндра жидкость однофазна и сжимаема; 4) в трубопроводах течение жидкости турбулентное; влияние числа Рейнольдса не учитывается; учитывается инерционность жидкости; 5) давление слива полагается нулевым; 6) учитывается сила сухого трения, которая суммируется с внешней нагрузкой; 7) жесткости крепления поршня и нагрузки к штоку полагается бесконечно большими.

Динамическая модель гидропривода получена в соответствии с работами [1, 2] и принята в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} m_n \frac{d\sigma}{dt} &= F_1 P_1 - F_2 P_2 - k_v \sigma - P_n; \\ \frac{d\ell}{dt} &= \sigma; \\ \frac{V_1}{E_1} \frac{dP_1}{dt} + F_1 \sigma &= Q_1; \\ \frac{V_2}{E_2} \frac{dP_2}{dt} + Q_2 &= F_2 \sigma; \\ V_1 &= V_1^0 + F_1 \ell; \\ V_2 &= V_2^0 - F_2 \ell; \\ L_1 \frac{dQ_1}{dt} + R_1 Q_1^2 \operatorname{sign} Q_1 &= P_n - P_1; \\ L_2 \frac{dQ_2}{dt} + R_2 Q_2^2 \operatorname{sign} Q_2 &= P_2; \\ P_n &= P_n^0 - k_n Q_1. \end{aligned} \right\} \quad (I)$$

Здесь m_n и P_n - приведенные к поршню масса и сила, в общем случае переменные; v - скорость поршня; ℓ - его смещение от исходного положения; P, P_n - давления в полостях гидродвигателя и источника питания; F - площадь поршня; E - модуль упругости жидкости; Q - расход жидкости; L - гидравлическая индуктивность трубопровода [3]; R - нелинейное гидравлическое сопротивление трубопровода; K_n - коэффициент зависимости давления источника от расхода; 1 и 2 - индексы, относящиеся к полостям наполнения и слива.

Интегрирование системы уравнений (I) должно производиться с учетом зависимостей величин m_n и P_n , например, от положения приводимого механизма при следующих начальных условиях: $t = 0$; $v(0) = 0$; $\ell(0) = 0$; $Q_1(0) = 0$; $Q_2(0) = 0$; $P_1(0) = 0$; $P_2(0) = P_n^2$.

В связи с известным быстродействием гидропривода высокого давления полагается, что при приведении его в действие наиболее существенные изменения переменных будут иметь место при весьма малых перемещениях поршня. Это позволяет положить величины m_n , P_n , V_1 и V_2 постоянными, кроме того, принято $E_1 = E_2$. Даже при этих допущениях динамическая модель остается весьма громоздкой и ее решение возможно получить лишь численными методами. При этом для получения сколько-нибудь общих результатов систему уравнений целесообразно представить в безразмерной критериальной форме.

С использованием метода метрической аналогичности М.А.Мамонтова [4] система уравнений может быть представлена как

$$\left. \begin{aligned}
 \frac{d\Lambda}{d\tau} &= \frac{1}{\alpha} \bar{x}_1 - \bar{x}_2 - \frac{\beta}{\alpha} \Lambda - \frac{1}{\alpha} \xi; \\
 \frac{d\chi}{d\tau} &= \Lambda; \\
 \tau_{a1} \frac{d\bar{x}_1}{d\tau} + \frac{1}{\alpha} \Lambda &= \bar{\gamma}_1; \\
 \tau_{a2} \frac{d\bar{x}_2}{d\tau} + \bar{\gamma}_2 &= \Lambda; \\
 \tau_{11} \frac{d\bar{\gamma}_1}{d\tau} + \mu \bar{\gamma}_1^2 \operatorname{sign} \bar{\gamma}_1 &= \bar{\pi}_1 - \bar{\pi}_1; \\
 \tau_{12} \frac{d\bar{\gamma}_2}{d\tau} + \bar{\gamma}_2^2 \operatorname{sign} \bar{\gamma}_2 &= \bar{\pi}_2; \\
 \bar{\pi}_n &= 1 - \alpha \xi \bar{\gamma}_1.
 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Здесь λ , γ , $\bar{\pi}$ - безразмерные скорость, расход и давление (с индексами); их масштабы

$$v_M = \frac{1}{F_2} \sqrt{\frac{P_n^0}{\rho^0}}; \quad Q_M = F_2 v_M; \quad P_M = P_n^0;$$

$t_M = \frac{m_n v_M}{F_2 P_n^0}$ - масштаб времени (время разгона массы m_n в равноускоренном движении до скорости v_M под действием силы $F_2 P_n^0$):

$\tau_{\partial} = \left(\frac{T_{\partial}}{t_M}\right)^2$ - безразмерная постоянная времени полости гидродвигателя (с индексом),

где $T_{\partial} = \sqrt{\frac{m_n V}{E F_2^2}}$ - постоянная времени полости гидродвигателя;

$\tau_L = \frac{m_x}{m_n} \left(\frac{F_2}{F_T}\right)^2$ - безразмерная постоянная времени трубопровода (с индексом);

m_x , F_T - масса жидкости в трубопроводе и площадь сечения трубопровода.

Безразмерные параметры

$$\alpha = \frac{F_2}{F_1}; \quad \beta = \frac{K_{\partial} v_M}{F_1 P_n^0}; \quad \xi = \frac{P_n}{F_1 P_n^0};$$

$$\mu = \frac{P_2}{P_1}; \quad \zeta = \frac{K_n F_1 v_M}{P_n^0}.$$

Их смысл очевиден из формул.

Система уравнений (2) также оказывается достаточно громоздкой, а ее анализ весьма затруднителен. Для определения качественного влияния параметров на динамические характеристики системы целесообразно воспользоваться методом декомпозиции, широко применяемом при исследовании систем автоматического управления. Величины $\tau_{\partial 1}$ и $\tau_{\partial 2}$, определяющие собственные частоты решения, обычно разнятся существенно в связи с тем, что $V_1 \ll V_2$. При этом можно полагать, что наиболее резкое изменение скорости и давления в полости наполнения имеет место при давлении в полости слива, близком к исходному. При этом можно полагать $d\bar{\pi}_2/d\tau = 0$, а $\bar{\pi}_2(0) = \bar{\pi}_n = 1$.

С другой стороны, можно полагать, что опорожнение полости слива происходит после того, как заполнение полости наполнения закончено и давление в ней достигло давления питания, т.е. $d\bar{\pi}_1/d\tau = 0$ и $\bar{\pi}_1(0) = 1$.

Тогда система уравнений (2) распадается на две, одна из которых описывает динамику полости наполнения:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\ell}{d\tau} &= \frac{1}{\alpha} \pi_1 - \pi_2(0) - \frac{\beta}{\alpha} \ell - \frac{1}{\alpha} \zeta; \\ \tau_{21} \frac{d\pi_1}{d\tau} + \frac{1}{\alpha} \ell &= \gamma_1; \\ \tau_{11} \frac{d\gamma_1}{d\tau} + \mu \gamma_1 \operatorname{sign} \gamma_1 &= \pi_n - \pi_1; \\ \pi_n &= 1 - \alpha \xi \gamma_1, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

а другая характеризует динамику полости слива:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\ell}{d\tau} &= \frac{1}{\alpha} \pi_1(0) - \pi_2 - \frac{\beta}{\alpha} \ell - \frac{1}{\alpha} \zeta; \\ \tau_{22} \frac{d\pi_2}{d\tau} + \gamma_2 &= \ell; \\ \tau_{12} \frac{d\gamma_2}{d\tau} + \gamma_2 \operatorname{sign} \gamma_2 &= \pi_2. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Следует заметить, что примененная декомпозиция может оказаться грубой для короткоходовых гидроцилиндров.

Предлагаемую методику проиллюстрируем анализом процессов в полости наполнения.

Если зависимости расхода жидкости от давления линеаризовать (например, методом секущей), то при $\xi = 0$ система уравнений (3) будет иметь вид

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\ell}{d\tau} &= \frac{1}{\alpha} \pi_1 - 1 - \frac{\beta}{\alpha} \ell - \frac{1}{\alpha} \zeta; \\ \tau_{21} \frac{d\pi_1}{d\tau} + \frac{1}{\alpha} \ell &= \gamma_1; \\ \tau_{11} \frac{d\gamma_1}{d\tau} + \mu \gamma_1 &= 1 - \pi_1. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

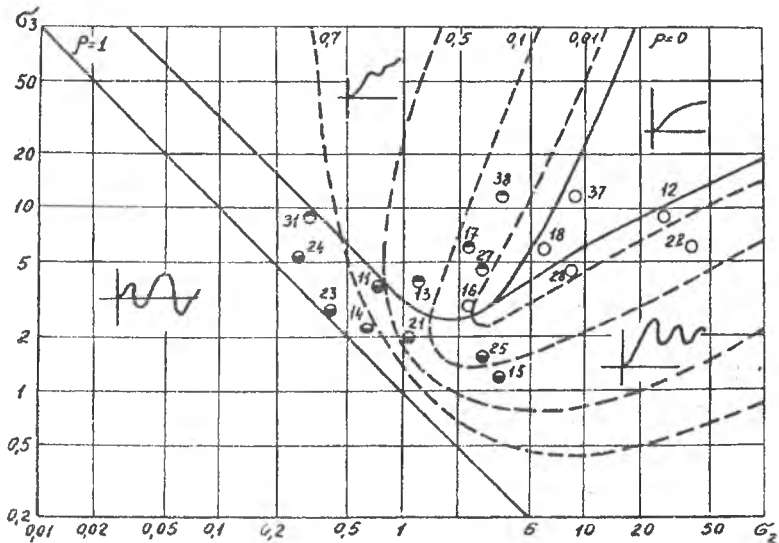
Система уравнений может быть приведена к линейному уравнению третьего порядка. Анализ устойчивости системы показывает, что она абсолютно устойчива.

Характер переходных процессов для системы (5) может быть оценен с помощью диаграммы Вышнеградского. Критерии Вышнеградского для системы уравнений (5) будут:

$$\sigma_2 = \frac{\tau_{21} (\mu + \frac{\beta}{\alpha} \tau_{11})}{\sqrt{(\frac{\mu}{\alpha^2} + \frac{\beta}{\alpha}) \tau_{21}^2 \tau_{11}^2}};$$

$$\sigma_3 = \frac{1 + \frac{\tau_{L1}}{\alpha^2} + \frac{\mu\beta}{\alpha} \tau_{g1}}{\sqrt[3]{\left(\frac{\mu}{\alpha^2} + \frac{\beta}{\alpha}\right)^2 \tau_{g1} \tau_{L1}}}$$

На рис. 2 представлена диаграмма Вышнеградского, построенная в логарифмическом масштабе. Гипербола Вышнеградского $\sigma_2 \sigma_3 = 1$ здесь превращается в прямую линию. Кроме линий, разделяющих области разного вида переходных процессов, на диаграмме построены линии постоянной степени затухания колебаний [5]. Очевидно, что на границе устойчивости $\rho = 1$, а на границах аperiodического переходного процесса $\rho = 0$.



Р и с. 2. Диаграмма Вышнеградского; переходные процессы: \circ - аperiodические; \bullet - аperiodические с колебаниями; \ominus - колебательные

На поле диаграммы помещены точки, соответствующие величинам σ_2 и σ_3 , значения которых получены для ряда механизмов с существенно различными размерами и параметрами. Значения параметров исследованных механизмов приведены в таблице. Параметр ξ - безразмерная нагрузка - изменялся в пределах $|\xi| = 0,5 \dots 0,8$, при этом рассматривались и случаи попутной нагрузки ($\rho_n < 0$). Установлено, что изме-

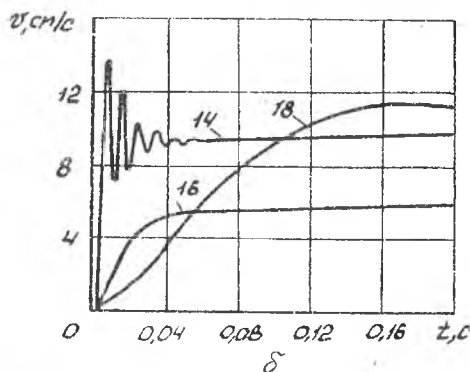
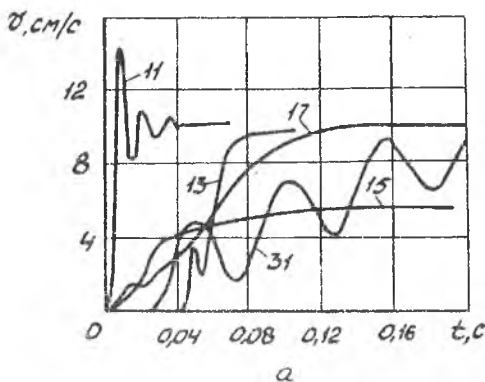
Таблица

Параметр	№ 1		№ 2		№ 3		№ 4	
	$P_n > 0$	$P_n < 0$	$P_n > 0$	$P_n < 0$	$P_n > 0$	$P_n < 0$	$P_n > 0$	$P_n < 0$
α	0,354	2,820	1,960	0,511	1,440	0,692	0,674	1,485
β	0,038	0,109	0,066	0,034	0	0	0,054	0,080
μ	0,095	7,160	0,227	0,227	2,160	0,463	0,154	1,260
$\overline{N/N}$	$\overline{11}$	$\overline{12}$	$\overline{13}$	$\overline{14}$	$\overline{15}$	$\overline{16}$	$\overline{17}$	$\overline{18}$
$\overline{\tau_{g1}}$	4,590	0,046	58,8	7,220	2,090	0,718	0,228	0,089
$\overline{\tau_{z1}}$	0,133	0,030	39,5	0,647	0,601	0,070	0,037	0,048
$\overline{N/N}$	$\overline{21}$	$\overline{22}$	$\overline{23}$	$\overline{24}$	$\overline{25}$		$\overline{27}$	$\overline{28}$
$\overline{\tau_{g1}}$	12,850	0,129	12,0	2,000	1,000		0,637	0,249
$\overline{\tau_{z1}}$	0,133	0,030	5,0	1,500	0,601		0,037	0,048
$\overline{N/N}$	$\overline{31}$						$\overline{37}$	$\overline{38}$
$\overline{\tau_{g1}}$	12,850						0,023	0,045
$\overline{\tau_{z1}}$	0,033						0,0037	0,048

нение ζ в этом диапазоне существенного влияния на динамику не оказывает. Для всех этих механизмов было проведено интегрирование нелинейной системы уравнений динамической модели (2), при котором фиксировался характер переходного процесса (апериодический, аperiodический с колебаниями, колебательный). Все расчетные точки пронумерованы в таблице и на рис. 2, а характер переходного процесса на рисунке обозначен условными значками. Интегрирование системы уравнений проводилось с помощью пакета прикладных программ на ЭВМ серии ЕС [6].

Из рисунка следует, что характеры переходных процессов, полученные из решения системы уравнений и из диаграммы Вышнеградского, практически всегда совпадают, что достаточно подтверждает примененную методику.

Параметры динамической модели влияют на переходные процессы сложным образом. Для выявления этого влияния параметры гидромеханизмов (τ_{d1} и τ_{k1}) изменялись, что отражено в таблице. На рис. 3 представлены переходные процессы в полости наполнения для различных расчетных точек при $P_n > 0$ (рис. 3, а) и $P_n < 0$ (рис. 3, б). Из зависимостей рисунка следует, что характер переходных процессов существенно различен. Нумерация кривых на рисунках соответствует таблице. Зависимости рисунка построены в физических параметрах при различных расчетных случаях; установившаяся скорость была различной.



Р и с. 3. Переходные процессы в полости наполнения

Анализ результатов показывает, что влияние величины τ_{L1} значительно меньше, чем τ_{g1} , поэтому при $\tau_{L1} \leq 0,25$ динамика трубопровода наполнения может не учитываться. При $\tau_{L1} = 0$ третье уравнение систем (5) становится алгебраическим

$$\mu \dot{x}_1 = 1 - x_1,$$

и система уравнений может быть приведена к уравнению второго порядка. Из него может быть определена безразмерная недемпфированная круговая частота колебаний

$$\omega = \frac{1}{\alpha \sqrt{\tau_{g1}}},$$

а коэффициент демпфирования будет

$$\theta = \frac{1}{2\mu \tau_{g1}}.$$

Откуда следует, что с ростом τ_{g1} падает частота колебаний и коэффициент демпфирования. Это прослеживается, например, в сравнении кривых II и III на рис. 3,а.

Из рис. 2 следует, что все расчетные точки, расположенные в области аperiodических переходных процессов или около нее, имеют $\tau_{g1} < 1$. Следовательно, для получения переходных процессов с малой колебательностью необходимо иметь $\tau_{g1} < 1$.

Следует заметить, что анализировался переходный процесс по скорости поршня; очевидно, что другие переменные системы будут иметь подобные переходные процессы.

Аналогичным образом могут быть обследованы переходные процессы в полости слива. Но в ней колебательность проявляется в меньшей степени, так как частоты изменения переменных ниже.

Из приведенной работы могут быть сделаны следующие выводы:

1. Примененная методика позволяет просто оценить характер переходного процесса при разгоне.
2. Для уменьшения колебательности переходного процесса величину τ_L следует иметь $< 0,25$. Это может быть обеспечено соответствующим выбором диаметра трубопровода.
3. Снижение колебательности переходного процесса имеет место при уменьшении τ_{g1} . Сложный характер влияния параметров на величину τ_{g1} позволяет лишь рекомендовать подбор нескольких гидроцилиндров,

обеспечивающих заданные нагрузки и скорости, и выбор из них гидроцилиндра с меньшим *ср*.

Библиографический список

1. Цуханова Е.А. К исследованию гидросистем машин с учетом сжимаемости рабочей среды //Теория пневмо- и гидропривода: Сб. тр. М., 1969. С. 233-240.
2. Гуревич Ю.Я. Динамика гидравлических механизмов //Сборник научно-методических статей по ТММ. М.: 1984. Вып. 10. С. 9-22.
3. Бердников В.В. Прикладная теория гидравлических цепей. М.: Машиностроение, 1977. 192 с.
4. Мамонтов М.А. Теория аналогичности. М.: Машиностроение, 1968. 68 с.
5. Основы автоматического регулирования /Под ред. В.В.Солодовникова. М.: ГИТИЛ, 1954. Т. I. 1116 с.
6. Бердников В.В., Якупова И.П. Математическое моделирование механизмов шасси самолета //Пневматика и гидравлика: Сб. тр. М.: Машиностроение, 1990. Вып. 15. С. 40-51.

УДК 62-82-53.001.573

Г.Т.Гроссшмидт, Я.А.Пахапьяль

РАСЧЕТ ПЕРЕХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК
ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЦЕПИ ПО МОДУЛЬНОМУ ПРИНЦИПУ
С ПОМОЩЬЮ ПАКЕТА ПРОГРАММ

Описываются принципы построения пакета программ для расчета стационарных и переходных характеристик гидравлических цепей. Приводится описание отдельных модулей пакета. Рассматривается пример расчета переходной характеристики сложной гидравлической цепи.

Динамические процессы в установках ЛА. Самара, 1994.
