

УДК 621.9.06-82

Нестационарные гидромеханические характеристики проточной части управляющих устройств клапанного типа

М. С. Полешкин, В. С. Сидоренко

(Донской государственный технический университет)

Исследуются характеристики гидромеханического устройства, управляющего позиционным циклом в гидроприводе. На специальном проливочном стенде путём идентификации реальных режимов работы устройства определяются его характеристики в условиях нестационарности потока. Аппроксимация результатов полученных зависимостей уточняет математическую модель устройства управления клапанного типа и в целом — динамической системы позиционного гидропривода.

Ключевые слова: нестационарные характеристики, методика проливки, расходно-перепадные характеристики, гидромеханические устройства.

Введение. Позиционные гидроприводы с гидравлическими линиями управления траекторией движения посредством контура гидравлического управления (КГУ) позволяют интенсифицировать процесс позиционирования как по быстродействию, так и точности. В качестве управляющих устройств наиболее перспективно применение гидроуправляемых клапанов позиционеров (ГУКП). Поэтому важным вопросом является разработка и исследование таких устройств для подсистем управления приводами целевых механизмов позиционирования оборудования и машин.

Время переключения клапанных устройств существенно меньше золотниковых, это позволяет быстрее и стабильнее управлять гидродвигателями, организовывать субоптимальные циклы работы позиционных гидроприводов, которые, как известно, определяются регулировочными характеристиками управляющих устройств [1].

При расчёте и проектировании дросселирующих управляющих устройств необходимо учитывать не только статические, но и динамические расходно-перепадные характеристики при возможных изменениях внешних воздействий от системы, настройки их параметров регулирования.

Основным элементом ГУКПа является геометрия его проточной части. Уточнение её коэффициента расхода при нестационарном потоке позволяет строить реальные расходно-перепадные характеристики управляющих устройств и его математическую подмодель в обобщённой модели привода.

Основная часть. Идентификация рабочих процессов ГУКП выполняется методом проливочных испытаний гидравлических устройств [2], с учётом нестационарности потока. Для этого определяли регулировочные характеристики управляющего устройства клапанного типа при нестационарных гидромеханических процессах.

Выполненными ранее испытаниями [4] были установлены диапазоны изменения параметров потока и геометрии проточной части ГУКП. Результаты получены в виде зависимости коэффициента расхода $\mu = f(x)$ от геометрической характеристики и представлены на рис. 1.

Анализ проточной части по её геометрической характеристике позволил выделить три характерные области:

1. ГУКП полностью открыт, $[0 < x_{гук} < 0,7]$ мм, возникает область подтурбулентного движения потока ($2320 \geq Re_1$), это область открытых проходных сечений при ширине 0,7 мм. Потери давления в этой области пропорциональны квадрату расхода рабочей жидкости и близки к расчётам по уравнению Бернулли [3].

2. ГУКП приоткрыт, клапан находится в области неустановившегося ламинарного режима движения рабочей жидкости ($1800 > Re_2 \geq 700$), определяемой зоной перекрытия

$[0,7 > x_{гук} > 1,35]$ мм. Потери давления в золотниковой паре пропорциональны первой степени расхода и согласуются с расчётами по уравнению Пуазеля.

3. ГУКП полностью закрыт при величине щели $[1,35 < x_{гук} < 2,7]$ мм, ламинарный поток нарушается ($0 \leq Re_3 \leq 700$), а расход обусловлен утечками через радиальный зазор золотниковой пары.

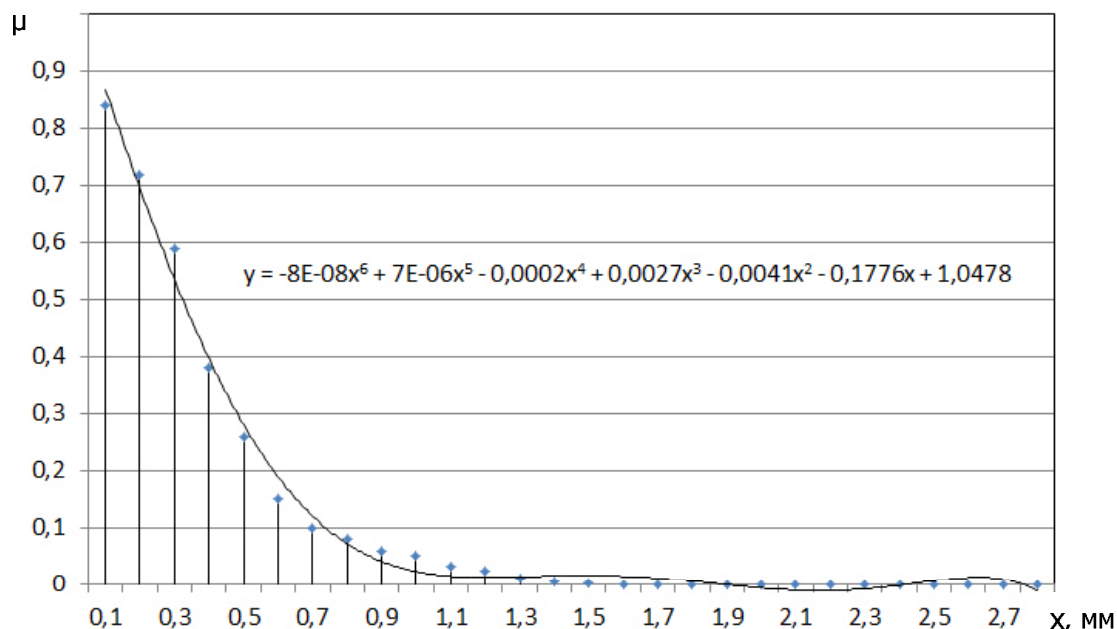


Рис. 1. Зависимость коэффициента расхода μ от величины открытия клапана x

Исследуемая область малых открытий клапана определяется интервалом $x = 1,35 \div 2,7$ мм. Поведение устройства на этом участке описывается его динамическими расходно-перепадными характеристиками, управляющими сливом гидромотора. Из-за сложности описания нестационарных процессов истечения жидкости задачу решали экспериментальными исследованиями.

Получение нестационарных характеристик сопряжено с определёнными трудностями. Установление точных количественных и качественных значений таких параметров, как: $Q_{гук} = Q(t)$ — расход через проточную часть, $\Delta p_{гук} = p(t)$ — перепад давления на проточной части, ΔT — разность температур до и после дросселирования.

Идентификацию процесса нестационарного течения рабочей жидкости в проточной части клапанного управляющего устройства при малых и средних открытиях проводили на специальном проливочном стенде.

На рис. 2 представлена функциональная схема измерительного комплекса для определения нестационарных характеристик ГУКП.

В основе измерения динамического расхода используется осциллографирование скорости перемещения дросселируемого потока в процессе открытия-закрытия управляющего устройства (ГУКПа). Измерения осуществляются оригинальным устройством — гидродинамическим расходомером (ГДР) в составе которого гидроцилиндр ГЦ и линейный датчик перемещения ДП. Цилиндр имеет облегчённую конструкцию поршня и штока для снижения инерционности при движении. Нестационарный расход $Q_{гук}(t)$, поступая в ГЦ, преобразуется в перемещение поршня $L(t)$, фиксируется датчиком.

Для стабилизации сил сухого трения в конструкции установлена пружина сжатия, настроенная на минимальную величину усилия страгивания поршня ($F_{ст} = 1,7$ Н). Снижение действия реакций опор достигается установкой ГДР в вертикальном положении, штоком вниз.

Линейный инкрементальный датчик перемещений ЛИР-7 (относительная погрешность $\Delta = 2,45 \cdot 10^{-3}$ м при общей длине перемещения 0,3 м) имеет жёсткую связь с гидроцилиндром через кронштейн. Подвод рабочей жидкости в цилиндр осуществляется в поршневую полость, а штоковая полость соединена с атмосферой. Конструкция смонтирована на жёстком основании.

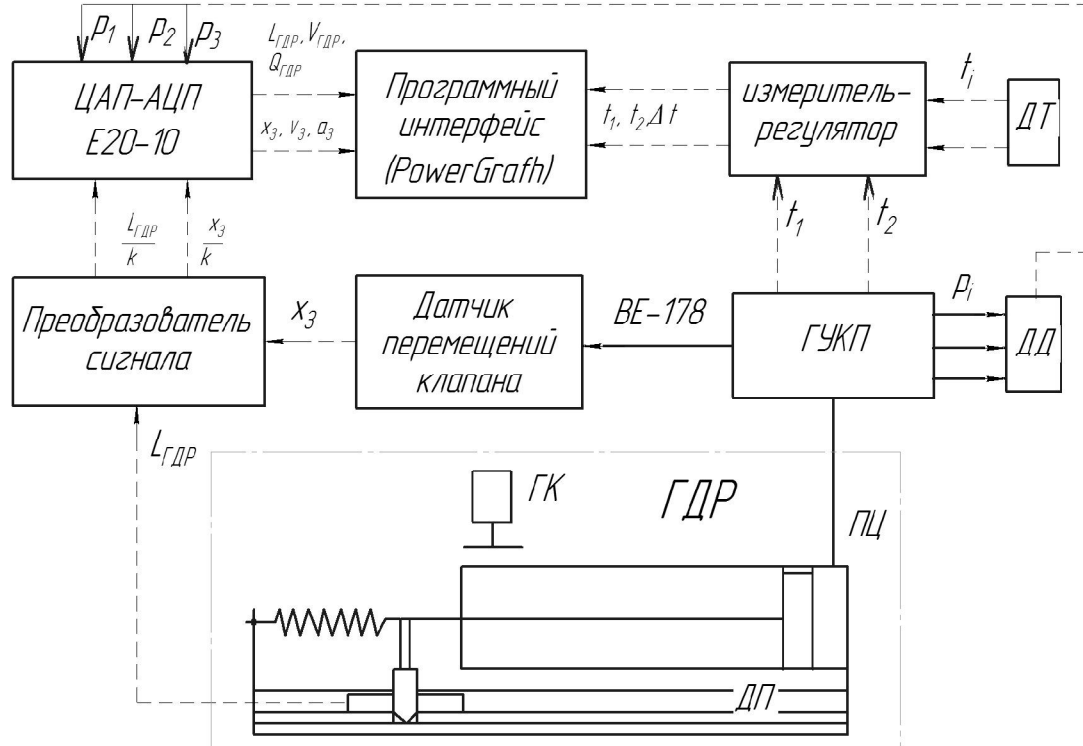


Рис. 2. Функциональная схема измерительного комплекса

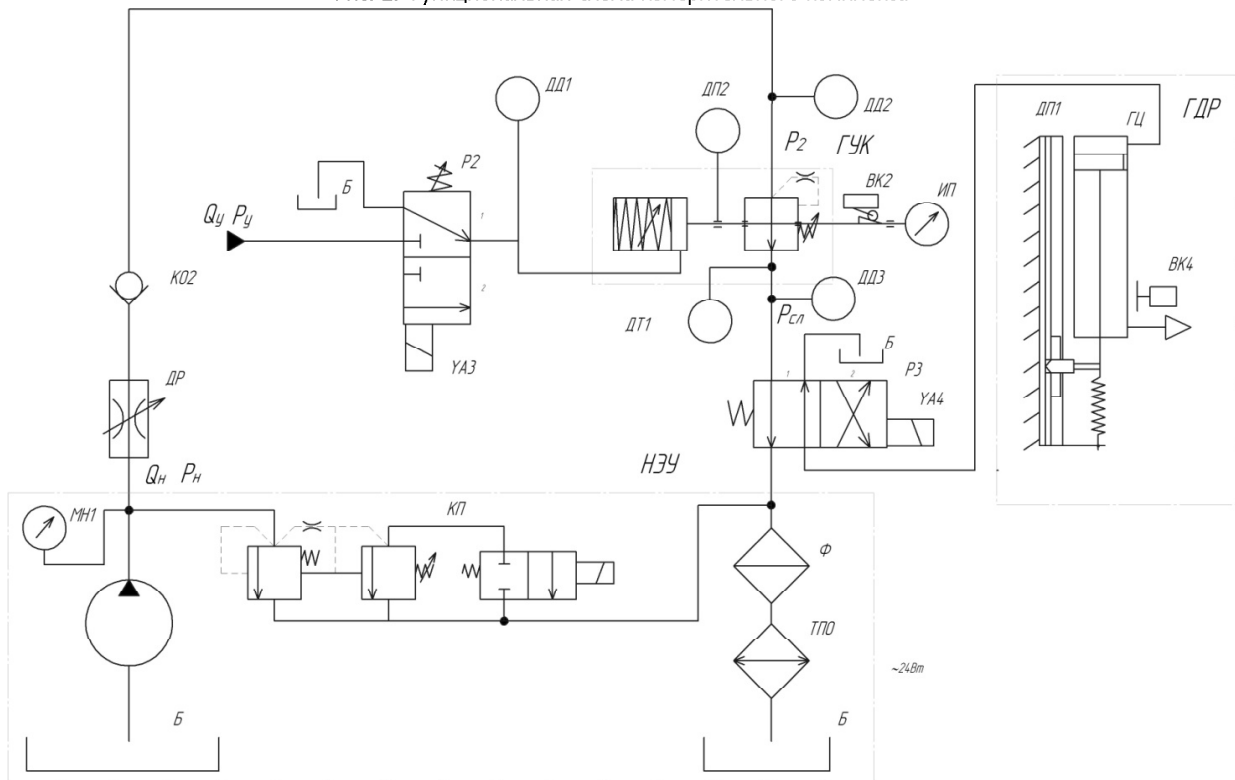


Рис. 3. Гидравлическая схема стенда для исследования динамических расходно-перепадных характеристик

Ограничение хода поршня при измерении объёмного расхода регулируется установкой герконовых датчиков положений ГК на корпусе цилиндра. Возврат в исходное положение выполняется вручную. Принципиальная схема экспериментального стенда представлена на рис. 3.

Установленный на устройстве герконовый датчик положений (ГДП) позволяет ограничить объём жидкости поступающий в ГЦ расходомера (рис. 3), формируя управляющий сигнал на переключение распределителя РЗ в начальную позицию.

При эксперименте использовались две насосные станции. Первая — обеспечивала циркуляцию потока рабочей жидкости в силовом контуре привода с установившимися параметрами P_H и Q_H в соответствии с методикой эксперимента. Вторая — осуществляла питание контура гидравлического управления — для работы регулирующего устройства — ГУКПа потоком жидкости с параметрами: P_Y и Q_Y .

Двухпозиционный распределитель РЗ осуществляет подвод потока к гидродинамическому расходомеру. Давление управления P_Y при включении УАЗ распределителя Р2 поступает в поршневую полость цилиндра ГУКПа, воздействуя на золотник клапана. Одновременное включение УАЗ распределителя РЗ направляет поток жидкости при закрытии золотника клапана в цилиндр ГДР.

В качестве рабочей жидкости использовалось минеральное масло МГЕ-46В (ТУ 38 001347-83).

Тепловой режим работы насосной установки поддерживался постоянным (в диапазоне $37 \pm 2^\circ\text{C}$) для каждой серии экспериментов. Контроль осуществлялся термоэлектрическими преобразователями ДТПЛ011-0,5 (с показателем тепловой инерции $D_{int} \leq 3$ с). Длительность эксперимента составляла 10 мин с учётом стабилизации теплового режима насосной станции.

Для мониторинга термодинамических процессов, протекающих в проточной части ГУКПа, в корпусе клапана устанавливали датчики температуры: ДТ1 на входе и ДТ2 на выходе проточной части.

В крышку гидроуправляемого клапана встроено устройство для измерения и ограничения величины перемещения золотника, с шагом 1 об/1 мм. Величина открытия-закрытия ГУКПа контролируется при помощи индикатора и датчика перемещения клапана.

Датчик перемещения (ВЕ-178) установлен на жёстком кронштейне, через преобразующий механизм фиксирует положение золотника клапана и через плату ЦАП-АЦП передаёт информацию в блок обработки данных.

Компоновка стенда и его элементная база позволяют исследовать динамические регулировочные характеристики различных управляющих устройств с ограничением по рабочему давлению $P_{\text{max}} = 12$ МПа.

Для визуализации рабочих процессов использовался метод осциллографирования при помощи автоматизированного измерительного комплекса. Датчик перемещения ЛИР-7 устанавливался в начальном положении штока гидроцилиндра, после чего воспроизводился и осциллографировался в реальном времени эксперимент.

Нестационарный расход жидкости определили по скорости и ускорениям движения поршня ГЦ. Программный пакет PowerGraf в режиме реального времени дифференцировал функцию перемещения по времени.

В процессе проливки ГУКП проводилась оценка погрешностей и статистическая обработка выполненных измерений. Систематические погрешности оценивались по точности измерительных приборов и принятого метода измерений [5].

В качестве выходных параметров эксперимента фиксировались:

- Расход через ГУК — $Q_{\text{ГУК}}$;
- Давление на входе в ГУК — P_1 ;
- Давление на выходе из ГУКа — P_2 ;

- Давление управления P_y ;
- Перемещение клапана L_z ;
- Температура рабочей жидкости на входе и выходе ГУКП — $\Delta T_{\text{ГУКП}}$.

Измерение параметров осциллографировалось в реальном времени и пространстве.

Исследования проводились в соответствии со следующей методикой:

1. Оценка изменения параметров при закрытии золотника клапана. ГУКП — открыт, давление управления P_y отсутствует, распределитель Р2 находится в 1 поз. Для измерения расхода, необходимо подать сигнал управления на электромагниты YA3 и YA4 распределителей Р2 и Р3 соответственно.

2. Оценка изменения параметров при открытии золотника клапана. ГУКП — закрыт, давление управления P_y подано в управляющий элемент клапана, распределитель Р2 находится во 2 поз. Для замера расхода, необходимо подать сигнал управления на электромагнит YA3 распределителя Р3 соответственно.

Геометрия проточной части исследуемого клапана на основе ПГ54-12, представлена на рис. 4. Запорно-регулирующий элемент, выполнен в виде цилиндрического двухщелевого золотника с осевым рабочим движением.

Рабочие характеристики клапана-прототипа являются известными для узкого диапазона открытий, однако, использование его в качестве ГУКа требует функционирования на всём диапазоне открытий (перекрытых, малых и максимальных площадях проточной части).

Поскольку для клапана ПГ54-12 данные геометрические параметры рациональны, то для предлагаемого на его основе устройства оптимизация значений основных из них возможна лишь после гидравлических испытаний ГУКа в реальном приводе.

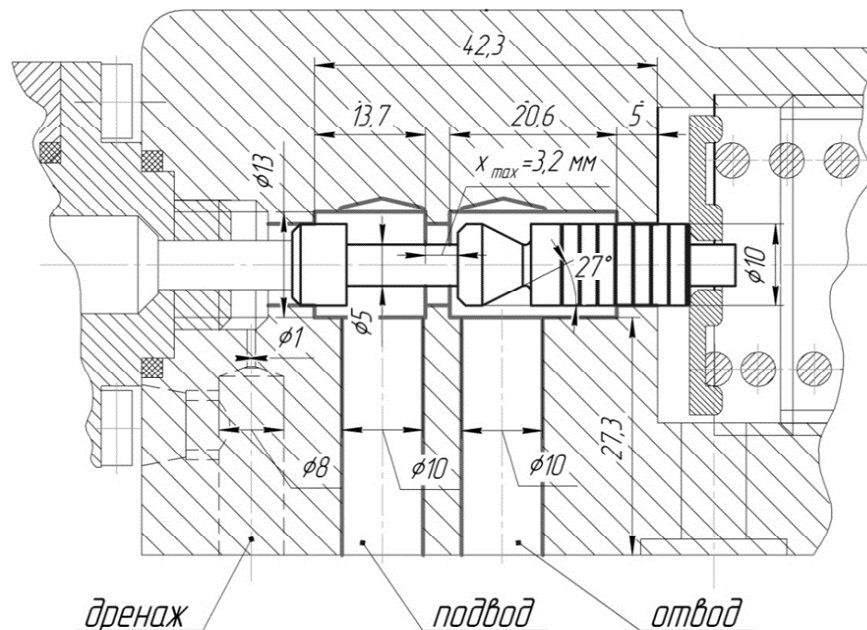


Рис. 4. Конструктивная схема проточной части ГУКПа

В таблице 1, даны значения основных геометрических размерностей проточной части клапана ПГ-54-12.

Типовая осциллограмма нестационарного процесса истечения жидкости через проточную часть при закрытии гидроуправляемого клапана представлена на рис. 6. Такой процесс характерен для позиционирования гидромотора ГУКП, установленного на сливной гидролинии ГМ [4].

Таблица 1

Основные параметры золотниковой пары

Наименование	Рабочий ход золотника	Радиальный зазор ЗП	Диаметр золотника внеш.	Диаметр золотника внутр.	Величина перекрытия золотника	Угол наклона конуса
Обозначение	$x_{\max}$, мм	Δ , мкм	$d_{\text{вн}}$, мм	$d_{\text{вн}}$, мм	l , мм	β , град
Величина	3,2	$5 \cdot 10^{-6}$	10	5	$1 \cdot 10^{-3}$	27°

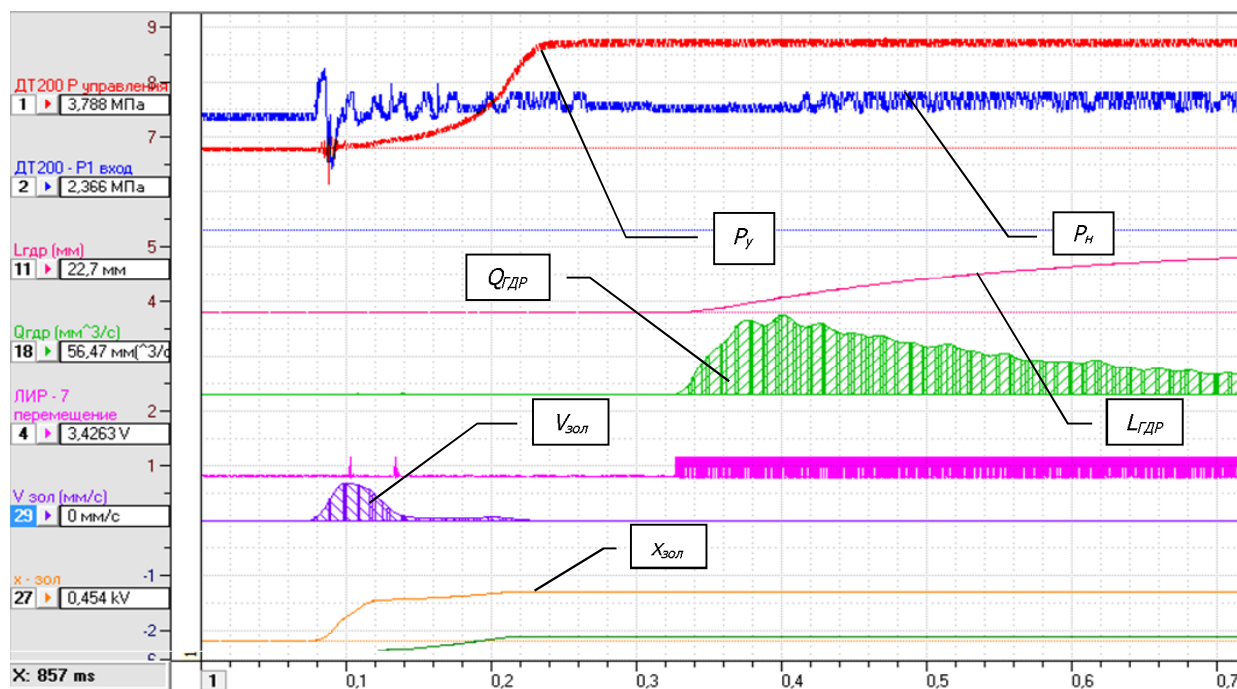


Рис. 5. Осциллограмма нестационарного процесса при закрытии ГУКа

Перепад давлений ΔP на проточной части ГУКа определялся разностью нестационарных значений давлений $P_2(t)$ и $P_1(t)$ при соответствующих расходе $Q_{\text{дР}}(t)$ и положении $L_{\text{дР}}$ штока цилиндра расходомера.

На осциллограмме процесса закрытия ГУКПа видно, что имеется запаздывание при измерении динамического расхода. Это объясняется реальной длиной гидролиний связи ГУКПа и ГДР и упругостью трубопровода.

Снижение запаздывания при измерении расхода, как постоянная составляющая времени, компенсируется дополнительной установкой высокоточного реле времени, рассчитав время запаздывания.

Исходя из параметров используемой рабочей жидкости, найдём скорость распространения звуковой волны на участке трубопровода:

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}}; \quad (1)$$

где c — скорость звуковой волны в рабочей жидкости, м/с; E — модуль упругости рабочей жидкости, Н/м²; ρ — плотность рабочей жидкости, кг/м³.

Определение плотности используемого минерального масла рассчитывается в соответствии с его температурой в области дросселирования проточной части ГУКПа.

Зная параметры длин гидролиний и скорости распространения звуковой волны, рассчитаем время запаздывания $\Delta t_{\text{зап}}$:

$$t_{\text{зан}} = \frac{l}{c}; \quad (2)$$

где l — длина сливной гидролинии, м.

Полученные в результате эксперимента данные для нахождения функциональных зависимостей: $p_y = f(Q)$, $Q = f(x)$, $\mu = f(x)$ и $\xi = f(x)$; обрабатывались в соответствии со следующей методикой:

1. Расчёт геометрических параметров проточной части ГУКПа, эскиз которой приведён на рис. 4.

Площадь проходного сечения щели:

$$S_{\text{щ}} = \frac{4h \cdot S_{\kappa}}{d_{\kappa}}; \quad (3)$$

где d_{κ} — диаметр золотника, м; h — величина перекрытия щели золотника, м; S_{κ} — площадь прохода двухкромочной щели, м.

Величина перемещения золотника идентифицировалась как функция $x = f(t)$ — в ходе экспериментальных исследований (рис. 6, а), затем зависимость аппроксимировалась рядом функций полиномов от 4-го до 9-го порядка при помощи программы SciDAVis ver. 0.2.4.

В результате анализа была выбрана функция $x = f(t)$ в виде полинома 4-го порядка: $x = 5,59 \cdot 10^{-12} t^4 - 3,69 \cdot 10^{-9} t^3 + 6,87 \cdot 10^{-7} t^2 + 5,19 \cdot 10^{-6} t - 8,99 \cdot 10^{-6}$, величина максимальной погрешности аппроксимации составила $R^2 = 0,999$ на всём временном интервале значений от 0,077 до 0,129 с.

Коэффициент достоверности аппроксимации, показывающий степень соответствия трендовой модели исходным данным, $R^2 = 0,998$.

2. Расчёт гидравлических характеристик гидроуправляемого клапана.

2.1. Число Рейнольдса при дросселировании через золотниковую пару:

$$\text{Re}(t) = \frac{2 \cdot Q_{\text{гдр}}(t)}{\pi \cdot d_{\kappa}(t) \cdot \nu_t}; \quad (4)$$

где $Q_{\text{гдр}}$ — расход жидкости, прошедший через проточную часть ГУКПа, измеренный с помощью гидродинамического расходомера, м³/с; ν_t — кинематический коэффициент вязкости рабочей жидкости при температуре T , м²/с.

$$\nu_t = \nu_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^n, \quad (5)$$

где ν_{50} — кинематический коэффициент вязкости рабочей жидкости при температуре $t = 50$ °С, м²/с; T — экспериментальная температура рабочей жидкости в проточной части ГУКПа, °С, м²/с; n — показатель степени, определяемый в соответствии с ниже приведённым выражением

$$n = \lg \nu_{50} + 2,7 \quad (6)$$

2.2. Динамический коэффициент расхода:

$$\mu(t) = \frac{Q_{\text{гдр}}(t)}{S(t) \cdot \sqrt{\frac{2\Delta P(t)}{\rho}}}; \quad (7)$$

где ΔP — перепад давлений на проточной части ГУКПа, МПа;

$$\Delta P(t) = P_1(t) - P_2(t); \quad (8)$$

где P_1 — давление на входе ГУКПа, МПа; P_2 — давление выходе ГУКПа, МПа.

2.3. Коэффициент гидравлического сопротивления:

$$\zeta = \frac{2\Delta P(t) \cdot S^2(t)}{Q_{гдр}^2(t) \cdot \rho}; \quad (9)$$

Результаты обработки эксперимента использовали для определения значений коэффициента расхода $\mu(t)$ проточной части при различных законах процесса закрытия и открытия клапана. Области распределения значений μ в зависимости от площади открытия S представлены на рис. 6, б.

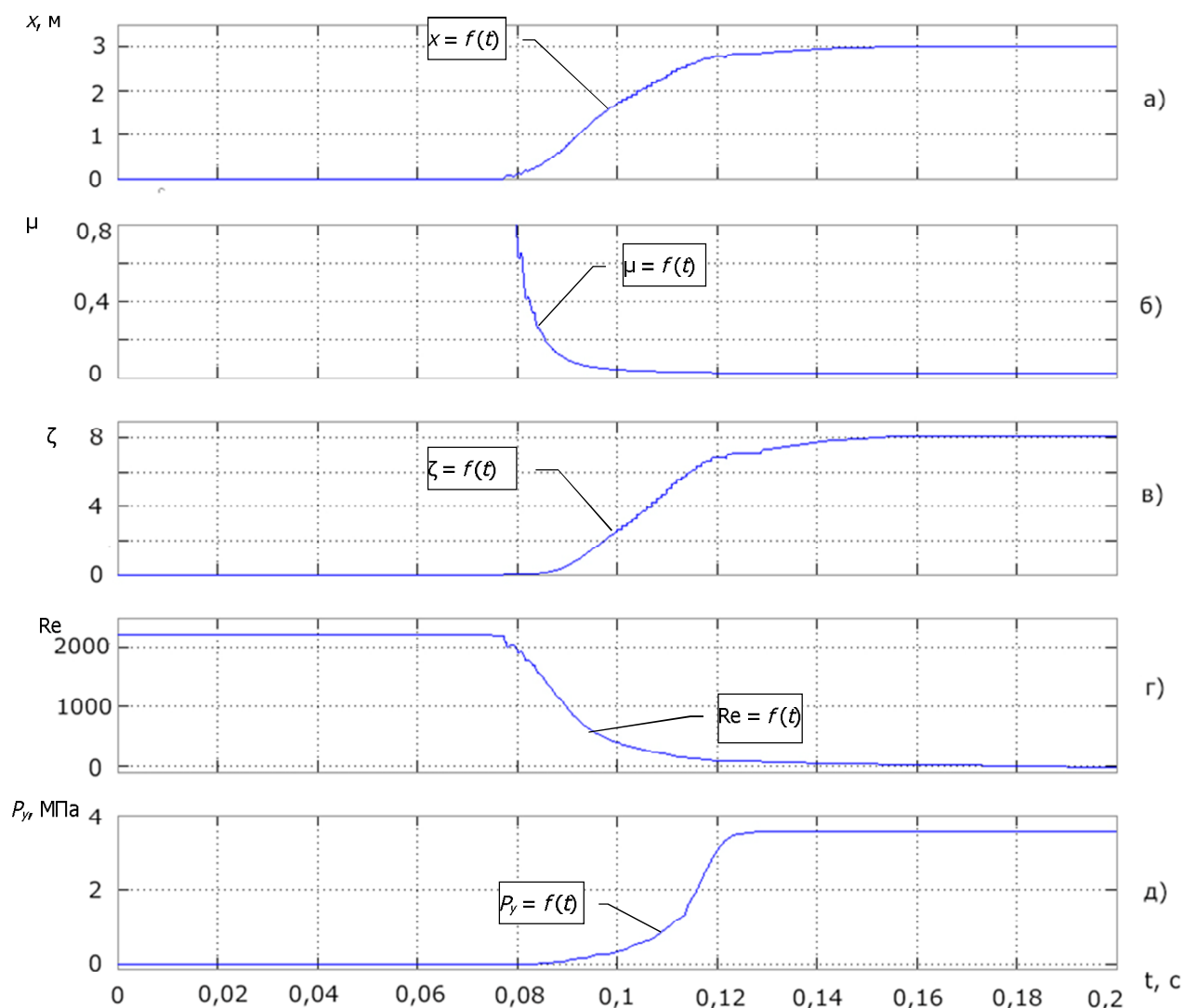
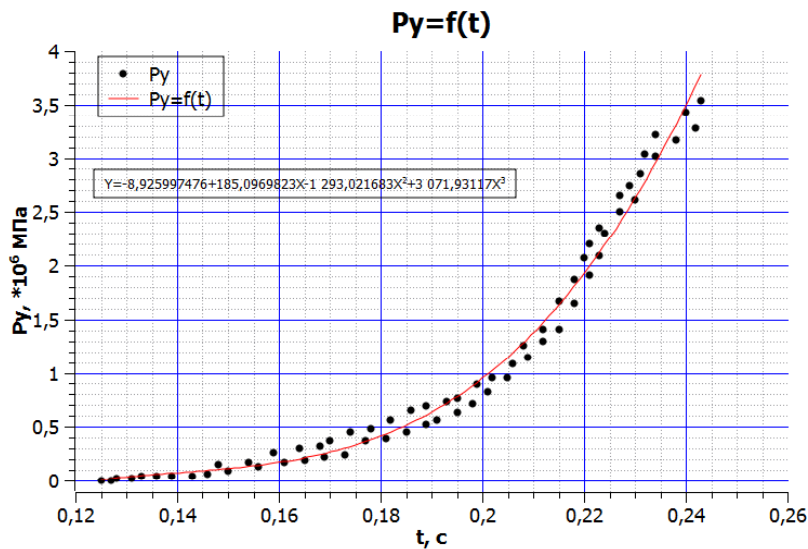


Рис. 6. Гидродинамические характеристики процесса закрытия ГУКП:
а) площадь проточной части $x = f(t)$; б) коэф. расхода $\mu = f(t)$; в) коэф. сопротивления $\zeta = f(t)$; г) числа Рейнольдса $Re = f(t)$; д) давления управления $P_y = f(t)$

Приведённые на рис. 7 и 8 динамические регулировочные и расходные характеристики гидроуправляемого клапана получены с применением программной поддержки SciDAVis.

Области распределения нестационарного расхода $f = Q(t)$ и давления $f = P_x(t)$ сформированы на основе массива экспериментальных данных, образующий ряд кривых, импортируемые из подсистемы системы сбора данных программы PowerGraph.



а)

Полиномиальное приближение по набору данных: Table1_2, используя функцию:

$$a_0 + a_1 * x + a_2 * x^2 + a_3 * x^3$$

От значения по $x = 0,125$ до значения по $x = 0,243$

$$a_0 = -8,925997476 \pm 2,969742827$$

$$a_1 = 185,0969823 \pm 50,09191549$$

$$a_2 = -1293,021683 \pm 276,1541887$$

$$a_3 = 3071,93117 \pm 498,4413927$$

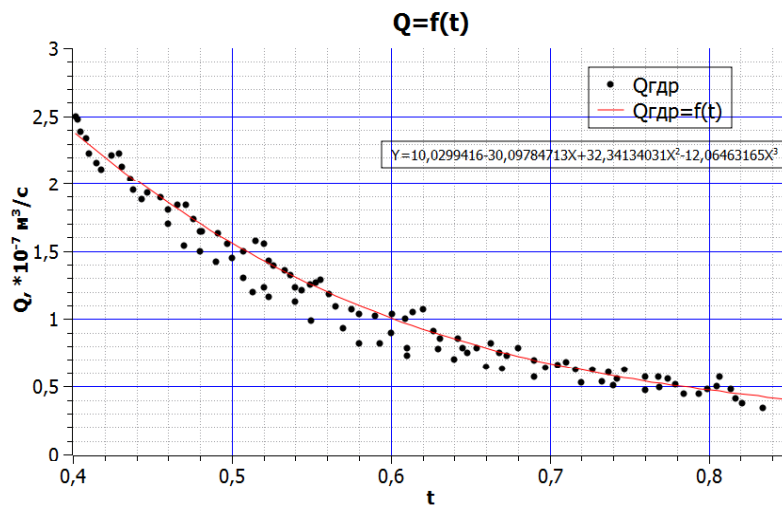
$$\text{Chi}^2/\text{doF} = 0,01718379712$$

$$R^2 = 0,9861242183$$

б)

Рис. 7. Динамическая регулировочная характеристика ГУКа:

а) функция $P_y = f(t)$ изменения давления управления; б) параметры аппроксимации функции $P_y = f(t)$



а)

Полиномиальное приближение по набору данных: Table1_2, используя функцию:

$$a_0 + a_1 * x + a_2 * x^2 + a_3 * x^3$$

От значения по $x = 0,402$ до значения по $x = 1$

$$a_0 = 10,0299416 \pm 0,3750359635$$

$$a_1 = -30,09784713 \pm 1,73113436$$

$$a_2 = 32,34134031 \pm 2,560925531$$

$$a_3 = -12,06463165 \pm 1,219437047$$

$$\text{Chi}^2/\text{doF} = 0,003197867322$$

$$R^2 = 0,9929025132$$

б)

Рис. 8. Динамическая расходная характеристика ГУКа:

а) функция $Q = f(t)$ изменения расхода; б) параметры аппроксимации функции $Q = f(t)$

Давление управления P_y — возрастающая квадратично до значения 1,7 МПа, оказывает существенное влияние на коэффициент расхода μ в интервале закрытия клапана $x < 1,5$ мм (рис. 6, д). Линейность функции ξ при числах $Re < 380$ указывает на эффективное изменение турбулентного режима движения потока и переход к ламинарному (рис. 6, г). Это свидетельствует об эффективном функционировании клапана в режиме замедления, т. к. коэффициент расхода μ стремительно падает с 0,83 до 0,1 за время $t = 0,02$ с (рис. 6, б).

Заключение. Анализ результатов исследований позволил аппроксимировать полученные закономерности эмпирическими выражениями, установить связь между выходными параметрами нестационарного потока (Q , μ , ζ , ΔT) жидкости в проточной части гидроуправляемого клапана и в дальнейшем идентифицировать процессы координатных перемещений для позиционных гидромеханических систем клапанного регулирования.

Разработанная методика и специальное экспериментальное оборудование позволяет исследовать нестационарные гидродинамические процессы широкого ряда золотниковых устройств.

Полученные динамические расходно-перепадные $p = f(Q)$ и регулировочные характеристики $Q = f(x)$ ГУКПа позволили более корректно оценить и описать его работу во всём диапазоне изменения площади проточной части ($0-88,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$) в процессе закрытия-открытия.

Уточнены функции зависимостей коэффициента расхода μ и сопротивления ξ от управляющего давления P_y . Аппроксимация и интеграция полученных функции в математическую модель управляющего устройства, позволили повысить качество вычислительного эксперимента, сократить затраты времени и средств на его последующую доводку испытаниями и уточнением параметров.

Библиографический список

1. Лещенко, В. А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением / В. А. Лещенко. — Москва: Машиностроение — 1975. — 288 с.
2. Ситников, Б. Т. Расчёт и исследование предохранительных и переливных клапанов / Б. Т. Ситников, И. Б. Матвеев. — Москва: Машиностроение — 1971. — 131 с.
3. Попов, Д. Н. Механика гидро- и пневмоприводов: учеб. для вузов / Д. Н. Попов. — Москва: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. — 320 с.
4. Сидоренко В. С. Многофункциональное гидромеханическое устройство позиционирования целевых механизмов станочных систем повышенного быстродействия и точности / В. С. Сидоренко, М. С. Полешкин // Вестник ДГТУ. — 2009. — Т. 9. — Спец. вып.
5. Монтгомери, Д. К. Планирование эксперимента и анализ данных / Д. К. Монтгомери — Ленинград: Судостроение — 1980. — 383 с.

Материал поступил в редакцию 27.07.2012.

References

1. Leshchenko, V. A. Gidravlicheskie sledyashhie privody` stankov s programmny`m upravleni-em / V. A. Leshchenko. — Moskva: Mashinostroenie — 1975. — 288 s. — In Russian.
2. Sitnikov, B. T. Raschyot i issledovanie predoxranitel`ny`x i perelivny`x klapanov / B. T. Sitnikov, I. B. Matveev. — Moskva: Mashinostroenie — 1971. — 131 s. — In Russian.
3. Popov, D. N. Mexanika gidro- i pnevmoprivodov: ucheb. dlya vuzov / D. N. Popov. — Moskva: MGTU im. N. E`. Bauman, 2001. — 320 s. — In Russian.
4. Sidorenko V. S. Mnogofunkcional`noe gidromexanicheskoe ustrojstvo pozicionirovaniya celevy`x mexanizmov stanochny`x sistem pov`shennogo by`strodeystviya i tochnosti / V. S. Sidorenko, M. S. Poleshkin // Vestnik DGTU. — 2009. — T. 9. — Specz. vy`p. — In Russian.
5. Montgomeri, D. K. Planirovanie e`ksperimenta i analiz danny`x / D. K. Montgomeri — Lenin-grad: Sudostroenie — 1980. — 383 s. — In Russian.

UNSTEADY HYDROMECHANICAL SPECIFICATIONS OF VALVE FLOW OPERATOR

M. S. Poleshkin, V. S. Sidorenko

(Don State Technical University)

The characteristics of the hydromechanical positioner of the hydrodrive are investigated. Its performance is defined under the flow unsteadiness through the identification of the real modes of the device in the special flow lab. The approximation of the obtained dependences refines the mathematical model of the valve flow operator, and totally — of the positioning hydrodrive dynamic system.

Keywords: nonstationary characteristics, watering techniques, metering-differential characteristics, hydromechanical devices.