

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЛНОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ГИДРОАГРЕГАТЕ ПИТАНИЯ ГИДРОСИСТЕМ

Павел Андренко, Ольга Панамарева

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»  
Адрес: Украина, 61002, Харьков, ул. Фрунзе, 21.

**Аннотация.** В статье приведена разработанная математическая модель объемного гидроагрегата питания гидросистем, которая учитывает сложные гидромеханические процессы и позволяет провести их исследование, установить влияние на них конструктивных и рабочих параметров.

**Ключевые слова:** объемный гидроагрегат, резонанс, рабочая жидкость, газосодержание, пульсации.

### ВВЕДЕНИЕ

Многokратное переключение органов управления (клапанов, золотников) гидросистем технологических машин вызывают волновые процессы в гидроагрегате питания (ГАП), в длинных каналах и трубопроводах гидросистемы. Эти переключения выступают в качестве источника скачкообразных изменений расхода и давления рабочей жидкости (РЖ). Нестационарные гидромеханические процессы, которые протекают в трубопроводах, каналах и камерах ГАП влияют на точность поддержания расхода и давления РЖ в камерах исполнительного механизма и, как следствие, на качество его функционирования [1, 2, 22]. При проектировании ГАП гидросистемы возникает необходимость определения влияния пульсации давления в гидросистеме на мощность исполнительного механизма технологической машины.

### ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Исследование рабочих процессов в ГАП гидросистем на основании разработанной математической модели.

### АНАЛИЗ ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ

Волновые и резонансные свойства гидропривода рассмотрены в статье [3]. В этой работе составлена математическая модель ГАП гидросистемы для исследования резонансных явлений в трубопроводах, определены условия их возникновения. Приведены рекомендации для выбора параметров гидропривода, где границей рабочего диапазона частот возникающих в гидроприводе выступала резонансная частота замкнутой гидросистемы, а амплитуда резонансных колебаний давления превышала амплитуду входного сигнала на заранее заданную величину. Однако в ней не рассмотрено влияние волновых процессов на качество функционирования исполнительных механизмов.

В статье [4] при исследовании резонансных явлений в гидросистемах с высокооборотными насо-

сами используются линеаризованные уравнения, составленные для осредненных по сечению потока РЖ квазистационарных профилей местных скоростей. Граничные условия определяются уравнениями, описывающими работу насоса и агрегата (дросселя или гидравлической емкости), записанные для пульсирующих составляющих расхода и давления относительно их постоянных средних значений. В качестве условия возникновения резонанса предлагается рассматривать аналитическую зависимость для определения длины магистрали, при которой он возникает. Отметим, что обычно резонансные характеристики исследуются при переменной частоте колебаний РЖ в трубопроводе. В этой статье, также вопросам влияния волновых процессов на работу исполнительных механизмов не уделено должного внимания.

Детальный анализ методов, используемых при описании нестационарных гидромеханических процессов в ГАП и их элементах, приведены в статьях [5, 6]. В статье [7] исследуются интерференция волн давления в элементах объемных гидроагрегатов, но более детально рассматривается рабочие процессы в интерференционном усилителе пульсаций. В статье [8] исследуются волновые процессы в гидравлическом гасителе пульсаций давления РЖ. Однако в рассматриваемых работах не освещены вопросы влияния волновых процессов на мощность исполнительного механизма технологической машины.

На основании проведенного анализа литературных источников, можно сделать вывод, что методика исследования волновых процессов в элементах объемного гидропривода уделено достаточно внимания. Однако отсутствуют исследования о влиянии нестационарных гидромеханических процессов на мощность исполнительного механизма технологической машины.

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

В общем случае нестационарное изотермическое течение вязкой РЖ в трубопроводах и камерах ГАП описывается уравнением Навье-Стокса и уравнением неразрывности. В цилиндрической системе координат, с учетом того, что в окружном направлении скорость РЖ

пренебрежительно мала, эти уравнения имеют вид [9, 10]:

$$\left. \begin{aligned} P_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + v_t \left[ \frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_x}{\partial r} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial r^2} \right] &= \frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_r \frac{\partial u_x}{\partial r} \\ P_r - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + v_t \left[ \frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial x^2} - \frac{u_r}{r^2} \right] &= \frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + u_x \frac{\partial u_r}{\partial x} \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \left[ \frac{\partial}{\partial r} (\rho r u_r) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho r u_x) \right] = 0, \quad (2)$$

где  $P_x$  и  $P_r$  – проекции массовой силы, которые приходятся на единицу массы РЖ и имеют размерность ускорения;  $u_x = f(x, r, t)$  – скорость РЖ по оси  $x$ ;  $u_r = f(r, x, t)$  – радиальная скорость РЖ.

При исследованиях течения РЖ в элементах и устройствах ГАП, уравнения (1) и (2) рассматриваются вместе с уравнениями, описывающими состояние РЖ, начальными и граничными условиями. В качестве начальных условий принимают распределение проекций скорости в области течения в начальный момент времени  $t_0$ , а за граничные – значения искомым функций в точках границы во все моменты времени. Также принимается ряд допущений, накладываемых на распределение физических величин, непрерывность функций, существование производных и т.д.

Для упрощения уравнения (1) использовали методику, основанную на сравнении порядков членов уравнения Навье-Стокса [11]. Провели оценку массовой силы по сравнению с членом  $\partial u_x / \partial t$ , который выражает локальное ускорение. Массовая сила, приходящаяся на единицу массы РЖ, определялась силой веса РЖ (ускорением свободного падения) и присоединенной массой (ускорением движения упругих элементов ГАП), расчет которой проводили из условия равенства кинетической энергии по зависимостям для приведенной массы с работы [12]. Отметим, что такое предположение дает несколько завышенные значения массовой силы, приходящейся на единицу массы РЖ.

Порядок ( $\tilde{\Pi}$ ) массовой силы, которая приходится на единицу массы РЖ, складывается из суммы ускорений свободного падения  $g$ , приведенной к элементам ГАП массы РЖ, обусловленной ее пульсацией  $m_g$ . Порядок члена уравнения Навье-Стокса, выражающий локальное ускорение  $\partial u_x / \partial t - \tilde{\Pi}(\partial u_x / \partial t) = u_x c / L$ , где  $L$  – характерная длина оси канала или трубопровода (длина распространения волны возбуждения);  $c$  – скорость звука в РЖ.

Тогда  $\tilde{\Pi}[(g + m_g) : \partial u_x / \partial t] = (g + m_g) L / u_x c$ .

Проведенные расчетные исследования показали, что  $\tilde{\Pi}[(g + m_g) : \partial u_x / \partial t]$  не превышает 0,102. Таким образом, массовой силой в уравнении (1) можно пренебречь, при этом погрешность расчетов не превысит 0,15%. Заметим, что большинство исследователей [10, 11, 13 – 15] принимает аналогичное допущение.

По методике, приведенной в работе [11], проводили оценку члена уравнения (1)  $u_x \partial u_x / \partial x$ , который выражает конвективное ускорение, по сравнению с локальным –  $\partial u_x / \partial t$ .

Проводили оценку порядка членов  $\tilde{\Pi}(u_x \partial u_x / \partial x) = u_x^2 / L$ ,  $\tilde{\Pi}(\partial u_x / \partial t) = u_x c / L$ ;  $\tilde{\Pi}(u_x \partial u_x / \partial x : \partial u_x / \partial t) = u_x^2 / L : u_x c / L = u_x / c$ . Учитывая то, что основные конструктивные и рабочие параметры ГАП выбираются и рассчитываются аналогично другим гидроаппаратам, в них всегда выполняется условие  $u \ll c$ . Установлено, что  $\tilde{\Pi}(u_x \partial u_x / \partial x : \partial u_x / \partial t) \approx 0,015$ , что дает основание пренебречь членом уравнения Навье-Стокса, который выражает конвективное ускорение. Отметим, что при этом погрешность в расчетах не превышает 0,21 %.

Оценку членов учитывающих в уравнении (1) действие вязкости РЖ, проводили по методике из работы [16]. Оценивали порядок членов  $\tilde{\Pi}(\partial^2 u_x / \partial x^2) = u / L^2$  и  $\tilde{\Pi}(\partial^2 u_x / \partial r^2) = u / r^2$ . Расчеты показали, что  $\tilde{\Pi}(\partial^2 u_x / \partial r^2)$ , как минимум, на два порядка больше чем  $\tilde{\Pi}(\partial^2 u_x / \partial x^2)$ . Таким образом, членом  $\partial^2 u_x / \partial x^2$  в уравнении (1) можно пренебречь, причем погрешность расчетов не превысит 1,5%.

С учетом того, что  $u_r$  мала по сравнению с  $u_x$ , проводили осреднение скорости и давления в произвольном сечении канала или трубопровода и далее рассматривали одномерную модель течения РЖ:

Принятые допущения позволили представить уравнение (1) в виде одномерной модели, аналогично как в статье [5]

$$\left. \begin{aligned} \rho \frac{\partial u_{sr}}{\partial t} + \frac{\partial p_{sr}}{\partial x} + F(t) &= 0, \\ \frac{\partial u_{sr}}{\partial x} + \frac{1}{E_{pr}} \frac{\partial p_{sr}}{\partial t} &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (3)$$

где  $u_{sr}$  и  $p_{sr}$  – осредненные скорости РЖ и давления, в произвольном сечении канала или трубопровода.

$$F(t) = \frac{8v_t \rho u_{sr}}{r_0^2} + \frac{4v_t \rho}{r_0^2} \int_0^t \frac{\partial u_{sr}(t_1)}{\partial t} W^*(t-t_1) dt_1 -$$

падение давления на единицу длины трубопровода [17, 18];  $W^*(t-t_1)$  – весовая функция, которая учитывает изменение скорости в предыдущие моменты времени;  $r_0$  – радиус трубопровода;  $E_{pr}$  – приведенный модуль упругости РЖ, который рассчитывается с учетом газосодержания и толщины стенки трубопровода (канала) по зависимости из работы [19].

При математическом описании волновых процессов в трубопроводах ГАП использовали метод на основе сосредоточенных параметров. Правомерность такого подхода доказана в работе [17].

### МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГАП ГИДРОСИСТЕМ

Исследование волновых процессов в ГАП, схема которого приведена на рис. 1, проводили по математической модели в сосредоточенных параметрах по Т и Г-образным схемам, с учетом выше приведенных допущений. Она состоит из следующих уравнений

– движения РЖ в канале 1:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_1(t)}{d t} &= \frac{1}{L_1(t)} [p_1(t) - p_2(t)] - \frac{R_1(t)}{L_1(t)} q_1(t), \\ \frac{d p_2(t)}{d t} &= \frac{1}{C_1} q_{11}(t) = \frac{1}{C_1} [q_1(t) - q_{12}(t)], \\ \frac{d q_{12}(t)}{d t} &= \frac{1}{L_1(t)} [p_2(t) - p_3(t)] - \frac{R_1(t)}{L_1(t)} q_{12}(t) \end{aligned} \right\}; \quad (4)$$

– давления в камере 2 с объемом  $V_0$ :

$$\frac{d p_0(t)}{d t} = [q_{12}(t) - q_3(t)] \frac{E_{pr}}{V_0(t)}, \quad (5)$$

где  $V_0(t)$  – объем камеры;

– движения РЖ в канале 3:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_0(t)}{d t} &= \frac{1}{L_3(t)} [p_0(t) - p_3(t)] - \frac{R_3(t)}{L_3(t)} q_0(t), \\ \frac{d p_3(t)}{d t} &= \frac{1}{C_3} q_{31}(t) = \frac{1}{C_3} [q_0(t) - q_{32}(t)], \\ \frac{d q_{32}(t)}{d t} &= \frac{1}{L_3(t)} [p_3(t) - p_4(t)] - \frac{R_3(t)}{L_3(t)} q_{32}(t) \end{aligned} \right\}; \quad (6)$$

– расхода в гидроцилиндре

$$q_p(t) = A_p \dot{y} + \frac{V_p + A_p y}{E_{pr}(t)} \frac{d p_4(t)}{d t}, \quad (7)$$

$$q_{sh}(t) = A_{sh} \dot{y} - \frac{V_{sh} - A_{sh} y}{E_{pr}(t)} \frac{d p_5(t)}{d t}, \quad (8)$$

где  $V_p, V_{sh}$  – объемы гидроцилиндра со стороны поршневой и штоковой полостей;  $A_p, A_{sh}$  – площади поршня и штока гидроцилиндра;  $y$  – перемещение штока гидроцилиндра.

– движения штока гидроцилиндра:

$$m \ddot{y} = A_p p_4(t) - A_{sh} p_5(t) - P_{t0} \delta(y) - P_{tk} \text{sign}(\dot{y}) - k_w \dot{y} - F_n(t), \quad (9)$$

где  $m$  – масса поршня и связанных с ним частей;  $P_{t0}$  и  $P_{tk}$  – соответственно сила трения покоя и ее динамическая составляющая, которые рассчитываются по зависимостям из статьи [6];  $k_w$  – коэффициент кинематического трения;  $F_n$  – нагрузка на штоке гидроцилиндра.

Уравнения (4) – (9) дополняли ограничениями:

$$p_i(t) \geq p_{par}, \quad (10)$$

где  $p_{par}$  – давление насыщенных паров, МПа.

Мощность в поршневой полости гидроцилиндра определяется по формуле:

$$P_p(t) = q_p(t) p_4(t) \quad (11)$$

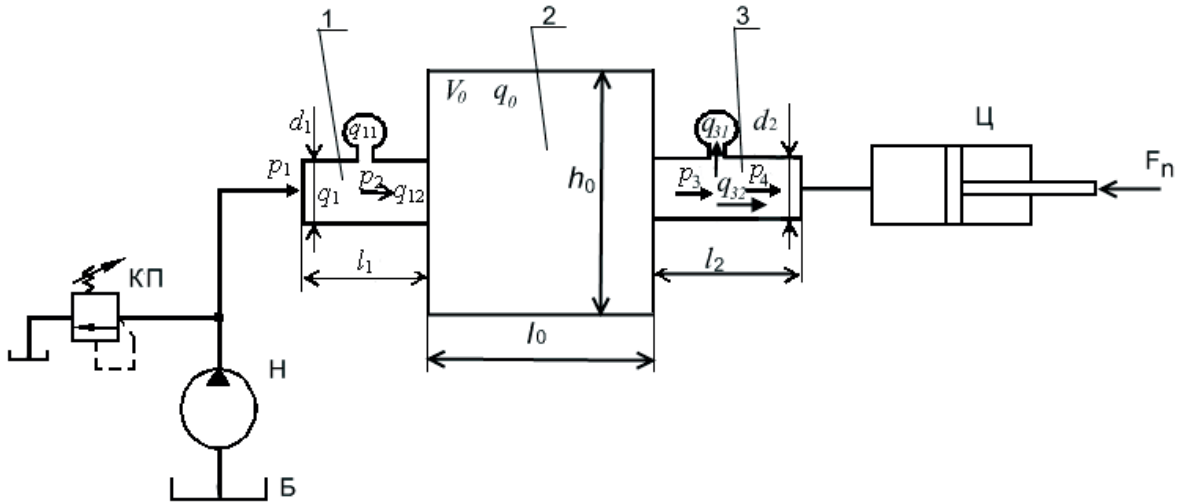


Рис. 1 Расчетная схема ГАП: Н – насос; Б – бак; КП – клапан предохранительный; Ц – гидроцилиндр; 1,3 – трубопроводы с ответвлениями; 2 – камера с объемом  $V_0$

Fig. 1 The calculation scheme of hydraulic power unit: Н – pump; Б – tank; КЗ – safety valve; Ц – hydraulic cylinder; 1, 3 – pipeline with a branch; 2 – chamber with a volume  $V_0$

Плотность РЖ с учетом газосодержания рассчитывали по зависимости [20]

$$\rho(t) = \rho_{п0} [1 - z(t)] \cdot \left[ 1 + \frac{p_{sr}(t) - p_0}{E_{pr}(t)} \right] + \rho_{g0} z(t) \frac{p_{sr}(t)}{p_0}, \quad (12)$$

где  $z(t)$  – доля объема жидкостно-газовой смеси (среды) занятой газом, рассчитанная по формуле

$$z(t) = \frac{V_r^*(t)}{V_p + V_r^*(t)}; \quad p_{sr}(t) - \text{среднее значение давления РЖ за переход работы ГАП технологической машины, рассчитывалось по формуле}$$

$p_{sr} = \frac{\int_{t_{i1}}^{t_{i2}} p(t) dt}{t_i}$ , где  $p(t)$  – давление РЖ в ГАП, МПа;  $t_i$  – длительность  $i$ -го перехода цикла, с;  $t_{i1}$  и  $t_{i2}$  – время начала и окончания  $i$ -го перехода цикла, с.

В уравнениях математической модели ГАП использовали понятия аналогии электродинамических и гидродинамических процессов. В состав уравнений (4) – (6), в качестве индуктивного сопротивления 1-го и 3-го трубопровода выступает величина  $L_{1(3)}(t) = \rho_{1(3)}(t) l_{1(3)} / 2A_{1(3)}$ . В качестве активного сопротивления 1-го и 3-го трубопроводов выс-

тупает величина  $R_{1(3)}(t) = \frac{8\nu_i \rho_{1(3)}(t) l_{1(3)}}{2A_{1(3)} r_{1(3)}^2}$ . Величи-

на  $C_i = A_i l_i / E_{pr}$  – роль емкости  $i$ -го трубопровода. Кроме того, обозначено:  $r_i$  – радиус сечения  $i$ -го трубопровода;  $A_i$  – площадь  $i$ -го трубопровода, соответственно.

При математическом описании рабочих процессов в ГАП, температуру РЖ принимали постоянной и равной  $T = 35^\circ \text{C}$ .

Исследование рабочих процессов проводили для ГАП подъемного механизма, рис. 2. Циклограмма работы подъемного механизма, рис. 3, состоит из трех переходов: подъем груза продолжительностью  $t_1 = 6$  с; выдержки в течение  $t_2 = 4$  с и опускания  $t_3 = 3$  с, табл. 1. Насос системы имеет следующие параметры: номинальный расход  $q_n = 18 \text{ л/хв}$  и давление  $p_n = 12 \text{ МПа}$ .

В соответствии с разработанной математической модели ГАП в среде Mathcad была составлена программа, которая позволила провести исследование его рабочих параметров. По разработанной математической модели ГАП в сосредоточенных параметрах исследовалось влияние газосодержание в РЖ, частота колебаний РЖ, объем камеры  $V_0$  на выходные значения расхода, давления РЖ в ГАП и мощность в поршневой полости гидроцилиндра. Наиболее типичные результаты исследований нестационарных процессов в ГАП приведены на рис. 4 и в

табл. 1. Для оценки полученных значений расхода, давления РЖ и мощности ГАП использовали относительную интегральную оценку

$$J_P = \frac{\int_0^{t_p} |P_7(t) - P_3(t)dt|}{\int_0^{t_p} P_7(t)} 100\%, \quad (13)$$

где, например,  $P_3(t)$  и  $P_7(t)$  – мощность ГАП, рассчитанная при 3% и 7% газосодержании в РЖ;  $t_p$  – время переходного процесса.

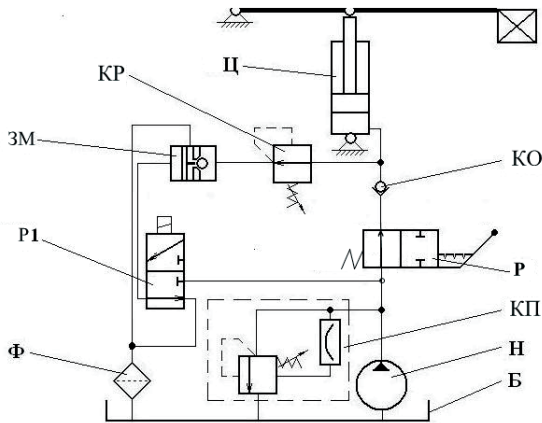


Рис. 2 Гидравлическая схема подъемного механизма: Н – насос; КП – клапан предохранительный с осцилляцией; КО – клапан обратный; Р, Р1 – гидрораспределители; КР – клапан редуцирующий; ЗМ – гидрозамок; Ц – гидроцилиндр; Ф – фильтр; Б – бак

Fig 2. The hydraulic circuit of lifting mechanism: Н – pump; КП – safety valve; КО – check valve; Р, Р1 – valves; РК – pressure reducing valve; ЗМ – pilot controlled check valve; Ц – hydraulic cylinder; Ф – filter; Б – tank

На колебания мощности в поршневой полости гидроцилиндра значительно влияет газосодержание и частота колебаний. При больших значениях газосодержание и частоты колебаний в работе исполнительных органов могут возникнуть рывки. Конструктивное исполнение трубопроводов (их объем) практически не влияет на рабочие характеристики ГАП.

**ВЫВОДЫ**

Получена математическая модель ГАП в сосредоточенных параметрах позволяющая исследовать стационарные и переходные процессы в нем.

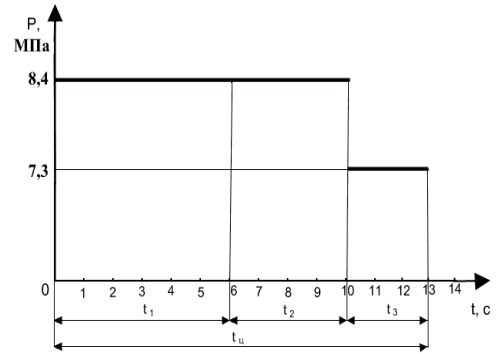
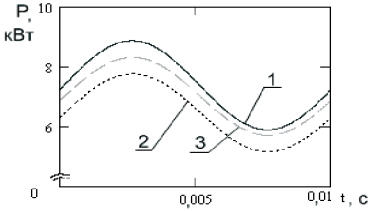
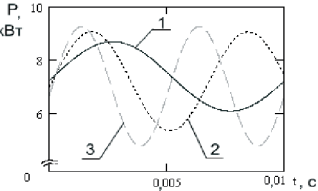
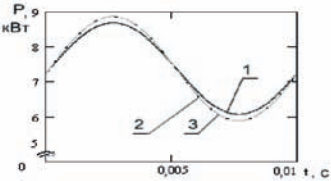
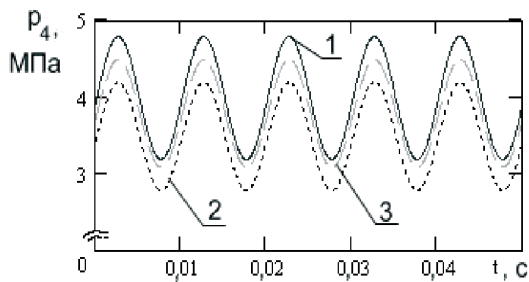


Рис. 3 Циклограмма работы подъемного механизма  
Fig 3. The Cyclogram of the lifting mechanism

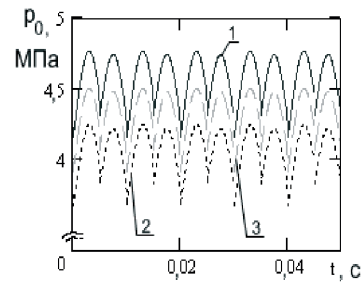
С использованием составленной математической модели ГАП исследовано влияние газосодержания, частоты колебаний РЖ и объема камеры на величину расхода, давления РЖ в нем и мощности в поршневой полости гидроцилиндра. Установлено, что на колебания мощности в поршневой полости гидроцилиндра значительно влияет газосодержание и частота колебаний давления (расхода), а при больших значениях колебаний в работе исполнительных органов технологической машины появляется неравномерность перемещения и могут возникнуть рывки.

Таблица 1 – Результаты исследований  
Table 1 - Results of researches

Параметр влияния	Исследуемый параметр (мощность ГАП)	Интегральная оценка, %		
		Мощность	Давление	Расход
Газосодержание в РЖ	 <p>1 – мощность при газосодержании 3%; 2 – мощность при газосодержании 5%; 3 – мощность при газосодержании 7%;</p>	$J_P = 5,3$	$J_p = 22$	$J_q = 0,3$
Частота колебаний давления	 <p>1 – мощность при частоте колебаний <math>f = 100</math> Гц; 2 – мощность при частоте колебаний <math>f = 150</math> Гц; 3 – мощность при частоте колебаний <math>f = 200</math> Гц.</p>	$J_P = 5,2$	$J_p = 18$	$J_q = 0,14$
Объем камеры $V_0$	 <p>1 – мощность при объеме камеры <math>V_0 = 10</math> см<sup>3</sup>; 2 – мощность при объеме камеры <math>V_0 = 20</math> см<sup>3</sup>; 3 – мощность при объеме камеры <math>V_0 = 30</math> см<sup>3</sup>.</p>	$J_P = 0,7$	$J_p = 16$	$J_q = 0,07$



а)



б)

Рис. 4. Влияние газосодержания в РЖ на: а) давление  $p_0$  в камере  $V_0$  ГАП; б) давление  $p_4$  в поршневой полости гидродвигателя: 1 – мощность при газосодержании 3%; 2 – мощность при газосодержании 5%; 3 – мощность при газосодержании 7%

Fig 4. Impact gas content in the working fluid: а) pressure  $p_0$  in camera  $V_0$  of hydraulic power unit; б) pressure  $p_4$  in the hydraulic cylinder's piston cavity: 1 – pressure at gas content in the working fluid 3%, 2 – pressure at gas content in the working fluid 5%, 3 – pressure at gas content in the working fluid 7%

## ЛИТЕРАТУРА

1. Темнов В., 1981.: Волновые процессы в гидросистемах. – Челябинск: ЧПИ. – 81.
2. Коробочкин Б., 1976.: Динамика гидравлических систем станков. – М.: Машиностроение. – 240.
3. Зарс В., Фридман М., 1979.: О резонансных свойствах дроссельного следящего гидропривода// Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. Сб. статей. – М.: Машиностроение. – Вып. 7, 102 – 110.
4. Колисниченко К., 1970.: Резонансные явления в системах с высокооборотными насосами// Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – Вып. 6, 115 – 123.
5. Лурье З., Складневский А., Татьков В., 2005.: Волновые процессы в объемных гидроагрегатах и анализ методов их математического описания // Вісник НТУ “ХПІ”. – № 28, 105 – 116.
6. Андренко П., Гречка І., 2005.: Побудова математичної моделі нового гідравлічного вібраційного контура// Вісник СумДУ. – № 12(84), 78 – 86.
7. Андренко П., Григорьев А., Лурье З., Складневский А., 2008.: Интерференция волн давления в элементах объемных гидроагрегатов// Восточно-европейский журнал передовых технологий. – № 6/5 (36), 35 – 47.
8. Андренко П., Свиначенко М., 2009.: Математическая модель гидравлического гасителя пульсаций давления с автоматической подстройкой параметров // MOTROL. – №11В, 42 – 49.
9. Емцев Б., 1987.: Техническая гидромеханика. – М.: Машиностроение. – 440.
10. Попов Д., 1982.: Нестационарные гидромеханические процессы. – М.: Машиностроение. – 240.
11. Stepanov A., 2008.: The generalisation of Lyapunov second method with use of interval function// MOTROL. - №10А, 131 – 139.
12. Лямаев Б., Небольский Г., Нелюбов В., 1978.: Стационарные и переходные процессы в сложных гидросистемах. Методы расчета на ЭВМ. – Л.: Машиностроение. – 192.
13. Навроцкий К., 1991.: Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов: [учебник для вузов]. – М.: Машиностроение. – 384.
14. Гликман Б., 1986.: Математические модели пневмогидравлических систем. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-техн. лит. – 368.
15. Чарный И., 1951.: Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах. – М. – Л.: Гос. из-во технико-теоретич. лит. – 223.
16. Седов Л., 1973.: Механика сплошной среды. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-техн. лит. – Т. 1. – 536.
17. Попов Д., 1987.: Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: [учебник для вузов]. – М.: Машиностроение. – 464.
18. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода., 1988.: [И. И. Бажин, Ю.Г. Беренгард, М.М. Гайцгори и др.]. – М.: Машиностроение. – 312.
19. Трихка Л., 1975.: Эффективный метод моделирования зависящих от частоты силы трения в неустановившемся потоке жидкости// Теоретические основы инженерных расчетов. – № 1, 207 – 214.
20. Данилов Ю., Кирилловский Ю., Колпаков Ю., 1990.: Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики. – М.: Машиностроение. – 272.
21. Андренко П., Панамарьова О., 2011.: Визначення параметрів робочої рідини в процесі функціонування об'ємного гідроагрегата// Промислова гідравліка і пневматика. – №1(31), 99 – 102.
22. Рыжаков А., Николенко И., 2009. Переходные процессы в гидроприводе с дискретным машинным регулированием// MOTROL. - №11В, 52 – 61.

## INVESTIGATION OF WAVE PROCESSES IN HYDRAULIC POWER UNIT OF HYDROSYSTEMS

**Summary.** The article contains mathematical model of hydraulic power unit of hydrosystems, which takes into account the complex hydrodynamic processes and allows them to conduct research to establish the impact of these constructive and operating parameters.

**Key words:** hydraulic power unit, resonance, the working fluid, gas content, pulsation.