

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В ГИДРОПРИВОДАХ НА ОСНОВЕ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН

Nikolenko<sup>1</sup> I., Ryzhakov<sup>1</sup> A., Olejnicenko<sup>2</sup> A.

1 - The National Academy of Environmental Protection and Resort Construction, Simferopol, Ukraine ([energia-09@mail.ru](mailto:energia-09@mail.ru));

2 - JSC «Stroygidravlika», Odessa, Ukraine ([strovgid@te.net.ua](mailto:strovgid@te.net.ua))

### INVESTIGATION OF TRANSIENT PROCESSES BASED ON AXIAL PISON HYDROMACHINES

*Исследованы переходные процессы в гидроприводах, на основе дискретно регулируемых аксиально-поршневых гидромашин с наклонным блоком цилиндров, возникающие при включении и изменении режима работы гидропривода. Представлены результаты экспериментального исследования пульсаций давления в напорной линии и линии управления рабочим объемом гидропривода. Определены критические величины давлений и время срабатывания системы управления величиной рабочего объема в режиме холостого хода. Проведено сравнение экспериментальных данных с результатами численных расчетов в рамках математической модели процесса изменения рабочего объема аксиально-поршневой гидромашин с наклонным блоком цилиндров.*

*Ключевые слова:* гидропривод, аксиально-поршневые гидромашин, пульсации давления, переходной процесс, дискретное регулирование.

#### Введение

Технический уровень гидравлического привода современных строительного-дорожных машин во многом определяется параметрами его силовых агрегатов – насосов и гидравлических моторов. В гидравлических приводах строительного-дорожных машин наибольшее применение нашли регулируемые аксиально-поршневые гидравлические машины (АПП). Это обусловлено тем, что современные АПП имеют малые габариты и массу, допускают работу на высоких давлениях (до 60...70 МПа) и частотах вращения (5000 об/мин и выше). АПП имеют высокий КПД и срок службы, а также возможность регулирования рабочего объема для изменения режима работы – частоты вращения или момента на выходном валу привода.

В работе рассматриваются гидропривод на основе АПП с наклонным блоком цилиндров серии 403 с максимальным рабочим объемом 112 см<sup>3</sup>. АПП этой серии используются, например, в гидравлических приводах механизма подъема стреловых кранов третьей и четвертой размерных групп - «Галичина» (г. Дрогобыч, Украина), «Ивановец» (г. Иваново, Россия). Совершенствование системы управления гидроприводом стреловых кранов способствует увеличению его производительности, повышению надежности без существенного повышения его стоимости. Повышение производительности и надежности, без существенного усложнения гидравлических систем и увеличения их стоимости, можно достичь за счет применения рациональных схем управления гидроприводом, сокращения времени рабочего цикла, а также уменьшения уровня пульсаций давления в напорной линии гидропривода.

Для реализации полного рабочего цикла стрелового крана достаточно обеспечить возможность работы его механизма подъема в двух режимах: холостой ход (перемещение крюковой подвески без груза) и рабочий режим (подъем груза). При этом отпадает необходимость в пропорциональном управлении гидроприводом механизма подъема. Для реализации такого условия исполнительное устройство – гидромотор работает на двух фиксированных значениях рабочего объема, переключение между которыми обеспечивает гидравлический распределитель, работающий в релейном режиме. Согласно [1], такая система управления рабочим процессом является дискретной. Возможности управления рабочим процессом гидропривода механизма подъема могут быть дополнительно расширены, если в качестве насоса использовать аналогичную гидромотору гидравлическую машину. В результате, применение в гидравлических приводах АПП с возможностью дискретного регулирования позволяет существенно расширить диапазон регулирования. Например, использование дискретного регулирования для получения второй увеличенной скорости подъема (опускания) крюка в режиме холостого хода может способствовать дальнейшему повышению производительности

стреловых кранов за счет сокращения времени рабочего цикла. При этом стоимость привода повышается незначительно, обеспечивается легкость в управлении, простота эксплуатации, обслуживании и ремонте. Установка дискретно регулируемой АПГ не требует внесения существенных конструктивных изменений в гидропривод, кроме использования дополнительного распределителя для обеспечения начала процесса изменения рабочего объема гидромашин.

До настоящего времени, особенности динамики гидроприводов на основе дискретно регулируемых гидромашин остаются малоисследованными, что не позволяет эффективно их использовать. Эффективным методом изучения динамических процессов в гидравлических системах является математическое моделирование [2]. Авторами статьи разработана математическая модель [3 – 7], позволяющая, с учетом особенностей кинематики АПГ с наклонным блоком цилиндров [5], сжимаемости и двухфазности рабочей жидкости [6, 7], динамических нагрузок на валу гидромотора [8], получать численными методами временные зависимости пульсаций давления в напорной линии гидропривода, расхода рабочей жидкости, частоты вращения гидромотора. Модель предусматривает также [9] детальное описание процесса изменения рабочего объема гидромашин. Для подтверждения адекватности математической модели и дальнейшего ее совершенствования, необходимо получить экспериментальные данные по временным зависимостям вышеперечисленных параметров в режиме переходного процесса и стационарном режиме.

Конечной **целью** проводимых исследований является получение научно обоснованных рекомендаций по повышению производительности, надежности и энергоэффективности гидроприводов строительно-дорожных машин на основе АПГ с дискретным регулированием величины рабочего объема.

#### Задачи работы:

- получение экспериментальных данных о характере протекания переходных и стационарных процессов в гидроприводе на основе дискретно регулируемых АПГ-403.112 с наклонным блоком цилиндров, предназначенного для использования в строительно-дорожных машинах;
- определение критических уровней давления, необходимых для срабатывания распределителя и гидроцилиндра устройства управления гидромотора, обеспечивающих изменение его рабочего объема в режиме холостого хода;
- определение максимального времени изменения рабочего объема гидромотора;
- сравнение экспериментальных данных с результатами численного расчета в рамках математической модели и ее корректировка.

В работе используются **методы** натурального эксперимента и численного моделирования.

#### Экспериментальное исследование

Экспериментальное исследование переходных процессов в гидроприводах на основе дискретно регулируемых АПГ-403.112 проводилось на стенде ЗАО «Стройгидравлика» (г. Одесса). Стенд (рис. 1) собран по схеме с рекуперацией мощности: внешней нагрузкой гидромотора  $M_1$  является насос  $H_1$ , соединенный с  $M_1$  редуктором  $R$  с передаточным соотношением  $i = 0.841$ . Гидравлической нагрузкой насоса  $H_1$  служил гидромотор  $M_1$ .

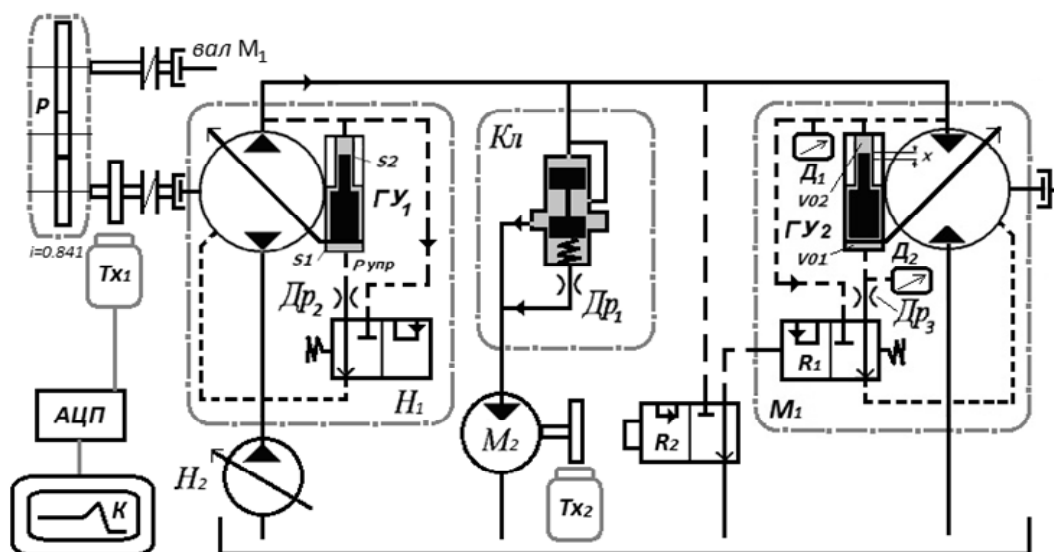
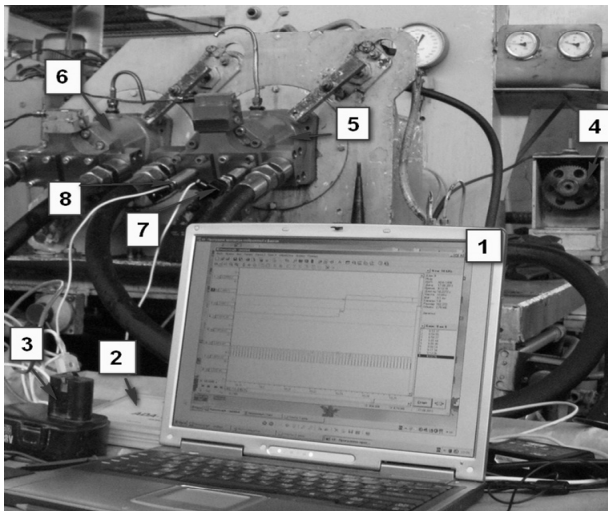


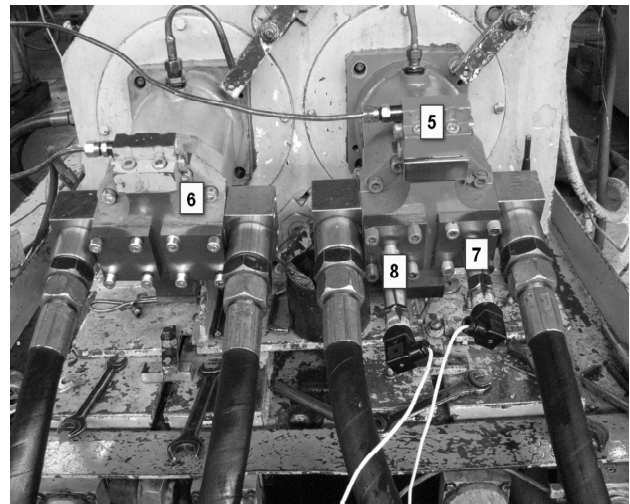
Рис. 1. Принципиальная схема стенда с рекуперацией мощности

На рис. 1 черными штриховыми линиями обозначены линии управления и дренажа гидромашин, серыми штрихпунктирными линиями – выделены отдельные элементы гидропривода. Питание гидропривода осуществляется регулируемым насосом подпитки  $H_2$ , который создает начальное давление в напорной линии гидропривода (на начальном этапе  $H_1$  играет для  $H_2$  роль гидромотора). Вращение гидромотора  $M_1$  способствует увеличению числа оборотов насоса  $H_1$  и дальнейшему повышению давления в напорной линии, величина которого ограничивается переливным клапаном прямого действия с нулевым перекрытием  $Kл$ . Дискретное регулирование рабочего объема гидромотора  $M_1$  осуществлялось при помощи системы управления, в состав которой входили гидроцилиндр  $ГУ_2$  и гидравлический распределитель  $R_1$ . Гидроцилиндр  $ГУ_2$  включен в гидравлическую систему по дифференциальной схеме. При включении гидропривода давление напорной линии подается под основание поршня с меньшей площадью  $S_2$ , а под основание с большей площадью  $S_1$  подается давление дренажной линии гидромотора. Вследствие чего, поршень гидроцилиндра занимает на рис. 1 крайнее нижнее положение, которое соответствует максимальному углу наклона  $\gamma = 25^\circ$  блока цилиндров гидромотора к оси поршневого блока и, следовательно, максимально возможному значению  $V_M = 112 \text{ см}^3$  рабочего объема гидромотора. Для уменьшения рабочего объема гидромотора достаточно переключить гидравлический распределитель  $R_1$ , который коммутирует напорную линию гидравлической системы с линией управления рабочим объемом гидромотора. Максимальное смещение поршня гидроцилиндра системы управления приводило к уменьшению рабочего объема гидромотора в два раза. Для переключения гидравлического распределителя  $R_1$  использовался стендовый распределитель  $R_2$ , переключение которого осуществлялось при помощи электромагнита, по сигналу с пульта управления.

В процессе работы установки, электронными тахометрами  $Tx_1$  и  $Tx_2$  контролировались частоты вращения насоса  $H_1$  и мотора  $M_2$ , который располагался в сливной линии переливного клапана  $Kл$ . Датчиками  $D_1$  и  $D_2$  регистрировалось давление в напорной линии и полости гидроцилиндра, управляющего процессом изменения рабочего объема гидромотора  $M_1$ . Аналоговые сигналы с регистрирующих устройств оцифровывались с использованием аналогово-цифрового преобразователя (АЦП)  $ADA-1406/U$  и регистрировались на компьютере (К) с использованием программы *PowerGraph*.



а



б

Рис. 2. Общий вид экспериментальной установки

На рис. 2 приведен общий вид экспериментальной установки (рис. 2а), расположение гидромашин и датчиков давления на стенде (рис. 2б). Обозначено: 1 – компьютер; 2 – АЦП  $ADA-1406/U$ ; 3 – аккумулятор для питания датчиков; 4 – электронный тахометр  $Tx_2$ ; 5, 6 – гидромотор и насос АПГ-403.112; 7, 8 – тензодатчики датчики давления WIKA А – 10 в напорной линии и линии управления гидромотора.

Для измерения пульсаций давления использовались тензодатчики фирмы *WIKA серии А-10*, рассчитанные на максимальное давление 60 МПа, с максимальной относительной погрешностью при измерении малых давлений 0.27%. Сигнал на выходе: напряжение в диапазоне 0...10 вольт. Время отклика датчика – меньше 3 мс. Временные параметры датчиков давления позволяют уверенно регистрировать сигналы в частотном диапазоне 1...330 Гц.

АЦП ADA-1406/U – аналогово-цифровий преобразователь с 8 дифференциальними каналами и 4 четырьмя дополнительными каналами с предварительными усилителями с индивидуальными коэффициентами усиления, подсоединяемый к ПК через USB – интерфейс. Каждый из аналоговых каналов подключается к АЦП через программно управляемый усилитель, позволяющий задать один из четырех диапазонов измерения напряжения. Модуль обеспечивает непрерывный сбор данных на частотах от 1 Гц до 350 КГц. Входной диапазон сигнала  $\pm 10$  вольт. Максимально допустимый коэффициент усиления – 250. Питание АЦП осуществлялось через USB – интерфейс, а питание датчиков – от аккумулятора с напряжением 18 вольт.

Перед началом эксперимента проведена тарировка датчиков давления по стрелочному манометру с классом точности 0.2. При напряжении питания 18 вольт, в диапазоне изменения давления  $0 \div 10$  МПа чувствительность датчиков составила  $\tau = 5.56$  МПа/в.

На первом этапе эксперимента, определяли критический для срабатывания распределителя линии управления  $R_1$  уровень давления в напорной линии. Для этого, при включенном стендовом распределителе  $R_2$ , в ручном режиме увеличивали рабочий объем насоса подкачки  $H_2$ , что приводило к нарастанию давления в напорной линии. Давление в напорной линии фиксировалось при помощи датчика  $D_1$ , а давление в линии управления – датчиком  $D_2$ . Время срабатывания распределителя  $R_1$  регистрировалось по моменту начала увеличения давления в линии управления. Минимальное давление срабатывания распределителя системы управления  $R_1$  составило  $P_{R_1}^C = 0.7$  МПа.

Второй этап эксперимента был посвящен исследованию переходных процессов, возникающих при включении и изменении режима работы гидропривода. Непосредственно перед проведением экспериментов гидромашин на стенде работали в течение 15 минут для достижения стационарного теплового режима  $T = 60^\circ C$ . Для имитации режима холостого хода стрелового крана, путем регулировки переливного клапана  $Kл$ , давление в напорной линии ограничивалось на уровне  $P_H = 5$  МПа, а частота вращения насоса  $H_1$  в стационарном режиме, путем регулирования объема насоса подкачки  $H_2$ , устанавливалась на уровне  $n_H = 10$  об/с.

После запуска гидропривода и завершения связанного с этим переходного процесса, запуском стендового распределителя  $R_2$  инициировался процесс уменьшения объема гидромотора  $M_1$ . На рис. 3, в качестве примера, дана регистрация с использованием программы *PowerGraph* начальной стадии переходного процесса, вызванного уменьшением объема гидромотора  $M_1$ .

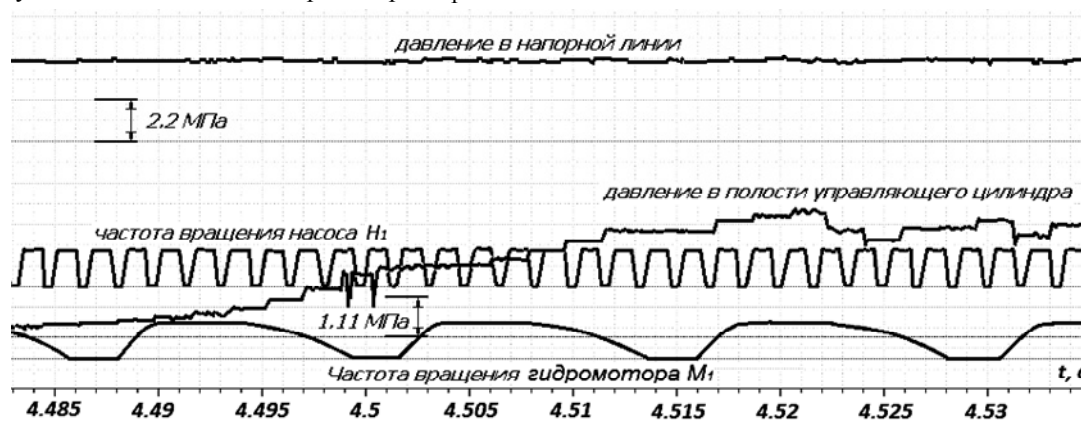


Рис. 3. Начальная стадия переходного процесса, вызванного уменьшением объема гидромотора

На рис. 3 представлены четыре канала записи - в первом регистрируется давление в напорной линии  $p_H$ ; во втором –  $n_{H_1}$ , частота вращения насоса  $H_1$ ; третий канал показывает динамику роста давления в линии управления  $p_{упр}$ ; четвертый – частоту вращения гидромотора  $M_2$ , стоящего в сливной линии переливного клапана  $Kл$  (рис. 1). Зная чувствительность датчиков давления  $\tau$  и число зубцов на диске тахометра  $N = 60$  можно обработать полученные осциллограммы и получить временные зависимости основных параметров, описывающих переходной процесс. Использовались формулы:

$$P_{H,упр} = \frac{\tau \cdot v}{k}; \quad n_{H_1} = \frac{n_3}{N \cdot t}; \quad Q_{Kл} = n_{M_2} \cdot V_{M_2} \quad (1)$$

В (1) обозначено -  $v$  уровень сигнала в канале регистрации в вольтах;  $k$  - коэффициент усиления канала регистрации;  $n_3$  - число импульсов осциллограммы, зарегистрированное за время  $t$ ;  $Q_{Кл}$  - расход рабочей жидкости через клапан;  $n_{M_2}, V_{M_2}$  - частота вращения мотора  $M_2$  и его рабочий объем. На рис. 4 представлены совмещенные во времени зависимости для основных параметров переходного процесса, полученные в результате обработки осциллограмм.

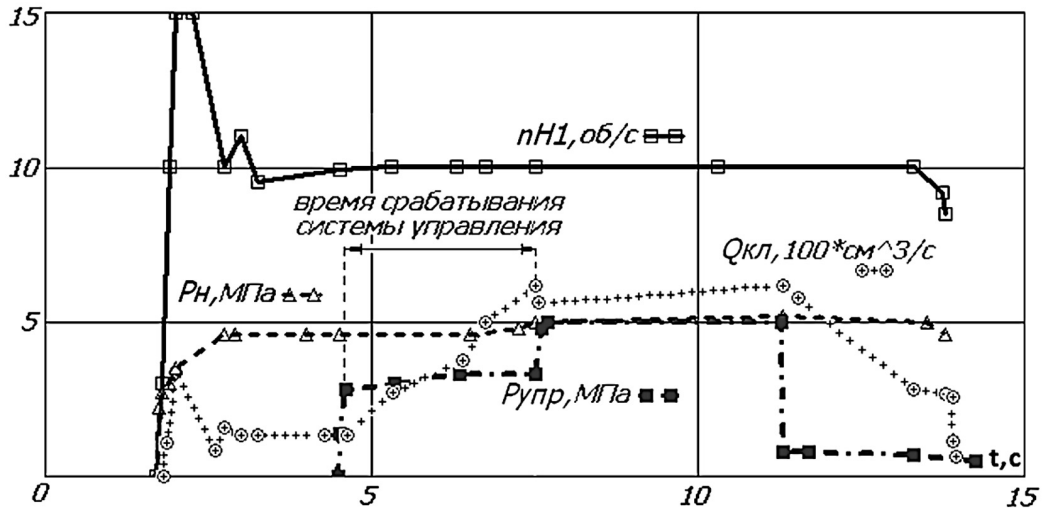


Рис. 4. Временные зависимости, характеризующие переходные процессы в гидроприводе

После срабатывания распределителя системы управления  $R_1$ , в линии управления происходит резкое повышение давления. Затем, скорость нарастания давления уменьшается и при этом возрастает количество рабочей жидкости, которое сливается через переливной клапан  $Кл$ . Такое поведение величин  $p_{упр}$  и  $Q_{Кл}$  объясняется, по мнению авторов, началом движения поршня в гидроцилиндре системы управления, так как увеличение объема полости под поршнем должно способствовать уменьшению скорости роста давления в линии управления. В то же время, уменьшение объема гидромотора  $M_1$ , при постоянной подаче насоса  $H_1$  и стабильном давлении в напорной линии, приведет к увеличению слива рабочей жидкости через переливной клапан  $Кл$ . Через время равное  $\Delta t = 3c$  давление  $p_{упр}$  снова резко возрастает и достигает величины давления в напорной линии. В этот же момент времени наблюдается резкое снижение скорости нарастания расхода рабочей жидкости  $Q_{Кл}$  через переливной клапан. Все это, очевидно, свидетельствует о завершении процесса изменения объема гидромотора  $M_1$ . Таким образом, экспериментально определенная максимальная длительность процесса изменения объема гидромотора в режиме холостого хода, составляет  $\Delta t = 3c$ . С большим временным разрешением, нарастание давления в линии управления на начальной стадии процесса изменения рабочего объема гидромотора показана на рис. 3 (кривая 3). В момент времени  $t = 4.499c$  процесс роста давления прерывается на уровне  $p_{упр} = 1.7MPa$  двумя резкими сбросами давления, после чего следует небольшой временной интервал  $\Delta t = 0.006c$  постоянства значения  $p_{упр}$ . После этого наблюдается длительный период -  $\Delta t = 3c$  пульсаций давления в линии управления, при которых значение  $p_{упр}$  меняется в пределах  $\Delta p_{упр} = 2 \div 3.3MPa$ . Учитывая данные о максимальной относительной погрешности измерения давления датчиками типа А - 10, можно оценить величину критического давления для начала процесса движения поршня гидроцилиндра системы управления величиной  $p_{упр}^c = 1.7 \pm 0.16MPa$ .

Для выяснения природы пульсаций давления в линии управления был проведен их спектральный анализ методом быстрого преобразования Фурье на временном промежутке  $T = 0.1024c$ . Частоты определялись по формуле  $n = k/T$ . Результаты спектрального анализа представлены на рис. 5. Сравнение экспериментальных данных с результатами расчетов показывает, что доминирующими являются частоты, связанные в вращением блока цилиндров гидромотора, который содержит  $z = 7$  поршней.

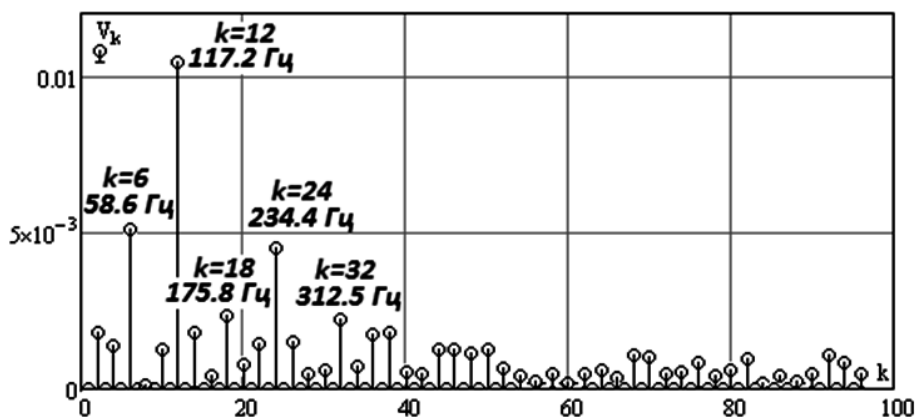


Рис. 5. Спектр пульсаций давления в линии управления рабочим объемом гидромашины по данным эксперимента

Поршневая частота  $\omega_1$  гидромотора находится по формуле  $\omega_1 = \omega_n \cdot i \cdot z = 58.9 \text{ Гц}$ , и она близка по величине частоте  $\omega_1^{\text{ЭК}} = 58.6 \text{ Гц}$  определенной по данным эксперимента. Частота, близкая к коммутационной частоте -  $\omega_2 = 2 \cdot \omega_1 = 117.8 \text{ Гц}$  также присутствует в экспериментальном спектре -  $\omega_2^{\text{ЭК}} = 117.2 \text{ Гц}$ . Частота  $\omega_2$  связана с входом и выходом полостей цилиндров блока качающего узла в зону нагнетания, при котором возникают импульсы давления. Частота  $\omega_4^{\text{ЭК}} = 234.4 \text{ Гц} = 4 \cdot \omega_1$  может быть связана со скачками давления при входе и выходе полостей цилиндров блока качающего узла из зоны нагнетания и зоны всасывания. Таким образом, данные спектрального анализа свидетельствуют о том, что основной причиной пульсаций давления в линии управления гидромотора является циклическое изменение числа полостей цилиндров блока качающего узла, коммутирующих с полостями распределителя.

#### Сравнение экспериментальных данных с результатами численного расчета.

Математическая модель процесса уменьшения рабочего объема гидромотора [9] включает уравнения расхода рабочей жидкости (2, 3) и уравнение движения поршня гидроцилиндра (4).

$$Q_{\partial p} = \text{sign}(p_n - p_{\text{ynp}}) \mu S_{\partial p} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_n - p_{\text{ynp}}|} = S_1 \frac{dx}{dt} + \frac{V_{01} + S_1 x}{E} \frac{dp_{\text{ynp}}}{dt}; \quad (2)$$

$$Q_{\text{ynp}} = Q_{\partial p} - S_2 \frac{dx}{dt}; \quad (3)$$

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = S_1 \cdot p_{\partial p} - S_2 p_n - \beta \frac{dx}{dt} - F_g - F_u - \text{sign}\left(\frac{dx}{dt}\right) \cdot F_{mp}; \quad (4)$$

$$F_g = Mg \frac{l}{L} \cos \gamma; \quad (5)$$

$$F_u = \left(m_n + \frac{m_{uu}}{2}\right) \cdot \omega_{M1}^2 \frac{r}{L} \sum_j z_j \sin(\omega_{M1} \cdot t - \delta_j) \quad (6)$$

$$F_{mp} = v_{mp} \cdot p_n \left(z \cdot S_n - \zeta \cdot S_p\right); \quad (7)$$

В выражениях (2, 3) обозначено:  $S_{\partial p}$  - площадь сечения дросселирующего отверстия;  $\rho$ ,  $E$  - плотность и модуль объемного сжатия рабочей жидкости;  $p_{\text{ynp}}$  - давление в линии управления;  $x$  - смещение поршня гидроцилиндра;  $V_{01}$  - минимальный объем полости гидроцилиндра со стороны большего сечения поршня. В (4 - 7):  $m$  - масса поршня гидроцилиндра;  $\beta \frac{dx}{dt}$  - сила вязкого трения рабочей жидкости;  $F_g = Mg \cdot l \cdot \cos \gamma / L$  - вес качающего узла, приведенный к точке приложения усилия со стороны гидроцилиндра;  $l$  - расстояние от центра вращения до центра тяжести качающего узла;  $F_{mp}$  - сила трения при скольжении распределителя вдоль цилиндрической поверхности с радиусом кривизны  $L$ .

В результате решения уравнений (2 – 7) определяются: смещение поршня  $x$ , расход рабочей жидкости на обеспечение работы системы управления  $Q_{упр}$  и давление  $p_{упр}$  в системе управления. Уравнения (2 – 7) должны решаться совместно с системой уравнений, описывающей работу гидропривода на основе дискретно регулируемых АПГ с наклонным блоком цилиндров [3 – 8], но с учетом того, что экспериментальный стенд работает в режиме рекуперации мощности.

На основе данных о геометрии узлов гидромашин АПГ 403.112 авторами получена линеаризованная зависимость (8) между смещением поршня гидроцилиндра системы управления и углом наклона блока цилиндров к оси поршневого блока.

$$\gamma = -4.5 \cdot x + \gamma_{\max} \quad (8)$$

Определив угол наклона блока цилиндров  $\gamma$ , можно найти объем гидромотора  $M_1$  и подставить его в уравнение неразрывности [4], которое описывает баланс потоков рабочей жидкости в гидроприводе.

$$W_0^H \omega_H - (C_{нп} + C_{мп}) p_H - \frac{(V^H + V^{mp} + V^M)}{E} \frac{dp_H}{dt} - Q_{кл} - Q_{др} - Q_{упр} = W_0^M(\gamma) \cdot i \cdot \omega_H \quad (9)$$

В выражении (9) обозначено:  $W_0^H$ ,  $W_0^M$  - характерные объемы насоса  $H_1$  и гидромотора  $M_1$ ;  $C_{нп}$ ,  $C_{мп}$  - коэффициенты утечек и перетечек в насосе  $H_1$  и гидромоторе  $M_1$ ;  $(V^H + V^{mp} + V^M)$  - суммарный объем напорной линии гидропривода;  $Q_{кл}$ ,  $Q_{др}$  - расходы рабочей жидкости через камеру сброса переливного клапана  $Кл$  и встроенный в него дроссель. В формуле (9) учтена механическая связь между насосом  $H_1$  и гидромотором  $M_1$  посредством редуктора  $P$ , приводящая к соотношению  $\omega_M = i \cdot \omega_H$ . Частота вращения насоса  $H_1$  задавалась из данных эксперимента,  $Q_{упр}$  получалось из решения системы уравнений (2 – 7), уравнения для определения  $Q_{кл}$  и  $Q_{др}$  описаны в работах [5, 6]. Решая уравнение (9) можно найти величину давления  $p_H$  в напорной линии гидропривода, которое, на следующем шаге по времени будет использовано в уравнениях системы (2 – 7).

Далее, для сравнения, приведены результаты численного решения описанной системы дифференциальных уравнений и данные, полученные в результате эксперимента. На рис. 6 представлен график процесса изменения давления в напорной линии гидропривода при его включении и уменьшении объема гидромотора.

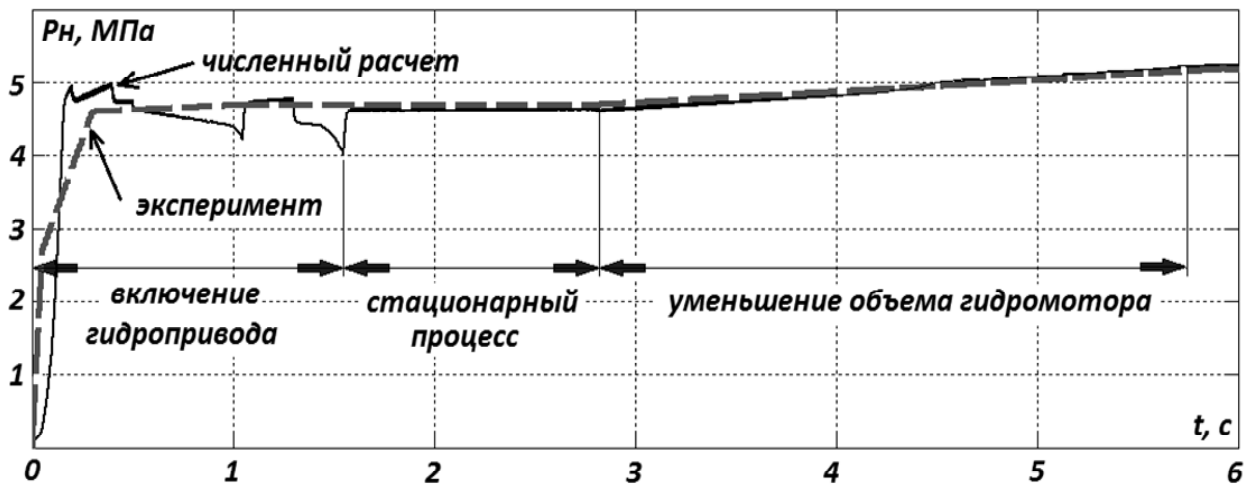


Рис. 6. Динамика давления рабочей жидкости в напорной линии гидропривода

На всех трех этапах – включение гидропривода, стационарная фаза процесса и уменьшение объема гидромотора  $M_1$  достигается хорошее соответствие экспериментальных данных с результатами численного решения системы дифференциальных уравнений. Длительность процесса уменьшения рабочего объема гидромотора  $M_1$  в режиме холостого хода, по данным численного счета, равна  $\Delta t = 3c$ , что полностью соответствует данным эксперимента. На рис. 7 показан график изменения рабочего объема гидромотора  $M_1$  во времени по результатам численного счета.

Объем гидромотора уменьшается вдвое – от начального значения  $V_M = 112cм^3$  до значения  $V_M = 56cм^3$  за промежуток времени  $\Delta t = 3c$ . При небольшом разрешении по времени зависимость  $V_M(t)$  выглядит

практически линейной. Но, при увеличении временного разрешения (внутренний график), становятся заметными колебания скорости движения поршня гидроцилиндра (сплошная кривая): этапы ускоренного движения чередуются с этапами практически полной остановки.

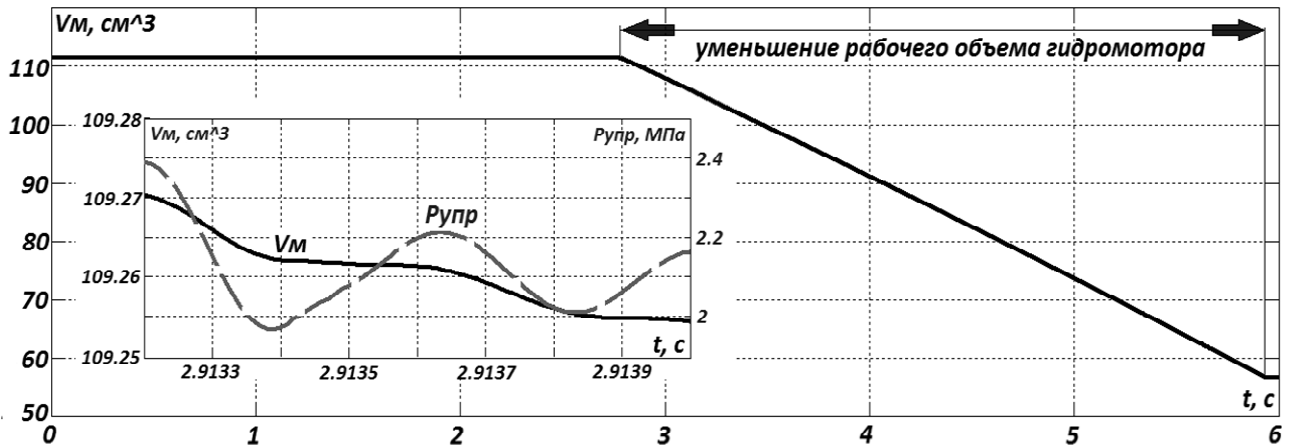


Рис. 7. Процесс уменьшения объема гидромотора

На внутреннем графике штриховой линией показаны пульсации давления в линии управления рабочим объемом гидромотора. Сопоставление зависимостей  $V_M(t)$  и  $P_{упр}(t)$  приводит к выводу о корреляции периодов сброса давления в линии управления с периодами ускоренного движения поршня гидроцилиндра. Этот результат численного расчета косвенно подтверждает предположение авторов о возможности судить, о моменте страгивания поршня гидроцилиндра по сбросу давления в линии управления.

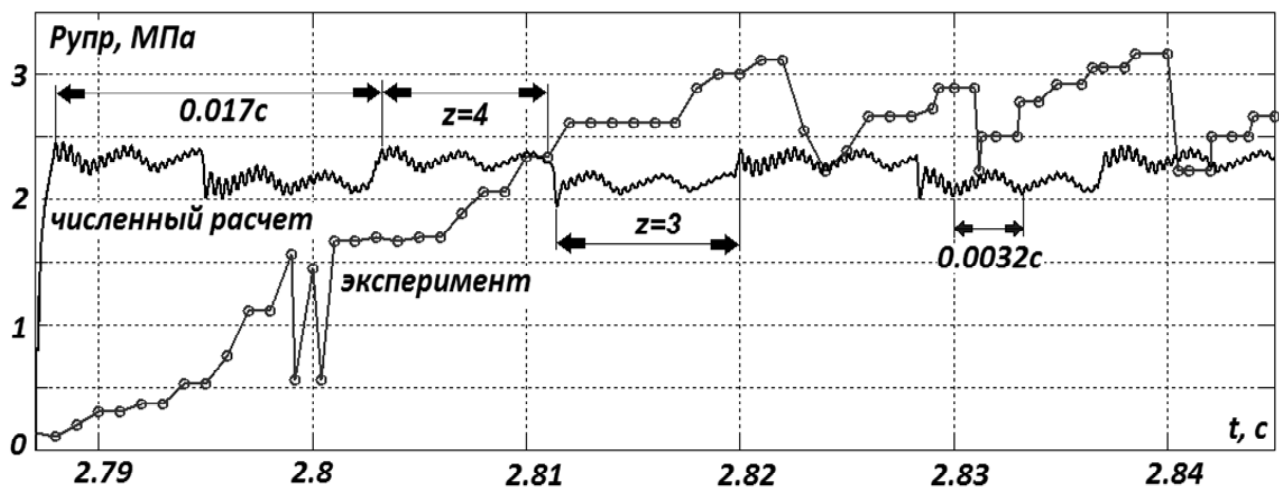


Рис. 8. Пульсации давления в линии управления рабочим объемом гидромотора

На рис. 8 показаны результаты численного расчета (сплошная кривая) и данные эксперимента (кривая с маркерами) по пульсациям давления в линии управления рабочим объемом гидромотора  $M_1$  на начальном этапе переходного процесса, связанного с уменьшения объема гидромотора. Начало движения поршня гидроцилиндра в линии управления рабочим объемом гидромотора  $M_1$  фиксировалось по моменту резкого сброса давления в линии управления. Наблюдается удовлетворительное соответствие обеих кривых по абсолютным величинам усредненного давления после начала движения поршня гидроцилиндра. Относительная погрешность по абсолютной величине не превышает 15%. Как численный расчет, так и эксперимент подтверждают скачкообразный характер изменения давления в линии управления после начала движения поршня гидроцилиндра. Несоответствие экспериментальных и расчетных данных относительно скорости нарастания давления на этапе до страгивания поршня объясняется отсутствием в математической модели описания гидравлического распределителя  $R_1$ , коммутирующего напорную линию гидропривода с линией управления. Наличие такого распределителя, несомненно, будет уменьшать скорость нарастания давления в линии



управления. Основная частота пульсаций давления в численном расчете связана с изменением числа поршней качающего узла насоса  $H_1$ , соединенных с напорным окном распределителя с  $z=3$  до  $z=4$ . Период этих колебаний, по данным численного расчета составляет  $T_1 = 0.017c$  (рис. 8). Это значение периода соответствует частоте колебаний  $1/T = 58.8Гц$ , которая близка к величине частоты  $\omega_1$ , найденной в результате спектрального анализа данных эксперимента (рис. 5). Колебания с меньшим периодом  $T_2 = 0.0032c$  соответствуют частоте  $\omega = 312.5Гц$ , которая также наблюдается в спектре данных эксперимента. Эта частота может генерироваться работой переливного клапана  $Кл$ . Необходимо отметить, что, несмотря на совпадение ряда частот, частотный спектр экспериментальных данных содержит частоты, которые не наблюдаются в численном расчете. Причиной этого может служить отсутствие в модели описания пульсаций давления связанных с заходом и выходом гидроцилиндров качающего узла в зону всасывания, пренебрежение деформацией трубопроводов и волновыми процессами в напорной линии. Дополнительные частоты в спектре экспериментальных данных могут появиться также вследствие влияния вспомогательных устройств, включенных в стенд с рекуперацией мощности – насоса подкачки  $H_2$ , редуктора  $P$ , гидромотора  $M_2$ .

Хорошее количественное совпадение результатов численного расчета и экспериментальных данных свидетельствует о том, что в разработанной авторами математической модели гидравлического привода учтены основные факторы, оказывающие влияние на характер протекания переходных процессов. Дальнейшее совершенствование модели может быть связано с учетом волновых явлений в трубопроводах напорной линии и гидроцилиндрах качающего узла. Необходимо описать в модели работу устройства, переключающего гидравлический распределитель системы управления рабочим объемом гидромашины. Для моделирования гидравлических приводов строительно-дорожных машин, с возможностью обеспечения двух дискретных скоростей выходных звеньев, также необходимо математическое описание действующих на них нагрузок.

#### Выводы

- Представлены результаты моделирования и экспериментальных исследований переходных и стационарных процессов в гидроприводах на основе АПГ с наклонным блоком и дискретным регулированием рабочего объема гидромотора в режиме холостого хода.
- Сравнение экспериментальных данных и результатов численного расчета показывает, что предлагаемая авторами математическая модель гидропривода на базе дискретно-регулируемых АПГ с наклонным блоком цилиндров адекватно отражает основные физические процессы, определяющие работу гидропривода.
- Представлены результаты спектрального анализа осцилляций давления в напорной линии и линии управления, полученных в эксперименте и в результате численных расчетов. Установлено, что основными факторами, которые их вызывают, являются динамические процессы, происходящие в цилиндрах качающего узла АПГ и пульсации давления, связанные с работой переливного клапана.
- Для режима холостого хода АПГ - 403.112 определены: минимальное давление срабатывания системы управления рабочим объемом гидромотора – 0.7 МПа и минимальное давление страгивания гидроцилиндра – 1.7 МПа.
- Определено время срабатывания  $\Delta t = 3c$  устройства управления величиной рабочего объема АПГ-403.112 в режиме холостого хода при уменьшении вдвое рабочего объема гидромотора.
- Для дальнейшего совершенствования описания динамических процессов необходимо уточнить математическую модель управляющего механизма гидромашины, а также учесть волновые процессы в трубопроводах напорной линии и цилиндрах качающего узла.

*Анотація.* Досліджено перехідні процеси в гідроприводах на основі дискретно регульованих аксіально-поршневих гідромашин з похилим блоком циліндрів, що виникають при включенні і зміні режиму роботи гідроприводу. Представлені результати експериментального дослідження пульсацій тиску в напірній лінії та лінії управління робочим об'ємом гідроприводу. Визначено критичні величини тиску і час спрацьовування системи управління величиною робочого обсягу в режимі холостого ходу. Проведено порівняння експериментальних даних з результатами чисельних розрахунків у рамках математичної моделі процесу зміни робочого обсягу аксіально-поршневої гідромашини з похилим блоком циліндрів.

*Ключові слова:* гідропривід, аксіально-поршневі гідромашини, пульсації тиску, перехідний процес, дискретне регулювання.

*Abstract. Purpose.* Obtaining experimental data on the nature of the percolation transition processes in hydraulic drive on the basis of discrete-regulated axial-piston hydraulic machines; the comparison of experimental data with the results of numerical calculation.

*Methodology.* The study of transient processes was carried out by means of a using a hydraulic drive on the basis of axial piston hydromachines of 403 series, with volume of 112 cubic centimetres on an experimental stand with a capacity recuperation. Pressure in pressure line and hydraulic motor control line, speed of pump rotation and flow rate through overload relief valve continuously registered. The experimental data were compared with results of numerical calculation.

*Scope of the results.* The obtained results can be used when designing more efficient and reliable hydraulic drives of road-building machines.

*Conclusions.* Comparison of experimental data and results of numerical calculation shows that the proposed by authors a mathematical model of hydraulic drive on the base of discrete-controlled axial piston hydromachines with cylinder's tilting block, adequately reflects basic physical processes that determine the operation of hydraulic drive. For further improvement of the model it's necessary to specify the model of hydraulic machine's control block and consider wave effects in the pipelines of pressure line and hydraulic cylinders of pumping unit.

*Keywords:* hydraulic drive, axial piston hydraulic, pressure pulsations, transient, discrete control.

1. Федорец В. А. Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков / В. А. Федорец, М. Н. Педченко, А. Ф. Пичко, Ю. В. Пересадыко, В. С. Лысенко // К. – Вища шк. – 1987. – 375 с.
2. Струтинський В. Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки: Підруч. – Житомир: ЖПП – 2001. – 612 с.
3. Ryzhakov A. The selection of parameters discretely adjustable pumps for hydraulic drives of mobile technics / Ryzhakov A., Nikolenko I., Dreszer K. // - ТЕКА Ком. Mot. Energ. Roln. – OL PAN. – 2009. – v. IX. – p. 267 -276.
4. Рыжаков А. Н. Переходные процессы в гидроприводе с дискретным машинным регулированием / А. Н. Рыжаков, И. В. Николенко // - MOTROL. – 2010. – 11В. – с. 52 – 65.
5. Рыжаков А. Н. Влияние кинематики аксиально-поршневых гидромашин с дискретным регулированием на характер протекания переходных процессов / А. Н. Рыжаков, И. В. Николенко // - MOTROL. – 2010. – 12D. – с. 110 – 116.
6. Рыжаков А. Н. Исследование переходных процессов в гидроприводах с дискретным регулированием силовых гидроагрегатов с учетом двухфазности рабочей жидкости / А. Н. Рыжаков, И. В. Николенко // - Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця, ВГАУ. – 2010. - №4(30). – с. 63 – 75.
7. Рыжаков А. Н. Математическое моделирование переходных процессов в гидроприводах с двухфазной рабочей жидкостью / А. Н. Рыжаков, И. В. Николенко, А. В. Лихачев // - Строительство и техногенная безопасность. – Симферополь, НАПКС. – 2010. – вып. 33 – 34. – с. 349 – 360.
8. Николенко И. В. Влияние динамических нагрузок в грузонесущих элементах на характер протекания переходного процесса в гидравлическом приводе механизма подъема / И. В. Николенко, А. Н. Рыжаков // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – Всеукраїнський зб. наук. праць. - № 76. – 2010. – с. 21 – 26.
9. Николенко И. В. Динамика регулятора аксиально-поршневой гидромашины с дискретным регулированием / И. В. Николенко, А. Н. Рыжаков // Наукові праці Донецького нац. технічного унів.: Серія гірничо – електромеханічна. – 2012. - вып. 23 (196). – с. 191 – 202.

## REFERENCES

1. Fedorec V. A., Pedchenko M. N., Pichko A. F., Peresad'ko Ju. v., Lysenko V. S. Gidroprivody i gidropnevmoavtomatika stankov [Hydraulic drives and gidropnevmoavtomatika machines]. Kyiv, 1987, 375 p.
2. Strutinskij V. B. Matematicheskoe modelirovanie processov i sistem mehaniki [Mathematical modeling of processes and systems in mechanics]. Zhitomir, 2001, 612 p.
3. Ryzhakov A. The selection of parameters discretely adjustable pumps for hydraulic drives of mobile technics. Ryzhakov A., Nikolenko I., Dreszer K. ТЕКА Ком. Mot. Energ. Roln. OL PAN. 2009. vol. IX. p. 267 -276.
4. Ryzhakov A. N., Nikolenko I. V., MOTROL. 2010. 11В. pp. 52 – 65.
5. Ryzhakov A. N., Nikolenko I. V., MOTROL. 2010. 12D. pp. 110 – 116.
6. Ryzhakov A. N., Nikolenko I. V., Industrial hydraulics and pneumatics, 2010, No. 4 (30), pp. 63 – 75.
7. Ryzhakov A. N., Nikolenko I. V., Lihachev A. V., Construction and technogenic safety, 2010, v. 33 – 34, pp. 349 - 360.
8. Nikolenko I. V., Ryzhakov A. N. Gornye, stroitel'nye, dorozhnye i meliorativnye mashiny [Mining, construction, road and drainage machines]: Zb. nauk. pr., 2010, 76, pp. 21 – 26.
9. Nikolenko I. V., Ryzhakov A. N. Nauk. pr. Donec'kogo nac.-tech. Univer.: Seryja gornichno-elektromehanychna [Scientific papers of Donetsk National Technical University of Mining and electromechanical Series]: 2012, v. 23 (196), pp. 191 – 202.