

ДИНАМИКА ИЗМЕНЕНИЯ ВЫХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОВРАЩАТЕЛЯ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА В СОСТАВЕ ГИДРОАГРЕГАТА С ПРИВОДНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ

Анатолій Панченко, Анжела Волошина, Ігорь Панченко

*Таврический государственный агротехнологический университет
Пр. Б. Хмельницкого, 18, Мелитополь, Украина. E-mail: tia_tgata@bk.ru*

Anatoliy Panchenko, Angela Voloshina, Igor Panchenko

*Taurian Tavria State Agrotechnological University
B. Khmelnytsky Avenue, 18, Melitopol, Ukraine. E-mail: tia_tgata@bk.ru*

Аннотация. Обоснованы и приняты необходимые начальные условия, ограничения и допущения, позволяющие моделировать рабочие процессы, происходящие в серийном и модернизированном гидравлических вращателях планетарного типа с большим рабочим объемом свыше 6000 см^3 , работающих в составе гидроагрегата, включающего насосную станцию мобильной машины с разомкнутой циркуляцией потока, с приводным двигателем дизельного типа, нерегулируемым шестеренным насосом и предохранительным клапаном с помощью пакета имитационного моделирования Vissim. Моделирование переходных процессов, происходящих в гидровращателях планетарного типа, работающих в составе гидроагрегата, позволило исследовать динамику изменения выходных характеристик серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа, работающих в составе гидроагрегата, с учетом их конструктивных особенностей, а также взаимосвязи всех элементов гидроагрегата и их взаимодействия с рабочей жидкостью. Результаты моделирования работы гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата, включающего насосную станцию мобильной машины с разомкнутой циркуляцией потока, с приводным двигателем дизельного типа, нерегулируемым шестеренным насосом и предохранительным клапаном, во время пуска, подтверждают результаты теоретических и параметрических исследований по обоснованию геометрических параметров вытеснительной и распределительной систем модернизированного гидровращателя.

Ключевые слова: гидроагрегат, насосная станция мобильной машины с разомкнутой циркуляцией потока, приводной двигатель дизельного типа, нерегулируемый шестеренный насос, предохранительный клапан непрямого действия, гидравлический вращатель планетарного типа, динамика, выходные характеристики.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Современные тенденции развития гидрофикации мобильной техники требуют разработки принципиально новых и совершенствования существующих конструкций гидромашин, а также новых подходов в решении проблемы улучшения выходных характеристик гидроагрегатов с гидромашинными вращательного действия.

Анализ гидравлических схем гидроагрегатов различных типов мобильной техники показал [1, 2], что как правило, такие гидроагрегаты представлены тремя основными гидравлическими элементами: насос, высокомоментный низкооборотный гидромотор и предохранительный клапан. При этом, в качестве высокомоментного гидромотора используются различные типы гидромашин, в том числе гидравлические вращатели планетарного типа.

В настоящее время развивающийся гидропривод мобильной техники, предъявляет новые требования к гидромашинам вращательного действия с очень большими (более $5000 \text{ Н}\cdot\text{м}$) крутящими моментами и очень низкими (до 10 об/мин) частотами вращения. Таким требованиям удовлетворяют гидравлические вращатели планетарного типа, которые представляют собой совершенно новое направление в развитии высокомоментных планетарных гидромашин вращательного действия.

Использование гидравлических вращателей планетарного типа в приводах активных рабочих органов мобильной техники ограничено невысокими выходными параметрами существующих гидравлических вращателей серии РПГ [3, 4]. Основным недостатком рассмотренного серийного гидровращателя планетарного типа РПГ-6300, являются низкие значения его выходных характеристик (особенно КПД).

Повышения выходных характеристик гидравлических вращателей планетарного типа можно достичь путем постановки и решения важной научно-практической проблемы – исследование динамики изменения выходных характеристик гидровращателя планетарного типа, работающего в составе гидроагрегата, включающего в себя насосную станцию с разомкнутой циркуляцией потока с приводным двигателем, предохранительный клапан непрямого действия и сам гидровращатель.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Проведенные параметрические исследования [5, 6] позволили выявить особенности изменения выходных характеристик гидровращателя планетарного типа в зависимости от изменения его геометрических параметров с учетом конструктивных особенностей [7, 8], а так же особенностей

перемещения элементов вытеснительной системы и потерь в проточных частях распределительной системы.

С целью исследования характера изменения выходных характеристик планетарных гидровращателей в составе гидроагрегата, разработаны математические модели [9-16], описывающие работу серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа в составе гидроагрегата, которая предусматривает сравнительное проведение исследований с учетом конструктивных особенностей вытеснительной и распределительной систем планетарного гидровращателя на изменение выходных характеристик гидроагрегата.

Разработанная математическая модель рабочих процессов, происходящих в гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель», включающей нерегулируемый шестеренный насос, предохранительный клапан непрямого действия и гидравлический вращатель планетарного типа, а также проведенные параметрические исследования позволили выявить особенности изменения выходных характеристик гидровращателя планетарного типа в зависимости от изменения его геометрических параметров с учетом конструктивных особенностей вытеснительной и распределительной систем, а также взаимосвязи всех элементов гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель» и их взаимодействия с рабочей жидкостью. Принятые начальные условия, ограничения и допущения [17,18] позволили провести моделирование рабочих процессов, происходящих в исследуемой системе, с помощью пакета имитационного моделирования Vissim, как с серийным, так и с модернизированным гидравлическими вращателями с большим рабочим объемом, а так же обосновать и исследовать динамику изменения выходных характеристик гидровращателя в реальных условиях эксплуатации.

Результаты моделирования переходных процессов в гидравлической системе «насос-клапан-гидровращатель» [19], с гидровращателями большого объема, искажают реальную динамику изменения выходных характеристик гидросистемы в момент пуска, так как в момент пуска гидровращателей, некоторое время происходит заполнение их рабочих камер рабочей жидкостью и «валы» гидровращателей неподвижны. То есть в этот момент гидровращатели выполняют роль пассивных гасителей пульсации. Поэтому, для получения реальных результатов исследования динамики изменения выходных характеристик гидровращателя планетарного типа, имеющего большой рабочий объем свыше 6000 см^3 , в процессе разгона сначала проводилось заполнение рабочих камер гидровращателя рабочей жидкостью, а уже затем производился запуск системы [20].

Таким образом, для более рационального использования гидровращателей привода активных рабочих органов мобильной техники, необходимо исследовать изменение выходных характеристик гидровращателя с учетом конструктивных особенностей его вытеснительной и

распределительной систем, работающего в составе гидроагрегата, включающего насосную станцию мобильной машины с разомкнутой циркуляцией потока, с приводным двигателем дизельного типа, нерегулируемым шестеренным насосом и предохранительным клапаном непрямого действия.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Одной из важных задач на этапе проектирования и эксплуатации высокомоментных низкооборотных гидромашин вращательного действия являются исследования динамики изменения выходных характеристик серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа с большими рабочими объемами с учетом их конструктивных особенностей, работающих в составе гидроагрегата, включающего в себя насосную станцию мобильной машины с разомкнутой циркуляцией потока, с приводным двигателем дизельного типа, нерегулируемым шестеренным насосом и предохранительным клапаном непрямого действия в реальных условиях эксплуатации.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Для моделирования переходных процессов, происходящих в серийном и модернизированном гидравлических вращателях планетарного типа с большим рабочим объемом $V_{\text{вк}} = 6300 \text{ см}^3$, работающих в составе гидроагрегата, включающего насосную станцию мобильной машины с разомкнутой циркуляцией потока, с приводным двигателем дизельного типа, нерегулируемым шестеренным насосом и предохранительным клапаном были обоснованы и приняты необходимые начальные условия, ограничения и допущения [17, 18], позволяющие моделировать работу исследуемого гидроагрегата с помощью пакета имитационного моделирования Vissim и исследовать динамику изменения выходных характеристик гидровращателей в реальных условиях эксплуатации.

Для моделирования работы гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата приняты следующие исходные данные и начальные условия [17, 18]:

– приводной дизельный двигатель с регулятором: угловая скорость вала двигателя равна $\omega_n = 167,5 \text{ с}^{-1}$; мощность двигателя равна $N_{\text{ен}} = 82 \text{ кВт}$; диаметр цилиндра приводного двигателя равен $D_n = 0,11 \text{ м}$; масса стального маховика равна $\delta_n = 0,03 \text{ кг}$; параметр настройки центробежного регулятора $k_o = 86900$; передаточное число согласующего редуктора между приводным двигателем и насосом $u_{\text{оe}} = 1,19$ – для гидроагрегата с серийным и $u_{\text{оe}} = 1,16$ – для гидроагрегата с модернизированным гидровращателями;

– насос шестеренный нерегулируемый, с возможностью изменять подачу при «запредельном» возрастании нагрузки: рабочий объем насоса посто-

янный и равен $V_{н0} = 24 \text{ см}^3$ для гидроагрегата с серийным и $V_{н0} = 31 \text{ см}^3$ с модернизированным гидроращателем; угловая скорость вала насоса поддерживается регулятором ДВС и равна $\omega_n = 225 \text{ с}^{-1}$; для нерегулируемого насоса параметр регулирования равен $e = 1$; давление в сливной магистрали равно $p_{сл} = 0$; момент инерции вращающихся масс насоса равен $J = 0,066 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; объемный КПД равен $\eta_{об} = 0,95$, гидромеханический КПД – $\eta_{г.м} = 0,85$;

– гидроращатель планетарного типа: рабочий объем гидроращателя постоянный и равен $V_{гв} = 6300 \text{ см}^3$; количество зубьев направляющей $Z_{напр(с)} = 26$ серийного и $Z_{напр(м)} = 14$ модернизированного гидроращателей; количество зубьев шестерни $Z_{ш(с)} = 25$ серийного и $Z_{ш(м)} = 13$ модернизированного гидроращателей; радиус окружности расположения центров зубьев $R_{ш(с)} = 80,0766 \text{ мм}$ шестерни серийного и $R_{ш(м)} = 73,6473 \text{ мм}$ модернизированного гидроращателей; радиус зубьев шестерни $r_{ш(с)} = 6 \text{ мм}$ серийного и $r_{ш(м)} = 9 \text{ мм}$ модернизированного гидроращателей; радиус зубьев направляющей $r_{н(с)} = 6 \text{ мм}$ серийного и $r_{н(м)} = 11,8 \text{ мм}$ модернизированного гидроращателей; эксцентриситет $e_c = 3,0266 \text{ мм}$ серийного и $e_m = 5,9473 \text{ мм}$ модернизированного гидроращателей момент сопротивления постоянен и равен $M_c = 7587 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – для серийного и $M_c = 11316 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – для модернизированного гидроращателя; среднестатистический момент инерции вращающихся масс нагрузки гидроращателя, для данных моментов сопротивлений, равен $J = 250 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; максимальный момент инерции вращающихся масс нагрузки гидроращателя, для данных моментов сопротивлений, равен $J = 1500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; объемный КПД равен $\eta_{об} = 0,819$ – для серийного и $\eta_{об} = 0,929$ – для модернизированного гидроращателя; гидромеханический КПД – $\eta_{г.м} = 0,605$ – для серийного и $\eta_{г.м} = 0,705$ – для модернизированного гидроращателя;

– клапан непрямого действия: жесткость пружины равна $C = 200 \text{ Н/см}$; величина предварительного сжатия пружины $x_0 = 0,12 \text{ см}$; положительное перекрытие щели равно $x_z = 0,55 \text{ см}$;

– рабочая жидкость: параметры рабочей жидкости, зависящие от типа масла и рабочей температуры гидравлической системы равны $A = 12,62$, $B = 1740$; показатель политропы $K = 1,2$; начальное (атмосферное) давление равно $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$; содержание нерастворенного воздуха в рабочей жидкости в относительных единицах $m_0 = 0,025$.

При моделировании рабочих процессов, происходящих в серийном и модернизированном гидроращателях, работающих в составе

гидроагрегата, включающего насосную станцию мобильной машины с разомкнутой циркуляцией потока, с приводным двигателем дизельного типа, нерегулируемым шестеренным насосом и предохранительным клапаном, угловая скорость насоса в начальный момент времени равна нулю и увеличивается по мере увеличения частоты вращения вала приводного двигателя, таким образом, чтобы подача насоса при пуске увеличивалась от нулевого до номинального значения. Насос выбирался нерегулируемый, шестеренного типа, с приведенным рабочим объемом, соответствующим расходам рабочей жидкости, как для серийного, так и для модернизированного гидроращателей.

Анализ результатов моделирования процессов изменения выходных характеристик серийного и модернизированного гидроращателей планетарного типа, при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем, позволил установить, что давление рабочей жидкости в гидроагрегате (рис. 1) нарастает достаточно «медленно», в период $0 \dots 0,8 \text{ с}$ для модернизированного и $0 \dots 0,9 \text{ с}$ для серийного гидроращателей.

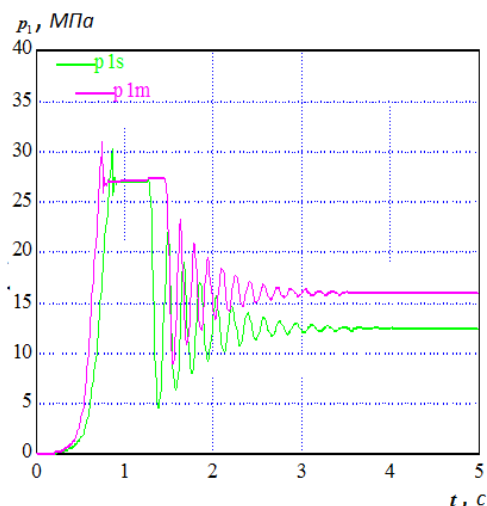


Рис. 1. Зависимость изменения давления в серийном и модернизированном гидроращателях, работающих в составе гидроагрегата при разгоне:

— серийный гидроращатель
— модернизированный гидроращатель

Fig. 1. The dependence of the pressure change inside the serial and updated hydraulic rotator working as a part of hydraulic unit under starting:

— serial hydraulic rotator
— updated hydraulic rotator

В рассматриваемый период «всплески» давления не превышают значений 31 МПа для модернизированного и 30 МПа для серийного гидроращателей. Далее на протяжении $0,8 \text{ с}$ для модернизированного и $0,5 \text{ с}$ для серийного гидроращателей (время срабатывания предохранительного клапана) давление рабочей жидкости устанавливается на значении 27 МПа для обоих гидроращателей. В период времени с $1,3 \text{ с}$ для

серийного и с 1,5 с для модернизированного гидровращателей значения давления рабочей жидкости постепенно уменьшаются и с затухающими колебаниями, значений давления рабочей жидкости для обоих гидровращателей выходят на номинальный режим 16 МПа и 12,5 МПа, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей.

Таким образом, номинальное значение давления рабочей жидкости у модернизированного гидровращателя на 22% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний давления рабочей жидкости у серийного гидровращателя на 23 % больше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 8,8 МПа до 22 МПа для модернизированного и от 4,9 МПа до 22 МПа для серийного гидровращателей.

Исследованиями изменения частоты вращения «валов» гидровращателей (рис. 2), при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем установлено, что в период времени до 1,2 с для серийного и до 1,4 с для модернизированного гидровращателей их «валы» неподвижны. Далее после 1,2 с для серийного и 1,4 с для модернизированного гидровращателей происходит разгон обоих гидровращателей с максимальным всплеском значения частоты вращения равным 11,3 мин⁻¹ для модернизированного и 9,1 мин⁻¹ для серийного гидровращателей.

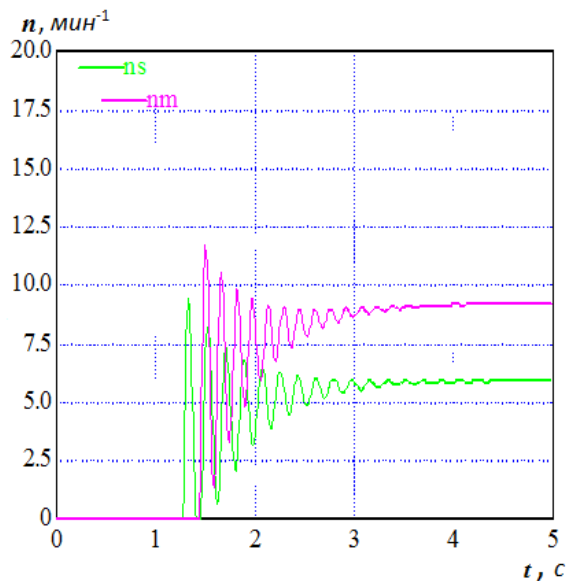


Рис. 2. Зависимость изменения частоты вращения вала серийного и модернизированного гидровращателей, работающих в составе гидроагрегата при разгоне:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

Fig. 2. The dependence of the shaft rotary speed of the serial and updated hydraulic rotor working as a part of hydraulic unit under starting:

- serial hydraulic rotor
- updated hydraulic rotor

В период с 1,2 с для серийного и 1,4 с для модернизированного, значения частоты вращения

гидровращателей с затухающими колебаниями интенсивно уменьшаются и выходят на номинальный режим 9 мин⁻¹ и 6 мин⁻¹, соответственно, для модернизированного и серийного гидравлических вращателей.

Таким образом, номинальное значение частоты вращения у модернизированного гидровращателя на 33% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний частоты вращения у серийного гидровращателя на 9 % меньше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 11,3 мин⁻¹ до 1,3 мин⁻¹ для модернизированного и от 9,1 мин⁻¹ до 0,0 мин⁻¹ для серийного гидровращателей.

Анализ зависимостей изменения крутящих моментов (рис. 3) серийного и модернизированного гидровращателей показывает, что в момент пуска гидровращателей, при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем, зависимости изменения крутящих моментов аналогичны зависимостям изменения давления рабочей жидкости (рис. 1).

Анализ (рис. 3), позволил установить, что значения крутящих моментов в период 0...0,8 с для модернизированного и 0...0,9 с для серийного гидровращателей нарастают достаточно «медленно». В рассматриваемый период «всплески» крутящих моментов не превышают значений 24000 Н·м и 18000 Н·м, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей.

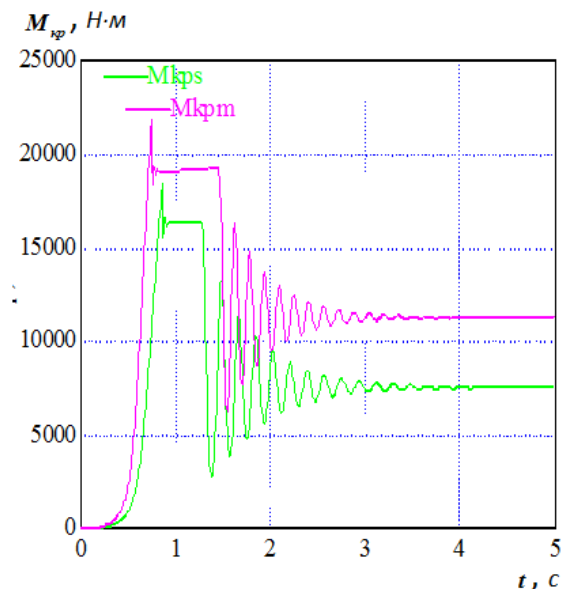


Рис. 3. Зависимость изменения крутящего момента на валу серийного и модернизированного гидровращателей, работающих в составе гидроагрегата при разгоне:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

Fig. 3. The dependence of the change of the output torque for the serial and updated hydraulic rotor working as a part of hydraulic unit under starting:

- serial hydraulic rotor
- updated hydraulic rotor

Далее на протяжении 0,8 с для модернизированного и 0,5 для серийного

гидровращателей (время срабатывания предохранительного клапана) значения крутящих моментов устанавливаются на 19000 Н·м и 16500 Н·м, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей.

В период с 1,3 с для серийного и с 1,5 с для модернизированного гидровращателей значения крутящих моментов постепенно уменьшаются и с затухающими колебаниями выходят на номинальный режим для обоих гидровращателей 12000 Н·м и 7500 Н·м, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей.

Таким образом, можно заключить, что номинальное значение крутящего момента у модернизированного гидровращателя на 37% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний крутящего момента у серийного гидровращателя на 23 % больше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 6200 Н·м до 19000 Н·м для модернизированного и от 2500 Н·м до 16500 Н·м для серийного гидровращателей.

Анализ результатов изменения инерционных моментов (рис. 4) серийного и модернизированного гидровращателей при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем, позволил установить, что изменения инерционных моментов в гидроагрегате в период 0...0,8 с для модернизированного и 0...0,9 с для серийного гидровращателей нарастают достаточно «медленно».

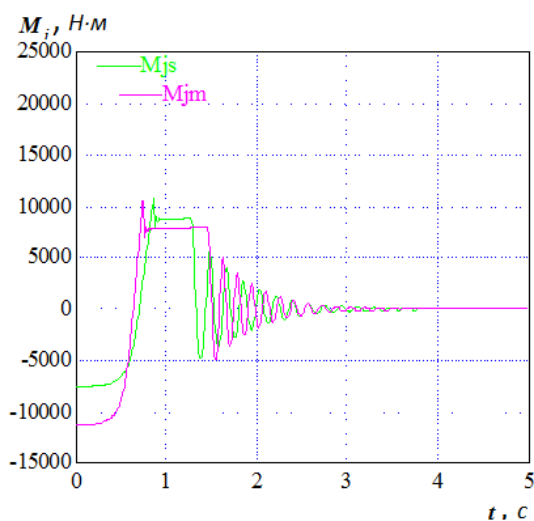


Рис. 4. Зависимость изменения инерционного момента серийного и модернизированного гидровращателей, работающих в составе гидроагрегата при разгоне:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

Fig. 4. The dependence of the change of the inertia moment for the serial and updated hydraulic rotator working as a part of hydraulic unit under starting:

- serial hydraulic rotator
- updated hydraulic rotator

В рассматриваемый период «всплески» инерционных моментов не превышают значений

11000 Н·м, далее на протяжении 0,8 с для модернизированного и 0,5 с для серийного гидровращателей (время срабатывания предохранительного клапана) изменения инерционных моментов устанавливаются на значении 9000 Н·м для серийного и 8000 Н·м для модернизированного гидровращателей. В период с 1,3 с для серийного и с 1,5 с для модернизированного гидровращателей значения инерционных моментов постепенно уменьшаются и с затухающими колебаниями выходят на нулевое значение. Необходимо так же отметить, что амплитуда максимальных колебаний инерционных моментов у серийного и модернизированного гидровращателей практически одинаковы.

Исследованиями изменения расходов гидровращателей при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем установлено, что подача насосов (рис. 5) для обеспечения работы модернизированного и серийного гидровращателей в процессе разгона изменяется достаточно «плавно» и в период от 0,0 с до 4,0 с выходит на значения 63 л/мин для модернизированного и 49,5 л/мин для серийного гидровращателей.

Таким образом, номинальное значение подачи насоса для модернизированного гидровращателя на 21,5 % выше, чем для серийного.

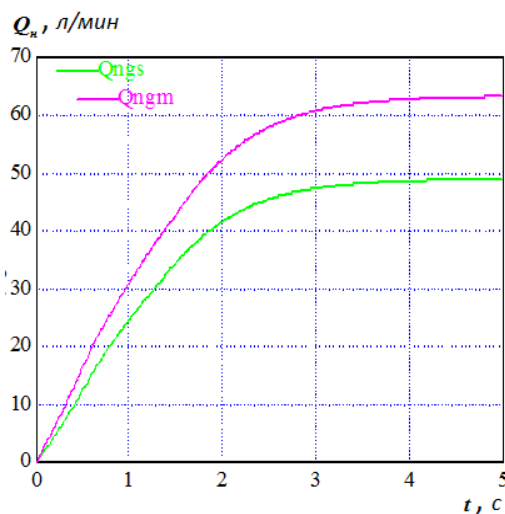


Рис. 5. Зависимость изменения подачи насосов для обеспечения работы модернизированного и серийного гидровращателей, работающих в составе гидроагрегата при разгоне:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

Fig. 5. The dependence of the change of the pump feeding which provides the operation of the serial and updated hydraulic rotator working as a part of hydraulic unit under starting:

- serial hydraulic rotator
- updated hydraulic rotator

Анализ результатов моделирования процессов изменения расходов, подводимых к гидровращателям (рис. 6), в исследуемой системе показывает, что в период времени от 0,0 с и до 0,8 с для модернизированного и до 0,9 с для серийного гидровращате-

лей к ним подводится рабочая жидкость, подаваемая насосами, и максимальное значение ее расхода в этом промежутке времени равно 17,5 л/мин и 15 л/мин, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей. Далее происходит резкое падение расходов рабочей жидкости, подвodomой к гидровращателям, вплоть до нулевого значения (срабатывание предохранительный клапан).

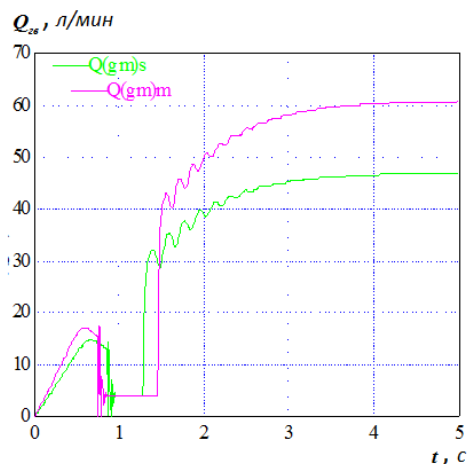


Рис. 6. Зависимость изменения расходов, подводимых к модернизированному и серийному гидровращателям, работающим в составе гидроагрегата при разгоне:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

Fig. 6. The dependence of the change of the flow rates which are supplied to the serial and updated hydraulic rotator working as a part of hydraulic unit under starting:

- serial hydraulic rotator
- updated hydraulic rotator

В течение 0,7 с для модернизированного и 0,4 с для серийного гидровращателей количество рабочей жидкости, подводимое к гидровращателям, ограничивается предохранительным клапаном и составляет 3,5 л/мин. Начиная с 1,4 с для серийного и 1,5 с для модернизированного гидровращателей количество рабочей жидкости, подводимой к ним, резко возрастает и с затухающими гармоническими колебаниями к 4,0 с выходит на номинальные значения, равные 60,5 л/мин для модернизированного и 48 л/мин для серийного гидровращателей.

Таким образом, можно заключить, что номинальное значение расхода рабочей жидкости, подводимой к модернизированному гидровращателю на 21% выше, чем к серийному.

Зависимости изменения расходов рабочей жидкости, поступающей на слив из гидровращателей (рис.7) в исследуемой системе при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем показывают, что в период времени от 0,0 с до 1,25 с для серийного и от 0,0 с до 1,4 с для модернизированного гидровращателей рабочая жидкость из гидровращателей на слив не поступает, что свидетельствует о том, что в рассматриваемый период времени происходит заполнение гидровращателей рабочей жидкостью, а так же

отвод рабочей жидкости через предохранительный клапан.

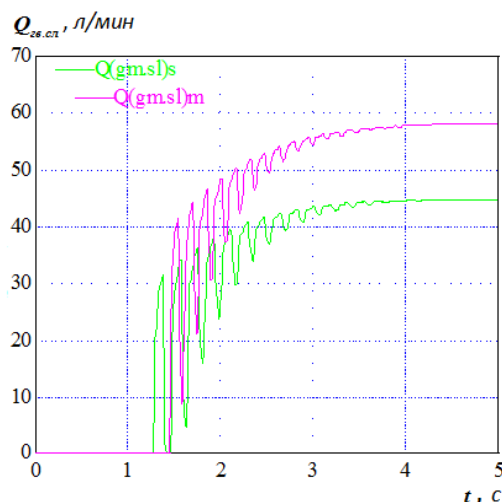


Рис. 7. Зависимость изменения количества рабочей жидкости, поступающей на слив из модернизированного и серийного гидровращателей, работающих в составе гидроагрегата при разгоне:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

Fig. 7. The dependence of the change of the working fluid amount which is supplied to the drain from the serial and updated hydraulic rotator working as a part of hydraulic unit under starting:

- serial hydraulic rotator
- updated hydraulic rotator

Начиная с 1,25 с для серийного и 1,4 с для модернизированного гидровращателей, количество рабочей жидкости, поступающей на слив, резко возрастает и с затухающими гармоническими колебаниями к 4,0 с выходит на номинальные значения равные 59 л/мин для модернизированного и 45 л/мин для серийного гидровращателей.

Таким образом, номинальное значение расхода рабочей жидкости, поступающей на слив из модернизированного гидровращателя на 24% выше, чем из серийного.

Результаты исследований изменения количества рабочей жидкости, проходящей через предохранительный клапан (рис. 8), в исследуемой системе при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем показывают, что в период времени от 0,0 с до 0,8 с для модернизированного и 0,0 с до 0,9 с для серийного, предохранительные клапаны закрыты, т.е. рабочая жидкость через них не проходит. При достижении времени разгона 1,25 с для серийного и 1,4 с для модернизированного, происходит резкое срабатывание предохранительного клапана с мгновенным всплеском расхода рабочей жидкости через клапан до 25 л/мин для серийного и 90 л/мин для модернизированного гидровращателей с резким падением расхода до 15 л/мин у серийного и 17 л/мин у модернизированного. В течение 0,7 с для модернизированного и 0,4 с для серийного расход жидкости через предохранительный клапан линейно возрастает до значений 25 л/мин для модернизированного и 19

л/мин для серийного гидровращателей. При достижении времени разгона 1,25 с для серийного и 1,5 с для модернизированного гидровращателей происходит резкое отключение предохранительного клапана, т.е. расход через предохранительный клапан отсутствует, и весь поток рабочей жидкости направляется к гидровращателю.

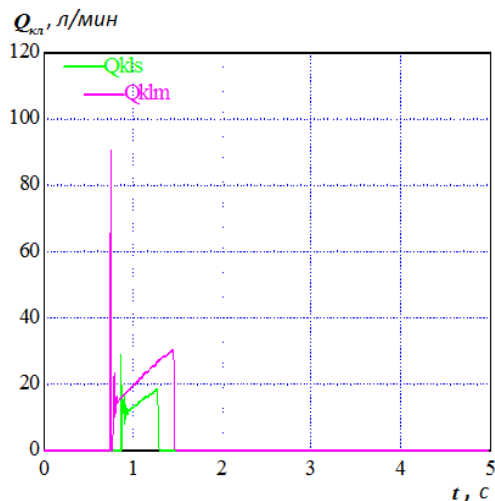


Рис. 8. Зависимость изменения количества рабочей жидкости, проходящей через предохранительный клапан при разгоне гидроагрегата:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

Fig. 8. The dependence of the change of the working fluid amount which passes through the relief valve under starting of the hydraulic unit:

- serial hydraulic rotator
- updated hydraulic rotator

Исследованиями изменения КПД гидровращателей при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем установлено, что в период времени от 0,0 с до 1,25 с для модернизированного и от 0,0 с до 1,4 с для серийного гидровращателей, значения объемного КПД (рис. 9) равны нулю. Начиная с 1,25 с для серийного и 1,4 с для модернизированного гидровращателей их объемный КПД резко возрастает, и с затухающими колебаниями к 4,0 с выходит на номинальные значения равные 0,96 для модернизированного и 0,8 для серийного гидровращателей. Исходя из этого, номинальное значение объемного КПД модернизированного гидровращателя на 17% выше, чем серийного.

Анализ зависимостей изменения механического КПД (рис. 10) гидровращателей при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем показывает, что в период времени от 0,0 с до 1,3 с для модернизированного и от 0,0 с до 1,06 с для серийного гидровращателей, значения механического КПД обоих гидровращателей равны нулю. Начиная с 1,06с для серийного и 1,3 с для модернизированного гидровращателей значения их механических КПД резко возрастают, и с затухающими колебаниями к 4,0 с выходят на номинальные значения равные 0,7 для модернизированного и 0,6 для серийного гидровращателей.

Таким образом, можно констатировать, что номинальное значение механического КПД модернизированного гидровращателя на 14% выше, чем серийного.

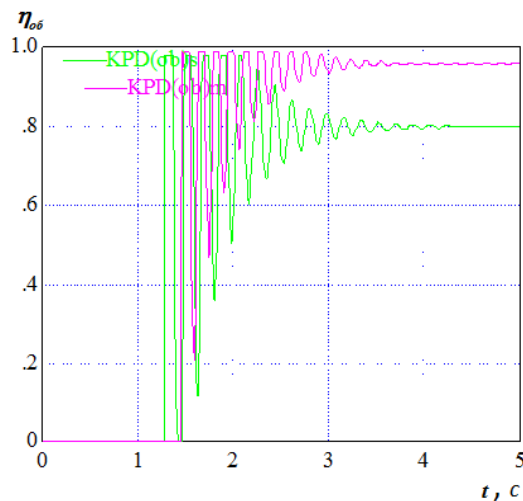


Рис. 9. Зависимость изменения объемного КПД модернизированного и серийного гидровращателей, работающих в составе гидроагрегата при разгоне:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

Fig. 9. The dependence of the change of the volumetric efficiency for the serial and updated hydraulic rotators working as a part of hydraulic unit under starting:

- serial hydraulic rotator
- updated hydraulic rotator

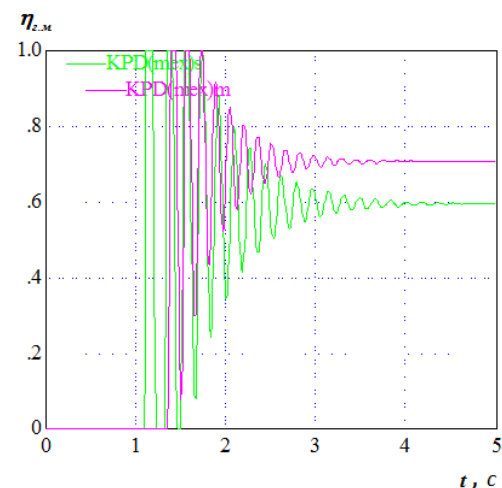


Рис. 10. Зависимость изменения механического КПД модернизированного и серийного гидровращателей, работающих в составе гидроагрегата при разгоне:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

Fig. 10. The dependence of the change of the mechanical efficiency for the serial and updated hydraulic rotators working as a part of hydraulic unit under starting:

- serial hydraulic rotator
- updated hydraulic rotator

Зависимости изменения общего КПД (рис. 11) гидровращателей при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем показывают, что в период времени от 0,0 с и до 1,4 с для модернизированного и от 0,0 с до 1,25 с для серийного гидровращателей, значения общего КПД обоих гидровращателей равны нулю. Начиная с 1,25 с для серийного и 1,4 с для модернизированного гидровращателей их общий КПД резко возрастает, и с затухающими колебаниями к 4,0 с выходит на номинальные значения равные 0,67 для модернизированного и 0,48 для серийного гидровращателей.

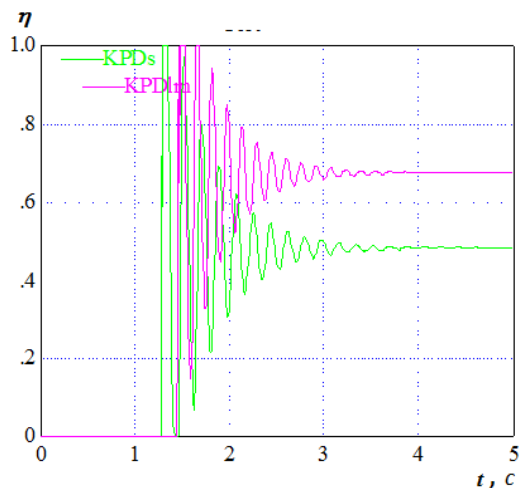


Рис. 11. Зависимость изменения общего КПД модернизированного и серийного гидровращателей, работающих в составе гидроагрегата при разгоне:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

Fig. 11. The dependence of the change of the overall efficiency for the serial and updated hydraulic rotators working as a part of hydraulic unit under starting:

- serial hydraulic rotor
- updated hydraulic rotor

Таким образом, можно констатировать, что номинальное значение общего КПД модернизированного гидровращателя на 29% выше, чем серийного.

Анализ исследований изменения мощностей гидровращателей при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем, позволил установить, что в период времени от 0,0 с до 0,8 с для модернизированного и от 0,0 с до 0,9 с для серийного гидровращателей, затраченные мощности плавно возрастают (рис. 12) до значений 8 кВт и 6,7 кВт, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей. Далее на протяжении времени 0,7 с для модернизированного и 0,4 с для серийного гидровращателей (время срабатывания предохранительного клапана) значения затраченных мощностей равно 2 кВт. В период с 1,3 с для серийного и с 1,5 с для модернизированного гидровращателей значения затраченных мощностей резко возрастают и с затухающими колебаниями выходят на номинальный значения равные 16 кВт для модернизированного и 10

кВт для серийного гидровращателей. Таким образом, можно заключить, что номинальное значение затраченной мощности у модернизированного гидровращателя на 37% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний значений затраченной мощности у серийного гидровращателя на 13 % больше, чем у модернизированного гидровращателей и находится в диапазоне от 15 кВт до 7 кВт для модернизированного и от 11 кВт до 4 кВт для серийного гидровращателей.

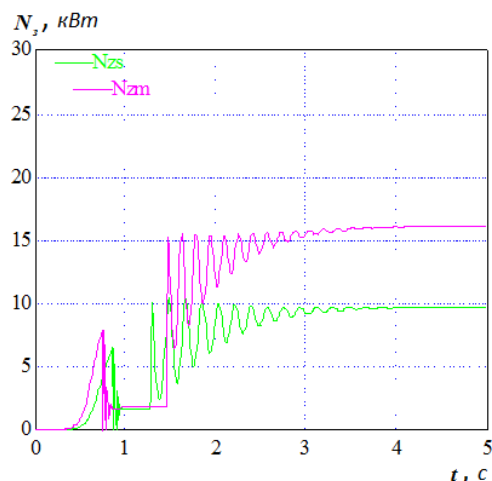


Рис. 12. Зависимость изменения затраченной мощности модернизированного и серийного гидровращателей, работающих в составе гидроагрегата при разгоне:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

Fig. 12. The dependence of the change of the supplied power of the serial and updated hydraulic rotors working as a part of hydraulic unit under starting:

- serial hydraulic rotor
- updated hydraulic rotor

Анализ зависимостей изменения полезной мощности гидровращателей (рис. 13) показывает, что при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем, на протяжении времени 1,5 с для модернизированного и 1,3 с для серийного гидровращателей значения их полезных мощностей равны нулю, а «валы» гидровращателей неподвижны (заполнение рабочих камер, срабатывание предохранительного клапана). В период с 1,3 с для серийного и 1,5 с для модернизированного, значения полезной мощности гидровращателей резко возрастают и с затухающими колебаниями уменьшаются и выходят на номинальные значения равные 11 кВт для модернизированного и 4,9 кВт для серийного гидравлических вращателей. Таким образом, номинальное значение полезной мощности у модернизированного гидровращателя на 45% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний значений полезной мощности у серийного гидровращателя на 35 % меньше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 17,0 кВт до 1,3 кВт для модернизированного и от 10,2 кВт до 0,1 кВт для серийного гидровращателей.

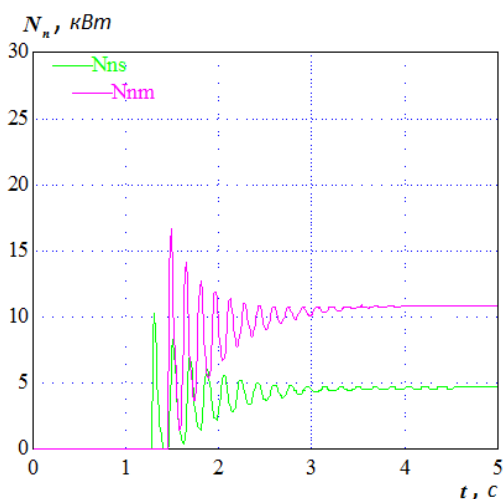


Рис. 13. Зависимость изменения полезной мощности модернизированного и серийного гидровращателей, работающих в составе гидроагрегата при разгоне:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

Fig. 13. The dependence of the change of the net capacity of the serial and updated hydraulic rotators working as a part of hydraulic unit under starting:

- serial hydraulic rotator
- updated hydraulic rotator

Результаты моделирования работы гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата, включающего насосную станцию мобильной машины с разомкнутой циркуляцией потока, с приводным двигателем дизельного типа, нерегулируемым шестеренным насосом и предохранительным клапаном, во время пуска (рис. 1-13), подтверждают результаты теоретических и параметрических исследований по обоснованию геометрических параметров вытеснительной и распределительной систем модернизированного гидровращателя.

ВЫВОДЫ

1. Моделирование рабочих процессов, происходящих в гидравлическом вращателе планетарного типа, работающего в составе гидроагрегата, включающего насосную станцию мобильной машины с разомкнутой циркуляцией потока, с приводным двигателем дизельного типа, нерегулируемым шестеренным насосом и предохранительным клапаном, выполнялось как для серийного, так и для модернизированного гидровращателей с большим рабочим объемом $V_{zg} = 6300 \text{ см}^3$, были обоснованы и приняты необходимые начальные условия, ограничения и допущения, позволяющие моделировать работу исследуемого гидроагрегата с помощью пакета имитационного моделирования Vissim и исследовать динамику изменения выходных характеристик гидровращателя в реальных условиях эксплуатации.

2. Исследования динамики изменения выходных характеристик серийного и

модернизированного гидровращателей планетарного типа, работающих в составе гидроагрегата, с учетом их конструктивных особенностей, а также взаимосвязи всех элементов гидроагрегата и их взаимодействия с рабочей жидкостью показывают, что

- номинальное значение давления рабочей жидкости у модернизированного гидровращателя на 22% выше, чем у серийного, при этом колебания давления рабочей жидкости у серийного гидровращателя на 23 % больше, чем у модернизированного;

- значение крутящего момента у модернизированного гидровращателя на 37% выше, чем у серийного, при этом амплитуда максимальных колебаний крутящего момента у серийного гидровращателя на 23 % больше, чем у модернизированного;

- номинальное значение подачи насоса для модернизированного гидровращателя на 21,5 % выше, чем для серийного;

- номинальное значение количества рабочей жидкости, подводимой к модернизированному гидровращателю и поступающей на слив из него, на 24% выше, чем у серийного;

- номинальное значение частоты вращения у модернизированного гидровращателя на 33% выше, чем у серийного, при этом колебания частоты вращения у серийного гидровращателя на 9% больше, чем у модернизированного;

- номинальное значение затраченной мощности у модернизированного гидровращателя на 37% выше, чем у серийного, при этом амплитуда максимальных колебаний затраченной мощности у серийного гидровращателя на 13 % больше, чем у модернизированного;

- номинальное значение полезной мощности модернизированного гидровращателя на 45% выше, чем серийного, при этом амплитуда максимальных колебаний полезной мощности у серийного гидровращателя на 35% меньше, чем у модернизированного;

- номинальное значение объемного КПД модернизированного гидровращателя на 17% выше, чем у серийного, механического КПД – на 14% и общего КПД – на 29% выше.

3. Результаты моделирования работы гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата, включающего насосную станцию мобильной машины с разомкнутой циркуляцией потока, с приводным двигателем дизельного типа, нерегулируемым шестеренным насосом и предохранительным клапаном, во время пуска, подтверждают результаты теоретических и параметрических исследований по обоснованию геометрических параметров вытеснительной и распределительной систем модернизированного гидровращателя.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Панченко А.И., Волошина А.А., Обернин Ю.П. 2013.** Основные направления гидрофикации мобильной техники. Труды Таврического государственного агротехнологического университета. Мелитополь: ТГАТУ, вып.13, т.6. 3–19.

2. **Панченко А.И., Волошина А.А., Панченко И.А. 2015.** Разработка планетарных гидромоторов для силовых гидроприводов мобильной техники. MOTROL. Vol. 17. No 9. 29-36.
3. Гидравлические вращатели РПГ [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://gidromash.lipetsk.ru>.
4. **Ерасов Ф.Н. 1969.** Новые планетарные машины гидравлического привода. Киев, УкрНИИ-НТИ, 55.
5. **Волошина А.А. 2014.** Параметрические исследования вытеснительной и распределительной систем гидравлического вращателя планетарного типа. Научный вестник Таврического государственного агротехнологического университета [Электронный ресурс], Мелитополь: ТГАТУ, вып.4, т.1. 30-40.
6. **Панченко А.И., Волошина А.А., Обернихин Ю.П. 2014.** Параметрические исследования гидравлического вращателя планетарного типа. Промышленная гидравлика и пневматика, №3 (45). 45–54 (Украина).
7. **Панченко А.И., Волошина А.А., Засядко А.И. 2013.** Методика проектирования элементов распределительных систем гидровращателей планетарного типа. Труды Таврического государственного агротехнологического университета. Мелитополь: ТГАТУ, вып. 13, т.6. 82-101.
8. **Панченко А.И., Волошина А.А., Панченко И.А. 2014.** Методика проектирования элементов вытеснительных систем гидровращателей планетарного типа. Вестник Национального технического университета «Харьковский политехнический институт». Х.: НТУ «ХПИ», № 1 (1044). 136–145.
9. **Волошина А.А. 2013.** Математическая модель рабочих процессов вытеснительной системы гидровращателя планетарного типа. Научный вестник Таврического государственного агротехнологического университета [Электронный ресурс], Мелитополь: ТГАТУ. Мелитополь: ТГАТУ, вып.3, т.1. 87-96.
10. **Панченко А.И., Волошина А.А., Панченко И.А., Обернихин Ю.П. 2015.** Математическая модель рабочих процессов распределительной системы гидровращателя планетарного типа. Вестник Национального технического университета «Харьковский политехнический институт». Х.: НТУ «ХПИ», № 45 (1154). 53-59.
11. **Панченко А.И., Волошина А.А., Панченко И.А. 2013.** Математическая модель насосной станции с приводным двигателем. Труды Таврического государственного агротехнологического университета. Мелитополь: ТГАТУ, вып. 13, т.6. 45-61.
12. **Панченко А.И., Волошина А.А., Засядко А.И. 2014.** Математическая модель высокомоментного гидромотора с упруго-инерционной нагрузкой. MOTROL. Vol. 16. No 5. 293–298.
13. **Панченко А.И., Волошина А.А., Панченко И.А. 2014.** Математическая модель рабочих процессов гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата. Промышленная гидравлика и пневматика, №1 (43). 71–82 (Украина).
14. **Панченко А.И., Волошина А.А., Панченко И.А. 2014.** Методологические основы проектирования гидравлических вращателей планетарного типа. MOTROL. Vol. 16. No 3. 179–186.
15. **Андренко П., Свинарченко М. 2009.** Математическая модель гидравлического гасителя пульсаций давления с автоматической подстройкой параметров. MOTROL. №11В. 42-49.
16. **Лурье З., Федоренко И. 2011.** Аппаратно-программный комплекс для определения моментов инерции элементов и в целом мехатронного гидроагрегата системы смазки. MOTROL. №13С. 106-115.
17. **Волошина А.А. 2014.** Начальные условия моделирования работы гидравлического вращателя планетарного типа. Труды Таврического государственного агротехнологического университета. Мелитополь: ТГАТУ, вып. 14, т.4. 81-94.
18. **Волошина А.А. 2014.** Обоснование начальных условий моделирования работы гидровращателя планетарного типа в составе гидроагрегата. Научный вестник Таврического государственного агротехнологического университета [Электронный ресурс], Мелитополь: ТГАТУ, вып.4, т.1. 76-87.
19. **Панченко А.И., Волошина А.А. 2015.** Исследование динамики гидравлической системы насос-клапан-гидровращатель. Труды Таврического государственного агротехнологического университета. Мелитополь: ТГАТУ, вып. 15, т.3. 66-79.
20. **Панченко А.И., Волошина А.А., Панченко И.А. 2016.** Особенности моделирования рабочих процессов, происходящих в гидравлической системе насос-клапан-гидровращатель. Научный вестник Таврического государственного агротехнологического университета [Электронный ресурс], Мелитополь: ТГАТУ, вып.6, т.1. 91-106.

DYNAMICS OF CHANGES IN THE OUTPUT CHARACTERISTICS FOR THE PLANETARY HYDRAULIC ROTATOR AS A PART OF THE HYDRAULIC UNIT WITH THE DRIVING ENGINE

Summary. The article presents some necessary starting conditions as well as limits and assumptions allowing to model the working processes which take place inside the serial and updated planetary hydraulic rotators with the large volumes over 6000 cm³. The rotators work as a part of the hydraulic unit which includes a pumping station of the mobile machine with an open flow circulation, a driving diesel engine, a nonadjustable gear pump and a relief valve. The starting conditions have been substantiated and accepted for the modeling with the help of Vissim simulation modeling software.

The modeling covered transient processes which take place inside the planetary hydraulic rotators working as a part of the hydraulic unit. This enabled to study the dynamics of changes in the output characteristics for the serial and updated hydraulic rotators. The design features of the hydraulic rotators as well as the relationship between all the studied hydraulic system elements have been taken into account while research. The modeling describes the operation of the planetary rotator as a part of hydraulic unit. It consists of a pumping station

of the mobile machine with an open flow circulation, a driving diesel engine, a nonadjustable gear pump and a relief valve. The results of the modeling during starting confirm the results of theoretical and parametric research aimed at the substantiation of the geometrical parameters of the displacing and distribution systems of the updated hydraulic rotator.

Key words: hydraulic unit, pumping station of the mobile machine with an open flow circulation, driving diesel engine, nonadjustable gear pump, indirect acting relief valve, planetary hydraulic rotator, dynamics, output characteristics.