

**А.И. Панченко, д-р техн. наук,
А.А. Волошина, д-р техн. наук,
И.А. Панченко**

Таврический государственный агротехнологический университет, Мелитополь, Украина

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ВРАЩАТЕЛЯ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА В СОСТАВЕ ГИДРОАГРЕГАТА

MATHEMATICAL MODEL OF THE WORKING PROCESSES OF OF THE PLANETARY HYDRAULIC ROTATOR AS A PART OF HYDRAULIC UNIT

Разработаны математические модели процессов, происходящих в планетарном гидровращателе в составе гидроагрегата, позволяющие исследовать динамические процессы в элементах гидроагрегата с учетом конструктивных особенностей вытеснительной и распределительной систем гидровращателя планетарного типа. Математическая модель планетарного гидровращателя в составе гидроагрегата с приводным двигателем и упруго-инерционной нагрузкой, учитывает уравнения расходов и неразрывности потока на основе системного подхода, где гидроустройства (включая рабочую жидкость) рассматриваются во взаимосвязи как единое целое. В основу полученной модели заложены модели существующих элементов гидроагрегатов с учетом выявленных неточностей характерных для планетарных гидровращателей, которые учитывают влияние зазоров между вытеснительными элементами, соединяющими рабочие камеры, а также геометрию проточных частей распределительной системы на его выходные характеристики.

Ключевые слова: гидроагрегат, приводной двигатель, нерегулируемый шестеренный насос, предохранительный клапан непрямого действия, гидравлический вращатель, вытеснительная система, распределительная система, упруго-инерционная нагрузка, математическая модель, рабочие процессы.

Постановка проблемы

Повышение эффективности эксплуатации мобильной техники в настоящее время определяется степенью гидрофикации ее активных рабочих органов, а также рациональным выбором режимов работы элементов гидравлической системы и номенклатурой гидроагрегатов. Поэтому вопросы расчета, исследования и проектирования гидроагрегатов и их элементов, с учетом конструктивных особенностей и условий эксплуатации, заслуживают большого внимания.

Физические, динамические и гидравлические процессы, протекающие в гидроагрегатах и их элементах в процессе эксплуатации, связаны с движением рабочей жидкости в трубопроводах, по каналам с местными сопротивлениями, а также через рабочие окна и щели гидравлических машин и агрегатов (возникновение колебаний давления и расходов из-за сжимаемости рабочих жидкостей, воздействие потоков жидкостей на элементы гидроагрегатов и т.д.) [1]. Поэтому наряду с основными потоками рабочей жидкости, необходимых для функционирования гидравлической системы, возникают дополнительные течения в зазорах между деталями механизмов и узлами гидравлической аппаратуры.

Математическое описание гидромеханических и динамических процессов, происходящих в элементах гидроагрегата в условиях эксплуатации, основано на

известных общих уравнениях движения сплошной среды с использованием экспериментальных значений коэффициентов гидравлических сопротивлений, расходов и гидродинамических сил [1]. Характерными для общих уравнений и зависимостей гидромеханики являются динамические процессы, при которых движение рабочих жидкостей будет неустановившимся, то есть в любой точке живого сечения потока давление, скорость и плотность рабочей жидкости зависят от времени, что вынуждает принимать квазистационарные значения коэффициентов количества движения, кинетической энергии, гидравлического сопротивления, состояния потока и т.д.

Следовательно, улучшение динамических характеристик гидроагрегата, расширение его технических возможностей можно достичь путем исследования рабочих процессов и их влияния на выходные характеристики гидроагрегата на базе уточненных физической и математической моделей, учитывающих особенности функционирования и взаимное влияние всех элементов гидроагрегата, а также особенностей рабочей жидкости.

Анализ последних исследований

Разработка математических моделей процессов, происходящих в элементах и в гидроагрегате в целом, посвящены работы многих отечественных и за-

рубежных ученых [1,3, 4,6], в которых должное внимание уделено математическим моделям рабочих процессов объемных гидромашин (насосов, гидромоторов, цилиндров), гидроагрегатов распределения рабочей жидкости и направления потоков, клапанов давления и расходов, дросселей и другой гидроаппаратуры.

Анализ известных работ в области разработки гидроагрегатов для привода активных рабочих органов мобильной техники [2-4] позволяет отметить, что до настоящего времени не имеется достаточно полных моделей, описывающих изменение выходных характеристик гидроагрегатов с приводными двигателями внутреннего сгорания, с нерегулируемыми шестеренными насосами, с высокомоментными планетарными гидровращателями и большой инерционной нагрузкой, которые позволяют углубленно исследовать статические и динамические характеристики гидроагрегата, с целью улучшения выходных характеристик гидроагрегата и его элементов, при разработке методологии проектирования элементов и гидроагрегата в целом.

Цель исследования

Улучшение выходных характеристик гидравлических вращателей планетарного типа, работающих в составе гидроагрегатов мобильной техники, путем исследования рабочих процессов их вытеснительных и распределительных систем на основе усовершенствования математических моделей.

Основные результаты исследования

Представленная блок-схема (рисунок 1) гидроагрегата привода активных рабочих органов мобильной техники [5], выбранного в качестве примера, который включает в себя приводной двигатель внутреннего сгорания дизельного типа, нерегулируемый шестеренный насос, предохранительный клапан непрямого действия и высокомоментный гидровращатель планетарного типа с инерционной нагрузкой дает возможность дискретного рассмотрения всех элементов, входящих в гидроагрегат, а так же рабочей жидкости,

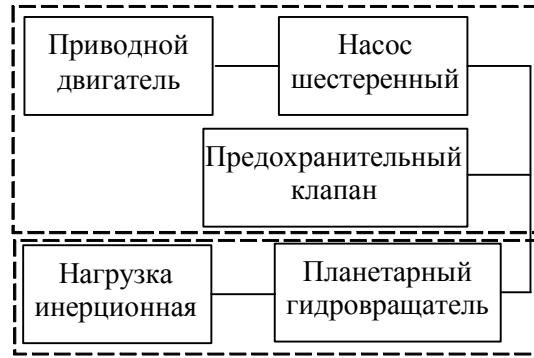


Рисунок 1 — Блок-схема гидроагрегата

как единого целого с учетом их взаимосвязей и взаимного влияния.

При этом необходимо отметить, что все рассмотренные элементы гидроагрегата составляют два функциональных блока: первый блок — насосная станция, включающая в себя приводной двигатель, насос и предохранительный клапан непрямого действия и второй блок — исполнительный механизм, включающий высокомоментный гидровращатель планетарного типа с упругоинерционной нагрузкой.

Математические описания приводного двигателя, нерегулируемого шестеренного насоса, предохранительного клапана непрямого действия, исполнительного высокомоментного гидровращателя, упруго-инерционной нагрузки, а также рабочей жидкости, с учетом конструктивных особенностей элементов планетарного гидровращателя на основе уравнений расходов, моментов, перемещения подвижных элементов и неразрывности представлены ниже [6,7].

На основании разработанных расчетных схем насосной станции с разомкнутой циркуляцией потока с приводным двигателем и предохранительным клапаном непрямого действия и высокомоментного гидравлического вращателя с упругоинерционной нагрузкой (рисунок 2) приведено математическое описание каждого элемента гидроагрегата с учетом следующих допущений: длина трубопроводов небольшая; температура рабочей жидкости постоянная и рав-

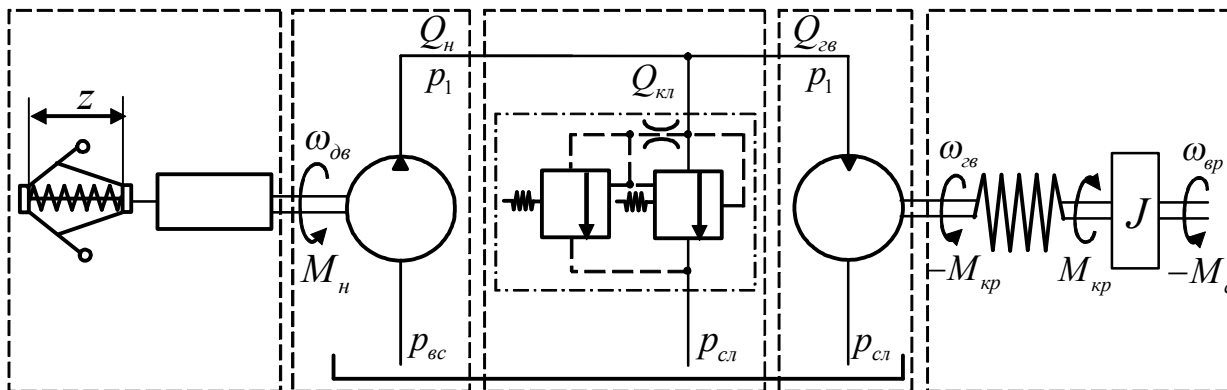


Рисунок 2 — Расчетная схема насосной станции с приводным двигателем и гидровращателя с упруго-инерционной нагрузкой

няется среднему значению (то есть постоянными считают коэффициенты кинематической вязкости); давление в сливной, всасывающей и дренажной магистралях равняется нулю; рабочие кромки гидроаппаратов острые; соединительные каналы большие по сечению и короткие по длине.

Согласно расчетной схеме (рисунок 2), а также с учетом принятых выше допущений математическую модель процессов, которые происходят в приводном дизельном двигателе с центробежным регулятором для нерегулируемого насоса, можно описать следующими зависимостями [7]:

$$M_{\text{дв}}(\omega_{\text{дв}}) + M_z = M_n(t) + J \cdot \frac{d\omega_{\text{дв}}(t)}{dt} + k_o \cdot z_i(t), \quad (1)$$

$$M_n(t) = \frac{V_n \cdot p_1(t)}{2\pi \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot u_{\text{дв}}}, \quad (2)$$

$$J = k_1 \cdot \frac{m_{\text{max}} \cdot k_2 D_u^2}{4} + \frac{J_n}{u_{\text{дв}}^2}, \quad (3)$$

$$\frac{d\omega_{\text{дв}}(t)}{dt} = \frac{1}{J} [M_{\text{дв}}(\omega_{\text{дв}}) + M_z - M_n(t) - k_o \cdot z_i(t)], \quad (4)$$

$$\dot{z}_i = \nu^{-1} \cdot [(a + b \cdot z_i) \cdot \omega_{\text{дв}}^2(t) - C_z \cdot z_i(t) - F], \quad (5)$$

где $M_{\text{дв}}(\omega_{\text{дв}}) + M_z$ — крутящий момент двигателя согласно скоростной характеристики, $M_n(t)$ — нагрузочный момент двигателя со стороны насоса, V_n — рабочий объем нерегулируемого шестеренного насоса, $p_1(t)$ — давление в напорной магистрали гидроагрегата, $\eta_{\text{мех}}$ — механический КПД нерегулируемого шестеренного насоса, $u_{\text{дв}}$ — передаточное число редуктора между приводным двигателем и насосом, J — приведенный момент инерции приводного двигателя, $\omega_{\text{дв}}(t)$ — угловая скорость вала двигателя, k_o — параметр настройки центробежного регулятора двигателя, $z_i(t)$ — текущее перемещение муфты регулятора, ν — коэффициент вязкого трения, который можно отождествить с величиной фактора торможения регулятора \mathcal{G} , $\nu \approx \mathcal{G}$, a, b — постоянные настройки центробежного регулятора двигателя, S_z и F — жесткость и сила предварительного сжатия пружины регулятора, соответственно.

Полученные зависимости (1)–(5) описывают динамику изменения угловой скорости вала приводного двигателя насосной установки с разомкнутой циркуляцией потока.

Нерегулируемый шестеренный насос. В математическую модель процессов, которые происходят в нерегулируемом шестеренном насосе, входят зависимости моментов на валу насоса и уравнение неразрывности потока рабочей жидкости.

На рисунке 3 изображена схема расходов насоса, на основании которой можно записать уравнение подачи насоса:

$$Q_n(t) = Q_{\text{н.с}}(t) - Q_{\text{н.у}}(t) - Q_{\text{н.н}}(t) - Q_{\text{н.к}}(t) - Q_{\text{н.д}}(t), \quad (6)$$

где $Q_{\text{н.с}}(t)$ — геометрическая подача насоса, $Q_{\text{н.у}}(t)$ — утечки нерегулируемого шестеренного насоса; $Q_{\text{н.н}}(t)$ — перетечки нерегулируемого шестеренного насоса; $Q_{\text{н.к}}(t)$ — расход нерегулируемого шестеренного насоса, вызванный компрессией и декомпрессией рабочей жидкости; $Q_{\text{н.д}}(t)$ — деформационный расход, обусловленный сжатием рабочей жидкости.

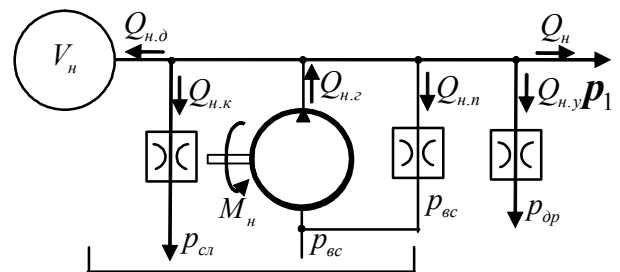


Рисунок 3 – Схема расходов нерегулируемого шестеренного насоса

Моделью торцевых радиально направленных утечек для нерегулируемого шестеренного насоса являются выражения для случая двух колец, которые соединяются своими торцами, одно из которых вращается с постоянной угловой скоростью [7]

$$Q_{\text{н.с}}(t) = 0,25 \cdot b \cdot \left(D_e^2 - d^2 - \frac{t_0^2}{3} \right) \cdot \omega_n(t);$$

$$Q_{\text{н.у}}(t) = \left[p_1(t) - p_{\text{др}} - \frac{3\rho \cdot \omega_{\text{дв}}^2 (R^2 - r^2)}{20} \right] \cdot \frac{2\pi \cdot \delta^3}{12\mu \cdot \ln \frac{R}{r}};$$

$$Q_{\text{н.н}}(t) = b \cdot \left(\frac{1}{8\mu} \cdot \frac{p_1(t) - p_{\text{вс}}}{\Delta\tau} \cdot R_k^2 - R_{\text{в.ш}}^2 - \right. \quad (7)$$

$$\left. - \frac{4R_k^2 \cdot R_{\text{в.ш}}^2}{R_k^2 - R_{\text{в.ш}}^2} \cdot \ln^2 \frac{R_k}{R_{\text{в.ш}}} - \pi \cdot R_{\text{ш}}^2 \cdot \frac{2R_k^2}{R_k^2 - R_{\text{в.ш}}^2} \cdot \ln \frac{R_k}{R_{\text{в.ш}}} - 1 \right);$$

$$Q_{\text{н.к}}(t) = C_n \cdot [p_1(t) - p_{\text{сн}}] \frac{\omega_n(t)}{E_{\text{ж}}};$$

$$Q_{н.о}(t) = \frac{\left(0,5 \pi \cdot b \cdot \left(D_e^2 - d^2 - \frac{t_0^2}{3}\right) + V_{н.м}\right)}{2 \cdot E_{ж}} \frac{dp_1(t)}{dt}$$

где $p_1(t)$ — давление нагнетания; $p_{др}$ — давление в дренажной системе; ρ — плотность рабочей жидкости; R — внешний радиус кольца; r — внутренний радиус кольца; δ — величина радиального зазора; μ — динамическая вязкость рабочей жидкости; $\Delta\tau$ — угол поворота ведущей шестерни; $R_{в.ш}$ — радиус ведущей шестерни; $R_{к}$ — радиус корпуса; $E_{ж}$ — объемный модуль упругости двухфазной рабочей жидкости.

Подача рабочей жидкости на выходе из нерегулируемого шестеренного насоса с учетом выраженный всех составляющих равняется:

$$Q_n(t) = \frac{0,5 \pi \cdot b \cdot \left(D_e^2 - d^2 - \frac{t_0^2}{3}\right)}{2\pi} \cdot \omega_n(t) \cdot e - \left[p_1(t) - p_{др} - \frac{3\rho \cdot \omega_{ов}^2}{20} (R^2 - r^2) \right] \times \frac{2\pi \cdot \delta^3}{12\mu \cdot \ln \frac{R}{r}} - b \cdot \left(\frac{1}{8\mu} \cdot \frac{p_1(t) - p_{вс}}{\Delta\tau} \cdot R_k^2 - R_{в.ш}^2 - \frac{4R_k^2 \cdot R_{в.ш}^2}{R_k^2 - R_{в.ш}^2} \cdot \ln^2 \frac{R_k}{R_{в.ш}} - \pi \cdot R_{ш}^2 \cdot \frac{2R_k^2}{R_k^2 - R_{в.ш}^2} \cdot \ln \frac{R_k}{R_{в.ш}} - 1 \right) - C_n \cdot \frac{\omega_n(t)}{E_{ж}} \cdot [p_1(t) - p_{сл}] - \frac{\left(0,5 \pi \cdot b \cdot \left(D_e^2 - d^2 - \frac{t_0^2}{3}\right) + V_{н.м}\right)}{2 \cdot E_{ж}} \frac{dp_1(t)}{dt}$$

Полученные зависимости (6)–(8) описывают динамику изменения подачи нерегулируемого шестеренного насоса насосной установки с разомкнутой циркуляцией потока.

Предохранительный клапан непрямого действия. Расчетная схема предохранительного клапана непрямого действия (рисунок 4) позволяет разработать математическую модель процессов, которые происходят в клапане. Исследуемый клапан состоит из двух золотников — исполнительного и управляющего. Для идентификации расчетных элементов математической модели принимаем, что оба золотника плунжерного типа [7].

Неразрывность расходов на участке насос–клапан–гидровращатель при открытом предохранительном клапане определяется уравнением

$$Q_n(t) = Q_{вв}(t) + Q_{скл}(t) + Q_{сж}(t) + Q_{н_у}(t) + Q_{н_и}(t), \quad (9)$$

где $Q_{н_и}(t)$ — деформационный расход трубопроводов, на участке насос–клапан–гидровращатель, зависящий от сжимаемости рабочей жидкости $Q_{н_и}(t)$,

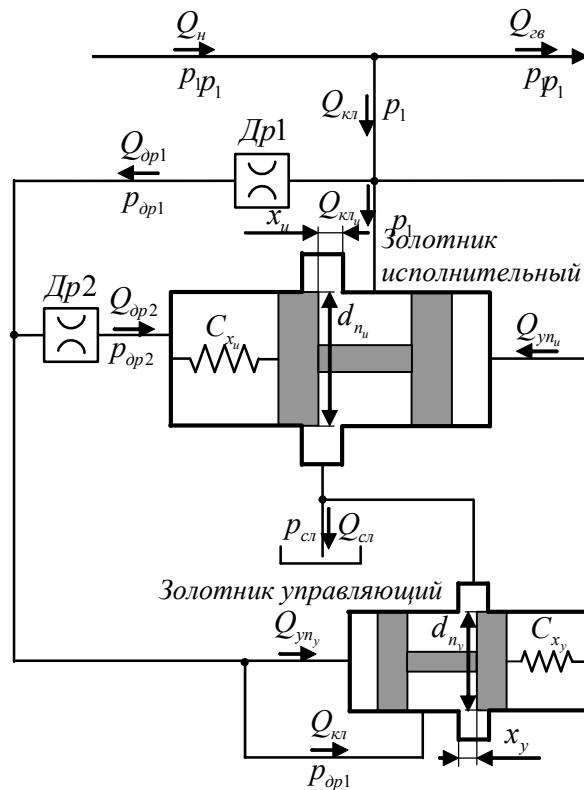


Рисунок 4 — Расчетная схема предохранительного клапана

$Q_{н_у}(t)$, — расход, необходимый для управления исполнительным и управляющим клапанами, соответственно.

Текущий расход через открытый предохранительный клапан определяют как сумма текущих расходов через исполнительный и управляющий золотники

$$Q_{кл}(t) = Q_{кл_и}(t) + Q_{кл_у}(t), \quad (10)$$

где $Q_{кл_и}(t)$ — текущий расход через исполнительный золотник; $Q_{кл_у}(t)$ — текущий расход через управляющий золотник.

$$Q_{кл}(t) = \mu' \cdot \pi \cdot d_{н_и} \cdot x_u(t) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_1(t) - p_{сл}]} + \mu' \cdot \pi \cdot d_{н_у} \cdot x_y(t) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_{др1}(t) - p_{сл}]}, \quad (11)$$

где μ' — коэффициент расхода, зависящий от формы исполнительного золотника; $d_{н_и}$, $d_{н_у}$ — диаметр плунжера исполнительного и управляющего золотников, соответственно; $x_u(t)$, $x_y(t)$ — текущее перемещение плунжера от его закрытого положения исполнительного и управляющего золотников, соответственно.

Рассмотрим ограничения движения плунжеров предохранительного клапана непрямого действия, определяемых конструкцией и физикой их функционирования. Так как ход плунжеров ограничен корпусом предохранительного клапана, то их перемещение определяется неравенством [8]:

- для исполнительного золотника $0 \leq x_u \leq x_{\max_u}$;
- для управляющего золотника $0 \leq x_y \leq x_{\max_y}$.

В модели следует учесть, что величина открытия щели золотников предохранительного клапана не может быть отрицательной, т.е.

- для исполнительного золотника

$$x_{и_u} = x - x_{0_u} \geq 0 ;$$

- для управляющего золотника

$$x_{и_y} = x - x_{0_y} \geq 0 .$$

Ограничения на скорость перемещения плунжеров предохранительного клапана, связаны с конечным интервалом их хода и определяются соответствующими неравенствами:

- для исполнительного золотника

$$\dot{x}_u = \begin{cases} 0 & \text{при } \dot{x}_u > 0, \quad x_u = x_{\max_u}, \\ 0 & \text{при } \dot{x}_u < 0, \quad x_u = 0, \\ \dot{x}_u & \text{при } 0 < x_u < x_{\max_u}. \end{cases}$$

- для управляющего золотника

$$\dot{x}_y = \begin{cases} 0 & \text{при } \dot{x}_y > 0, \quad x_y = x_{\max_y}, \\ 0 & \text{при } \dot{x}_y < 0, \quad x_y = 0, \\ \dot{x}_y & \text{при } 0 < x_y < x_{\max_y}. \end{cases}$$

Начальными условиями для исследуемой системы являются условия [8]:

$$x_u(0), x_y(0), \dot{x}_u(0) = 0, \quad \dot{x}_y(0) = 0 \text{ и } p_1(0).$$

Полученные зависимости (9)–(11) описывают динамику ограничения давления в исследуемом гидроагрегате путем срабатывания предохранительного клапана непрямого действия.

Высокомоментный гидравлический вращатель. Математическое описание высокомоментного гидровращателя, упруго-инерционной нагрузки, а также рабочей жидкости (рисунок 5), основано на известных общих уравнениях движения сплошной среды с использованием экспериментальных значений коэффициентов гидравлических сопротивлений, расходов и гидродинамических сил [1]. Характерными для общих уравнений и зависимостей гидромеханики являются динамические процессы, при которых движение рабочих жидкостей будет неустановившимся, то есть в любой точке живого сечения потока давление, скорость и плотность рабочей жидкости зависят от времени, что вынуждает принимать квазистационарные значения коэффициентов количества движения, кинетической энергии, гидравлического сопротивления, состояния потока и т.д. [6].

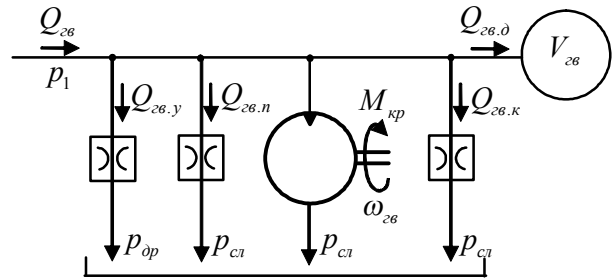


Рисунок 5 — Схема расходов высокомоментного гидровращателя

Для получения математической модели процессов, которые происходят в высокомоментном гидровращателе, необходимо описать динамику изменения выходных характеристик в зависимости от типа нагрузки.

Согласно схеме расходов (рисунок 2) расход исследуемого высокомоментного гидровращателя определяется уравнением

$$Q_{зв}(t) = Q_{зв.з}(t) + Q_{зв.у}(t) + Q_{зв.п}(t) + Q_{зв.к}(t) + Q_{зв.д}(t), \quad (12)$$

где $Q_{зв.з}(t)$ — геометрический расход рабочей жидкости гидровращателя, $Q_{зв.у}(t)$ — расход утечек гидровращателя, $Q_{зв.п}(t)$ — расход перетечек гидровращателя, $Q_{зв.к}(t)$ — расход, вызванный компрессией рабочей жидкости в гидровращателе, $Q_{зв.д}(t)$ — деформационный расход гидровращателя.

$$Q_{зв.з}(t) = R_n \cdot Z_n \cdot b \cdot e \cdot \omega_{зв}(t);$$

$$Q_{зв.к}(t) = \frac{\left(\frac{V_{зв.м}}{4\pi} + R_n \cdot Z_n \cdot b \cdot e \right) \cdot \omega_{зв}(t) \cdot [p_1(t) - p_{сл}]}{E_{ж}}; \quad (13)$$

$$Q_{зв.д}(t) = \frac{(2\pi \cdot R_n \cdot Z_n \cdot b \cdot e + V_{зв.м})}{2 \cdot E_{ж}} \frac{dp_1(t)}{dt},$$

где R_n — радиус делительной окружности направляющей гидровращателя; Z_n — число зубьев направляющей; b — высота направляющей гидровращателя; e — межцентровое расстояние между вытеснителями.

Расход рабочей жидкости гидровращателя с учетом выражений всех составляющих равняется

$$Q_{зв}(t) = R_n \cdot Z_n \cdot b \cdot e \cdot \omega_{зв}(t) + C_{зв.у} \cdot p_1(t) + C_{зв.п} \times \times [p_1(t) - p_{сл}(t)] + C_{зв} \cdot \frac{\omega_{зв}(t)}{E_{ж}} \cdot [p_1(t) - p_{сл}] + + \frac{(2\pi \cdot R_n \cdot Z_n \cdot b \cdot e + V_{зв.м})}{2 \cdot E_{ж}} \frac{dp_1(t)}{dt}. \quad (14)$$

Поскольку в гидроагрегате установлен предохранительный клапан, то расход рабочей жидкости, которая поступает к гидровращателю, определяется зависимостью $Q_{зм}(t) = Q_n(t) - Q_{кл}(t)$, а неразрывность расходов в гидроагрегате с гидровращателем описывается уравнением

$$Q_{зм,з}(t) + Q_{зм,у}(t) + Q_{зм,л}(t) + Q_{зм,к}(t) + Q_{зм,д}(t) = Q_{н,з}(t) - Q_{н,у}(t) - Q_{н,л}(t) - Q_{н,к}(t) - Q_{н,д}(t) - Q_{кл}(t). \quad (15)$$

Давление нагнетания $p_1(t)$ в системе из уравнения (15) относительно производной давления $\frac{dp_1(t)}{dt}$ с подстановкой составляющих $Q_{н,д}(t)$, $Q_{зв,д}(t)$ и $Q_{зм,з}(t)$, содержащих эту производную, после преобразований равняется

$$\frac{dp_1(t)}{dt} = \frac{E_{жс}}{(V_{н,д} + V_{зв,д} + V_{np})} \left\{ \frac{0,5 \pi \cdot b \cdot (D_e^2 - d^2 - \frac{t_0^2}{3})}{2\pi} \times \right. \\ \times \omega_n(t) \cdot e - R_n \cdot Z_n \cdot b \cdot e \cdot \omega_{зв}(t) - [p_1(t) - p_{оп} - \\ \left. - \frac{3\rho \cdot \omega_{зв}^2}{20} (R^2 - r^2) \right] \cdot \frac{2\pi \cdot \delta^3}{12\mu \cdot \ln \frac{R}{r}} - \\ - b \cdot \left(\frac{1}{8\mu} \cdot \frac{p_1(t) - p_{вс}}{\Delta\tau} \cdot A_1 - \pi \cdot R_{иу}^2 \cdot B_1 \right) - C_{зв,у} \cdot p_1(t) - \\ - C_{зв,л} \cdot [p_1(t) - p_{кл}] - \frac{1}{E_{жс}} \cdot [C_n \cdot \omega_n(t) + C_{зв} \cdot \omega_{зв}(t)] \times \\ \times [p_1(t) - p_{кл}] - \mu \cdot \pi \cdot d_n \cdot x(t) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_1(t) - p_{кл}]} - S_{нл} \frac{dx}{dt} \Big\}. \quad (16)$$

Уравнение моментов на “валу” гидровращателя в общем случае имеет вид

$$M_{кр} - M_c = J \cdot \frac{d\omega_{зв}(t)}{dt}. \quad (17)$$

Крутящий момент на “валу” гидровращателя определяется зависимостью

$$M_{кр} = \frac{2\pi \cdot R_n \cdot Z_n \cdot b \cdot e}{2\pi} \cdot \eta_{з,м} \cdot [p_1(t) - p_{кл}]. \quad (18)$$

Угловая скорость “вала” гидровращателя с учетом (17) и (18) равняется

$$\frac{d\omega_{зв}(t)}{dt} = \frac{1}{J} \cdot \left[\frac{2\pi \cdot R_n \cdot Z_n \cdot b \cdot e}{2\pi} \cdot \eta_{з,м} \times \right. \\ \left. \times (p_1(t) - p_{кл}) - M_c \right]. \quad (19)$$

Полученные зависимости (16), (18) и (19) описывают динамику изменения крутящего момента и угловой скорости “вала” гидровращателя, а также давления в исследуемом гидроагрегате.

Упруго-инерционная нагрузка. Приведенный момент инерции для привода активных рабочих органов мобильной техники с большими инерционными нагрузками изменяется в диапазоне $кг \cdot м^2$. Поэтому для получения достоверной математической модели необходимо описать динамические свойства инерционной нагрузки с упругими связями [9,10] (рисунок 2).

Условимся, что кинетическая энергия вращающихся частей гидровращателя и активного рабочего органа будет равна

$$T = \frac{J_{np}}{2} \cdot \left(\frac{d\varphi_{np}}{dt} \right)^2 + \frac{J_{зв}}{2} \cdot \left(\frac{d\varphi_{зв}}{dt} \right)^2,$$

а потенциальная энергия соответственно

$$V = \frac{(\varphi_{np} - \varphi_{зв})^2 \cdot c}{2},$$

где $J_{гв}$ — приведенный момент инерции вращающихся частей гидровращателя, J_{np} — приведенный момент инерции вращающихся частей привода активного рабочего органа мобильной машины, $\varphi_{гв}$ — приведенный угол поворота “вала” гидровращателя, φ_{np} — приведенный угол поворота активного рабочего органа мобильной машины, c — приведенная угловая жесткость элементов передач механизма вращения активного рабочего органа мобильной машины.

Действующий на массу внешний момент J_{np} равен

$$M_{np} = M_c + M_u,$$

где M_u — избыточный (ускоряющий) вращающий момент, M_c — момент статического сопротивления вращению активного рабочего органа мобильной машины.

Дифференцируя T по $d\varphi_{np}/dt$ и t , а также V по φ_{np} , получим дифференциальное уравнение движения массы с моментом J_{np} в следующем виде

$$J_{np} \cdot \frac{d^2\varphi_{np}}{dt^2} + (\varphi_{np} - \varphi_{зв}) \cdot c = M_c + M_u. \quad (20)$$

Действующий на массу внешний момент $J_{зв}$ равен

$$M_{зв} = -M_c - m \cdot g \cdot s,$$

где s — амплитуда колебаний.

Тогда уравнение движения примет вид

$$J_{зв} \cdot \frac{d^2\varphi_{зв}}{dt^2} - (\varphi_{np} - \varphi_{зв}) \cdot c = -M_c - m \cdot g \cdot s. \quad (21)$$

Умножив (20) на $J_{зв}$, а (21) на J_{np} , после преобразований получаем момент, который воспринимает упругое звено при пуске высокомоментного гидровращателя

$$M_{np} = \frac{M_u \cdot c}{J_{np} \cdot \left(\frac{J_{z6} + J_{np}}{J_{z6} \cdot J_{np}} \right) \cdot c} \left(1 - \cos \sqrt{\frac{(J_{z6} + J_{np}) \cdot c}{J_{z6} \cdot J_{np}}} t \right) + \quad (22)$$

$$+ \frac{M_u \cdot m \cdot g \cdot \left(1 + \frac{m}{J_{z6} + J_{np}} \right) \cdot c}{J_{z6} \cdot \left(\frac{(J_{z6} + J_{np}) \cdot c}{J_{z6} \cdot J_{np}} - g \cdot \left(1 + \frac{m}{J_{z6} + J_{np}} \right) \right)} \cdot (m + J_{z6} + J_{np})$$

$$\times \left[\frac{1}{\left(\frac{J_{z6} + J_{np}}{J_{z6} \cdot J_{np}} \right) \cdot c} \cdot \cos \sqrt{\frac{(J_{z6} + J_{np}) \cdot c}{J_{z6} \cdot J_{np}}} t - \frac{1}{g \cdot \left(1 + \frac{m}{J_{z6} + J_{np}} \right)} \right] \times$$

$$\times \cos \sqrt{g \cdot \left(1 + \frac{m}{J_{z6} + J_{np}} \right)} t + \frac{M_u \cdot m \cdot c}{J_{z6} \cdot \left(\frac{J_{z6} + J_{np}}{J_{z6} \cdot J_{np}} \right) \cdot c} \cdot (m + J_{z6} + J_{np}) + M_c,$$

Полученные зависимости (13)–(22) описывают рабочие процессы, происходящие в гидровращателе с упруго-инерционной нагрузкой.

Разработанные математические модели процессов, которые происходят в приводном двигателе, нерегулируемом шестеренном насосе, предохранительном клапане непрямого действия, высокомоментном гидровращателе и упруго-инерционной нагрузке позволяют использовать их для моделирования работы гидроагрегата привода активных рабочих органов мобильной техники. Они описывают динамические и статические процессы, которые происходят в элементах гидроагрегата, учитывают особенности функционирования и взаимное влияние всех его элементов, а также учитывают свойства рабочей жидкости.

Выполненное математическое описание гидровращателя в составе гидроагрегата носит обобщающий характер. Поэтому для построения общей модели гидровращателя планетарного типа необходимо учитывать конструктивные и функциональные особенности его вытеснительной и распределительной систем.

Гидровращатель планетарного типа. При проектировании высокомоментного гидровращателя планетарного типа, работающего в составе гидроагрегата очень важно исследовать влияние геометрических параметров элементов вытеснительной системы этого гидровращателя на его выходные характеристики. Для определения геометрических параметров элементов вытеснительной системы, а также для изучения их влияния на изменение выходных характеристик гидровращателя планетарного типа и гидроагрегата в целом необходимо исследовать формирование рабочих камер вытеснительной системы планетарного гидровращателя [11–14], а также изменение зазоров между его вытеснительными элементами (рисунок 6).

Радиус расположения центров зубьев шестерни $R_{ш}$ равняется

$$R_{ш_{max}} = \frac{r_n + r_u}{\sin \frac{\pi}{Z_{ш}}} \quad (23)$$

Радиус расположения центров зубьев направляющей R_n равняется

$$R_n = R_{ш} + \frac{1}{2} \left[r_u + r_n + \sqrt{(r_n + r_u)^2 - \left(R_{ш} \cdot \sin \frac{\pi}{Z_{ш}} \right)^2} - R_{ш} \cdot \left(1 - \cos \frac{\pi}{Z_{ш}} \right) \right], \quad (24)$$

а межцентровое расстояние e (эксцентриситет) между вытеснителями (направляющей и шестерней) определяется по формуле

$$e = R_n - R_{ш} - \sqrt{(r_n + r_u)^2 - \left(R_{ш} \cdot \sin \frac{\pi}{Z_{ш}} \right)^2} + R_{ш} \cdot \left(1 - \cos \frac{\pi}{Z_{ш}} \right). \quad (25)$$

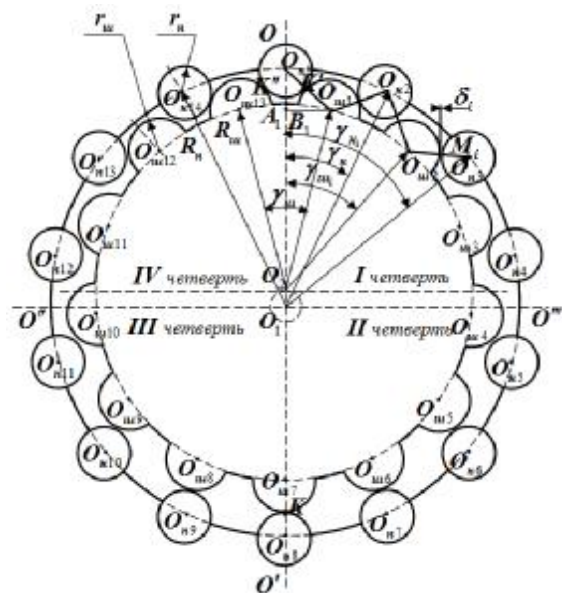


Рисунок 6 — Расчетная схема определения геометрических параметров вытеснительной системы

Зазор δ между контактирующими зубьями направляющей и шестерни равняется

$$\delta_i = M_i - (r_n + r_u), \quad (26)$$

где M_i – межцентровое расстояние между центром зуба направляющей и центром зуба шестерни, зависящее от четверти, в которой расположены зубья направляющей и шестерни [15].

Причем, если $\delta \leq 0$, то направляющая и шестерня соединяются с натягом, а если $\delta > 0$ – с зазором.

Межцентровое расстояние между центром зуба шестерни направляющей и центром зуба равняется

$$M_i = \sqrt{[R_n \cdot \cos \gamma_{ni} \cdot m R_u \cdot \cos \gamma_{ui} \cdot m e]^2 \pm [R_n \cdot \sin \gamma_{ni} \cdot m R_u \cdot \sin \gamma_{ui}]^2},$$

где γ_{ui} — текущие углы расположения зубьев шестерни, γ_{ni} — текущие углы расположения зубьев направляющей, которые определяются выражениями

$$\gamma_{ui} = \gamma_{1ui} + \frac{2\pi}{Z_{ui}}(i-1), \quad \gamma_{ni} = \frac{2\pi}{Z_{нап}}(i-1).$$

Для определения геометрических параметров элементов распределительной системы, а также для изучения их влияния на изменение выходных характеристик гидровращателя планетарного типа необходимо исследовать работу непосредственной системы распределения рабочей жидкости (рисунок 7).

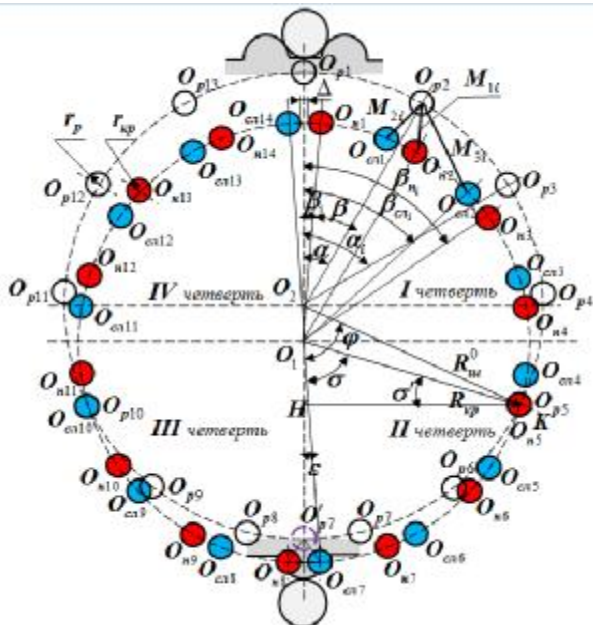


Рисунок 7 — Расчетная схема определения геометрических параметров распределительной системы

Если радиус R_u^0 расположения окон распределительного устройства известен, то радиус R_{kp} расположения окон золотникового устройства определяется зависимостью

$$R_{kp} = \sqrt{R_u^{02} - 2R_u^0 \cdot \cos(\pi - \alpha_i) \cdot e + e^2}. \quad (27)$$

Если радиус R_{kp} расположения окон золотникового устройства известен, то радиус R_u^0 расположения окон распределительного устройства равняется

$$R_u^0 = \cos(\pi - \alpha_i) \cdot e + \sqrt{\cos^2(\pi - \alpha_i) \cdot e^2 + R_{kp}^2 - e^2}. \quad (28)$$

Площадь перекрытия S_i распределительных окон золотникового и распределительного устройств определяется зависимостями [16]

$$S_i = \frac{r_p^2}{2}(\varphi_{1i} - \sin \varphi_{1i}) + \frac{r_{kp}^2}{2}(\varphi_{2i} - \sin \varphi_{2i}), \quad (29)$$

$$\varphi_{1i} = 2 \arccos\left(\frac{M_i^2 + r_p^2 - r_{kp}^2}{2M_i \cdot r_p}\right), \quad (30)$$

$$\varphi_{2i} = 2 \arcsin\left(\frac{r_p}{r_{kp}} \cdot \sin \frac{\varphi_{1i}}{2}\right), \quad (31)$$

где M_i — межцентровое расстояние между окнами распределительного и золотникового устройств, находящихся в перекрытии, зависящее от четверти расположения окон распределительного и золотникового устройств [17]; причем окна перекрываются не будут, если не будет выполняться условие

$$0 \leq M_i \leq |r_p + r_{kp}|.$$

Межцентровое расстояние между окнами распределительного и окнами нагнетания золотникового устройств равняется

$$M_i = \sqrt{[R_u^0 \cdot \cos \alpha_i \cdot m R_{kp} \cdot \cos \beta_{ni} \cdot m e]^2 \pm [R_u^0 \cdot \sin \alpha_i \cdot m R_{kp} \cdot \sin \beta_{ni}]^2},$$

где α_i — текущие углы расположения окон распределительного устройства, β_{ni} , β_{cli} — текущие углы расположения окон нагнетания и слива золотникового устройства, которые определяются выражениями

$$\alpha_i = \frac{2\pi}{Z_p}(i-1), \quad \beta_{ni} = \beta_1 + \frac{2\pi}{Z_n} \cdot (i-1), \quad \beta_{cli} = \frac{2\pi}{Z_{cl}} \cdot (i-1) - \beta_1.$$

Межцентровое расстояние между окнами распределительного и окнами слива золотникового устройств определяется аналогично.

Из анализа конструкций гидровращателей планетарного типа установлено, что в этих гидромашинах вытеснительная и распределительная системы выполнены так, что элементы вытеснительной системы одновременно являются элементами распределительной системы. Учитывая специфическую конструкцию

гидровращателя планетарного типа определено, что торцевые утечки в исследуемой конструкции почти отсутствуют, поэтому в гидровращателе отсутствует и дренажная магистраль. Отметим, что шестерня не имеет никаких жестких кинематических связей с направляющей и потому при работе самоустанавливается. Поэтому, перетечки через радиальный зазор, образованный вытеснительными элементами гидровращателя планетарного типа, отсутствуют.

При определении давления и перетечек в торцевом зазоре рассматривалось течение рабочей жидкости между вращающейся шестерней и неподвижными крышками. Считается, что течение в тонкой пленке зазора является стационарным ламинарным течением несжимаемой жидкости.

Известно, что давление рабочей жидкости между контактирующими поверхностями шестерни и крышек определяется суммой статического и динамического усилий. При этом статическое давление создает значительную часть уравновешивающей силы, а динамическая составляющая давления усиливает действие уравновешивающей силы, действующей в зазоре между торцевыми поверхностями шестерни и крышек.

При расчетах непосредственного распределения рабочей жидкости в гидровращателях планетарного типа основную трудность представляет определение перетечек через торцевой зазор, образованный вытеснительными и распределительными элементами гидровращателя, а также определение величины давления рабочей жидкости в этом зазоре, значение которого зависит от ряда конструктивных и технологических факторов (точности изготовления элементов вытеснительной и распределительной систем, качества рабочей жидкости и др.). Поэтому определение и нормирование торцевых зазоров в вытеснительных и распределительных элементах планетарного гидровращателя является неотъемлемой составляющей в общей цепочке факторов, требующих проведения теоретических исследований.

На рисунке 8 изображены схемы движения рабочей жидкости в торцевом зазоре планетарного гидровращателя, образованном торцевыми поверхностями шестерни и крышек. Рассмотрим течение рабочей жидкости между торцевыми поверхностями крышек, которые неподвижны, и торцевой поверхностью шестерни, которая совершает возвратно-поступательное движение со скоростью $\frac{dh}{dt}$ в своей плоскости.

Считаем, что течение в тонкой пленке зазора по кольцу, ограниченному внутренним радиусом направляющей R_n^0 и внешним радиусом уплотнения R_{yn}^0 , является стационарным ламинарным течением несжимаемой жидкости. Принимаем составляющую скорости вдоль оси равной $v_z = 0$, по окружности —

$$v_\varphi = 0, \text{ в направлении радиуса — } v_r = v(r, z, t).$$

Для расчета течения рабочей жидкости в зазорах между торцевыми поверхностями элементов вытеснительной и распределительной систем гидровращателя используем известные уравнения движения несжимаемой вязкой жидкости, уравнения энергии и сплошности [18,19].

С учетом принятых допущений среднее значение скорости течения рабочей жидкости в зазоре, образованном торцевыми поверхностями крышек и шестерни, можно определить по зависимости [20]

$$v_{cp} = \frac{1}{h} \int_0^h v \, dh = \frac{1}{h \cdot v} \left\{ \pm \frac{r \cdot v}{2} \cdot \frac{dh}{dt} + \frac{1}{12r \cdot \ln \frac{R_n^0}{R_{yn}^0}} \times \right. \quad (32)$$

$$\times \left[-\frac{12h \cdot (R_n^{02} - r_1^2)}{35} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \pm \frac{3h^2 \cdot (R_n^{02} - R_{yn}^{02})}{10} \cdot \frac{d^2h}{dt^2} \pm \right.$$

$$\pm \frac{3R_{cp}^2 \cdot h^2}{5} \cdot \frac{d^2h}{dt^2} - \frac{27R_{cp}^4 \cdot h}{140} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \cdot \left(\frac{1}{R_n^{02}} - \frac{1}{R_{yn}^{02}} \right) +$$

$$+ \frac{3R_{cp}^2 \cdot h}{10} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \cdot \ln \frac{R_n^0}{R_{yn}^0} - \frac{h^3 \cdot (p_1 - p_{св})}{\rho} \pm$$

$$\left. \pm 3v \cdot \frac{dh}{dt} \cdot (R_n^{02} - R_{yn}^{02}) \right\}.$$

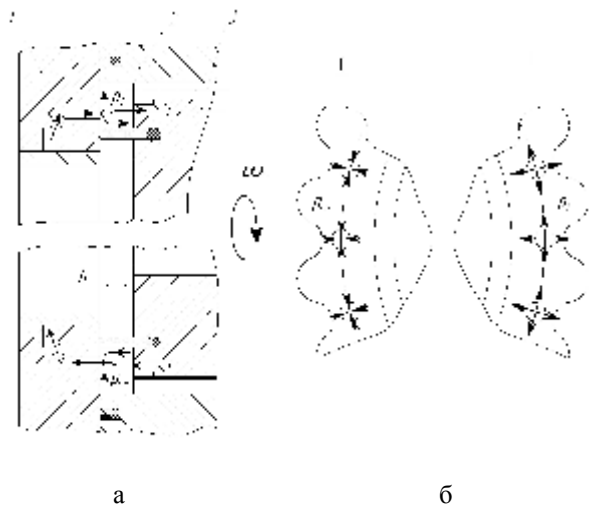


Рисунок 8 — Расчетная схема определения течения рабочей жидкости в зазоре, образованном крышками 1, направляющей 2 и шестерней 3

Рабочая жидкость через каналы в крышках поступает в распределительные отверстия шестерни, а затем в рабочие камеры гидровращателя. Шестерня (выполняющая роль распределителя) движется меж-

ду двумя крышками с равномерным (в результате уравновешивания) зазором. Отработанная жидкость сливается аналогично в обратном порядке.

Таким образом, перетечки рабочей жидкости в торцевом зазоре гидровращателя можно определить по формуле [20]

$$Q_{за.н} = \frac{2\pi \cdot r}{v} \cdot \left\{ \pm \frac{r \cdot v}{2} \cdot \frac{dh}{dt} + \frac{1}{12r \cdot \ln \frac{R_n^0}{R_m^0}} \times \right. \quad (33)$$

$$\times \left[-\frac{12h \cdot (R_n^{02} - R_m^{02})}{35} \cdot \left(\frac{dh}{dt}\right)^2 \pm \frac{3h^2 \cdot (R_n^{02} - R_m^{02})}{10} \cdot \frac{d^2h}{dt^2} \pm \right.$$

$$\pm \frac{3R_{cp}^2 \cdot h^2}{5} \cdot \frac{d^2h}{dt^2} - \frac{27R_{cp}^4 \cdot h}{140} \cdot \left(\frac{dh}{dt}\right)^2 \cdot \left(\frac{1}{R_n^{02}} - \frac{1}{R_m^{02}}\right) +$$

$$+ \frac{3R_{cp}^2 \cdot h}{10} \cdot \left(\frac{dh}{dt}\right)^2 \cdot \ln \frac{R_n^0}{R_m^0} - \frac{h^3 \cdot (p_1 - p_{св})}{\rho} \pm$$

$$\left. \pm 3v \cdot \frac{dh}{dt} \cdot (R_n^{02} - R_m^{02}) \right\}$$

Решая уравнение (33) относительно p_1 , получим выражение для определения давления рабочей жидкости в торцевом зазоре вытеснительных элементов гидровращателя.

Поскольку дифференциальные уравнения, описывающие течение рабочей жидкости, являются линейными, то гидростатодинамическую задачу можно разделить на две [20]. Давление жидкости между поверхностями шестерни и крышек является суммой статического и динамического давлений. При этом статическое давление создает значительную часть уравновешивающей силы, а динамическое поле давлений усиливает действие уравновешивающей силы, действующей в зазоре между поверхностями шестерни и крышек.

Таким образом, проведенные теоретические исследования позволяют нормировать и обеспечить оптимальную величину торцевых зазоров, обеспечивающего работоспособность проектируемого гидровращателя планетарного типа.

Полученные математические модели рабочих процессов, происходящих в гидровращателе планетарного типа, который работает в составе гидроагрегата, описывают динамические процессы, которые происходят в гидравлическом вращателе планетарного типа с учетом конструктивных особенностей его вытеснительной и распределительной систем, а также учитывают их взаимное влияние на изменение выходных характеристик гидровращателя планетарного типа и гидроагрегата в целом.

Выводы

Разработанная математическая модель рабочих процессов, происходящих в гидровращателе планетарного типа, входящего в состав гидроагрегата, с учетом приводного двигателя и упруго-инерционной нагрузки, включающая уравнения расходов и неразрывности потока на основе системного подхода, когда гидроустройства (включая рабочую жидкость) рассматриваются во взаимосвязи, как единое целое, представляющая собой систему дифференциальных, алгебраических уравнений и неравенств, учитывающая нелинейности, ограничения и погрешности моделируемых элементов, может быть использована для исследования гидроагрегатов привода активных рабочих органов дорожной, строительной, сельскохозяйственной и другой мобильной техники.

Разработанные теория, математический аппарат и алгоритм расчета для определения взаимосвязи геометрических параметров и выходных характеристик вытеснительной и распределительной систем позволяют исследовать изменение выходных характеристик гидровращателя планетарного типа, работающего в составе гидроагрегата в процессе эксплуатации приводов активных рабочих органов мобильной техники.

Литература

1. Попов, Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: Учебник для вузов по специальностям "Гидропневмоавтоматика и гидропривод" и "Гидравлические машины и средства автоматизации". — 2-е изд., перераб. и доп. / Д.Н. Попов. — М.: Машиностроение, 1987. — 464 с.
2. Башта, Т.М. Гидравлика, гидромашины, гидроприводы: Учебник для ВТУЗов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. — М.: Машиностроение, 1982. — 423 с.
3. Лурье, З.Я. Математическая модель гидроагрегата копрового пресса для утилизации металлического лома / З.Я. Лурье, В.В. Татьков, И.М. Федоренко, А.Ю. Старченко // Вестник Сумского государственного университета: Технические науки, 2003. — №13(59). — С. 118—123.
4. Панченко, А.И. Математична модель гідроагрегата для привода активних робочих органів мобільної сільськогосподарської техніки / А.И. Панченко, А.Ф. Волошина, Д.С. Тітов // Праці ТДАТА. — Мелітополь, 2006. — Вип. 37. — С. 53—66.
5. Панченко, А.И. Динамика планетарного гидромотора в составе гидроагрегата / А.И. Панченко, А.А. Волошина // Промислова гідраліка і пневматика. — 2010. — №3(29). — С. 70—83.
6. Струтинський, В.Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки / В.Б. Струтинський. — Житомир: ЖІТІ, 2001. — 612 с.
7. Панченко, А.И. Математическая модель насосной станции с приводным двигателем / А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко // Праці ТДАТУ. — Мелітополь. — 2013. — Вип. 13. т.6. — С. 45—61.

8. Волошина, А.А. Математическая модель предохранительного клапана непрямого действия / А.А. Волошина // Праці ТДАТУ. — Мелітополь, 2012. — Вип. 12. — Т.4. — С. 230—239.

9. Прикладная и инженерная математика [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.simumath.net/library/book.html>.

10. Комаров, М.С. Динамика грузоподъемных машин / М.С. Комаров. — М.: Машиностроение, 1969. — 267 с.

11. Панченко, А.И. Методика определения рабочего объема гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей / А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев, А.И. Засядько // Праці ТДАТУ. — Мелітополь, 2010. — Вип. 10. — Т.9. — С. 42—49.

12. Панченко, А.И. Влияние изменения геометрических и рабочих параметров планетарного гидромотора на его выходные характеристики / А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев // Праці ТДАТА. — Мелітополь, 2007. — Вип. 7. — Т.2. — С. 106—112.

13. Панченко, А.И. Конструктивные особенности и принцип работы гидровращателей планетарного типа // А.И. Панченко, А.А. Волошина, В.П. Кувачев, И.А. Панченко // Праці ТДАТУ. — Мелітополь, 2012. — Вип. 12. — Т.3. — С. 174—184.

14. Панченко А.И. Обоснование путей улучшения выходных характеристик гидровращателей планетарного типа // А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева, Д.С. Титов / Праці ТДАТУ. — Мелітополь, 2009. — Вип. 9. — Т.5. — С. 68—74.

15. Панченко, А.И. Методика проектирования элементов вытеснительных систем гидровращателей планетарного типа / А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко // Вісник НТУ “ХПІ”. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси та устаткування. — Х.: НТУ “ХПІ”, 2014. — № 1(1044) — С. 136—145.

16. Панченко, А.И. Математическая модель торцевой распределительной системы с цилиндрическими окнами / А.И. Панченко, А.А. Волошина, Д.С. Титов, А.И. Засядько // Праці ТДАТУ. — Мелітополь, 2011. — Вип. 11. — Т.1. — С. 11—22.

17. Панченко, А.И. Методика проектирования элементов распределительных систем гидровращателей планетарного типа / А.И. Панченко, А.А. Волошина, А.И. Засядько // Праці ТДАТУ. — Мелітополь. — 2013. — Вип. 13. — т.6. — С. 82—101.

18. Осипов, А.Ф. Объемные гидравлические машины круговратного типа: теория, конструкция, проектирование / А.Ф. Осипов — М.: Машиностроение, 1971. — 208 с.

19. Осипов, А.Ф. Объемные гидравлические машины: основы теории и расчет гидродинамических и тепловых процессов / А.Ф. Осипов. — М.: Машиностроение, 1966. — 160 с.

20. Волошина, А.А. Обоснование величины зазоров между элементами вытеснительной и распределительной систем гидровращателя планетарного типа / А.А. Волошина // Наукові праці Південного

філіалу НУБіП України “Кримський агротехнологічний університет”. Серія: Технічні науки. — Сімферополь, 2013. — С. 203—212.

References

1. Popov, D.N. Dinamika i regulirovanie hidro- i pnevmosistem: Uchebnik dlya vuzov po spetsialnostyam “Hidropnevmavtomatika i hidropriwod” i “Hidravlicheskie mashiny i sredstva avtomatiki”. — 2-e izd., pererab. i dop. / D.N. Popov — М.: Mashinostroenie, 1987. — 464 s.

2. Bashta, T.M. Hidravlika, hidromaphiny, hidroprirody: Uchebnik dlya VTUZov / T.M. Bashta, S.S. Rudnev, B.B. Nekrasov i dr. — М.: Mashinostroenie, 1982. — 423 s.

3. Lurie, Z.Ya. Matematicheskaya model hidroahrehata koprovoho pressa dlya utilizatsii metallicheskoho loma / Z.Ya. Lurie, V.V. Tatkov, I.M. Fedorinenko, A. Yu. Starchenko // Vestnik Sumskoho hosudarstvennoho universiteta: Tekhnicheskie nauki, 2003. — №13(59). — S. 118—123.

4. Panchenko, A.I. Matematychna model hidroahrehatu dlya pryvoda aktyvnykh robochikh orhaniv mobilnoi silskohospodarskoi tehniky / A.I. Panchenko, A.A. Voloshina, D.S. Titov // Pratsi TDATA. — Melitopol, 2006. — Vyp. 37. — S. 53-66.

5. Panchenko, A.I. Dinamika planetarnoho hidromotora v sostave hidroahrehata / A.I. Panchenko, A.A. Voloshina // Promuslova hidravlika i pneumatuka, 2010. — №3(29). — S. 70—83.

6. Strutynskiy, V.B. Matematychno modelyuvannia protsesiv ta system mekhaniky / V.B. Strutynskiy. — Zhytomyr: ZhITI, 2001. — 612 s.

7. Panchenko, A.I. Matematicheskaya model nasosnoyi stantsii s privodnym dvigatelem / A.I. Panchenko, A.A. Voloshina, I.A. Panchenko // Pratsi TDATA. — Melitopol. — 2013. — Vyp. 13. — Т. 6. — S. 45-61.

8. Voloshina, A.A. Matematicheskaya model predokhranitelnoho klapana nepryamoho deystviya / A.A. Voloshina // Pratsi TDATA. — Melitopol, 2012. — Vyp. 12. — Т. 4. — S. 230—239.

9. Prikladnaya i inzhenernaya matematika [Elektronnyy resurs]. Rezhym dostupa: <http://www.simumath.net/library/book.html>.

10. Komarov, M.S. Dinamika hruzopod'iomnykh mashin / M.S. Komarov. — М.: Mashinostroenie, 1969. — 267 s.

11. Panchenko, A.I. Metodika opredeleniya rabocheho ob'ema hidromashin s tsikloidalnoy formoy vytesniteley / A.I. Panchenko, A.A. Voloshina, S.V. Kyurchev, A.I. Zasyadko // Pratsi TDATA. — Melitopol, 2010. — Vyp. 10. — Т. 9. — S. 42—49.

12. Panchenko, A.I. Vliyanie izmeneniya heometricheskikh i robochikh parametrov planetarnoho hidromotora na eho vykhodnye kharakteristiki / A.I. Panchenko, A.A. Voloshina, S.V. Kyurchev // Pratsi TDATA. — Melitopol, 2007. — Vyp. 7. — Т. 2. — S. 106—112.

13. Panchenko, A.I. Konstruktivnye osobennosti i printsip raboty hidrovraschateley planetarnogo tipa // A.I. Panchenko, A.A. Voloshina, V.P. Kuvachev, I.A. Panchenko // Pratsi TDATU. — Melitopol, 2012. — Vyp. 12. — T. 3. — S. 174-184.

14. Panchenko, A.I. Obosnovanie putey uluchsheniya vykhodnykh kharakteristik hidrovraschateley planetarnogo tipa // A.I. Panchenko, A.A. Voloshina, I.I. Milaeva, D.S. Titov / Pratsi TDATU. — Melitopol, 2009. — Vyp. 9. — T. 5. — S. 68—74.

15. Panchenko, A.I. Metodika proektirovaniya elementov vytesnitelnykh sistem hidrovraschateley planetarnogo tipa / A.I. Panchenko, A.A. Voloshina, I.A. Panchenko // Visnyk NTU "KHPi". Seriya: Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy ta ustatkuvannia. — Kh.: NTU "KHPi", 2014. — № 1(1044) — S. 136—145.

16. Panchenko, A.I. Matematicheskaya model tortsevoy raspredelitelnoy sistemy s tsilindricheskimi oknami / A.I. Panchenko, A.A. Voloshina, D.S. Titov, A.I. Zasyadko // Pratsi TDATU. — Melitopol, 2011. — Vyp. 11. — T. 1. — S. 11—22.

17. Panchenko, A.I. Metodika proektirovaniya elementov raspredelitelnykh sistem hidrovraschateley planetarnogo tipa / A.I. Panchenko, A.A. Voloshina, A.I. Zasyadko // Pratsi TDATU. — Melitopol. — 2013. — Vyp. 13. — T. 6. — S. 82—101.

18. Osipov, A.F. Ob'iomnye hidravlicheskie mashiny kolovratnoho tipa: teoriya, konstruktsiya, proektirovanie / A.F. Osipov. — M.: Mashinostroenie, 1971. — 208 s.

19. Osipov, A.F. Ob'iomnye hidravlicheskie mashiny: osnovy teorii i raschet hidrodinamicheskikh i teplovykh protsesov / A.F. Osipov. — M.: Mashinostroenie, 1966. — 160 s.

20. Voloshina, A.A. Obosnovanie velichiny zazorov mezhdu elementami vytesnitelnoy i raspredelitelnoy sistem hidrovraschatelya planetarnogo tipa / A.A. Voloshina // Naukovi pratsi Pivdennoho filialu NUBiP Ukrainy "Krymskyi ahrotekhnolo-hichnyi universytet". Seriya: Tekhnichni nauky. — Simferopol, 2013. — S. 203—212.

Надійшла 6.11.2013 року

УДК 621.225.001.4

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ГІДРАВЛІЧНОГО ОБЕРТАЧА ПЛАНЕТАРНОГО ТИПУ У СКЛАДІ ГІДРОАГРЕГАТА

А.І. Панченко, А.А. Волошина

Розроблено математичні моделі процесів, які відбуваються у планетарному гідрообертачу у складі гідроагрегата, що дозволяють дослідити динамічні процеси в елементах гідроагрегата з урахуванням конструктивних особливостей витискувальної та розподіль-

чої систем гідрообертача планетарного типу. Математична модель планетарного гідрообертача у складі гідроагрегату із приводним двигуном і пружно-інерційним навантаженням, враховує рівняння витрат і нерозривності потоку на основі системного підходу, де гідроприсрої (включаючи робочу рідину) розглядаються у взаємозв'язку, як єдине ціле. В основу отриманої моделі закладені моделі існуючих елементів гідроагрегатів з урахуванням виявлених неточностей характерних для планетарних гідрообертачів, які враховують вплив зазорів між витискувальними елементами, що з'єднують робочі камери, а також геометрію проточних частин розподільної системи на його вихідні характеристики.

Ключові слова: гідроагрегат, приводний двигун, нерегульований шестеренний насос, запобіжний клапан непрямої дії, гідравлічний обертач, витискувальна система, розподільна система, пружно-інерційне навантаження, математична модель, робочі процеси.

UDK 621.225.001.4

MATHEMATICAL MODEL OF THE WORKING PROCESSES OF OF THE PLANETARY HYDRAULIC ROTATOR AS A PART OF HYDRAULIC UNIT

A.I. Panchenko, A.A. Voloshina

The developed mathematical model of a planetary hydraulic rotator as a part of the hydraulic unit allows to investigate dynamic processes which take place in its elements taking into account design features of displacing and distributing systems of a planetary hydraulic rotator. The developed mathematical model of the hydraulic unit with the planetary hydraulic rotator, with the driving engine and elastic and inertial loading considers the equations of expenses and continuity of a stream on the basis of system approach where hydraulic units (including working liquid) are considered in interrelation as a whole. The basis of the obtained includes the models of existing elements of hydraulic units which take into account identified disadvantages of planetary hydraulic rotators, considering the effect of the gaps between the displacement element connecting the working chambers, as well as the geometry of the flow parts of the distribution system on its output characteristics.

Keywords: hydraulic unit, driving engine, fixed gear pump, relief indirect action valve, hydraulic rotator, displacing system, distributing system, elastic and inertial load, mathematical model, working process.