



УДК 621.225.001.4

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ВЫТЕСНИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ГИДРОВРАЩАТЕЛЯ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА

Волошина А.А., д.т.н.,

Таврический государственный агротехнологический университет

Аннотация – Работа посвящена разработке математической модели рабочих процессов вытеснительной системы гидровращателя планетарного типа.

Ключевые слова – высокомоментный гидровращатель планетарного типа, вытеснительная система, рабочие процессы, математическая модель.

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.). Поэтому наряду с основными потоками рабочей жидкости, необходимых для функционирования гидравлической системы, возникают дополнительные течения в зазорах между деталями механизмов и узлами гидравлической аппаратуры.

Таким образом, усовершенствование теории расчета и проектирования рабочих поверхностей вытеснительной системы гидровращателя планетарного типа на базе исследования ее рабочих процессов является важной научной проблемой и предусматривает необходимость разработки математических моделей рабочих процессов на ос-



нове рационального выбора методов решения уравнений, описывающих динамику изменения выходных характеристик и геометрических параметров элементов вытеснительной системы.

Анализ последних исследований. Для разработки общей математической модели рабочих процессов планетарного гидравлического вращателя необходимо учитывать конструктивные и функциональные особенности его вытеснительной системы.

Анализ исследований [1-4], позволил отметить следующие важные неучтенные факторы, влияющие на полноту описания математической модели рабочих процессов вытеснительной системы: заполнение рабочей жидкостью рабочих камер гидравлического вращателя планетарного типа, образованных элементами его вытеснительной системы, при формировании вращающегося гидравлического поля; определение геометрических параметров элементов вытеснительной системы, определяющих формирование вращающегося гидравлического поля для гидравлических вращателей планетарного типа.

Таким образом, для исследования рабочих процессов и выходных характеристик планетарного гидровращателя, работающего в составе гидроагрегата, необходимо разработать математическую модель, описывающую рабочие процессы, происходящие в вытеснительной системе гидровращателя планетарного типа с учетом его конструктивных и функциональных особенностей.

Цель работы – улучшение динамических характеристик гидровращателя планетарного типа, работающего в составе гидроагрегата, а также расширение его технических возможностей путем исследования рабочих процессов и их влияния на выходные характеристики планетарного гидровращателя в составе гидроагрегата на базе уточненных физической и математической моделей, учитывающих особенности функционирования и взаимное влияние элементов вытеснительной системы, а также особенностей рабочей жидкости.

Основная часть. 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 [5-8].

Анализ конструкции гидровращателя планетарного типа показал, что в отличие от остальных гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей, он состоит из четырех основных деталей (рис. 1): кор-



пуса 1 (направляющей), эксцентрично установленного внутри корпуса 1 ротора 2 (шестерни) и двух крышек (без учета уплотнительных и соединительных элементов).

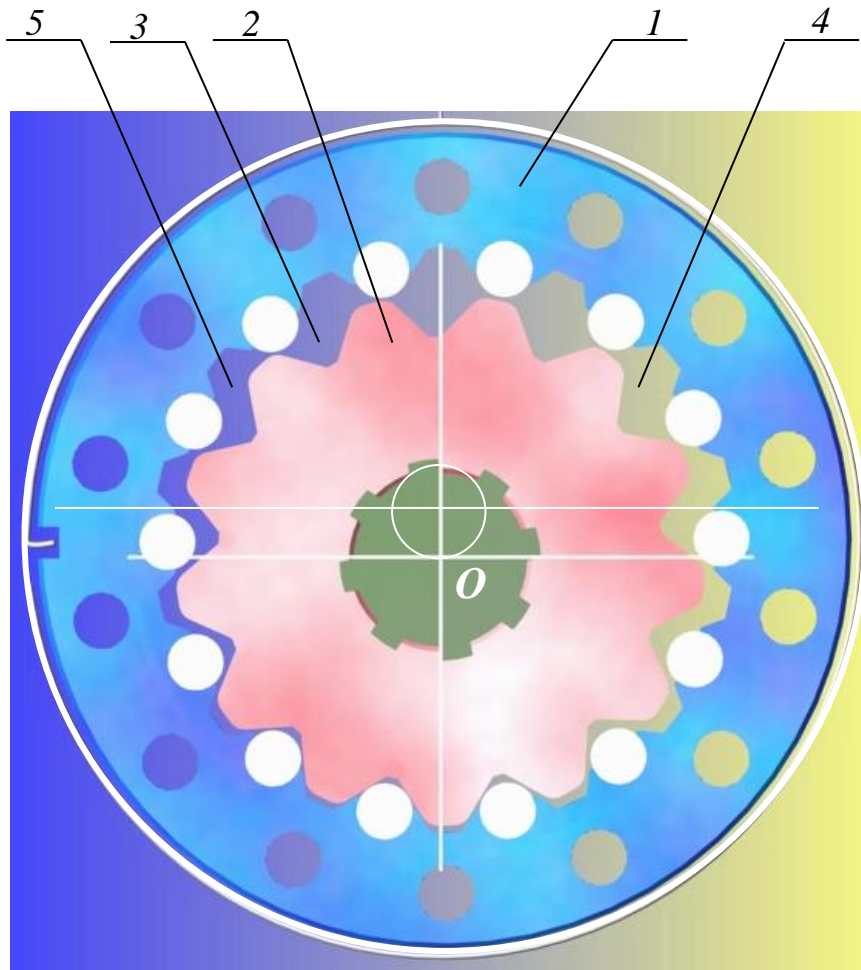


Рис. 1. Зубчатая пара с внутренним гипоциклоидальным зацеплением: 1 – корпус (направляющая); 2 – ротор (шестерня); 3 – рабочие камеры; 4 – зона нагнетания; 5 – зона слива.

Охватывающий вытеснитель 1 (направляющая) с охватываемым вытеснителем 2 (шестерней) образуют зубчатую пару с внутренним гипоциклоидальным зацеплением (рис. 1), выполняющую две функции: обкатки и герметизации зоны слива 5 от зоны нагнетания 4. Профиль зубьев шестерни круговой.

Планетарное движение гидровращателя представлено следующим образом [7,8] (рис. 1): внутри неподвижного вытеснителя 1 (направляющей) со вращается охватываемый вытеснитель 2 (шестерня). Происходит вращение за счет действия гидравлического поля (зона нагнетания 4 и зона слива 5), которое поджимает шестерню. Двигается гидравлическое поле в сторону противоположную движению шестерни и за один оборот гидравлического поля шестерня поворачивается на один зуб относительно направляющей. Шестерня 2 движет-

ся параллельно направляющей, по окружности, которую образывает направляющая 1. Центр шестерни O движется по окружности, т.е. совершает планетарное движение.

Для определения геометрических параметров вытеснительной системы (направляющей и шестерни) рассмотрим рис. 2. Линия центров OO' условно разделяет вытеснительную систему на зону нагнетания и зону слива, которые расположены строго симметрично, причем справа – зона нагнетания, а слева – зона слива.

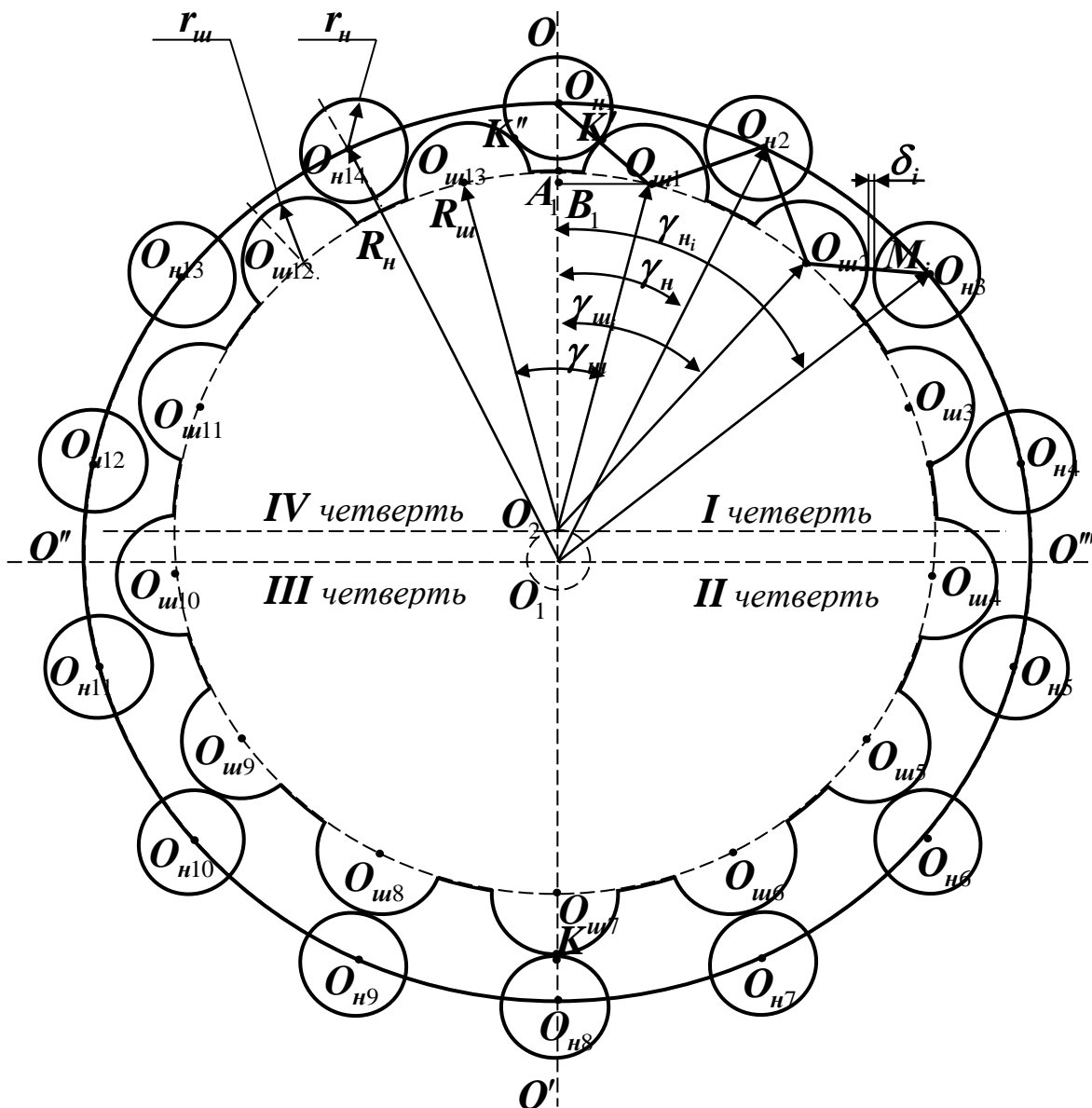


Рис. 2. Расчетная схема определения геометрических параметров вытеснительной системы (направляющей и шестерни) гидровращателя планетарного типа.

Количество циклов Z_u , обусловленное кинематическими параметрами гидровращателя планетарного типа, определяется количе-



ством зубьев направляющей $Z_{напр.}$, т.е. $Z_u = Z_{напр.}$.

Между количеством зубьев шестерни $Z_{ш}$ и направляющей $Z_{напр.}$ существует взаимосвязь $Z_{напр.} = Z_{ш} + 1$.

Примем, что радиус зуба направляющей равен r_n , радиус зуба шестерни – $r_{ш}$, центры зубьев направляющей расположены на окружности радиусом R_n (рис. 2), центр которой расположен в точке O_1 , центры зубьев шестерни – на окружности радиусом $R_{ш}$, центр которой расположен в точке O_2 , а расстояние между центрами окружностей равно $O_1O_2 = e$. При вращении шестерни центр O_2 описывает окружность радиусом e вокруг центра O_1 направляющей.

Определим основные геометрические параметры, характеризующие вытеснительную систему гидровращателя планетарного типа.

Угол между зубьями шестерни в статическом положении равен $\gamma_{ш} = \frac{2\pi}{Z_{ш}}$, а угол между окнами направляющей – $\gamma_n = \frac{2\pi}{Z_{напр.}}$.

Угол исходного смещения зуба шестерни от оси OO' равен $\gamma_{1ш} = \frac{\pi}{Z_{ш}}$, а зуба направляющей равен $\gamma_{1н} = 0$.

Текущие углы расположения зубьев шестерни $\gamma_{ш_i}$ определяются из выражения

$$\gamma_{ш_i} = \gamma_{1ш} + \frac{2\pi}{Z_{ш}}(i-1), \quad (1)$$

где i – номер текущего зуба шестерни.

Текущие углы расположения зубьев направляющей $\gamma_{н_i}$ определяются из выражения

$$\gamma_{н_i} = \frac{2\pi}{Z_{напр.}}(i-1), \quad (2)$$

где i – номер текущего зуба направляющей.

Исходя из конструктивных соображений задаемся количеством зубьев $Z_{напр.}$ направляющей и $Z_{ш}$ шестерни; радиусом расположения центров зубьев шестерни $R_{ш}$; радиусом зубьев направляющей r_n и шестерни $r_{ш}$.

Определим радиус расположения центров зубьев направляющей



R_n , а также межцентрового расстояния e между вытеснителями (направляющей и шестерней) гидровращателя планетарного типа.

Для обеспечения работоспособности зубчатого зацепления, т.е. четкого разграничения зон нагнетания и слива, принимаем, что в точках контакта K, K', K'' зубьев направляющей и шестерни зазоры равны нулю ($\delta = 0$).

Минимальному значению радиуса расположения центров зубьев шестерни $R_{ш}$ соответствует условие, когда $O_{н1}B_1 = 0$, а $O_{н1}O_{ш1} = O_{ш1}B_1$.

Так как, $O_{н1}O_{ш1} = r_n + r_{ш}$, а $O_{ш1}B_1$ из $\Delta O_2O_{ш1}B_1$:

$$O_{ш1}B_1 = O_2O_{ш1} \cdot \sin \frac{\gamma_{ш}}{2} = R_{ш} \cdot \sin \frac{\pi}{Z_{ш}},$$

то

$$r_n + r_{ш} = R_{ш} \cdot \sin \frac{\pi}{Z_{ш}}.$$

Отсюда, радиус расположения центров зубьев шестерни $R_{ш}$ будет максимальным при условии:

$$R_{ш_{\max}} = \frac{r_n + r_{ш}}{\sin \frac{\pi}{Z_{ш}}}, \quad (3)$$

а радиус зуба шестерни $r_{ш}$

$$r_{ш} = R_{ш} \cdot \sin \frac{\pi}{Z_{ш}} - r_n. \quad (4)$$

Для определения радиуса расположения центров зубьев направляющей R_n рассмотрим рис. 2. Из рис. 2 $O_{н1}O_{н8} = 2R_n$, $A_1O_{ш7} = 2R_{ш}$.

Тогда

$$R_n = \frac{2R_{ш} + r_{ш} + r_n + O_{н1}A_1}{2}. \quad (5)$$

Обозначим расстояние $O_{н1}A_1 = F$, тогда $F = O_{н1}B_1 - B_1A_1$.

Из $\Delta O_{н1}O_{ш1}B_1$

$$O_{н1}B_1 = \sqrt{O_{н1}O_{ш1}^2 - O_{ш1}B_1^2},$$

где $O_{н1}O_{ш1} = r_n + r_{ш}$;



$$O_{u1}B_1 = R_u \cdot \sin \frac{\pi}{Z_u}.$$

Тогда

$$O_{n1}B_1 = \sqrt{(r_n + r_u)^2 - \left(R_u \cdot \sin \frac{\pi}{Z_u}\right)^2}. \quad (6)$$

$$A_1B_1 = O_2A_1 - O_2B_1,$$

где $O_2A_1 = R_u$.

Из $\Delta O_2O_{u1}B_1$

$$O_2B_1 = R_u \cdot \cos \frac{\pi}{Z_u}.$$

Тогда

$$A_1B_1 = R_u - R_u \cdot \cos \frac{\pi}{Z_u} = R_u \cdot \left(1 - \cos \frac{\pi}{Z_u}\right). \quad (7)$$

С учетом выражений (4) и (5) получим

$$F = \sqrt{(r_n + r_u)^2 - \left(R_u \cdot \sin \frac{\pi}{Z_u}\right)^2} - R_u \cdot \left(1 - \cos \frac{\pi}{Z_u}\right). \quad (8)$$

Тогда радиус расположения центров зубьев направляющей R_n будет равен

$$R_n = R_u + \frac{r_u + r_n + \sqrt{(r_n + r_u)^2 - \left(R_u \cdot \sin \frac{\pi}{Z_u}\right)^2} - R_u \cdot \left(1 - \cos \frac{\pi}{Z_u}\right)}{2}. \quad (9)$$

Для определения межцентрового расстояния e между вытеснителями (направляющей и шестерней) рассмотрим рис. 2.

Из рис. 2 $O_1O_{n1} - O_2O_{u1} = O_1O_2 = e$,

где $O_1O_{n1} = R_n$, $O_2O_{u1} = R_u + F$.

Тогда

$$e = R_n - R_u - \sqrt{(r_n + r_u)^2 - \left(R_u \cdot \sin \frac{\pi}{Z_u}\right)^2} + R_u \cdot \left(1 - \cos \frac{\pi}{Z_u}\right). \quad (10)$$



При определении $(r_n + r_w)$ задаемся количеством зубьев Z_n направляющей и Z_w шестерни; радиусами расположения центров зубьев направляющей R_n и шестерни R_w ; эксцентриситетом e при условии $F_1 = F_2$.

$$F_1 = \sqrt{(r_n + r_w)^2 - \left(R_w \cdot \sin \frac{\pi}{Z_w}\right)^2} - R_w \cdot \left(1 - \cos \frac{\pi}{Z_w}\right); \quad (11)$$

$$F_2 = R_n - R_w - e. \quad (12)$$

Приравняв выражения (11) и (12) получим

$$R_n - R_w - e = \sqrt{(r_n + r_w)^2 - \left(R_w \cdot \sin \frac{\pi}{Z_w}\right)^2} - R_w \cdot \left(1 - \cos \frac{\pi}{Z_w}\right). \quad (13)$$

После преобразований, получим

$$r_n + r_w = \sqrt{R_w^2 + (R_n - e)^2 - 2 \cdot (R_n - e) \cdot R_w \cdot \cos \frac{\pi}{Z_w}}. \quad (14)$$

Определим радиусы расположения центров зубьев направляющей R_n и шестерни R_w при условии $F_1 = F_2$.

Из выражения (13) радиус расположения центров зубьев направляющей R_n равен

$$R_n = \sqrt{(r_n + r_w)^2 - \left(R_w \cdot \sin \frac{\pi}{Z_w}\right)^2} + R_w \cdot \cos \frac{\pi}{Z_w} + e. \quad (15)$$

Для определения радиуса расположения центров зубьев шестерни R_w выражение (14) приравняем к нулю

$$R_w^2 - 2 \cdot R_w \cdot \cos \frac{\pi}{Z_w} \cdot (R_n - e) + (R_n - e)^2 - (r_n + r_w)^2 = 0. \quad (16)$$

В уравнении (16) обозначим:

$$A = \cos \frac{\pi}{Z_w} \cdot C;$$

$$B = C^2 - (r_n + r_w)^2; \quad (17)$$

$$C = R_n - e.$$

Тогда, уравнение (16) примет вид

$$R_w^2 - 2 \cdot R_w \cdot A + B = 0.$$

Откуда



$$R_{uu} = A - \sqrt{A^2 - B}. \quad (18)$$

С учетом принятых обозначений (17) из выражения (18) радиус расположения центров зубьев шестерни R_{uu} равен

$$R_{uu} = (R_n - e) \cdot \cos \frac{\pi}{Z_{uu}} - \sqrt{\left((R_n - e) \cdot \cos \frac{\pi}{Z_{uu}} \right)^2 - (R_n - e)^2 + (r_n + r_{uu})^2}. \quad (19)$$

При определении зазора δ между контактирующими зубьями направляющей и шестерни задаемся количеством зубьев Z_n направляющей и Z_{uu} шестерни; радиусами расположения центров зубьев направляющей R_n и шестерни R_{uu} ; радиусом зубьев направляющей r_n и шестерни r_{uu} ; эксцентриситетом e .

Зазор δ (рис. 2) между контактирующими зубьями с центром в точке O_{n1} направляющей и зубом с центром в точке O_{u1} шестерни равен

$$\delta_1 = O_{n1}O_{u1} - r_n - r_{uu},$$

где $O_{n1}O_{u1} = M_{1i}$ - межцентровое расстояние между центром O_{n1} зуба направляющей и центром O_{u1} зуба шестерни.

Тогда, зазор между вытеснительными элементами, соединяющими рабочие камеры равен

$$\delta_i = M_i - (r_n + r_{uu}). \quad (20)$$

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

Выводы – В результате выполненных исследований разработан математический аппарат и алгоритм расчета, позволяющие определить взаимосвязь геометрических параметров и выходных характеристик вытеснительной системы планетарного гидровращателя; определено влияние конструктивных особенностей вытеснительной системы на динамику гидровращателя планетарного типа.

Разработанная математическая модель является основой, для решения поставленной в работе научной проблемы – усовершенствование теории расчета и проектирования рабочих поверхностей вытеснительной системы гидровращателя планетарного типа на базе исследования ее рабочих процессов.

Литература.

1. Башта Т.М. Гидравлика, гидромашины, гидроприводы: Учебник для ВТУЗов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 423с.: ил.
2. Бирюков Б.Н. Роторно-поршневые гидравлические машины / Б.Н. Бирюков. – М.: Машиностроение, 1977, 152с.: ил.



3. Волошина А.А. Влияние конструктивных особенностей распределительных систем на выходные характеристики планетарных гидромашин // А.А. Волошина / Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 12. – Т.5. – С. 3-9.
4. Математична модель гідроагрегату для приводу активних робочих органів мобільної сільськогосподарської техніки // Панченко А.І., Волошина А.А., Тітов Д.С. / Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2006. – Вип. 37. – С. 53-66.
5. 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.
6. 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.
7. 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.
8. 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.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ВИТИСКУВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ ГІДРООБЕРТАЧА ПЛАНЕТАРНОГО ТИПУ

Волошина А.

Анотація

Робота присвячена розробці математичної моделі робочих процесів витискувальної системи гідрообертача планетарного типу.

MATHEMATICAL MODEL OF THE WORKING PROCESSES OF THE DISPLACING SYSTEM OF THE PLANETARY HYDRAULIC ROTATORS

A. Voloshina

Summary

The work is devoted to development of mathematical of the working processes of the displacing system of the planetary hydraulic rotators.