

ГОЛОВНИЙ РЕДАКТОР

Середа Л. П.

*к.т.н., професор, ВНАУ***ЗАСТУПНИК ГОЛОВНОГО РЕДАКТОРА**

Іванов М. І.

*к.т.н., професор, ВНАУ***ВІДПОВІДАЛЬНІ СЕКРЕТАРІ**

Переяславський О. М.

к.т.н., доцент, ВНАУ

Шаргородський С. А.

*к.т.н., доцент, ВНАУ***ЧЛЕНИ РЕДАКЦІЙНОЇ КОЛЕГІЇ**

Калетнік Г. М.

*д.е.н., професор,
академік НААН, ВНАУ*

Анісімов В. Ф.

д.т.н., професор, ВНАУ

Веселовська Н. Р.

д.т.н., професор, ВНАУ

Іскович-Лотоцький Р. Д.

*д.т.н., професор, Вінницький національний
технічний університет*

Луговський О. Ф.

*д.т.н., професор, Національний
технічний університет України**“Київський політехнічний інститут”*

Лурьє З. Я.

*д.т.н., професор, Національний
технічний університет України**“Харківський політехнічний інститут”*

Матвійчук В. А.

д.т.н., професор, ВНАУ

Стаднік М. І.

д.т.н., професор, ВНАУ

Яхно О. М.

*д.т.н., професор, Національний
технічний університет України
“Київський політехнічний інститут”*

Струтинський В. Б.

*д.т.н., професор, Національний
технічний університет України
“Київський політехнічний інститут”*

Бадах В. М.

*к.т.н., старший науковий
співробітник, Національний авіаційний
університет*

Стричек Я.

*професор, Вроцлавська політехніка
(м. Вроцлав, Польща)*

Шевченко В. С.

*д.т.н., професор, Об'єднаний інститут
машинобудування НАН Білорусі
(м. Мінськ, Білорусь)*

ПРОМИСЛОВА ГІДРАВЛІКА І ПНЕВМАТИКА

Всеукраїнський науково-технічний журнал

Журнал засновано у березні 2003 р.
Свідоцтво про державну реєстрацію
друкованого засобу масової інформації КВ
№ 179806830пр, від 26.07.2011. Державна
реєстраційна служба України**№ 1 (59)
2018**Засновники: Вінницький національний
аграрний університет,
Асоціація спеціалістів промислової гідравліки і
пневматикиЖурнал наказом Міністерства освіти і науки України № 1714 від 28 грудня
2017 року включено до Переліку фахових видань**З М І С Т****Загальні питання промислової гідравліки і пневматики**

Г.А. Аврунін, І. Г. Кириченко, О.В. Ярижко, С. А. Литвин

Анализ технического уровня гидроустройств для мобильных подъемников с рабочими платформами

G.A. Avrunin, I. G. Kyrychenko, A.V. Yaryzhko, S. A. Lytvyn

Analysis of technical level of hydraulic units for mobile elevating work platforms

3

С.В. Стась

Особенности ruchu води та водних розчинів піноутворювачів
через рукавні розгалуження

S.V. Stac

Moving features of water and aqueous solutions of foaming agent
through the branching

19

Прикладна гідромеханіка. Гідромашини і гідроагрегати

А.Ф. Саленко, Г.В. Габузян, В.В. Ткачук, В.Т. Шетинин

Формування криогенного обробного струменя безкамерними
засобами з кільцевим соплом

A.F. Salenko, G.V. Gabuzyan, V.V. Tkachuk, V.T. Shchetinin

Formation of the cryogenic cutting flow by a cylinder nozzle
without certain cases

25

А.С. Косторной, В.А. Куценко, В.П. Авдієнко, П.Ю. Ткач

Влияние негладкой надротторной втулки перед рабочим колесом на характеристики
первой ступени центробежного насоса

A.S. Kostomoi, V.A. Kutsenko, V.P. Avdienko, P.Yu. Tkach

Influence of the stator bush with grooves before the impeller on characteristics of the first
stage of the centrifugal pump

39

Системи приводів. Технологія і обладнання машинобудівного виробництва. Мехатроніка

УДК 621.225.001.4

Оценка адекватности математической модели рабочих процессов планетарного гидромотора реальному объекту

Evaluating of the adequacy of the mathematical model of working processes for a planetary hydromotor to the real object

*А.И. Панченко, д-р техн. наук, А.А. Волошина, д-р техн. наук, И.А. Панченко
Таврический государственный агротехнологический университет, Мелитополь, Украина*

Цель. Для улучшения выходных характеристик планетарных гидромоторов, работающих в составе мехатронных систем мобильной техники, исследованы рабочие процессы, происходящие в их элементах на базе разработки более полной математической модели, адекватной реальному объекту.

Методы исследования. Исследование влияния изменения диаметра зазора, вызванного погрешностью формы изготовления элементов вытеснительной системы, а также изменения пропускной способности и объемных потерь распределительной системы, обусловленных геометрией проточных частей на выходные характеристики планетарного гидромотора. Исследование динамики изменения выходных характеристик планетарного гидромотора с учетом конструктивных особенностей его вытеснительной и распределительной систем. Экспериментальные исследования, предусматривающие проведение сравнительных испытаний серийного и модернизированного гидромоторов. Проверка адекватности математической модели рабочих процессов, происходящих в мехатронной системе с планетарным гидромотором, реальному объекту.

Результаты исследования. Предложенная математическая модель рабочих процессов, происходящих в мехатронной системе с планетарным гидромотором, позволила исследовать влияние конструктивных особенностей вытеснительной и распределительной систем на выходные характеристики планетарного гидромотора. Математическая модель, реализованная с помощью программы визуального моделирования Vissim, позволила исследовать динамику изменения выходных характеристик мехатронной системы с планетарным гидромотором. Для подтверждения теоретических исследований проведены экспериментальные исследования, подтверждающие адекватность математической модели рабочих процессов, происходящих в планетарном гидромоторе, реальному объекту.

Выводы. Разработанная математическая модель рабочих процессов планетарного гидромотора, в составе мехатронной системы позволяет исследовать динамические процессы, происходящие в планетарном гидромоторе с учетом конструктивных особенностей его распределительной и вытеснительной систем и может быть использована для исследования мехатронных систем привода активных рабочих органов дорожной, строительной, сельскохозяйственной и другой мобильной техники. Проведенные экспериментальные исследования подтверждают адекватность разработанной математической модели рабочих процессов, происходящих в планетарном гидромоторе, реальному объекту с вероятностью 0,95.

Ключевые слова: планетарный гидромотор, вытеснительная система, распределительная система, математическая модель, параметрические исследования, экспериментальные исследования, адекватность.

Введение

На сегодняшний день при существующих объемах производства мобильной техники становятся актуальными вопросы унификации методов проектирования элементов мехатронных систем, а также функциональной взаимозаменяемости гидромашин и агрегатов. Решение этих вопросов послужит прочной базой создания нового поколения гидрооборудования.

Для приводов активных рабочих органов мобильной техники применяются различные типы гидравлических машин [1—4]. Однако, наибольшее применение получили планетарные гидромоторы [5], которые допускают форсирование по давлению, в зависимости от кинематической схемы работы вытеснителей могут быть быстро- или тихоходными и могут работать с высоким КПД во всем диапазоне регулирования.

Поэтому при рассмотрении различных типов гидромашин, обуславливающих технический уровень мехатронных систем приводов активных рабочих органов мобильной техники, наибольшего внимания заслуживают гидравлические машины планетарного типа.

Анализ последних исследований

Анализ гидродинамических процессов [6-9], протекающих при работе гидромашин, показывает, что объемные, гидравлические и гидромеханические потери в основных узлах, оказывающие существенное влияние на выходные характеристики, определяются как общими, так и различными по своей физической природе параметрами. Однако целесообразно каждый вид потерь, характеристики (кинематические, габаритные, динамические) рассматривать, как отдельный критерий качества, что позволит при разработке и исследовании получить более полное представление, о его возможностях. В работах [10—13] уделено большое внимание расчету, моделированию и проектированию роторов орбитальных и героторных гидромашин. Но необходимо отметить, что работа роторов орбитальных и героторных гидромашин принципиально отличается от работы роторов планетарного гидромотора. Для функционирования героторного насоса нет необходимости создавать вращающееся гидравлическое поле рабочей жидкости.

Анализ конструкций существующих гидромашин [4—9], используемых в мехатронных системах мобильной техники, позволил определить ряд особенностей, без учета которых не представляется возможным улучшить выходные характеристики этих гидромашин и мехатронной системы в целом: учет погрешности формы элементов вытеснительной системы планетарного гидромотора при определении его геометрических и выходных параметров, повышение точности расчета крутящего момента, гидромеханических и объемных потерь в вытеснительной системе, математическое описание работы распределительной системы с учетом сдвига окон и изменения угла их перекрытия, уточнение значений объемных потерь в распределительной системе с учетом динамической составляющей, разработку более полной математической модели, включающей функциональные выражения, ограничения и критерии, описывающие процессы, происходящие в узлах и соединениях планетарного гидромотора, а также кинематику их перемещения, как единое целое.

Постановка проблемы

Основным недостатком планетарных гидромашин является неравномерность выходных характеристик, обусловленная несовершенством конструкции формы элементов вытеснительной системы, а также наличием больших гидравлических потерь в распределительной системе, обусловленных геометрией проточных частей. Таким образом, можно констатировать важную научно-практическую проблему — улучшение выходных характеристик планетарных гидромашин путем исследования рабочих процессов, происходящих в их вытеснительных и распределительных системах, которая может быть решена путем комплексных исследований в области разработки методов расчета, проектирования, изготовления и эксплуатации планетарных гидромашин.

Изложение основного материала исследования

Физические процессы, протекающие в гидравлических приводах мехатронных систем и их элементах в процессе работы, всегда связаны с движением рабочей жидкости по трубопроводам, по каналам с местными сопротивлениями, через окна и щели гидравлических устройств [8,9,11,13—15]. Кроме основных потоков рабочей жидкости, необходимых для функционирования системы, возникают дополнительные течения по зазорам между деталями механизмов и узлов гидравлической аппаратуры. Составляя математическую модель рабочих процессов, происходящих в мехатронной системе с гидравлическим приводом, необходимо рассматривать различные гидромеханические и динамические явления, которыми сопровождается течение рабочей жидкости (возникновение колебаний давления и расходов из-за сжимаемости рабочих жидкостей, воздействие потоков рабочей жидкости на элементы гидропривода мехатронной системы и т.д.).

Качество гидропривода мехатронной системы в большей мере определяется его динамическими характеристиками, связанными с такими показателями качества, как время регулирования переходных процессов, количество колебаний, статическая точность. Такая задача обусловлена необходимостью разработки математических моделей отдельных элементов и гидропривода мехатронной системы в целом, рациональным выбором методов решения систем дифференциальных уравнений, описывающих динамику изменения функциональных параметров мехатронной системы и ее элементов. Таким образом, улучшения динамических характеристик мехатронных систем с гидроприводом, расширения технических возможностей в сфере их эффективного использования можно достичь путем исследования динамики гидропривода на базе физической и математической моделей, учитывающих особенности функционирования и взаимное влияние всех элементов гидропривода мехатронной системы, а также особенностей рабочей жидкости.

Математические модели

При построении математических моделей приняты следующие допущения: длина трубопроводов невелика, температура рабочей жидкости постоянная (т.е. постоянными считаются коэффициенты кинематической вязкости и силы трения), давление в сливной, всасывающей и дренажной магистралях равняется нулю, рабочие кромки гидроаппаратов считаются острыми, соединительные каналы большие по сечению и короткие по длине. На основе этих допущений волновыми процессами можно пренебречь [15].

Математическая модель рабочих процессов насоса

В математическую модель насоса входит уравнение подачи насоса [15]

$$Q_n(t) = Q_{вс}(t) - Q_{ут}(t) - Q_{пер}(t) - Q_{сж}(t) - Q_{де}(t), \quad (1)$$

где Q_n — расход рабочей жидкости, поступающей от насоса к гидромотору;

- геометрическая подача насоса, рабочий объем насоса

$$Q_{вс}(t) = \frac{V_{г.н.}}{2\pi} \cdot \omega_n(t) \cdot e, \text{ где } \omega_n \text{ — угловая скорость вала насоса, } e \text{ — параметр регулирования (для нерегулируемого}$$

насоса $e = 1$);

- расход утечек (в дренажную магистраль) насоса

$$Q_{ут}(t) = C_{ут} \cdot [p_1(t) - p_{др}], \text{ } C_{ут} \text{ — коэффициент утечек в насосе, } p_1 \text{ — давление рабочей жидкости в нагнетательной}$$

магистрали гидроагрегата, $p_{др}$ — давление в дренажной магистрали гидроагрегата;

- расход перетечек (во всасывающую магистраль) насоса

$$Q_{пер}(t) = C_{пер} \cdot [p_1(t) - p_{вс}], \text{ где } C_{пер} \text{ — коэффициент перетечек в насосе, } p_{вс} \text{ — давление во всасывающей}$$

магистрали, на входе в насос;

- расход насоса, вызванный компрессией рабочей жидкости,

$$Q_{сж}(t) = C_n \cdot [p_1(t) - p_{сл}] \frac{\omega_n(t)}{E_x}, \text{ где } C_n \text{ — коэффициент пропорциональности в насосе, } p_{сл} \text{ — давление в сливной}$$

магистрали гидроагрегата, E_x — объемный модуль упругости двухфазной рабочей жидкости;

- деформационный расход насоса

$$Q_{де}(t) = \frac{(V_{зм.д} + V_{зм.н})}{2 \cdot E_x} \frac{dp_1(t)}{dt}, \text{ где } V_{нм} \text{ — «мертвый объем»}.$$

Уравнение моментов на валу приводного двигателя насоса, можно представить в виде

$$M_{вд} = J \frac{d\omega_n}{dt} + M_{мх} + M_{пх}, \quad (3)$$

где J — приведенный к валу насоса момент инерции вращающихся масс.

Крутящий момент приводного двигателя мобильной машины, передаваемый валу насоса

$$M_{вд} = 9550 \left(\frac{N_n}{n_n} \right)$$

где N_n — номинальная мощность приводного двигателя мобильной машины, n_n — номинальная частота вращения вала приводного двигателя, соответствующая номинальной нагрузке,

Теоретический (индикаторный) крутящий момент на валу насоса, под которым понимают момент, развиваемый давлением рабочей жидкости p_1 в рабочих камерах насоса без учета потерь на механическое трение и сопротивление движению рабочей жидкости

$$M_{мх} = 159 \frac{Q_{вс} \cdot p_1}{n},$$

где n — текущая частота вращения приводного двигателя, соответствующая конкретной нагрузке.

Момент потерь в насосе

$$M_{пх} = 159 \frac{Q_{вс} \cdot p_1}{n} \cdot \left(0,07 \frac{n}{n_n} + 0,02 \right)$$

Математическая модель рабочих процессов предохранительного клапана

Неразрывность расходов в гидроагрегате при открытом предохранительном клапане [15]

$$Q_n(t) = Q_{in}(t) + Q_{ex}(t) + Q_{ex}(t) + Q_{ex}(t) \quad (4)$$

Расход через открытый клапан

$$Q_{ex}(t) = \mu \cdot \pi \cdot d_n \cdot x(t) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} [P_1(t) - P_{ex}]}$$

где μ — коэффициент расхода, d_n — диаметр плунжера, $x(t)$ — перемещение плунжера от его закрытого положения, ρ — плотность рабочей жидкости.

Деформационный расход трубопроводов

$$Q_{ex}(t) = \frac{V_{tr} \cdot \Phi_1}{E_{ex} \cdot dt}$$

где V_{tr} — объем рабочей жидкости, находящейся в трубопроводах от источника питания к гидромотору и предохранительному клапану.

Расход, необходимый для управления предохранительным клапаном,

$$Q_{ex}(t) = A_{in} \frac{dx}{dt}$$

где A_{in} — эффективная площадь плунжера.

Уравнение движения плунжера имеет вид:

$$m \frac{d^2 x(t)}{dt^2} = A_{in} \cdot [P_1(t) - P_{ex}(t)] - F_{pr}(t) - F_{in}(t) - F_{tr} \quad (5)$$

где m — масса подвижных частей клапана, F_{pr} — сила пружины, F_{in} — гидродинамическая сила, F_{tr} — сила трения.

Математическая модель рабочих процессов гидромотора

В математическую модель гидромотора входит уравнение расходов [15]:

$$Q_n(t) = Q_{in}(t) + Q_{ex}(t) + Q_{ex}(t) + Q_{ex}(t) + Q_{ex}(t) \quad (6)$$

Геометрический расход гидромотора

$$Q_{in}(t) = \frac{V_{гм0}}{2\pi} \cdot \omega_{гм}(t)$$

где $V_{гм0}$ — рабочий объем гидромотора, $\omega_{гм}$ — угловая скорость вала гидромотора,

Расход утечек рабочей жидкости (в корпус) гидромотора

$$Q_{ex}(t) = C_{ex,y} \cdot P_1(t)$$

где $C_{гму}$ — коэффициент утечек в гидромоторе.

Перетечки рабочей жидкости гидромотора

$$Q_{ex}(t) = C_{ex,п} \cdot [P_1(t) - P_{ex}(t)]$$

где $C_{гмп}$ — коэффициент перетечек в гидромоторе.

Расход гидромотора, вызванный компрессией рабочей жидкости,

$$Q_{ex}(t) = \frac{C_{гм} \cdot \omega_{гм}(t) \cdot [P_1(t) - P_{ex}]}{E_{ex}}$$

где $C_{гм}$ — коэффициент пропорциональности в гидромоторе.

Деформационный расход гидромотора

$$Q_{\text{м.д}}(t) = \frac{(V_{\text{м.д}} + V_{\text{м.н}})}{2 \cdot E_{\text{ж}}} \frac{dp_1(t)}{dt}$$

где $V_{\text{м}}$ — «мертвый» объем гидромотора.

Уравнение моментов на валу гидромотора имеет вид

$$M_{\text{кр}} - M_{\text{с}} = J \cdot \frac{d\omega_{\text{м}}(t)}{dt}, \quad (7)$$

где $M_{\text{кр}} = \frac{V_{\text{м.д}}}{2\pi} \cdot \eta_{\text{г.м}} \cdot [p_1(t) - p_{\text{с}}]$ — крутящий момент на валу гидромотора, J — момент инерции вращающихся

масс, $M_{\text{с}}$ — момент сопротивления.

Угловая скорость вала гидромотора определяется зависимостью [7,13]

$$\frac{d\omega_{\text{м}}(t)}{dt} = \frac{1}{J} \cdot \left[\frac{V_{\text{м.д}}}{2\pi} \cdot \eta_{\text{г.м}} \cdot [p_1(t) - p_{\text{с}}] - M_{\text{с}} \right]. \quad (8)$$

Математическая модель рабочих процессов вытеснительной системы планетарного гидромотора

Расход рабочей жидкости, подведенный к вытеснительному блоку $Q_{\text{м}}$, зависит от внутренних перетечек $Q_{\text{м.п}}$ по диаметральному зазору [15]:

$$Q_{\text{м}} = Q_{\text{м.г}} + Q_{\text{м.п}}. \quad (9)$$

Внутренние перетечки по диаметральному зазору $Q_{\text{м.п}} = Q_{\text{м}} - nV_{\text{м.г}}$. При значениях диаметрального зазора $S > S_{\text{кр}}$

$$Q_{\text{м.п}} = \mu \cdot b \cdot S' \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}},$$

где b — ширина ротора, S' — высота щели.

При значениях диаметрального зазора между вытеснителями планетарного гидромотора $S < S_{\text{кр}}$ перетечки по диаметральному зазору отсутствуют в связи с самогерметизацией зоны нагнетания силового соединения от зоны слива.

Теоретический крутящий момент на валу планетарного гидромотора, определяется зависимостью

$$M_{\text{кр}} = F h_1,$$

Результирующая сила определяется по формуле

$$F = 2 \left(e \pm \frac{(S_T \pm \Pi_{\phi})}{2} \right) \cdot \frac{\Delta p \cdot b \cdot (z_1 + 1)}{U},$$

где e — межцентровое расстояние вытеснителей, S_T — технологический зазор, Π_{ϕ} — погрешность формы вытеснителей, U — передаточное отношение компенсирующего механизма, h_1 — плечо приложения результирующей силы F

$$h_1 = h_1 \cdot \cos \frac{2\pi}{z_1} (i-1) \pm \frac{(S_T \pm \Pi_{\phi})}{2},$$

$$h_1 = e + R_1 + r_1 \cdot \frac{R_2 \cdot \sin \frac{\pi}{z_2}}{r_1 + r_2} \pm \frac{(S_T + \Pi_{\phi})}{2},$$

где z_1, z_2 — количество зубьев, r_1, r_2 — радиусы закруглений зубьев, R_1, R_2 — радиусы делительных окружностей охватываемого и охватывающего вытеснителей, соответственно.

Тогда с учетом конструктивных особенностей вытеснительной системы крутящий момент на валу гидромотора будет определяться выражением

$$M_{кр} = 2 \left(e \pm \frac{(S_r \pm \Pi_\phi)}{2} \right) \cdot \frac{\Delta p \cdot b \cdot (z_1 + 1)}{U} \cdot h_i \quad (10)$$

Известно [15], что механические потери $\eta_{тм}$ гидромотора характеризуются крутящим моментом $M_{кр}$, рабочим объемом $V_{тм0}$ и перепадом давлений Δp

$$\eta_{тм} = 2\pi r \cdot M_{кр} / (\Delta p \cdot V_{тм0}).$$

Если в данное уравнение подставить выражение (10) для определения крутящего момента $M_{кр}$, то получим уравнение, описывающее изменения теоретических гидромеханических потерь планетарного гидромотора в процессе износа во всем диапазоне изменения диаметрального зазора,

$$\eta_{т.т} = \frac{2 \left(e \pm \frac{(S_r \pm \Pi_\phi)}{2} \right) \cdot b \cdot (z_1 + 1) \cdot h_i}{V_{тм0} \cdot U} \quad (11)$$

Выражение (11) для определения теоретических гидромеханических потерь $\eta_{т.т}$ справедливо для моделирования потерь в проектируемом гидромоторе, а гидромеханические потери $\eta_{тм}$ в реальном гидромоторе с учетом влияния погрешности формы вытеснителей Π_ϕ можно определить как разность теоретических гидромеханических потерь и потерь, зависящих от погрешности формы вытеснителей $\eta_{т.т} = \eta_{т.т} - \eta_{п.ф}$. Тогда диаметральный зазор S , представленный суммой значений погрешности формы вытеснителей Π_ϕ и технологического зазора S_r , можно найти через отношение потерь, зависящих от погрешности формы вытеснителей к теоретическим гидромеханическим потерям $S = \eta_{п.ф} / \eta_{т.т}$. Отсюда потери, зависящие от погрешности формы вытеснителей, будут равны $\eta_{п.ф} = S \cdot \eta_{т.т}$, а реальные гидромеханические потери в планетарном гидромоторе — $\eta_{тм} = \eta_{т.т} \cdot (1 - S)$.

Тогда гидромеханические потери планетарного гидромотора определяются уравнением

$$\eta_{т.т} = \frac{(1 - S) \cdot 2 \cdot \left(e \pm \frac{S}{2} \right) \cdot b \cdot (z_1 + 1) \cdot h_i}{V_{тм0} \cdot \mu \cdot b \cdot S_r \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}} \quad (12)$$

Математическая модель рабочих процессов распределительной системы планетарного гидромотора

Основной характеристикой распределительной системы является его пропускная способность, т.е. площадь проходного сечения. Она определяется площадями перекрытия окон золотника и распределителя. С учетом углов, характеризующих расположение и величину перекрытия, площадь проходного сечения распределительной системы может быть определена [14,15]

$$S_i(t) = \sum \left(\frac{\pi}{Z_2} - \Delta - |\beta_i - \alpha_i(t)| \right) \cdot \frac{(R_2^{02} - R_1^{02})}{2}, \quad S_{т.т} = \sum_{i=1}^z S_i(t) \quad (13)$$

где α_i — угол расположения окон распределителя, $\alpha_1(t) = \int \omega_{т.т} dt$, $\alpha_2(t) = \alpha_1(t) + \alpha$, ..., $\alpha_i(t) = \alpha_{i-1}(t) + \alpha$, β_i — угол расположения окон золотника, Z_1 — количество окон распределителя, Z_2 — количество окон золотника, R_1^0 — внутренний радиус расположения окон распределителя и золотника, R_2^0 — внешний радиус расположения окон распределителя и золотника.

Так как расход рабочей жидкости распределительной системы гидромотора равен $Q_{т.т} = S_{т.т} \cdot v_{т.т}$, где $v_{т.т}$ — скорость потока жидкости в распределительных окнах $v_{т.т} = \sqrt{2\Delta p / \rho}$, то уравнение расхода рабочей жидкости примет вид

$$Q_{т.т} = \mu \cdot \sum_{i=1}^z \left[\left(\frac{\pi}{Z_2} - \Delta \right) - |\beta_i - \alpha_i(t)| \right] \cdot \frac{(R_2^{02} - R_1^{02})}{2} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (14)$$

Поскольку в распределительной системе половина поверхности золотника находится под действием давления нагнетания (высокого давления), а половина — под действием давления слива (низкого давления) можно сказать, что высокое давление распространяется по длине дуги $l = 2\pi \cdot r \cdot \sum \varphi_{т.т} / 360^\circ$, где $\sum \varphi_{т.т}$ — суммарный угол, охватывающий

зону високого (низкого) давления. Тогда утечки рабочей жидкости будут равны

$$Q_{\text{ут.з.}} = Q_{\text{ут.з.н.}} + Q_{\text{ут.з.в.}}, \quad (15)$$

где расходы утечек в нагнетательную и сливную магистрали составят [15]:

$$Q_{\text{ут.з.н.}} = \frac{h^3}{12\mu'} \sum \varphi_{\text{н.н.}} \cdot \left[\frac{p_1'}{\ln \frac{R_1^0}{R_2^0}} - \frac{3\rho \cdot \omega_{\text{н.н.}}^2}{40} \cdot \frac{(R_1^{02} - R_1'^2)}{\ln \frac{R_1'}{R_1^0}} + \frac{(R_2'^2 - R_2^{02})}{\ln \frac{R_2^0}{R_2'}} \right], \quad (16)$$

$$Q_{\text{ут.з.в.}} = \frac{h^3}{12\mu'} \sum \varphi_{\text{н.в.}} \cdot \left[\frac{p_1'}{\ln \frac{R_2^0}{R_2'}} - \frac{3\rho \cdot \omega_{\text{н.в.}}^2}{40} \cdot \frac{(R_1^{02} - R_1'^2)}{\ln \frac{R_1'}{R_1^0}} + \frac{(R_2'^2 - R_2^{02})}{\ln \frac{R_2^0}{R_2'}} \right]. \quad (17)$$

Подставив в выражение (15) выражения (16) и (17), и считая, что суммарный угол, ограничивающий действие давления нагнетания равен углу, ограничивающему зону слива $\sum \varphi_{\text{н.н.}} = \sum \varphi_{\text{н.в.}}$, получим объемные потери в торцевой распределительной системе

$$Q_{\text{ут.з.}} = \frac{h^3}{12\mu'} \sum \varphi_i \cdot \left[p_1'(t) \cdot \frac{\left(\ln \frac{R_1'}{R_1^0} - \ln \frac{R_2^0}{R_2'} \right)}{\ln \frac{R_1'}{R_1^0} \cdot \ln \frac{R_2^0}{R_2'}} - \frac{3\rho \cdot \omega_{\text{н.н.}}^2}{20} \cdot \left(\frac{R_1^{02} - R_1'^2}{\ln \frac{R_1'}{R_1^0}} + \frac{R_2'^2 - R_2^{02}}{\ln \frac{R_2^0}{R_2'}} \right) \right] \quad (18)$$

Объемный КПД является основным параметром, характеризующим техническое состояние гидромотора и зависящим от объемных потерь. В планетарном гидромоторе объемные потери, в основном, определяются утечками в распределительной системе через зазор между торцевыми поверхностями распределителя и золотника и равны отношению фактического расхода жидкости к теоретическому

$$\eta_{\text{об}} = \frac{Q_{\text{эмз}} - Q_{\text{эмв}}}{Q_{\text{эмз}}} = 1 - \frac{Q_{\text{эмв}}}{Q_{\text{эмз}}}. \quad (19)$$

Подставив в выражение (19) выражения (14) и (18) получим значение объемного КПД торцевой распределительной системы, характеризующий ее работоспособность.

Уравнение неразрывности расходов в гидроприводе мехатронной системы будет иметь вид [15]:

$$Q_{\text{эмз}}(t) + Q_{\text{эмв}}(t) + Q_{\text{эмн}}(t) + Q_{\text{эмс}}(t) + Q_{\text{эмд}}(t) = Q_{\text{н.н.}}(t) - Q_{\text{н.в.}}(t) - Q_{\text{н.с}}(t) - Q_{\text{н.д}}(t) - Q_{\text{н.л}}(t) - Q_{\text{н.т}}(t). \quad (20)$$

После подстановки всех составляющих уравнения (20) и решая его относительно $dp_1(t)/dt$ получим давление нагнетания $p_1(t)$ в гидроприводе:

$$\frac{dp_1(t)}{dt} = \frac{E_{\text{гид}}}{(V_{\text{н.н.}} + V_{\text{н.в.}} + V_{\text{сп}})} \cdot \left[\frac{V_{\text{н.н.}}}{2\pi} \cdot \omega_{\text{н.н.}}(t) - \frac{V_{\text{н.в.}}}{2\pi} \cdot \omega_{\text{н.в.}}(t) - C_{\text{н.в.}} \cdot [p_1(t) - p_{\text{сп}}] - C_{\text{н.с}} \cdot [p_1(t) - p_{\text{н}}] - C_{\text{эмв}} \cdot p_1(t) - C_{\text{н.с}} \cdot [p_1(t) - p_{\text{н}}] - \frac{1}{E_{\text{гид}}} \cdot [C_{\text{н.н.}} \cdot \omega_{\text{н.н.}}(t) + C_{\text{н.в.}} \cdot \omega_{\text{н.в.}}(t)] \cdot [p_1(t) - p_{\text{н}}] - \mu \cdot \pi \cdot d_{\text{н}} \cdot x(t) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_1(t) - p_{\text{н}}]} \right] \quad (21)$$

Интегрируя полученное выражение, получаем давление $p_1(t)$ в нагнетательной магистрали гидропривода мехатронной системы.

Давление в нагнетательной магистрали гидропривода с учетом конструктивных особенностей распределительной системы планетарного гидромотора будет равно

$$p_1'(t) = p_1(t) - \frac{4 \cdot S_{\text{сп}} \cdot (S_{\text{н.н.}}(t) - S_{\text{сп}}) \cdot p_1(t)}{(S_{\text{н.н.}}^2(t) + S_{\text{н.в.}}^2(t))}. \quad (22)$$

Полученная математическая модель рабочих процессов, происходящих в мехатронной системе с гидравлическим приводом, описывает динамические процессы, происходящие в элементах гидропривода, а также учитывает конструктивные особенности вытеснительной и распределительной систем планетарного гидромотора и их взаимное влияние на его выходные характеристики. Математическая модель, описывающая работу планетарного гидромотора в составе мехатронной системы с гидравлическим приводом, исследована с помощью программы визуального моделирования *Vissim*, позволяющей определить влияние геометрических параметров вытеснительной и распределительной систем на выходные характеристики планетарного гидромотора, в любой момент времени.

Параметрические исследования

В результате проведенных параметрических исследований вытеснительной системы было определено изменение диаметрального зазора и гидромеханического КПД серийного и модернизированного гидромоторов планетарного типа (рисунок 1).

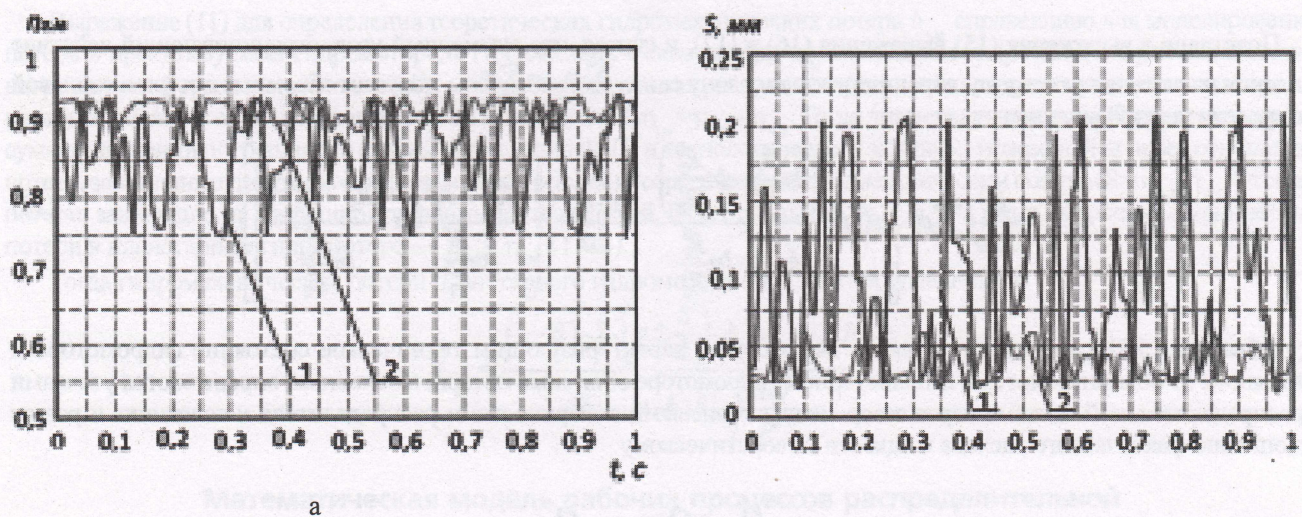


Рисунок 1 — Зависимости изменения а — диаметрального зазора, б — гидромеханического КПД вытеснительной системы: 1 — серийный гидромотор, 2 — модернизированный гидромотор

Исследованием характера изменения диаметрального зазора S (рисунок 1, а) установлено [15], что в процессе работы гидромотора, вследствие отсутствия жесткого межцентрового расстояния между вытеснителями происходит постоянная пульсация диаметрального зазора. При этом для серийного гидромотора пульсация составляет $S = 0,02...0,21$ мм (кривая 1), а для модернизированного гидромотора — $S = 0,02...0,065$ мм (кривая 2).

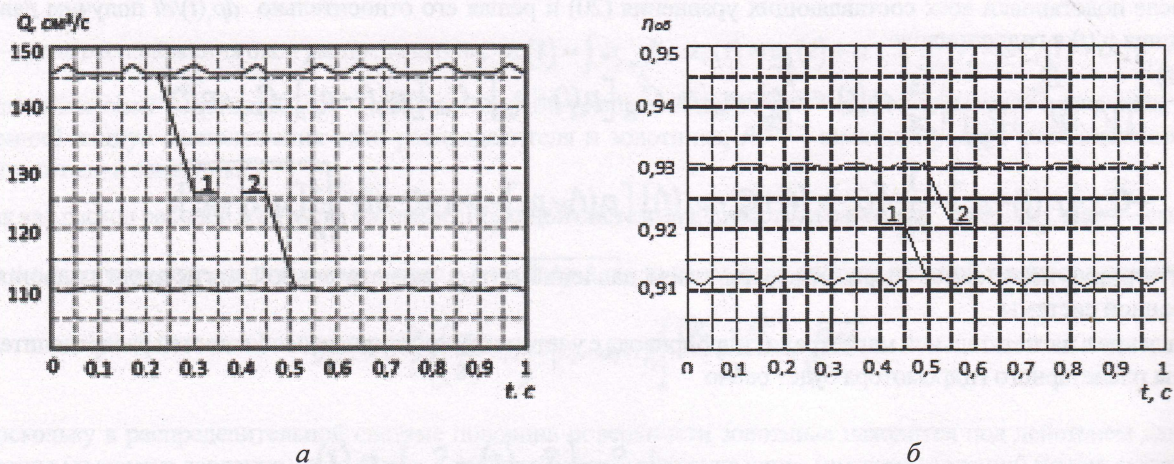


Рисунок 2 — Зависимости изменения а — утечек, б — объемного КПД распределительной системы: 1 — серийный гидромотор, 2 — модернизированный гидромотор

Исследования изменения гидромеханического КПД вытеснительного блока (рисунок 1, б) показывает, что механические потери имеют хаотический характер, определяемый взаимным расположением вытеснителей, и составляют для серийного гидромотора $\eta_{2,м} = 0,75...0,93$ (кривая 1) и $\eta_{2,м} = 0,89...0,93$ — для модернизированного (кривая 2).

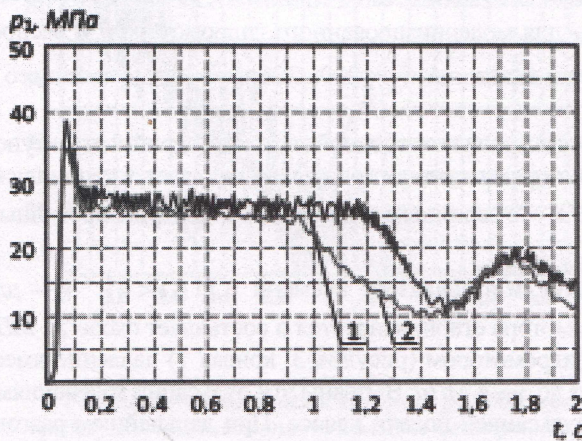


Рисунок 3 — Зависимости изменения давления при разгоне мехатронной системы с учетом конструктивных особенностей планетарного гидромотора: 1 — серийного, 2 — модернизированного.

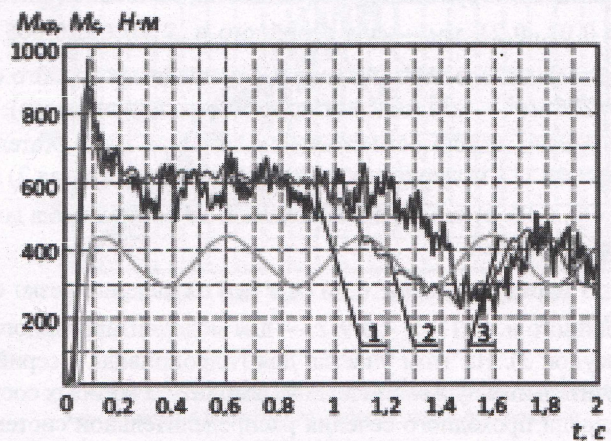


Рисунок 4 — Зависимости изменения крутящего момента при разгоне мехатронной системы с планетарным гидромотором: 1 — серийным, 2 — модернизированным, 3 — момент сопротивления.

Такое изменение геометрических и выходных параметров свидетельствует о том, что при работе серийного и модернизированного гидромоторов не зависимо от изменения давления в нагнетательной магистрали, крутящий момент будет иметь значительные колебания, вследствие нестабильности гидромеханического КПД.

В результате проведенных параметрических исследований распределительной системы было определено изменение утечек и объемного КПД (рисунок 2) торцевой распределительной системы серийного и модернизированного гидромоторов планетарного типа [15].

Анализ динамики изменения утечек и объемных потерь торцевой распределительной системы серийного (рисунок 2, кривые 1) и модернизированного (рисунок 2, кривые 2) гидромоторов показывает, что при одинаковых начальных условиях моделирования, утечки (рисунок 2, а) в планетарном гидромоторе с модернизированной распределительной системой (кривая 2) на 34% ниже, чем у серийного гидромотора (кривая 1), а объемный КПД (рисунок 2, б) на 2,5% выше, что объясняется нерациональным проектированием серийной распределительной системы.

Выполненные параметрические исследования позволили выявить особенности изменения выходных характеристик планетарного гидромотора в зависимости от изменения его геометрических параметров с учетом особенностей перемещения элементов вытеснительной системы и колебаний пропускной способности распределительной системы. Для более эффективного использования планетарных гидромоторов в мехатронных системах мобильной техники, необходимо исследовать динамику изменения выходных характеристик мехатронной системы с серийным и модернизированным планетарными гидромоторами, с учетом их конструктивных особенностей, а также внешних возмущающих воздействий.

Динамические исследования

Исследование динамики изменения выходных характеристик мехатронной системы с гидравлическим приводом проводилось с серийным и модернизированным планетарными гидромоторами. При исследованиях учитывалось изменение погрешности формы изготовления элементов вытеснительной системы и изменение пропускной способности распределительной системы, а так же влияние внешних возмущающих воздействий (пульсаций подачи насоса и колебаний нагрузки) и их сглаживание с помощью пассивного гасителя пульсаций.

Моделирование изменения подачи насоса Q_n и нагрузки M_c осуществляется по условиям [15]

$$Q_i(t) = Q_o \cdot \sin \omega t + Q_o \cdot \sin \omega(t - \tau),$$

где ω — угловая скорость насоса, $\tau = 0,05$ с — временное смещение, а нагрузка рассчитывается как

$$M_\varepsilon = M_{\varepsilon 0} \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{T}}\right) + M_{\varepsilon} \cdot \sin \omega t$$

Для компенсации негативного влияния внешних возмущающих воздействий, при моделировании, использовался пассивный гаситель пульсаций с объемом 5000 см³.

При моделировании работы планетарного гидромотора в составе привода мехатронной системы исследовано влияние конструктивных особенностей вытеснительной системы (изменение диаметрального зазора в диапазоне $S = 0,02...0,21$ мм — для серийного и $S = 0,02...0,065$ мм — для модернизированного гидромоторов) и распределительной системы (изменение площади проходного сечения в диапазоне $S_{nc} = 220...226$ мм² — для серийного и $S_{nc} = 226$ мм² — для модернизированного гидромоторов).

Анализ зависимости изменения давления в нагнетательной магистрали мехатронной системы с серийным (рисунок 3, кривая 1) и модернизированным (рисунок 3, кривая 2) гидромоторами в момент разгона показывает, что при пуске ($t = 0...0,06$ с) наблюдается большой заброс давления до 39 МПа — с серийным и 35 МПа — с модернизированным гидромоторами.

В период времени $0,06 < t < 0,1$ с давление резко снижается, и в диапазоне времени $0,11 < t < 1,1$ с — для серийного и $0,11 < t < 0,9$ с — для модернизированного гидромотора стабилизируется и составляет около 25 МПа (рисунок 3). На этом участке для гидропривода с серийным гидромотором (рисунок 3, кривая 1) давление имеет значительные пульсации до 20%, амплитуда которых составляет до 3—4 МПа. Вызваны эти пульсации колебаниями площади проходного сечения распределительной системы и пульсацией подачи насоса. При дальнейшем разгоне мехатронной системы с серийным гидромотором, в период времени $t > 1,1$ с (рисунок 3, кривая 1) и модернизированным с модернизированным — $t > 0,9$ с (рисунок 3, кривая 2) наблюдается стабилизация давления с ярко выраженными синусоидальными колебаниями, вызванными колебаниями момента сопротивления. При этом пульсации давления для мехатронной системы с серийным гидромотором составляют 9—10% при амплитуде 1,5 МПа, а с модернизированным — до 5% при амплитуде 1 МПа.

Анализ зависимости изменения крутящего момента выходного вала серийного и модернизированного гидромоторов в период разгона мехатронной системы показывает (рисунок 4), что при пуске ($t = 0-0,6$ с) наблюдается большой пик крутящего момента около 900 Н·м, в 2,5 раза превышающий номинальное значение. В период времени $0,06 < t < 0,1$ с значения крутящего момента резко снижаются. При $0,1 < t < 1,1$ с для серийного и $0,11 < t < 0,9$ с для модернизированного гидромоторов значения крутящего момента постепенно стабилизируются с амплитудой колебаний до 200 Н·м для серийного гидромотора (рисунок 4, кривая 1) и до 50 Н·м — для модернизированного (рисунок 4, кривая 2). На рассматриваемом участке ярко выражены синусоидальные колебания, вызванные колебаниями момента сопротивления M_c (рисунок 4, кривая 3) и пульсации, вызванные изменением диаметрального зазора вытеснителей и пропускной способности распределительной системы. При дальнейшем разгоне ($t > 1,1$ с — для серийного и $t > 0,9$ с — для модернизированного гидромоторов) наблюдается установившееся движение вала гидромоторов. При этом колебания крутящего момента выходного вала серийного гидромотора составляют до 100 Н·м (рисунок 4, кривая 1), а модернизированного до 20 Н·м (рисунок 4, кривая 2). Необходимо отметить, что использование пассивного гасителя пульсаций в 2,5 раза снижает пик крутящего момента при пуске мехатронной системы [15].

Анализ зависимости, характеризующей изменение расхода рабочей жидкости через предохранительный клапан при разгоне мехатронной системы (рисунок 5) показывает, что в период времени $0 < t < 0,06$ с клапан закрыт (происходит наполнение объема пассивного гасителя пульсаций — $V_{пгн}$ см³). Далее в период времени $0,06 < t < 0,12$ с для мехатронной системы с серийным гидромотором (рисунок 5, кривая 1) и $0,06 < t < 0,1$ с — с модернизированным (рисунок 5, кривая 2) расход предохранительного клапана достигает своего максимального значения 98 л/мин. Затем расход через предохранительный клапан уменьшается, но имеет довольно значительные пульсации, амплитуда которых составляет до 30 л/мин — для мехатронной системы с серийным гидромотором и до 10 л/мин — с модернизированным. Для мехатронной системы с модернизированным гидромотором (рисунок 5, кривая 2) предохранительный клапан закрывается при $t = 1$ с, а с серийным (рисунок 5, кривая 1) при $t = 1,2$ с. Необходимо отметить, что такая большая пульсация рабочей жидкости, проходящей через предохранительный клапан в период разгона, вызвана неравномерностью подачи насоса, обусловленной заданными эксплуатационными условиями [15].

Анализ зависимостей изменения расхода рабочей жидкости при разгоне мехатронной системы показывает (рисунок 6), что в момент времени $0 < t < 0,12$ с расходы серийного и модернизированного гидромоторов возрастают без значительных пульсаций. В период времени $0,12 < t < 1,2$ с расходы рабочей жидкости возрастают с довольно значительными пульсациями до 20 л/мин для серийного гидромотора (рисунок 6, кривая 1) и без пульсаций — для модернизированного (рисунок 6, кривая 2). Необходимо отметить, что такая большая пульсация расхода рабочей жидкости серийного гидромотора в период разгона мехатронной системы вызвана конструктивными параметрами серийного гидромотора и пульсацией подачи насоса. В период времени $t = 1,2$ с пульсации расхода рабочей жидкости серийного гидромотора значительно уменьшаются, а синусоидальные колебания расхода как серийного, так и

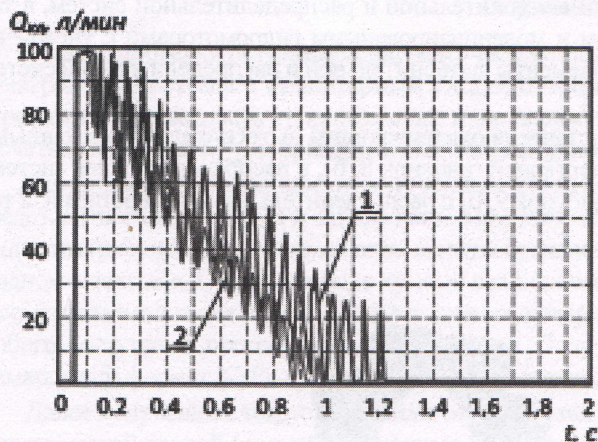


Рисунок 5 — Зависимости изменения расхода через предохранительный клапан при разгоне мехатронной системы с планетарным гидромотором:
1 — серийным, 2 — модернизированным

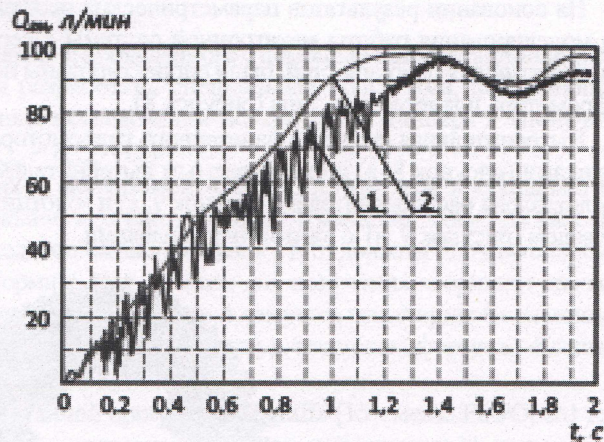


Рисунок 6 — Зависимости изменения расхода рабочей жидкости планетарного гидромотора при разгоне мехатронной системы:
1 — серийной, 2 — модернизированной

модернизированного гидромоторов вызваны колебаниями момента сопротивления [15].

Анализ зависимостей изменения частоты вращения выходного вала серийного и модернизированного гидромоторов при разгоне мехатронной системы показывает (рисунок 7), что в момент времени значения частоты вращения возрастают без значительных пульсаций. В период времени наблюдается установившееся движение вала модернизированного гидромотора (кривая 2), а колебания частоты вращения серийного гидромотора незначительны и составляют до 2 об/мин (кривая 1). Однако на рассматриваемом участке ярко выражены синусоидальные колебания, вызванные колебаниями момента сопротивления.

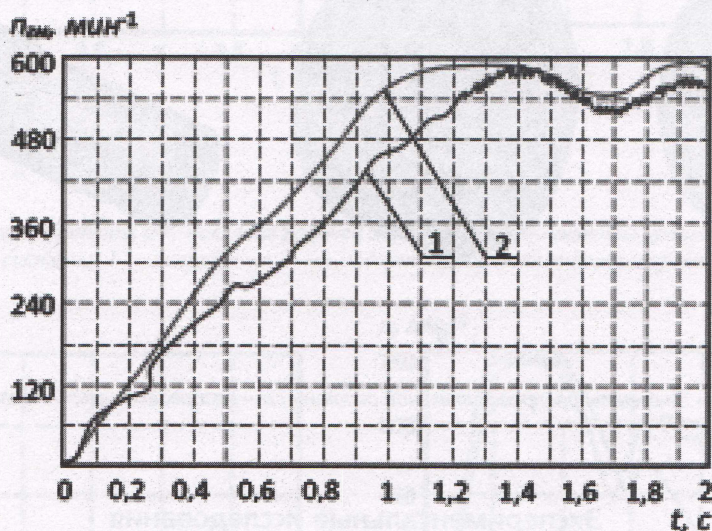


Рисунок 7 — Зависимости частоты вращения выходного вала планетарного гидромотора при разгоне мехатронной системы: 1 — серийной, 2 — модернизированной

Проведенными исследованиями установлено, что конструктивные особенности серийного гидромотора вызывают значительные колебания выходных параметров мехатронной системы с гидравлическим приводом в связи с несовершенством конструкции вытеснительной и распределительной систем, а конструктивные особенности модернизированного гидромотора не влияют на динамические характеристики мехатронной системы и все выходные характеристики не имеют пульсаций.

Нерациональное проектирование вытеснительной и распределительной систем серийного гидромотора вызывает пульсацию давления в нагнетательной магистрали мехатронной системы с гидравлическим приводом до 20% и крутящего момента до 30% в период разгона мехатронной системы. Как следствие, при разгоне мехатронной системы наблюдаются пульсации потока рабочей жидкости до 30%.

На основании результатов параметрических исследований вытеснительной и распределительной систем, а так же моделирования работы мехатронной системы с серийным и модернизированным гидромоторами с учетом их конструктивных особенностей, были спроектированы новые элементы вытеснительной и распределительной систем гидромотора планетарного типа (рисунок 8).

Вытеснительная система планетарного гидромотора представлена охватывающим вытеснителем со вставными роликами (рисунок 8, а) и охватываемым вытеснителем — шестерней (рисунок 8, б), а распределительная система представлена распределителем (рисунок 9, а) и золотником (рисунок 9, б) с распределительными отверстиями, а так же валом (рисунок 9, в) с винтовыми канавками.

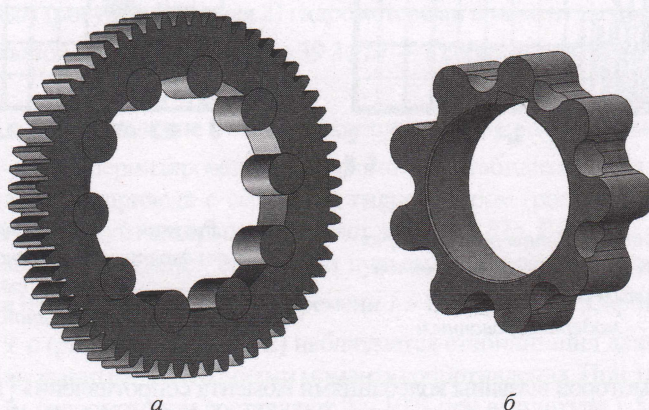


Рисунок 8 — Элементы вытеснительной системы: а — охватывающий вытеснитель, б — охватываемый вытеснитель

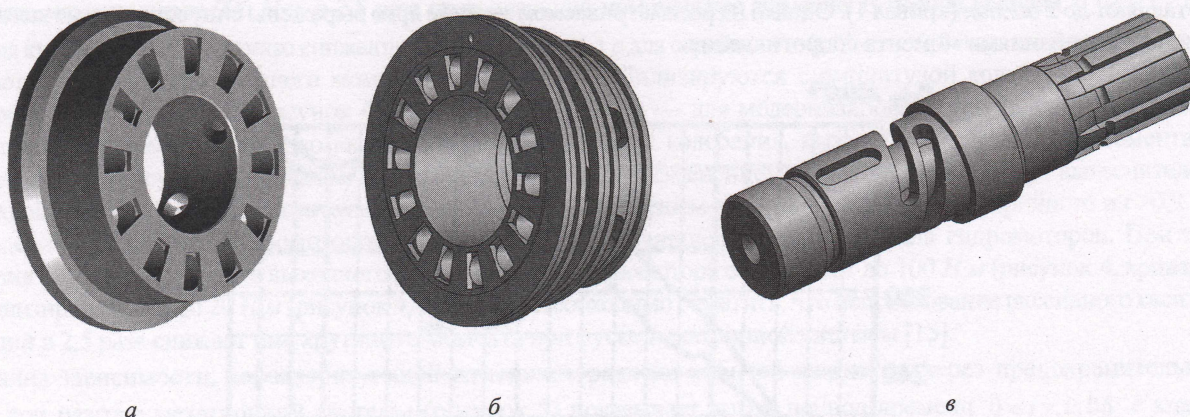


Рисунок 9 — Элементы распределительной системы: а — распределитель; б — золотник; в — вал

Экспериментальные исследования

Проведение теоретических и параметрических исследований всегда связано с рядом допущений и ограничений, и поэтому, с целью корректировки математической модели, определения ее адекватности, а также определения эффективности полученных результатов, проведены стендовые испытания серийного и модернизированного гидромоторов [15].

Результаты, полученные при экспериментальных исследованиях представлены зависимостями изменения давления (рисунок 10, а) при разгоне мехатронной системе с серийным (кривая 1)) и модернизированным (кривая 2) гидромоторами, а также зависимостями изменения частоты вращения вала (рисунок 10, б) серийного (кривая 1) и модернизированного (кривая 2) гидромоторов, работающих в составе мехатронной системы с гидравлическим приводом.

Оценка адекватности

С целью проверки результатов математического моделирования, проведенного с помощью разработанной модели мехатронной системы с планетарным гидромотором нами разработана специальная программа, позволяющая определить адекватность теоретических и экспериментальных исследований по критерию Фишера F (получить расчетное значение $F_{\text{расч}}$ и проверить выполнение условия $F_{\text{расч}} > F_{\text{теор}}$) [15].

Для проверки адекватности полученных теоретических и экспериментальных результатов необходимо их представить в виде кривых и оцифровать. При этом обязательное условие — кривые изменения давления рабочей жидкости (рисунок 11, а) и изменения частоты вращения выходного «вала» (рисунок 11, б) должны быть выполнены в одном масштабе. Оцифрованные кривые сохраняются в формате Jpeg, и затем для получения координат каждой рассматриваемой точки представленных кривых, поверх полученных изображений, рисуется копия кривой с помощью любого доступного программного обеспечения. Полученные кривые сохраняются в текстовом формате «Компас-Символьный формат KSF» с координатами всех точек сравниваемых кривых.

Далее полученные текстовые файлы открываются разработанной программой «graff» [15]: меню File/Open1 для теоретической кривой (рисунок 11, кривые 1) и меню File/Open2 — для экспериментальной (рисунок 11, кривые 2).

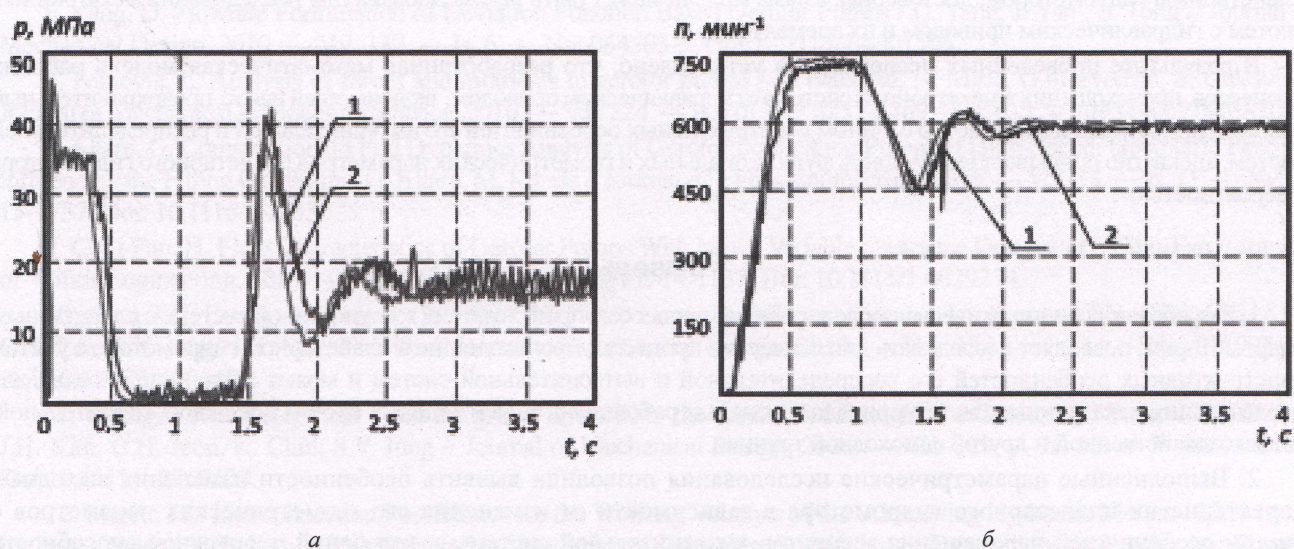


Рисунок 10 — Зависимость изменения а — давления рабочей жидкости и б — частоты вращения при разгоне мехатронной системы: 1 — с серийным, 2 — с модернизированным гидромоторами

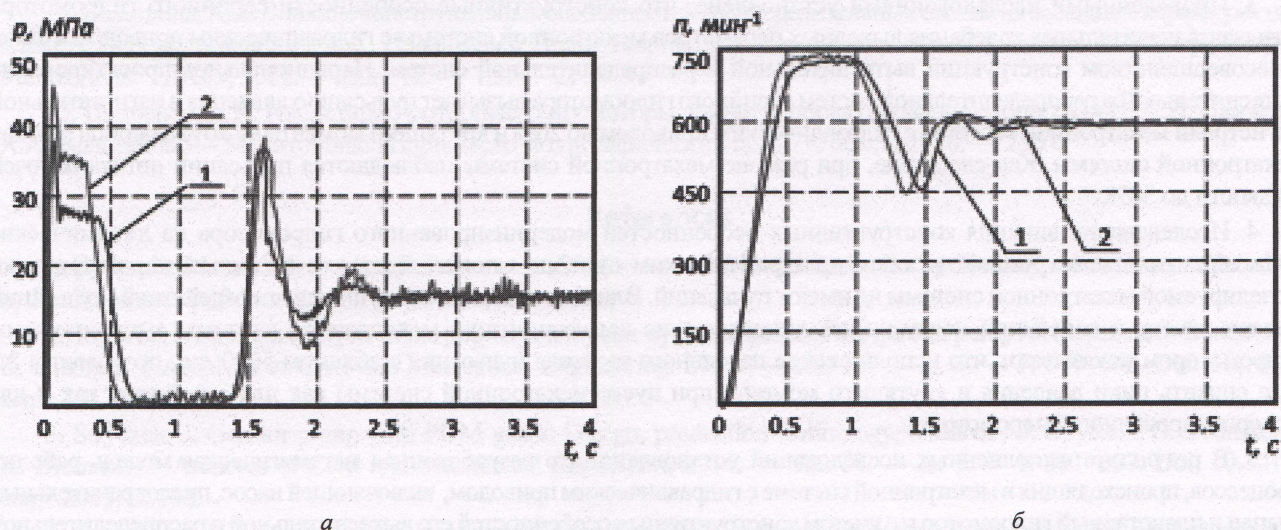


Рисунок 11 — Зависимости изменения а — давления рабочей жидкости и б — частоты вращения при разгоне мехатронной системы с модернизированным гидромотором: 1 — теоретические кривые, 2 — экспериментальные кривые

После открытия исследуемые кривые отображаются на мониторе и запуском меню *Recalc/Graf1* для графиков экспериментальных кривых, а *Recalc/Graf2* — для теоретических, происходит пересчет точек графиков с последующим определением дисперсий, рассматриваемых кривых [15].

$$S_1 = \sum_{k=1}^n \frac{(y_i - \hat{y}_i)^2}{n-1}, \quad S_2 = \sum_{k=1}^n \frac{(\bar{y}_i - \hat{y}_i)^2}{n-2},$$

где y_i , \hat{y}_i и \bar{y}_i — значения координат точек исследуемых кривых теоретическое, экспериментальное и средне-арифметическое соответственно, n — количество измеренных точек на кривой.

Затем определяется расчетное значение критерия Фишера $F_{\text{расч}} = S_1/S_2$ при заданном количестве точек n и сравнивается с теоретическим значением критерия Фишера $F_{\text{теор}}$, выбранным для заданной вероятности.

Для нашего случая $F_{\text{расч}} = 18,8174$, а $F_{\text{теор}} = 1,071$ при доверительной вероятности $\alpha = 0,95$, для количества измеренных точек $n = 2300$. Так как $F_{\text{расч}} > F_{\text{теор}}$, то теоретическая кривая, полученная в результате моделирования процесса разгона мехатронной системы с планетарным гидромотором, адекватно описывает исследуемый процесс. Следовательно, все результаты, полученные при моделировании процессов, происходящих в мехатронной системе с планетарным гидромотором, достоверны, а сама модель может быть рекомендована для исследования мехатронных систем с гидравлическим приводом и их элементов.

В результате проведенных исследований установлено, что разработанная математическая модель рабочих процессов, происходящих в мехатронной системе с гидравлическим приводом, включающей насос, предохранительный клапан и планетарный гидромотор с учетом конструктивных особенностей его вытеснительной и распределительной систем, адекватно описывает взаимосвязь функциональных и геометрических параметров планетарного гидромотора с вероятностью.

Выводы

1. Разработанная математическая модель рабочих процессов, происходящих в мехатронной системе с планетарным гидромотором, позволяет исследовать динамические процессы, происходящие в планетарном гидромоторе с учетом конструктивных особенностей его распределительной и вытеснительной систем и может быть использована для исследования мехатронных систем приводов активных рабочих органов и ходовых систем дорожной, строительной, сельскохозяйственной и другой самоходной техники.

2. Выполненные параметрические исследования позволили выявить особенности изменения выходных характеристик планетарного гидромотора в зависимости от изменения его геометрических параметров с учетом особенностей перемещения элементов вытеснительной системы и колебаний пропускной способности распределительной системы. Для более эффективного использования планетарных гидромоторов в мехатронных системах мобильной техники проведены исследования динамики изменения выходных характеристик мехатронной системы с серийным и модернизированным планетарными гидромоторами, с учетом их конструктивных особенностей.

3. Проведенными исследованиями установлено, что конструктивные особенности серийного гидромотора вызывают значительные колебания выходных параметров мехатронной системы с гидравлическим приводом в связи с несовершенством конструкции вытеснительной и распределительной систем. Нерациональное проектирование вытеснительной и распределительной систем серийного гидромотора вызывает пульсацию давления в нагнетательной магистрали мехатронной системы с гидравлическим приводом до 20% и крутящего момента до 30% в период разгона мехатронной системы. Как следствие, при разгоне мехатронной системы наблюдаются пульсации потока рабочей жидкости до 30%.

4. Исследования влияния конструктивных особенностей модернизированного гидромотора на динамические характеристики мехатронной системы с гидравлическим приводом показывают, что выходные характеристики моделируемой мехатронной системы не имеют пульсаций. Влияние внешних возмущающих воздействий (пульсаций подачи насоса и колебаний нагрузки) на динамические характеристики мехатронной системы с планетарным гидромотором показывают, что использование пассивного гасителя пульсация с объемом 5000 см³, позволяет в 2,3 раза снизить пики давления и крутящего момента при пуске мехатронной системы как для серийного, так и для модернизированного гидромоторов.

5. В результате выполненных исследований установлено, что разработанная математическая модель рабочих процессов, происходящих в мехатронной системе с гидравлическим приводом, включающей насос, предохранительный клапан и планетарный гидромотор и с учетом конструктивных особенностей его вытеснительной и распределительной систем адекватно описывает взаимосвязь функциональных и геометрических параметров планетарного гидромотора с вероятностью $\alpha = 0,95$.

Литература

1. Hydraulic Motors. Hydraulics & Pneumatics, 2016. — Available at: <http://www.hydraulicspneumatics.com/datasheet/hydraulic-motors-pdf-download>.
2. Stryczek, J. Strength analysis of the polyoxymethylene cycloidal gears of the gerotor pump / J. Stryczek, S. Bednarczyk, K. Biernack // Archives of Civil and Mechanical Engineering. 2014. — Vol. 14. — Is. 4. — P. 647–660. Doi: 10.1016/j.acme.2013.12.005.
3. Stryczek, J. Gerotor pump with POM gears: Design, production technology, research / J. Stryczek, S. Bednarczyk, K. Biernack // Archives of Civil and Mechanical Engineerin, 2014. — Vol. 14. — Is. 3. — P. 391–397. Doi: 10.1016/j.acme.2013.12.008.
4. Панченко, А.И. Конструктивные особенности и принцип работы гидровращателей планетарного типа / А.И. Панченко, А.А. Волошина, Н.П. Кольцов, И.А. Панченко // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. — Мелітополь, 2012. — Вип. 12. — Т. 3. — С. 174–184.
5. Панченко А.И. Разработка планетарных гидромоторов для силовых гидроприводов мобильной техники / А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко // MOTROL. — Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. —2015. — Vol. 17. — No 9. — P. 29–36.
6. Yang, D. Flowrate Formulation of Deviation Function Based Gerotor Pumps / D. Yang, J. Yan , S. Tong // Journal of Mechanical Design, 2010. — Vol. 132. — Is. 6. — No: 064503-5. Doi:10.1115/1.4001595.
7. Ivanovic, L. Analysis of forces and moments in gerotor pumps / L. Ivanovic, N. Miric, G.иDevedzic, S. Ćuković // Journal of Mechanical Engineering Science, 2010. — Vol. 224. — Is. 10. — P. 2257-2269. Doi: 10.1243/09544062JMES2041.
8. Altare, G. Computational Fluid Dynamics Analysis of Gerotor Lubricating Pumps at High-Speed: Geometric Features Influencing the Filling Capability / G. Altare, M. Rundo // Journal of Fluids Engineering, 2016. — Vol. 38. — Is. 11. — № FE-15-1757. Doi: 10.1115/1.4033675.
9. Chiu-Fan, H. Flow Characteristics of Gerotor Pumps With Novel Variable Clearance Designs / H. Chiu-Fan // Journal of Fluids Engineering, 2015. — Vol. 137. — Is. 4. — No: FE-14-1137. Doi: 10.1115/1.4029274.
10. Choi, T.H. Design of Rotor for Internal Gear Pump Using Cycloid and Circular-Arc Curves / T.H. Choi, M.S. Kim, G.S. Lee, S.Y. Jung, J.H. Bae, C. Kim // Journal of Mechanical Design, 2012. — Vol. 134. — Is. 1. — No: 011005-12. Doi:10.1115/1.4004423.
11. Chang, Y.J. Development of an Integrated System for the Automated Design of a Gerotor Oil Pump / Y.J. Chang, J.H. Kim, C.H. Jeon, K. Chul, S.Y. Jung // Journal of Mechanical Design, 2006. — Vol. 129. — Is. 10. — P. 1099—1105. Doi:10.1115/1.2757629.
12. Marcu, I.L. Interconnection Possibilities for the Working Volumes of the Alternating Hydraulic Motors / I.L. Marcu, I.I. Pop // Scientific Bulletin of the Politehnica University of Timisoara. Special issue: Transactions on Mechanics: The 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, 2004. — P. 365—370.
13. Velev, E. Study Cavitation Gerotor Motors, Using Computer Simulatio / E. Velev // XV International Scientific Conference: Renewable Energies and Innovative Technologies. Smolyan, Bulgaria, 2016. — P. 64—66.
14. Волошина, А.А. Влияние конструктивных особенностей распределительных систем на выходные характеристики планетарных гидромашин / А.А. Волошина // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. — Мелітополь: ТДАТУ, 2012. — Вип. 12. — Т.5. — С. 3—9.
15. Панченко, А.И. Планетарно-роторные гидромоторы. Расчет и проектирование: монография / А.И. Панченко, А.А. Волошина. — Мелітополь: Издательско-полиграфический центр «Люкс», 2016. — 236 с.

References

1. Hydraulic Motors. Hydraulics & Pneumatics, 2016. — Available at: <http://www.hydraulicspneumatics.com/datasheet/hydraulic-motors-pdf-download>.
2. Stryczek, J. Strength analysis of the polyoxymethylene cycloidal gears of the gerotor pump / J. Stryczek, S. Bednarczyk, K. Biernack // Archives of Civil and Mechanical Engineering. 2014. — Vol. 14. — Is. 4. — P. 647–660. Doi: 10.1016/j.acme.2013.12.005.
3. Stryczek, J. Gerotor pump with POM gears: Design, production technology, research / J. Stryczek, S. Bednarczyk, K. Biernack // Archives of Civil and Mechanical Engineerin, 2014. — Vol. 14. — Is. 3. — P. 391–397. Doi: 10.1016/j.acme.2013.12.008.
4. Panchenko, A.I. Konstruktivnye osobennosti i printsip raboty gidrovrashchateley planetarnogo tipa / A.I. Panchenko, A.A. Voloshina, N.P. Koltsov, I.A. Panchenko // Pratsi Tavriyskogo derzhavnogo agrotekhnolohichnogo universytetu. — Meli-topol: TDATU, 2012. — Vyp. 12. — T.3. — S. 174—184.

5. Panchenko, A.I. Razrabotka planetarnykh gidromotorov dlya silovykh gidroprivodov mobilnoy tekhniki / A.I. Panchenko, A.A. Voloshina, I.A. Panchenko // MOTROL. — Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. —2015. — Vol. 17. — No 9. — P. 29—36.
6. Yang, D. Flowrate Formulation of Deviation Function Based Gerotor Pumps / D. Yang, J. Yan , S. Tong // Journal of Mechanical Design, 2010. — Vol. 132. — Is. 6. — No: 064503-5. Doi:10.1115/1.4001595.
7. Ivanovic, L. Analysis of forces and moments in gerotor pumps / L. Ivanovic, N. Miric, G.иDevedzic, S. Ćuković // Journal of Mechanical Engineering Science, 2010. — Vol. 224. — Is. 10. — P. 2257-2269. Doi: 10.1243/09544062JMES2041.
8. Altare, G. Computational Fluid Dynamics Analysis of Gerotor Lubricating Pumps at High-Speed: Geometric Features Influencing the Filling Capability / G. Altare, M. Rundo // Journal of Fluids Engineering, 2016. — Vol. 38. — Is. 11. — No: FE-15-1757. Doi: 10.1115/1.4033675.
9. Chiu-Fan H. Flow Characteristics of Gerotor Pumps With Novel Variable Clearance Designs / H. Chiu-Fan // Journal of Fluids Engineering, 2015. — Vol. 137. — Is. 4. — No: FE-14-1137. Doi: 10.1115/1.4029274.
10. Choi, T.H. Design of Rotor for Internal Gear Pump Using Cycloid and Circular-Arc Curves / T.H. Choi, M.S. Kim, G.S. Lee, S.Y. Jung, J.H. Bae, C. Kim // Journal of Mechanical Design, 2012. — Vol. 134. — Is. 1. — No: 011005-12. Doi:10.1115/1.4004423.
11. Chang, Y.J. Development of an Integrated System for the Automated Design of a Gerotor Oil Pump / Y.J. Chang, J.H. Kim, C.H. Jeon, K. Chul, S.Y. Jung // Journal of Mechanical Design, 2006. — Vol. 129. — Is. 10. — P. 1099-1105. Doi:10.1115/1.2757629.
12. Marcu, I.L. Interconnection Possibilities for the Working Volumes of the Alternating Hydraulic Motors / I.L. Marcu, I.I. Pop // Scientific Bulletin of the Politehnica University of Timisoara. Special issue: Transactions on Mechanics: The 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, 2004. — P. 365–370.
13. Velev, E. Study Cavitation Gerotor Motors, Using Computer Simulatio / E. Velev // XV International Scientific Conference: Renewable Energies and Innovative Technologies. Smolyan. Bulgaria, 2016. — P. 64–66.
14. Voloshyna, A.A. Vliyaniye konstruktivnykh osobennostey raspredelitel'nykh sistem na vykhodnye kharakteristiki planetarnykh gidromashin / A.A. Voloshina // Pratsi Tavriyskogo derzhavnogo agrotekhnologichnogo universytetu. — Melitopol: TDATU, 2012. — Vyp. 12. — T.5. — S. 3—9.
15. Panchenko, A.I. Planetarno-rotorni hidromotory. Rozrakhunok i proektuvannya: monohrafiya / O.I. Panchenko, A.A. Voloshyna. — Melitopol: Vydavnycho-polihrafichnyy tsentr «Lyuks», 2016. — 236 s.

Надійшла 13.04.2018

УДК 621.225.001.4

UDC 621.225.001.4

Оцінка адекватності математичної моделі робочих процесів планетарного гідромотора реальному об'єкту

А.І. Панченко, А.А. Волошина, І.А. Панченко

Мета. Для поліпшення вихідних характеристик планетарних гідромоторів, що працюють у складі мехатронних систем мобільної техніки, досліджено робочі процеси, що відбуваються в їх елементах на базі розробки більш повної математичної моделі, адекватної реальному об'єкту.

Методи дослідження. Дослідження впливу зміни діаметрального зазору, викликаного похибкою форми виготовлення елементів витискувальної системи, а також зміни пропускної здатності та об'ємних втрат розподільної системи, обумовлених геометрією проточних частин на вихідні характеристики планетарного гідромотора. Дослідження динаміки зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора з урахуванням конструктивних

Evaluating the adequacy of a mathematical model for the working processes of a planetary hydromotor to a real object

A.I. Panchenko, A.A. Voloshina, I.A. Panchenko

Aim. As planetary motors are widely used in mechatronic systems of mobile equipment, it seems to be necessary to improve their output characteristics. The aim of the study was to investigate the working processes, that occur inside the motor, with the development and application of a complete mathematical model which is adequate to the real object.

Methods of research. Firstly, we studied the impact of the diametrical gap on the output characteristics of a hydraulic motor, since it is known that the form error, which occurs during manufacturing of the displacement system elements, influences the output characteristics. Additionally geometry of the flow parts causes changes in the throughput and volume losses of the distribution system. That has effect on the output charac-

особливостей його витискувальної і розподільної систем. Експериментальні дослідження, що передбачають проведення порівняльних випробувань серійного і модернізованого гідромоторів. Перевірка адекватності математичної моделі робочих процесів, що відбуваються в мехатронній системі з планетарним гідромотором, реальному об'єкту.

Результати дослідження. Запропонована математична модель робочих процесів, що відбуваються в мехатронній системі з планетарним гідромотором, дозволила дослідити вплив конструктивних особливостей витискувальної і розподільної систем на вихідні характеристики планетарного гідромотора. Математична модель, що реалізована за допомогою програми візуального моделювання *Vissim*, дозволила досліджувати динаміку зміни вихідних характеристик мехатронної системи з планетарним гідромотором. Для підтвердження теоретичних досліджень, проведені експериментальні дослідження, що підтверджують адекватність математичної моделі робочих процесів, що відбуваються у планетарному гідромоторі, реальному об'єкту.

Висновки. Розроблено математичну модель робочих процесів планетарного гідромотора у складі мехатронної системи дозволяє досліджувати динамічні процеси, що відбуваються у планетарному гідромоторі з урахуванням конструктивних особливостей його розподільної і витискувальної систем та може бути використана для дослідження мехатронних систем привода активних робочих органів шляхової, будівельної, сільськогосподарської та іншої мобільної техніки. Проведені експериментальні дослідження підтверджують адекватність розробленої математичної моделі робочих процесів, що відбуваються у планетарному гідромоторі, реальному об'єкту з вірогідністю 0,95.

Ключові слова: планетарний гідромотор, витискувальна система, розподільна система, математична модель, параметричні дослідження, експериментальні дослідження, адекватність.

teristics of the motor as well. Secondly, dynamics of the output characteristics change was investigated. To achieve the goal we considered the design features of the motor displacement and distribution systems. Thirdly, experimental studies, that provide comparative tests for serial and modernized hydraulic motors, have been performed. Finally, the mathematical model for the working processes, which occur inside a planetary motor, has been verified whether it is adequate to simulate a real object.

Results of research. A mathematical model of the working processes, which take place in planetary hydraulic motors as the part of a mechatronic system is proposed. It enables to investigate the influence of the design features of the displacement and distribution systems on the output characteristics of a planetary motor. The mathematical model was realized with the help of the *Vissim* visual modeling program. That allowed to study the dynamics of the changes in output characteristics of a planetary hydraulic motor, which is applied in a mechatronic system. To confirm theoretical studies, experimental studies have been carried out. They proved the adequacy of the mathematical model to the real object.

Conclusions. The mathematical model, which was developed, allows to investigate the dynamic processes that occur inside a planetary hydraulic motor when it is a part of a mechatronic system. As the model regards the design features of the distribution and displacement systems of the motor, it can be used for studying mechatronic drive systems which are applied to drive active working tools on road, construction, agricultural and other mobile machines. Experimental studies, which have been performed, confirm the adequacy of the mathematical model to the real object with a 0.95 probability.

Keywords: planetary hydraulic motor, displacement system, distribution system, mathematical model, parametric studies, experimental studies, adequacy.