

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
ТАВРИЧЕСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРОТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

А.И. ПАНЧЕНКО, А.А. ВОЛОШИНА

ПЛАНЕТАРНО-РОТОРНЫЕ ГИДРОМОТОРЫ

Расчет и проектирование

Монография

Утверждено
Ученым советом ТГАТУ,
протокол № 13
от « 30 » мая 2016 г.

Мелитополь – 2016

УДК 621.225.4:621.833.6.01(049)

ББК 31.563:34.445.58-02я91

П 16

Рецензенты:

Г.И. Зайончковский – доктор технических наук, профессор,
Национальный авиационный университет;

П.Н. Андренко – доктор технических наук, профессор,

Национальный технический университет “Харьковский политехнический институт”;

Ю.В. Кулешков – доктор технических наук, профессор,

Кировоградский национальный технический университет

Публикуется по решению Ученого совета Таврического государственного агротехнологического университета

Панченко А.И.

П 16. Планетарно-роторные гидромоторы. Расчет и проектирование: монография /
А.И. Панченко, А.А. Волошина. – Мелитополь: Издательско-полиграфический центр
«Люкс», 2016. – 236 с. ил.
ISBN 978-617-7218-17-2

Представлены научные и методологические положения, позволяющие формировать подходы и принципы математического моделирования, направленные на улучшение выходных характеристик планетарных гидромашин, путем совершенствование методик их проектирования. Особое внимание уделено разработке математической модели гидроагрегата с планетарным гидромотором, с учетом конструктивных особенностей распределительного и вытеснительного блоков гидромотора. Проведены параметрические исследования, позволившие обосновать влияние конструктивных параметров элементов вытеснительного и распределительного блоков планетарного гидромотора, на изменение его выходных характеристик. Сравнительные исследования динамики гидроагрегата активного рабочего органа мобильной техники с серийным и модернизированным планетарным гидромотором, позволили изучить влияния конструктивных особенностей исследуемых гидромоторов, а также внешних возмущений на изменение выходных характеристик моделируемого гидроагрегата при его разгоне. Для гидроагрегата с гидромотором планетарного типа экспериментально установлены наиболее целесообразные режимы эксплуатации насоса и планетарного гидромотора, определен диапазон изменения параметров регулирования и перепада давлений рабочей жидкости, обеспечивающие наивысшее значение общего КПД гидроагрегата.

Для научных работников, инженеров, аспирантов и студентов.

УДК 621.225.4:621.833.6.01(049)

ISBN 978-617-7218-17-2

ББК 31.563:34.445.58-02я91

© А.И. Панченко, А.А. Волошина, 2016

СОДЕРЖАНИЕ

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ	3
ВВЕДЕНИЕ	11
РАЗДЕЛ 1. ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ ГИДРОФИКАЦИИ МОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ	12
1.1. Гидрофикация мобильной техники	12
1.1.1. Тенденции гидрофикации мобильной техники	12
1.1.2. Основные направления гидрофикации мобильных машин	13
1.2. Конструктивные особенности планетарных гидромашин	20
1.2.1. Конструктивные особенности вытеснительного блока планетарных гидромашин	27
1.2.2. Конструктивные особенности распределительного блока планетарных гидромашин	27
РАЗДЕЛ 2. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОЧИХ ПРО- ЦЕССОВ ГИДРОАГРЕГАТА С ПЛАНЕТАРНЫМ ГИДРОМОТОРОМ	32
2.1. Общая характеристика математической модели рабочих процес- сов гидромотора в составе гидроагрегата	33
2.1.1. Математическая модель рабочих процессов насоса	34
2.1.2. Математическая модель рабочих процессов предохра- нительного клапана	37
2.1.3. Математическая модель рабочих процессов гидромотора	40
2.2. Математическая модель рабочих процессов планетарного гидро- мотора	43
2.2.1. Математическая модель рабочих процессов вытеснитель- ного блока	44
2.2.2. Математическая модель рабочих процессов распредели- тельного блока	54
2.3. Объемный, гидромеханический и общий КПД планетарного гид- ромотора, работающего в составе гидроагрегата	74
РАЗДЕЛ 3. ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПЛА- НЕТАРНОГО ГИДРОМОТОРА	79
3.1. Параметрические исследования вытеснительного блока	79
3.1.1. Исследование влияния погрешности формы вытеснителей на выходные параметры планетарного гидромотора	79
3.1.2. Исследование влияния конструктивных параметров пла- нетарного гидромотора на его выходные характеристики	85
3.2. Параметрические исследования распределительного блока	88
3.2.1. Исследование взаимосвязи геометрических параметров	

распределительного блока планетарного гидромотора	88
3.2.2. Исследование влияния геометрических параметров распределительного блока на объемные потери и работоспособность планетарного гидромотора	102
РАЗДЕЛ 4. ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПЛАНЕТАРНОГО ГИДРОМОТОРА В СОСТАВЕ ГИДРОАГРЕГАТА	105
4.1. Исходные данные и начальные условия моделирования работы планетарного гидромотора в составе гидроагрегата	105
4.2. Исследование динамики серийного планетарного гидромотора	108
4.3. Исследование динамики модернизированного планетарного гидромотора	127
РАЗДЕЛ 5. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПЛАНЕТАРНЫХ ГИДРОМОТОРОВ	136
5.1. Разработка стенда для испытаний семейства унифицированных рядов планетарных гидромоторов	136
5.2. Оценка адекватности разработанной математической модели рабочих процессов планетарного гидромотора в составе гидроагрегата	142
5.3. Сравнительные стендовые исследования серийного и модернизированного гидромоторов	145
5.4. Эксплуатационные характеристики гидроагрегата с гидромоторами планетарного типа	171
РАЗДЕЛ 6. МЕТОДОЛОГИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПЛАНЕТАРНЫХ ГИДРОМОТОРОВ	179
6.1. Проектирование гидроагрегата с планетарным гидромотором с заданными выходными характеристиками	179
6.2. Проектирование вытеснительного блока планетарных гидромоторов	187
6.3. Проектирование распределительного блока планетарных гидромоторов	192
6.4. Проектирование торцевого уплотнения планетарных гидромоторов	203
6.5. Проектирование семейства унифицированных высокомоментных гидромоторов	206
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	221

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- α – угол между окнами распределителя в статическом положении, *рад.*;
- α_1 – угол расположения первого окна распределителя, *рад.*;
- $\alpha_{раб.}$ – текущий угол расположения рабочих окон распределителя, *рад.*;
- $\alpha'_{раб.}$ – текущий угол расположения рабочих окон распределителя после их сдвига, *рад.*;
- $\alpha_{разгр.}$ – текущий угол расположения разгрузочных окон распределителя, *рад.*;
- $\alpha'_{разгр.}$ – текущий угол расположения разгрузочных окон распределителя после их сдвига, *рад.*;
- $\alpha_{откр.}$ – текущий угол, при котором окно распределителя соединяется с окном нагнетания или слива золотника, *рад.*;
- $\alpha_{закр.}$ – текущий угол, при котором окно распределителя выходит из соединения с окном нагнетания или слива золотника, *рад.*;
- $\alpha_{период.}$ – угол, соответствующий периоду «открытия-закрытия» окон распределителя, *рад.*;
- β – угол между окнами золотника в статическом положении, *рад.*;
- β_1 – угол расположения первого окна золотника, *рад.*;
- $\beta_{нагн.}$ – текущий угол расположения окон нагнетания золотника, *рад.*;
- $\beta_{сл.}$ – текущий угол расположения окон слива золотника, *рад.*;
- σ – угол между текущими центрами окон распределителя и золотника, находящимися в перекрытии, *рад.*;
- ε_1 – угол раствора окон распределителя, *рад.*;
- ε_2 – угол раствора окон золотника, *рад.*;
- ε – угол раствора распределительных окон при $\varepsilon_1 = \varepsilon_2$, *рад.*;
- γ – угол перекрытия окон распределителя и золотника, *рад.*;
- γ_1 – угол между зубьями шестерни, *рад.*;
- γ_2 – угол между зубьями ротора, *рад.*;
- $\gamma_{опр.}$ – угол, соответствующий перекрытию окон с опережением, *рад.*;
- $\gamma_{отст.}$ – угол, соответствующий перекрытию окон с опозданием, *рад.*;
- $\tau_{раб.}$ – угол сдвига рабочих окон распределителя, *рад.*;

Условные обозначения

- $\tau_{разгр.}$ – угол сдвига разгрузочных окон распределителя, *рад.*;
- $\varphi_{ц.}$ – угол поворота распределителя, соответствующий одному циклу, *рад.*;
- $\varphi_{н.}$ – угол раствора окон распределителя и золотника, находящихся в перекрытии (по их периметру), в которых действует давление нагнетания, *рад.*;
- $\varphi_{сл.}$ – угол раствора окон распределителя и золотника, находящихся в перекрытии (по их периметру), в которых действует давление слива, *рад.*;
- Δ – зазор между окнами распределителя и золотника, *рад.*;
- i – текущий номер окон распределителя (золотника);
- $i_{раб.}$ – текущий номер рабочих окон распределителя;
- $i_{разгр.}$ – текущий номер разгрузочных окон распределителя;
- $i_{доп.разгр.}$ – текущий номер дополнительных разгрузочных окон распределителя;
- $i_{раб.сдв.}$ – текущий номер рабочих окон распределителя, которые будут сдвигаться;
- e – межцентровое расстояние между вытеснителями (шестерней и ротором), *мм*;
- R_1 – радиус расположения центров зубьев (делительной окружности) охватываемого вытеснителя (шестерни), *мм*;
- R_2 – радиус расположения центров зубьев (делительной окружности) охватывающего вытеснителя (ротора), *мм*;
- R_1^0 – внутренний радиус расположения окон распределителя и золотника, *мм*;
- R_2^0 – внешний радиус расположения окон распределителя и золотника, *мм*;
- R_1' – внутренний радиус расположения окон распределителя и золотника с учетом уплотняющего пояса, *мм*;
- R_2' – внешний радиус расположения окон распределителя и золотника с учетом уплотняющего пояса, *мм*;
- r_1 – радиус зубьев шестерни, *мм*;
- r_2 – радиус зубьев ротора, *мм*;
- b – ширина вытеснителей, *мм*;
- b_1 – внутренний уплотняющий пояс на контактирующей поверхности

	распределителя и золотника, мм;
b_2	– наружный уплотняющий поясok на контактирующей поверхности распределителя и золотника, мм;
b'	– ширина щели (шестерни), мм;
h	– плечо приложения результирующей силы F , мм;
h'	– высота зазора между торцевыми поверхностями распределителя и золотника, мм;
S'_k	– высота щели (шестерни), мм;
S	– диаметральный зазор силового соединения, мм;
$S_{кр}$	– критическое значение диаметрального зазора силового соединения, мм;
S_T	– технологический зазор силового соединения, мм;
Π_ϕ	– погрешность формы контура деталей силового соединения, мм;
z_1	– количество зубьев охватываемого вытеснителя (шестерни);
z_2	– количество зубьев охватывающего вытеснителя (ротора);
Z_1	– количество окон распределителя;
Z_2	– количество окон золотника;
$Z_{доп.}$	– количество дополнительных разгрузочных окон;
$Z_{ц.}$	– количество циклов;
$A_{щ}$	– площадь щели (шестерни), мм ² ;
A_k	– площадь кольца, на котором выполнены распределительные окна, мм ² ;
$A_{п.с.}$	– площадь проходного сечения распределительной системы, мм ² ;
$A_{ср}$	– среднее значение площади проходного сечения распределительной системы, мм ² ;
$A_{нагн.}$	– площадь кольца, по которой действует давление нагнетания, мм ² ;
$A_{сл.}$	– площадь кольца, по которой действует давление слива, мм ² ;
$A_{т.з.}$	– площадь, по которой действует давление в торцевом зазоре, мм ² ;
A_{max}	– максимальное значение площади проходного сечения, мм ² ;
A_{min}	– минимальное значение площади проходного сечения, мм ² ;
A_A	– амплитуда изменения площади проходного сечения, мм ² ;
A_p	– амплитуда пульсации давления, МПа;
Π_A	– коэффициент периодического изменения площади проходного сечения распределительной системы;

Условные обозначения

P_p	– коэффициент пульсации давления;
$V_{н0}$	– рабочий объем насоса, $см^3$;
$V_{зм0}$	– рабочий объем гидромотора, $см^3$;
$v_{ср.}$	– средняя скорость потока жидкости, $м/с$;
ρ	– плотность рабочей жидкости, $\frac{кг}{м^3}$;
μ	– коэффициент расхода;
μ'	– коэффициент динамической вязкости жидкости, $МПа \cdot с$;
$E_{эж}$	– объемный модуль упругости двухфазной рабочей жидкости;
C_x	– жесткость пружины, $кг/см$;
x_0	– величина предварительного сжатия пружины, $см$;
x_z	– положительное перекрытие щели, $см$;
U	– передаточное отношение компенсирующего механизма;
ω_n	– угловая скорость вала насоса, $с^{-1}$;
$\omega_{зм}$	– угловая скорость вала гидромотора, $с^{-1}$;
n	– частота вращения вала гидромотора, $мин^{-1}$;
p_1	– давление рабочей жидкости в нагнетательной магистрали гидроагрегата, $МПа$;
p_1'	– давление рабочей жидкости в нагнетательной магистрали гидроагрегата с учетом конструктивных особенностей планетарного гидромотора, $МПа$;
p_{max}	– максимальное значение давления нагнетания в гидромоторе, $МПа$;
p_{min}	– минимальное значение давления нагнетания в гидромоторе, $МПа$;
$p_{ср}$	– среднее значение давления нагнетания в гидромоторе, $МПа$;
$p_n.$	– давление рабочей жидкости номинальное, $МПа$;
$p_{т.з.}$	– давление в торцевом зазоре (между торцевыми поверхностями распределителя и золотника, $МПа$;
p_0	– начальное (атмосферное) давление, $p_0 = 0,1 МПа$;
Δp	– перепад давления рабочей жидкости в гидромоторе, $МПа$;
$p_{вс}$	– давление во всасывающей магистрали, на входе в насос, $МПа$;
$p_{сл}$	– давление в сливной магистрали гидросистемы, $МПа$;
$p_{др}$	– давление в дренажной магистрали гидросистемы, $МПа$;
$F_{нр.}$	– усилие, прижимающее распределитель к золотнику, $МПа$;

Условные обозначения

- $F_{отж.}$ – усилие, отжимающее распределитель от золотника, МПа ;
- $M_{кр}$ – крутящий момент на валу гидромотора, Н·м;
- M_j – инерционный момент, Н·м;
- J – момент инерции вращающихся масс, Н·м;
- M_c – момент сопротивления, Н·м;
- Q_n – подача насоса, л / мин ;
- $Q_{кл}$ – расход через предохранительный клапан, л / мин ;
- $Q_{гм}$ – расход рабочей жидкости, подведенный к гидромотору, л / мин ;
- $Q_{н.г}$ – геометрическая подача насоса, л / мин ;
- $Q_{н.у}$ – расход утечек (в дренажную магистраль) насоса, л / мин ;
- $Q_{н.п}$ – расход перетечек (во всасывающую магистраль) насоса, л / мин ;
- $Q_{н.к}$ – расход насоса, вызванный компрессией рабочей жидкости, л / мин ;
- $Q_{н.д}$ – деформационный расход насоса, л / мин ;
- $Q_{сж}$ – деформационный расход трубопроводов, л / мин ;
- $Q_{др}$ – расход через демпфирующий дроссель, л / мин ;
- $Q_{уп}$ – расход, необходимый для управления предохранительным клапаном, л / мин ;
- $Q_{гм.у}$ – расход утечек (в корпус) гидромотора, л / мин ;
- $Q_{гм.у_n}$ – расход утечек (в нагнетательную магистраль), л / мин ;
- $Q_{гм.у_{сл}}$ – расход утечек (в сливную магистраль), л / мин ;
- $Q_{гм.п}$ – расход перетечек рабочей жидкости гидромотора, л / мин ;
- $Q_{гм.к}$ – расход гидромотора, вызванный компрессией рабочей жидкости, л / мин ;
- $Q_{гм.д}$ – деформационный расход гидромотора, л / мин ;
- $Q_{гм.г}$ – геометрический расход гидромотора на слив, л / мин ;
- $\eta_{г.м}$ – гидромеханический КПД;
- $\eta_{т.м}$ – теоретические гидромеханические потери;
- $\eta_{п.ф}$ – потери, зависящие от погрешности формы вытеснителей;
- $\eta_{об}$ – объемный КПД;
- η – общий КПД;

ВВЕДЕНИЕ

В процессе развития производства отечественного гидрооборудования сформировались традиционные его потребители: станкостроение со своими сложившимися конструктивными формами гидрооборудования, сельскохозяйственное, строительное и дорожное машиностроение. В несколько меньших масштабах, но с большими потенциальными возможностями развивается гидрооборудование горного машиностроения, особенно угольной промышленности.

Преимущественное развитие в промышленности имеет гидросистема непрерывного действия (силовая) работающая по объемному принципу, являющаяся в большей или меньшей степени универсальной.

Гидросистемы малой мощности (10 – 30% мощности приводного двигателя) здесь предназначены в основном для обслуживания навесного оборудования, а гидросистемы средней мощности (50 – 60%) со средне- и низкооборотными гидромоторами – для обслуживания активных рабочих органов мобильной техники.

Применение мотор-колес с низкооборотными высокомоментными гидромоторами позволяет отказаться от традиционных компоновок и структур мобильных машин, а также использовать безмоторные гидрофицированные шасси с активными осями.

Уже сегодня, при существующих объемах производства мобильной техники, становятся актуальными вопросы унификации методов проектирования элементов гидросистем, а также функциональной взаимозаменяемости гидромашин и агрегатов. Решение этих вопросов послужит прочной базой создания нового поколения гидрооборудования межотраслевого назначения.

Недостаточно широкое применение гидросистем привода активных рабочих органов сельскохозяйственной и др. мобильной техники (под мобильной техникой в данной работе понимается техника с приводом от ДВС, т.е. с постоянно работающим насосом), как у нас в стране, так и за рубежом, объясняется следующими причинами: спецификой требований к приводам рабочих органов мобильной техники; ограниченной номенклатурой гидромашин и на их основе гидроагрегатов; неудовлетворительными их выходными характеристиками и др.

Опыт проектирования машин различного технологического назначения с применением методов оптимизации параметров показывает, что эти задачи многокритериальны, так как при выборе наилучшего варианта приходится учитывать много различных требований, предъявляемых к машине, зачастую весьма противоречивых (понижить вес, уменьшить габариты, повысить прочность, повысить КПД, обеспечить плавность движения рабочих органов, ограничить максимальную скорость, уменьшить себестоимость и др.). Поэтому приходится учитывать много критериев качества (оптимальности) одновременно, чтобы получить наилучший вариант.

Анализ гидродинамических процессов, протекающих при работе высокомоментных гидромоторов, 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. Целесообразно, каждый вид потерь в узлах гидромотора, характеристики (кинематические, габаритные, динамические) рассматривать как отдельный критерий качества, что позволит при разработке и исследовании получить более полное представление, о его возможностях.

Анализ конструкций существующих планетарных гидромоторов, используемых в гидроагрегатах мобильной техники, позволил определить ряд особенностей, без учета которых не представляется возможным улучшить выходные характеристики этих гидромашин, а именно:

- учет самоориентации, а также погрешности формы элементов вытеснительного блока планетарного гидромотора, при определении его геометрических и выходных параметров;
- повышение точности расчета крутящего момента, гидромеханических и объемных потерь в вытеснительном блоке планетарного гидромотора;
- математическое описание работы распределительного блока с учетом сдвига окон и изменения угла их перекрытия;
- определение усилий прижима-отжима в распределительном блоке с учетом динамической составляющей, с целью уточнения значения объемных потерь;
- 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.

Таким образом, исследование рабочих процессов вытеснительного и распределительного блоков, выходных характеристик планетарного гидромотора на базе разработки их более полных математических моделей, которая может быть решена путем комплексных исследований в области разработки методов расчета, проектирования, изготовления и эксплуатации планетарных гидромашин является на сегодняшний день актуальной задачей.

РАЗДЕЛ 1 ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ ГИДРОФИКАЦИИ МОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

1.1. Гидрофикация мобильной техники

Естественная тенденция к расширению области применения силовых гидроагрегатов в мобильной технике вызывает необходимость создания нового поколения гидромашин. Ускорение темпов роста требований к техническому уровню гидромашин приводит к увеличению объема исследований и трудоемкости проектных работ.

1.1.1. Тенденции гидрофикации мобильной техники.

Известно, что самым крупным потребителем силовых гидроагрегатов является сельскохозяйственное машиностроение, причем гидроагрегаты малой мощности (до 16 кВт) предназначены, в основном, для работы навесного оборудования; гидроагрегаты средней мощности (50...60% мощности двигателя) с гидромоторами – для обслуживания активных рабочих органов уборочных машин, почвенных фрез, машин по внесению минеральных и органических удобрений и др.

Ускорить этап освоения новых образцов гидромашин для привода активных рабочих органов мобильной техники можно, разрабатывая и внедряя более прогрессивные методы проектирования на основе достижений теоретических знаний и современных средств вычислительной техники.

В связи с этим отечественные и зарубежные ученые внесли весомый вклад в развитие теории проектирования гидроагрегата с гидромашинами вращательного действия. Вопросам расчета гидромашин посвящено большое число учебных, монографических и периодических публикаций [1,14,40,41,45,54,58,69,78,86,170,176,177]. Прежде всего, это работы Т.М. Башты, В.А. Вернигоры, Н.С. Гамынина, Г.И. Зайончковского, З.Я. Лурье, Б.Б. Некрасова, О.Ф. Никитина, В.Н. Прокофьева, А.Н. Скляревского, З.Л. Финкельштейна, Е.М. Хаймовича, К.М. Холича и др. В этих работах в основном рассматриваются поршневые гидромшины. Необходимо отметить, что недостаточное внимание в перечисленных работах уделено вопросам расчета и проектирования элементов гидроагрегатов. Анализ выполненных работ показывает, что математические модели, применяемые в предыдущих исследованиях, были не полными и не охватывали все узлы гидромотора и их взаимосвязи, а вводимый ряд допущений для упрощения вычислений снижал точность полученных показателей и др.

Таким образом, современные тенденции развития гидрофикации мобильной техники [10,12,70,75,77,79,80] требуют разработки принципиально новых и совершенствования существующих конструкций гидромашин, а также новых подходов в решении проблемы улучшения выходных характеристик гидроагрегатов с гидромашинами вращательного действия.

1.1.2. Основные направления гидрофикации мобильной техники.

Недостаточно широкая гидрофикация активных рабочих органов, как у нас в стране, так и за рубежом объясняется следующими причинами [2,16,58, 119,163]:

- спецификой требований к исполнительным механизмам (гидромашинам) приводов рабочих органов;
- тяжелыми условиями работы и хранения мобильной техники;
- ограниченной номенклатурой гидроагрегатов;
- низким техническим уровнем выпускаемых гидроагрегатов;
- недостаточной их надежностью и долговечностью;
- высокой стоимостью гидроагрегатов и др.

Для устранения указанных недостатков необходимо разработать целевую комплексную программу по развитию элементов гидроагрегатов для мобильной техники, которая бы предусматривала:

- выявление номенклатуры гидрофицируемых машин;
- разработку технологических требований к гидрофицируемым активным рабочим органам;
- выявление новой номенклатуры гидромашин и объема их производства для комплектации гидроагрегата;
- разработку технологических требований к новой номенклатуре гидромашин;
- исследование и разработку конструкций гидроагрегатов, а также подготовку их производства.

Анализируя технические требования к рабочим органам только сельхозмашин, можно выявить потребность в гидрофикации следующих их групп [131]:

- сеялки с пневмовысевом (высокооборотные вентиляторы);
- автоматические прореживатели (быстродействующий привод ножей);
- машины для внесения минеральных и органических удобрений (разбрасывающие диски, транспортер);
- машины для химической защиты (распыливающие диски, вентиляторы, мешалка);
- зерноуборочные комбайны (мотовило жатки, шнек и режущий аппарат жатки, наклонная камера, молотилка, соломотряс, вентилятор очистки, шнеки, вибраторы, ходовая часть);
- кукурузо-, свекло- и картофелеуборочные комбайны (транспортеры, битеры, молотилка, копачи, элеваторы, шнеки);
- плодо- и ягодоуборочные машины (транспортеры, вибраторы, вентиляторы).

Для гидрофикации рабочих органов указанных машин необходимо провести исследования и разработать следующую номенклатуру гидромашин, работающих в системе гидроагрегата:

- низкооборотные, высокомоментные гидромоторы;

- среднеоборотные гидромоторы;
- высокооборотные гидромоторы.

Для ускорения освоения в производстве новых гидромашин существенное значение имеет универсализация составных элементов и модульность их оформления [84]. Использование такого подхода к разработке гидромашин позволит быстрее осваивать разнообразную номенклатуру из унифицированных деталей и узлов, а также, наряду с выпускаемой массовой продукцией, осуществлять выпуск малосерийных изделий, необходимых для решения частных задач привода и управления рабочими органами мобильной техники.

В мировой и отечественной практике создания машиностроительных гидроприводов определилась тенденция применения высокомоментных низкооборотных гидромоторов вместо быстроходных гидромоторов с редукторами, а в ряде случаев вместо силового электропривода [22,38,71,165].

Рассмотрим несколько конкретных примеров. На рис. 1.1 изображена укрупненная гидросхема гидропривода роторно-черпакового колес драги [164].

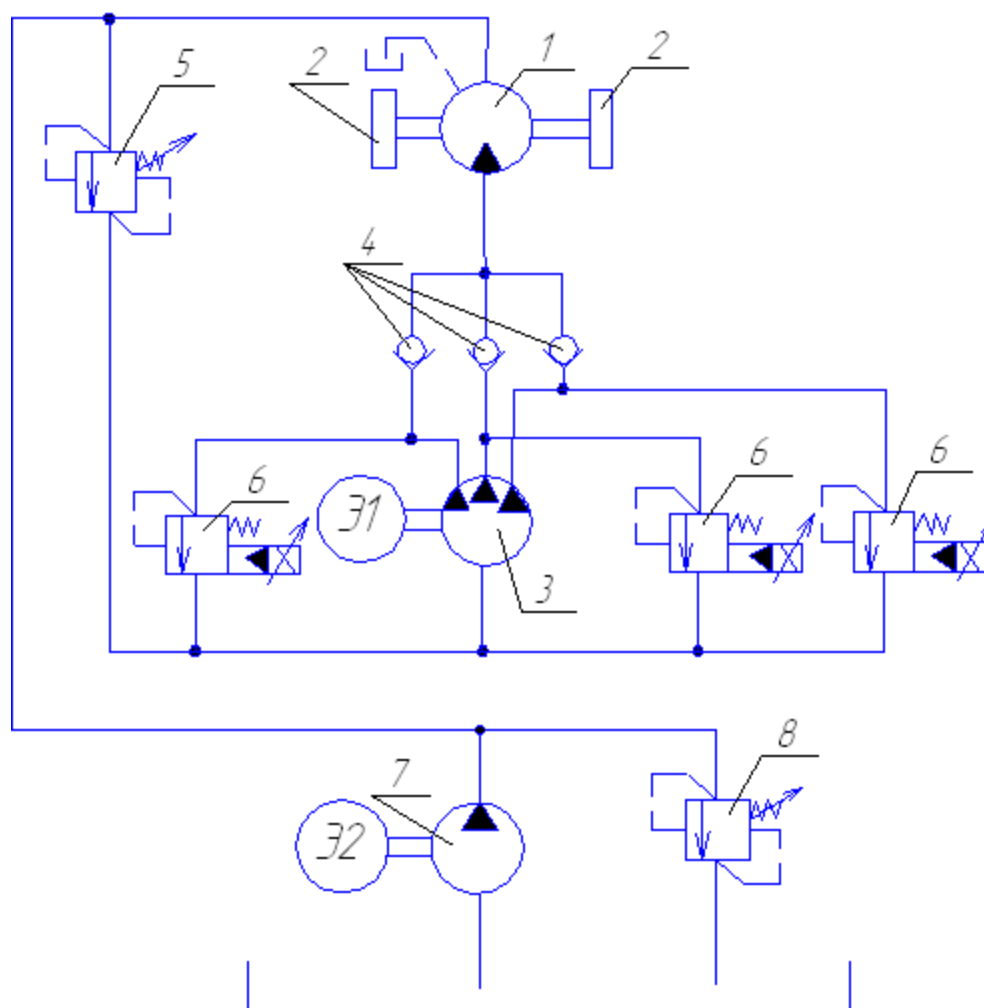


Рисунок 1.1 – Гидравлическая схема привода роторно-черпаковых колес драги:
 1 – высокомоментный планетарный гидромотор; 2 – черпаковые колеса драги;
 3 – насос; 4 – обратные клапаны; 5 – гидроклапан;
 6, 8 – предохранительные клапаны; 7 - подпиточный насос.

Гидропривод состоит из: высокомоментного гидромотора 1, на валах которого установлены два черпаковых колеса драги 2; насоса 3 для подвода рабочей жидкости к гидромотору; обратных клапанов 4; гидроклапана 5 для создания определенного подпора в сливной магистрали; предохранительных клапанов 6 с дистанционным пропорциональным управлением; подпиточного насоса 7; предохранительного клапана 8; электродвигателей Э1, Э2.

Безредукторный привод роторно-черпаковых колес с помощью высокомоментного гидромотора является новым конструктивным решением, направленным на повышение производительности труда и уменьшение металлоемкости привода. При этом существенно упрощается кинематическая цепь привода.

На рис. 1.2 показана схема гидропривода траловой лебедки с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости, высокомоментным гидромотором 7 и регулируемым насосом 3 [38].

Изменение направления вращения высокомоментного гидромотора 7 осуществляется посредством распределителя 5. Для предохранения привода в нем установлены предохранительные клапаны 4, 6 и 8, два из них (6 и 8) на каждой гидролинии в непосредственной близости от гидромотора 7, а один (4) в напорной магистрали, соединяющей насос 3 с распределителем 5. Для обеспечения очистки рабочей жидкости в гидропередаче предусмотрены фильтры 2 и 10, каждый из которых рассчитан на прохождение полного потока жидкости. Подпорный клапан 9 поддерживает в сливной гидролинии постоянное давление, необходимое для нормальной работы гидромотора 7.

На рис. 1.3 показана схема гидропривода подборщика стогообразователя СПТ-60, который агрегатируется с трактором Т-150К [33].

Гидросистема предназначена: для управления поворотом направляющего козырька; складывания дефлектора при транспортировке и перевода его в рабочее положение; опрокидывания стогообразующей камеры; привода пресса; подъема задней стенки камеры; привода сталкивающей рамки.

Гидросхема стогообразователя (рис. 1.3) состоит из гидросистемы трактора 1, разрывной муфты 2, гидроцилиндров 3 и 4 привода пресса (100X55–800), гидроцилиндров 5 и 6 складывания дефлектора (50x28–320), гидроцилиндра 7 поворота направляющего козырька, гидроцилиндров 8 и 9 подъема задней стенки камеры (80X40–630), согласующих клапанов 10 и 11, гидроцилиндров 12 и 13 опрокидывания камеры, блока предохранительных клапанов 14 высокомоментного планетарного гидромотора 15, крановых распределителей 16 и 17, цилиндра 18 гидрокрюка трактора, трубопроводов и соединительной гидроарматуры. Гидросхема стогообразователя работает от гидросистемы 1 навесного устройства трактора.

На рис. 1.4 показана схема гидропривода измельчителя рулонов и тюков ИРТ-165, который в прицепном варианте агрегатируется с трактором Т-150К [33], а в стационарном приводится в действие от электродвигателя. На измельчителе установлена автономная гидросистема, которая предназначена только для привода бункера. Гидросистема состоит из насоса 1 (рис. 1.4), подающего

рабочую жидкость через гидрораспределитель 3 в высокомоментный планетарный гидромотор 5, предохранительного клапана 2, гидродросселя 4, фильтра 6, бака 7 и трубопроводов.

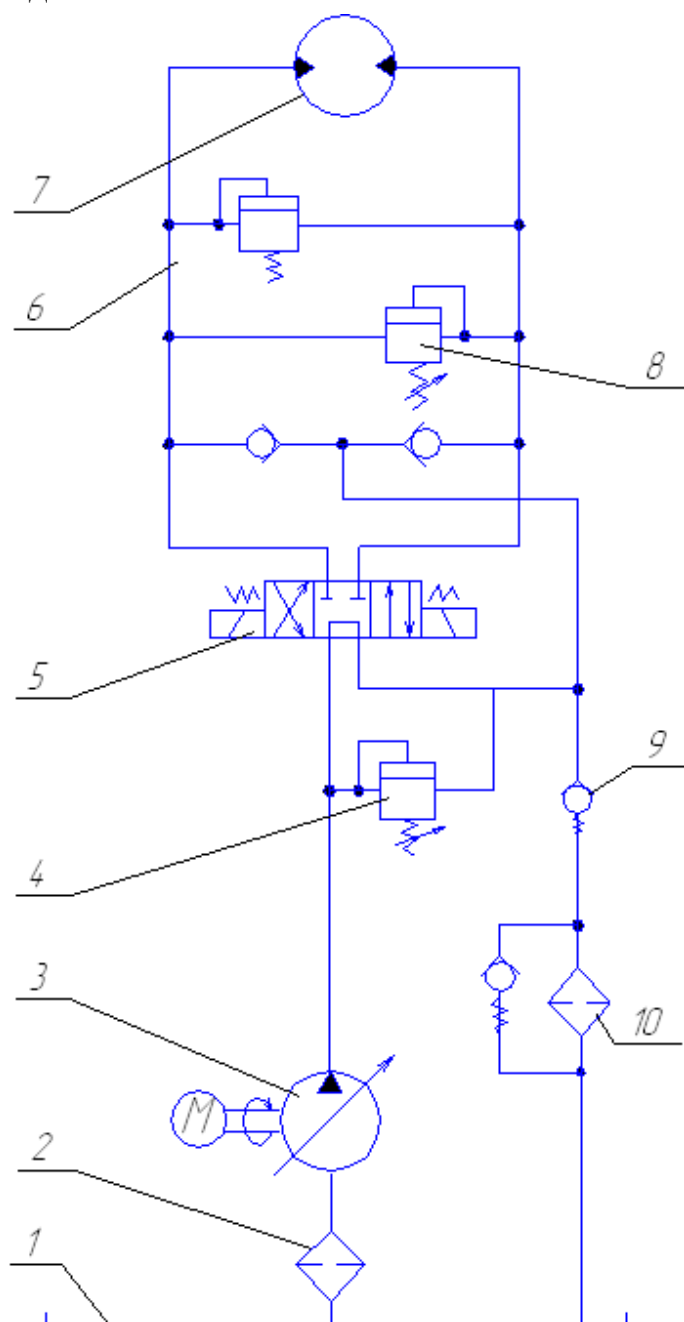


Рисунок 1.2 – Гидравлическая схема привода траловой лебедки:

1 – гидробак; 2, 10 – фильтры; 3 – насос; 4, 6, 8 – предохранительные клапаны;
5 – гидрораспределитель; 7 – высокомоментный планетарный гидромотор;
9 – подпорный клапан.

Полуприцеп специальный тракторный ПСТ-Ф-60 агрегируется с трактором Т-150К. Гидросистема полуприцепа (рис. 1.5) предназначена для привода транспортера и дистанционного управления положением заднего и надставных бортов [33]. Она состоит из гидросистемы трактора 1, запорного

устройства 2, высокомоментного планетарного гидровращателя 3, обратного клапана 4, гидроцилиндров 5 и 6 управления задним надставным бортом, гидроцилиндров управления правым 7 и левым 8 надставными бортами, трубопроводов и соединительной гидроарматуры.

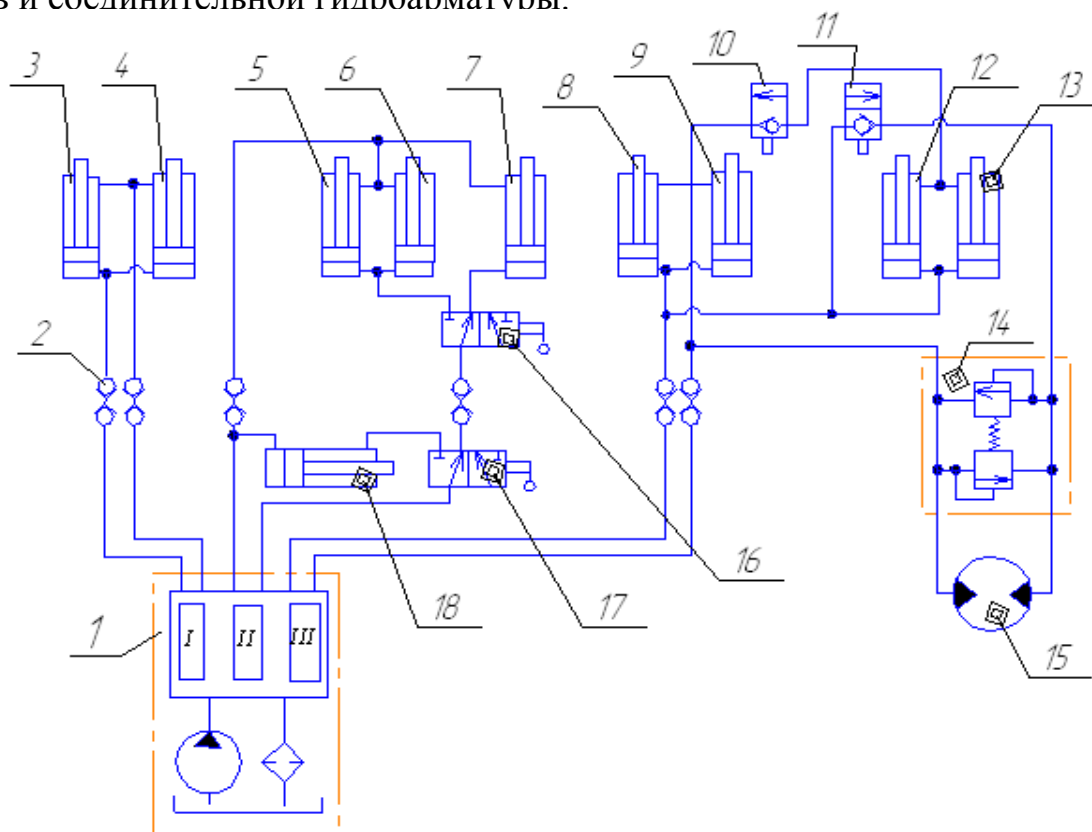


Рисунок 1.3 – Гидравлическая схема привода транспортера подборщика стогаобразователя СРТ-60: 1 – гидросистема трактора; 2 – разрывная муфта; 3-9, 12, 13, 18 – гидроцилиндры; 10, 11 – согласующие клапаны; 14 – предохранительный клапан; 15 – высокомоментный планетарный гидромотор; 16, 17 – крановые распределители.

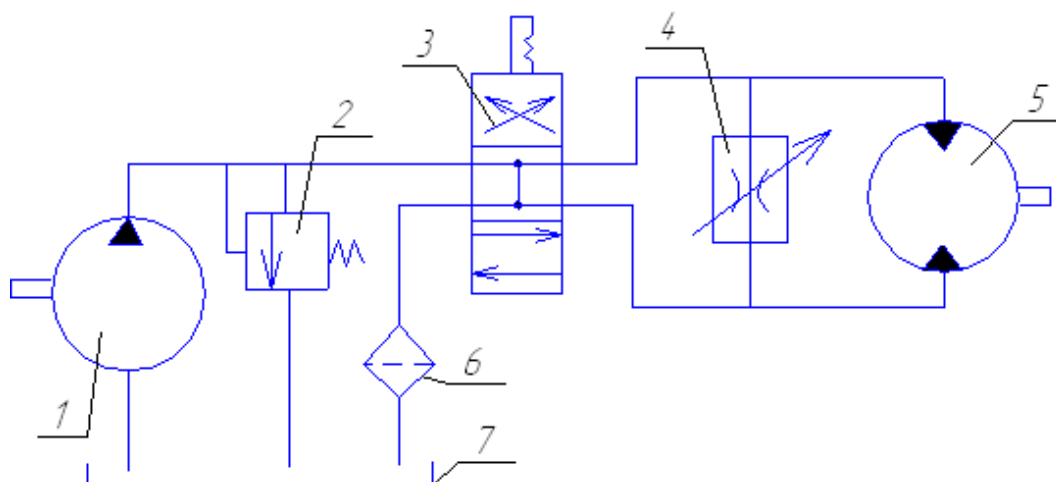


Рисунок 1.4 – Гидравлическая схема привода барабана измельчителя кормов ИРТ-165: 1 – насос; 2 – предохранительный клапан; 3 – гидрораспределитель; 4 – гидродроссель; 5 – высокомоментный планетарный гидромотор; 6 – фильтр; 7 – гидробак.

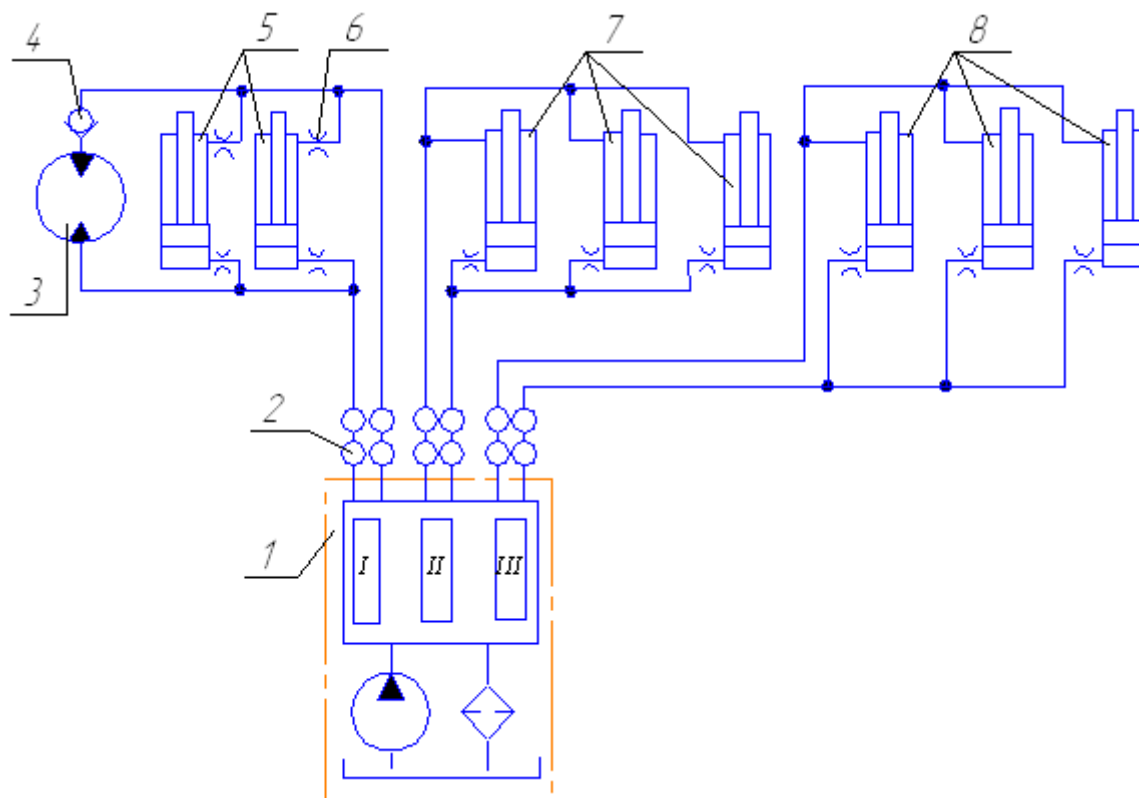


Рисунок 1.5 – Гидравлическая схема привода транспортера полуприцепа ПСТ-Ф-60: 1 – гидросистема трактора; 2 – запорное устройство; 3 – высокомоментный планетарный гидромотор; 4 – обратный клапан; 5-8 – гидроцилиндры.

Гидровращатель 3 подключен параллельно с гидроцилиндрами управления положением заднего борта 5 и 6. При переводе золотника секции 1 тракторного гидрораспределителя в рабочее положение рабочая жидкость через запорные устройства 2 (рис. 1.5) подается одновременно к гидровращателю 3 и в штоковые полости гидроцилиндров 5 и 6. Так как давление, необходимое для страгивания гидроцилиндров 5 и 6, меньше, чем давление страгивания гидровращателя 3, то сначала открывается задний борт, а затем начинает работать гидровращатель 3. Для закрывания заднего борта после разгрузки полуприцепа рычаг гидрораспределителя трактора переводится на обратную подачу. При этом подвод рабочей жидкости к гидровращателю 3 закрывается обратным клапаном 4, и рабочая жидкость поступает в поршневые полости гидроцилиндров 5 и 6. Задний борт закрывается.

Постоянно растущий интерес к объемному гидроприводу с высокомоментными гидромоторами обусловлен возможностями получения высоких значений крутящего момента на выходном звене и обеспечения соответствия характеристик приводных двигателей с нагрузочным режимом рабочих органов технологических машин. Высокомоментные гидромоторы нашли применение также в приводах экскаваторов, бульдозеров, бурозакладочных установках, горных машин и др. [4,5,38,47,165]. Достоинствами гидропривода с высокомо-

ментным гидромотором являются: возможность создания безредукторного привода; быстрый разгон и остановка; стабилизация силовых и скоростных параметров с помощью несложных демпфирующих устройств. По энергетическим показателям высокомоментные гидромоторы могут быть представлены удельновесовыми параметрами $0,5...4 \text{ кг/кВт}$, и удельнообъемными – $0,2...4 \text{ кВт/дм}^3$ [49].

Большой вклад в разработку и исследования объемных гидромашин, в том числе высокомоментных гидромоторов, внесен известными учеными Баштой Т. М., Прокофьевым В. Н., Поповым Д. Н., Бирюковым Б. Н., Докукиным А. В., Ерасовым Ф. Н. и др. При этом необходимо отметить, что расчетом и проектированием высокомоментных гидромашин поршневого типа занимались авторы работ [38,61-65,166,172,173,182], а авторы работ [3,14,17,20-24,31,40,41,46,57,60,103,145,174,175,186] исследовали высокомоментные гидромоторы планетарного типа. Но, как изложено ниже, целый ряд вопросов и факторов изучены недостаточно и требуют своего дальнейшего развития.

Априорный анализ выполненных исследований, связанных с проектированием высокомоментных гидромоторов, позволяет сделать заключение, что они выполнялись без должного учета ряда важных факторов, позволяющих разработать более полную математическую модель и эффективнее использовать современные математические методы оптимизации, вычислительную технику и программные средства.

К числу этих факторов относятся:

- отсутствие жесткой кинематической связи между элементами вытеснительного блока, позволяющее им самоустанавливаться, занимать непредсказуемое взаиморасположение;
- учет погрешностей формы элементов вытеснительного блока планетарного гидромотора, при определении его геометрических и выходных параметров;
- повышение точности расчета крутящего момента, гидромеханических и объемных потерь в вытеснительном блоке планетарного гидромотора;
- математическое описание работы распределительного блока с учетом сдвига окон и изменения угла перекрытия;
- определение усилий прижима-отжима в распределительном блоке с учетом динамической составляющей и как следствие - уточнения значения объемных потерь;
- разработку более полной математической модели, включающей функциональные выражения, ограничения и критерии, описывающие процессы и функционирование узлов планетарного гидромотора, их взаимодействие с рабочей жидкостью как единое целое;
- многокритериальный подход при оптимизации параметров гидроагрегата с планетарным гидромотором.

Таким образом, повышение выходных характеристик высокомоментных планетарных гидромоторов при их проектировании или модернизации можно

достичь путем решения важной задачи – исследование рабочих процессов вытеснительного и распределительного блоков, выходных характеристик планетарного гидромотора на базе разработки их более полных математических моделей, которая может быть решена путем комплексных исследований в области разработки методов расчета, проектирования, изготовления и эксплуатации планетарных гидромашин.

1.2. Конструктивные особенности планетарных гидромашин

В последние годы идет напряженный поиск и совершенствование применяемых гидромашин [29,30,39,41,62,63,185] (насосов, гидромоторов, усилителей крутящего момента и т.д.), с целью

- создания гидромашин с максимально простой конструкцией, технологией изготовления и ремонта при минимальной стоимости;
- получения тихоходных гидромоторов, рабочие элементы которых должны иметь низкую скорость перемещения и обладать высокой нагрузочной способностью (т.е. развивать высокие крутящие моменты);
- получения механизмов, надежных в эксплуатации, имеющих высокий коэффициент полезного действия, относительно небольшие размеры и вес.

Гидромашин с круговым движением вытеснителей (когда центр подвижного вытеснителя описывает окружность вокруг центра неподвижного) получили название – планетарные. У такой гидромашин внутри охватывающего вытеснителя установлен охватываемый вытеснитель, на который с одной стороны равномерно действует давление жидкости. Под действием этого давления охватываемый вытеснитель катится по охватывающему вытеснителю. Блок вытеснителей планетарных гидромашин представляет собой силовое соединение. В основу конструкции силового соединения заложен принцип работы зубчатой пары с внутренним гипоциклоидальным зацеплением [14,15,8,41,127,122,103, 142,157]. В такой зубчатой паре соблюдается одновременно условие обкатки и непрерывного контакта зубьев, обеспечивающего отделение зоны нагнетания от зоны слива.

Планетарные гидромашин относятся к роторным машинам объемного действия. В этих машинах вытеснителем рабочей жидкости является непосредственно ротор, совершающий сложное планетарное движение. Поэтому указанные гидромашин по виду движения вытеснителей называют "планетарно-роторным". Эти машин – по существу шестеренные (со специальным профилем зубьев [14,41]), с внутренним зацеплением шестерен (рис. 1.6), однако, они отличаются от обычных шестеренных гидромашин с эвольвентным зацеплением.

В гидромашин с круговой формой выступов одного из сопрягаемых профилей (рис. 1.6, д) ротор 2 совершает планетарное движение. Синхронизация его движения, как и в гидромашин со специальным профилем (рис. 1.6, а...г), осуществляется за счет силового взаимодействия профилей.

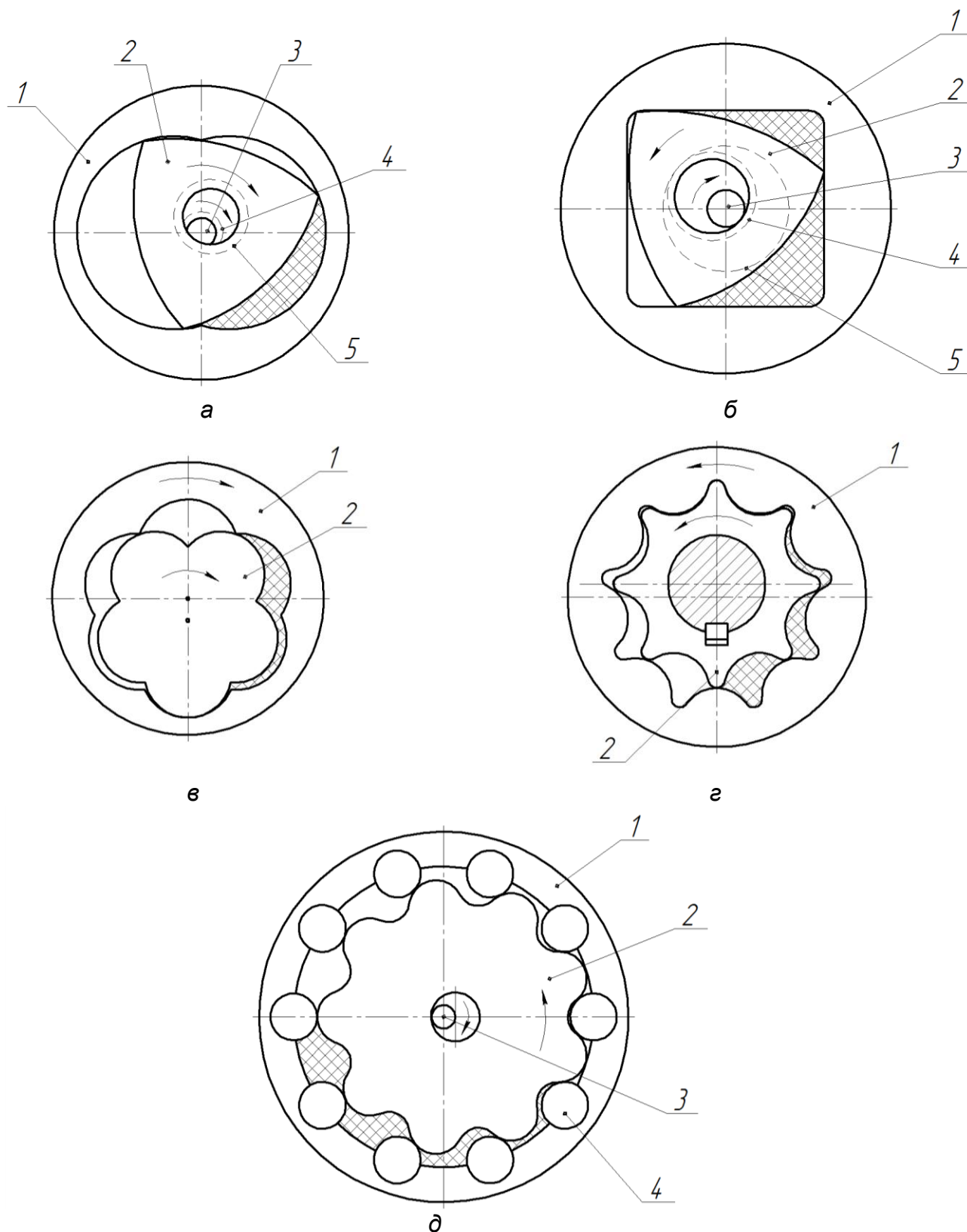


Рисунок 1.6 – Схемы планетарно-роторных гидромашин с различным контуром рабочей полости:
 а – эпитрохоидным; б – гипотрохоидным; в – циклоидным; г – логарифмическим;
 д – с круговой формой выступов одного из сопрягаемых профилей;
 1...5 – рабочие органы.

Схемы планетарных гидромашин проще: отсутствуют дополнительные элементы уплотнения (промежуточный серповидный элемент [8,14]), так как изоляция полостей высокого и низкого давления осуществляется по линиям касания выступов сопряженных роторов.

Основным узлом планетарных гидромашин являются зубчатые ротор и направляющая, которые образуют силовое соединение. В основу конструкции силового соединения заложен принцип работы зубчатой пары с внутренним гипоциклоидальным зацеплением [14,41], при этом число зубьев охватывающей шестерни на 1 зуб больше числа зубьев охватываемой шестерни, а непрерывный контакт зубьев, обеспечивающий отделение зоны нагнетания от зоны слива в этой зубчатой паре обеспечивается одновременно с условием обкатки.

На схеме работы распределительного блока планетарного гидромотора (рис. 1.7) представлен принцип перемещения гидравлического поля, создаваемого распределительным блоком [41]. В позиции *a* отражен момент, когда с правой стороны плоскости симметрии *AA* находится зона *I* давления жидкости, а с другой – зона *II* слива жидкости.

В позиции *b* отражен момент, когда зоны повернуты на 90° , в позиции *в* – на 180° и в позиции *г* – на 270° . Таким образом, когда гидравлическое поле делает полный оборот против часовой стрелки, ротор повернется в противоположную сторону всего на один зуб или на угол $\varphi = \frac{360^\circ}{z_1}$, где z_1 – число зубьев ротора.

Гидравлическое поле, создаваемое распределительным блоком в рассматриваемой гидромашине, движется параллельно поверхности охватывающего вытеснителя, и, следовательно, вращается. Подвижный вытеснитель обкатывается по неподвижному с той же скоростью, что и поле, поворачиваясь при этом в противоположную сторону, т.е. гидравлическое поле выполняет роль кривошипа планетарного редуктора.

В зацеплении с круговым профилем зубьев, разработанным применительно к гидромашинам, зацепление происходит в двух зонах *K* и *M*, расположенных по одну сторону плоскости *AA*. Наличие двух зон контакта обеспечивает при работе постоянную герметичность между зонами нагнетания и слива.

В зависимости от способа преобразования плоско-параллельного (планетарного) движения подвижного вытеснителя в концентричное вращение выходного вала, кинематические схемы планетарных гидравлических машин отличаются преобразующим механизмом и могут быть четырех видов (рис. 1.8) [14,41].

В гидравлических машинах первой кинематической схемы планетарное движение ротора преобразуется в концентричное вращение выходного вала за счет кривошипного механизма (рис. 1.8, а). В гидромашине второй схемы – за счет дополнительного эвольвентного зацепления, размещенного в одной плоскости с зацеплением кругового профиля (рис. 1.8, б). В гидромашине третьей

схемы – за счет подвижной муфты (рис.1.8, в), а в гидромашинах четвертой схемы – за счет дополнительной зубчатой пары внутреннего зацепления, сателлит которой соединен с ротором (рис.1.8, г).

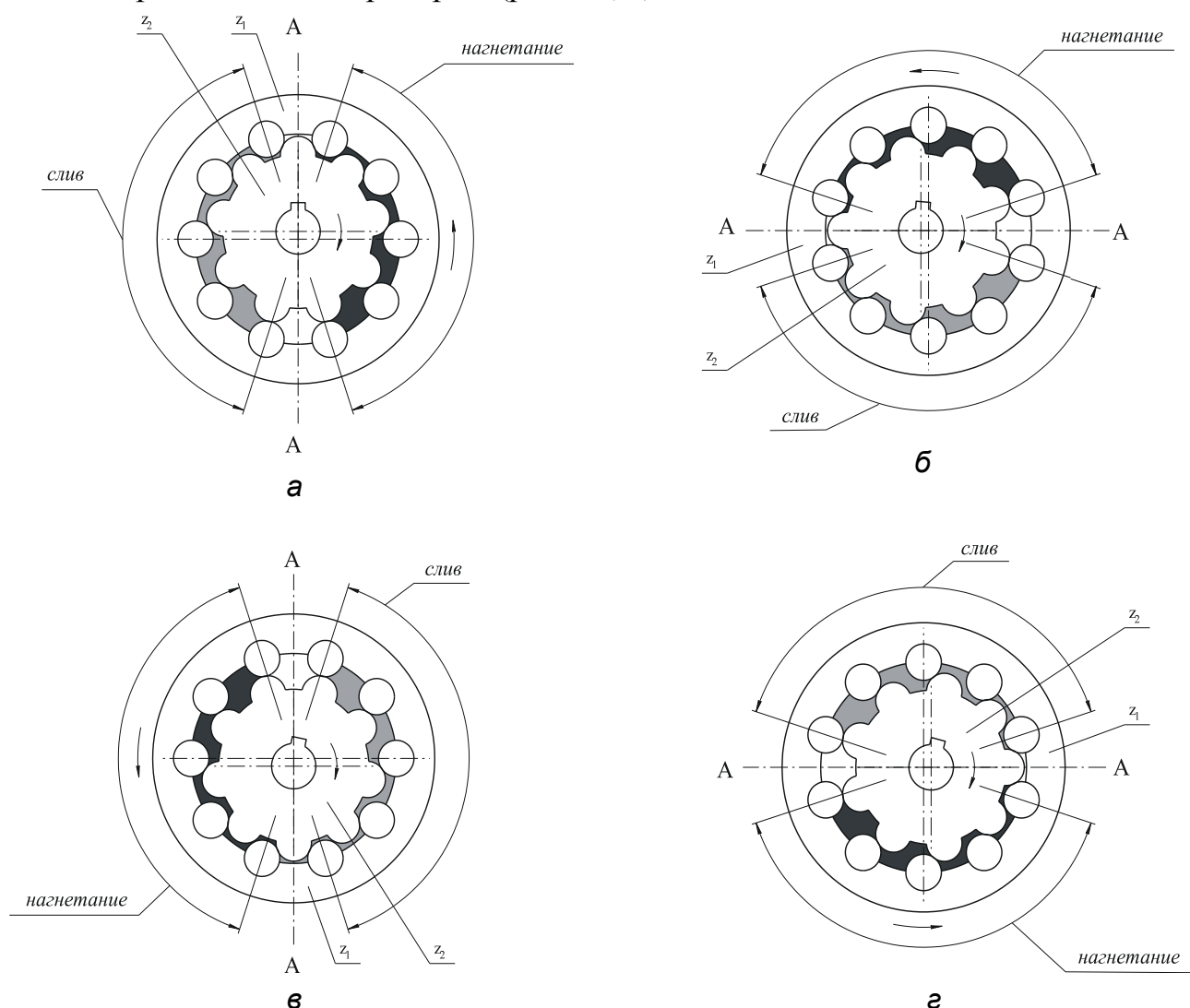


Рисунок 1.7 – Схема работы распределительной системы планетарного гидромотора

Рассмотренные гидравлические машины в зависимости от кинематической схемы, по которой они собраны, при одних и тех же параметрах вытеснительного блока отличаются рабочими характеристиками. Объясняется это тем, что расход жидкости на один оборот выходного вала в гидромашинах первой схемы меньше, чем во второй, во второй – меньше, чем в третьей, а в гидромашинах третьей схемы меньше, чем четвертой.

Планетарные гидромашины первой схемы относятся к быстроходным гидромашинами и поэтому могут использоваться как в режиме насоса, так и в режиме высокооборотного гидромотора. Гидромашины второй, третьей и четвертой схем чаще используются в качестве тихоходных высокомоментных гидромоторов [14,41].

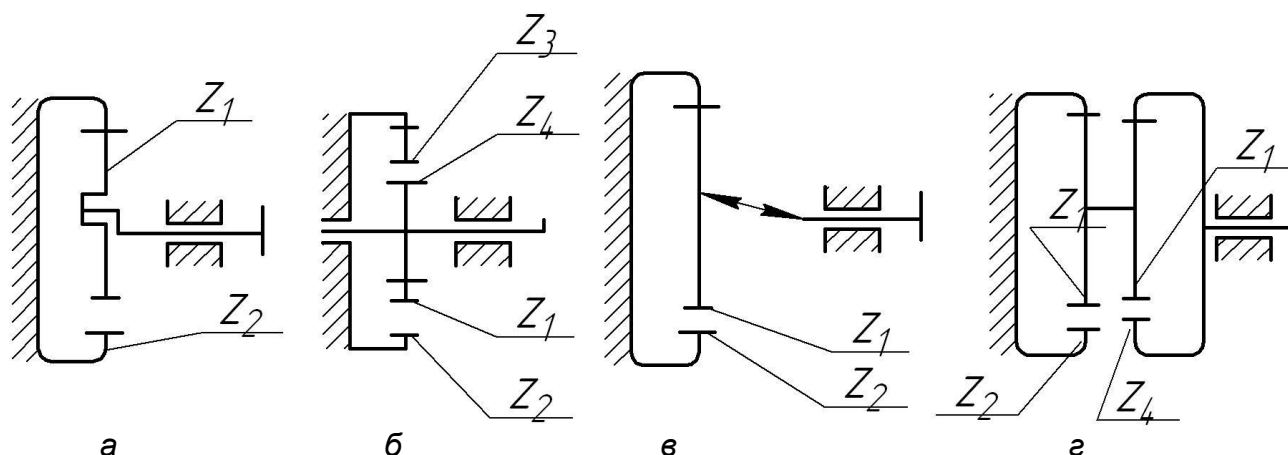


Рисунок 1.8 – Схемы преобразующих механизмов планетарных гидромашин:

а - схема I, с кривошипным механизмом;

б - схема II, с дополнительным эвольвентным зацеплением;

в - схема III, с подвижной муфтой;

г - схема IV, с дополнительной зубчатой парой внутреннего зацепления

В настоящее время в промышленности находят применение все четыре описанные выше кинематические схемы планетарных гидромашин.

Технологические трудности, связанные с изготовлением гипоциклоидальных вытеснителей, привели к созданию эквидистантного профиля вытеснителя рассматриваемого соединения [14,41]. Аппроксимация эквидистантного контура гипоциклоид дугами окружностей позволила осуществить дальнейшую доработку вытеснителей, при этом зубья охватывающего вытеснителя выполняются в виде роликов. Такое конструктивное решение позволило заменить трение скольжения между поверхностями вытеснителей трением качения.

Планетарные гидромашин с круговым профилем зубьев ротора и статора находят все большее применение в отечественном машиностроении [14,21, 22,41,103].

Самым распространенным представителем планетарных гидромашин, разработанных и производимых в СНГ, является гидромотор серии ГПР-Ф (рис. 1.9) [21,22,103].

Основным узлом гидромотора является вытеснительный блок, состоящий из вала, распределителя, шестерни, ротора с роликами и щеки. Шпонка связывает распределитель и шестерню в единый узел. Осевое фиксирование этих деталей (шестерни и распределителя) осуществляется затяжкой щеки, которая связана с валом резьбовым соединением. Такое положение щеки фиксируется штифтом 4. Высота ротора и роликов меньше высоты шестерни, поэтому ротор (с роликами) может вращаться вокруг шестерни.

Вытеснительный блок с помощью шарикоподшипников 5 и 10 устанавливается в конусе. Причем компенсация планетарного движения ротора осуществляется с помощью внутреннего эвольвентного зубчатого зацепления, образованного охватываемой (наружной) поверхностью ротора и охватывающей (внутренней) поверхностью корпуса.

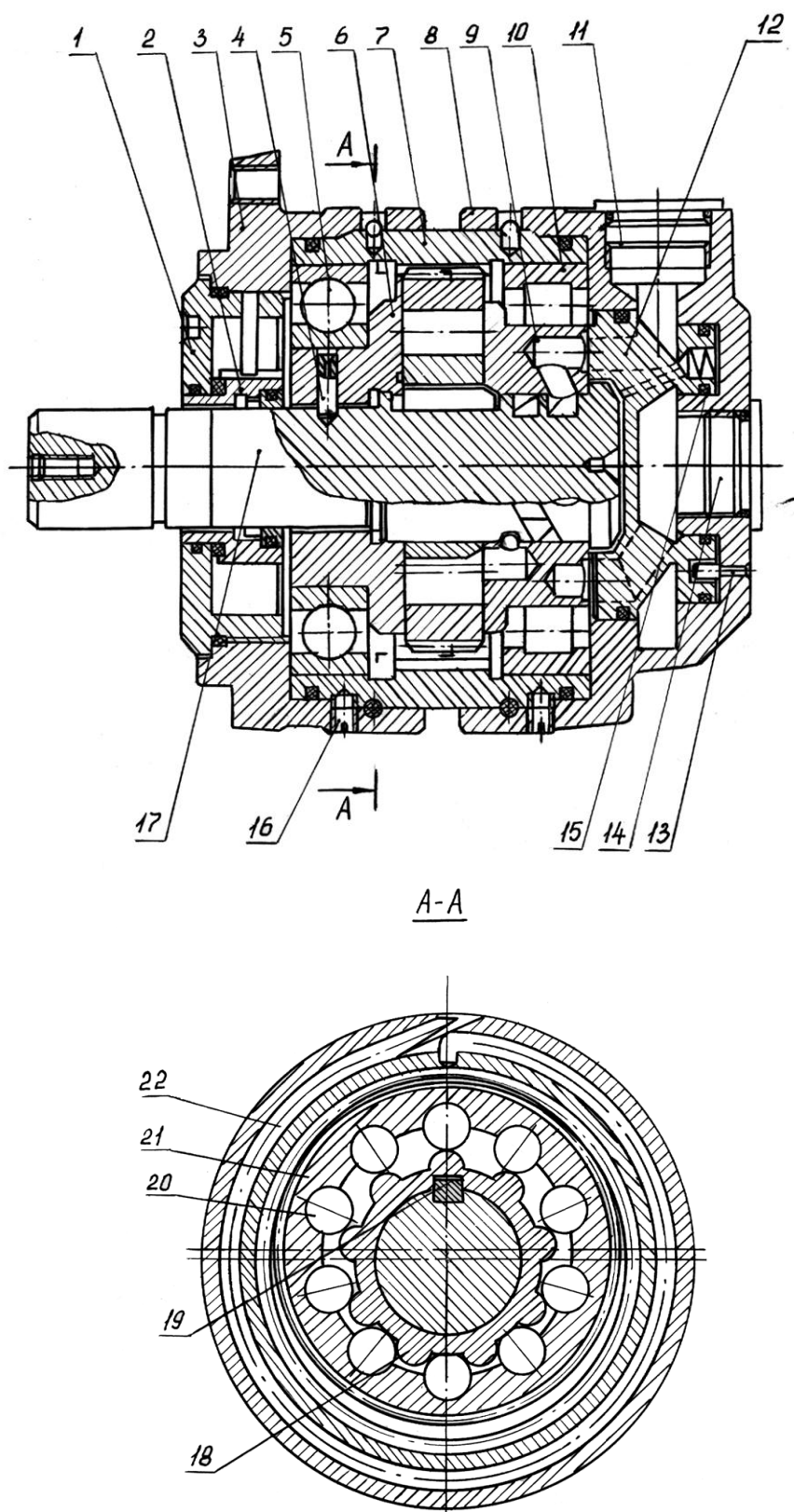


Рисунок 1.9 – Планетарный гидромотор серии ГПР-Ф:
 1 и 2 – уплотнители; 3 и 8 – крышки; 5 и 10 – шарикоподшипники;
 6 – щека; 7 – корпус; 9 – распределитель; 11 и 14 – полости нагнетания
 и слива; 12 – золотник; 15 – пружина; 16 и 22 – стопор; 17 – вал;
 18 – шестерня; 19 – шпонка; 20 – ролики; 21 – ротор.

Осевое перемещение вытеснительного блока ограничивается передней 3 и задней 8 крышками. В задней крышке установлен золотник, который своими проточками соединен с полостями 11 и 14 подвода (отвода) рабочей жидкости. Поджатие золотника к распределителю в момент пуска (отсутствие давления в рабочих полостях) осуществляется пружинами. С задней крышкой золотник связан штифтом 13. Крепление крышек гидромотора с помощью стопоров 22 и штифта 13 позволяет произвести установку фазы распределения путем поворота крышки относительно корпуса. После установки фазы распределения крышки фиксируется стопором 16. Уплотнители 1 и 2 служат для предотвращения утечек по валу.

Как все роторные гидромашины, гидромотор ГПР-Ф реверсивный. Изменение направления вращения выходного вала гидромотора осуществляется изменением направления движения рабочей жидкости.

Планетарно-роторные гидромашины могут иметь различные:

- формы контура рабочей полости: эпитрохоиду (эпициклоиду), гипотрохоиду (гипоциклоиду);

- виды движения основных рабочих органов: планетарное движение внутреннего ротора; планетарное движение ротора – инверсированная машина; вращение двух роторов вокруг своих центров – героторная машина;

- виды кинематической связи ротора с выходным валом: с помощью жесткой связи; эксцентрика с зубчатым зацеплением; шарнирного или шлицевого соединения;

- способы распределения рабочей жидкости – торцевое распределение путем вращающегося или неподвижного торцевого распределителя; внутреннее распределение через отверстия и каналы внутреннего ротора; внешнее распределение через отверстия и каналы в теле статора или внешнего ротора; комбинированное распределение.

При множестве различных конструктивных исполнений планетарные гидромашины можно объединить по трем основным узлам, определяющим эксплуатационную эффективность этих гидромашин:

- вытеснительному блоку со специальным циклоидальным профилем вытеснителей;

- распределительному блоку, создающему вращающееся гидравлическое поле (необходимое для получения планетарного движения вытеснителей);

- блоку, компенсирующему планетарное движение ротора.

Основным недостатком рассмотренного планетарного гидромотора, как и всех гидравлических машин, является неравномерность выходных характеристик обусловленная погрешностью формы элементов вытеснительного блока, а также наличие кавитационных явлений в распределительном блоке [10,18, 27,87], сопровождающиеся пульсацией давления рабочей жидкости и шумом. Эти пульсации обусловлены обратным потоком жидкости из нагнетательной полости, который сопровождается гидравлическими ударами и в результате чередующихся ударов – пульсацией давления в нагнетательной магистрали, ам-

плитуда которых при определенных условиях может достигать величины, вызывающей разрушение гидромашин. Так же к недостаткам планетарных гидромашин можно отнести недостаточную их надежность, обусловленную наличием утечек по валу (при работе на высоких давлениях), преждевременному износу уплотнений вала и, как следствие, снижению объемного КПД.

Несмотря на то, что планетарный гидромотор ГПР-Ф выпускался в нашей стране и в странах СНГ, он представляет собой гидромашину, отработка конструкции которой производилась в большей степени экспериментальным путем. Поэтому практически отсутствует информация о взаимосвязи геометрических параметров вытеснительного и распределительного блоков и выходных характеристик гидромотора. В этой связи очень остро встает вопрос проведения комплексных исследований, определяющих законы движения вытеснительных элементов, а также подачи рабочей жидкости распределительным блоком в рабочие камеры гидромотора с целью разработки новых и совершенствования существующих конструкций гидромашин данного типа.

1.2.1. Конструктивные особенности вытеснительного блока планетарных гидромашин.

Исследованиями принципа действия и кинематики зацепления вытеснителей планетарных гидромашин занимались Б.Н. Бирюков, Ф.Н. Ерасов, Т.В. Белозерова [13,14,40,41,174]. Основным недостатком этих исследований является то, что в этих работах рассмотрено взаимодействие элементов вытеснительного блока (ротора и шестерни) как теоретического «беззазорного» соединения (рис. 1.10, а). Однако, технологические трудности, вызванные конструктивными особенностями вытеснителей, обуславливают определенный допуск на их изготовление и приводят к наличию диаметрального зазора S в реальном силовом соединении, который в процессе эксплуатации постоянно увеличивается [13,14], достигая своего предельного значения. Таким образом, реальный вытеснительный блок (рис. 1.10, б) отличается от теоретического наличием диаметрального зазора и самое главное – отсутствием жесткой кинематической связи между его элементами (шестерней и ротором).

Исследованием влияния износов в силовом соединении планетарного гидромотора на его техническое состояние установлено, что основным диагностическим параметром, характеризующим техническое состояние силового соединения и гидромотора в целом, является диаметральный зазор [145].

1.2.2. Конструктивные особенности распределительного блока планетарных гидромашин.

Одним из основных узлов, оказывающих влияние на выходные характеристики планетарных гидромашин, является распределительный блок, представляющий собой устройство для подачи рабочей жидкости в камеры и ее слива в строго определенной последовательности, зависящей от положения ротора в рабочей полости. Работоспособность распределительного блока, как правило, определяет работоспособность и ресурс гидромашин в целом.

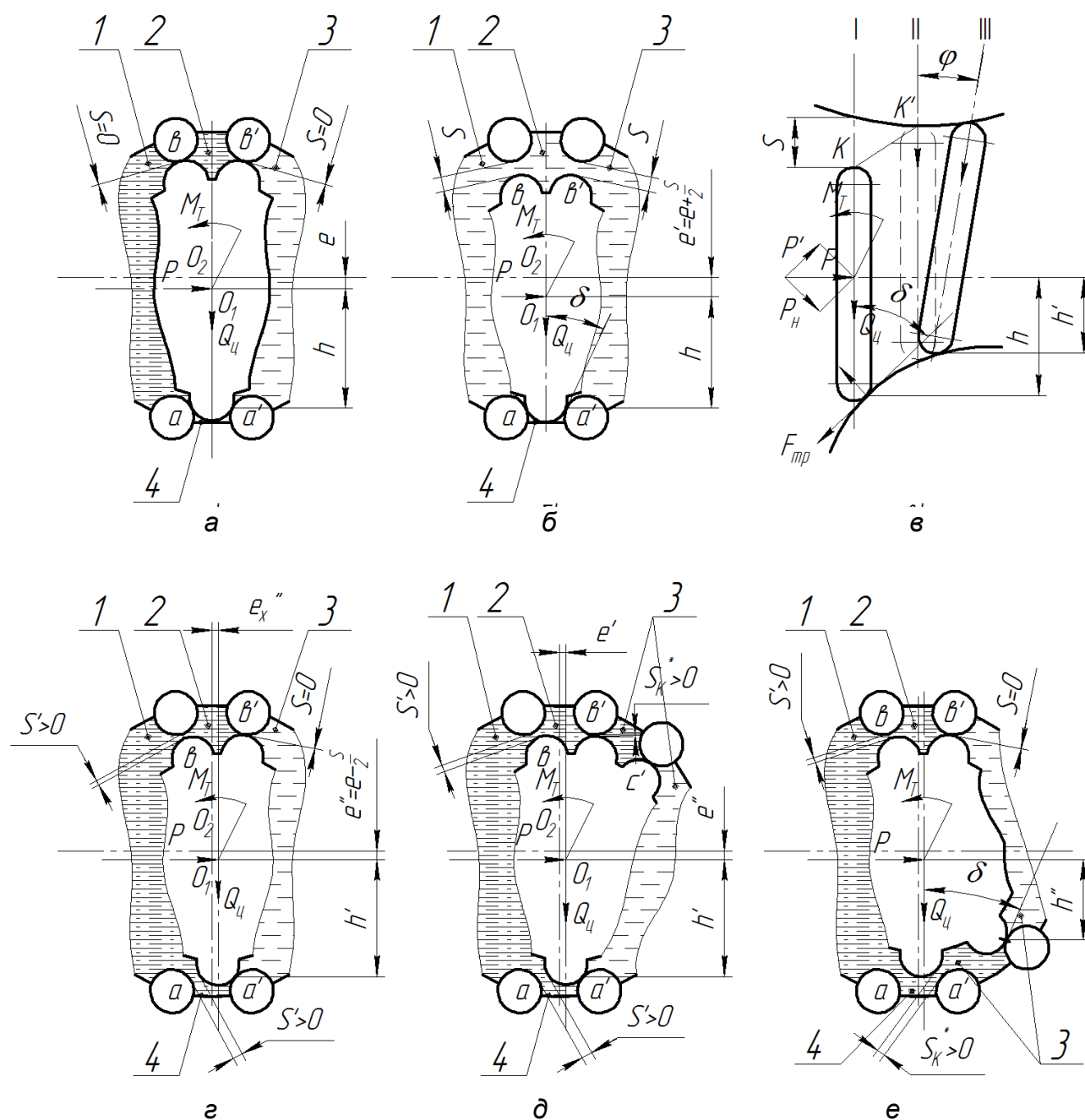


Рисунок 1.10 – Перемещение элементов вытеснительного блока при работе планетарного гидромотора:

- а, б – исходное положение элементов вытеснительного блока;
- в – схема движения шестерни; г – «самогерметизация» вытеснительного блока; д, е – образование контактного зазора;
- 1...4 – гидравлические зоны вытеснительного блока

В рассмотренных выше гидромашинах распределительный блок может быть клапанным, золотниковым, кранового типа, с плоским золотником, цапфенным, торцевым и непосредственным, когда распределение жидкости осуществляется непосредственно самим ротором. В планетарных гидромашинах наиболее сложная система распределения рабочей жидкости. В основном, в этих гидромашинах используется цапфенное [124,146], торцевое [111,112,146]

и непосредственное [125,146] распределение рабочей жидкости. Недостатком цапфенного и непосредственного распределения является сравнительно низкая пропускная способность [14].

На рис. 1.11, а показана схема распределения [14] через отверстия в кольцевой шестерне. Корпус 1 гидромашины имеет приливы, между которыми вращается кольцевая шестерня 3. Приливы разделяют полость 2 между корпусом и кольцевой шестерней на две – всасывания и нагнетания. При показанном направлении вращения роторов камера *a* является камерой нагнетания, а камера *б* – слива. Жидкость в рабочие камеры гидромашины из полости нагнетания попадает через отверстия в кольцевой шестерне. Через эти же отверстия она вытесняется в полость слива. Эта система распределения наиболее проста и легко выполнима. Однако ей присущи известные недостатки внешнего распределения, в частности, отрицательное действие сил инерции.

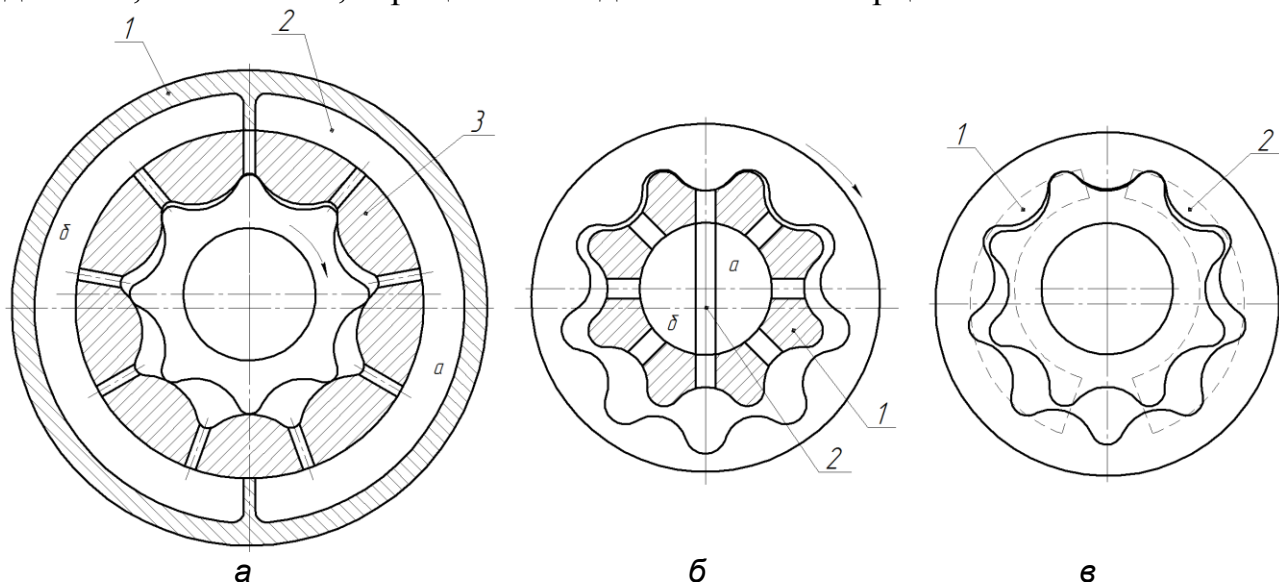


Рисунок 1.11 – Способы распределения жидкости:
a – внешнее распределение; *б* – внутреннее распределение;
в – торцевое распределение

На рис. 1.11, б показан внутренний способ распределения рабочей жидкости через отверстия во внутренней шестерне. Внутренняя шестерня 1 вращается вокруг специального разделителя 2, делящего полость внутренней шестерни на две – полость нагнетания *a* и полость слива *б*. Толщина рабочих элементов разделителя равна диаметру отверстий в шестерне. Осуществление внутреннего распределения наиболее сложно. Основным недостатком внутреннего распределения является повышенные гидравлические потери.

На рис. 1.11, в показан наиболее распространенный принцип распределения. В торцевых дисках имеются серповидные окна 1 и 2, связывающие рабочие камеры гидромашины с полостями слива и нагнетания, соответственно. При положении шестерни, как показано на рисунке, нижняя камера имеет максимальный объем. Распределительные окна внизу должны быть расположены так, чтобы эта камера не сообщалась ни с полостью нагнетания, ни с полостью

всасывания. В зависимости от направления вращения роторов гидромашины она должна сообщаться с тем или другим распределительным окном. Точки касания зубьев внутренней и кольцевой шестерен, ограничивающие камеру с максимальным объемом, не сопрягаются точно в вершинах. Эти точки определяют границы распределительных окон.

Контуры распределительных окон могут быть построены так, чтобы впадины внутренней и кольцевой шестерен были вписаны в контур распределительных окон. Расстояние между распределительными окнами с другой стороны (на рисунке вверху) выбираются из условия обеспечения распределения при минимальных утечках жидкости между распределительными окнами.

Анализ конструкций планетарных гидромашин показал, что в большинстве случаев подача рабочей жидкости к вытеснителям осуществляется торцевыми распределителями [14,41,135], так как при равной производительности относительная скорость ротора по примыкающим к нему поверхностям в планетарной гидромашине в десятки раз меньше, а малые скорости ротора позволяют устанавливать значительно меньший зазор, который обеспечивает высокий объемный КПД гидромашины.

Таким образом, можно сделать заключение, что применение высокомоментных низкооборотных гидромоторов планетарного типа в приводах активных рабочих органов мобильной техники, предъявляет высокие требования к выходным характеристикам, реализация которых может быть обеспечена при их проектировании.

В результате проведенных исследований определен ряд особенностей, без учета которых не представляется возможным улучшить выходные характеристики планетарных гидромашин (в частности серийных планетарных гидромоторов серии ГПР-Ф), а именно:

- учет самоориентации, а также погрешности формы элементов вытеснительного блока планетарного гидромотора, при определении его геометрических и выходных параметров;
- повышение точности расчета крутящего момента, гидромеханических и объемных потерь в вытеснительном блоке планетарного гидромотора;
- математическое описание работы распределительного блока с учетом сдвига окон и изменения угла их перекрытия;
- определение усилий прижима-отжима в распределительном блоке с учетом динамической составляющей, с целью уточнения значения объемных потерь;
- 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.

Анализ конструкций и математических моделей планетарных гидромоторов в составе гидроагрегатов мобильной техники позволил выявить ряд неучтенных факторов, обеспечивающих разработку более полных математиче-

ских моделей в части:

- компрессии и декомпрессии, сжимаемости рабочей жидкости в рабочих полостях насоса и гидромотора;
- двухфазности рабочей жидкости, существенно снижающий ее объемный модуль упругости в зонах пониженного давления;
- ограничений движения запорно-регулирующего элемента предохранительного клапана, отображающих фактические особенности его кинематики и динамики;
- погрешности формы контура деталей вытеснительного блока, колебаний диаметрального зазора между вытеснителями, изменения площади проходного сечения распределительного блока планетарного гидромотора и др.

РАЗДЕЛ 2

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ГИДРОАГРЕГАТА С ПЛАНЕТАРНЫМ ГИДРОМОТОРОМ

В настоящее время эффективность использования мобильной техники определяется гидрофикацией ее активных рабочих органов, что в свою очередь зависит от рационального выбора режимов работы гидравлической системы би конструктивного выполнения гидроагрегатов. Поэтому большого внимания заслуживают вопросы расчета и исследования динамических процессов, возникающих в гидравлических агрегатах и их элементах [14,69,70,75,78-80,167,179,181].

Физические процессы, протекающие в гидроагрегатах и их элементах [90,104,105,110,144,154,155] в процессе работы, всегда связаны с движением рабочей жидкости по трубопроводам, по каналам с местными сопротивлениями, через окна и щели гидравлических устройств. Кроме основных потоков рабочей жидкости, необходимых для функционирования системы, возникают дополнительные течения по зазорам между деталями механизмов и узлов гидравлической аппаратуры. Составляя математическую модель гидроагрегата, необходимо рассматривать различные гидромеханические и динамические явления, которыми сопровождается течение рабочей жидкости (возникновение колебаний давления и расходов из-за сжимаемости рабочих жидкостей, воздействие потоков жидкостей на элементы гидроагрегатов и т.д.) [168].

Математическое описание гидромеханических процессов основано на известных из механики жидкости и газа общих уравнениях движения сплошной среды с использованием экспериментальных значений коэффициентов гидравлических сопротивлений, коэффициентов расходов и коэффициентов гидродинамических сил [168]. Использование общих уравнений и зависимостей гидромеханики в исследованиях динамических характеристик гидроагрегата обусловлено его принципом действия, конструкцией и режимами работы. Характерными для них 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. В большинстве случаев неустановившееся движение потоков рабочей жидкости вынуждает принимать квазистационарные значения коэффициентов количества движения, кинетической энергии, гидравлического сопротивления и состояния потока, которые определяются при замене реального неустановившегося потока, сменяющегося во времени последовательностью установившихся потоков.

Качество гидроагрегата в большей мере определяется его динамическими характеристиками, связанными с такими показателями качества, как время регулирования переходных процессов, количество колебаний, статическая точность. Такая научно-техническая задача обусловлена необходимостью разработки математических моделей отдельных элементов и гидроагрегата в целом,

рациональным выбором методов решения систем дифференциальных уравнений, описывающих динамику изменения функциональных параметров гидроагрегата и его элементов.

Таким образом, улучшения динамических характеристик гидроагрегата, расширения технических возможностей в сфере эффективного использования гидроагрегатов можно достичь путем исследования динамики гидроагрегата на базе физической и математической моделей, учитывающих особенности функционирования и взаимное влияние всех элементов гидроагрегата, а также особенностей рабочей жидкости.

2.1. Общая характеристика математической модели рабочих процессов гидромотора в составе гидроагрегата

Анализ известных работ в области разработки гидроагрегатов и их элементов [7,9,10,32,48,49,51,52,67,72,74,76,167] позволяет отметить, что до настоящего времени не имеется достаточно полной модели гидроагрегата с планетарным гидромотором, позволяющей углубленно исследовать его статические и динамические характеристики, улучшить выходные характеристики существующих планетарных гидромоторов, разработать методологию проектирования планетарного гидромотора с заданными выходными характеристиками, разработать семейство унифицированных типоразмерных рядов гидромоторов планетарного типа различной мощности.

На рис. 2.1 представлена расчетная схема гидроагрегата [104], выбранного в качестве примера, который включает насос, гидромотор и предохранительный клапан, связанных формами взаимодействия и взаимозависимости с помощью рабочей жидкости, и образующих единое целое.

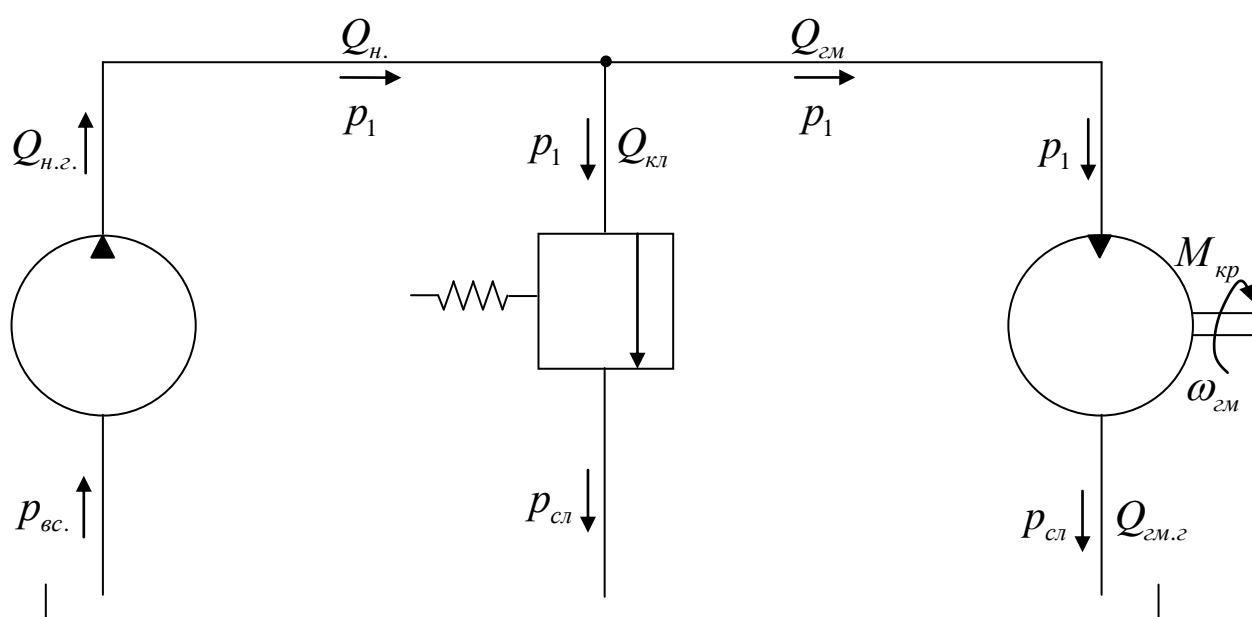


Рисунок 2.1 – Расчетная схема гидроагрегата

При построении математических моделей элементов гидроагрегата 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 [42].

Отличительной особенностью предлагаемой математической модели гидроагрегата с планетарным гидромотором является рассмотрение всех элементов, входящих в гидроагрегат и рабочей жидкости, как единого целого с учетом их взаимосвязей и взаимного влияния. Математические описания насоса, предохранительного клапана, планетарного гидромотора и рабочей жидкости с учетом нелинейностей, погрешностей изготовления узлов планетарного гидромотора на основе уравнений расходов, движения подвижных элементов и неразрывности представлены ниже [80,179].

2.1.1. Математическая модель рабочих процессов насоса.

На рис. 2.2 представлена расчетная схема насоса [107,106,108,184].

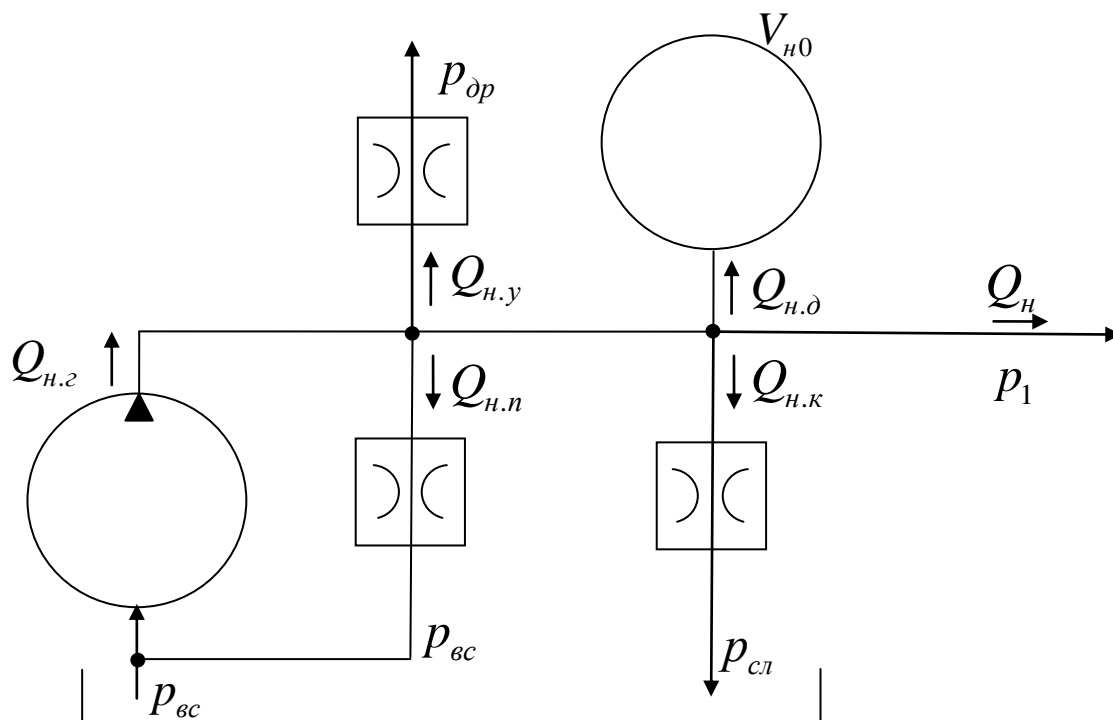


Рисунок 2.2 – Расчетная схема насоса

В математическую модель насоса входит уравнение подачи насоса

$$Q_n(t) = Q_{н.з}(t) - Q_{н.у}(t) - Q_{н.н}(t) - Q_{н.к}(t) - Q_{н.д}(t), \quad (2.1)$$

где $Q_{н.г}(t) = \frac{V_{н0}}{2\pi} \cdot \omega_n(t) \cdot e$ – геометрическая подача насоса, (2.2)

$\frac{V_{н0}}{2\pi} = W_n$ – характерный объем насоса,

e – параметр регулирования (для нерегулируемого насоса $e = 1$),

$Q_{н.у}(t) = C_{н.у} \cdot [p_1(t) - p_{оп}]$ – утечки насоса, (2.3)

$Q_{н.п}(t) = C_{н.п} \cdot [p_1(t) - p_{вс}]$ – перетечки насоса, (2.4)

$C_{н.у}$, $C_{н.п}$ – коэффициенты утечек и перетечек, соответственно.

Расход $Q_{н.к}(t)$, вызванный компрессией и декомпрессией рабочей жидкости, определяется из выражения [184]:

$$Q_{н.к}(t) = C_n \cdot [p_1(t) - p_{сл}] \frac{\omega_n(t)}{E_{ж}}, \quad (2.5)$$

где $C_n = \frac{(2W_{н.м} + W_n)}{2}$ – коэффициент пропорциональности,

$W_{н.м} = \frac{V_{н.м}}{2\pi}$ – характерный «мертвый» объем насоса,

$V_{н.м}$ – «мертвый объем».

Объемный модуль упругости двухфазной рабочей жидкости определяется выражением [171]:

$$E_{ж} = K(p_1 + 1) \cdot (Ap_1 + B) \cdot \frac{(1 - m_0) \cdot D_1 + m_0 \cdot D_2}{K(p_1 + 1) \cdot (1 - m_0) \cdot D_1 + m_0 \cdot (Ap_1 + B) \cdot D_2}, \quad (2.6)$$

где $D_1 = \sqrt[A]{\frac{Ap_0 + B}{Ap_1 + B}}$, $D_2 = \sqrt[K]{\frac{p_0 + 1}{p_1 + 1}}$;

K – показатель политропы;

A и B – параметры рабочей жидкости, зависящие от типа масла и рабочей температуры системы;

m_0 – содержание нерастворенного воздуха в рабочей жидкости в относительных единицах.

Деформационный расход $Q_{н.д}(t)$ в насосе, обусловленный сжатием рабочей жидкости, определяется из выражения:

$$Q_{н.д}(t) = \frac{V_{н.д}}{E_{ж}} \frac{dp_1(t)}{dt},$$

где $V_{н.д} = 0,5 \cdot (V_{н0} + V_{н.м})$ – объем рабочей жидкости в нагнетательной поло-

сти насоса

$$Q_{н.д}(t) = \frac{(V_{н0} + V_{н..м})}{2 \cdot E_{жс}} \frac{dp_1(t)}{dt}. \quad (2.7)$$

Подача рабочей жидкости на выходе насоса с учетом выражений всех составляющих равна:

$$Q_n(t) = \frac{V_{н0}}{2\pi} \cdot \omega_n(t) \cdot e - C_{н.у} \cdot [p_1(t) - p_{др}] - C_{н.н} \cdot [p_1(t) - p_{вс}] - C_n \cdot \frac{\omega_n(t)}{E_{жс}} \cdot [p_1(t) - p_{сл}] - \frac{(V_{н0} + V_{н..м})}{2 \cdot E_{жс}} \frac{dp_1(t)}{dt}. \quad (2.8)$$

Уравнение моментов на валу приводного двигателя насоса, можно представить в виде [68]

$$M_{нд} = J \frac{d\omega_n}{dt} + M_{тн} + M_{нн}, \quad (2.9)$$

где $M_{нд}$ – крутящий момент приводного двигателя мобильной машины, передаваемый валу насоса;

J – приведенный к валу насоса момент инерции вращающихся масс;

$M_{тн}$ – 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;

$M_{нн}$ – момент потерь в насосе.

Моменты, входящие в формулу (2.9), определяются выражениями:

$$M_{нд} = 9550 \frac{N_n}{n_n}; \quad (2.10)$$

$$M_{тн} = 159 \frac{Q_{н.г} \cdot p_1}{n}; \quad (2.11)$$

$$M_{нн} = 159 \frac{Q_{н.г} \cdot p_1}{n} \cdot (0,07 \frac{n}{n_n} + 0,02), \quad (2.12)$$

где N_n – номинальная мощность приводного двигателя мобильной машины;

n_n – номинальная частота вращения вала приводного двигателя, соответствующая номинальной нагрузке;

n – текущая частота вращения приводного двигателя, соответствующая конкретной нагрузке.

0,02 – доля потерь в подшипниках и уплотнениях вала насоса;

0,07 – доля механических потерь и потерь вязкого трения в насосе.

Уравнения (2.9...2.12) связывают в единое целое динамические процессы, происходящие в гидравлической части гидроагрегата и механической части на

валах насосов и приводного двигателя мобильной машины. При использовании этих уравнений можно по результатам моделирования уточнить требуемую мощность (момент) приводного двигателя насосов.

2.2.2. Математическая модель рабочих процессов предохранительного клапана.

На рис. 2.3 представлена расчетная схема предохранительного клапана прямого действия [106,110].

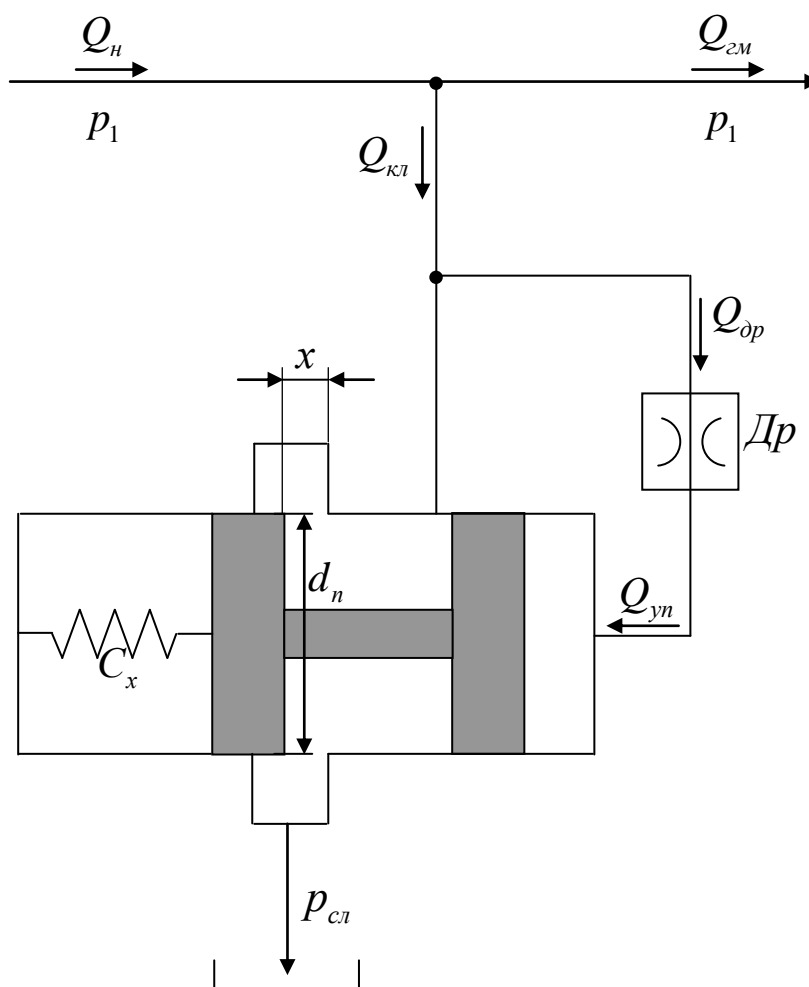


Рисунок 2.3 – Расчетная схема предохранительного клапана

Расход через открытый клапан определяется выражением:

$$Q_{кл}(t) = \mu \cdot \pi \cdot d_n \cdot x(t) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_1(t) - p_{сл}]}, \quad (2.13)$$

где d_n – диаметр плунжера;

$x(t)$ – перемещение плунжера от его закрытого положения.

Деформационный расход трубопроводов, определяемый сжимаемостью рабочей жидкости, определяется из выражения:

$$Q_{сжс}(t) = \frac{V_{mp}}{E_{жс}} \frac{dp_1}{dt}, \quad (2.14)$$

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

Расход через демпфирующий дроссель

$$Q_{dp}(t) = K_{dp} \cdot [p_{dp}(t) - p_{cl}], \quad (2.15)$$

где K_{dp} – проводимость дросселя. При ламинарном течении рабочей жидкости в дросселе [28]

$$K_{dp} = \frac{\pi \cdot d_{dp}^4}{128\mu' \cdot l},$$

где d_{dp} – диаметр дроссельного отверстия;

l – длина дросселя.

Расход, необходимый для управления клапаном, определяется из выражения:

$$Q_{yn}(t) = A_{nl} \frac{dx}{dt},$$

где A_{nl} – эффективная площадь плунжера.

При малом объеме демпфирующей полости можно пренебречь сжимаемостью рабочей жидкости в этом объеме. Тогда расход дросселя можно записать в виде:

$$Q_{dp}(t) = A_{nl} \frac{dx}{dt}.$$

Из равенства расходов $Q_{yn}(t)$ и $Q_{dp}(t)$, получаем:

$$K_{dp} \cdot [p_{dp}(t) - p_{cl}] = A_{nl} \frac{dx}{dt}.$$

Тогда, при $p_{cl} = 0$

$$K_{dp} \cdot p_{dp}(t) = A_{nl} \frac{dx}{dt}.$$

Откуда

$$p_{dp}(t) = \frac{A_{nl}}{K_{dp}} \frac{dx}{dt}.$$

Неразрывность расходов в гидроагрегате при открытом предохранительном клапане:

$$Q_n(t) = Q_{см}(t) + Q_{кл}(t) + Q_{сжс}(t) + Q_{yn}(t). \quad (2.16)$$

Уравнение движения плунжера имеет вид:

$$m \frac{d^2 x(t)}{dt^2} = A_{nl} \cdot [p_1(t) - p_{op}(t)] - F_{np}(t) - F_{z0}(t) - F_{mp}, \quad (2.17)$$

где m – масса подвижных частей клапана;

$$F_{np}(t) = C \cdot [x(t) + x_z] - \text{сила пружины,}$$

где x_z – величина предварительного сжатия пружины;

$$F_{z0}(t) = 2\mu_{жс}^2 \cdot \pi \cdot d_n \cdot x(t) \cdot p_1(t) \cdot \cos \theta - \text{гидродинамическая сила,} \quad (2.18)$$

где θ – угол между вектором скорости потока, проходящего через щель, и осью плунжера;

$$F_{mp} = F_{mp0} \cdot \text{sign} \frac{dx}{dt} - \text{сила трения,} \quad (2.19)$$

где F_{mp0} – модуль силы трения,

$$\text{sign} \frac{dx}{dt} = \begin{cases} +1 & \text{при} \left\{ \frac{dx}{dt} > 0 \right. \\ -1 & \text{при} \left\{ \frac{dx}{dt} < 0 \right. \end{cases} \quad (2.20)$$

Остановимся на ограничениях движения плунжера предохранительного клапана, определяемых конструкцией и физикой его функционирования. Так как ход плунжера ограничен корпусом предохранительного клапана, то его перемещение определяется неравенством $0 \leq x \leq x_{\max}$.

В модели следует учесть, что величина открытия щели предохранительного клапана $x_{щ} = x - x_0$ не может быть отрицательной (т.е. $x_{щ} \geq 0$).

Ограничения на скорость перемещения плунжера предохранительного клапана, связанные с конечным интервалом хода плунжера, определяются неравенствами

$$\dot{x} = \begin{cases} 0 & \text{при} \quad \dot{x} > 0, \quad x = x_{\max}, \\ 0 & \text{при} \quad \dot{x} < 0, \quad x = 0, \\ \dot{x} & \text{при} \quad 0 < x < x_{\max}. \end{cases} \quad (2.21)$$

Представленная математическая модель системы (2.13...2.21) является нелинейной ввиду нелинейности уравнений (2.13), (2.18...2.21). Если систему уравнений (2.13...2.21) решить относительно одной переменной, то получим нелинейное дифференциальное уравнение 3-го порядка. Для получения единственного решения уравнения 3-го порядка или системы уравнений (2.13...2.21) необходимо иметь 3 начальных условия.

Начальные условия можно определить из уравнений статики и физической картины функционирования исследуемого объекта.

В установившемся режиме (при $\dot{x}(0) = \ddot{x}(0) = 0$) модель клапана в стати-

ке представлена выражениями:

$$Q_n(0) - Q_{z.m}(0) = \Delta Q(0) = \mu \cdot \pi \cdot d_n \cdot x(0) \cdot \sqrt{\frac{2p_1(0)}{\rho}}, \quad (2.22)$$

$$p_{op}(0) = 0, \quad (2.23)$$

$$S_{nl} \cdot p_1(0) - C[x(0) + x_0] - 2 \cdot \mu^2 \cdot \pi \cdot d_n x(0) \cdot p_1(0) \cdot \cos \theta = 0. \quad (2.24)$$

При заданных $\Delta Q(0)$ (входное воздействие) и $p_1(0)$ (начальное условие), находим третье начальное условие:

$$x(0) = \frac{\Delta Q(0)}{\mu \cdot \pi \cdot d_n \cdot \sqrt{\frac{2p_1(0)}{\rho}}}.$$

Величина положительного перекрытия клапана из выражения (2.24) равна:

$$x_0 = \frac{S_{nl} \cdot p_1(0) - C \cdot x(0) - 2 \cdot \mu^2 \cdot \pi \cdot d_n x(0) \cdot p_1(0) \cdot \cos \theta}{C}. \quad (2.25)$$

Таким образом, начальными условиями для исследуемой системы являются: $x(0)$, $\dot{x}(0) = 0$ и $p_1(0)$.

2.1.3. Математическая модель рабочих процессов гидромотора.

Схема расходов гидромотора [105,106] представлена на рис. 2.4.

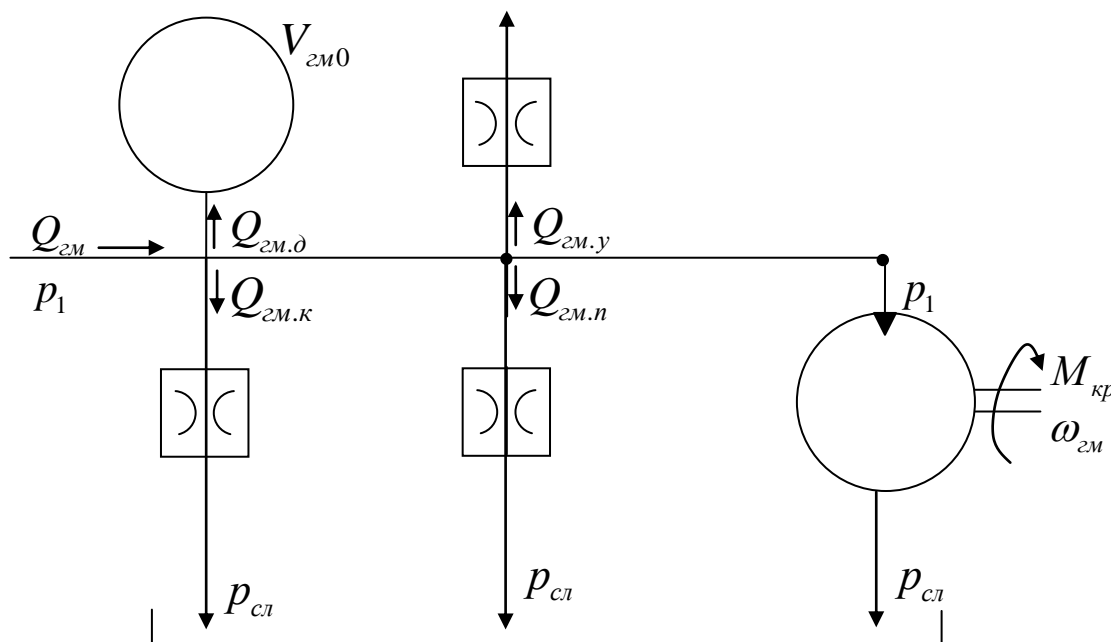


Рисунок 2.4 – Расчетная схема гидромотора

Уравнение расходов гидромотора имеет вид:

$$Q_{zm}(t) = Q_{zm.z}(t) + Q_{zm.y}(t) + Q_{zm.n}(t) + Q_{zm.k}(t) + Q_{zm.d}(t), \quad (2.26)$$

где $Q_{zm.y}(t) = C_{zm.y} \cdot p_1(t)$ – утечки гидромотора;

$Q_{zm.n}(t) = C_{zm.n} \cdot [p_1(t) - p_{cl}(t)]$ – перетечки гидромотора,

$C_{zm.y}$, $C_{zm.n}$ – коэффициенты утечек и перетечек, соответственно;

Расход $Q_{zm.k}(t)$, вызванный компрессией рабочей жидкости в гидромоторе, определяется из выражения:

$$Q_{zm.k}(t) = \frac{C_{zm} \cdot \omega_{zm}(t) \cdot [p_1(t) - p_{cl}]}{E_{ж}}, \quad (2.27)$$

где $C_{zm} = \frac{(2W_{zm.m} + W_{zm})}{2}$ – коэффициент пропорциональности

где $W_{zm} = \frac{V_{zm0}}{2\pi}$ – характерный объем гидромотора,

$W_{zm.m} = \frac{V_{zm.m}}{2\pi}$ – характерный «мертвый» объем гидромотора,

$V_{zm.m}$ – «мертвый» объем гидромотора.

Деформационный расход $Q_{zm.d}(t)$, определяется из выражения:

$$Q_{zm.d}(t) = \frac{V_{zm.d}}{E_{ж}} \frac{dp_1(t)}{dt},$$

где $V_{zm.d} = 0,5 \cdot (V_{zm0} + V_{zm.m})$ – объем рабочей жидкости в нагнетательной магистрали гидромотора.

Тогда,

$$Q_{zm.d}(t) = \frac{(V_{zm0} + V_{zm.m})}{2 \cdot E_{ж}} \frac{dp_1(t)}{dt}. \quad (2.28)$$

Геометрический расход рабочей жидкости гидромотора, определяется выражением:

$$Q_{zm.g}(t) = \frac{V_{zm0}}{2\pi} \cdot \omega_{zm}(t). \quad (2.29)$$

При подстановке в выражение (2.26) всех составляющих расходов получим:

$$Q_{zm}(t) = \frac{V_{zm0}}{2\pi} \cdot \omega_{zm}(t) + C_{zm.y} \cdot p_1(t) + C_{zm.n} \cdot [p_1(t) - p_{cl}(t)] + \\ + C_{zm} \cdot \frac{\omega_{zm}(t)}{E_{ж}} \cdot [p_1(t) - p_{cl}] + \frac{(V_{zm0} + V_{zm.m})}{2 \cdot E_{ж}} \frac{dp_1(t)}{dt}. \quad (2.30)$$

Так как в гидроагрегате (рис. 2.1) установлен предохранительный клапан, срабатывающий от превышения давления в нагнетательной магистрали, то расход рабочей жидкости, подводимый к гидромотору, будет определяться выражением:

$$Q_{зм}(t) = Q_n(t) - Q_{кл}(t),$$

а уравнение неразрывности расходов (2.16) в гидроагрегате с гидромотором будет иметь вид:

$$\begin{aligned} Q_{зм.г}(t) + Q_{зм.у}(t) + Q_{зм.п}(t) + Q_{зм.к}(t) + Q_{зм.д}(t) = \\ = Q_{н.г}(t) - Q_{н.у}(t) - Q_{н.п}(t) - Q_{н.к}(t) - Q_{н.д}(t) - Q_{кл}(t) \end{aligned} \quad (2.31)$$

Для определения давления нагнетания $p_1(t)$ в системе, решим уравнение расходов (2.16) относительно производной давления $\frac{dp_1(t)}{dt}$ с подстановкой составляющих $Q_{н.д}(t)$, $Q_{зм.д}(t)$ и $Q_{сж}(t)$, содержащих эту производную. После преобразований получим:

$$\begin{aligned} \frac{dp_1(t)}{dt} = \frac{E_{жс}}{(V_{н.д} + V_{зм.д} + V_{мп})} \cdot \left\{ \frac{V_{н0}}{2\pi} \cdot \omega_n(t) \cdot e - \frac{V_{зм0}}{2\pi} \cdot \omega_{зм}(t) - C_{н.у} \cdot [p_1(t) - p_{др}] - \right. \\ \left. - C_{н.п} \cdot [p_1(t) - p_{вс}] - C_{зм.у} \cdot p_1(t) - C_{зм.п} \cdot [p_1(t) - p_{сл}] - \right. \\ \left. - \frac{1}{E_{жс}} \cdot [C_n \cdot \omega_n(t) + C_{зм} \cdot \omega_{зм}(t)] \cdot [p_1(t) - p_{сл}] - \right. \\ \left. - \mu \cdot \pi \cdot d_n \cdot x(t) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_1(t) - p_{сл}]} - A_{нл} \frac{dx}{dt} \right\}. \end{aligned} \quad (2.32)$$

Интегрируя полученное выражение, получаем давление $p_1(t)$ в нагнетательной магистрали гидроагрегата.

Уравнение моментов на валу гидромотора имеет вид:

$$M_{кр} - M_c = J \cdot \frac{d\omega_{зм}(t)}{dt}. \quad (2.33)$$

Крутящий момент гидромотора определяется из выражения

$$M_{кр} = \frac{V_{зм0}}{2\pi} \cdot \eta_{г.м} \cdot [p_1(t) - p_{сл}], \quad (2.34)$$

Подставляя в уравнение (2.33) выражение (2.34), получаем:

$$\frac{d\omega_{зм}(t)}{dt} = \frac{1}{J} \cdot \left[\frac{V_{зм0}}{2\pi} \cdot \eta_{г.м} \cdot [p_1(t) - p_{сл}] - M_c \right]. \quad (2.35)$$

Интегрируя полученное выражение, находим угловую скорость $\omega_{эм}(t)$ вала гидромотора.

Полученные математические модели насоса, гидромотора, предохранительного клапана и трубопроводов позволяют использовать их для моделирования работы гидроагрегата, описывают динамические и статические процессы, происходящие в элементах гидроагрегата, учитывают особенности функционирования и взаимное влияние всех элементов гидроагрегата, а также особенности рабочей жидкости.

2.2. Математическая модель рабочих процессов планетарного гидромотора

Выполненное математическое описание гидромотора в составе гидроагрегата носит общий характер, лишь частично отражающий функционирование планетарного гидромотора. Поэтому в данном подразделе для построения общей модели планетарного гидромотора учитываются конструктивные и функциональные особенности его вытеснительного и распределительного блоков.

Анализ выполненных исследований [7,17,25,56,68,145,154], позволил отметить следующие важные неучтенные факторы, влияющие на полноту представленной математической модели планетарного гидромотора:

- отсутствие жесткой кинематической связи между элементами вытеснительного блока, позволяющее им самоустанавливаться, занимать произвольное взаиморасположение;
- учет погрешностей формы элементов вытеснительного блока планетарного гидромотора, при определении его геометрических и выходных параметров;
- определение геометрических параметров элементов вытеснительного блока;
- повышение точности расчета крутящего момента, гидромеханических и объемных потерь в вытеснительном блоке планетарного гидромотора;
- математическое описание работы распределительного блока с учетом сдвига окон и изменения угла перекрытия;
- определение усилий прижима-отжима в распределительном блоке с учетом динамической составляющей и как следствие - уточнения значения объемных потерь;
- разработку более полной математической модели, включающей функциональные выражения, ограничения и критерии, описывающие процессы и функционирование узлов планетарного гидромотора, их взаимодействие с рабочей жидкостью как единое целое.

Таким образом, для исследования рабочих процессов и выходных характеристик планетарного гидромотора работающего в составе гидроагрегата, необходимо разработать математическую модель с учетом конструктивных особенностей вытеснительного и распределительного блоков планетарного

гидромотора.

2.2.1. Математическая модель рабочих процессов вытеснительного блока.

При проектировании планетарного гидромотора работающего в составе гидроагрегата очень важно исследовать влияние геометрических параметров вытеснителей этого гидромотора на его выходные характеристики. Для определения потерь в планетарных гидромоторах, а также для изучения их влияния на изменение выходных характеристик гидроагрегата в целом, нами были выполнены теоретические исследования системы вытеснения рабочей жидкости планетарных гидромоторов [34,104, 109,127,157].

Определение геометрических параметров элементов вытеснительного блока планетарного гидромотора.

Для определения геометрических параметров элементов вытеснительного блока (шестерни и ротора) планетарного гидромотора (рис. 2.5) с учетом погрешности формы сопрягаемых деталей задаются [122] (исходя из конструктивных соображений) радиусами R_2 и r_2 ротора гидромашин, числом зубьев z_1 шестерни и z_2 ротора, а также, одним из радиусом шестерни r_1 .

Определение величин R_1 , а также межцентрового расстояния e между вытеснителями осуществляется методом последовательных приближений в следующей алгоритмической последовательности:

Задаются исходными значениями радиусов с учетом обеспечения начального зазора S :

$$R_2 \geq R_1; \quad R_1 = R_2 - r_1; \quad (2.36)$$

Номер пары, в которой осуществляется проверка по условию возможного касания зубьев, определяется:

$$\begin{aligned} - \text{при } z_2 - \text{четном} \quad z_i &= \frac{z_2}{2} + 1; \\ - \text{при } z_2 - \text{нечетном} \quad z_i &= \frac{z_2 - 1}{2}. \end{aligned} \quad (2.37)$$

Координаты центра зуба x_2, y_2 ротора в i -ой паре (рис. 2.5) определяются:

$$\begin{aligned} x_{2i} &= \cos\left(\frac{\pi \cdot (2 \cdot i + 1)}{z_2}\right) \cdot R_2; \\ y_{2i} &= \sin\left(\frac{\pi \cdot (2 \cdot i + 1)}{z_2}\right) \cdot R_2. \end{aligned} \quad (2.38)$$

На основании решения треугольника $\Delta O_2 O_5 M$ (рис. 2.5) рассчитывается межцентровое расстояние e

$$e = R_2 \cdot \cos \frac{\pi}{z_2} - R_1 - O_4M,$$

$$O_4M = \sqrt{(r_1 + r_2)^2 - R_2 \cdot \sin \frac{\pi}{z_2}}.$$

Тогда

$$e = R_2 \cdot \cos \frac{\pi}{z_2} - R_1 - \sqrt{(r_1 + r_2)^2 - R_2 \cdot \sin \frac{\pi}{z_2}}. \quad (2.39)$$

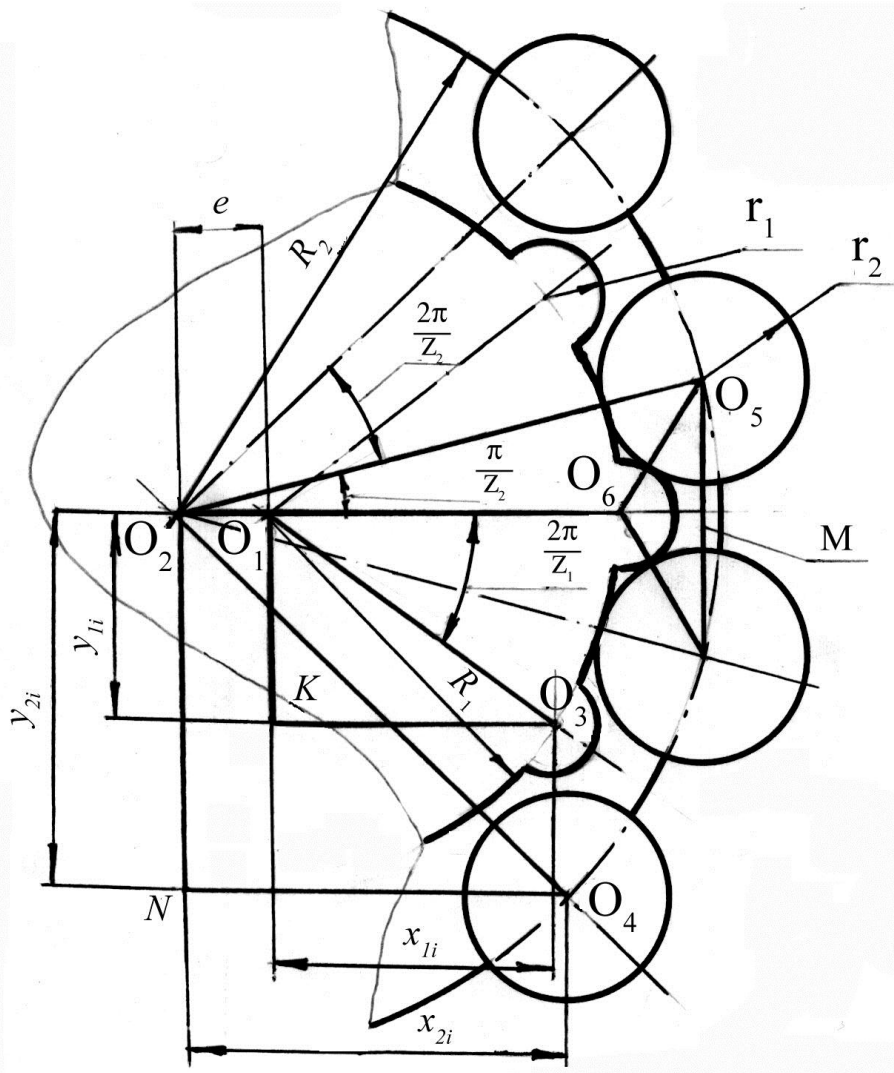


Рисунок 2.5 – К определению геометрических параметров блока вытеснителей

Координаты x_1 , y_1 центра зуба шестерни в i -ой паре определяются уравнениями:

$$x_{1i} = R_1 \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot i}{z_1}\right) + e;$$

$$y_{1i} = R_1 \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot i}{z_1}\right).$$
(2.40)

Радиальное s_r и угловое s_d (рис. 2.6) отклонения, которые характеризуют положение центра зуба (шестерни и ротора) в пределах заданного допуска, (обусловленного радиуса окружности r_c) рассматриваются из условия случайного расположения центра зуба:

$$s_r = r_c \cdot k_1;$$

$$s_d = \gamma \cdot k_2,$$
(2.41)

где γ - предельный угол отклонения для рассчитанного s_r ;

k_1 и k_2 - случайно выбранные числа в диапазоне $-1...1$, необходимые для имитации реального технологического разброса, присутствующего при изготовлении.

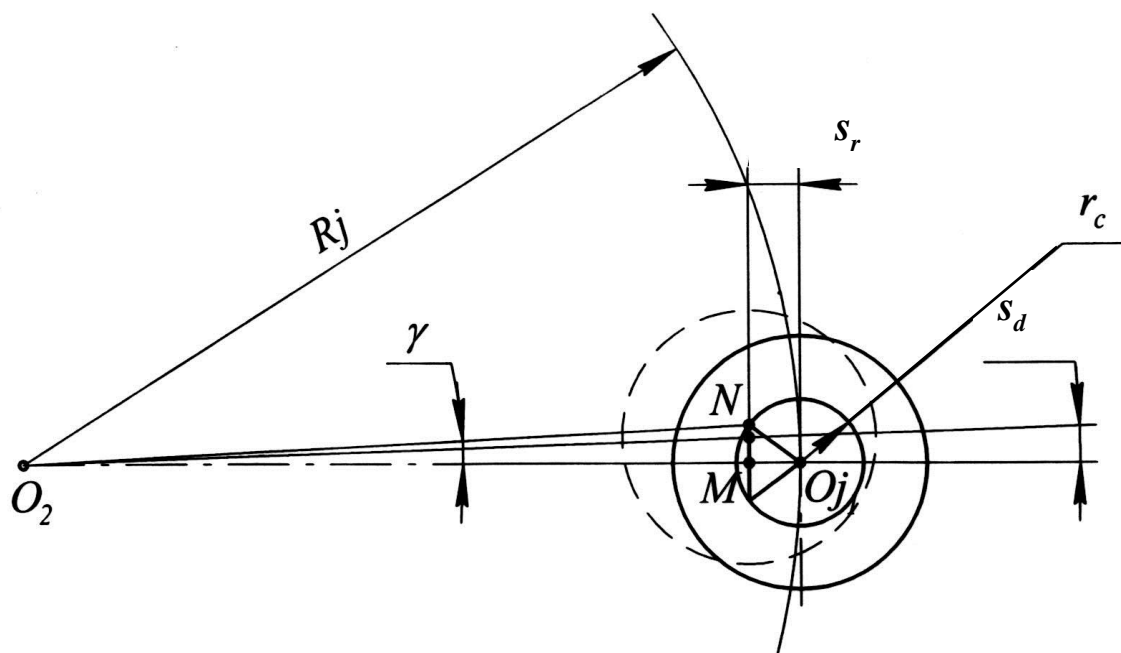


Рисунок 2.6 – Расчетная схема к определению предельных отклонений положений центров зубьев

Величина угла γ определяется на основании решения треугольника ΔO_2MN (рис. 2.6):

$$\gamma = \arctg \frac{MN}{R_j + s_r},$$

где R_j – радиус расположения центра зубьев рассматриваемой детали (шестерни, ротора).

Значение отрезка MN находится из треугольника $\Delta O_{ji}MN$:

$$MN = \sqrt{r_c^2 - s_r^2}.$$

Откуда

$$s_d = \arctg \frac{\sqrt{r_c^2 - s_r^2}}{R_1 + s_r} \cdot k_2. \quad (2.42)$$

Фактический диаметральный зазор S_i (рис. 2.7) в рассматриваемой рабочей паре рассчитывается

$$S_i = \sqrt{(x_{1i} - x_{2i})^2 + (y_{1i} - y_{2i})^2} - r_1 - r_2 - S_T. \quad (2.43)$$

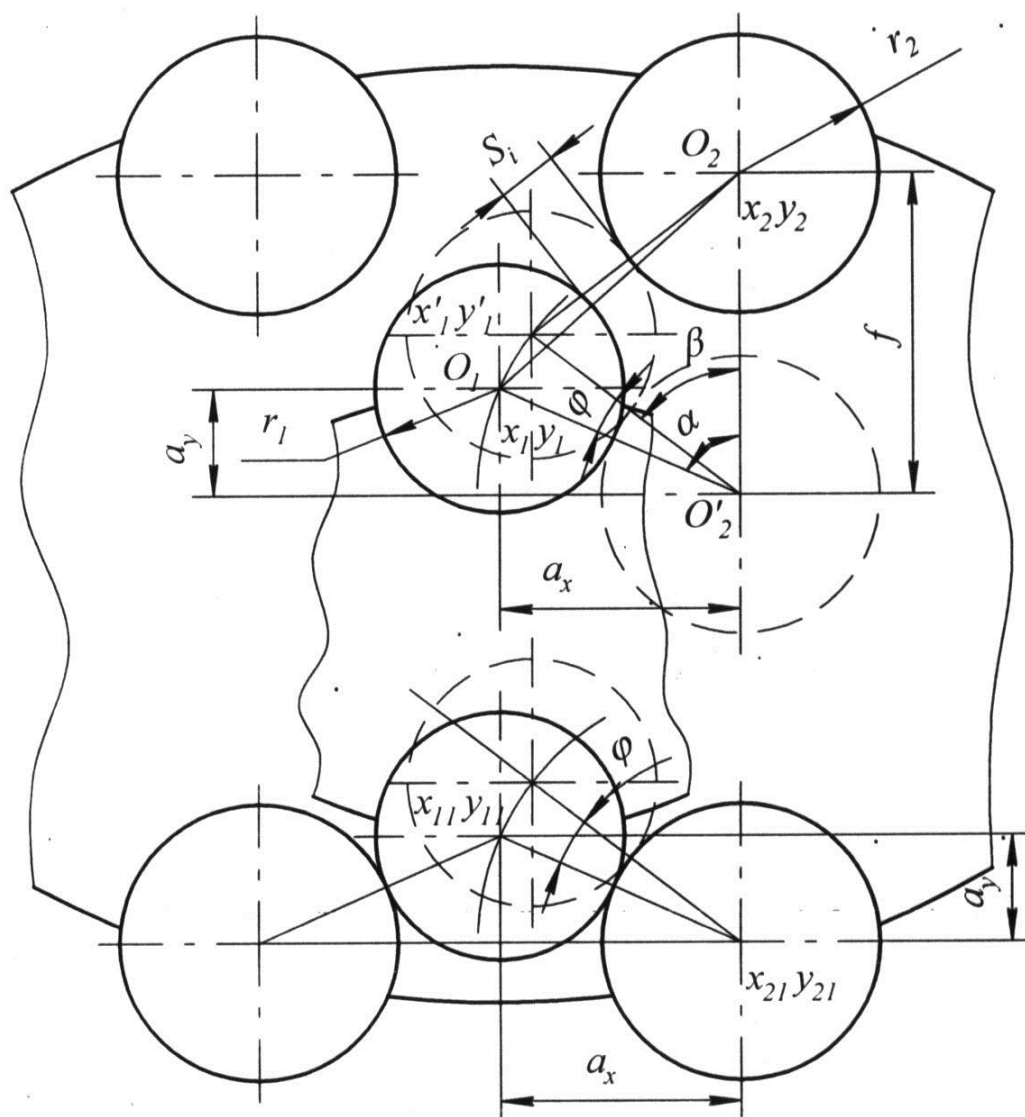


Рисунок 2.7 – К расчету фактического диаметрального зазора между вытеснителями гидромотора

Исследованиями кинематики перемещения элементов вытеснительного блока гидромотора установлено, что в процессе его работы вытеснители перемещаются плоско-параллельно относительно друг друга, «всплывая» в пределах диаметрального зазора S_i [113,122,128,145]. Основным показателем процесса всплытия (при наличии диаметрального зазора S_i) является угол поворота φ (рис. 2.7), который для каждой пары зацепления определяются величины смещений a_x и a_y положения центра втулки относительно центра зуба в условной первой паре ($i = 1$, зуб касается двух втулок)

$$\begin{aligned} a_x &= x_{21} - x_{11}; \\ a_y &= y_{21} - y_{11}. \end{aligned} \quad (2.44)$$

При этом положение центра поворота зуба (рис. 2.7) определяется как:

$$\begin{aligned} x'_2 &= a_x - x_{2i}; \\ y'_2 &= a_y - y_{2i}. \end{aligned} \quad (2.45)$$

Тогда угол поворота зуба можно представить следующим образом

$$\varphi = \alpha - \beta, \quad (2.46)$$

где α - вспомогательный угол, который определяется из треугольника $\Delta O_1 O_2 O'_2$;

$$\alpha = \arccos \frac{O'_2 O_1^2 + O_2 O_2'^2 - O_2 O_1^2}{2 O'_2 O_1 \cdot O_2 O_2'};$$

β - вспомогательный угол, который определяется из треугольника $\Delta O'_1 O_2 O'_2$:

$$\beta = \arccos \frac{O_2 O_2'}{2 O'_1 O_2} = \arccos \frac{L}{2(r_1 + r_2)}. \quad (2.47)$$

Расстояние $O_2 O'_2$ находится из уравнения

$$L = \sqrt{(x_{1i} - x'_2)^2 + (y_{1i} - y'_2)^2}, \quad (2.48)$$

тогда

$$\alpha = \arccos \frac{(r_1 + r_2)^2 + L^2 - ((x_{1i} - x_{2i})^2 + (y_{1i} - y_{2i})^2)}{2(r_1 + r_2)L}. \quad (2.49)$$

Подставив выражения (2.47) и (2.49) в (2.46), получим уравнение для нахождения угла поворота φ

$$\varphi = \arccos \frac{L^2 + (r_1 + r_2)^2 - (x_{1i} - x_{2i})^2 - (y_{1i} - y_{2i})^2}{2L(r_1 + r_2)} - \arccos \frac{L}{2(r_1 + r_2)}.$$

По минимальному значению угла поворота определяют пару зубьев в зацеплении вытеснителей гидромотора в которой осуществляется контакт.

Перед анализом процесса самоустанавливания элементов вытеснительного блока необходимо обеспечить касание зубьев в первой паре (рис. 2.8). В этой связи необходимо определить величину смещения зубьев шестерни относительно начального положения определяемого расстоянием между центрами втулок

$$l = \sqrt{(x_1 - x'_1)^2 + (y_1 - y'_1)^2}. \quad (2.50)$$

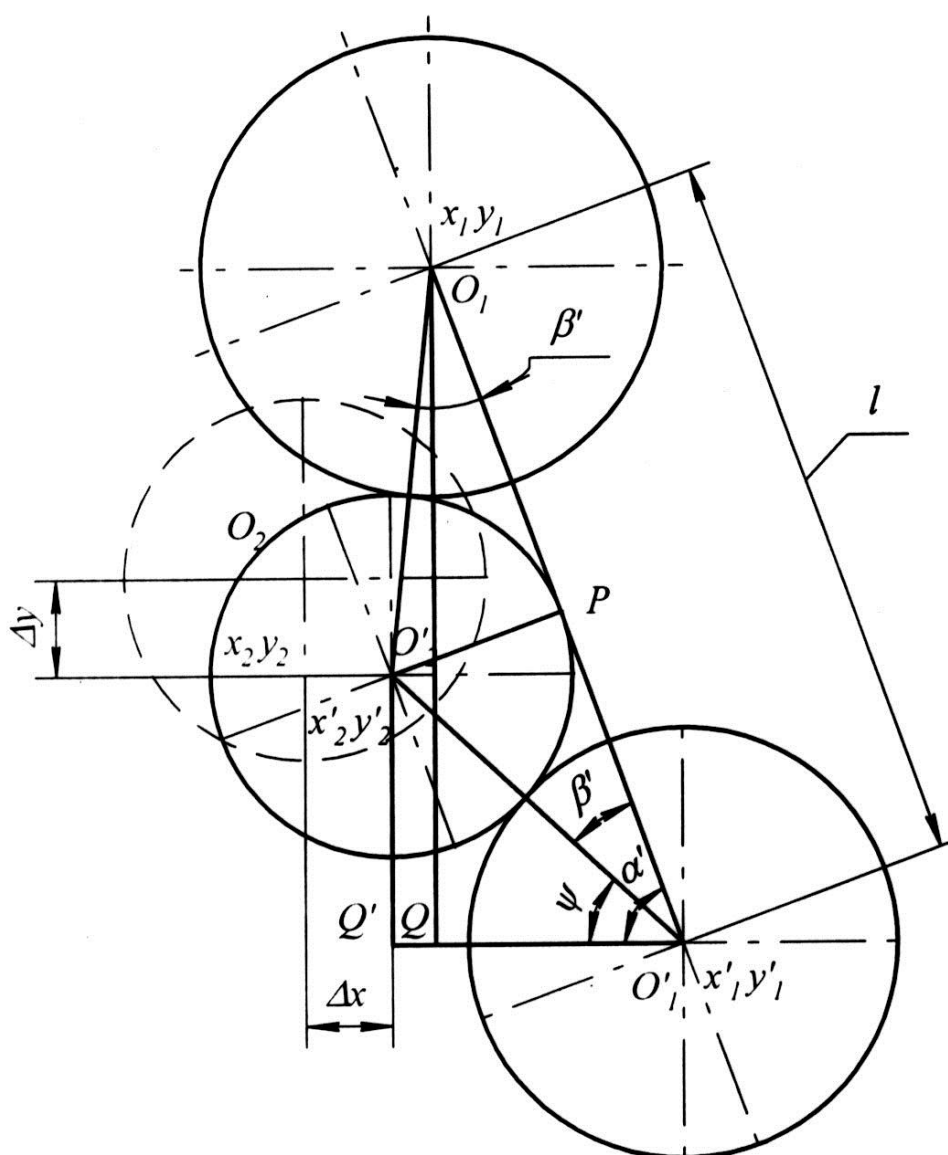


Рисунок 2.8 – Расчетная схема определения начального положения деталей зацепления перед всплытием

Смещение по осям, необходимое для установки шестерни в начальное положение для самоустанавливания, определяется из треугольника $\Delta O'_1 O_2 Q'$

$$\begin{aligned}\Delta x &= (r_1 + r_2) \cos \psi + x'_1 - x_2; \\ \Delta y &= (r_1 + r_2) \sin \psi + y'_1 - y_2,\end{aligned}\tag{2.51}$$

где $\psi = \alpha' - \beta'$;

α' – вспомогательный угол, определяется из треугольника $\Delta O_1 O'_1 Q$:

$$\alpha' = \arccos \frac{x_1 - x'_1}{t};$$

β' – вспомогательный угол, определяется из треугольника $\Delta O'_1 O'_2 P$:

$$\beta' = \arccos \frac{t}{2(r_1 + r_2)}.$$

Следовательно,

$$\psi = \arccos \frac{x_1 - x'_1}{t} - \arccos \frac{t}{2(r_1 + r_2)}.$$

Проведенные исследования являются математическим обоснованием и алгоритмом расчета для разработки программного обеспечения по моделированию расчетов геометрических параметров элементов вытеснительного блока при моделировании и проектировании или модернизации планетарного гидромотора.

Влияние конструктивных параметров планетарного гидромотора на его выходные характеристики.

Основными параметрами, характеризующими гидромотор, является развиваемый крутящий момент $M_{кр}$ и соответствующая частота вращения n .

Теоретический (расчетный) крутящий момент на валу планетарного гидромотора (рис. 2.9), с учетом компенсирующего механизма, выражается зависимостью [41]

$$M_{кр} = \frac{2e \cdot \Delta p \cdot b \cdot R_1 \cdot (z_1 + 1)}{U}.\tag{2.52}$$

Рассматриваемое выражение (2.52) можно представить [89,123,126] как

$$M_{кр} = F \cdot h,\tag{2.53}$$

где F – результирующая сила от действия давления рабочей жидкости;

$$F = \frac{2e \cdot \Delta p \cdot b \cdot (z_1 + 1)}{U};$$

h – плечо приложения результирующей силы F , определяемое радиусом R_1 .

Из рис. 2.9 величина плеча h приложения результирующей силы F определяется как

$$h = O_1 O_2 + O_1 O_3 + O_3 O_4,\tag{2.54}$$

$$\text{где } O_1O_2 = e; \quad O_1O_3 = R_1; \quad O_3O_4 = O_3N \cdot \cos \alpha; \quad (2.55)$$

$$O_3N = r_1; \quad \cos \alpha = \frac{O_5O_6}{O_3O_6}, \quad (2.56)$$

$$O_3O_6 = r_1 + r_2; \quad O_5O_6 = O_2O_6 \cdot \sin(0,5\gamma_2),$$

$$O_2O_6 = R_2; \quad 0,5\gamma_2 = \frac{\pi}{z_2}.$$

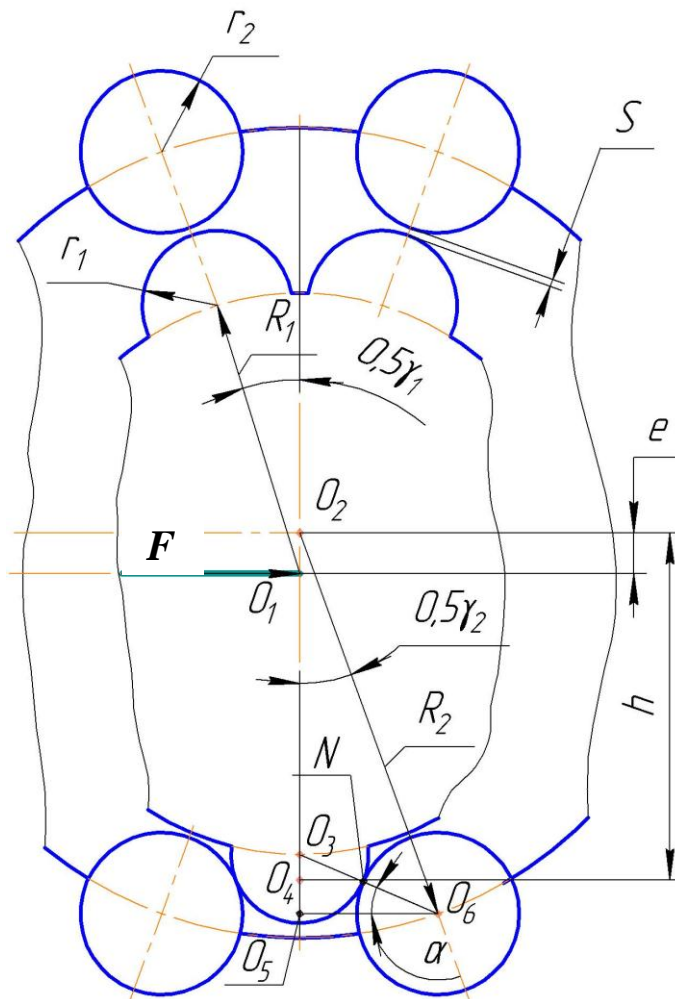


Рисунок 2.9 – Схема силового соединения (вытеснителей) планетарного гидромотора

Тогда с учетом выражений (2.55) и (2.56) после соответствующих подстановок и преобразований выражение (2.54) примет вид:

$$h = e + R_1 + r_1 \cdot \frac{R_2 \cdot \sin \frac{\pi}{z_2}}{r_1 + r_2}. \quad (2.57)$$

Кинематическим анализом перемещения элементов силового соединения [34,60] установлено, что существенное влияние на величину диаметрального

зазора S (рис. 2.9) оказывает погрешность формы контура Π_ϕ его деталей – шестерни и ротора. Погрешность формы контура Π_ϕ деталей силового соединения является комплексным показателем [145] и зависит от взаимосвязи геометрических параметров $\Pi_\phi = f(R_1, r_1, \gamma_1, R_2, r_2, \gamma_2)$.

Исходное значение диаметрального зазора определяется его технологическим (заданным чертежом при изготовлении) зазором S_T и отклонениями, вызванными погрешностью формы Π_ϕ вытеснителей

$$S = S_T \pm \Pi_\phi, \quad (2.58)$$

где знак (+) или (-) при слагаемом Π_ϕ , определяется конкретными отклонениями погрешности формы деталей силового соединения.

С учетом выражений (2.57) и (2.58) изменение величины h , в зависимости от контакта в i -той паре, можно выразить через геометрические параметры вытеснителей, при изменении диаметрального зазора S во всем его диапазоне

$$h_i = h \cdot \cos \frac{2\pi}{Z_1} (i-1) \pm \frac{(S_T \pm \Pi_\phi)}{2}, \quad (2.59)$$

где i – порядковый номер зуба шестерни (охватываемого вытеснителя), определяющий ее мгновенный центр вращения (с учетом погрешности формы), $i = 1, 2, \dots, z_1$.

При значениях диаметрального зазора меньше критической величины $S_{кр}$, мгновенный центр вращения шестерни всегда проходит через условный зуб №1 (т.е. $i = 1$), а, следовательно, выражение $\cos \frac{2\pi}{Z_1} (i-1)$ равно единице.

Тогда с учетом выражения (2.41) уравнение (2.43) принимает вид

$$h_1 = e + R_1 + r_1 \cdot \frac{R_2 \cdot \sin \frac{\pi}{z_2}}{r_1 + r_2} \pm \frac{(S_T + \Pi_\phi)}{2}. \quad (2.60)$$

Подставляя в (2.53) значения результирующей силы с учетом изменения межцентрового расстояния на величину колебания зазора $\pm \frac{S}{2}$ [60,128] и выражения (2.58), получим выражение для определения крутящего момента $M_{кр}$:

$$M_{кр} = 2 \left(e \pm \frac{(S_T \pm \Pi_\phi)}{2} \right) \cdot \frac{\Delta p \cdot b \cdot (z_1 + 1)}{U} \cdot h_i, \quad (2.61)$$

где знак (+) или (-) при слагаемом $\frac{(S_T \pm P_\phi)}{2}$ определяется положением шестерни [60].

Анализ кинематики перемещения вытеснителей показывает, что в процессе эксплуатации, при изменении значения величины диаметрального зазора от S до $S_{кр}$, крутящий момент $M_{кр}$ изменяется (пульсирует) довольно значительно, так как изменения геометрических параметров вытеснителей (обусловленных изготовлением) значительно влияют на изменение величины параметра h .

Когда, в процессе эксплуатации, значения диаметрального зазора S превышают величину $S_{кр}$, мгновенный центр вращения шестерни проходит через условный зуб №2, №3 и т.д., при этом величина h определяется выражением (2.43), а, следовательно, крутящий момент $M_{кр}$, резко уменьшается, в $\cos \frac{2\pi}{Z_1}(i-1)$ раз.

Анализ математических зависимостей, описывающих изменение крутящего момента $M_{кр}$ от изменения диаметрального зазора S показывает, что в диапазоне изменения значений диаметрального зазора $S \dots S_{кр}$ крутящий момент $M_{кр}$ будет описываться пульсирующей кривой, среднее значение которой практически не изменяется при изменении значений диаметрального зазора S . В диапазоне значений $S > S_{кр}$ крутящий момент $M_{кр}$ будет резко уменьшаться и, следовательно, описываться какой-то параболической зависимостью.

Расход рабочей жидкости, подведенный к вытеснительному блоку $Q_{зм}$ зависит от внутренних перетечек $Q_{зм.n}$ по диаметральному зазору

$$Q_{зм} = Q_{зм.г} + Q_{зм.n} \quad (2.62)$$

Тогда перетечки $Q_{зм.n}$ по диаметральному зазору в вытеснительном блоке гидромотора с учетом (2.46), равны:

$$Q_{зм.n} = Q_{зм} - n \cdot V_{зм0} \quad (2.63)$$

В процессе эксплуатации при значениях диаметрального зазора $S < S_{кр}$ перетечки по диаметральному зазору $Q_{зм.n}$ отсутствуют, так как происходит самогерметизация зоны нагнетания силового соединения от зоны слива [60,145].

При значениях диаметрального зазора $S > S_{кр}$ перетечки по диаметральному зазору $Q_{зм.n}$ характеризуются расходом жидкости через щель высотой $S'_к$, образованную цилиндрическими поверхностями зубьев шестерни и ротора и

определяется зависимостью [10]:

$$Q_{зм.н} = \mu \cdot A_{щ} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}. \quad (2.64)$$

Площадь походного сечения рассматриваемой щели определяется как

$$A_{щ} = b' \cdot S'_к. \quad (2.65)$$

Подставив в выражение (2.64) выражение для определения площади щели (2.65), получим выражение, описывающее перетечки в планетарном гидромоторе при значениях диаметрального зазора $S > S_{кр}$

$$Q_{зм.н} = \mu \cdot b \cdot S'_к \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (2.66)$$

Таким образом, можно сделать заключение, что при значениях диаметрального зазора $S < S_{кр}$ перетечки $Q_{зм.н}$ в планетарном гидромоторе отсутствуют (так как происходит «самогерметизация» вытеснителей [60]), а зависимость изменения перетечек $Q_{зм.н}$ от диаметрального зазора S представляет собой прямую линию с нулевым значением перетечек. При значениях диаметрального зазора $S > S_{кр}$ перетечки по диаметральному зазору $Q_{зм.н}$ определяются выражением (2.66) и изменяются по параболической зависимости.

Анализ кинематики перемещения вытеснителей показывает, что в процессе эксплуатации, при изменении значения величины диаметрального зазора от S до $S_{кр}$ крутящий момент $M_{кр}$ изменяется (пульсирует) довольно значительно, т.к. изменения геометрических параметров вытеснителей (обусловленные изготовлением) значительно влияют на изменение величины параметра h .

В диапазоне $S > S_{кр}$ крутящий момент $M_{кр}$ резко уменьшается (в $\cos \frac{2\pi}{Z_1}(i-1)$ раз) и, следовательно, будет описываться параболической зависимостью.

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

2.2.2. Математическая модель распределительного блока.

Одним из основных элементов планетарной гидромашины является распределитель, представляющий собой устройство для подачи рабочей жидкости в ее камеры в строго определенной последовательности, зависящей от положения ротора в рабочей полости. От конструкции и исполнения распределительного устройства зависят такие параметры гидромашины, как гидравлический и объемный КПД, максимальное и минимальное число оборотов, расход рабочей

жидкости, а также пропускная способность гидромашины. Распределительный блок может быть клапанным, золотниковым, кранового типа (когда роль клапанов выполняет золотник), с плоским золотником и непосредственное (когда распределение жидкости осуществляется непосредственно ротором). При этом существуют следующие способы распределения рабочей жидкости:

- торцевое распределение (путем вращающегося или неподвижного торцевого распределителя);
- внутреннее распределение (через отверстия и каналы внутреннего ротора);
- внешнее распределение (через отверстия и каналы в теле статора или внешнего ротора);
- комбинированное распределение.

Исследование взаимосвязи основных геометрических параметров распределительного блока планетарного гидромотора.

Анализ конструкции планетарных гидромашин показывает, что в большинстве случаев в планетарных гидромашинах применяется торцевое распределение, так как при равной производительности относительная скорость ротора по примыкающим к нему поверхностям в планетарной гидромашине в десятки раз меньше, а малые скорости ротора позволяют устанавливать значительно меньший зазор, который обеспечивает высокий объемный КПД гидромашин.

Торцевое распределение представляет собой прилегающие поверхности подвижного распределителя и неподвижного золотника, на которых выполнены окна [12,19,99,111,112]. Геометрические формы распределителя выбираются так, чтобы отдающие каналы гидромашин были герметично отделены от приемных, а скорости рабочей жидкости не превосходили определенного предела, и чтобы всегда было некоторое строго регламентированное превышение усилия, прижимающего золотник к распределителю, над силами отжима, возникающими при просачивании рабочей жидкости через уплотняющие зазоры. Это превышение должно быть таким, чтобы удельное давление и удельные силы трения не превосходили допустимых значений [10,55].

Основной характеристикой распределительного блока является его пропускная способность (расход жидкости), т.е. площадь проходного сечения системы. Площадь проходного сечения складывается из площадей перекрытия окон золотника окнами распределителя. Площади перекрытия окон зависят от количества окон, от их формы и геометрических параметров.

В основном в гидромашинах применяются распределительные системы с окнами, которые в сечении имеют удлиненную форму (серпообразную), реже цилиндрическую [8,10,55]. Однако, наибольшее применение в планетарных гидромашинах имеет распределительная система с сегментными окнами [102].

На рис. 2.10 представлена расчетная схема торцевого распределения с сегментными окнами распределителя и золотника.

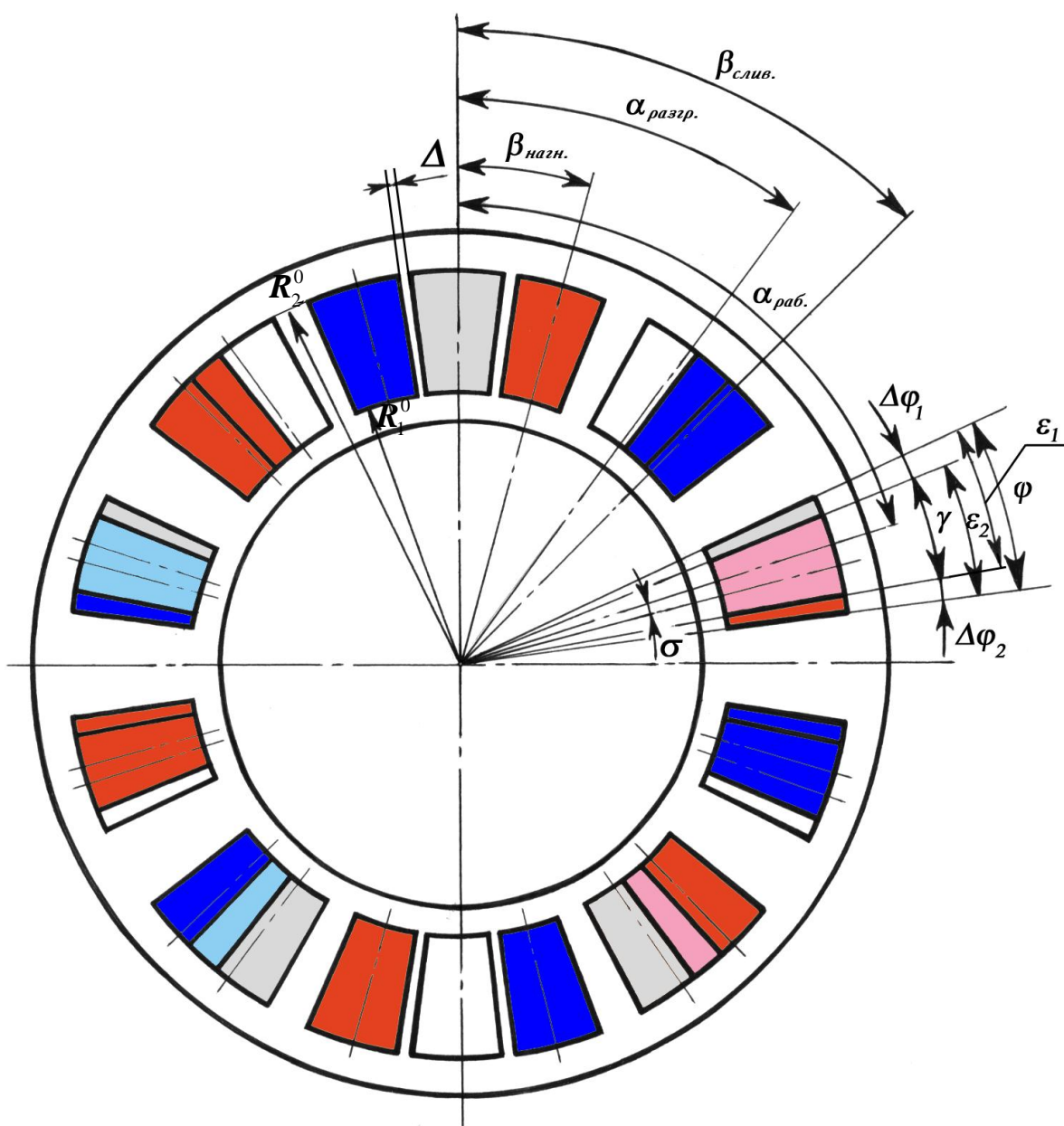






Рисунок 2.10 – Расчетная схема распределительного блока с сегментными окнами:

-  - рабочие окна распределителя;
-  - разгрузочные окна распределителя;
-  - окна нагнетания золотника;
-  - окна слива золотника.

В дальнейшем под распределителем и золотником будут подразумеваться их поверхности, на которых выполнены распределительные окна.

Между количеством рабочих окон распределителя Z_1 и золотника Z_2 существует взаимосвязь: $Z_2 = 2Z_1 + 2$, при этом Z_2 равно $Z_2 = 2Z_{ц.}$, где $Z_{ц.}$ – количество циклов, обусловленное кинематическими параметрами планетарной гидромашины, которое не может быть меньше трех, т.е. $Z_{ц.} > 3$. Из этого следует, что $Z_1 > 2$, а $Z_2 > 6$. Количество окон распределителя равно $Z_1 = Z_{ц.} - 1$.

Геометрические формы распределителя и золотника выбираются так, чтобы их внутренние R_1^0 и внешние радиусы R_2^0 были равны между собой; для четкого разграничения окон распределителя и золотника, т.е., для создания герметичности распределительной пары должно быть обеспечено надежное разделение в каждый момент полостей высокого (нагнетания) и низкого (слива) давлений [10,41]. Для этого в статическом положении, как показано на рис. 2.10, окно распределителя должно располагаться между окнами нагнетания и слива золотника так, чтобы между ними существовал минимально допустимый зазор – Δ , который выбирается конструктивно [98,129].

Определим основные геометрические параметры, характеризующие распределительный блок планетарного гидромотора.

Угол между рабочими окнами распределителя в статическом положении равен $\alpha = \frac{2\pi}{Z_1}$, а угол между окнами золотника – $\beta = \frac{2\pi}{Z_2}$.

Угол расположения первого окна золотника β_1 определяется выражением:

$$\beta_1 = \frac{\pi}{Z_2}, \quad (2.67)$$

а углы расположения последующих окон золотника будут равны:

$$\beta_2 = \beta_1 + \beta, \quad \dots, \quad \beta_i = \beta_{i-1} + \beta. \quad (2.68)$$

Причем считаем нечетные окна золотника окнами нагнетания, текущие углы расположения которых равны $\beta_{нагн_i}$, а четные – окнами слива, $\beta_{сл_i}$.

Угол расположения первого рабочего окна распределителя α_1 определяется выражением:

$$\alpha_1(t) = \int \omega_{з.м} dt, \quad (2.69)$$

а углы расположения последующих окон распределителя будут равны:

$$\alpha_2(t) = \alpha_1(t) + \alpha, \quad \dots, \quad \alpha_i(t) = \alpha_{i-1}(t) + \alpha. \quad (2.70)$$

Рис. 2.10 представляет собой наложение окон распределителя на окна зо-

лотника, при котором и происходит их перекрытие. Считаем, что первое окно распределителя перемещается по поверхности, образованной окнами золотника, поочередно их перекрывая.

Тогда, угол между текущими центрами окон распределителя и золотника, находящихся в перекрытии определяется:

$$\sigma_i(t) = |\beta_i - \alpha_i(t)|.$$

Причем должно выполняться условие $\sigma_i \leq \frac{\beta}{2} - \Delta$, иначе окна не будут перекрываться.

Так как окна распределителя перекрываются как с окнами нагнетания, так и с окнами слива золотника, то существует два варианта перекрытия окон золотника окнами распределителя:

– окна распределителя перекрываются с окнами нагнетания золотника

$$\sigma_i(t) = |\beta_{наг_i} - \alpha_{раб_i}(t)|; \quad (2.71)$$

– окна распределителя перекрываются с окнами слива золотника

$$\sigma_i(t) = |\beta_{сл_i} - \alpha_{раб_i}(t)|. \quad (2.72)$$

Теперь определим угол, ограничивающий геометрические параметры окон распределителя ε_1 и золотника ε_2 . Известно [98], что распределительная система с равными геометрическими параметрами окон распределителя и золотника, т.е. при $\varepsilon = \varepsilon_1 = \varepsilon_2$ имеет наибольшую пропускную способность, а угол, ограничивающий геометрические параметры распределительных окон равен:

$$\varepsilon = \frac{\pi}{Z_2} - \Delta. \quad (2.73)$$

Зная угол, ограничивающий геометрические параметры распределительных окон определим угол перекрытия окон золотника окнами распределителя:

$$\gamma_i(t) = \varepsilon - \sigma_i(t). \quad (2.74)$$

Если угол между текущими центрами окон распределителя и золотника, находящихся в перекрытии равен нулю, т.е., $\sigma_i = 0$, то окно распределителя полностью перекрывает окно золотника и угол перекрытия равен углу раствора окна $\gamma_i = \varepsilon$.

Таким образом, мы получили угол перекрытия окон золотника первым окном распределителя, в зависимости от времени, т.е. считая, что распределитель вращается.

Площадь проходного сечения зависит от взаимного расположения окон распределителя и золотника, и их перекрытия и может быть выражена следующей зависимостью, описывающей перекрытия i -го окна распределителя с окнами нагнетания золотника в зависимости от времени работы гидромотора:

$$A_i(t) = \sum_{i=1}^Z \left(\frac{\pi}{Z_2} - \Delta - |\beta_i - \alpha_i(t)| \right) \cdot \frac{(R_2^{02} - R_1^{02})}{2}, \quad (2.75)$$

при выполнении условия $\alpha_1(t) \leq 2\pi$, если же $\alpha_1(t) > 2\pi$, то $\alpha_1(t) = \alpha_1(t) - 2\pi$.

Для последующих окон распределителя площадь перекрытия определяется по аналогии, а суммарная площадь перекрытия, т.е. площадь проходного сечения распределительной системы, будет равна:

$$A_{n.c} = \sum_{i=1}^Z A_i(t).$$

Так как расход рабочей жидкости через распределительный блок гидромотора равен $Q_{z.m.z} = A_{n.c} \cdot v_{cp.}$, где скорость потока жидкости в распределительных окнах, согласно [8,10], равна: $v_{cp.} = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$, то расход жидкости будет

равен:

$$Q_{z.m.z} = \mu \cdot A_{n.c} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}. \quad (2.76)$$

Подставив в выражение (2.76) выражение (2.75), получим теоретический расход жидкости в распределительном блоке

$$Q_{z.m.z} = \mu \cdot \sum_{i=1}^Z \left[\left(\frac{\pi}{Z_2} - \Delta \right) - |\beta_i - \alpha_i(t)| \right] \cdot \frac{(R_2^{02} - R_1^{02})}{2} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}. \quad (2.77)$$

Исследование влияния пульсации потока рабочей жидкости на выходные характеристики планетарного гидромотора.

Установлено [3,10,14,26,183], что одним из основных узлов гидромотора, вызывающим пульсации, является распределительная система, геометрические параметры которой (изменение площади проходного сечения) в первую очередь влияют на форму и фактическую величину пульсации. Таким образом, необходимо исследовать влияние изменения площади проходного сечения на выходные параметры планетарного гидромотора и гидроагрегата в целом, а также разработать метод, позволяющий устранить пульсации потока рабочей жидкости и увеличить площадь проходного сечения.

Для определения изменения площади проходного сечения и давления в процессе эксплуатации гидромотора, необходимо определить величину отклонений текущих значений площади проходного сечения и давления в нагнетательной магистрали от их средних значений.

Коэффициент изменения площади проходного сечения [152] равен:

$$\Pi_A = \frac{A_{\max} - A_{\min}}{A_{cp}} 100\% . \quad (2.78)$$

Среднее значения площади проходного сечения равно:

$$A_{cp} = \frac{A_{\max} + A_{\min}}{2} .$$

Тогда выражение (2.78) примет вид:

$$\Pi_A = \frac{2 \cdot (A_{\max} - A_{\min})}{A_{\max} + A_{\min}} 100\% . \quad (2.79)$$

Так как $A_{\max} - A_{\min} = A_A$, то выражение (2.79) примет вид:

$$\Pi_A = \frac{2 \cdot A_A}{A_{\max} + A_{\min}} 100\% . \quad (2.80)$$

Мерой измерения и оценки величины пульсации давления [152] является коэффициент пульсации давления

$$\Pi_p = \frac{p_{\max} - p_{\min}}{p_{cp}} 100\% . \quad (2.81)$$

Так как расход через распределительные окна определяется выражением

$$Q_{зм.г} = \mu \cdot A_{н.с} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1(t) - p_{сл})}{\rho}} \quad (\text{давление слива принимаем равным } p_{сл} = 0), \text{ то}$$

$$p_{\max} = \frac{Q_{зм.г}^2 \cdot \rho}{2\mu^2 \cdot A_{\min}^2}, \quad p_{\min} = \frac{Q_{зм.г}^2 \cdot \rho}{2\mu^2 \cdot A_{\max}^2},$$

$$p_{cp} = \frac{1}{2} \cdot \frac{Q_{зм.г}^2 \cdot \rho}{2\mu^2} \cdot \left(\frac{1}{A_{\max}^2} + \frac{1}{A_{\min}^2} \right).$$

Подставив в выражение (2.81) значения для определения p_{\max} , p_{\min} и p_{cp} , получим:

$$\Pi_p = \frac{\frac{Q_{зм.г}^2 \cdot \rho}{2\mu^2} \left(\frac{1}{A_{\min}^2} - \frac{1}{A_{\max}^2} \right)}{\frac{1}{2} \cdot \frac{Q_{зм.г}^2 \cdot \rho}{2\mu^2} \left(\frac{1}{A_{\max}^2} + \frac{1}{A_{\min}^2} \right)} 100\% .$$

После преобразований получим коэффициент пульсации давления:

$$\Pi_p = \frac{4 \cdot A_{cp} \cdot (A_{\max} - A_{\min})}{(A_{\max}^2 + A_{\min}^2)} 100\%. \quad (2.82)$$

Так как $A_{\max} - A_{\min} = A_A$, то выражение (2.82) примет вид:

$$\Pi_p = \frac{4 \cdot A_{cp} \cdot A_A}{(A_{\max}^2 + A_{\min}^2)} 100\%.$$

Таким образом, изменение величины площади проходного сечения распределительных окон вызывает пульсации давления, которые будут значительно превышать величину изменения площади проходного сечения.

Амплитуда изменения площади проходного сечения распределительной системы в процессе эксплуатации определяется разностью текущего и среднего значений площади, и равна

$$A_A(t) = A_{n.c}(t) - A_{cp}. \quad (2.83)$$

Амплитуда изменения давления определяется, разностью среднего и текущего значений давления, так как площадь проходного сечения и давление находятся в противофазе, т.е. максимальному значению давления соответствует минимальное значение площади проходного сечения распределительной системы:

$$A_p(t) = p_{cp} - p'_1(t), \quad (2.84)$$

а текущие значения давления в гидроагрегате будут определяться из выражения:

$$p'_1(t) = p_{cp}(t) - A_p. \quad (2.85)$$

Причем считаем, что среднее давление равно $p_{cp} = p_1(t)$. Тогда выражение (2.84) примет вид:

$$A_p = p_1(t) - p'_1(t). \quad (2.86)$$

Подставив в выражения (2.79) и (2.81) выражения (2.83) и (2.86), получим:

$$\Pi_A = \frac{A_A}{A_{cp}} 100\%, \quad \Pi_p = \frac{A_p}{p_1(t)} 100\%. \quad (2.87)$$

Приравняв выражения (2.82) и (2.87), получим:

$$\frac{4 \cdot A_{cp} \cdot (A_{n.c}(t) - A_{cp})}{(A_{\max}^2 + A_{\min}^2)} = \frac{A_p}{p_1(t)},$$

причем текущее значение площади проходного сечения будет равно максимальному $A_{\max}(t)$ при $A_{n.c}(t) > A_{cp}$ и минимальному $A_{\min}(t)$ при $A_{n.c}(t) < A_{cp}$.

Тогда амплитуда пульсации давления в нагнетательной магистрали гидроагрегата будет равна:

$$A_p = \frac{4 \cdot A_{cp} \cdot (A_{n.c}(t) - A_{cp}) \cdot p_1(t)}{(A_{\max}^2(t) + A_{\min}^2(t))}. \quad (2.88)$$

Подставив в выражение (2.85) выражение (2.88), получим давление в нагнетательной магистрали гидроагрегата:

$$p_1'(t) = p_1(t) - \frac{4 \cdot A_{cp} \cdot (A_{n.c}(t) - A_{cp}) \cdot p_1(t)}{(A_{\max}^2(t) + A_{\min}^2(t))}. \quad (2.89)$$

Полученные в результате теоретических исследований математические зависимости, позволяют описать взаимосвязь геометрических параметров распределительного блока и выходных характеристик планетарного гидромотора.

Определение сил, действующих в распределительном блоке.

Известно [17,25], что выход из строя распределителей происходит из-за износа торцового распределителя. Этому износу [11,50] способствует клиновидность зазора между контактируемыми поверхностями распределителя и золотника, вследствие чего частицы износа, содержащиеся в рабочей жидкости, проникают между ними в зоне всасывания, где торцевой зазор больше и разрушают торцевую поверхность в зоне нагнетания.

С целью исключения клиновидности зазора, повышения КПД, надежности и долговечности элементов планетарного гидромотора необходимо уравновесить его распределительную систему.

Для нормальной работы распределительной системы давление рабочей жидкости, действующее по площади распределительных окон, должно быть уравновешенным, т.е., давление жидкости по правую сторону должно быть равно давлению слева.

Из рис. 2.10 видно, что справа рабочие окна распределителя перекрываются с окнами нагнетания золотника, а слева с окнами слива, т.е. давление рабочей жидкости в правой части гораздо больше давления слева.

Угол, ограничивающий перекрытие окон распределителя с окнами нагнетания золотника равен:

$$\varphi_{n.i}(t) = \Delta\varphi_{1i}(t) + \gamma_i(t) + \Delta\varphi_{2i}(t),$$

где $\Delta\varphi_{1i}, \Delta\varphi_{2i}$ – величины сдвига окон распределителя и золотника, соответственно $\Delta\varphi_{1i}(t) = \varepsilon_1 - \gamma_i(t)$, $\Delta\varphi_{2i}(t) = \varepsilon_2 - \gamma_i(t)$.

Тогда

$$\varphi_{n.i}(t) = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 - \gamma_i(t). \quad (2.90)$$

Так как геометрические параметры окон распределителя и золотника одинаковы, т.е. $\varepsilon = \varepsilon_1 = \varepsilon_2$, то угол, ограничивающий перекрытие окон распределителя с окнами нагнетания золотника будет равен:

$$\varphi_{n_i}(t) = 2\Delta\varphi_i(t) + \gamma_i(t)$$

или

$$\varphi_{n_i}(t) = 2\varepsilon - \gamma_i(t). \quad (2.91)$$

Если окно нагнетания золотника не перекрывается окном распределителя, т.е., $\gamma_i = 0$, то $\varphi_{n_i} = \varepsilon$.

Из рис. 2.10 видно, что площади, по которым действует давление рабочей жидкости справа явно больше площади слева на величину $\sum \Delta\varphi_i$. При этом работа распределительного блока неустойчива, что приводит к возникновению клиновидности зазора и повышению объемных потерь.

Для уравнивания распределительного блока на поверхности распределителя выполняют окна такого же размера, как и ранее выполненные, но которые не соединены с подводящими и отводящими каналами, т.е., окна, не влияющие на пропускную способность распределительного блока (нерабочие окна). Однако эти окна уравнивают распределительную пару, т.е., давление рабочей жидкости, действующее по площадям справа и слева, становится равным. В дальнейшем окна, участвующие в работе распределительного блока будем считать рабочими окнами распределителя (нечетные окна), а уравнивающие окна будем считать нерабочими (четные окна), т.е., разгрузочными. Рабочие окна распределителя чередуются с разгрузочными через одно, причем количество рабочих окон равно количеству разгрузочных. Тогда количество окон распределителя будет равно сумме рабочих и разгрузочных окон, а взаимосвязь между количеством окон распределителя Z_1 и золотника Z_2 будет определяться зависимостью $Z_2 = Z_1 + 2$. Причем, минимальное количество окон распределителя равно $Z_1 = 4$, а золотника $Z_2 = 6$.

Тогда угол между рабочими окнами распределителя будет равен:

$$\alpha_3(t) = \alpha_1(t) + 2\alpha, \quad \dots, \quad \alpha_i(t) = \alpha_{i-2}(t) + 2\alpha, \quad (2.92)$$

где $i = 1, 3, 5, \dots, Z_1 - 1$,

а между разгрузочными

$$\alpha_2(t) = \alpha_1(t) + \alpha, \quad \dots, \quad \alpha_i(t) = \alpha_{i-2}(t) + 2\alpha,$$

где $i = 2, 4, 6, \dots, Z_1$.

(2.93)

Надежность и герметичность работы гидромотора во многом зависит от сил, действующих в распределительном блоке. Основными являются силы, обусловленные давлением жидкости. Силы давления жидкости, от значения которых зависит величина результирующей силы, прижимающей распределитель к золотнику, складываются из сил, действующих по площади окон распределителя и золотника, и сил давления по контактирующим поверхностям [43,59,149,180].

Усилие $F_{np.}$, с которым золотник прижимается к распределителю, опре-

деляется разностью сил давления жидкости на омываемую, ею площадь, прижимающих золотник к распределителю и силы $F_{отж.}$, обусловленной давлением $p_{м.з.}$ жидкости в торцевом зазоре (образованном торцевыми поверхностями распределителя и золотника), а также давлением жидкости в распределительных окнах, отжимающих этот золотник от распределителя.

Для определения усилий, действующих в распределительном механизме, рассмотрим две конструкции золотника: без отверстия под вал (рис. 2.11, а) и с отверстием под вал (рис. 2.11, б).

Определим действие сил жидкости на золотники разной конструкции. Условимся, что подвод жидкости осуществляется через канал A и сила давления жидкости, действующая слева на право будет прижимающей, тогда усилие прижатия будет равно:

– для золотника без отверстия под вал:

$$\sum F_{пр.} = p_{02} \cdot \frac{\pi \cdot (D_4^2 - D_1^2)}{4} + p_{03} \cdot \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} + p_{05} \cdot \frac{\pi \cdot (D_7^2 - D_6^2)}{4}; \quad (2.94)$$

– для золотника с отверстием под вал:

$$\begin{aligned} \sum F_{пр.} = & p_{02} \cdot \frac{\pi \cdot (D_2^2 - D_1^2)}{4} + p_{05} \cdot \frac{\pi \cdot (D_3^2 - D_2^2)}{4} + \\ & + p_{06} \cdot \frac{\pi \cdot (D_5^2 - D_3^2)}{4} + p_{03} \cdot \frac{\pi \cdot (D_1'^2 - D_1^2)}{4}, \end{aligned} \quad (2.95)$$

а сила давления жидкости, действующая справа налево будет отжимающей и усилие отжатия будет равно:

– для золотника без отверстия под вал:

$$\begin{aligned} \sum F_{отж.} = & p_{01} \cdot \frac{\pi \cdot (D_7^2 - D_6^2)}{4} + p_{06} \cdot \frac{\pi \cdot D_5^2}{4} + p_{м.з.} \cdot A_{м.з.} + \\ & + p_{04} \cdot A_{нагн.} + p_{07} \cdot A_{сл.}; \end{aligned} \quad (2.96)$$

– для золотника с отверстием под вал:

$$\sum F_{отж.} = p_{01} \cdot \frac{\pi \cdot (D_5^2 - D_4^2)}{4} + p_{м.з.} \cdot A_{м.з.} + p_{04} \cdot A_{нагн.} + p_{07} \cdot A_{сл.}, \quad (2.97)$$

где $p_{01} = p_{02}$ – давление нагнетания;

p_{03} – давление слива (для золотника без отверстия под вал) (рис. 2.11, а);
давление дренажа, при наличии уплотнения по диаметру D_1 ; при
отсутствии уплотнения $p_{02} = p_{03}$ (рис. 2.11, б);

p_{04} – давление нагнетания в распределительных окнах;

p_{05} – давление нагнетания (рис. 2.11, а); давление слива (рис. 2.11, б);

p_{06} – давление нагнетания;

p_{07} – давление слива в распределительных окнах.

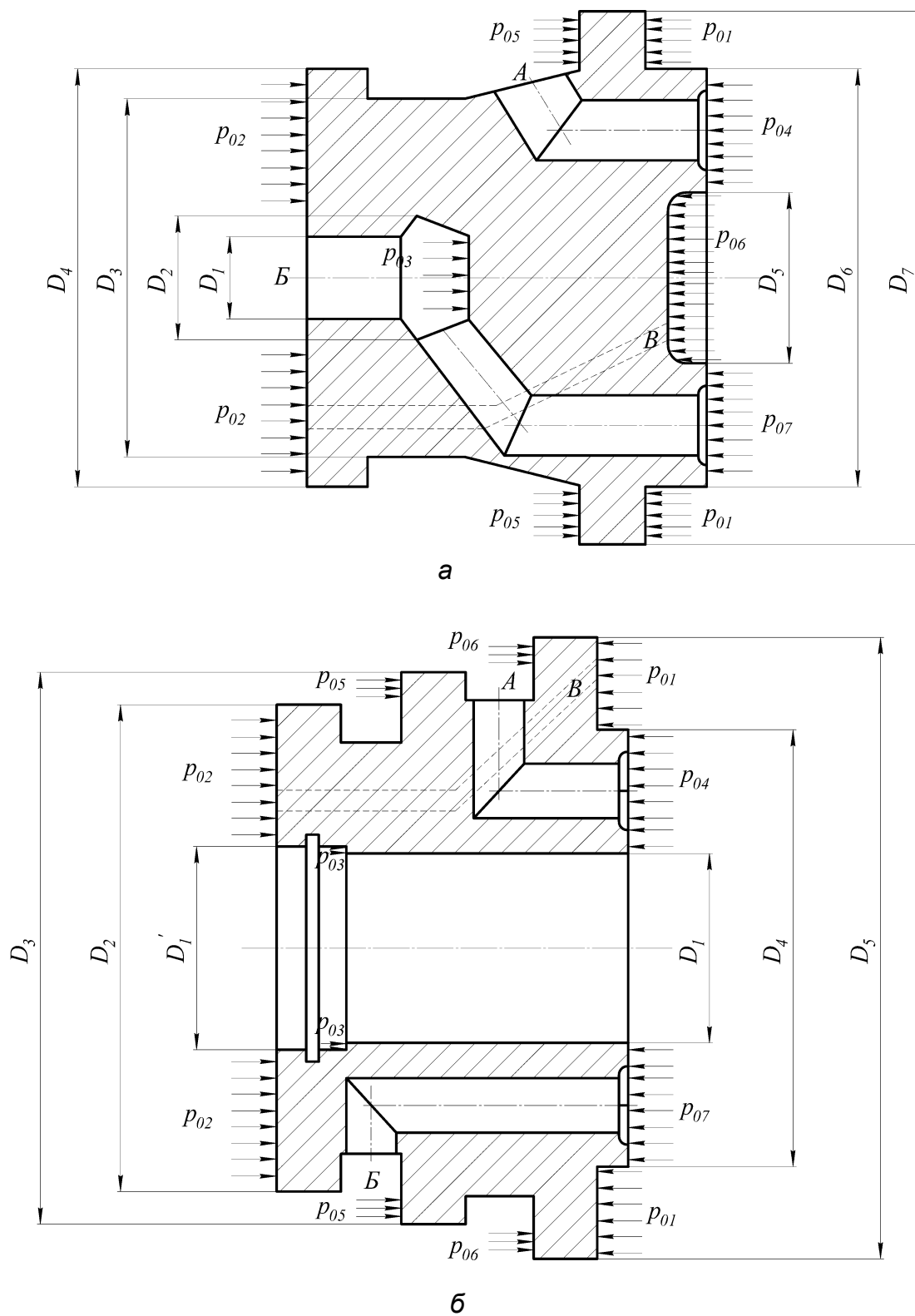


Рисунок 2.11 – Схема сил, действующих на золотник:
а – без отверстия под вал; б – с отверстием под вал

Давление нагнетания p_{01} равно давлению p_{02} , так как при просачивании жидкости в корпусе, она через отверстие B поступает в полость между золотником и крышкой и создает равное p_{01} давление нагнетания.

Так как жидкость может подводиться, как через канал A , так и через канал B , то площадь, на которую действует давление слива p_{03} (рис. 2.11, а), должна быть равна площади, на которую действует давление нагнетания p_{05} . В случае, когда жидкость подается через канал B , давление p_{03} будет давлением нагнетания, а давление p_{05} давлением слива. Аналогично, для золотника (рис. 2.11, б) площади действия давления нагнетания p_{06} и давления слива p_{05} должны быть равны, и при подаче жидкости через канал B давление p_{06} будет давлением слива, а давление p_{05} давлением нагнетания.

Давление p_{06} в конструкции золотника без отверстия под вал (рис.2.11, а) будет всегда давлением нагнетания, т.к. там выполнено отверстие Γ , через которое жидкость поступает в полость, обусловленную диаметром D_5 .

Давления нагнетания p_{04} и слива p_{07} , действуют по площади кольца $\frac{\pi \cdot (R_2'^2 - R_1'^2)}{2}$. Так как часть поверхности распределителя и золотника прорезана окнами, которые в процессе работы гидромашин перекрываются и в которых действует давление нагнетания p_{04} и давление слива p_{07} , соответствующие рабочей и нерабочей полостям гидромашин, с учетом выражения (2.75) давление нагнетания p_{04} будет действовать по площади

$$A_{нагн.} = (\varphi_{н.1} + \varphi_{н.2} + \dots + \varphi_{н.n}) \cdot \frac{(R_2^{02} - R_1^{02})}{2}, \quad (2.98)$$

а площадь действия давления слива p_{07} определяется аналогично и равна

$$A_{сл.} = (\varphi_{сл.1} + \varphi_{сл.2} + \dots + \varphi_{сл.n}) \cdot \frac{(R_2^{02} - R_1^{02})}{2}. \quad (2.99)$$

Тогда отжимающие усилия будут равны:

– для золотника без отверстия под вал:

$$\begin{aligned} \sum F_{отж.} = & p_{01} \cdot \frac{\pi \cdot (D_7^2 - D_6^2)}{4} + p_{06} \cdot \frac{\pi \cdot D_5^2}{4} + p_{04} \cdot \sum \varphi_{н.i} \cdot A_{к.} + \\ & + p_{07} \cdot \sum \varphi_{сл.i} \cdot A_{к.} + p_{т.з.} \cdot A_{т.з.}; \end{aligned} \quad (2.100)$$

– для золотника с отверстием под вал:

$$\sum F_{отж.} = p_{01} \cdot \frac{\pi \cdot (D_5^2 - D_4^2)}{4} + p_{04} \cdot \sum \varphi_{н.і} \cdot A_{к.} + \quad (2.101)$$

$$+ p_{07} \cdot \sum \varphi_{сл.і} \cdot A_{к.} + p_{м.з.} \cdot A_{м.з.}$$

При расчетах торцевого распределения основную трудность представляет выбор давления, действующего в торцевом зазоре $p_{м.з.}$, величина которого зависит от точности изготовления уплотняющей пары и в первую очередь от перпендикулярности их торцов к оси вращения и качества материала, из которого они изготовлены, а также от качества самой жидкости и ряда прочих, подчас трудно учитываемых факторов. Поэтому при колебаниях давления могут возникнуть непредусмотренные осевые силы в том или другом направлениях, которые могут вызывать колебания распределителя и привести к потере герметичности всей системы в целом.

Взяв за основу методики [17,81,82,87], определим давление $p_{м.з.}$ и утечки в торцевом зазоре. На рис. 2.12, а представлена поверхность торцевого распределителя планетарного гидромотора, поверхность золотника имеет такой же вид и те же геометрические размеры, за исключением того, что количество окон золотника на два больше, чем количество окон распределителя.

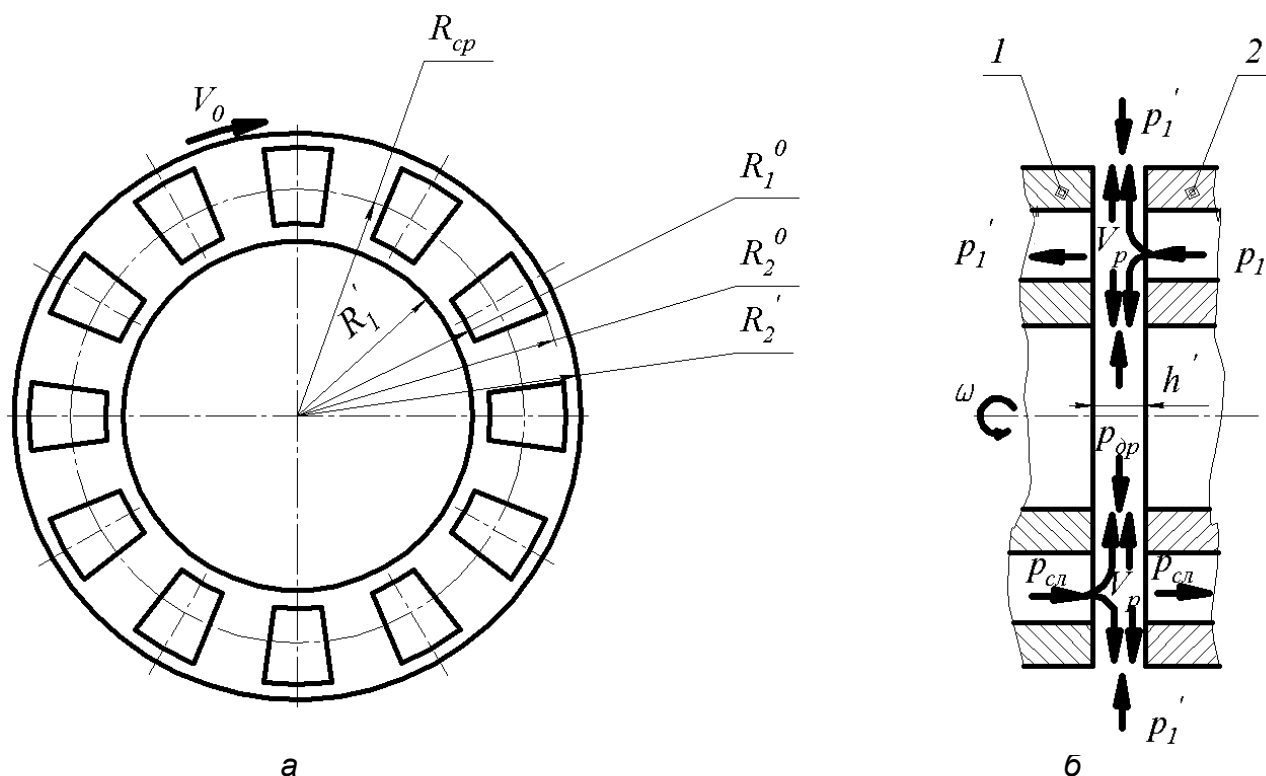


Рисунок 2.12 – К определению течения рабочей жидкости в зазоре, образованном:
1 – распределителем и 2 – золотником.

Составляющую скорости в направлении радиуса обозначим V_p ; по окружности – V_o ; составляющую скорости вдоль оси $V_z = 0$.

Рассмотрим радиальное течение между распределителем, вращающимся с постоянной скоростью ω_{zm} в своей плоскости и неподвижным элементом распределительной системы – золотником (рис. 2.12, б). Считаем, что течение в тонкой пленке зазора является стационарным ламинарным течением несжимаемой жидкости.

Из уравнений Навье-Стокса [168,169] при условиях, что $V_p = f(R, \omega)$;

$V_o = \frac{\omega r}{h} z$; $V_z = 0$, получим:

$$\frac{\mu'}{\rho} \left(\frac{\partial^2 V_p}{\partial z^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} - V_p \frac{\partial V_p}{\partial r} + \frac{V_o^2}{r} = 0.$$

Пренебрегая членом малости второго порядка $V_p \frac{\partial V_p}{\partial r}$ и подставив значение $V_o = \frac{\omega_{z.m.} \cdot r}{h'}$ z , получим:

$$\frac{\partial^2 V_p}{\partial z^2} = \frac{1}{\mu'} \frac{dp}{dr} - \frac{\omega_{z.m.}^2 \cdot r \cdot z^2 \cdot \rho}{\mu' \cdot h'^2}.$$

Дважды интегрируя по z , имеем

$$V_p = \frac{1}{\mu'} \frac{dp}{dr} \frac{z^2}{2} - \frac{\omega_{z.m.}^2 \cdot r \cdot z^4 \cdot \rho}{12 \cdot \mu' \cdot h'^2} + c_1 \cdot z + c_2. \quad (2.102)$$

Определив постоянные интегрирования c_1 и c_2 с учетом граничных условий: $z = 0$; $V_p = 0$; $V_o = 0$;

$$z = h'; \quad V_p = 0; \quad V_o = \omega_{zm} \cdot r,$$

и подставив в выражение (2.102), получим скорость V_p течения жидкости в зазоре:

$$V_p = \frac{1}{2\mu'} \frac{dp}{dr} \left(z^2 - h' \cdot z \right) + \frac{\omega_{zm}^2 \cdot r}{12\nu} \left(h' \cdot z - \frac{z^4}{h'^2} \right).$$

Согласно [44,85] расход (утечки) через зазор между торцевыми поверхностями распределителя и золотника определяется уравнением:

$$Q_{zm,y} = l \cdot h' \cdot v_{cp.m.z}, \quad (2.103)$$

где l – длина дуги, по которой распространяется давление в зазоре;

$v_{cp.m.z}$ – средняя скорость течения рабочей жидкости в зазоре,

$$v_{cp.m.z} = \frac{1}{h'} \int_0^{h'} v_p dz.$$

После преобразований получим:

$$v_{cp.m.z} = \frac{h'^2}{12\mu'} \cdot \frac{dp}{dr} + \frac{\omega_{zm}^2 \cdot r \cdot \rho \cdot h'^2}{40\mu'}. \quad (2.104)$$

Так как в распределительном блоке 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 $l = \frac{2\pi \cdot r \cdot \sum \varphi_{n.i}}{360^\circ}$, где $\sum \varphi_{n.i}$ – суммарный угол, охватывающий зону высокого (низкого) давления.

Тогда утечки рабочей жидкости будут равны $Q_{zm.y} = Q_{zm.y_n} + Q_{zm.y_{cl}}$, где расход утечек в нагнетательную магистраль составит

$$Q_{zm.y_n} = \sum \varphi_{n.i} \cdot r \cdot h' \cdot v_{cp.m.z}, \quad (2.105)$$

а в сливную магистраль

$$Q_{zm.y_{cl}} = \sum \varphi_{cl.i} \cdot r \cdot h' \cdot v_{cp.m.z}. \quad (2.106)$$

Подставив выражение (2.104) в (2.105) и (2.106), получим:

$$\begin{aligned} Q_{zm.y_n} &= \frac{\sum \varphi_{n.i} \cdot r \cdot h'^3}{12\mu'} \cdot \frac{dp}{dr} + \frac{\sum \varphi_{n.i} \cdot r^2 \cdot \omega_{zm}^2 \cdot \rho \cdot h'^3}{40\mu'}, \\ Q_{zm.y_{cl}} &= \frac{\sum \varphi_{cl.i} \cdot r \cdot h'^3}{12\mu'} \cdot \frac{dp}{dr} + \frac{\sum \varphi_{cl.i} \cdot r^2 \cdot \omega_{zm}^2 \cdot \rho \cdot h'^3}{40\mu'}; \end{aligned} \quad (2.107)$$

откуда

$$\frac{dp}{dr} = \frac{12\mu'}{\sum \varphi_{n.i} \cdot r \cdot h'^3} \cdot \left(\frac{\sum \varphi_{n.i} \cdot r^2 \cdot \omega_{zm}^2 \cdot \rho \cdot h'^3}{40\mu'} - Q_{zm.y_n} \right).$$

После интегрирования выражения по r получим:

$$\begin{aligned} p_1(t) &= \frac{12\mu' \cdot Q_{zm.y_n}}{\sum \varphi_{n.i} \cdot h'^3} \cdot \ln \frac{R}{r} + \frac{3\omega_{zm}^2 \cdot \rho}{40\mu'} \cdot (r^2 - R^2), \\ p_{cl.} &= \frac{12\mu' \cdot Q_{zm.y_{cl}}}{\sum \varphi_{cl.i} \cdot h'^3} \cdot \ln \frac{R}{r} + \frac{3\omega_{zm}^2 \cdot \rho}{40\mu'} \cdot (r^2 - R^2). \end{aligned} \quad (2.108)$$

Жидкость через каналы золотника поступает в распределительные окна нагнетания, а затем в рабочие камеры. Распределитель скользит по плоскости золотника, прижимаясь к нему под действием давления жидкости. Отработанная жидкость удаляется через окна слива золотника. Однако, часть рабочей жидкости из рабочих камер просачивается и попадает в корпус, создавая при этом давление нагнетания $p'_1(t)$. Через соединительный канал эта жидкость попадает между крышкой и золотником, создавая давление нагнетания $p'_1(t)$.

С учетом граничных условий:

$$r = R_1^0, \quad p = p_1', \quad R = R_1', \quad p = p_1', p_{сл.};$$

$$r = R_2', \quad p = p_{др.}, \quad R = R_2^0, \quad p = p_1', p_{сл.};$$

$$\text{где } R_1' = R_1^0 - b_1, \quad R_2' = R_2^0 + b_2;$$

– для зоны нагнетания

$$p_1' - p_1 = \frac{12\mu' \cdot Q_{зм.у_n}}{\sum \varphi_{н.и} \cdot h'^3} \ln \frac{R_1'}{R_1^0} + \frac{3\rho \cdot \omega_{зм.}^2}{40} (R_1^{02} - R_1'^2), \quad (2.109)$$

$$p_1' - p_{др.} = \frac{12\mu' \cdot Q_{зм.у_n}}{\sum \varphi_{н.и} \cdot h'^3} \ln \frac{R_2^0}{R_2'} + \frac{3\rho \cdot \omega_{зм.}^2}{40} (R_2'^2 - R_2^{02}).$$

– для зоны слива

$$p_{сл.} - p_1' = \frac{12\mu' \cdot Q_{зм.у_{сл.}}}{\sum \varphi_{сл.и} \cdot h'^3} \ln \frac{R_1'}{R_1^0} + \frac{3\rho \cdot \omega_{зм.}^2}{40} (R_1^{02} - R_1'^2), \quad (2.110)$$

$$p_{сл.} - p_{др.} = \frac{12\mu' \cdot Q_{зм.у_{сл.}}}{\sum \varphi_{сл.и} \cdot h'^3} \ln \frac{R_2^0}{R_2'} + \frac{3\rho \cdot \omega_{зм.}^2}{40} (R_2'^2 - R_2^{02}).$$

Примем, что $p_{др.} = p_{сл.} = 0$ (для упрощения расчетов). Знак «-» указывает на то, что вектор давления направлен в противоположную сторону. Таким образом, давление в торцевом зазоре будет определяться выражением:

$$p_{м.з.} = \frac{12\mu'}{h'^3} \cdot \left(\frac{Q_{зм.у_n}}{\sum \varphi_{н.и}} \cdot \ln \frac{R_2^0}{R_2'} + \frac{Q_{зм.у_{сл.}}}{\sum \varphi_{сл.и}} \cdot \ln \frac{R_1'}{R_1^0} \right) + \frac{3\rho \cdot \omega_{зм.}^2}{40} \cdot (R_2'^2 - R_1'^2 + R_1^{02} - R_2^{02}). \quad (2.111)$$

а утечки рабочей жидкости составят:

– в зоне высокого давления

$$Q_{зм.у_{н1}} = -\frac{h'^3}{12\mu'} \frac{3\rho \cdot \omega_{зм.}^2}{40} \sum \varphi_{н.и} \cdot \frac{(R_1^{02} - R_1'^2)}{\ln \frac{R_1'}{R_1^0}},$$

$$Q_{зм.у_{н2}} = \frac{h'^3}{12\mu'} \sum \varphi_{н.и} \left[\frac{p_1'}{\ln \frac{R_2^0}{R_2'}} - \frac{3\rho \cdot \omega_{зм.}^2}{40} \cdot \frac{(R_2'^2 - R_2^{02})}{\ln \frac{R_2^0}{R_2'}} \right]; \quad (2.112)$$

– в зоне низкого давления

$$Q_{2м.у_{сл1}} = \frac{h'^3}{12\mu'} \sum \varphi_{сл.i} \left[-\frac{p'_1}{\ln \frac{R'_1}{R_1^0}} - \frac{3\rho \cdot \omega_{2м.}^2}{40} \cdot \frac{(R_1^{02} - R_1'^2)}{\ln \frac{R'_1}{R_1^0}} \right], \quad (2.113)$$

$$Q_{2м.у_{сл2}} = -\frac{h'^3}{12\mu'} \frac{3\rho \cdot \omega_{2м.}^2}{40} \sum \varphi_{н.i} \cdot \frac{(R_2'^2 - R_2^{02})}{\ln \frac{R_2^0}{R_2'}}.$$

Путем преобразования суммы утечек рабочей жидкости $Q_{2м.у_н}$, $Q_{2м.у_{сл}}$ в областях высоких и низких давлений получим:

$$Q_{2м.у_н} = Q_{2м.у_{н1}} + Q_{2м.у_{н2}},$$

$$Q_{2м.у_{сл}} = Q_{2м.у_{сл1}} + Q_{2м.у_{сл2}}.$$

Таким образом, утечки рабочей жидкости в торцевом зазоре определяются выражениями:

– в зоне высокого давления

$$Q_{2м.у_н} = \frac{h'^3}{12\mu'} \sum \varphi_{н.i} \left[\frac{p'_1}{\ln \frac{R_2^0}{R_2'}} - \frac{3\rho \cdot \omega_{2м.}^2}{40} \cdot \left(\frac{(R_1^{02} - R_1'^2)}{\ln \frac{R'_1}{R_1^0}} + \frac{(R_2'^2 - R_2^{02})}{\ln \frac{R_2^0}{R_2'}} \right) \right], \quad (2.114)$$

– в зоне низкого давления

$$Q_{2м.у_{сл}} = \frac{h'^3}{12\mu'} \sum \varphi_{сл.i} \left[-\frac{p'_1}{\ln \frac{R'_1}{R_1^0}} - \frac{3\rho \cdot \omega_{2м.}^2}{40} \cdot \left(\frac{(R_1^{02} - R_1'^2)}{\ln \frac{R'_1}{R_1^0}} + \frac{(R_2'^2 - R_2^{02})}{\ln \frac{R_2^0}{R_2'}} \right) \right]. \quad (2.115)$$

Зная утечки в зоне высокого давления (2.114) и зоне низкого давления (2.115) из выражения (2.111) можно определить давление в торцевом зазоре.

Поскольку дифференциальные уравнения Навье-Стокса в частных производных, описывающие течение жидкости, являются линейными гидростатодинамическую задачу можно разделить на две [6]. Давление жидкости между контактирующими поверхностями распределителя и золотника является суммой статического и динамического давлений. При этом статическое давление создает значительную часть отжимающей силы, а динамическое поле давлений уравнивает избыточный прижим, создавая некоторый зазор между поверхностями распределителя и золотника.

Таким образом, необходимо определить величину этого зазора, обеспечивающего работоспособность гидромотора.

В планетарном гидромоторе рабочая жидкость под давлением попадает в распределительный блок, создавая гидростатическую силу разгрузки $F_{отж.}$, отжимающую распределитель от золотника. За счет вращения распределителя относительно золотника, возникает гидродинамическая сила $F_{зд.}$ на уплотнительных поясках распределительного блока. Сумма гидростатической и гидродинамической сил должны уравновешивать силу прижима $F_{пр.}$ золотника к распределителю:

$$F_{пр.} = F_{отж.} + F_{зд.}.$$

При этом через зазор между уплотнительными поясками торцевых поверхностей распределителя и золотника рабочая жидкость вытекает в корпус гидромотора, обеспечивая жидкостное трение в паре распределитель-золотник.

В общем случае большинство гидромашин конструируется с неполной гидростатической разгрузкой силы прижима $F_{пр.}$ золотника к распределителю. Избыток силы прижима $F_{пр.} - F_{отж.}$ уравновешивается гидродинамической силой $F_{зд.}$, величина которой может быть определена на основании решения уравнения Рейнольда [73,100]:

$$\frac{\partial}{\partial X} \cdot \left(h'^3 \frac{\partial p}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \cdot \left(h'^3 \frac{\partial p}{\partial Z} \right) = 6\mu' \cdot V_{ц.м} \cdot \frac{\partial h'}{\partial X}, \quad (2.116)$$

где $V_{ц.м}$ – линейная скорость скольжения центра тяжести распределителя, которая равна:

$$V_{ц.м} = 2\pi \cdot R_{cp} \cdot n;$$

где R_{cp} – расстояние от оси вращения вала гидромотора до центра тяжести распределителя, которое равно:

$$R_{cp} = \frac{R'_2 - R'_1}{2}.$$

Приближенный метод решения уравнения (2.116), позволяет найти распределение давления в зазоре (масляном клине) между контактирующими поверхностями распределителя и золотника и несущую способность масляного клина (гидродинамическую силу $F_{зд.}$).

При решении уравнения (2.116) сделаны следующие допущения:

- зазор между контактирующими поверхностями распределителя и золотника имеет клиновидную форму;
- контактирующие поверхности распределителя и золотника представлены кольцевыми поверхностями внешнего и внутреннего уплотнительных поясков и заменены равновеликим квадратом [6,42];
- закон изменения высоты масляного клина принят экспоненциальным;
- величина коэффициента динамической вязкости рабочей жидкости μ'

принята постоянной.

С учетом принятых допущений аналитическое решение уравнения (2.116) представлено безразмерным коэффициентом несущей способности масляного клина в виде ряда [73,100]:

$$K_{м.к} = \frac{\pi^4}{4} \cdot e^{0,75 \cdot \ln \frac{h_{\min}}{h_{\max}}} \cdot \sum_{m=4, n=4}^{m, n=1, 2, \dots} \frac{m \cdot [1 - (-1)^n] \cdot \left[1 - (-1)^m \cdot e^{-1,5 \cdot \ln \frac{h_{\min}}{h_{\max}}} \right]}{n \cdot \pi^2 \cdot \left[2,25 \cdot \left(\ln \frac{h_{\min}}{h_{\max}} \right)^2 + m^2 \cdot n^2 \right]} \cdot a, \quad (2.117)$$

где

$$a = \frac{4m \cdot e^{0,25 \cdot \ln \frac{h_{\min}}{h_{\max}}} \cdot \pi^2 \cdot R_{cp} \cdot [1 - (-1)^n] \cdot \left[1 - (-1)^m \cdot e^{-0,5 \cdot \ln \frac{h_{\min}}{h_{\max}}} \right]}{2n \cdot \pi^2 \cdot \left(0,25 \cdot \left(\ln \frac{h_{\min}}{h_{\max}} \right)^2 + m^2 \cdot \pi^2 \right) \cdot \left[m^2 + n^2 \cdot \frac{2,25 \cdot \left(\ln \frac{h_{\min}}{h_{\max}} \right)^2}{\pi} \right] \cdot (L+l) \cdot \frac{h_{\max}}{h_{\min}}} \cdot \ln \frac{h_{\min}}{h_{\max}},$$

где h_{\max} , h_{\min} – максимальная и минимальная высота зазора между контактирующими поверхностями распределителя и золотника, соответственно;

L – длина стороны квадрата внешнего уплотнительного пояса,

$$L = \sqrt{\pi \cdot (R_2'^2 - R_2^{02})};$$

l – длина стороны квадрата внутреннего уплотнительного пояса,

$$l = \sqrt{\pi \cdot (R_1^{02} - R_1'^2)}.$$

Тогда несущая способность масляного клина распределитель-золотник будет определяться выражением:

$$F_{зд.} = \frac{\mu' \cdot V_{у.м} \cdot (L+l)^3}{h_{\min}^2} \cdot K_{м.к}. \quad (2.118)$$

Зная прижимающую силу $F_{пр.}$ гидростатическую силу разгрузки $F_{отж.}$, отжимающую золотник от распределителя, можно определить величину минимального зазора между поверхностями распределителя и золотника:

$$h_{\min} = \sqrt{\frac{\mu' \cdot V_{у.м} \cdot (L+l)^3}{F_{пр.} - F_{отж.}}} \cdot K_{м.к}, \quad (2.119)$$

а следовательно, при моделировании статического и динамического режимов работы распределительного блока получать более точные значения объемных и гидромеханических потерь.

Выражения (2.117...2.119) позволяют получить замкнутую систему уравнений, представляющую собой математическую модель распределительного блока планетарного гидромотора. При этом открывается возможность получить приближенное решение уравнения Рейнольдса в более компактном виде и оценить влияние ряда (2.117) на точность определения гидродинамической силы $F_{2д}$.

В результате теоретических исследований получены математические зависимости, позволяющие путем моделирования рабочего процесса определить совокупность геометрических параметров распределительного блока, обеспечивающих его работоспособное состояние (выполнение условия поджатия золотника к распределителю).

2.3. Объемный, гидромеханический и общий КПД планетарного гидромотора, работающего в составе гидроагрегата

Эффективность работы гидромотора оценивается коэффициентом полезного действия (КПД). Известно, что КПД определяется отношением полезной мощности N_n к затрачиваемой $N_з$, в свою очередь полезная мощность гидромотора равна [53,88]:

$$N_n = M_{кр} \cdot n.$$

Затрачиваемая мощность [53] характеризуется расходом рабочей жидкости $Q_{з.м.г}$, проходящей через вытеснительный блок гидромотора и перепадом давлений Δp :

$$N_з = Q_{з.м.г} \cdot \Delta p.$$

После подстановки соответствующих значений N_p и $N_з$, имеем

$$\eta = \frac{M_{кр} \cdot n}{\Delta p \cdot Q_{з.м.г}}. \quad (2.120)$$

Общий КПД гидромотора можно также представить как произведение двух его частных значений - гидромеханического $\eta_{г.м}$ и объемного $\eta_{об}$ [8]:

$$\eta = \eta_{г.м} \cdot \eta_{об}. \quad (2.121)$$

Механические потери $\eta_{т.м}$ гидромотора характеризуются крутящим моментом $M_{кр}$, рабочим объемом $V_{з.м0}$ и перепадом давлений Δp [8,31]:

$$\eta_{г.м} = \frac{M_{кр}}{\Delta p \cdot V_{з.м0}}. \quad (2.122)$$

Если в данное уравнение подставить выражение (2.61) для определения крутящего момента $M_{кр}$, то получим уравнение, описывающее изменения теоретических гидромеханических потерь планетарного гидромотора в процессе

износа во всем диапазоне изменения диаметального зазора

$$\eta_{m.m} = \frac{2 \left(e \pm \frac{(S_T \pm \Pi_\phi)}{2} \right) \cdot b \cdot (z_1 + 1) \cdot h_i}{V_{zm0} \cdot U}. \quad (2.123)$$

Анализ выражения (2.123) показывает, что изменения теоретических гидромеханических потерь аналогичны изменениям крутящего момента $M_{кр}$.

Известно, что объемный КПД $\eta_{об}$ гидромотора можно выразить отношением теоретического расхода $Q_{zm.z} = n \cdot V_{zm0}$ к действительному Q_{zm} [8]:

$$\eta_{об} = \frac{n \cdot V_{zm0}}{Q_{zm}}. \quad (2.124)$$

Подставляя в выражение (2.124) выражения (2.62) и (2.66) получим выражение для определения теоретических объемных потерь $\eta_{об}$ при значениях диаметального зазора $S > S_{кр}$:

$$\eta_{об} = \frac{n \cdot V_{zm0}}{n \cdot V_{zm0} + \mu \cdot b \cdot S'_к \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}, \quad (2.125)$$

а при значениях диаметального зазора $S < S_{кр}$ объемные потери определяются выражением (2.124).

Общее техническое состояние планетарного гидромотора в процессе эксплуатации (при износе его вытеснителей) оценивается выражениями [88]:

– при $S > S_{кр}$

$$\eta = \frac{2 \left(e \pm \frac{(S_T \pm \Pi_\phi)}{2} \right) \cdot b \cdot (z_1 + 1) \cdot h \cdot n}{U \cdot \left(n \cdot V_{zm0} + \mu \cdot b \cdot S'_к \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \right)}; \quad (2.126)$$

– при $S < S_{кр}$

$$\eta = \frac{2 \left(e \pm \frac{(S_T \pm \Pi_\phi)}{2} \right) \cdot b \cdot (z_1 + 1) \cdot h \cdot n}{U \cdot \mu \cdot b \cdot S'_к \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}. \quad (2.127)$$

Выражение (2.123) для определения теоретических гидромеханических потерь $\eta_{m.m}$ справедливо для моделирования потерь в проектируемом гидромоторе, а гидромеханические потери $\eta_{z.m}$ в реальном гидромоторе с учетом влияния погрешности формы вытеснителей Π_ϕ можно определить как разность теоретических гидромеханических потерь $\eta_{m.m}$ и потерь, зависящих от погрешности формы вытеснителей $\eta_{n.\phi}$:

$$\eta_{z.m} = \eta_{m.m} - \eta_{n.\phi}. \quad (2.128)$$

При этом диаметральный зазор S , представленный суммой значений погрешности формы вытеснителей Π_ϕ и технологического зазора S_T , выраженной формулой (2.58), можно определить отношением потерь, зависящих от погрешности формы вытеснителей $\eta_{n.\phi}$ к теоретическим гидромеханическим потерям $\eta_{m.m}$:

$$S = \frac{\eta_{n.\phi}}{\eta_{m.m}}.$$

Отсюда потери, зависящие от погрешности формы вытеснителей $\eta_{n.\phi}$, будут равны:

$$\eta_{n.\phi} = S \cdot \eta_{m.m}. \quad (2.129)$$

Подставив выражение (2.129) в выражение (2.128), после преобразований получим реальные гидромеханические потери $\eta_{z.m}$ в планетарном гидромоторе:

$$\eta_{z.m} = \eta_{m.m} \cdot (1 - S). \quad (2.130)$$

Тогда, гидромеханические потери планетарного гидромотора будут равны:

$$\eta_{z.m} = \frac{(1 - S) \cdot 2 \cdot \left(e \pm \frac{S}{2} \right) \cdot b \cdot (z_1 + 1) \cdot h_i}{V_{z.m0} \cdot \mu \cdot b \cdot S'_\kappa \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}. \quad (2.131)$$

Основные потери в планетарных гидромашинах связаны с преобразованием механической энергии в энергию потока рабочей жидкости гидромашин и наоборот. В планетарных гидромашинах имеются потери, вызванные трением поверхностей взаимодействующих деталей – механические потери, потери напора потоков жидкости (перепад давления) – гидравлические и объемные потери.

Объемный КПД является основным параметром, характеризующим техническое состояние гидромотора и зависящем от объемных потерь. В планетарном гидромоторе объемные потери, в основном, определяются утечками в

распределительном блоке через зазор между торцевыми поверхностями распределителя и золотника и равны отношению фактического расхода жидкости к теоретическому:

$$\eta_{об} = \frac{Q_{зм.з} - Q_{зм.у}}{Q_{зм.з}} = 1 - \frac{Q_{зм.у}}{Q_{зм.з}}, \quad (2.132)$$

где утечки рабочей жидкости (объемные потери) в торцевом зазоре между распределителем и золотником равны:

$$Q_{зм.у} = Q_{зм.у_n} + Q_{зм.у_{сл}}, \quad (2.133)$$

Подставив в выражение (2.133) выражения (2.114) и (2.115), получим объемные потери в торцевом распределительном блоке

$$Q_{зм.у} = \frac{h'^3}{12\mu'} \cdot \left[p'_1 \cdot \frac{\sum \varphi_{н.и} \cdot \ln \frac{R'_1}{R_1^0} - \sum \varphi_{сл.и} \cdot \ln \frac{R_2^0}{R'_2}}{\ln \frac{R'_1}{R_1^0} \cdot \ln \frac{R_2^0}{R'_2}} - \frac{3\rho \cdot \omega_{зм.}^2 \cdot (\sum \varphi_{н.и} + \sum \varphi_{сл.и})}{40} \cdot \left(\frac{(R_1^{02} - R_1'^2)}{\ln \frac{R'_1}{R_1^0}} + \frac{(R_2'^2 - R_2^{02})}{\ln \frac{R_2^0}{R'_2}} \right) \right]. \quad (2.134)$$

Так как суммарный угол, ограничивающий действие давления нагнетания равен углу, ограничивающему зону слива $\sum \varphi_{н.и} = \sum \varphi_{сл.и}$, то выражение (2.134) примет вид

$$Q_{зм.у} = \frac{h'^3}{12\mu'} \sum \varphi_i \cdot \left[p'_1(t) \cdot \frac{\left(\ln \frac{R'_1}{R_1^0} - \ln \frac{R_2^0}{R'_2} \right)}{\ln \frac{R'_1}{R_1^0} \cdot \ln \frac{R_2^0}{R'_2}} - \frac{3\rho \cdot \omega_{зм.}^2}{20} \cdot \left(\frac{(R_1^{02} - R_1'^2)}{\ln \frac{R'_1}{R_1^0}} + \frac{(R_2'^2 - R_2^{02})}{\ln \frac{R_2^0}{R'_2}} \right) \right]. \quad (2.135)$$

Обозначив $a = \frac{\left(\ln \frac{R'_1}{R_1^0} - \ln \frac{R_2^0}{R'_2} \right)}{\ln \frac{R'_1}{R_1^0} \cdot \ln \frac{R_2^0}{R'_2}}$, $b = \frac{(R_1^{02} - R_1'^2)}{\ln \frac{R'_1}{R_1^0}} + \frac{(R_2'^2 - R_2^{02})}{\ln \frac{R_2^0}{R'_2}}$ и под-

ставив выражение (2.135) в выражение (2.132), получим объемный КПД торцевой распределительной системы, характеризующий ее работоспособность:

$$\eta_{об.} = 1 - \frac{\frac{h'^3}{12\mu'} \cdot \sum \varphi_i \cdot \left(p_1'(t) \cdot a - \frac{3\rho \cdot \omega_{зм.}^2 \cdot b}{20} \right)}{\mu \cdot \sum \left[\left(\frac{\pi}{Z_2} - \Delta \right) - |\beta_i - \alpha_i(t)| \right] \cdot \frac{(R_2^{02} - R_1^{02})}{2} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}. \quad (2.136)$$

Полученная математическая модель планетарного гидромотора, работающего в составе гидроагрегата описывает динамические процессы, происходящие в элементах гидроагрегата, а так же учитывает конструктивные особенности вытеснительного и распределительного блоков планетарного гидромотора, их взаимное влияние на изменение его выходных характеристик.

Таким образом, можно сделать заключение, что разработанная математическая модель рабочих процессов планетарного гидромотора в составе гидроагрегата включает уравнения расходов, движения его элементов и неразрывности на основе системного подхода, где гидроустройства, включая рабочую жидкость и нагрузку, рассматривается во взаимосвязи, как единое целое.

Полученные в результате теоретических исследований математические зависимости рабочих процессов, происходящих в планетарном гидромоторе, позволяют описать взаимосвязь геометрических параметров его вытеснительного и распределительного блоков и определить их влияние на выходные характеристики планетарного гидромотора.

Выполненное более полное математическое описание процессов в каждом элементе гидроагрегата открывает возможности:

- исследования показателей качества статических и динамических характеристик любого элемента гидроагрегата;
- определения перемещения и скорости движения плунжера предохранительного клапана, вала гидромотора и другие фазовые координаты в функции времени, что затруднительно измерить на реальном объекте;
- исследования переходного процесса угловой скорости гидромотора при различных технологических нагрузках (ступенчатой, по линейному закону с ограничением, по гармоническому закону);
- исследования влияния на динамику гидроагрегата двухфазной рабочей жидкости, конструктивных особенностей и погрешности изготовления деталей, входящих в вытеснительный и распределительный блоки планетарного гидромотора;
- добиться в процессе моделирования адекватности модели реальному объекту путем коррекции и ввода дополнительных выражений.

РАЗДЕЛ 3 ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПЛАНЕТАРНОГО ГИДРОМОТОРА

Полученные в результате теоретических исследований математические зависимости рабочих процессов, происходящих в планетарном гидромоторе, позволяют описать взаимосвязь геометрических параметров его вытеснительного и распределительного блоков и определить их влияние на выходные характеристики планетарного гидромотора

В этой связи, предлагается проведение параметрических исследований, которые позволят установить влияние геометрических параметров вытеснительного и распределительного блоков на изменение выходных характеристик планетарного гидромотора. С целью проверки адекватности полученных уравнений, описывающих взаимосвязь геометрических параметров и выходных характеристик планетарного гидромотора, предполагается, проведение сравнительных теоретических и экспериментальных исследований для серийного и модернизированного гидромоторов.

3.1. Параметрические исследования вытеснительного блока

Априорный анализ выполненных исследований, связанных с проектированием высокомоментных гидромоторов, позволяет сделать заключение, что они выполнялись без должного учета ряда важных факторов, характеризующих планетарный гидромотор, позволяющих разработать его более полную математическую модель. К числу этих факторов относятся:

- отсутствие жесткой кинематической связи между элементами вытеснительного блока, позволяющее им самоустанавливаться, занимать непредсказуемые взаиморасположение, в зависимости от погрешности формы элементов вытеснительного блока планетарного гидромотора;

- работа распределительного блока с учетом сдвига окон и изменения угла перекрытия, а также определение усилий прижима-отжима с учетом динамической составляющей.

3.1.1. Исследование влияния погрешности формы вытеснителей на выходные параметры планетарного гидромотора.

Экспериментальное изменение диаметрального зазора в силовом блоке вытеснителей планетарных гидромоторов моделировалось путем изготовления набора шестерен с различными радиусами делительной окружности R_1 (рис. 2.9) как для серийного, так и для модернизированного гидромоторов [134]. При этом были получены вытеснители с различными по величине диаметральными зазорами. Модернизированный гидромотор отличался от серийного только блоком вытеснителей, изготовленным по технологии, позволившей уменьшить погрешность формы Π_ϕ деталей силового соединения (ротора и шестерни). На

основании предыдущих исследований влияния конструктивных параметров гидромоторов на их выходные характеристики было принято данные исследования проводить с планетарными гидромоторами с рабочим объемом $V_{zm0} = 630 \text{ см}^3$ [133].

Для определения влияния диаметрального зазора вытеснителей на изменение выходных параметров гидромотора были измерены отклонения погрешности формы деталей силового блока (ротора и шестерни) и определены их предельные значения (табл. 3.1).

Таблица 3.1

Предельные значения погрешности формы вытеснителей и диаметрального зазора в силовом соединении

Серийный гидромотор	$П_{\phi_u}$	max	+0,078	S_c	min	0,02
		min	+0,02			
	$П_{\phi_p}$	max	0,00		max	0,210
		min	-0,132			
Модернизированный гидромотор	$П_{\phi_u}$	max	+0,032	S_m	min	0,02
		min	+0,02			
	$П_{\phi_p}$	max	0,00		max	0,065
		min	-0,033			

Погрешность формы шестерни составляет 0,058 мм для серийного и 0,012 мм для модернизированного гидромоторов. Для роторов этих же гидромашин она равна 0,132 мм и 0,033 мм соответственно. Технологический зазор в силовом соединении обоих гидромоторов (рис. 3.1) составляет 0,02 мм, поэтому значение диаметрального зазора колеблется в пределах 0,02...0,21 мм для серийного гидромотора и 0,02...0,065 мм для модернизированного. Предельное значение диаметрального зазора в вытеснителях модернизированного гидромотора в 3,2 раза меньше, чем у серийного.

Отклонения сопрягаемых параметров вытеснителей серийного и модернизированного планетарных гидромоторов позволяют графически отобразить величину изменения диаметрального зазора в силовом соединении, обусловленного погрешностью формы вытеснителей $П_{\phi}$ и технологическим зазором S_T .

Результаты экспериментальных исследований (сравнительных стендовых испытаний) серийного и модернизированного гидромоторов представлены в таблице 3.2.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований влияния диаметрального зазора на выходные параметры планетарного гидромотора представлены на рис. 3.2.

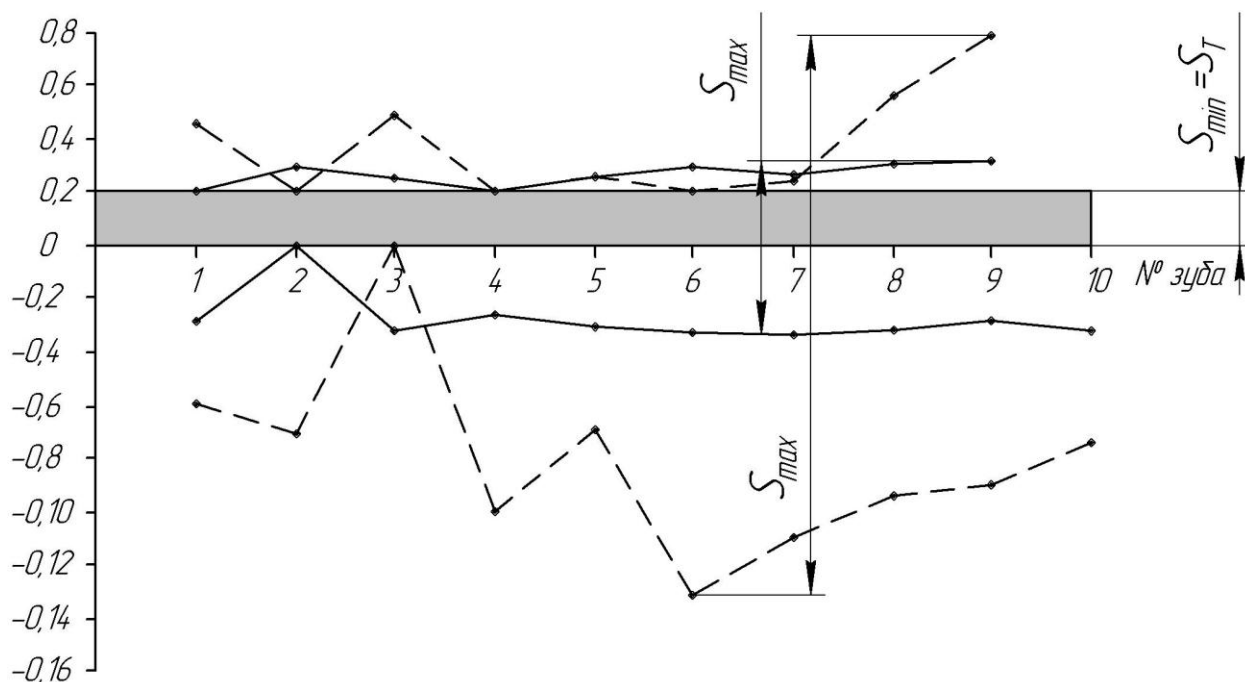


Рисунок 3.1 – Отклонения погрешности формы вытеснителей серийного и модернизированного гидромоторов:

--- серийный гидромотор
 — модернизированный гидромотор

Таблица 3.2

Изменение выходных параметров серийного и модернизированного гидромоторов от диаметрального зазора

Функциональный параметр	Диаметральный зазор S , мм											
	Серийный гидромотор					Модернизированный Гидромотор						
	0,02	0,07	0,12	0,15	0,17	0,02	0,07	0,17	0,27	0,37	0,47	0,57
Расход перетечек $Q_{пр}$, л/мин	0	0	0	2,8	6,8	0	0	0	0	0	2,8	6,3
Крутящий момент $M_{кр}$, Н·м	1295	1295	1295	1222	590	1386	1386	1386	1386	1386	1110	615

Анализ экспериментальных зависимостей изменения выходных параметров исследуемых гидромашин показывает, что крутящий момент (рис.3.2, кривая 1), развиваемый серийным гидромотором при номинальном перепаде давления $\Delta p = 16$ МПа равен $M_{кр} = 1295$ Н·м и остается неизменным при увеличении диаметрального зазора S до 0,12 мм. При этом изменение значений плеча h приложения результирующей силы F давления рабочей жидкости

(рис. 2.9), определяемые уравнением (2.60) не оказывают никакого влияния на значения крутящего момента. При дальнейшем увеличении диаметрального зазора до $S = 0,17 \text{ мм}$, наблюдается резкое снижение крутящего момента $M_{кр} = 590 \text{ Н}\cdot\text{м}$, определяемого уравнением (2.61), в связи с изменением точки приложения (а значит резким уменьшением) плеча h .

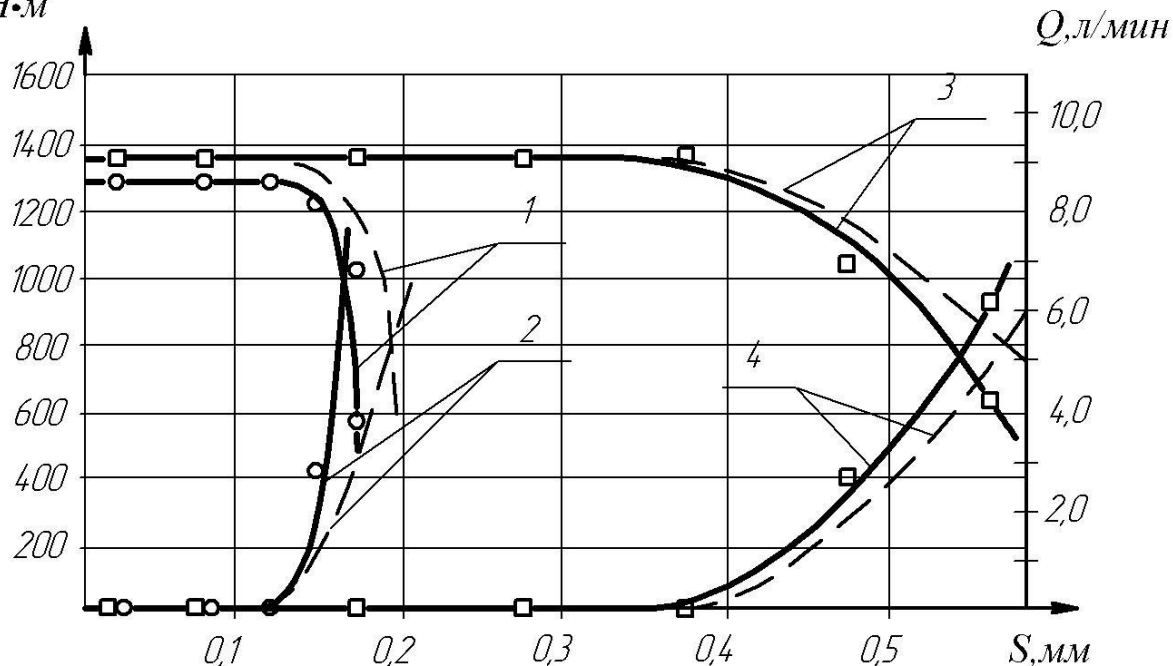


Рисунок 3.2 – Зависимость изменения крутящего момента и расхода утечек гидромоторов от диаметрального зазора вытеснителей:

- экспериментальные кривые (серийный гидромотор)
- экспериментальные кривые (модернизированный гидромотор)
- — теоретические кривые
- 1 – изменение крутящего момента серийного гидромотора;
- 2 – изменение перетечек серийного гидромотора;
- 3 – изменение крутящего момента модернизированного гидромотора;
- 4 – изменение перетечек модернизированного гидромотора.

Серийный гидромотор, при номинальном перепаде давления ($\Delta p_n = 16 \text{ МПа}$), не развивает номинального крутящего момента ($M_{кр} = 1386 \text{ Н}\cdot\text{м}$), что объясняется большой погрешностью формы его вытеснителей (в частности, ротора) и как, следствие, наличием натяга в диаметральном зазоре (т.е. “заеданием” вытеснителей) и увеличением механических потерь на 7...10%.

Зависимость изменения расхода перетечек рабочей жидкости от диаметрального зазора S в серийном гидромоторе представлена кривой 2 (рис.3.2) с диаметрально противоположными значениями. Отсутствие перетечек на участке изменения диаметрального зазора $0 < S < 0,12 \text{ мм}$ свидетельствует о самогерметизации вытеснителей. При дальнейшем увеличении диаметрального за-

зора до $0,12 < S < 0,17$ наблюдается резкое увеличение перетечек до значения $Q_{зм.п} = 6,8$ л/мин, которое объясняется резким уменьшением плеча h , определяемого уравнением (2.60).

Несколько по-другому происходят изменения крутящего момента в зависимости от величины диаметрального зазора вытеснителей для модернизированного гидромотора (рис. 3.2, кривая 3). Участок стабилизации крутящего момента $M_{кр} = 1386$ Н·м для модернизированной конструкции гидромотора значительно увеличен и достигает величины предельного значения диаметрального зазора $S = 0,37$ мм, что более чем в три раза превышает аналогичные данные для серийного гидромотора (кривая 1). При дальнейшем увеличении зазора $S > 0,37$ мм, наблюдается резкое снижение преодолеваемого момента до значения $M_{кр} = 615$ Н·м (при $S = 0,57$ мм), которое объясняется резким уменьшением плеча h , как и в серийном гидромоторе.

Соответственно, изменилась и зависимость расхода перетечек рабочей жидкости от диаметрального зазора S у модернизированного гидромотора (рис. 3.2, кривая 4). Отсутствие перетечек на участке изменения диаметрального зазора $0 < S < 0,37$ мм свидетельствует о самогерметизации вытеснителей на рассматриваемом участке. При дальнейшем увеличении диаметрального зазора $S > 0,37$ мм наблюдается резкое увеличение перетечек до значения $Q_{зм.п} = 6,3$ л/мин (при $S = 0,57$ мм), объясняемое резким уменьшением плеча h .

Обращает на себя внимание, что уменьшение значений погрешности формы $П_{\phi}$ (изменение технологии изготовления блока вытеснителей) у модернизированного гидромотора существенно повлияло на интенсивность изменения его выходных параметров. Для него характерно более плавное (замедленное) падение крутящего момента $M_{кр}$ и соответствующее этому увеличение перетечек $Q_{зм.п}$ рабочей жидкости в диапазоне изменения диаметрального зазора $S > 0,37$ мм.

На основе вычислительного эксперимента, выполненного на ПЭВМ, сравнительными исследованиями установлены изменения выходных параметров серийного и модернизированного гидромоторов при моделировании изменения диаметрального зазора S в силовом соединении. Соответствующие графические зависимости представлены на рис. 3.2 пунктирными линиями. Из графиков видно, что для серийного гидромотора при значении диаметрального зазора, превышающем $S > 0,12$ мм, также как и в экспериментальных исследованиях, крутящий момент $M_{кр}$ существенно снижается (кривая 1), а при значении зазора $S = 0,19$ мм значения крутящего момента снижаются на 46% от первоначального. В тоже время перетечки $Q_{зм.п}$ рабочей жидкости резко возрастают (кривая 2) и при значении диаметрального зазора $S = 0,19$ мм состав-

ляют $Q_{2м.п} = 5,2$ л/мин.

Для модернизированного гидромотора на основе вычислительного эксперимента установлены изменения выходных параметров (при моделировании изменения диаметрального зазора в силовом соединении), которые показывают, что снижение крутящего момента $M_{кр}$ и увеличение перетечек $Q_{2м.п}$ наступает только после достижения значений диаметрального зазора $S \geq 0,37$ мм (кривая 3). Так, уже при величине диаметрального зазора $S = 0,57$ мм, крутящий момент падает до $M_{кр} = 890$ Н·м, а перетечки увеличиваются до $Q_{2м.п} = 5,0$ л/мин.

Проведенные экспериментальные исследования подтверждают теоретические предпосылки влияния погрешности формы вытеснителей на изменение выходных характеристик планетарного гидромотора и показывают, что при модернизации гидромотора ресурс работы его вытеснителей возрастает более чем в 3 раза. Отличия характера кривых, полученных при математическом моделировании и экспериментальных исследованиях, вызваны допущениями, принятыми при моделировании.

Анализ исследований влияния диаметрального зазора на изменение выходных параметров планетарного гидромотора показывает, что зависимость изменения крутящего момента как для серийного, так и для модернизированного гидромоторов можно характеризовать двумя участками: первый участок – когда значения крутящего момента неизменны при изменении диаметрального зазора ($M_{кр} = 1295$ Н·м при $S = 0...0,12$ мм – для серийного и $M_{кр} = 1386$ Н·м при $S = 0...0,37$ мм – для модернизированного гидромоторов); второй участок – когда крутящий момент резко изменяет (уменьшает) свое значение при увеличении диаметрального зазора в диапазоне $0,12 < S < 0,17$ мм – для серийного ($M_{кр} = 590$ Н·м при $S = 0,17$ мм) и при $0,37 < S < 0,57$ мм – для модернизированного гидромоторов ($M_{кр} = 615$ Н·м при $S = 0,57$ мм).

Совершенно иначе представлены кривые изменения перетечек в силовом соединении как серийного, так и модернизированного гидромоторов, при этом рассматриваемые кривые также можно характеризовать двумя участками: первый участок – когда расход перетечек отсутствуют при изменении диаметрального зазора ($Q_{2м.п} = 0$ при $S = 0...0,12$ мм – для серийного и при $S = 0...0,37$ мм – для модернизированного гидромоторов); второй участок – когда расход перетечек резко изменяет (увеличивает) свое значение при увеличении диаметрального зазора в диапазоне $0,12 < S < 0,17$ мм – для серийного ($Q_{2м.п} = 6,8$ л/мин при $S = 0,17$ мм) и при $0,37 < S < 0,57$ мм – для модернизированного гидромоторов ($Q_{2м.п} = 6,3$ л/мин при $S = 0,57$ мм).

Сравнительными экспериментальными и теоретическими исследованиями изменения выходных характеристик серийного и модернизированного гидромоторов от диаметрального зазора установлено, что погрешность формы вы-

вытеснителей оказывает значительное влияние на изменение выходных характеристик планетарного гидромотора (уменьшение крутящего момента на 7...10%, а также уменьшение ресурса работы вытеснителей более, чем в 3 раза).

3.1.2. Исследование влияния конструктивных параметров планетарного гидромотора на его выходные характеристики.

Для исследования динамики изменения диаметрального зазора S и гидромеханического КПД $\eta_{г.м}$ разработана математическая модель работы вытеснительного блока, которая была исследована на ПЭВМ с помощью пакета имитационного моделирования Vissim, который позволяет моделировать изменение диаметрального зазора вытеснительного блока и определить его влияние на выходные характеристики планетарного гидромотора.

Для моделирования работы вытеснительного блока принимаем следующие исходные данные и начальные условия:

- рабочий объем гидромотора $V_{г.м0} = 160 \text{ см}^3$;
- угловая скорость вала гидромотора равна $\omega_{г.м} = 68 \text{ с}^{-1}$;
- теоретический гидромеханический КПД, определенный расчетным путем для гидроагрегата, $\eta_{т.м} = 0,95$.

На рис. 3.3 представлена структурно-функциональная схема вытеснительного блока, позволяющая моделировать его работу.

Блок 1 позволяет задавать вращение вала гидромотора путем моделирования перемещения его вытеснителей. Погрешность формы вытеснителей и технологический зазор заданы блоком 2. Блоки 3 и 4 позволяют определить изменение диаметрального зазора вытеснительного блока в любой момент времени. Блок 5 позволяет определить гидромеханические потери вытеснительного блока с учетом погрешности формы и технологического зазора.

Исследованием изменения диаметрального зазора S (рис. 3.4) установлено, что в процессе работы вытеснителей (при вращении вала гидромотора), вследствие отсутствия жесткого межцентрового расстояния между вытеснителями (ротором и шестерней) происходит постоянное изменение диаметрального зазора S . При этом для серийного гидромотора эти изменения составляют $S = 0,02...0,21 \text{ мм}$ (кривая 1), а для модернизированного гидромотора – $S = 0,02...0,065 \text{ мм}$ (кривая 2).

Колебания диаметрального зазора имеют хаотический характер при каждом новом положении вытеснителей, повторяющийся через определенный цикл $z_{и} = z_1 \cdot z_2$ взаимного расположения вытеснителей.

Большое различие в амплитудах колебаний диаметрального зазора S у серийного (кривая 1) и модернизированного (кривая 2) гидромоторов объясняется наличием большой погрешности формы Π_{ϕ} ротора и шестерни серийного гидромотора.

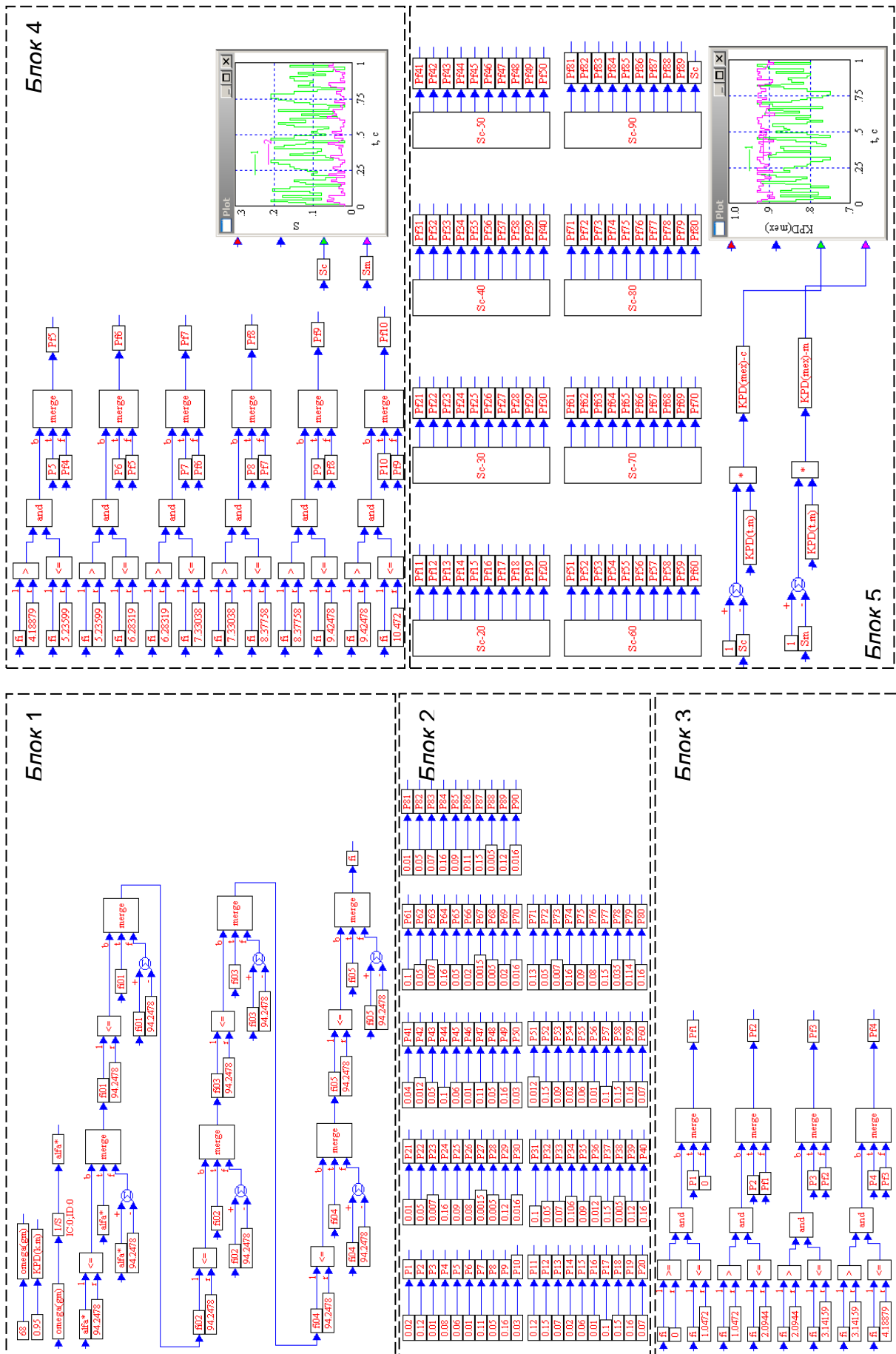


Рисунок 3.3 – Структурно-функциональная схема модели вытеснительного блока

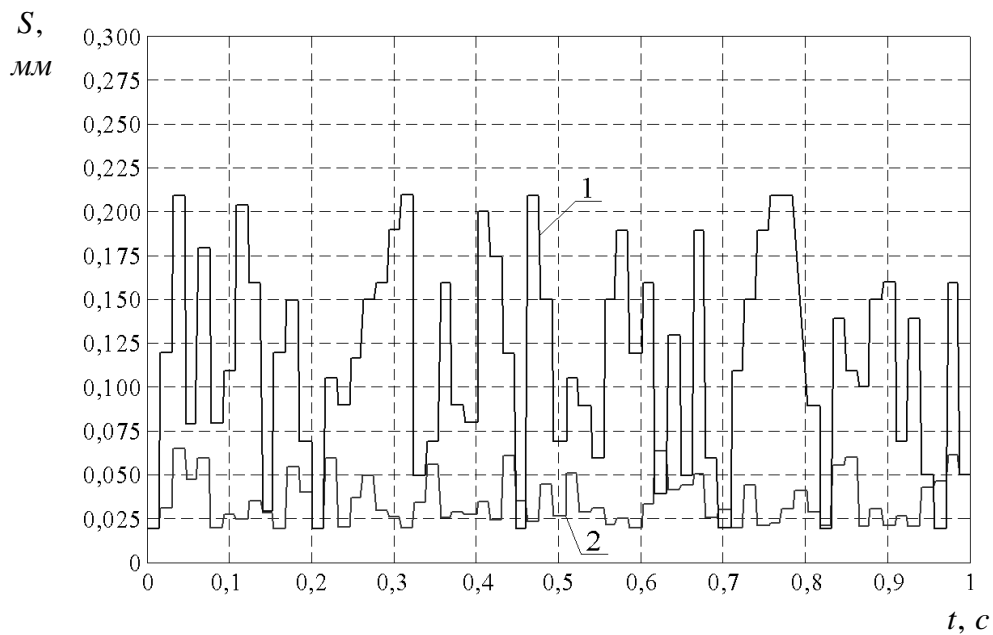


Рисунок 3.4 – Зависимости изменения диаметрального зазора вытеснительного блока:
1 – серийный гидромотор; 2 – модернизированный гидромотор

Исследования изменения механического КПД вытеснительного блока (рис. 3.5) показывают, что гидромеханические потери имеют хаотический характер в зависимости от взаимного расположения вытеснителей и составляют для серийного гидромотора $\eta_{г.м} = 0,75...0,93$ (кривая 1) и $\eta_{г.м} = 0,89...0,93$ - для модернизированного гидромотора (кривая 2). Колебания гидромеханического КПД повторяются через $z_{ц} = z_1 \cdot z_2$ циклов.

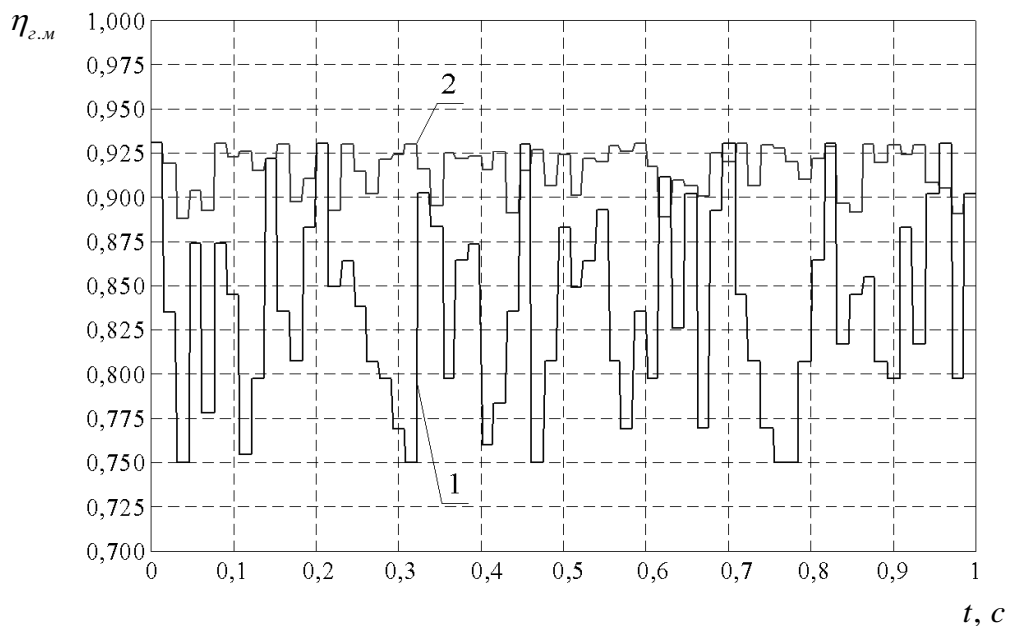


Рисунок 3.5 – Зависимости изменения гидромеханического КПД вытеснительного блока:
1 – серийный гидромотор; 2 – модернизированный гидромотор

Такое изменение геометрических параметров (диаметральный зазор) и выходных характеристик (гидромеханический КПД) свидетельствует о том, что при работе серийного и модернизированного гидромоторов не зависимо от изменения давления в нагнетательной магистрали (вызванного колебаниями нагрузки), значения крутящего момента $M_{кр}$ будут иметь значительные колебания, вследствие нестабильности значений гидромеханического КПД.

Исследованиями динамики изменения диаметрального зазора S и гидромеханического КПД $\eta_{г.м}$ вытеснительного блока установлено, что:

- существующая технология изготовления деталей вытеснительного блока (ротора и шестерни) не позволяет обеспечить заданную геометрию деталей (т.е. имеет место погрешность формы вытеснителей);
- колебания погрешности формы P_{ϕ} вытеснителей носят хаотический характер, повторяющийся через $z_{\psi} = z_1 \cdot z_2$ циклов;
- колебания гидромеханического КПД обратнопропорционально зависят от изменения диаметрального зазора.

3.2. Параметрические исследования распределительного блока

3.2.1. Исследование взаимосвязи геометрических параметров распределительного блока планетарного гидромотора.

Математическая модель работы распределительного блока исследована на ПЭВМ с помощью пакета имитационного моделирования Vissim, который позволяет определить изменение геометрических параметров распределительного блока в любой момент времени при различном количестве окон распределителя и золотника.

Для моделирования работы распределительного блока принимаем следующие исходные данные и начальные условия:

- угловая скорость вала гидромотора равна $\omega_{г.м} = 68 \text{ с}^{-1}$;
- углы, ограничивающие геометрические параметры распределителя ε_1 и золотника ε_2 равны, т.е. $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon$;
- внутренний радиус расположения распределительных окон равен $R_1^0 = 29 \text{ мм}$;
- наружный радиус расположения распределительных окон равен $R_2^0 = 43 \text{ мм}$.

На рис. 3.6 представлена структурно-функциональная схема распределительной системы, моделирующая ее работу.

Исходные параметры задаются блоком 1. Блок 2 позволяет определить угол между окнами нагнетания золотника и их угловое расположение, описанное выражениями (2.67, 2.68), блок 3 позволяет определить угол между окнами распределителя и их угловое расположение, описанное выражениями (2.69,

2.92, 2.93), а также описать моделирование вращения распределителя.

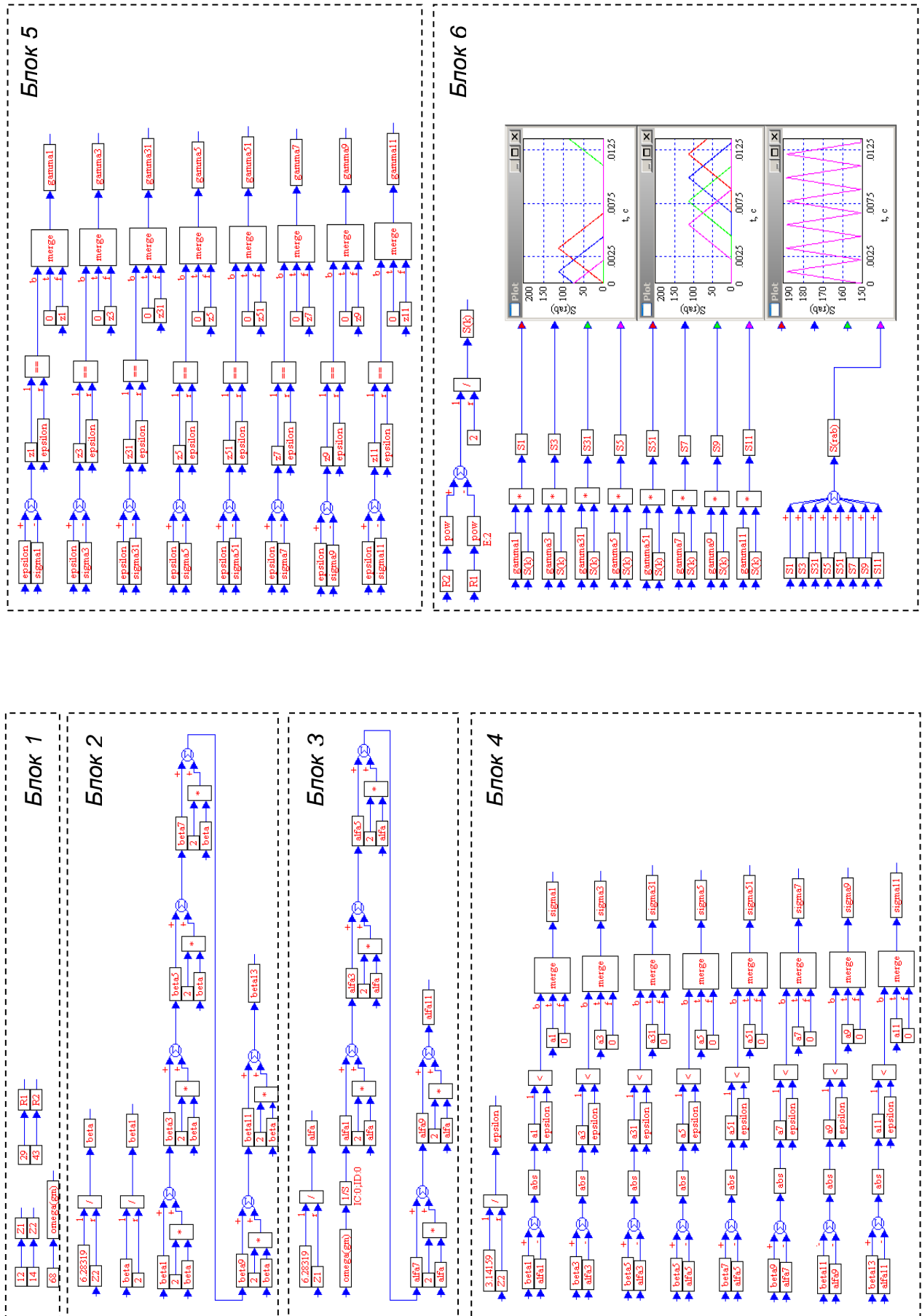


Рисунок 3.6 – Структурно-функциональная схема модели распределительной системы

Блок 4 позволяет определить расстояние между центрами окон распределителя и золотника, находящихся в перекрытии при вращении распределителя, описанное выражениями (2.71, 2.72) и определить угол, ограничивающий геометрические параметры распределительных окон, выраженный зависимостью (2.73). Блок 5 позволяет определить углы перекрытия окон нагнетания золотника каждым рабочим окном распределителя, определенные из выражения (2.74). Изменение площади перекрытия окон нагнетания золотника каждым из окон распределителя в зависимости от времени (выражение 2.75) с последующим их суммированием описано блоком 6.

Моделированием изменения конструктивных параметров распределительного блока установлено [57,118,120], что с увеличением количества окон площадь проходного сечения возрастает, однако более 24 окон распределителя и 26 окон золотника, соответственно, использовать нецелесообразно, так как с увеличением количества окон площадь проходного сечения практически не изменяется, а площадь окон очень мала.

Результаты изменения площади проходного сечения распределительного блока (без использования дополнительных разгрузочных окон распределителя, $Z_{don} = 0$) для количества окон распределителя от $Z_1 = 6$ до $Z_1 = 24$ при изменении зазора между распределительными окнами от $\Delta = 51'$ (кривые 1) до $\Delta = 0$ (кривые 2) за время, соответствующее одному циклу (когда распределительное окно пройдет окно нагнетания и слива золотника) представлены на рис. 3.7 и в таблице 3.3.

Таблица 3.3

Характер изменения площади проходного сечения распределительного блока от количества окон распределителя и зазора между ними

Количество окон распределителя Z_1 и золотника Z_2	$\Delta = 51'$				$\Delta = 0$			
	$A_{\min}, мм^2$	$A_{\max}, мм^2$	$A_A, мм^2$	$A_{cp}, мм^2$	$A_{\min}, мм^2$	$A_{\max}, мм^2$	$A_A, мм^2$	$A_{cp}, мм^2$
$Z_1 = 6, Z_2 = 8$	117	190	73	140	132	198	66	150
$Z_1 = 8, Z_2 = 10$	142	150	8	144	158	158	0	158
$Z_1 = 10, Z_2 = 12$	142	161	19	148	158	185	27	165
$Z_1 = 12, Z_2 = 14$	136	166	30	150	151	188	37	169
$Z_1 = 14, Z_2 = 16$	139	161	22	148	170	183	13	173
$Z_1 = 16, Z_2 = 18$	146	152	6	148	176	176	0	176
$Z_1 = 18, Z_2 = 20$	146	148	1	147	176	184	8	178
$Z_1 = 20, Z_2 = 22$	142	150	8	146	172	188	16	180
$Z_1 = 22, Z_2 = 24$	138	148	10	142	180	186	6	182
$Z_1 = 24, Z_2 = 26$	138	145	7	140	183	183	0	183

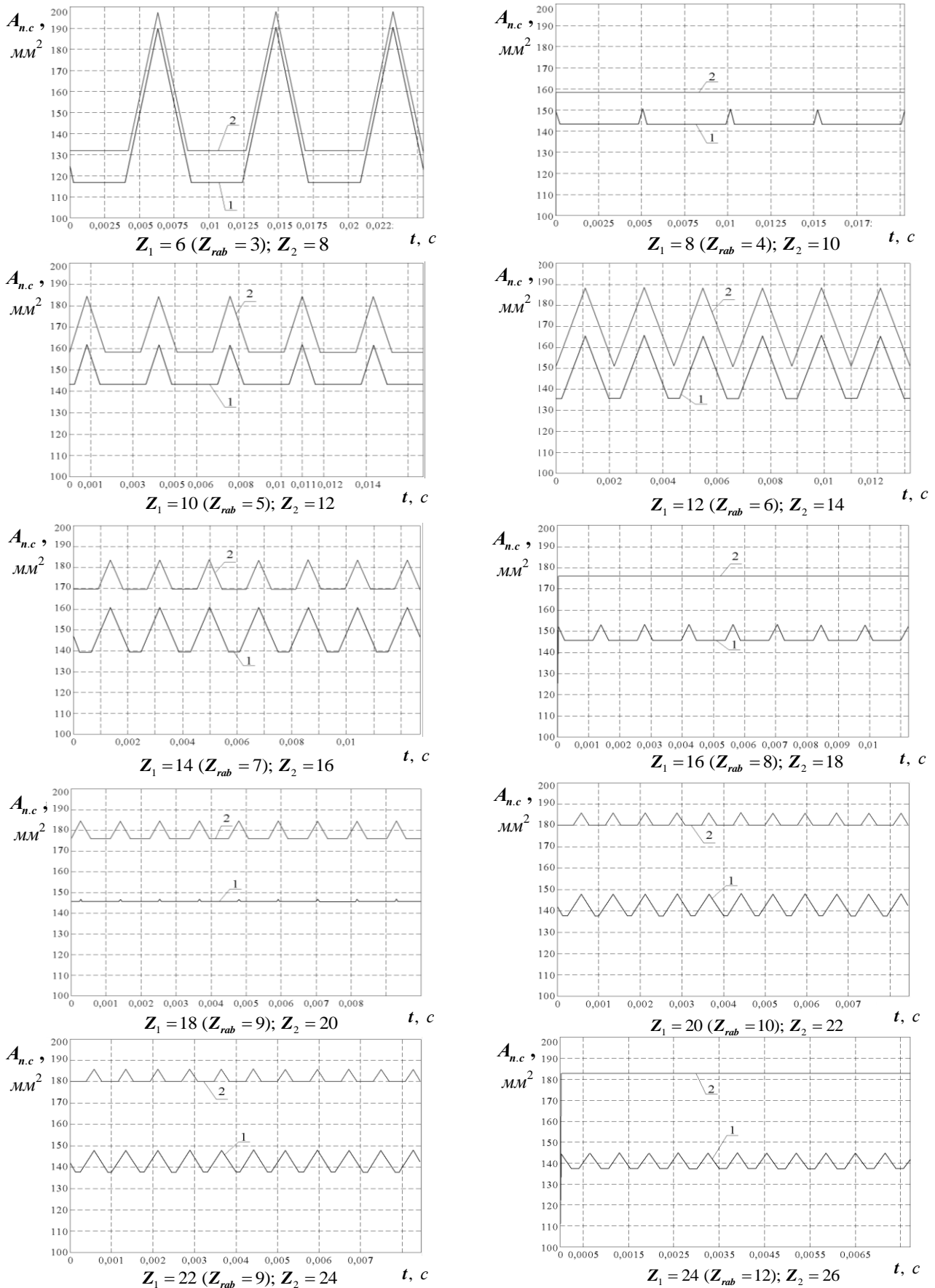


Рисунок 3.7 – Графики изменения площади проходного сечения при различных значениях зазора между распределительными окнами: 1 - $\Delta = 51'$, 2 - $\Delta = 0$

Из рис. 3.7 видно, что при зазоре равном $\Delta = 51'$, площадь проходного сечения изменяется циклически для всех пар окон распределителя и золотника, а количество колебаний площади за один цикл соответствует количеству рабочих окон распределителя. С увеличением количества окон амплитуда изменения площади A_A уменьшается и при количестве окон распределителя и золотника равном $Z_1 = 18, Z_2 = 20$, соответственно, практически отсутствует. Однако, проанализировав рис. 3.7 следует отметить, что распределительная система с количеством окон распределителя и золотника равным $Z_1 = 12, Z_2 = 14$, соответственно, при $\Delta = 51'$ имеет наибольшую среднюю площадь проходного сечения, но в этом случае наблюдаются колебания площади, амплитуда которых составляет до 20%.

Анализ изменения площади проходного сечения (рис. 3.7, табл. 3.3) показал, что при уменьшении зазора между распределительными окнами от $\Delta = 51'$ до $\Delta = 0$ площадь проходного сечения возрастает на 10...30% в зависимости от количества окон распределителя и золотника, а также на 10...70% снижается амплитуда колебаний площади (при количестве окон распределителя равном $Z_1 = 6, 14, 22$), а при количестве окон распределителя равном $Z_1 = 8; Z_1 = 16$, и $Z_1 = 24$, соответственно, колебания площади отсутствуют вообще. Однако, уменьшение зазора не всегда приводит к снижению пульсации потока рабочей жидкости, так при количестве окон распределителя равном $Z_1 = 10; Z_1 = 12; Z_1 = 18; Z_1 = 20$ амплитуда колебаний площади возрастает на 10...50%.

Закон изменения площади проходного сечения можно представить четырьмя вариантами кривых (рис. 3.8), соответствующих количеству окон распределителя, которые повторяются по арифметической прогрессии с разностью 8 при начальных точках отсчета 6, 8, 10 и 12, соответственно.

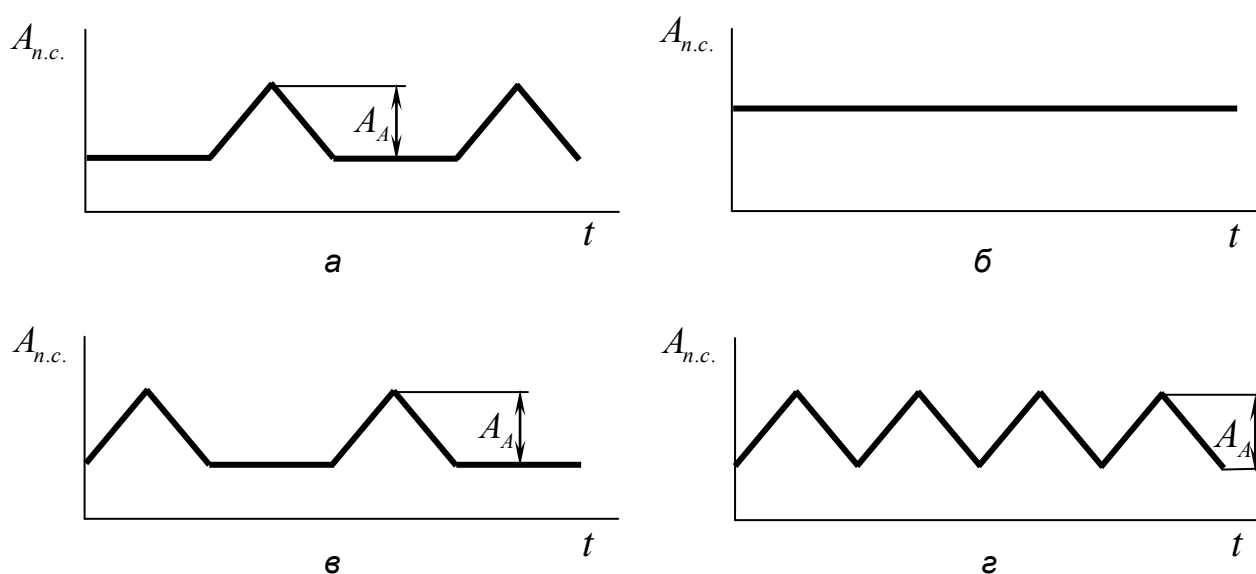


Рисунок 3.8 – Влияние количества окон распределителя на характер изменения площади проходного сечения

В результате моделирования конструктивных параметров планетарного гидромотора установлено [24], что с увеличением количества использования дополнительных разгрузочных окон площадь проходного сечения распределительного блока возрастает, но так как длина распределителя ограничена, и на участке вала, соответствующего длине распределителя можно выполнить не более 4 винтовых канавок, то рекомендуется использовать не более 4 дополнительных разгрузочных окон распределителя.

В распределительном блоке с количеством окон распределителя равным 6 с последующим увеличением на 4, т.е. при $Z_1 = 6, 10, 14, 18, 22$ можно использовать только два дополнительных разгрузочных окна распределителя. Графики изменения площади проходного сечения распределительной системы с количеством окон распределителя равным $Z_1 = 6, 10, 14, 18, 22$ при использовании двух дополнительных разгрузочных окон до и после сдвига окон распределителя представлена на рис. 3.9.

Анализируя рис. 3.9, следует отметить, что с использованием дополнительных разгрузочных окон площадь проходного сечения $A_{n.c}$ возрастает на 20...60%, а амплитуда колебаний площади A_A (кривые 1) в 4...8 раз. Уменьшения амплитуды колебаний площади проходного сечения можно добиться путем сдвига дополнительных разгрузочных и рабочих окон распределителя. Методика сглаживания пульсации приведена в работах [20,24,42,56,116]. После сдвига окон распределителя (кривые 2, рис. 3.9) амплитуда колебаний площади значительно уменьшается, но имеет вид ломаной линии, что нежелательно сказывается на работе гидромотора. Так же следует отметить, что при увеличении количества окон распределителя средняя площадь проходного сечения уменьшается на 12...17%. Таким образом, распределительную систему с количеством окон распределителя равным $Z_1 = 6, 10, 14, 18, 22$ использовать нецелесообразно.

Возможные варианты использования дополнительных разгрузочных окон распределителя до и после сдвига окон представлены в таблице 3.4.

На рис. 3.10 представлены графики изменения площади проходного сечения распределительной системы с количеством окон распределителя равным $Z_1 = 8, 12, 16, 20, 24$ при использовании двух дополнительных разгрузочных окон до (кривые 1) и после (кривые 2) сдвига окон распределителя.

Анализируя рис. 3.10 и табл. 3.4, можно заключить, что при использовании двух дополнительных разгрузочных окон распределителя площадь проходного сечения возрастает на 20...60% (кривые 1), но и значительно возрастает амплитуда изменения площади. После сдвига окон распределителя можно добиться значительного уменьшения амплитуды изменения площади (кривые 2), а при количестве окон распределителя равном $Z_1 = 12, 20$ колебаний площади не наблюдается вообще.

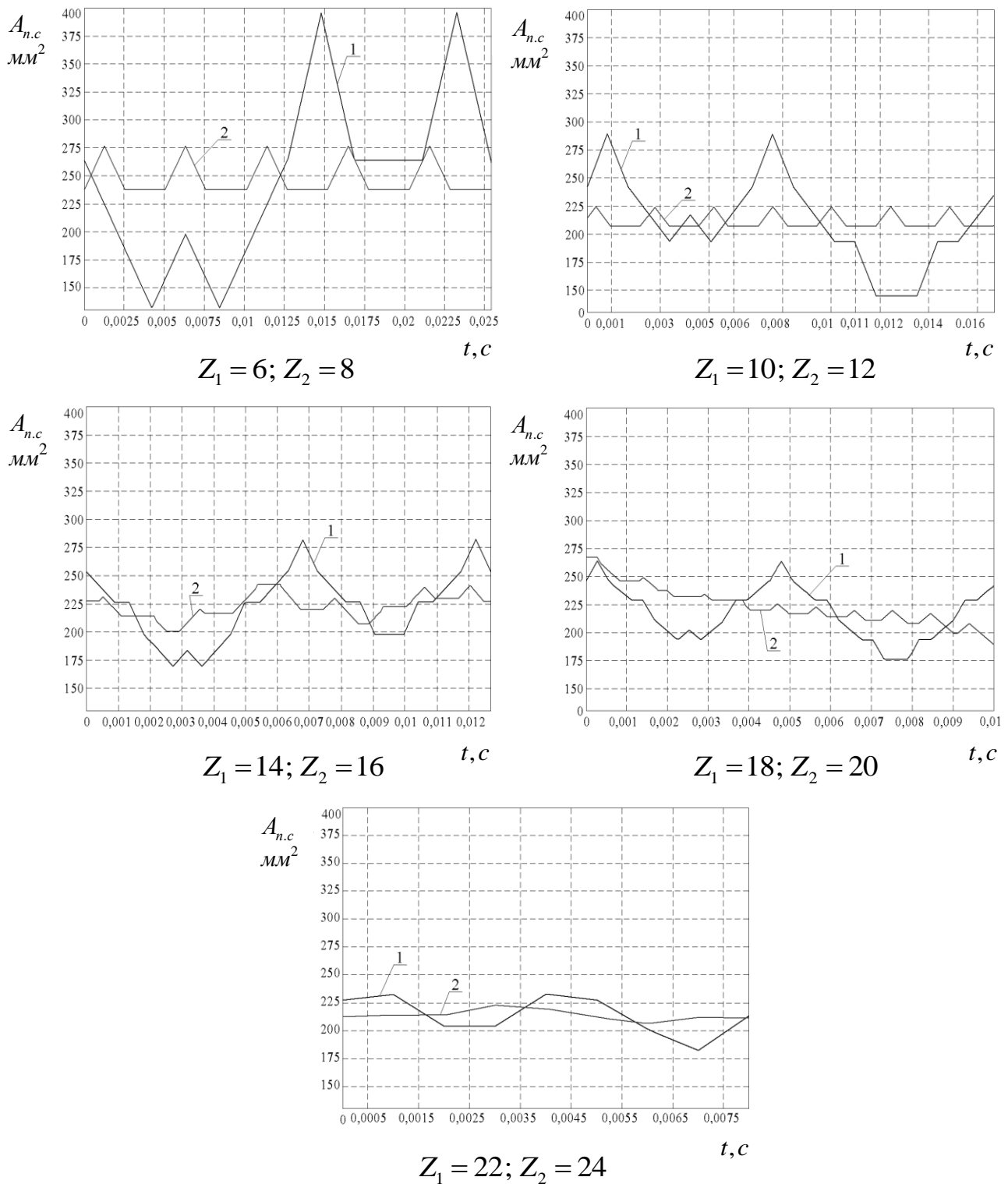


Рисунок 3.9 – Графики изменения площади проходного сечения при использовании двух дополнительных окон распределителя в распределительной системе с количеством окон распределителя равным $Z_1 = 6, 10, 14, 18, 22$:
 1 – до сдвига; 2 – после сдвига распределительных окон

Таблица 3.4

Возможные варианты использования дополнительных разгрузочных окон распределителя

Количество окон распределителя Z_1	Количество используемых окон распределителя		Параметры распределительной системы							
			до сдвига окон				после сдвига окон			
	рабочих	дополнительных	$A_{max}, мм^2$	$A_{min}, мм^2$	$A_{cp}, мм^2$	$A_A, мм^2$	$A_{max}, мм^2$	$A_{min}, мм^2$	$A_{cp}, мм^2$	$A_A, мм^2$
$Z_1 = 6$	3	0	132	198	150	66	не сдвигаются			
		2	387	132	250	255	275	238	250	37
$Z_1 = 8$	4	0	158		158	0				
		2	317	157	240	160	265	215	240	50
		4	317		317	0				
$Z_1 = 10$	5	0	158	185	165	27	не сдвигаются			
		2	288	145	213	143	225	207	213	18
$Z_1 = 12$	6	0	151	188	169	37	не сдвигаются			
		2	264	188	226	76	226		226	0
		3	264	226	255	38	264	250	255	14
		4	338	226	284	112	294	274	284	20
$Z_1 = 14$	7	0	170	183	173	13	не сдвигаются			
		2	281	173	220	108	240	200	220	20
$Z_1 = 16$	8	0	176		176	0				
		2	264	174	220	90	226	214	220	12
		4	264		264	0				
$Z_1 = 18$	9	0	176	184	178	8	не сдвигаются			
		2	265	175	218	90	240	215	218	25
$Z_1 = 20$	10	0	172	188	180	16	не сдвигаются			
		2	246	186	216	60	216		216	0
		4	275	229	252	46	257	247	252	10
$Z_1 = 22$	11	0	180	186	182	6	не сдвигаются			
		2	230	180	217	50	225	215	217	10
$Z_1 = 24$	12	0	183		183	0				
		2	240	190	215	50	220	210	215	10
		3	245	220	225	25	230	223	225	7
		4	264	224	244	40	244		244	0

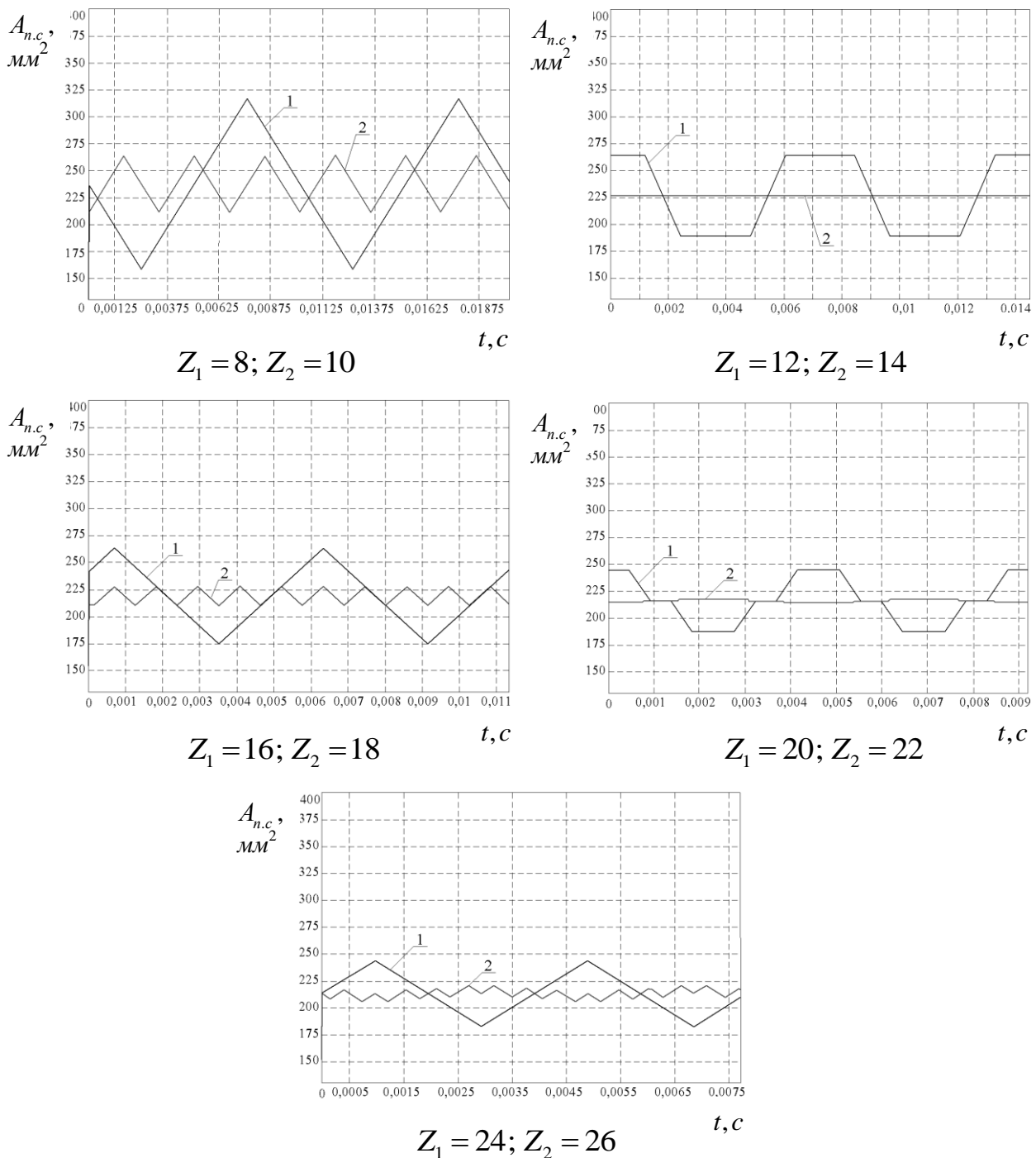
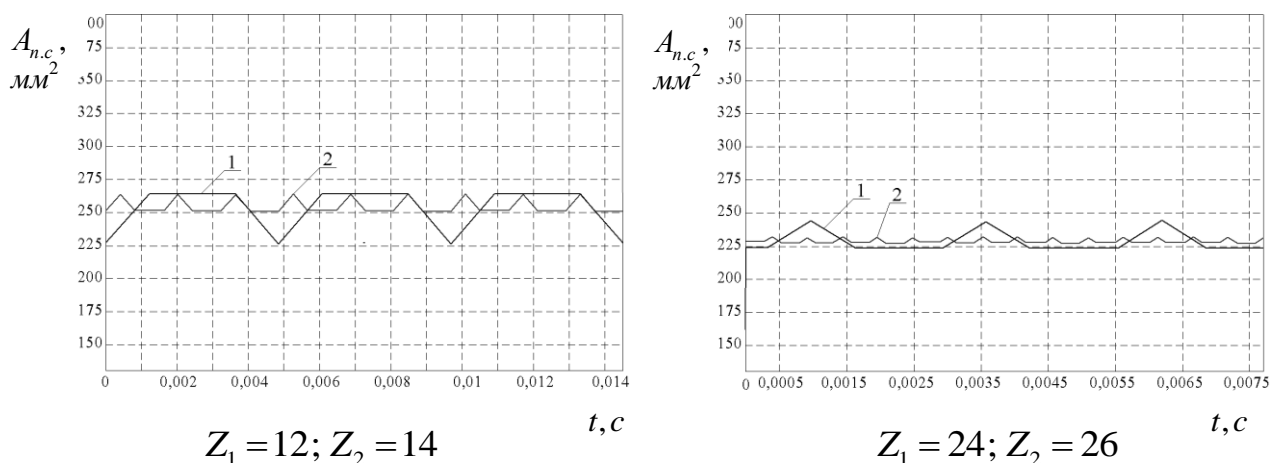


Рисунок 3.10 – Графики изменения площади проходного сечения при использовании двух дополнительных окон распределителя в распределительном блоке с количеством окон распределителя равным $Z_1 = 8, 12, 16, 20, 24$:
 1 – до сдвига; 2 – после сдвига распределительных окон

На рис. 3.11 представлены графики изменения площади проходного сечения распределительного блока с количеством окон распределителя равным $Z_1 = 12, 24$ при использовании трех дополнительных разгрузочных окон до (кривые 1) и после (кривые 2) сдвига окон распределителя.



*Рисунок 3.11 – Изменение площади проходного сечения при использовании трех дополнительных окон распределителя в распределительном блоке с количеством окон распределителя равным $Z_1 = 12, 24$:
1 – до сдвига; 2 – после сдвига распределительных окон*

Анализируя рис. 3.11 и табл. 3.4, можно заключить, что при использовании трех дополнительных разгрузочных окон распределителя площадь проходного сечения возрастает на 20...50% (кривые 1), но и значительно возрастает амплитуда изменения площади. После сдвига окон распределителя средняя площадь проходного сечения не изменяется, а амплитуда колебаний площади (кривые 2) уменьшилась в 2...3 раза. Причем в распределительном блоке с количеством окон распределителя равным $Z_1 = 12$ средняя площадь проходного сечения на 13% больше, чем при $Z_1 = 24$.

На рис. 3.12 представлены графики изменения площади проходного сечения распределительной системы с количеством окон распределителя равным $Z_1 = 8, 12, 16, 20, 24$ при использовании четырех дополнительных разгрузочных окон до (кривые 1) и после (кривые 2) сдвига окон распределителя.

Анализируя рис. 3.12 и табл. 3.4, можно заключить, что при использовании четырех дополнительных разгрузочных окон распределителя площадь проходного сечения возрастает в 1,5...2 раза, но и значительно возрастает амплитуда изменения площади (кривые 1). После сдвига окон распределителя амплитуда колебаний площади уменьшается до 15% (кривые 2), а при количестве окон распределителя равном $Z_1 = 8, 16, 24$ колебаний площади не наблюдается вообще.

Анализ рис. 3.10...3.12 показал, что с увеличением числа использования дополнительных разгрузочных окон площадь проходного сечения распределительного блока возрастает, но не всегда это приводит к улучшению работы гидромотора. В случаях, когда наблюдаются колебания площади проходного сечения распределительного блока, наблюдается ухудшение выходных характеристик гидромотора в целом. Улучшения выходных характеристик гидромотора, т.е. снижения колебаний площади в распределительном блоке, а в некоторых

случаях сведения их до нуля, можно добиться путем сдвига окон распределителя в том или ином направлении.

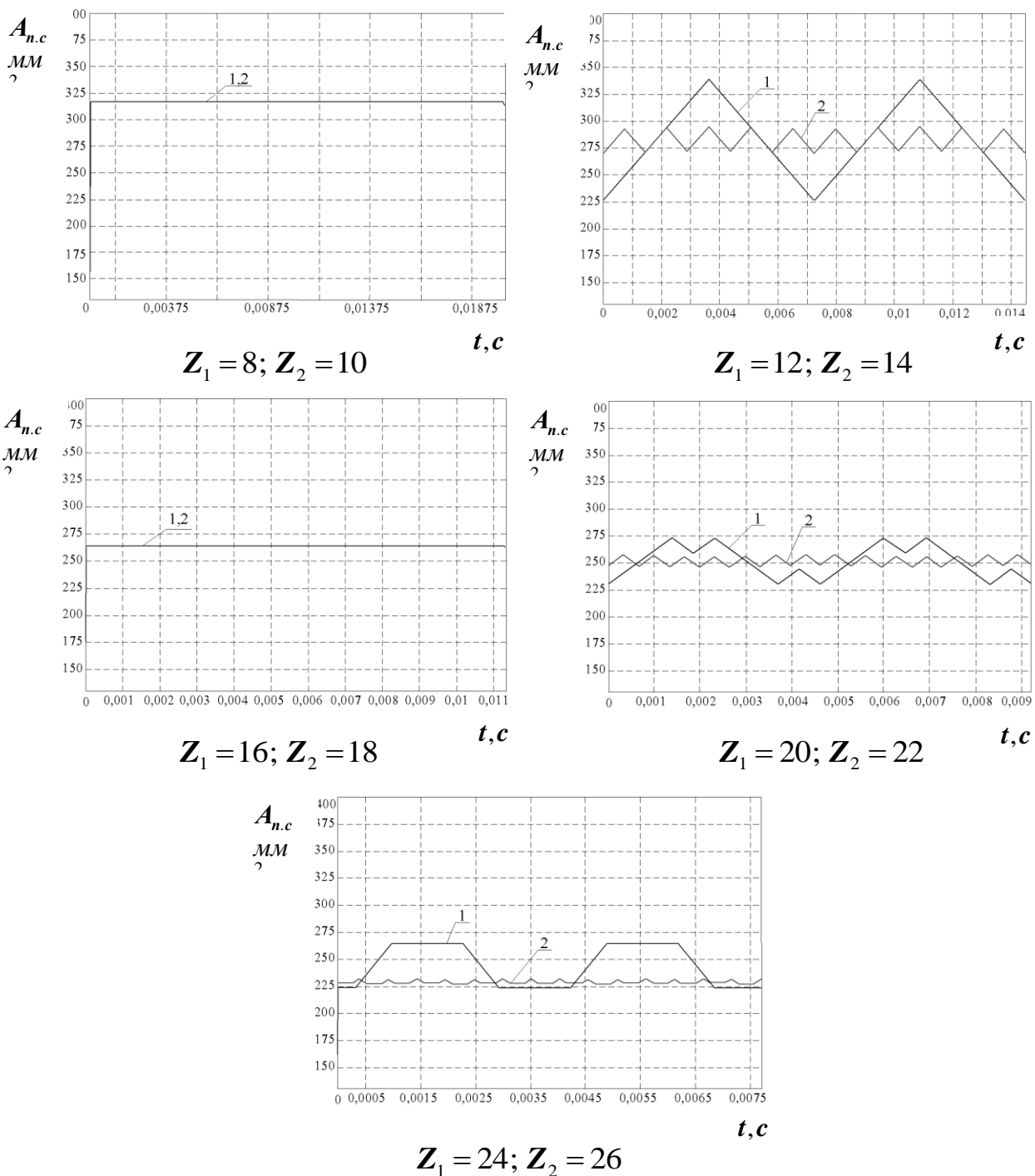


Рисунок 3.12 – Характер изменения площади проходного сечения при использовании четырех дополнительных окон распределителя в распределительном блоке с количеством окон распределителя равным $Z_1 = 8, 12, 16, 20, 24$:

1 – до сдвига; 2 – после сдвига распределительных окон

Также следует отметить, что средняя площадь проходного сечения A_{cp} до и после сдвига окон не изменяется, однако, важным моментом является то,

что при сдвиге окон значительно уменьшаются колебания площади, а в некоторых случаях их не наблюдается вообще.

В результате моделирования изменения конструктивных параметров распределительного блока (количества рабочих и дополнительных разгрузочных окон распределителя, величины зазора между распределительными окнами) нами установлено [20,24,57,118], что планетарные гидромоторы с количеством окон распределителя равным $Z_1 = 8, 16$ с четырьмя дополнительными разгрузочными окнами (рис. 3.12) при нулевом зазоре между окнами распределителя и золотника наиболее предпочтительны, так как в данном случае отсутствует пульсация жидкости, что положительно сказывается на выходных параметрах гидромотора и не требует необходимости сдвига окон распределителя.

Для планетарных гидромоторов с количеством окон распределителя равным $Z_1 = 12, 20$ с двумя дополнительными разгрузочными окнами (рис.3.10), а также $Z_1 = 24$ с четырьмя дополнительными разгрузочными окнами (рис. 3.12) (при зазоре между окнами равном $\Delta = 0$) в результате смещения окон распределителя по разработанной нами методике, можно полностью устранить колебания площади проходного сечения.

На рис. 3.13 представлено изменение средней площади проходного сечения и амплитуды колебаний площади в зависимости от количества рабочих и дополнительных разгрузочных окон распределителя.

Из рис. 3.13 видно, что наиболее предпочтительны распределительные блоки с количеством окон распределителя, равным $Z_1 = 8, Z_1 = 16, Z_1 = 24$ без использования дополнительных разгрузочных окон распределителя; с количеством окон распределителя равным $Z_1 = 12, Z_1 = 20$ при использовании двух дополнительных разгрузочных окон распределителя; $Z_1 = 8, Z_1 = 16, Z_1 = 24$ при использовании четырех дополнительных разгрузочных окон распределителя, так как в данном случае отсутствует пульсация жидкости, что положительно сказывается на выходных характеристиках планетарного гидромотора.

Также необходимо отметить, что распределительный блок с количеством окон распределителя $Z_1 > 16$ при использовании дополнительных разгрузочных окон распределителя применять нецелесообразно, так как при увеличении количества окон площадь проходного сечения распределительного блока снижается (рис. 3.13).

Анализ изменения площади проходного сечения распределительного блока с количеством окон распределителя равным $Z_1 = 12$ при использовании дополнительных разгрузочных окон распределителя показал, что с использованием двух (рис. 3.10), трех (рис. 3.11) и четырех (рис. 3.12) дополнительных разгрузочных окон площадь проходного сечения увеличивается на 33%, 50% и 68% (кривые 1), соответственно. Однако при увеличении площади проходного сечения возрастает и амплитуда колебаний площади в 2, 3 раза, соответственно при использовании двух и четырех дополнительных окон, а при использовании

трех дополнительных окон амплитуда не изменяется. При сдвиге окон распределителя средняя площадь проходного сечения не изменяется (кривые 2), а амплитуда колебаний уменьшается в 2,7 раза при использовании трех дополнительных окон и в 5,6 раза – четырех, а при использовании двух дополнительных окон колебаний площади нет вообще.

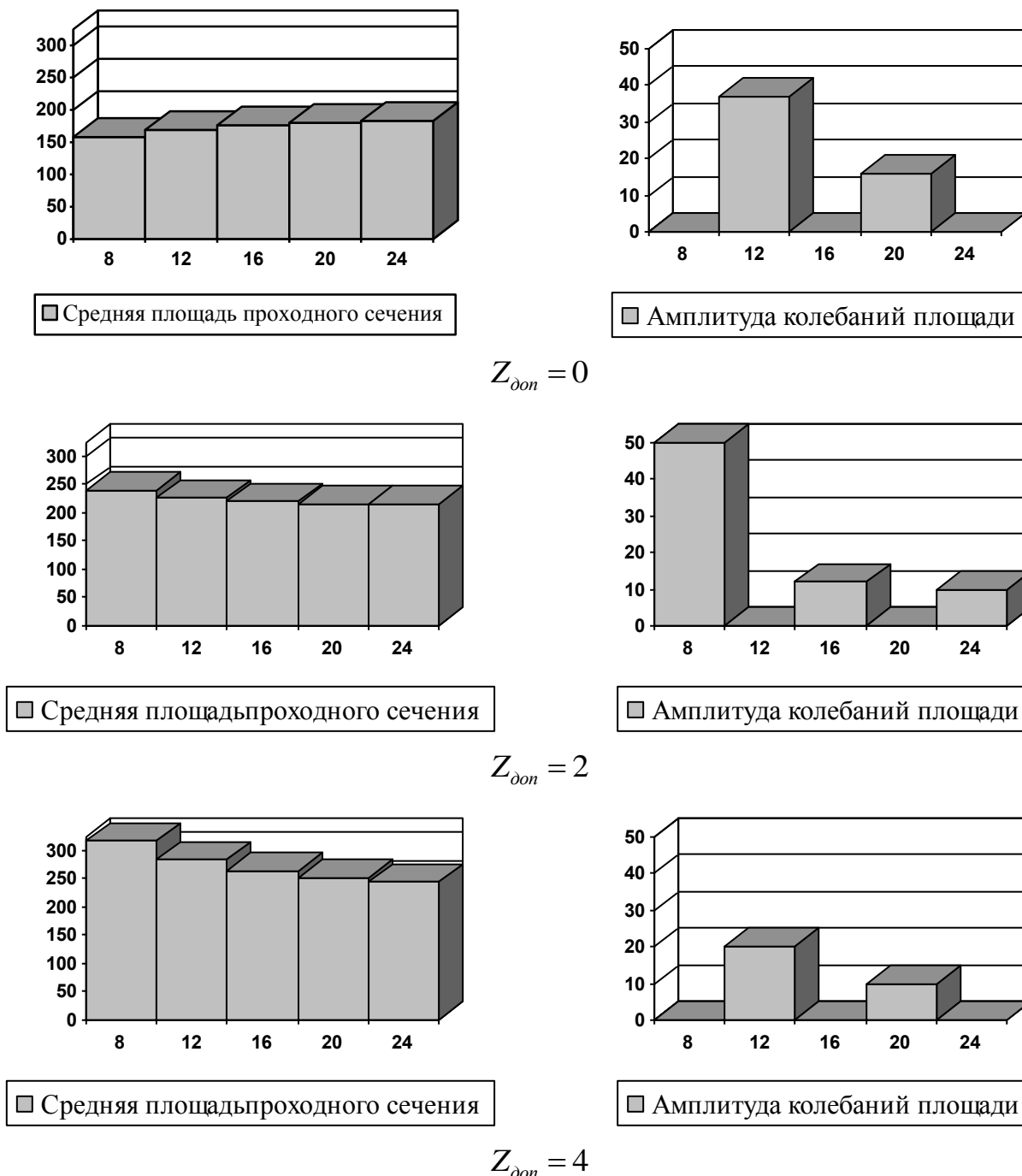


Рисунок 3.13 – Изменение средней площади проходного сечения и амплитуды колебаний площади

Анализом характера изменения площади проходного сечения (рис.3.7) распределительного блока с количеством окон распределителя равным $Z_1 = 12$

установлено, что при изменении зазора между распределительными окнами от $\Delta = 51'$ (рис. 3.7, кривая 1) до $\Delta = 0$ (рис. 3.10, кривая 2), площадь проходного сечения увеличивается на 13%.

Так как использование дополнительных разгрузочных окон связано с увеличением трудоемкости изготовления распределителя, то мы остановились на распределительном блоке с количеством окон распределителя равным $Z_1 = 12$ при $\Delta = 0$ с использованием двух дополнительных разгрузочных окон распределителя при $\Delta = 0$ (модернизированный гидромотор) и трех дополнительных разгрузочных окон при $\Delta = 51'$ (серийный гидромотор).

На рис. 3.14 представлен график изменения площади проходного сечения $A_{n.c.}$ распределительного блока серийного (кривая 2) и модернизированного (кривая 3) гидромоторов.

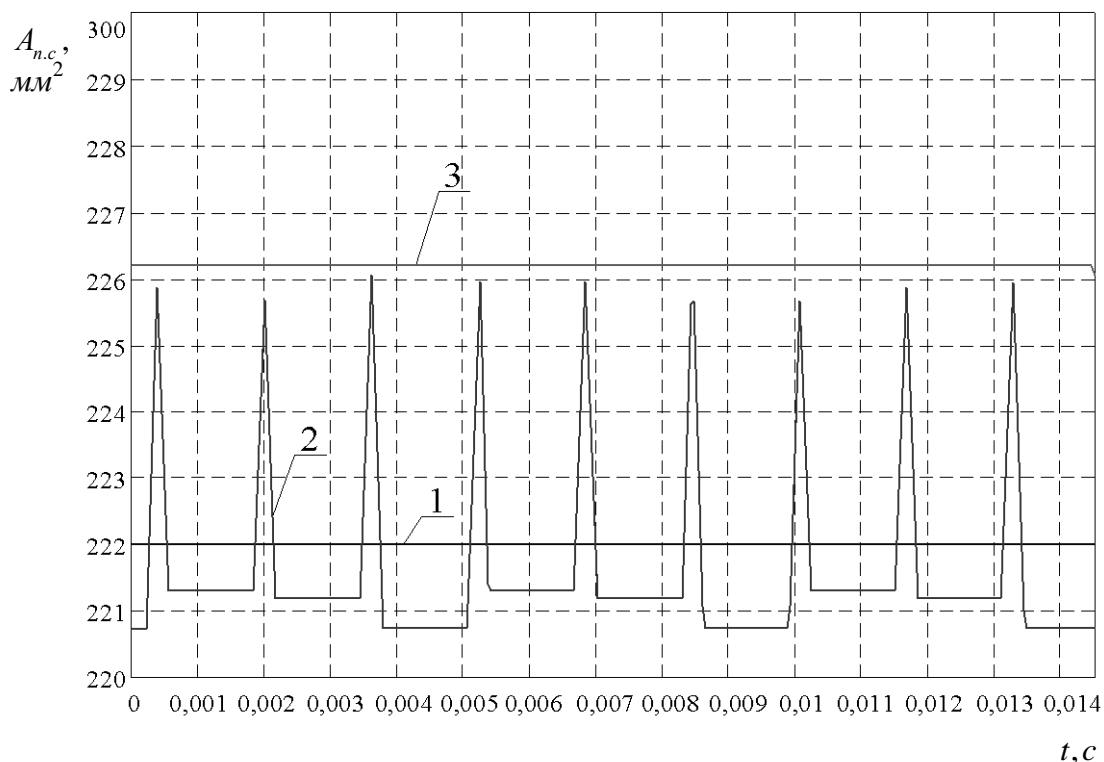


Рисунок 3.14 – График изменения площади проходного сечения распределительного блока серийного и модернизированного гидромоторов:
 1 – средняя площадь проходного сечения распределительного блока серийного гидромотора; 2 – серийный гидромотор;
 3 – модернизированный гидромотор

Анализируя рис. 3.14, можно заключить, что для гидромотора с серийным распределительным блоком средняя площадь проходного сечения после сдвига окон составляет 222 мм^2 (кривая 1) при колебаниях площади от 220 до 226 мм^2 (кривая 2), а для гидромотора с модернизированной распределительной системой она составляет 226 мм^2 (кривая 3), что на 2% больше, чем для серийного, а колебаний площади не наблюдается вообще. Этот факт является большим преимуществом данного распределительного блока.

3.3.2. Исследование влияния геометрических параметров распределительного блока на объемные потери и работоспособность планетарного гидромотора.

Математическая модель работы распределительного блока, учитывающая совокупность его геометрических параметров, обеспечивающих работоспособное состояние (выполнение условия поджатия золотника к распределителю) исследована на ПЭВМ с помощью пакета имитационного моделирования Vis-sim, который позволяет определить влияние геометрических параметров распределительного блока в любой момент времени на объемные потери и работоспособность планетарного гидромотора в целом.

При моделировании работы распределительного блока принимаем следующие исходные данные и начальные условия:

- температура рабочей жидкости постоянная и равна 50°C (т.е. коэффициенты кинематической и динамической вязкости считаются постоянными);
- модуль упругости рабочей жидкости постоянный;
- плотность рабочей жидкости равна $\rho = 0,89 \text{ г/см}^3$;
- коэффициент динамической вязкости равен $\mu' = 0,267 \cdot 10^{-7} \text{ МПа}\cdot\text{с}$;
- давление в нагнетательной магистрали принимается номинальным и равным $p_n = 16 \text{ МПа}$; давление в сливной магистрали равняется нулю;
- угловая скорость вала гидромотора равна $\omega_{z.m} = 68 \text{ с}^{-1}$;
- геометрический расход гидромотора $Q_{z.m.г} = 1660 \text{ см}^3/\text{с}$;
- углы, ограничивающие геометрические параметры распределителя ε_1 и золотника ε_2 равны, т.е. $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon$, рад.;
- внутренний радиус расположения распределительных окон равен $R_1^0 = 29 \text{ мм}$;
- наружный радиус расположения распределительных окон равен $R_2^0 = 43 \text{ мм}$;
- внутренний уплотняющий поясok равен $b_1 = 3 \text{ мм}$;
- наружный уплотняющий поясok равен $b_2 = 4 \text{ мм}$;
- высота зазора h' между торцевыми поверхностями распределителя и золотника равна $h' = 0,025 \text{ мм}$.

На рис. 3.15 представлена структурно-функциональная схема модели распределительного блока, учитывающая совокупность его геометрических параметров, обеспечивающих работоспособное состояние планетарного гидромотора.

Начальные условия для моделирования заданы блоком 1. Блок 2 позволяет определить взаимное расположение окон распределителя и золотника, а также углы, ограничивающие их геометрические параметры, описанные блоками 3, 4 и 5 структурно-функциональной схемы модели распределительного блока (рис. 3.6). Блок 3 определяет суммарный угол, охватывающий зону высокого давления, выраженный зависимостью (2.75). Изменение объемных потерь тор-

цевого распределительного блока, описанное выражением (2.119) в любой момент времени определяет блок 4.

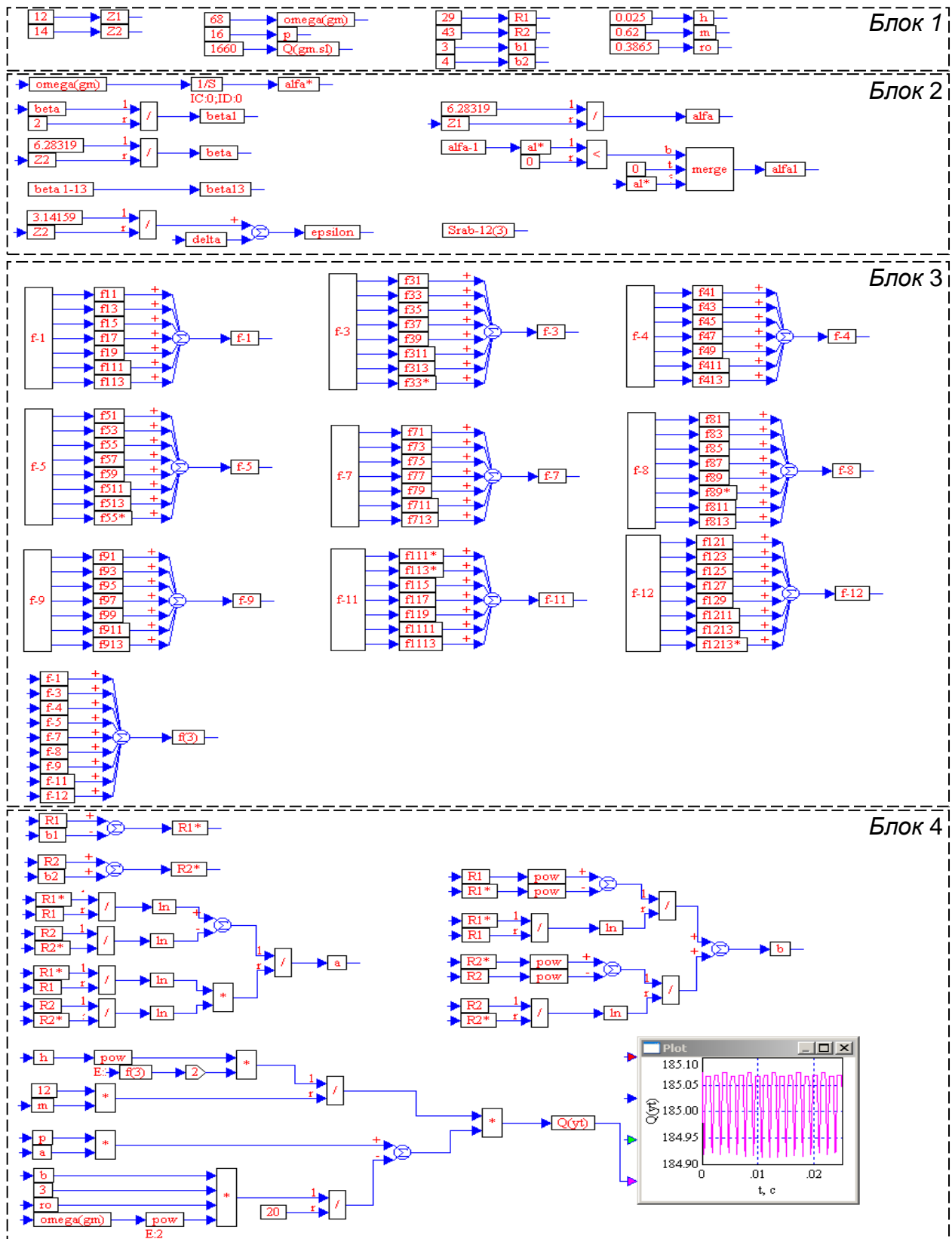


Рисунок 3.15 – Структурно-функциональная схема для определения объемных потерь торцевого распределительного блока

На рис. 3.16 представлены графики изменения объемных потерь торцевой распределительной системы серийного (кривые 1) и модернизированного (кривые 2) гидромоторов.

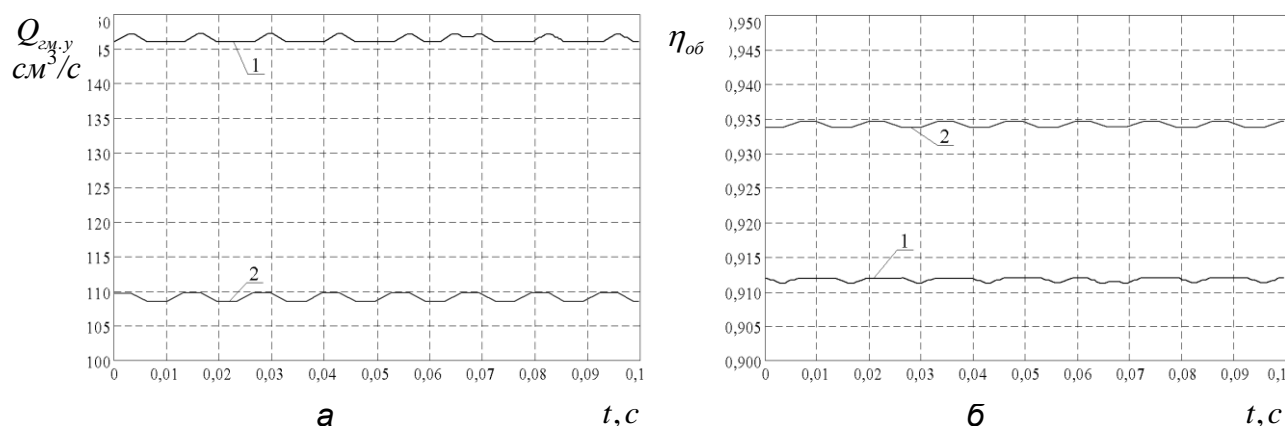


Рисунок 3.16 – Графики изменения утечек и объемного КПД торцевого распределительного блока
1 – серийный гидромотор, 2 – модернизированный гидромотор

Анализируя рис. 3.16, можно заключить, что при одинаковых начальных условиях моделирования, утечки (рис. 3.16, а) в планетарном гидромоторе с модернизированным распределительным блоком (кривая 2) на 34% ниже, чем у серийного гидромотора (кривая 1), а объемный КПД (рис. 3.16, б) на 2,5% выше, что объясняется нерациональным проектированием серийного распределительного блока.

Проведенные параметрические исследования позволяют сделать следующее заключение, что наличие погрешности формы вытеснителей в серийных планетарных гидромоторах, характеризуется колебаниями диаметрального зазора и уменьшает на 7...10% значения крутящего момента серийного гидромотора по сравнению с модернизированным.

Моделированием процесса изменения технического состояния планетарного гидромотора установлено, что предельное состояние гидромотора с модернизированным вытеснительным блоком наступает при значениях диаметрального зазора равных $S = 0,37 \text{ мм}$, что в 3 раза превышает предельные значения для серийного вытеснительного блока ($S = 0,12 \text{ мм}$).

Исследованием изменения площади проходного сечения распределительных блоков серийного и модернизированного гидромоторов установлено, что средняя площадь проходного сечения модернизированного распределительного блока на 2% больше, при полном отсутствии колебаний площади.

Исследования динамики изменения объемных потерь торцевой распределительной системы планетарного гидромотора показали, что при одинаковых начальных условиях моделирования, утечки в гидромоторе с модернизированным распределительным блоком на 3,4% ниже, чем у серийного гидромотора, а объемный КПД на 2,5% выше, что объясняется нерациональным проектированием серийного распределительного блока.

РАЗДЕЛ 4 ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПЛАНЕТАРНОГО ГИДРОМОТОРА В СОСТАВЕ ГИДРОАГРЕГАТА

Выполненные параметрические исследования позволили выявить особенности изменения выходных характеристик планетарного гидромотора от изменения его геометрических параметров с учетом особенностей перемещения его вытеснительных элементов и колебаний площади проходного сечения распределительного блока. Для более полного и рационального использования планетарных гидромоторов в приводах мобильной техники, необходимо исследовать изменение выходных характеристик гидроагрегата с планетарным гидромотором. С целью исследования характера изменения выходных характеристик планетарных гидромоторов в составе гидроагрегата, разработана схема (рис. 4.1), которая предусматривает сравнительное проведение исследований модернизированного и серийного гидромоторов в составе гидроагрегата. При выполнении исследований необходимо учитывать влияние конструктивных особенностей вытеснительного и распределительного блоков планетарного гидромотора, а также внешних возмущающих воздействий (пульсаций подачи насоса и колебаний нагрузки) на изменение выходных характеристик гидроагрегата.

Для серийного гидромотора поочередно исследовалось (рис 4.1) влияние пульсаций в распределительном блоке, колебаний момента в вытеснительном блоке, а также совместное их влияние. Затем исследовалось влияние внешних возмущающих воздействий и их сглаживание с помощью пассивного гасителя пульсаций. Для модернизированного гидромотора исследования выполнялись по аналогичной схеме (рис. 4.1), однако, в связи с тем, что в конструкции модернизированного гидромотора устранены недостатки присущие серийному, исследовалось только совместное влияние конструктивных особенностей гидромотора.

4.1. Исходные данные и начальные условия моделирования работы планетарного гидромотора в составе гидроагрегата

Исследования характера изменения выходных характеристик гидроагрегата с планетарным гидромотором (серийным и модернизированным) проводились на ПЭВМ с помощью пакета имитационного моделирования Vissim [96].

При исследованиях гидроагрегата приняты следующие исходные данные и начальные условия:

- насос: геометрическая подача насоса постоянна и равна $Q_{н.г}(t) = 1770 \text{ см}^3/\text{с}$; угловая скорость вала насоса равна $\omega_n = 125 \text{ с}^{-1}$; для нерегулируемого насоса параметр регулирования равен $e = 1$; давление в сливной магистрале равно $p_{сл} = 0$;

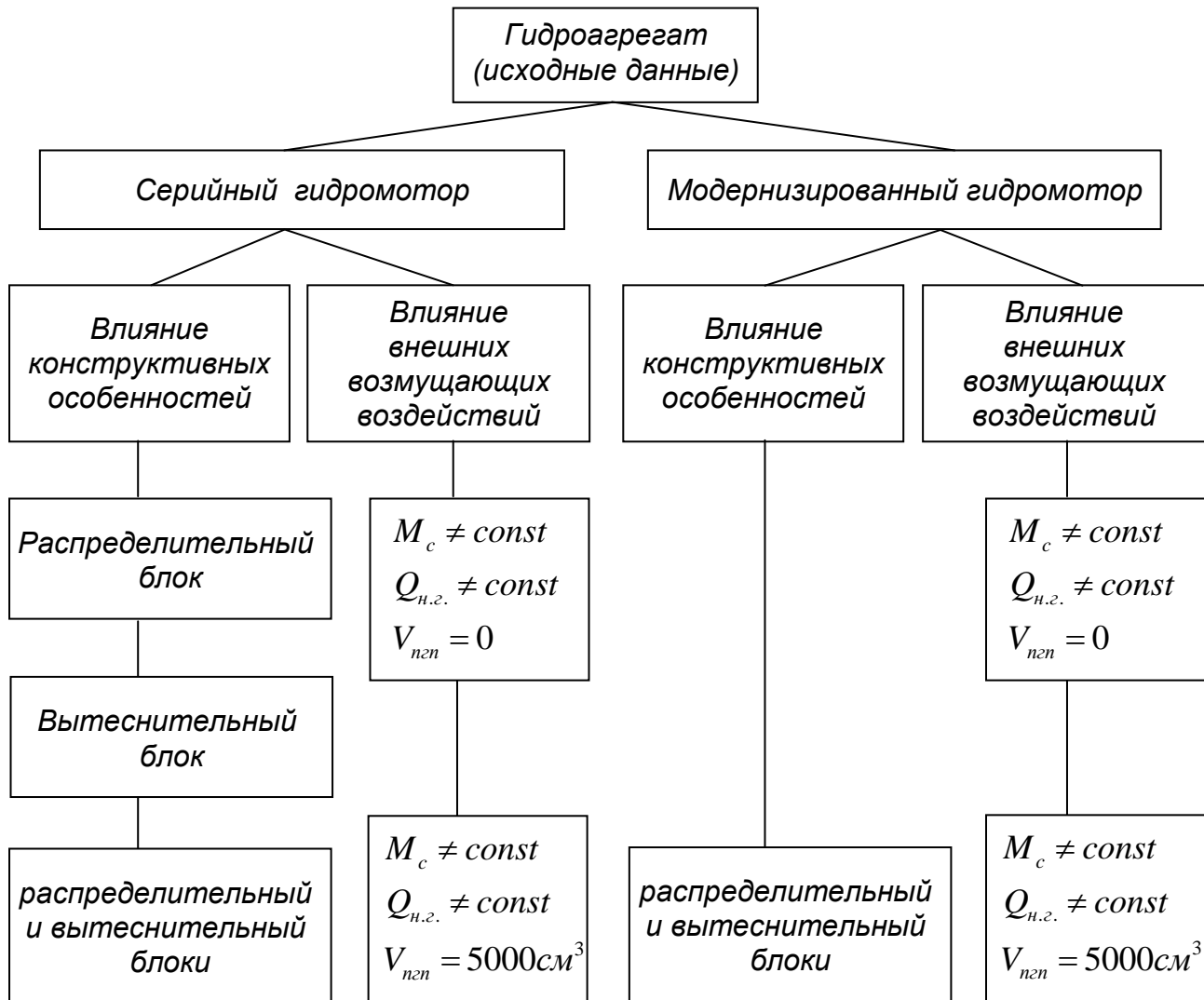


Рисунок 4.1 – Схема исследований динамики планетарного гидромотора в составе гидроагрегата

- гидромотор: рабочий объем гидромотора равен $V_{zm0} = 160 \text{ см}^3$; момент сопротивления постоянен и равен $M_c = 365 \text{ Н}\cdot\text{м}$; момент инерции вращающихся масс равен $J = 3,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$; объемный КПД гидромотора - $\eta_{об} = 0,95$; гидромеханический КПД гидромотора - $\eta_{г.м} = 0,9$;

- клапан: жесткость пружины равна $C = 200 \text{ Н/см}$; величина предварительного сжатия пружины $x_0 = 0,125 \text{ см}$; положительное перекрытие щели равно $x_z = 0,53 \text{ см}$.

На рис. 4.2 представлена структурно-функциональная схема математической модели гидроагрегата с планетарным гидромотором, с учетом конструктивных особенностей его вытеснительного и распределительного блоков, а также внешних возмущающих воздействий, позволяющая исследовать динамику гидроагрегата.

Исходные данные заданы блоком 1. Известно, что в процессе эксплуатации подача насоса и нагрузка неравномерны. Моделирование неравномерности подачи насоса, описанное блоком 2 (рис. 4.2), осуществлялось путем суммирования полусинусоид с временным смещением, т.е.

$$Q_n(t) = Q_\omega \cdot \sin \omega t + Q_\omega \cdot \sin \omega(t - \tau), \quad (4.1)$$

где τ - временное смещение, $\tau = 0,05 c$,

а моделирование изменения нагрузки, описанное блоком 3 (рис. 4.2) – через момент сопротивления M_c , который изменяется по экспоненциальному и синусоидальному законам, т.е.

$$M_c = M_{c0} \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{T}} \right) + M_\omega \cdot \sin \omega t. \quad (4.2)$$

Изменение площади проходного сечения распределительного блока серийного и модернизированного гидромоторов (рис. 3.6) описано блоком 4 (рис.4.2). Изменение объемных потерь торцевого распределительного блока (рис. 3.15) с учетом его конструктивных особенностей для серийного и модернизированного гидромоторов описано блоком 5.

Изменение механического КПД (рис. 3.3) с учетом конструктивных особенностей (погрешности формы) вытеснительного блока серийного и модернизированного гидромоторов описано блоком 6 (рис. 4.2). Изменение давления гидроагрегате (выражение 2.73) с учетом изменения площади проходного сечения распределительного блока серийного и модернизированного гидромоторов (рис.3.6) описано блоком 8. Изменение расхода рабочей жидкости, подводимого к гидромотору Q_{zm} и геометрического расхода $Q_{zm,z}$, с учетом конструктивных особенностей распределительного и вытеснительного блоков представлено блоком 9 (рис. 4.2). Изменение угловой скорости ω_{zm} описано блоком 10. Блок 11 позволяет вывести на экран графические зависимости давления в гидроагрегате, моментов сопротивления, крутящего и инерционного, угловой скорости и частоты вращения вала гидромотора, а также расходов через предохранительный клапан и гидромотор с учетом конструктивных особенностей распределительного и вытеснительного блока при различных условиях эксплуатации и в любой момент времени.

4.2. Исследование динамики серийного планетарного гидромотора

Моделирование переходных процессов, происходящих в гидроагрегате с планетарным гидромотором, выполнялось как для серийного, так и для модернизированного планетарных гидромоторов с рабочим объемом $V_{zm0} = 160 \text{ см}^3$. С целью определения влияния конструктивных особенностей распределительного и вытеснительного блоков в серийном гидромоторе на изменение динамических характеристик гидроагрегата моделирование осуществлялось поэтапно.

На первом этапе было исследовано влияние конструктивных особенно-

стей распределительного блока нерационального проектирования (серийный гидромотор – площадь проходного сечения изменяется в диапазоне $A_{н.с} = 220...226 \text{ мм}^2$) на динамические характеристики гидроагрегата. Поэтому при моделировании были приняты неизменными внешние возмущающие воздействия: момент сопротивлений $M_c = 365 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и подача насоса $Q_{н.з} = 1770 \text{ см}^3/\text{с}$, а также конструктивные особенности вытеснительного блока (диаметральный зазор силового соединения S ($\eta_{г.м} = 0,9$)). Объемные потери $\eta_{об}$ в торцевом распределительном блоке описаны выражением (2.120). Объем пассивного гасителя пульсаций нулю $V_{пгн} = 0$.

Анализ переходного процесса давления в гидроагрегате в момент его разгона (рис. 4.3) показывает, что при пуске (при $t = 0...0,007 \text{ с}$) наблюдается довольно большой пик до 88 МПа давления p_1 (рис. 4.3, б – кривая 1) и до 85 МПа – давления p'_1 (рис. 4.3, б – кривая 2) в 5,5 раза, превышающий свое значение при установившемся движении.

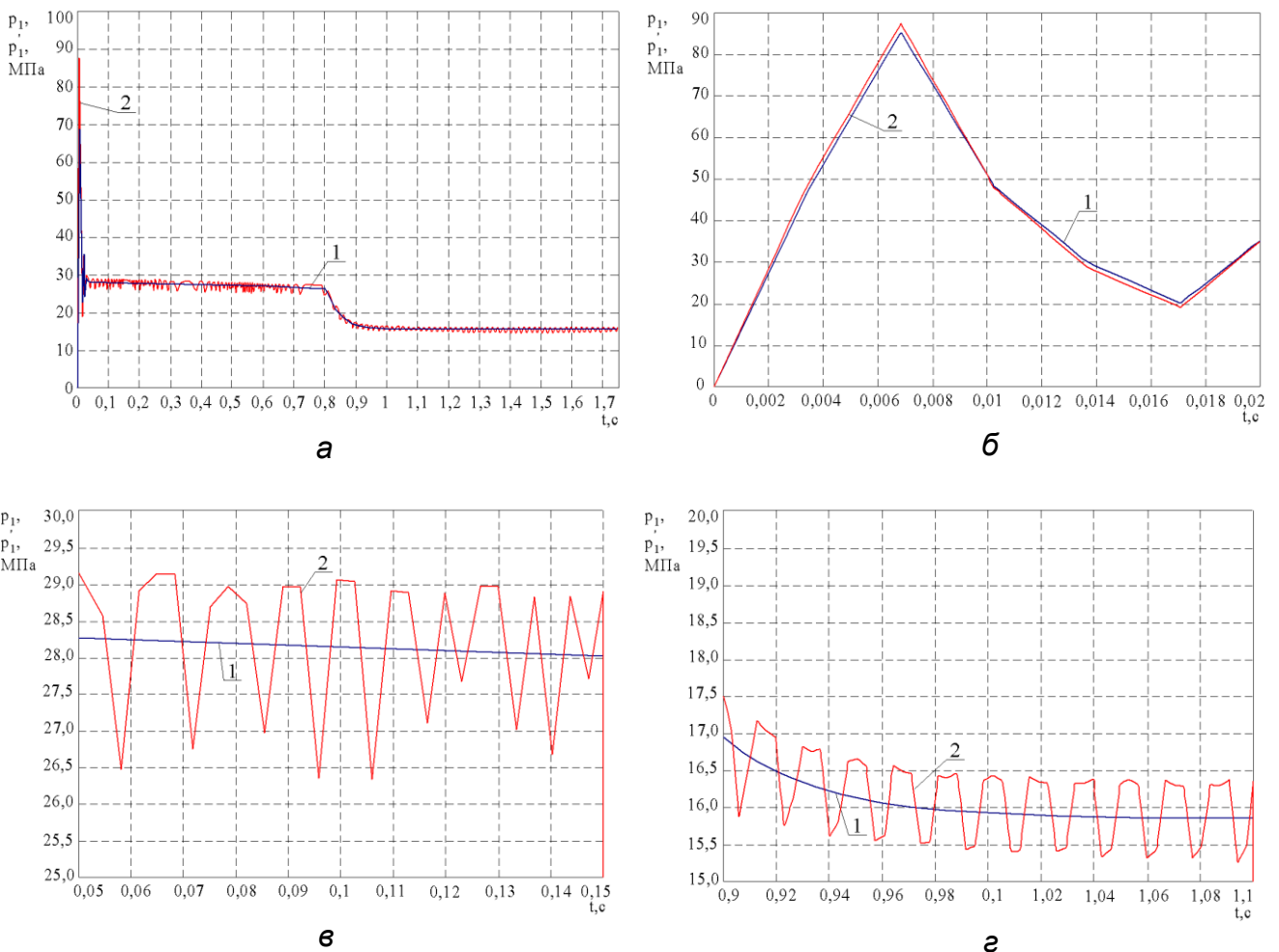


Рисунок 4.3 – Графики переходных процессов давления в режиме разгона гидроагрегата при изменении площади проходного сечения распределительного блока серийного гидромотора: 1 – $p_1(t)$; 2 – p'_1

Далее, при $t > 0,04$ с, давление в гидроагрегате p_1' стабилизируется и со значительными пульсациями до 18%, амплитуда которых составляет $A_p = 2...2,5$ МПа (рис. 4.3, а – кривая 2), вызванными колебаниями площади проходного сечения распределительного блока ($A_d = 6$ мм) постепенно уменьшается от 29 МПа до 26,5 МПа (рис. 4.3, в – кривая 2) на отрезке времени $0,04 < t < 0,8$, превышая свое номинальное значение в 1,8 раза (рис. 4.3, а – кривая 2).

При дальнейшем разгоне ($0,8 < t < 0,9$ с) давление в гидроагрегате p_1' довольно резко снижается (рис. 4.3, а – кривая 2) и достигает своего номинального значения. В период времени $t > 0,9$ наблюдается установившееся движение вала гидромотора, работающего в системе гидроагрегата. При этом пульсация давления p_1' (рис. 4.3, г – кривая 2), вызванная конструктивными особенностями распределительного блока, снижается и составляет уже 9...10% при $A_p = 1,5$ МПа. Необходимо отметить, что давление p_1 (кривые 1) изменяется строго синхронно давлению в гидроагрегате p_1' (кривые 2), являясь практически его среднеарифметическим значением.

Анализ зависимостей изменения моментов гидроагрегата (рис. 4.4, а) в период его разгона показывает, что в начале пуска (при $t = 0...0,007$ с) наблюдается довольно большой пик крутящего момента $M_{кр} = 2000$ Н·м (рис. 4.4, б – кривая 1), превышающий свое номинальное значение в 5,7 раза.

При $t > 0,04$ с значения крутящего момента $M_{кр}$ снижаются (рис. 4.4, в – кривая 1) и имеют пульсации до 17%, амплитуда которых составляет до 65...70 Н·м, и вызвана конструктивными особенностями распределительного блока. Значения крутящего момента $M_{кр}$ постепенно уменьшаются от 670 до 610 Н·м на отрезке времени $0,02 < t < 0,8$, превышая в 1,7 раза свое номинальное значение (рис. 4.4, а – кривая 1). При дальнейшем разгоне (при $0,8 < t < 0,9$) значения крутящего момента $M_{кр}$ довольно резко снижаются, достигая своего номинального значения (кривая 1). В период времени $t > 0,9$ наблюдается установившееся движение вала гидромотора, при этом пульсации, вызванные конструктивными особенностями распределительного блока снижаются и составляют уже 9 % при амплитуде колебаний до 35 Н·м (рис. 4.4, г – кривая 1).

Анализ зависимости, характеризующей изменение расхода рабочей жидкости через предохранительный клапан $Q_{кл}$ при разгоне гидроагрегата (рис. 4.5, а – кривая 2) показывает, что в момент времени $0 < t < 0,08$ с значение расхода через предохранительный клапан (кривая 2) достигает своего максимального значения $Q_{кл} = 1660$ см³/с и имеет довольно значительную пульсацию до 400...440 см³/с, вызванную распределительным механизмом серийного гидромотора.

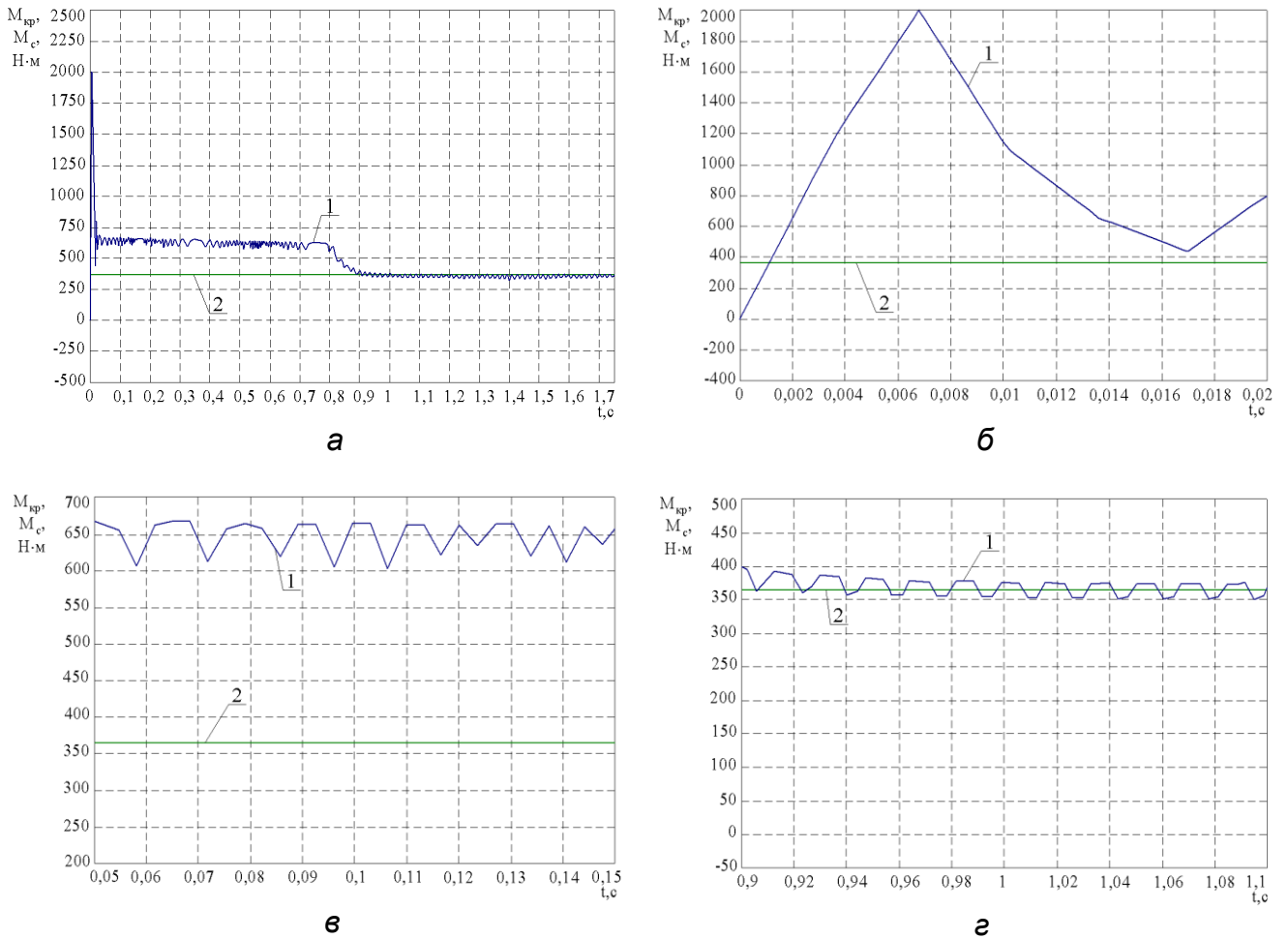


Рисунок 4.4 – Графики переходных процессов моментов в режиме разгона гидроагрегата при изменении площади проходного сечения распределительного блока серийного гидромотора: 1 - $M_{кр}$, 2 - M_c

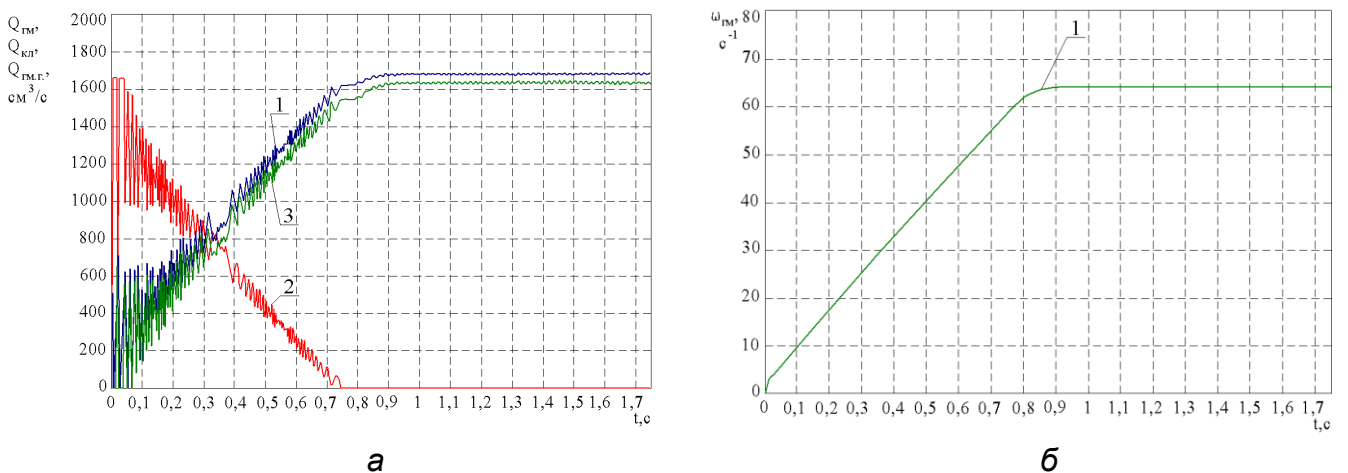


Рисунок 4.5 – Характер переходных процессов расходов и угловой скорости в режиме разгона гидроагрегата при изменении площади проходного сечения распределительного блока серийного гидромотора:

а) 1 - $Q_{гм}$, 2 - $Q_{кл}$, 3 - $Q_{гм.2}$; б) 1 - $\omega_{гм}$

В период времени $0,08 < t < 0,7$ расход рабочей жидкости через предохранительный клапан равномерно уменьшается (рис. 4.5, а – кривая 2). При этом снижается и величина пульсаций. В период времени $t > 0,7$ с пульсация клапана практически отсутствует и при $t > 0,78$ клапан полностью закрывается, характеризуя установившееся движение вала гидромотора, работающего в системе гидроагрегата.

Анализ зависимостей изменения расхода рабочей жидкости (рис. 4.5, а) подведенного к гидромотору $Q_{2м}$ (кривая 1) и геометрического расхода $Q_{2м.г}$ (кривая 3) при разгоне гидроагрегата показывает, что в момент времени $0 < t < 0,08$ с, значения расходов имеют довольно значительную пульсацию до $400 \dots 450 \text{ см}^3/\text{с}$, вызванную конструктивными особенностями распределительного блока. В период времени $0,08 < t < 0,7$ расход рабочей жидкости, подведенный к гидромотору $Q_{2м}$ и геометрический расход $Q_{2м.г}$, равномерно возрастают (кривые 1, 3, соответственно) при значительном снижении пульсации. В период времени $t > 0,7$ пульсация практически отсутствует и обе кривые расположены эквидистантно, а при $t > 0,9$ наблюдается установившееся движение вала гидромотора, работающего в системе гидроагрегата и расходы принимают свои номинальные значения $Q_{2м} = 1660 \text{ см}^3/\text{с}$, а $Q_{2м.г} = 1630 \text{ см}^3/\text{с}$.

Анализ зависимости изменения угловой скорости вала гидромотора гидроагрегата при его разгоне показывает (рис. 4.5, б), что в момент времени $0 < t < 0,08$ изменение угловой скорости $\omega_{2м}$ (кривая 3) (определенное из уравнения (2.33)) имеет линейный характер. В период времени $0,8 < t < 0,9$ значение угловой скорости возрастает и достигает своего номинального значения $\omega_{2м} = 65 \text{ с}^{-1}$, а при $t > 0,9$ с наблюдается установившееся движение вала гидромотора. Следует отметить, что на рассматриваемой кривой никак не проявляются пульсации, вызванные пульсацией давления, которая обусловлена колебаниями площади проходного сечения распределительного блока.

На втором этапе было исследовано влияние конструктивных особенностей вытеснительного блока серийного гидромотора (изменение диаметрального зазора силового соединения в пределах $S = 0,02 \dots 0,21 \text{ мм}$) на динамические характеристики гидроагрегата. При моделировании были приняты неизменными: внешние возмущающие воздействия - момент сопротивлений $M_c = 365 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и подача насоса $Q_{н.с} = 1770 \text{ см}^3/\text{с}$, а также конструктивные особенности распределительного блока (площадь проходного сечения $A_{н.с}$). Объем пассивного гасителя пульсаций равен нулю $V_{нгп} = 0$.

Анализ зависимости изменения давлений в гидроагрегате p_1 и p'_1 показывает (рис. 4.6, а), что давление p'_1 (кривая 2) равно давлению p_1 (кривая 1) на всех этапах работы гидроагрегата. При пуске гидроагрегата $t = 0 \dots 0,02$ (рис. 4.6, а) наблюдается довольно большой пик давления до 88 МПа , в 5,5 раза превышающий свое номинальное значение. Далее, в момент времени $0,04 < t < 0,8$,

давление p'_1 стабилизируется и его значение постепенно уменьшается от 28,5 МПа до 27,5 МПа, превышая в 1,8 раза свое номинальное значение (рис. 4.6, а – кривая 2). Пульсации давления отсутствуют, т.е. диаметральный зазор S на этом участке разгона не оказывает никакого влияния на давление p'_1 . При дальнейшем разгоне (при $0,8 < t < 0,9$) давление p'_1 довольно резко снижается (рис. 4.6, а – кривая 2), достигая своего номинального значения. В период времени $t > 0,9$ наблюдается установившееся движение вала гидромотора, при этом пульсация давления, вызванная конструктивными особенностями вытеснительного блока (диаметральный зазор силового соединения S), хоть и неявно выражена, но достигает 9...10% номинального значения (амплитуда колебаний давления составляет $A_p = 1,5 \text{ МПа}$).

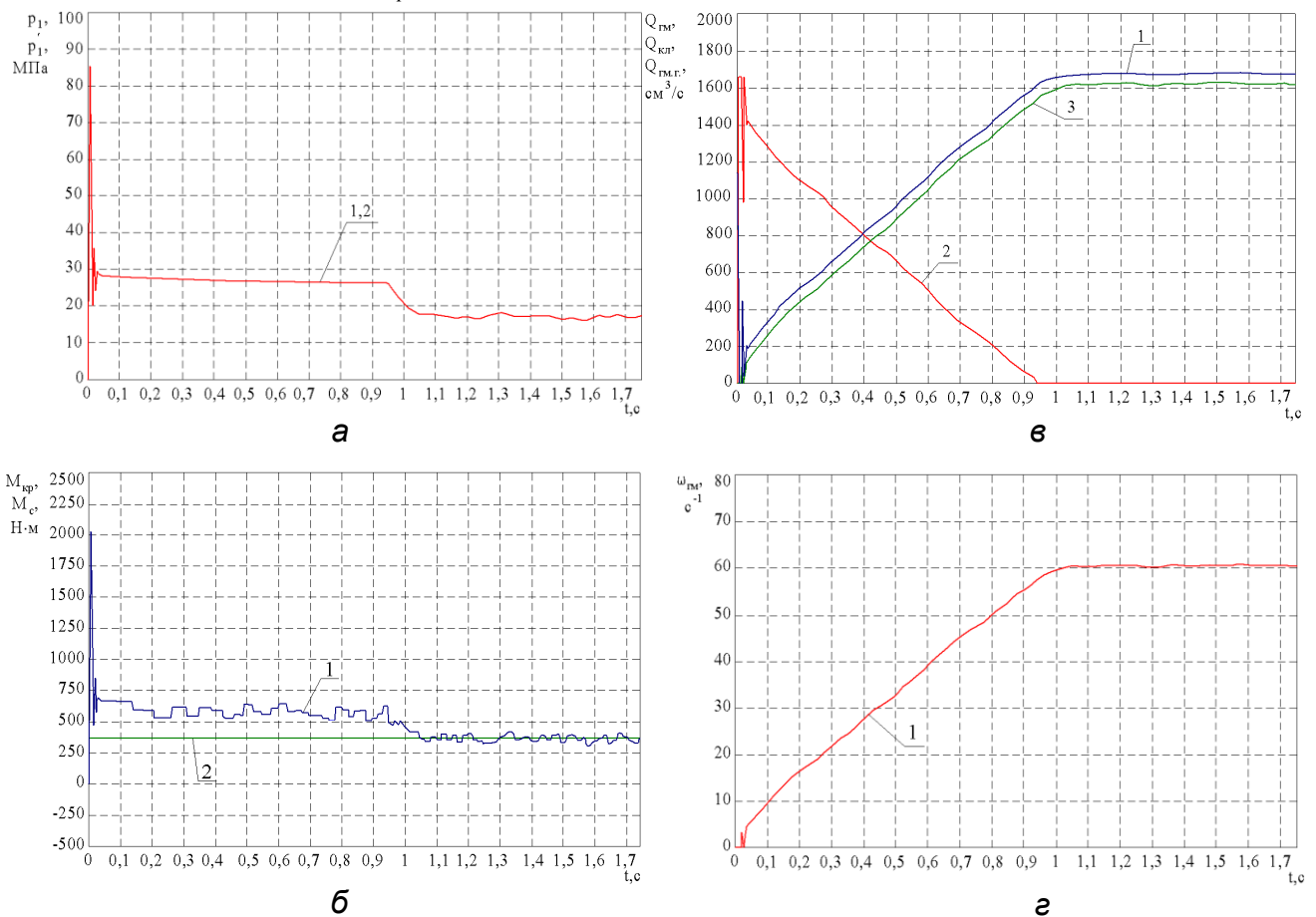


Рисунок 4.6 – Зависимости переходных процессов давления, моментов, расходов, и угловой скорости в режиме разгона гидроагрегата при изменении диаметрального зазора силового соединения серийного гидромотора:

а) 1- $p_1(t)$, 2 - $p'_1(t)$; б) 1 - $M_{кр}$, 2 - M_c ; в) 1 - $Q_{гм}$, 2 - $Q_{кл}$, 3 - $Q_{гм.г}$; г) 1 - $\omega_{гм}$

Анализ зависимостей изменения моментов гидроагрегата в период его разгона (рис. 4.6, б) показывает, что в период пуска (при $t = 0...0,02$) наблюдается довольно большой пик крутящего момента $M_{кр}$ (кривая 1) до 2000 Н·м, в 5,7 раза превышающего свое номинальное значение. Далее, при $t > 0,04$ зна-

чения крутящего момента $M_{кр}$ стабилизируются и на отрезке времени $0,04 < t < 0,8$ его значения постепенно уменьшаются от $630 \text{ Н}\cdot\text{м}$ до $620 \text{ Н}\cdot\text{м}$, превышая в 1,7 раза свое номинальное значение (кривая 1). Крутящий момент $M_{кр}$ имеет значительные пульсации до 34%, амплитуда которых составляет до $120 \dots 130 \text{ Н}\cdot\text{м}$, вызванные изменением диаметрального зазора силового соединения S . При дальнейшем разгоне ($0,8 < t < 0,9$) значения крутящего момента $M_{кр}$ довольно резко снижаются, достигая своего номинального значения (кривая 1). В период времени $t > 0,9$ наблюдается установившееся движение вала гидромотора, при этом пульсация, вызванная конструктивными особенностями вытеснительного блока, снижается и составляет уже 18 % при амплитуде колебаний до $63 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Анализ зависимости, характеризующей изменение расхода рабочей жидкости через предохранительный клапан $Q_{кл}$ при разгоне гидроагрегата (рис. 4.6, в) показывает, что в момент времени $0 < t < 0,04$ значение расхода предохранительного клапана $Q_{кл}$, выраженное кривой 2, достигает своего максимального значения $Q_{кл} = 1660 \text{ см}^3/\text{с}$ и имеет довольно значительную пульсацию до $640 \text{ см}^3/\text{с}$. В период времени $0,04 < t < 0,83$ расход рабочей жидкости через клапан равномерно уменьшается, а пульсации практически отсутствуют. При $t > 0,83$ клапан закрывается ($Q_{кл} = 0 \text{ см}^3/\text{с}$ (кривая 2)), характеризуя установившееся движение вала гидромотора, работающего в системе гидроагрегата.

Анализ зависимостей (рис. 4.6, в) изменения расхода рабочей жидкости, подведенного к гидромотору $Q_{зм}$ (кривая 1) и геометрического расхода $Q_{зм.г}$ (кривая 3) при разгоне гидроагрегата, показывает, что в момент времени $0 < t < 0,04$, значение расхода рабочей жидкости, подведенного к гидромотору $Q_{зм}$ (кривая 1) имеет довольно значительную пульсацию до $430 \text{ см}^3/\text{с}$, а значение геометрического расхода $Q_{зм.г}$ (кривая 3) – до $100 \text{ см}^3/\text{с}$. В период времени $0,04 < t < 0,85$ расход жидкости, подведенный к гидромотору $Q_{зм}$ и геометрический расход гидромотора $Q_{зм.г}$ равномерно возрастают, а пульсации при этом отсутствуют. В период времени $t > 0,04$ обе кривые расположены эквидистантно и при $t > 0,9$ наблюдается установившееся движение вала гидромотора и расходы принимают свои номинальные значения $Q_{зм} = 1660 \text{ см}^3/\text{с}$, а $Q_{зм.г} = 1630 \text{ см}^3/\text{с}$ (кривые 1 и 3, соответственно). Необходимо отметить, что изменение диаметрального зазора вытеснителей S не влияет на характер кривых, характеризующих расход рабочей жидкости, подведенный к гидромотору $Q_{зм}$ и геометрический расход $Q_{зм.г}$ (рис. 4.6, в).

Анализ зависимости изменения реальной угловой скорости $\omega_{зм}$ вала гидромотора при его разгоне (рис. 4.6, г) показывает, что в момент времени $0 < t < 0,04$ угловая скорость $\omega_{зм}$ (кривая 2) имеет пульсирующий характер,

обусловленный работой предохранительного клапана $Q_{кл}$ (рис. 4.6, в – кривая 2). В период времени $0,04 < t < 0,88$ угловая скорость $\omega_{зм}$ равномерно возрастает и достигает своего номинального значения $\omega_{зм} = 61 \text{ с}^{-1}$ (рис. 4.6, г – кривая 2). При $t > 0,9$ наблюдается установившееся движение вала гидромотора, работающего в системе гидроагрегата. Необходимо отметить, что изменение диаметрального зазора вытеснителей S не влияет на изменение угловой скорости $\omega_{зм}$ вала гидромотора при разгоне гидроагрегата.

На третьем этапе было исследовано влияние конструктивных особенностей распределительного блока (изменение площади проходного сечения в диапазоне $A_{н.с} = 220 \dots 226 \text{ мм}^2$) и вытеснительного блока (изменение диаметрального зазора силового соединения (вытеснителей) в диапазоне $S = 0,02 \dots 0,21 \text{ мм}$) серийного гидромотора на динамические характеристики гидроагрегата. Поэтому, при моделировании, были приняты неизменными: внешние возмущающие воздействия - момент сопротивления $M_c = 365 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и подача насоса $Q_{н.с} = 1770 \text{ см}^3/\text{с}$. Объем пассивного гасителя пульсаций равен нулю $V_{нгп} = 0$.

Анализ зависимости изменения давления в гидроагрегате p'_1 в момент его разгона (рис. 4.7, а) показывает, что при пуске гидроагрегата ($t = 0 \dots 0,007$) наблюдается довольно большой пик давления до $p'_1 = 88 \text{ МПа}$ (рис. 4.7, б – кривая 2), в 5,5 раза превышающий свое номинальное значение. Далее, при $t > 0,04$ давление p'_1 стабилизируется, и на отрезке времени $0,04 < t < 0,8$ постепенно снижается от 28,5 до 27,5 МПа, превышая в 1,8 раза свое номинальное значения. На этом участке давление p'_1 в нагнетательной магистрали гидроагрегата (рис. 4.7, в – кривая 2) имеет значительные пульсации до 18%, амплитуда которых составляет $A_p = 2 \dots 2,5 \text{ МПа}$.

Эти пульсации вызваны нерациональным проектированием распределительного блока серийного гидромотора. При дальнейшем разгоне ($0,8 < t < 0,9$) давление в гидроагрегате p'_1 довольно резко снижается (рис. 4.7, а – кривая 2), достигая своего номинального значения. В период времени $t > 0,9$ наблюдается установившееся движение вала гидромотора, при этом пульсации давления p'_1 (рис. 4.7, г – кривая 2), вызванные конструктивными особенностями распределительного блока, снижаются, и составляет уже 9...10% при амплитуде $A_p = 1,5 \text{ МПа}$. Необходимо отметить, что изменение диаметрального зазора силового соединения S не оказывает никакого влияния на изменение давления p'_1 (рис. 4.7, а - кривая 2) при разгоне гидроагрегата, а давление p_1 (рис. 4.7, а – кривая 1) изменяется строго синхронно давлению p'_1 в нагнетательной магистрали гидроагрегата, являясь практически его среднеарифметическим значением.

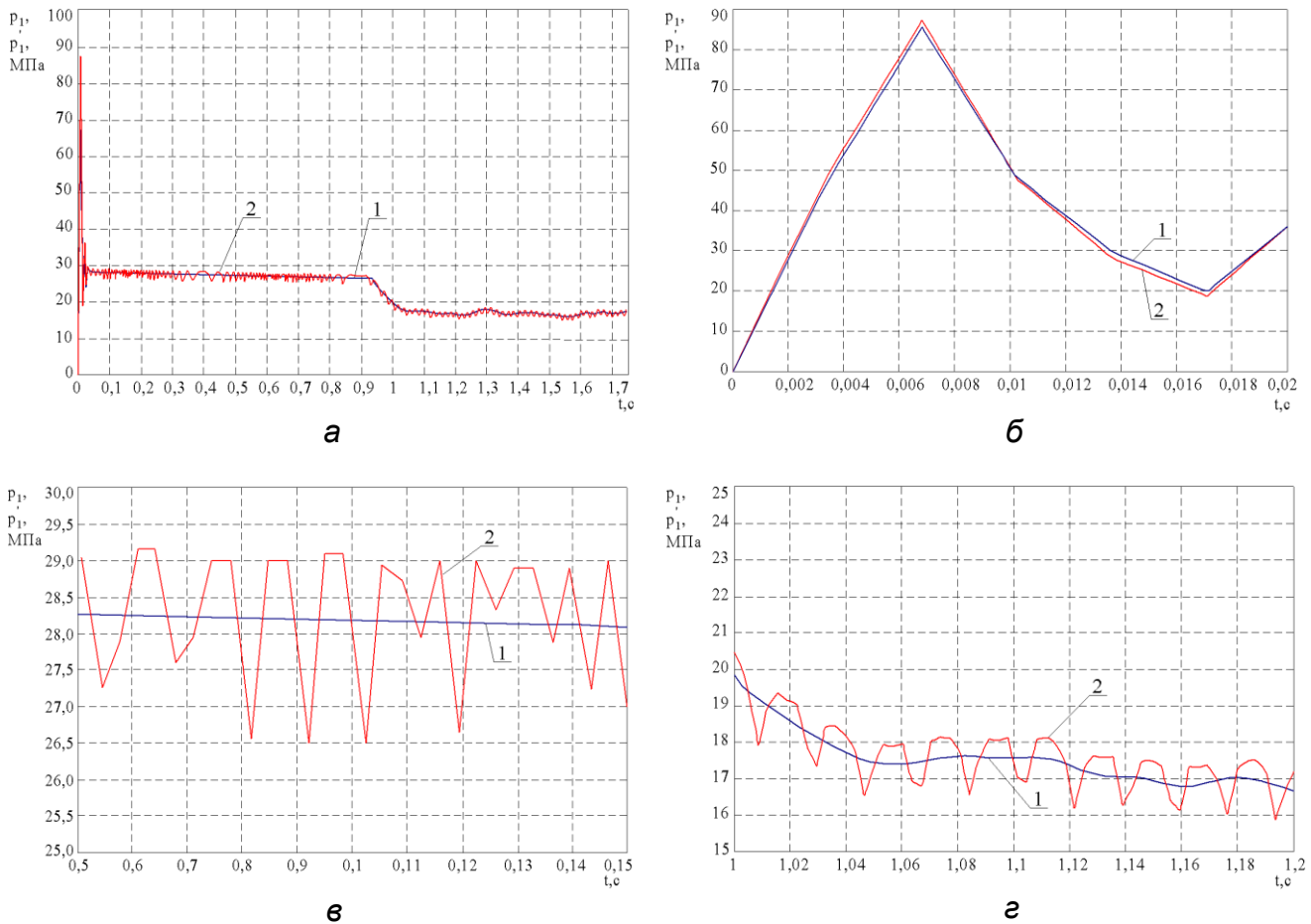


Рисунок 4.7 – Графики переходных процессов давления в режиме разгона гидроагрегата при изменении конструктивных параметров вытеснительного и распределительного блоков серийного гидромотора:
 1 - $p'_1(t)$, 2 - p'_1

Анализ зависимостей изменения моментов гидроагрегата в период его разгона (рис. 4.8, а) показывает, что в период пуска (при $t = 0..0,02$) наблюдается довольно большой пик крутящего момента $M_{кр}$ (кривая 1) до $2100H\cdot m$, в 5,7 раза превышающий свое номинальное значение (рис. 4.8, б – кривая 1). Далее, при $t > 0,04$, значения крутящего момента $M_{кр}$ стабилизируются и на отрезке времени $0,04 < t < 0,8$ постепенно уменьшаются от $630 H\cdot m$ до $620 H\cdot m$, превышая в 1,7 раза номинальное значение (кривая 1). Значительные пульсации до 34% (рис. 4.8, в – кривая 1), амплитуда которых составляет до $120...130H\cdot m$, вызваны как изменением диаметрального зазора вытеснителей S , так и изменением площади проходного сечения $A_{н.с}$ распределительного блока, ввиду нерационального проектирования серийного гидромотора. При дальнейшем разгоне (при $0,8 < t < 0,9$) значения крутящего момента $M_{кр}$ довольно резко снижаются, достигая своего номинального значения (рис. 4.8, а – кривая 1). В период времени $t > 0,9$ наблюдается установившееся движение вала гидромотора, при этом снижаются пульсации, вызванные конструктивными особенностями рас-

пределительного и вытеснительного блоков, и составляют уже 18 % при амплитуде колебаний до $70\text{Н}\cdot\text{м}$ (рис. 4.8, г – кривая 1).

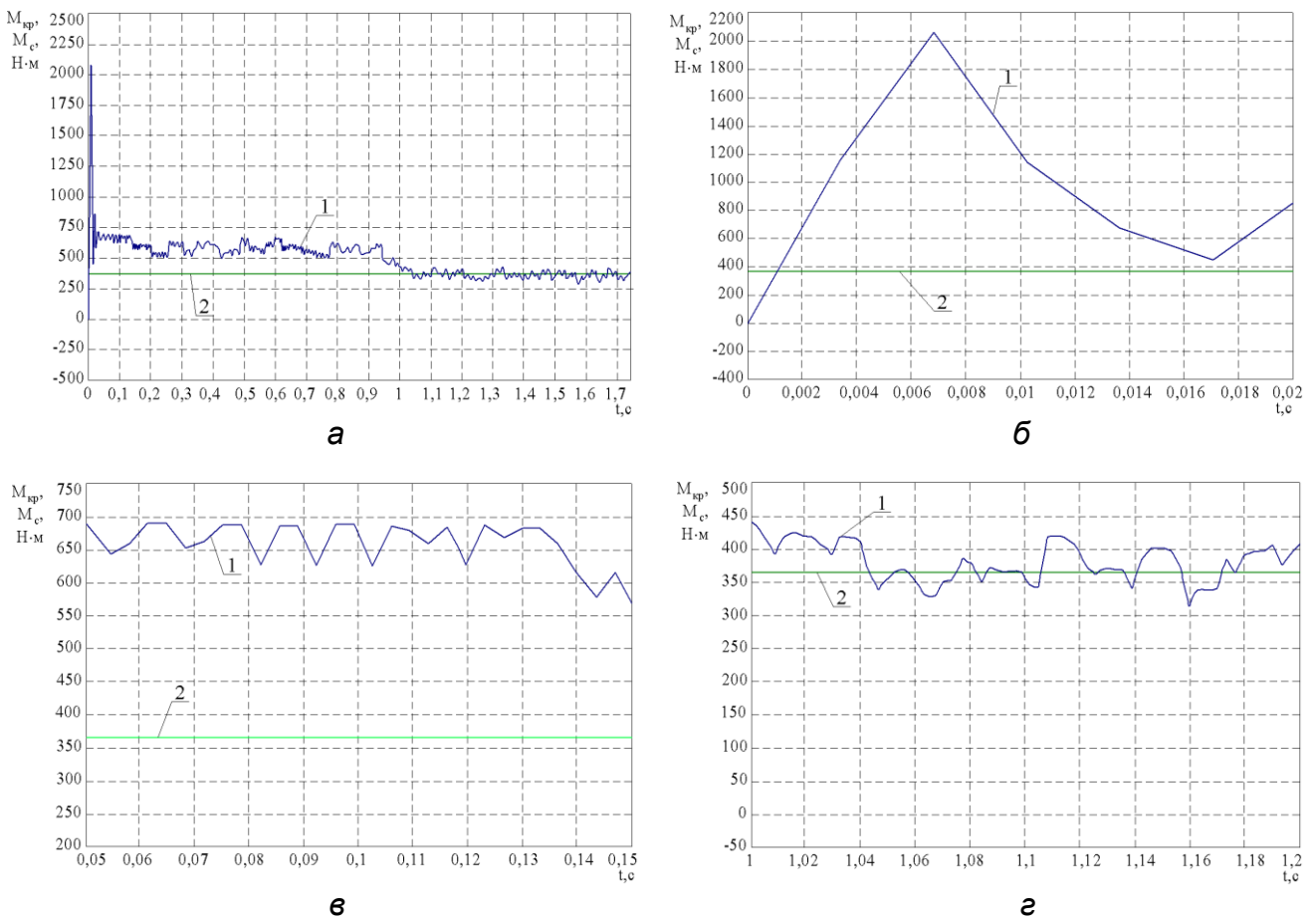


Рисунок 4.8 – Графики переходных процессов моментов в режиме разгона гидроагрегата при изменении конструктивных параметров вытеснительного и распределительного блоков серийного гидромотора:
1 - $M_{кр}$, 2 - M_c

Анализ зависимости, характеризующей изменение расхода рабочей жидкости через предохранительный клапан $Q_{кл}$ (рис. 4.9, а – кривая 2) при разгоне гидроагрегата, показывает, что в момент времени $0 < t < 0,08$ расход через предохранительный клапан $Q_{кл}$, достигает своего максимального значения $Q_{кл} = 1660 \text{ см}^3/\text{с}$ и имеет довольно значительную пульсацию до $600 \text{ см}^3/\text{с}$, обусловленную конструктивными особенностями распределительного блока (изменение площади проходного сечения). В период времени $0,08 < t < 0,72$ расход рабочей жидкости через клапан равномерно уменьшается при снижении пульсации. При $t > 0,72$ пульсация практически отсутствует, а при $t > 0,82$ клапан закрывается, характеризуя установившееся движение вала гидромотора.

Анализ зависимостей (рис. 4.9, а) изменения расхода рабочей жидкости, подведенного к гидромотору $Q_{зм}$ (кривая 1) и геометрического расхода $Q_{зм,г}$ (кривая 3) при разгоне гидроагрегата, показывает, что в момент времени

$0 < t < 0,08$, значение расхода рабочей жидкости, подведенного к гидромотору Q_{2M} (кривая 1), имеет довольно значительные пульсации до $450 \text{ см}^3/\text{с}$, а значение геометрического расхода $Q_{2M.2}$ (кривая 3) - до $400 \text{ см}^3/\text{с}$, вызванные колебаниями площади проходного сечения $A_{n.c}$ распределительного блока серийного гидромотора.

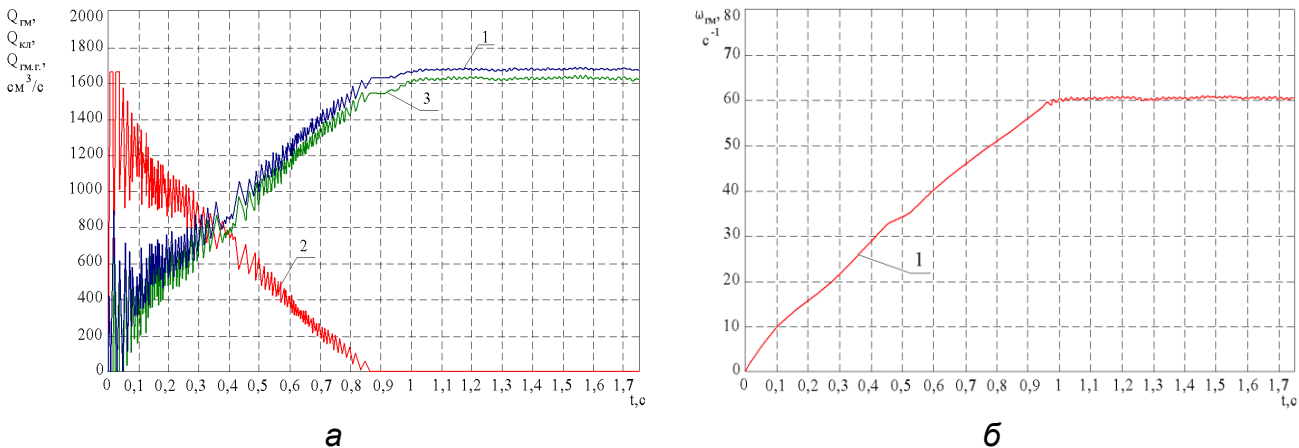


Рисунок 4.9 – Графики переходных процессов расходов и угловой скорости в режиме разгона гидроагрегата при изменении конструктивных параметров вытеснительного и распределительного блоков серийного гидромотора:

а) 1 - Q_{2M} , 2 - Q_{kl} , 3 - $Q_{2M.2}$; б) 1 - ω_{2M}

В период времени $0,08 < t < 0,72$ расход жидкости, подведенный к гидромотору Q_{2M} и геометрический расхода $Q_{2M.2}$ равномерно возрастают, при этом пульсации снижаются. В период времени $t > 0,72$ пульсации практически отсутствуют и обе кривые расположены эквидистантно, а при $t > 0,9$ наблюдается установившееся движение вала гидромотора, работающего в системе гидроагрегата и расходы принимают свои номинальные значения $Q_{2M} = 1660 \text{ см}^3/\text{с}$, а $Q_{2M.2} = 1630 \text{ см}^3/\text{с}$ (кривые 1 и 3, соответственно).

Анализ зависимости изменения угловой скорости ω_{2M} вала гидромотора при разгоне гидроагрегата (рис. 4.9, б – кривая 2) показывает, что в момент времени $0 < t < 0,72$ угловая скорость ω_{2M} имеет пульсирующий характер, вызванный колебаниями площади проходного сечения $A_{n.c}$ распределительного блока. При этом значение угловой скорости ω_{2M} равномерно возрастает, а пульсация снижается. В период времени $0,72 < t < 0,9$ угловая скорость достигает своего номинального значения $\omega_{2M} = 61 \text{ с}^{-1}$ (кривая 2), а при $t > 0,9$ наблюдается установившееся движение вала гидромотора, работающего в системе гидроагрегата.

Проведенные исследования влияния конструктивных особенностей серийного гидромотора на динамические характеристики гидроагрегата, позволяют сделать следующее заключение:

- конструктивные особенности серийного гидромотора влияют на выходные параметры гидроагрегата даже при отсутствии внешних возмущающих воздействий (подача $Q_{н.э}$ насоса и нагрузка M_c постоянны);
- конструктивные особенности распределительного блока (колебания площади проходного сечения $A_{н.с}$) серийного гидромотора вызывают пульсацию давления в нагнетательной магистрали гидроагрегата p'_1 . Пульсация давления рабочей жидкости составляет до 18% ($A_p = 2...2,5 \text{ МПа}$) в период разгона и 9...10% ($A_p = 1,5 \text{ МПа}$) – при установившемся режиме работы. Давление p_1 изменяется строго синхронно давлению p'_1 , являясь практически его среднеарифметическим значением. Как следствие, наблюдается пульсация крутящего момента $M_{кр}$ до 17% (при амплитуде колебаний до 65...70 Н·м) в период разгона гидроагрегата и до 9 % (при амплитуде колебаний до 35 Н·м) – при установившемся режиме работы;
- конструктивные особенности распределительного блока $A_{н.с}$ вызывают значительные пульсации расхода рабочей жидкости через предохранительный клапан $Q_{кл}$ до 600 см³/с при разгоне гидроагрегата. Как следствие, при разгоне гидроагрегата наблюдаются пульсации расхода рабочей жидкости, подведенного к гидромотору $Q_{зм}$ и геометрического расхода $Q_{зм.г}$ до 450 см³/с. При установившемся режиме пульсации расходов, угловой скорости вала гидромотора, работающего в системе гидроагрегата – практически отсутствуют;
- диаметральный зазор силового соединения S оказывает значительное влияние на пульсацию крутящего момента до 34% (при амплитуде колебаний 120...130 Н·м) – при разгоне и 18 % (при амплитуде колебаний до 63 Н·м) – при установившемся режиме работы. На остальные функциональные характеристики гидроагрегата диаметральный зазор силового соединения S влияет незначительно.

На четвертом этапе было исследовано одновременное влияние конструктивных особенностей серийного гидромотора (изменение диаметрального зазора силового соединения в диапазоне $S = 0,02...0,21 \text{ мм}$; изменение площади проходного сечения $A_{н.с}$ распределительного блока в диапазоне $A_{н.с} = 220...226 \text{ мм}^2$ и внешних возмущающих воздействий: момент сопротивления M_c и пульсация подачи насоса $Q_{н.э}$ на динамические характеристики гидроагрегата. Моделирование изменения нагрузки M_c и подачи насоса $Q_{н.э}$ осуществляется по условиям, описанным уравнениями (4.1) и (4.2), соответственно. При моделировании, объем пассивного гасителя пульсаций равен нулю $V_{гсп} = 0$.

Анализ зависимости изменения давления гидроагрегата в начале его разгона (рис. 4.10, а) показывает, что при пуске в момент времени $t = 0...0,04$ наблюдается довольно большой пик давления (до $p'_1 = 90 \text{ МПа}$), в 5,6 раза пре-

вышающий свое номинальное значение. В период времени $0,04 < t < 0,78$ давление p_1' (кривая 2) в нагнетательной магистрали гидроагрегата резко снижается и стабилизируется, а его значение постепенно уменьшается от 28,5 до 27,5 МПа, превышая в 1,8 раза свое номинальное значение. На этом участке давление имеет значительные пульсации до 21% ($A_p = 3...4$ МПа), вызванные колебаниями площади проходного сечения распределительного блока и пульсациями подачи насоса $Q_{н.г}$. Необходимо отметить, что давление p_1 (кривая 1) изменяется строго синхронно давлению p_1' (кривая 2), являясь практически его среднеарифметическим значением.

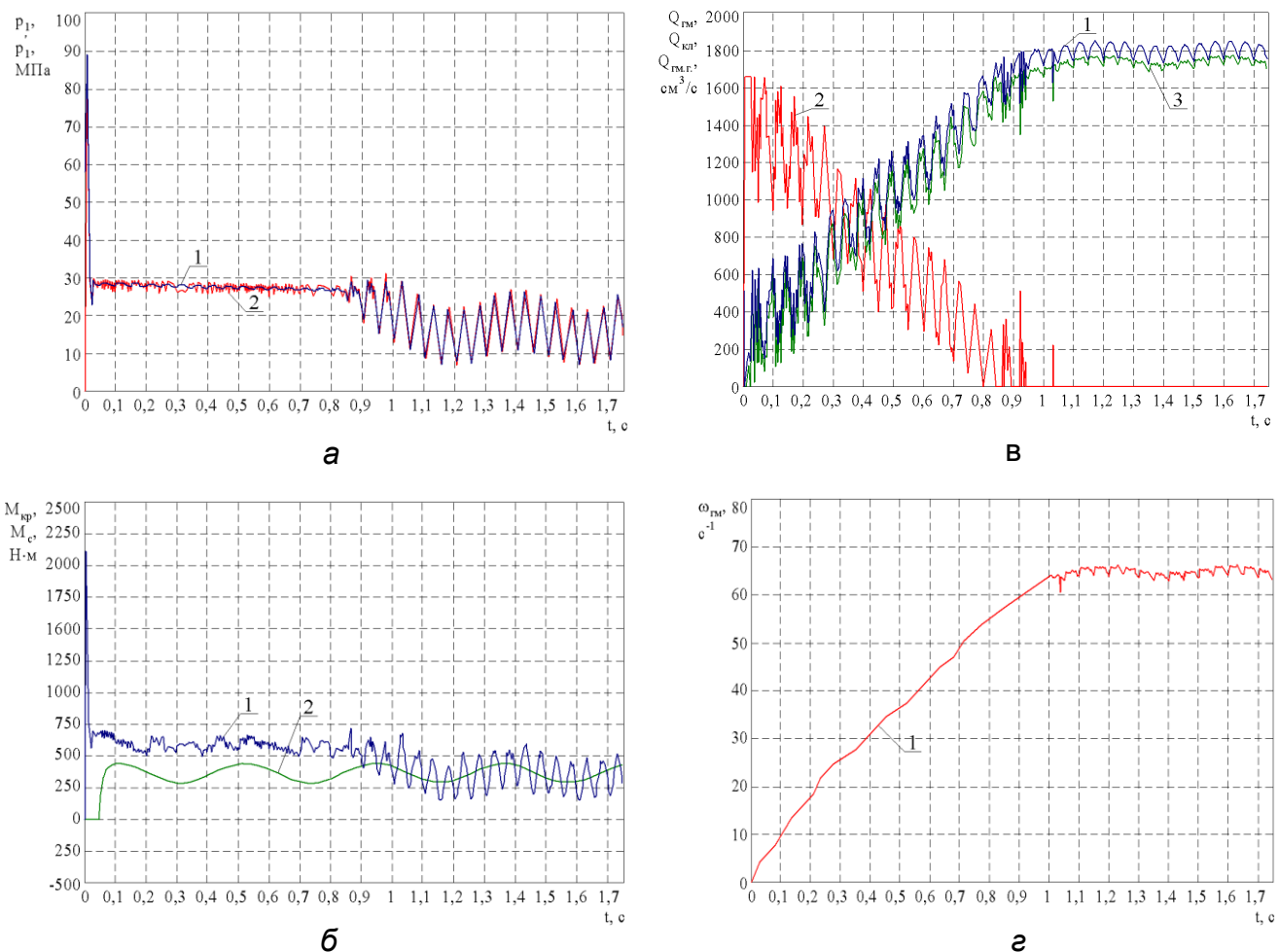


Рисунок 4.10 – Зависимости переходных процессов давления, моментов, расходов и угловой скорости в режиме разгона гидроагрегата при изменении конструктивных особенностей серийного гидромотора и с учетом внешних возмущающих воздействий:

а) 1 - $p_1(t)$, 2 - $p_1'(t)$; б) 1 - $M_{кр}$, 2 - M_c ; в) 1 - $Q_{гмг}$, 2 - $Q_{клг}$, 3 - $Q_{гмг}'$; г) 1 - $\omega_{гмг}$

При дальнейшем разгоне в период времени $0,78 < t < 0,9$ давление снижается, достигая своего номинального значения, а при $t > 0,9$ наблюдается установившееся движение вала гидромотора, работающего в системе гидроагрегата. На рассматриваемом участке резко повышается пульсация давления, составляя

уже 95...100% при $p'_1 = 15...16 \text{ МПа}$, вызванная пульсацией подачи насоса $Q_{н.г}$, а так же ярко выражены синусоидальные возмущения, вызванные колебаниями момента сопротивления M_c . При этом амплитуда колебаний давления равна $\pm 5 \text{ МПа}$, что составляет 31% номинального значения. Необходимо отметить, что изменения диаметрального зазора S не оказывают практически никакого влияния на изменение давления в гидроагрегате p'_1 .

Анализ зависимостей изменения моментов гидроагрегата в период его разгона (рис. 4.10, б) показывает, что в период пуска (при $t = 0...0,046 \text{ с}$) наблюдается довольно большой пик крутящего момента $M_{кр} = 2100 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (кривая 1), в 5,7 раза превышающий свое номинальное значение. В период времени $0,04 < t < 0,78$ значения крутящего момента резко снижаются и стабилизируются, а его значение постепенно уменьшается от 630 до 620 $\text{Н}\cdot\text{м}$, превышая в 1,8 раза номинальное значение. На этом участке крутящий момент имеет значительные пульсации до 40%, амплитуда которых составляет 140...150 $\text{Н}\cdot\text{м}$. Вызваны они как колебаниями диаметрального зазора S деталей силового соединения, так и пульсацией момента сопротивлений M_c (кривая 3). При дальнейшем разгоне в период времени $0,78 < t < 0,9$ значения крутящего момента снижаются, достигая своего номинального значения, а при $t > 0,9$ наблюдается установившееся движение вала гидромотора. При этом пульсации крутящего момента, вызванные пульсацией подачи насоса $Q_{н.г}$, резко возрастают и составляют уже 95...100% при амплитуде 360...365 $\text{Н}\cdot\text{м}$. На рассматриваемом участке ярко выражены синусоидальные возмущения, вызванные колебаниями момента сопротивления M_c , при этом амплитуда колебаний равна $\pm 130 \text{ Н}\cdot\text{м}$, что составляет 35% от номинального значения.

Анализ зависимости, характеризующей изменение расхода рабочей жидкости через предохранительный клапан $Q_{кл}$ (рис. 3.20, в – кривая 2) при разгоне гидроагрегата, показывает, что в момент времени $0 < t < 0,18$ клапан открыт, а расход $Q_{кл}$ имеет значительные пульсации, амплитуда которых составляет 460...640 $\text{см}^3/\text{с}$. В период времени $0,18 < t < 0,79$ расход рабочей жидкости через клапан $Q_{кл}$ равномерно уменьшается при пульсациях до 640 $\text{см}^3/\text{с}$, а при $t > 0,79$ клапан закрывается, характеризуя установившееся движение вала гидромотора, работающего в системе гидроагрегата. Необходимо отметить, что такая большая пульсация рабочей жидкости, проходящей через предохранительный клапан в период разгона, вызвана пульсацией подачи насоса $Q_{н.г}$.

Анализ зависимостей изменения расхода рабочей жидкости (рис. 4.10, в), подведенного к гидромотору $Q_{гм}$ (кривая 1) и геометрического расхода $Q_{гм.г}$ (кривая 3) показывает, что при разгоне гидроагрегата (при $0 < t < 0,8$) расход жидкости, подведенный к гидромотору $Q_{гм}$ (кривая 1) и геометрический расход $Q_{гм.г}$ (кривая 3) равномерно возрастают и имеют довольно значительные пуль-

сации, амплитуды которых составляют до $420 \text{ см}^3/\text{с}$. Необходимо отметить, что такая большая пульсация расхода рабочей жидкости, подведенного к гидромотору $Q_{2м}$ (кривая 1) и геометрического расхода $Q_{2м.2}$ (кривая 3) в период разгона гидроагрегата, вызвана пульсацией подачи насоса $Q_{н.2}$. В период времени $t > 0,8$ наблюдается установившееся движение вала гидромотора. На рассматриваемом участке наблюдаются пульсации расхода рабочей жидкости, подведенного к гидромотору $Q_{2м}$ (кривая 1), амплитуда которых составляет до $100 \text{ см}^3/\text{с}$ и незначительная пульсация геометрического расхода $Q_{2м.2}$ (кривая 3), амплитуда которой составляет до $40 \text{ см}^3/\text{с}$. Амплитуды этих пульсаций, вызванные колебаниями момента сопротивлений M_c , очень незначительные и составляют до $\pm 20 \text{ см}^3/\text{с}$.

Анализ зависимости изменения угловой скорости вала гидромотора $\omega_{2м}$ гидроагрегата, при его разгоне (рис. 4.10, г – кривая 1) показывает, что в момент времени $0 < t < 0,79$ значение угловой скорости $\omega_{2м}$ (кривая 2) вала гидромотора равномерно возрастает и имеет довольно незначительную пульсацию. В период времени $t > 0,79$ наблюдается установившееся движение вала гидромотора, работающего в системе гидроагрегата. Однако, при этом присутствуют синусоидальные возмущения, вызванные колебаниями момента сопротивлений M_c . Амплитуда этих колебаний равна $\pm 3 \text{ с}^{-1}$, составляя 6% от своего номинального значения.

На пятом этапе было исследовано одновременное влияние конструктивных особенностей серийного гидромотора (изменение диаметрального зазора силового соединения (вытеснителей) в диапазоне $S = 0,02 \dots 0,21 \text{ мм}$; изменение площади проходного сечения $A_{н.с}$ распределительного блока в диапазоне $S_{н.с} = 220 \dots 226 \text{ мм}^2$) и внешних возмущающих воздействий: момент сопротивления M_c и пульсация подачи насоса $Q_{н.2}$ на динамические характеристики гидроагрегата. Моделирование изменения нагрузки M_c и подачи насоса $Q_{н.2}$ осуществляется по условиям, описанным уравнениями (4.1) и (4.2), соответственно.

Известно [14,96], что колебания потока рабочей жидкости обусловлены неравномерностью подачи насоса и вызывают при нагрузке насоса пульсации давления, которые гораздо превышают первые. Одним из известных и эффективных путей снижения пиков давления, возникающих при пуске гидроагрегата под нагрузкой применяется пассивный гаситель пульсаций [10] объемом $V_{нгп} = 5000 \text{ см}^3$, тогда деформационный расход насоса $Q_{н.д}$ будет определяться из выражения:

$$Q_{н.д}(t) = \frac{(V_{н0} + V_{нгп})}{2 \cdot E_{жс}} \frac{dp_1(t)}{dt}. \quad (4.3)$$

Использование пассивного гасителя пульсаций значительно изменило (улучшило) динамические характеристики гидроагрегата в целом. Динамика гидроагрегата (с учетом эксплуатационных условий при $V_{нzn} = 5000 \text{ см}^3$) представлена зависимостями (рис. 4.11, а...г), определяющими изменение его выходных характеристик.

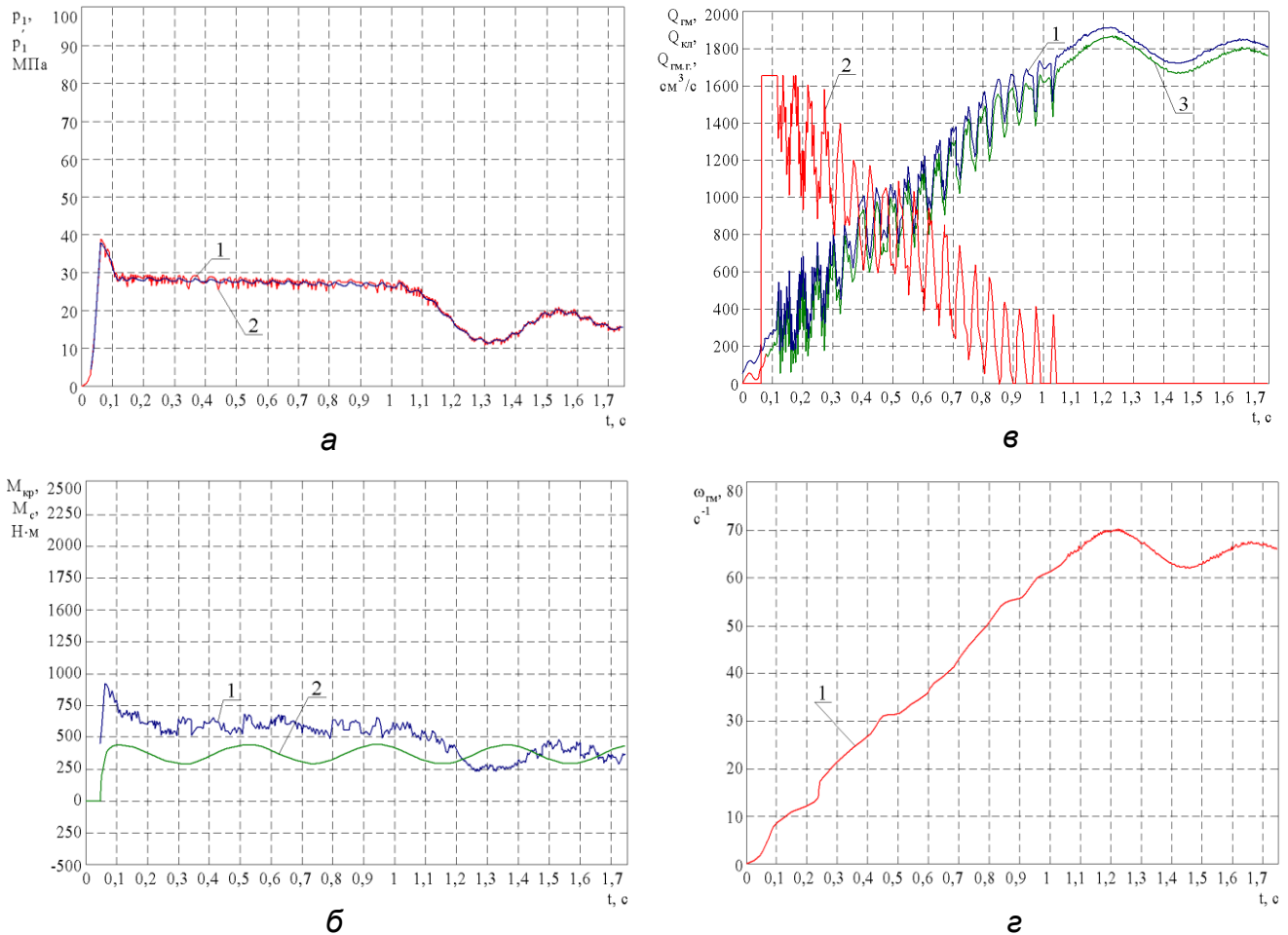


Рисунок 4.11 – Зависимости переходных процессов давления, моментов, расходов и угловой скорости в режиме разгона гидроагрегата при изменении конструктивных особенностей серийного гидромотора с учетом внешних возмущающих воздействий и пассивного гасителя пульсаций с объемом $V_{нzn} = 5000 \text{ см}^3$:

а) 1 - $p_1(t)$, 2 - $p'_1(t)$; б) 1 - $M_{кр}$, 2 - M_c ; в) 1 - $Q_{гм}$, 2 - $Q_{кл}$, 3 - $Q_{гм.г}$; г) 1 - $\omega_{гм}$

Анализ зависимости изменения давления p'_1 в нагнетательной магистрали гидроагрегата в момент его разгона (рис. 4.11, а) показывает, что при пуске ($t = 0 \dots 0,6 \text{ с}$) наблюдается большой заброс давления до $p'_1 = 39 \text{ МПа}$ (кривая 2), в 2,4 раза превышающий свое номинальное значение. В период времени $0,06 < t < 0,11$ давление p'_1 (кривая 2) резко снижается и при $0,11 < t < 0,9$ – стабилизируется, а его значение постепенно уменьшается от 28,5 до 27,5 МПа, превышая в 1,8 раза свое номинальное значение. На этом участке давление p'_1

имеет значительные пульсации до 21%, амплитуда которых составляет до 3...4 МПа. Вызваны эти пульсации колебаниями площади проходного сечения $A_{н.с}$ распределительного блока и пульсацией подачи насоса $Q_{н.г}$. При дальнейшем разгоне в период времени $t > 0,9$ наблюдается установившееся движение вала гидромотора, при этом пульсации снижаются и составляют 9...10% при амплитуде 1,5 МПа. На рассматриваемом участке ярко выражены синусоидальные возмущения, вызванные колебаниями момента сопротивления M_c , при этом амплитуда колебаний равна ± 5 МПа, что составляет 31% от номинального значения. Необходимо отметить, что изменение диаметрального зазора вытеснителей S не оказывает никакого влияния на изменение давления в гидроагрегате p'_1 (кривая 2), а использование пассивного гасителя пульсаций в 2,3 раза снижает пик давления при пуске гидроагрегата и в 10 раз снижает пульсации подачи насоса $Q_{н.г}$ при установившемся режиме работы.

Анализ зависимости изменения моментов гидроагрегата в период его разгона (рис. 4.11, б) показывает, что при пуске ($t = 0..0,6$ с) наблюдается большой пик крутящего момента $M_{кр} = 900$ Н·м (кривая 1), в 2,5 раза превышающий свое номинальное значение. В период времени $0,06 < t < 0,1$ значение крутящего момента $M_{кр}$ резко снижается и при $0,1 < t < 0,9$ – стабилизируется, а его значение постепенно уменьшается от 630 до 620 Н·м, превышая в 1,8 раза свое номинальное значение. На этом участке крутящий момент имеет значительные пульсации до 40%, амплитуда которых составляет 140...150 Н·м. Вызваны эти пульсации, как изменением диаметрального зазора S вытеснителей, так и пульсацией момента сопротивления M_c (кривая 3). При дальнейшем разгоне (при $t > 0,9$) наблюдается установившееся движение вала гидромотора, при этом пульсации крутящего момента $M_{кр}$ (кривая 1) снижаются и составляют 18% при амплитуде 63 Н·м. На рассматриваемом участке ярко выражены синусоидальные возмущения, вызванные колебаниями момента сопротивления M_c (кривая 3), причем амплитуда колебаний равна ± 130 Н·м, что составляет 35% от номинального значения. Необходимо отметить, что пульсация подачи насоса $Q_{н.г}$ не оказывает никакого влияния на изменение крутящего момента $M_{кр}$, а использование пассивного гасителя пульсаций в 2,3 раза снижает пик крутящего момента $M_{кр}$ при пуске гидроагрегата.

Анализ зависимости, характеризующей изменение расхода рабочей жидкости через предохранительный клапан при разгоне гидроагрегата, (рис. 4.11, в) показывает, что в момент времени $0 < t < 0,06$ клапан закрыт (т.к. происходит наполнение объема пассивного гасителя пульсаций - $V_{геп} = 5000$ см³). Далее при $0,06 < t < 0,22$ расход предохранительного клапана $Q_{кл}$ (кривая 2) достигает своего максимального значения $Q_{кл} = 1660$ см³/с и имеет довольно значительные пульсации, амплитуда которых составляет до 640 см³/с. В период времени

$0,22 < t < 0,9$ расход рабочей жидкости через клапан равномерно уменьшается, но пульсация при этом не снижается, а при $t > 0,9$ клапан закрывается, характеризуя установившееся движение вала гидромотора. Необходимо отметить, что такая большая пульсация рабочей жидкости, проходящей через предохранительный клапан в период разгона, вызвана пульсацией подачи насоса $Q_{н.г}$.

Анализ зависимостей изменения расхода рабочей жидкости, подведенного к гидромотору $Q_{гм}$ и геометрического расхода $Q_{гм.г}$ при разгоне гидроагрегата (рис. 4.11, в), показывает, что в момент времени $0 < t < 0,12$ расходы возрастают без значительных пульсаций. В период времени $0,12 < t < 0,9$ расход жидкости, подведенный к гидромотору $Q_{гм}$ (кривая 1) и геометрический расход $Q_{гм.г}$ (кривая 3), равномерно возрастают и имеют довольно значительные пульсации, амплитуда которых составляет до $420 \text{ см}^3/\text{с}$. Необходимо отметить, что такая большая пульсация расхода рабочей жидкости, подведенного к гидромотору $Q_{гм}$ (кривая 1) и геометрического расхода $Q_{гм.г}$ (кривая 3) в период разгона гидроагрегата, вызвана пульсацией подачи насоса $Q_{н.г}$. В период времени $t > 0,9$ наблюдается установившееся движение вала гидромотора и обе кривые расположены эквидистантно. На рассматриваемом участке пульсация расходов отсутствует, но при этом ярко выражены синусоидальные колебания, вызванные колебаниями момента сопротивления M_c , амплитуда колебаний равна $\pm 100 \text{ см}^3/\text{с}$, что составляет 5% номинального значения.

Анализ зависимостей изменения угловой скорости вала гидромотора $\omega_{гм}$ при его разгоне (рис. 4.11, г) показывает, что в момент времени $0 < t < 0,9$ значение угловой скорости $\omega_{гм}$ (кривая 2) возрастают без значительных пульсаций. В период времени $t > 0,9$ наблюдается установившееся движение вала гидромотора, работающего в системе гидроагрегата. На рассматриваемом участке пульсация угловой скорости $\omega_{гм}$ отсутствует, но при этом ярко выражены синусоидальные колебания, вызванные колебаниями момента сопротивления M_c . При этом амплитуда колебаний угловой скорости равна $\pm 4 \text{ с}^{-1}$, что составляет 6% номинального значения.

Проведенные исследования влияния внешних возмущающих воздействий на динамические характеристики гидроагрегата с серийным планетарным гидромотором позволяют сделать следующее заключение:

- в период разгона, при открытом предохранительном клапане, значение давления рабочей жидкости p'_1 в нагнетательной магистрали гидроагрегата постепенно уменьшается от 28,5 до 27,5 МПа, превышая в 1,8 раза свое номинальное значение. На этом участке давление имеет значительные пульсации до 21%, амплитуда которых составляет 3...4 МПа. Они вызваны изменением площади проходного сечения $A_{н.с}$ распределительного блока и пульсацией подачи насоса $Q_{н.г}$. Использование для компенсации негативного влияния внешних

возмущений пассивного гасителя пульсаций с объемом - $V_{\text{ггн}} = 5000 \text{ см}^3$ - позволило значительно (в 2,3 раза) снизить пики давления p'_1 в гидроагрегате, возникающие при страгивании вала гидромотора;

- при дальнейшем разгоне гидроагрегата в период времени $t > 0,9$ наблюдается установившееся движение вала гидромотора, работающего в системе гидроагрегата. При этом использование для компенсации негативного влияния внешних возмущающих воздействий пассивного гасителя пульсаций объемом - $V_{\text{ггн}} = 5000 \text{ см}^3$ - позволило значительно (в 10 раз) снизить пульсации давления p'_1 , составляющие 9...10% при амплитуде 1,5 МПа. На рассматриваемом участке ярко выражены синусоидальные колебания, вызванные колебаниями момента сопротивления M_c . При этом амплитуда колебаний давления равна $\pm 5 \text{ МПа}$, что составляет 31% от номинального значения;

- в период разгона гидроагрегата (при $t = 0,06$) использование пассивного гасителя пульсаций объемом $V_{\text{ггн}} = 5000 \text{ см}^3$ позволило значительно (в 2,3 раза) снизить пики крутящего момента ($M_{\text{кр}} = 900 \text{ Н}\cdot\text{м}$, в 2,5 раза превышает свое номинальное значение). В период времени $0,06 < t < 0,9$ значения крутящего момента стабилизируются и постепенно уменьшаются от 630 до 620 Н·м, превышая в 1,8 раза свое номинальное значение. На этом участке крутящий момент имеет значительные пульсации до 40% при амплитуде 140...150 Н·м, вызванные как изменением диаметрального зазора S деталей вытеснительного блока, так и пульсацией момента сопротивления M_c ;

- при дальнейшем разгоне в период времени $t > 0,9$ наблюдается установившееся движение вала гидромотора, работающего в системе гидроагрегата. При этом использование пассивного гасителя пульсаций с объемом $V_{\text{ггн}} = 5000 \text{ см}^3$ позволило значительно (в 5 раз) снизить пульсации крутящего момента $M_{\text{кр}}$, вызванные пульсациями подачи насоса $Q_{\text{н.г}}$, которые составляют 18 % при амплитуде 63 Н·м. На рассматриваемом участке ярко выражены синусоидальные колебания, вызванные колебаниями момента сопротивления M_c . При этом амплитуда колебаний крутящего момента равна $\pm 130 \text{ Н}\cdot\text{м}$, что составляет 35% номинального значения;

- в период разгона гидроагрегата, использование пассивного гасителя пульсаций с объемом $V_{\text{ггн}} = 5000 \text{ см}^3$ для компенсации внешних возмущающих воздействий, практически не влияет на изменение таких характеристик гидроагрегата как расход рабочей жидкости через предохранительный клапан $Q_{\text{кл}}$, имеющий довольно значительные пульсации до 640 $\text{ см}^3/\text{с}$; расход рабочей жидкости, подведенный к гидромотору $Q_{\text{гм}}$ и геометрический расход $Q_{\text{гм.г}}$, имеющие пульсации до 420 $\text{ см}^3/\text{с}$; угловая скорость $\omega_{\text{гм}}$ вала гидромотора, имеющая довольно значительные пульсации до 16 с^{-1} , составляющие 26% номинального значения;

- при установившемся движении вала гидромотора, работающего в системе гидроагрегата, использование пассивного гасителя пульсаций объемом $V_{пгн} = 5000 \text{ см}^3$ для компенсации внешних возмущающих воздействий у таких параметров гидроагрегата как расход рабочей жидкости и угловая скорость вала гидромотора - пульсации отсутствуют, но при этом ярко выражены синусоидальные колебания, вызванные колебаниями момента сопротивления M_c .

4.3. Исследование динамики модернизированного планетарного гидромотора

На шестом этапе было исследовано влияние конструктивных особенностей модернизированного гидромотора (площадь проходного сечения распределительного блока не изменяется и равна $A_{н.с} = 226 \text{ мм}^2$; диаметральный зазор деталей силового соединения (вытеснителей) изменяется в диапазоне $S = 0,02 \dots 0,065 \text{ мм}$) на динамические характеристики гидроагрегата. Поэтому при моделировании были приняты неизменными внешние возмущающие воздействия – момент сопротивления $M_c = 365 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и подача насоса $Q_{н.с} = 1770 \text{ см}^3/\text{с}$. Объем пассивного гасителя пульсаций равен нулю $V_{пгн} = 0 \text{ см}^3$.

Анализ зависимости изменения давления p'_1 в нагнетательной магистрали гидроагрегата при его разгона (рис. 4.12, а) показывает, что при пуске ($t = 0 \dots 0,02$) наблюдается довольно большой пик давления p'_1 до 88 МПа (кривая 2), в 5,5 раза превышающий номинальное значение.

Далее (при $t > 0,04$) давление p'_1 стабилизируется, а его значение постепенно уменьшается от $28,5$ до $27,5 \text{ МПа}$ на отрезке времени $0,04 < t < 0,82$, превышая в 1,8 раза свое номинальное значение. При дальнейшем разгоне ($0,82 < t < 0,95$) давление p'_1 (кривая 2) довольно резко снижается, достигая своего номинального значения. В период времени $t > 0,9$ наблюдается установившееся движение вала гидромотора. На всем протяжении исследований процесса разгона ($t > 0,04$) пульсации давления отсутствуют. Необходимо отметить, что значения давления p_1 (кривая 1) полностью совпадают с давлением в гидроагрегате p'_1 .

Анализ зависимостей изменения моментов в период разгона гидроагрегата (рис. 4.12, б) показывает, что при пуске ($t = 0 \dots 0,02$) наблюдается довольно большой пик крутящего момента $M_{кр} = 2100 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (кривая 1), в 5,7 раза превышающий свое номинальное значение. Далее ($t > 0,04$) значения крутящего момента $M_{кр}$ стабилизируются и на отрезке времени $0,04 < t < 0,72$ постепенно уменьшаются от 630 до $620 \text{ Н}\cdot\text{м}$, превышая в 1,7 раза свое номинальное значение. При дальнейшем разгоне ($0,72 < t < 0,9$) значение крутящего момента $M_{кр}$ довольно резко снижается, достигая своего номинального значения. В период

времени $t > 0,9$ наблюдается установившееся движение вала гидромотора. На всем протяжении исследований процесса разгона ($t > 0,04$) пульсации крутящего момента отсутствуют.

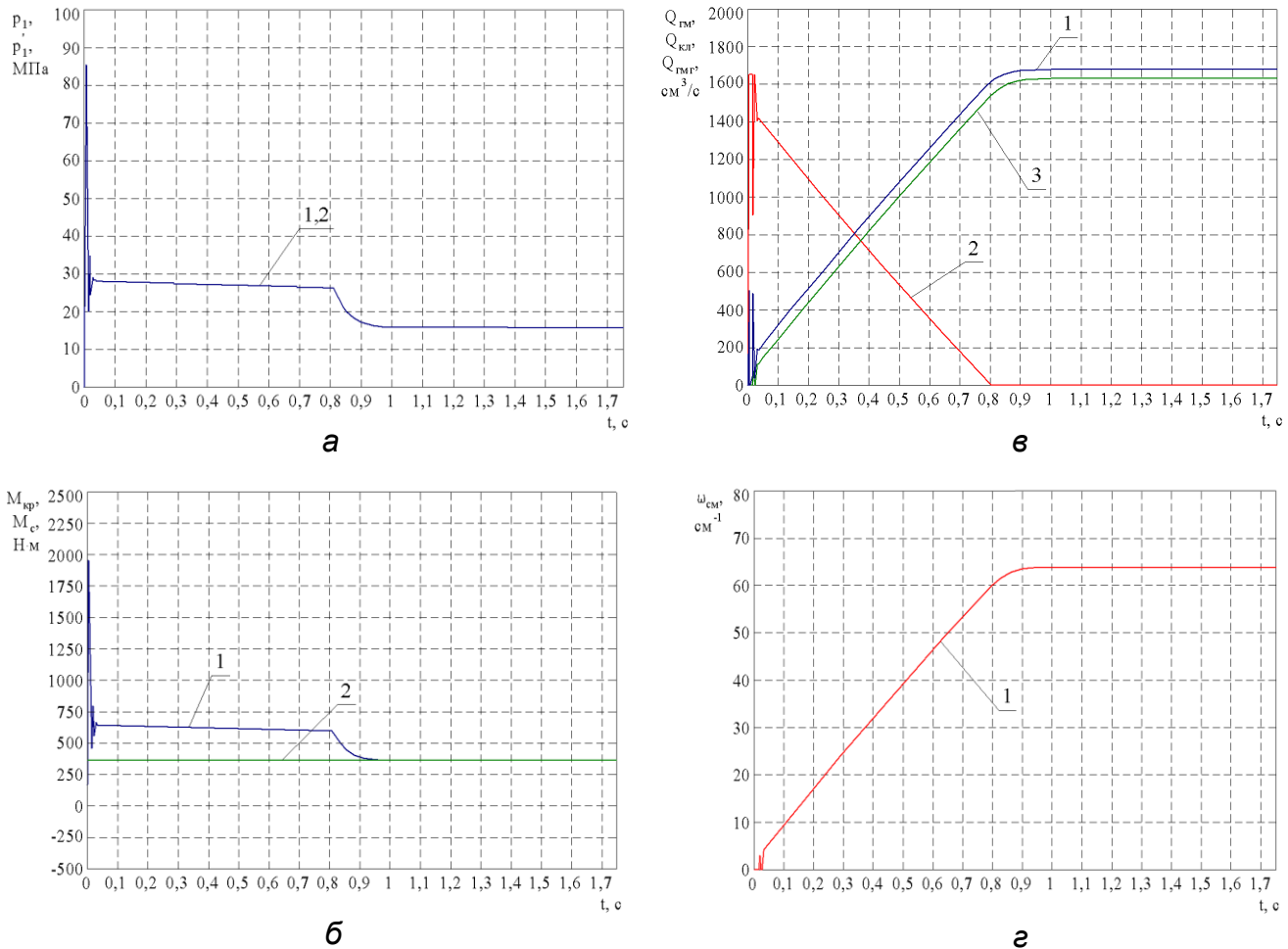


Рисунок 4.12 – Зависимости переходных процессов давления, моментов, расходов и угловой скорости в режиме разгона гидроагрегата при изменении конструктивных особенностей модернизированного гидромотора без учета внешних возмущающих воздействий и пассивного гасителя пульсаций:

а) 1 - $p_1(t)$, 2 - $p'_1(t)$; б) 1 - $M_{кр}$, 2 - M_c ; в) 1 - $Q_{гм}$, 2 - $Q_{кл}$, 3 - $Q_{гм.г}$; г) 1 - $\omega_{гм}$

Анализ зависимости, характеризующей изменение расхода рабочей жидкости через предохранительный клапан $Q_{кл}$ при разгоне гидроагрегата (рис.4.12, в – кривая 2), показывает, что в момент времени $0 < t < 0,04$ расход рабочей жидкости через клапан $Q_{кл}$ достигает своего максимального значения $Q_{кл} = 1660 \text{ см}^3/\text{с}$ и имеет довольно значительную пульсацию до $500 \text{ см}^3/\text{с}$, вызванную страгиванием вала гидромотора. В период времени $0,04 < t < 0,82$ расход рабочей жидкости через клапан равномерно уменьшается, а пульсация при этом совершенно отсутствует. В период времени $t > 0,82$ клапан закрывается, характеризуя установившееся движение вала гидромотора, работающего в системе гидроагрегата.

Анализ зависимостей изменения расхода рабочей жидкости, подведенного к гидромотору $Q_{2м}$ (рис. 4.12, в – кривая 1) и геометрического расхода $Q_{2м.г}$ (кривая 3) при разгоне гидроагрегата, показывает, что в момент времени $0 < t < 0,04$ значения расходов имеют значительные пульсации до $420...440 \text{ см}^3/\text{с}$, вызванные срабатыванием предохранительного клапана. В период времени $0,04 < t < 0,82$ расход жидкости, подведенный к гидромотору $Q_{2м}$ (кривая 1) и геометрический расход $Q_{2м.г}$ (кривая 3), равномерно возрастают, а при $0,82 < t < 0,95$ значения расходов достигают своего номинального значения $Q_{2м} = 1660 \text{ см}^3/\text{с}$, а $Q_{2м.г} = 1620 \text{ см}^3/\text{с}$. При $t > 0,9$ наблюдается установившееся движение вала гидромотора. На всем протяжении исследований процесса разгона ($t > 0,04$) пульсации расходов отсутствуют и кривые 1 и 3, характеризующие расход рабочей жидкости, подведенный к гидромотору $Q_{2м}$ и геометрический расход $Q_{2м.г}$, соответственно, располагаются эквидистантно.

Анализ зависимости изменения угловой скорости $\omega_{2м}$ вала гидромотора при разгоне гидроагрегата (рис. 4.12, г) показывает, что в момент времени $0 < t < 0,04$ значение угловой скорости $\omega_{2м}$ (кривая 2) имеет пульсацию до 4 с^{-1} , вызванную срабатыванием предохранительного клапана. В период времени $0,04 < t < 0,75$ значение угловой скорости $\omega_{2м}$ равномерно возрастает и при $0,8 < t < 0,9$ достигает номинального значения $\omega_{2м} = 61 \text{ с}^{-1}$, а на участке времени $t > 0,9$ наблюдается установившееся движение вала гидромотора, работающего в системе гидроагрегата. На всем протяжении исследований процесса разгона ($t > 0,04$) пульсации угловой скорости $\omega_{2м}$ отсутствуют.

Так как модернизация гидромотора предусматривает снижение влияния конструктивных особенностей на изменение его выходных характеристик, на седьмом этапе было исследовано только одновременное влияние конструктивных особенностей модернизированного гидромотора (изменение диаметального зазора S силового соединения в диапазоне $S = 0,02...0,065 \text{ мм}$; площадь проходного сечения распределительного блока не изменяется и равна $A_{н.с} = 226 \text{ мм}^2$) и внешних возмущающих воздействий – момента сопротивления M_c и пульсации подачи насоса $Q_{н.г}$ на динамические характеристики гидроагрегата. Моделирование изменения нагрузки M_c и подачи насоса $Q_{н.г}$ осуществляется при условиях, описанных уравнениями (4.1) и (4.2), соответственно. При моделировании объем пассивного гасителя пульсаций равен нулю $V_{nen} = 0$.

Анализ зависимости изменения давления p'_1 в нагнетательной магистрали гидроагрегата в момент его разгона (рис. 4.13, а – кривая 2) показывает, что при пуске ($t = 0...0,04$) наблюдается довольно большой пик давления до $p'_1 = 88 \text{ МПа}$, в 5,5 раза превышающий свое номинальное значение. В период времени $0,04 < t < 0,69$ давление стабилизируется, а его значения постепенно уменьшаются от 28,5 до 27,5 МПа, превышая в 1,8 раза свое номинальное зна-

чение. На этом участке давление имеет незначительные пульсации (до 6%) с амплитудой до 1,0 МПа, которые вызваны пульсацией подачи насоса $Q_{н.г}$. При дальнейшем разгоне ($0,69 < t < 0,8$) наблюдаются значительные пульсации и резкое снижение давления p_1' (кривая 2) до номинального значения. При $t > 0,8$ наблюдается установившееся движение вала гидромотора при наличии значительных пульсаций давления. В период времени $t > 0,69$ пульсация давления составляет 95...100% при амплитуде 150...160 МПа. На рассматриваемом участке ярко выражены синусоидальные колебания, вызванные колебаниями момента сопротивлений M_c . При этом амплитуда колебаний давления равна ± 5 МПа, что составляет 31% от номинального значения. Необходимо отметить, что значения давления p_1 (кривая 1) полностью совпадают с давлением в гидроагрегате $p_{г.г}$ (кривая 2).

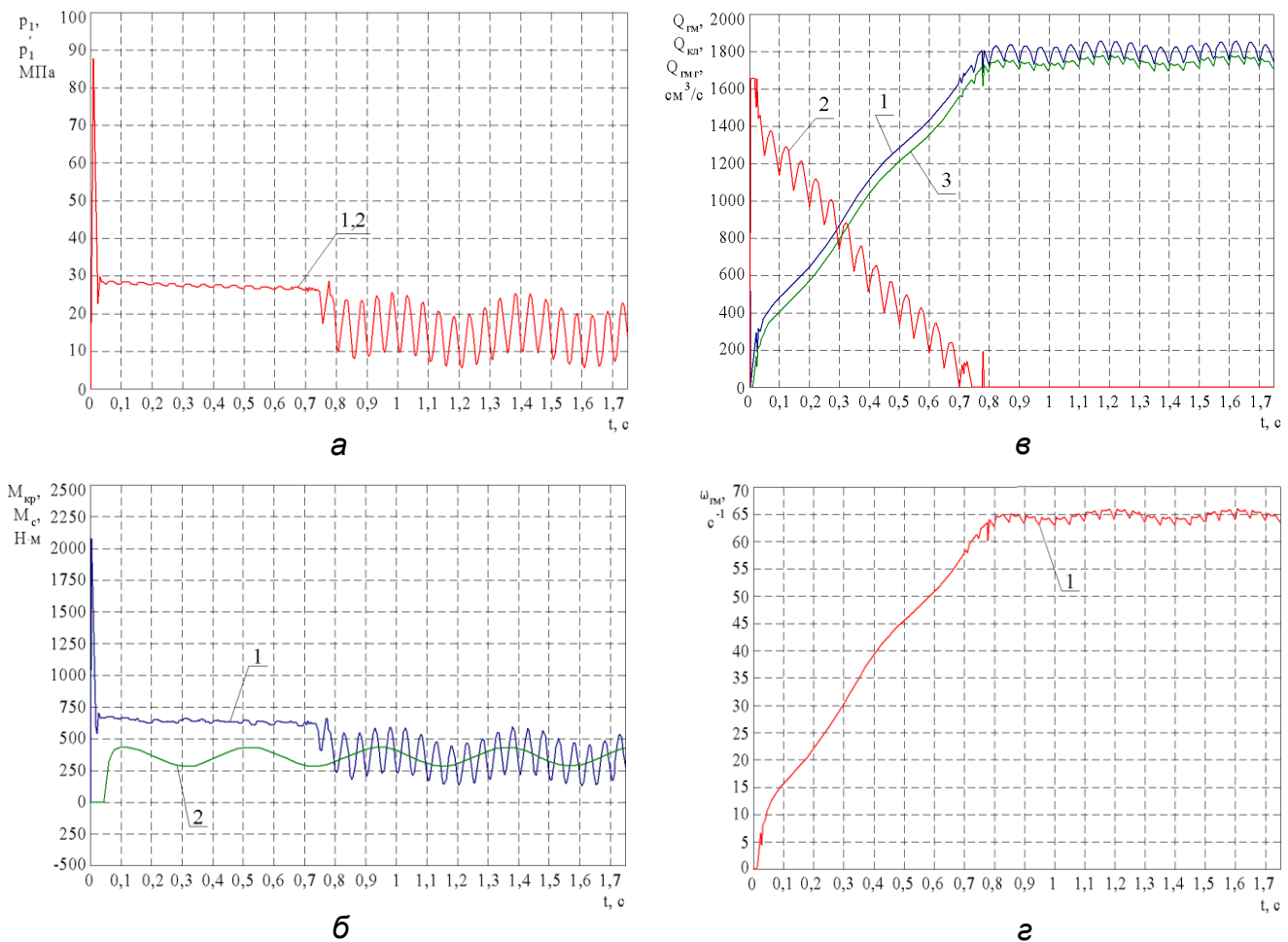


Рисунок 4.13 – Зависимости переходных процессов давления, моментов, расходов и угловой скорости в режиме разгона гидроагрегата при изменении конструктивных особенностей модернизированного гидромотора и с учетом внешних возмущающих воздействий:

а) 1 - $p_1(t)$, 2 - $p_1'(t)$; б) 1 - $M_{кр}$, 2 - M_c ; в) 1 - $Q_{г.г}$, 2 - $Q_{кл}$, 3 - $Q_{г.г.г}$; г) 1 - $\omega_{г.г}$

Анализ зависимостей изменения моментов гидроагрегата в период его разгона (рис. 4.13, б) показывает, что при пуске ($t=0...0,04$) наблюдается большой пик крутящего момента $M_{кр}$ (кривая 1) до $2100 \text{ Н}\cdot\text{м}$, в 5,7 раза превышающий свое номинальное значение. В период времени $0,04 < t < 0,69$ значение крутящего момента $M_{кр}$ стабилизируется, а его значения постепенно уменьшаются от 630 до $620 \text{ Н}\cdot\text{м}$, превышая в 1,8 раза номинальное значение. На этом участке крутящий момент $M_{кр}$ имеет незначительные пульсации до 3% при амплитуде $10 \text{ Н}\cdot\text{м}$, которые вызваны пульсацией подачи насоса $Q_{н.г}$. При дальнейшем разгоне ($0,04 < t < 0,69$) значения крутящего момента $M_{кр}$ (кривая 1) снижаются, достигая своего номинального значения при наличии значительных пульсаций. В период времени $t > 0,8$ наблюдается установившееся движение вала гидромотора при значительных пульсациях крутящего момента. На участке времени $t > 0,69$ имеют место довольно значительные пульсации крутящего момента $M_{кр}$, вызванные пульсацией подачи насоса $Q_{н.г}$ и составляющие почти 100% при амплитуде $360 \text{ Н}\cdot\text{м}$. На рассматриваемом участке ярко выражены синусоидальные колебания, вызванные колебаниями момента сопротивления M_c (кривая 3). При этом амплитуда колебаний крутящего момента равна $\pm 130 \text{ Н}\cdot\text{м}$, что составляет 35% от номинального значения.

Анализ зависимости, характеризующей изменение расхода рабочей жидкости через предохранительный клапан $Q_{кл}$ при разгоне гидроагрегата (рис.4.13, в – кривая 2), показывает, что в момент времени $0 < t < 0,04$ значения расхода через предохранительный клапан $Q_{кл}$ достигает своего максимального значения $Q_{кл} = 1660 \text{ см}^3/\text{с}$ и имеет большую пульсацию – до $240 \text{ см}^3/\text{с}$. В период времени $0,04 < t < 0,73$ расход рабочей жидкости через предохранительный клапан $Q_{кл}$ равномерно уменьшается, однако пульсации при это не снижаются. При $t > 0,73$ клапан закрывается, характеризуя установившееся движение вала гидромотора, работающего в системе гидроагрегата. Необходимо отметить, что пульсации рабочей жидкости, проходящей через предохранительный клапан $Q_{кл}$ в период разгона вызваны пульсацией подачи насоса $Q_{н.г}$.

Анализ зависимостей (рис. 4.13, в) изменения расхода рабочей жидкости, подведенного к гидромотору $Q_{гм}$ (кривая 1) и геометрического расхода $Q_{гм.г}$ (кривая 3) при разгоне гидроагрегата показывает, что в момент времени $0 < t < 0,04$ расходы имеют значительные пульсации до $380 \text{ см}^3/\text{с}$, вызванные открытием предохранительного клапана, а при $0,04 < t < 0,73$ значения расходов возрастают практически без пульсаций. В период времени $0,73 < t < 0,8$ расход жидкости, подведенный к гидромотору $Q_{гм}$ и геометрический расход $Q_{гм.г}$ равномерно возрастают и при $t > 0,8$ наблюдается установившееся движение вала гидромотора. На участке, соответствующем времени $t > 0,8$, пульса-

ции расхода рабочей жидкости, подведенного к гидромотору $Q_{2м}$ (кривая 1) и геометрического расхода $Q_{2м.г}$ (кривая 3) вызваны пульсацией подачи насоса $Q_{н.г}$ и составляют до 100 и 20 $см^3/с$, соответственно. На рассматриваемом участке незначительно выражены синусоидальные колебания, вызванные колебаниями момента сопротивления M_c с амплитудой $\pm 15 см^3/с$.

Анализ зависимостей изменения угловой скорости $\omega_{2м}$ вала гидромотора при разгоне гидроагрегата (рис. 4.13, г) показывает, что в момент времени $0 < t < 0,72$ значения угловой скорости $\omega_{2м}$ (кривая 2) возрастают без пульсаций, а при $t > 0,8$ наблюдается установившееся движение вала гидромотора, работающего в системе гидроагрегата. На участке, соответствующем времени $t > 0,72 с$, наблюдаются незначительные синусоидальные колебания, вызванные колебаниями момента сопротивления M_c , амплитуда которых равна $\pm 2 с^{-1}$, что составляет 6% от номинального значения.

На восьмом этапе было исследовано одновременное влияние конструктивных особенностей модернизированного гидромотора (изменение диаметрального зазора S силового соединения в диапазоне $S = 0,02...0,065 мм$; площадь проходного сечения распределительного блока не изменяется и равна $A_{н.с} = 226 мм^2$) и внешних возмущающих воздействий – момента сопротивления M_c и пульсации подачи насоса $Q_{н.г}$ на динамические характеристики гидроагрегата. Моделирование изменения нагрузки M_c и подачи насоса $Q_{н.г}$ осуществляется условиями, описанными уравнениями (4.1) и (4.2), соответственно. При моделировании, для компенсации негативного влияния внешних возмущающих воздействий использовался пассивный гаситель пульсаций объемом $V_{ггп} = 5000 см^3$.

Анализ зависимости изменения давления p'_1 в нагнетательной магистрали гидроагрегата при его разгоне (рис. 4.14, а) показывает, что в момент пуска ($t = 0...0,06$) наблюдается пик давления p'_1 (кривая 2) до 39 МПа, превышающий в 2,4 раза свое номинальное значение. В период времени $0,06 < t < 0,11$ давление резко снижается и на участке времени $0,11 < t < 0,79$ – стабилизируется, а его значения постепенно уменьшаются от 28,5 до 27,5 МПа, превышая в 1,8 раза свое номинальное значение. При дальнейшем разгоне ($0,79 < t < 0,9$) давление в гидроагрегате p'_1 снижается и при $t > 0,9$ наблюдается установившееся движение вала гидромотора, работающего в системе гидроагрегата. На рассматриваемом участке ярко выражены синусоидальные колебания, вызванные колебаниями момента сопротивления M_c , при этом амплитуда колебаний давления равна $\pm 3 МПа$, что составляет 18% от номинального значения. На участке, соответствующем времени $t > 0,11$ наблюдаются пульсации давления p'_1 до 6% при амплитуде 1 МПа, вызванные пульсацией подачи насоса $Q_{н.г}$. Значения давления p_1 (кривая 1) полностью совпадают с давлением в гидро-

агрегате p'_1 (кривая 2). Необходимо отметить, что использование пассивного гасителя пульсаций в 2,3 раза снижает пики давления при пуске гидроагрегата.

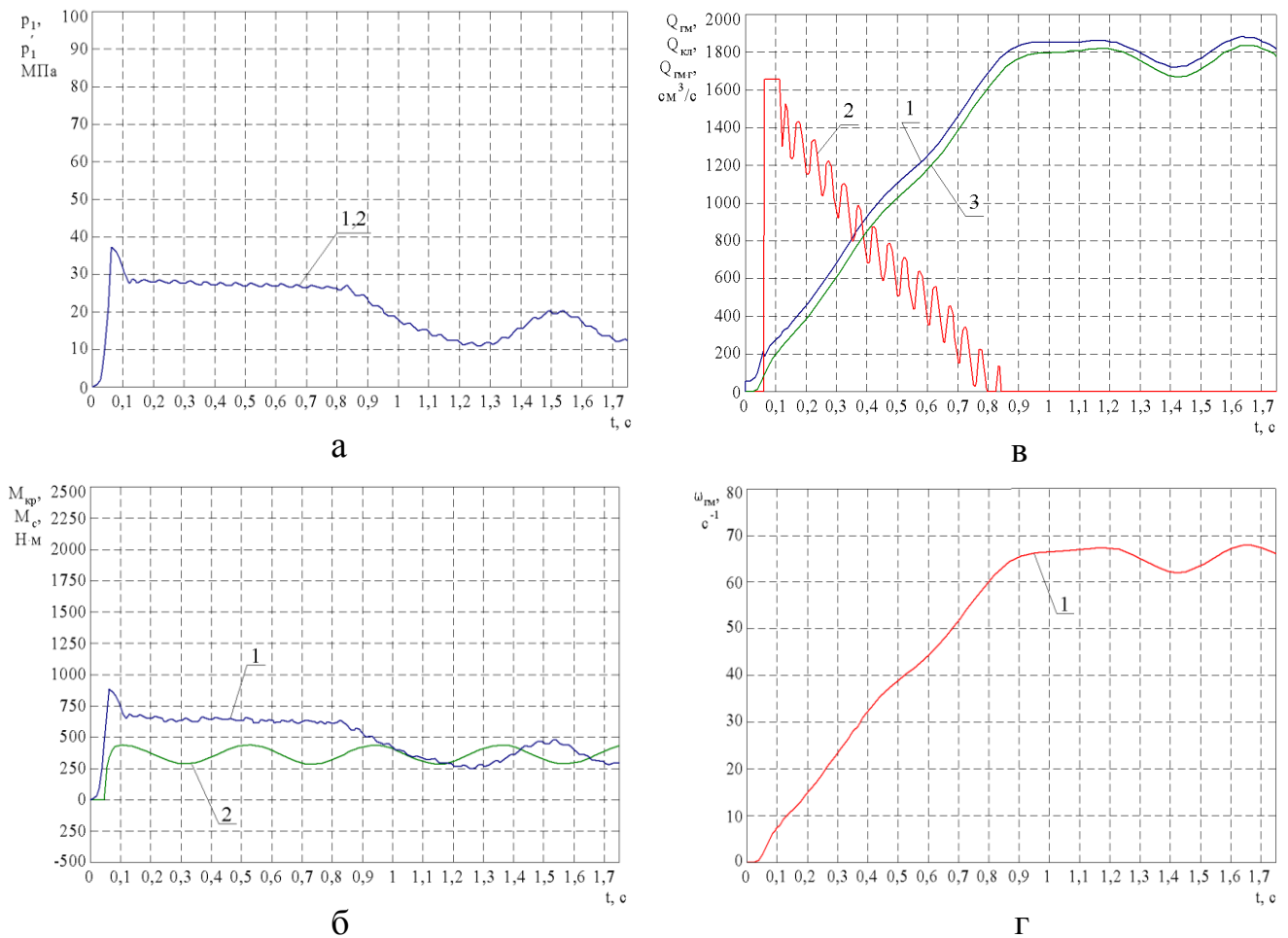


Рисунок 4.14 – Графики переходных процессов давления, моментов, расходов и угловой скорости в режиме разгона гидроагрегата при изменении конструктивных особенностей модернизированного гидромотора с учетом внешних возмущающих воздействий и пассивного гасителя пульсаций:

а) 1 - $p_1(t)$, 2 - $p'_1(t)$; б) 1 - $M_{кр}$, 2 - M_c ; в) 1 - $Q_{гм}$, 2 - $Q_{кп}$, 3 - $Q_{гм,2}$; г) 1 - $\omega_{гм}$

Анализ зависимостей изменения моментов гидроагрегата в период его разгона (рис. 4.14, б) показывает, что при пуске ($t = 0,06$) наблюдается пик крутящего момента $M_{кр}$ (кривая 1) до 900 Н·м, превышающий в 2,5 раза свое номинальное значение. В период времени $0,06 < t < 0,11$ крутящий момент $M_{кр}$ резко снижается и при $0,11 < t < 0,79$ – стабилизируется, а его значения постепенно уменьшаются от 630 до 620 Н·м, превышая в 1,8 раза номинальное значение. При дальнейшем разгоне ($0,79 < t < 0,9$) значения крутящего момента $M_{кр}$ снижаются, достигая своего номинального значения, и при $t > 0,9$ наблюдается установившееся движение вала гидромотора, работающего в системе гидроагрегата. На рассматриваемом участке ярко выражены синусоидальные

колебания, вызванные колебаниями момента сопротивления M_c . При этом амплитуда колебаний крутящего момента равна $\pm 130 \text{ Н}\cdot\text{м}$, что составляет 35% от номинального значения. На участке времени $t > 0,11$ крутящий момент $M_{кр}$ имеет незначительные пульсации до 3% при амплитуде $10 \text{ Н}\cdot\text{м}$, вызванные пульсациями подачи насоса $Q_{н.г}$. Необходимо отметить, что использование пассивного гасителя пульсаций объемом $V_{пгн} = 5000 \text{ см}^3$ в 2,3 раза снижает пики крутящего момента $M_{кр}$ при пуске гидроагрегата.

Анализ зависимости, характеризующей изменение расхода рабочей жидкости через предохранительный клапан $Q_{кл}$ при разгоне гидроагрегата (рис.4.14, в), показывает, что в момент времени $0 < t < 0,06$ клапан закрыт (т.к. происходит наполнение объема $V_{пгн} = 5000 \text{ см}^3$ пассивного гасителя пульсаций). Далее при $0,06 < t < 0,12$ значение расхода рабочей жидкости через предохранительный клапан $Q_{кл}$ (кривая 2) достигает своего максимального значения $Q_{кл} = 1660 \text{ см}^3/\text{с}$ при полном отсутствии пульсаций. В период времени $0,12 < t < 0,79$ расход жидкости, прошедшей через клапан равномерно уменьшается, при этом наблюдаются значительные пульсации до $240 \text{ см}^3/\text{с}$. При $t > 0,79$ клапан закрывается, характеризуя установившееся движение вала гидромотора, работающего в системе гидроагрегата. Необходимо отметить, что пульсация рабочей жидкости, проходящей через предохранительный клапан в период разгона, вызвана пульсацией подачи насоса $Q_{н.г}$.

Анализ зависимостей (рис. 4.14, в) изменения расхода рабочей жидкости, подведенного к гидромотору $Q_{гм}$ (кривая 1) и геометрического расхода $Q_{гм.г}$ (кривая 3) при разгоне гидроагрегата, показывает, что в момент времени $0 < t < 0,9$ расходы возрастают без пульсаций, а при $t > 0,9$ наблюдается установившееся движение вала гидромотора. На рассматриваемом участке при отсутствии пульсаций расходов ярко выражены синусоидальные колебания, вызванные колебаниями момента сопротивления M_c , амплитуда которых равна $\pm 100 \text{ см}^3/\text{с}$, что составляет 5% от номинального значения. Обе кривые расположены эквидистантно на всем протяжении процесса исследования.

Анализ зависимостей изменения угловой скорости $\omega_{гм}$ вала гидромотора при разгоне гидроагрегата (рис. 4.14, г) показывает, что в момент времени $0 < t < 0,9$ значение угловой скорости $\omega_{гм}$ (кривая 2) возрастает при отсутствии пульсаций и при $t > 0,9$ наблюдается установившееся движение вала гидромотора. На рассматриваемом участке при отсутствии пульсаций угловой скорости наблюдаются синусоидальные колебания, вызванные колебаниями момента сопротивления M_c , амплитуда которых равна $\pm 2 \text{ с}^{-1}$, что составляет 3% от номинального значения.

Проведенными исследованиями влияния внешних возмущающих воздействий на динамические характеристики гидроагрегата с модернизированным

гидромотором установлено, что использование пассивного гасителя пульсаций для компенсации негативных последствий внешних возмущений позволяет:

- в 2,3 раза снизить пики давления при пуске гидроагрегата и в 16 раз снизить пульсации давления, вызванные пульсациями подачи насоса $Q_{н.г}$ (амплитуда колебаний давления равна 1 МПа, что составляет до 6%);

- в 2,3 раза снизить пики крутящего момента $M_{кр}$ при пуске гидроагрегата и в 33 раза снизить пульсации крутящего момента, вызванные пульсациями подачи насоса $Q_{н.г}$ (амплитуда колебаний крутящего момента равна 10 Н·м, что составляет до 3%);

- устранить пульсации расходов $Q_{зм}$ и $Q_{зм.г}$ и угловой скорости $\omega_{зм}$, вызванные пульсациями подачи насоса $Q_{н.г}$.

Таким образом, можно сделать заключение, что конструктивные особенности серийного гидромотора влияют на динамику изменения его выходных параметров в составе гидроагрегата даже при отсутствии внешних возмущающих воздействий. Колебания диаметрального зазора, вызванного наличием погрешности формы вытеснителей, оказывает значительное влияние на пульсацию крутящего момента до 34%. Нерациональное проектирование распределительного блока вызывает пульсацию давления в нагнетательной магистрали гидроагрегата и крутящего момента до 10% в период разгона и до 18% - в установившемся режиме, и как следствие, при разгоне гидроагрегата наблюдаются пульсации рабочей жидкости, подводимой к гидромотору до 30%. Проведенные исследования влияния конструктивных особенностей модернизированного гидромотора на динамические характеристики гидроагрегата показывают, что все выходные характеристики моделируемого гидроагрегата не имеют пульсаций.

Влияние внешних возмущающих воздействий (пульсаций подачи насоса и колебаний нагрузки) на динамические характеристики гидроагрегата 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 как серийного, так и модернизированного гидромоторов, работающих в составе гидроагрегата.

РАЗДЕЛ 5 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПЛАНЕТАРНЫХ ГИДРОМОТОРОВ

Выполнение теоретических исследований (разработка математических моделей, параметрические исследования и т.д.) всегда связано с рядом допущений и ограничений и поэтому с целью корректировки модели, определения ее адекватности, а также определения эффективности полученных практических результатов, один из этапов комплексных исследований предполагает стендовые испытания серийных и модернизированных образцов.

5.1. Разработка стенда для испытаний семейства унифицированных рядов планетарных гидромоторов

Для проведения экспериментальных исследований разработан стенд для проведения испытаний семейства унифицированных рядов высокомоментных планетарных гидромоторов мощностью 6,5; 11; 22 и 33 кВт [143]. Разработанный стенд (рис. 5.1) состоит из четырех основных узлов: насосной станции (рис.5.2), нагрузочного устройства (рис. 5.3), узла измерения расхода и изменения направления потока рабочей жидкости (рис. 5.4) и пульта управления (рис.5.5).



Рисунок 5.1 – Стенд для испытания планетарных гидромоторов

Насосная станция (рис. 5.2) состоит из рамы, на которой размещен бак для рабочей жидкости с термометром, аксиально-поршневой регулируемый насос серии НП-90 с приводным электродвигателем мощностью 45 кВт, насос

подпитки пластинчатого типа модели К-702 с приводным электродвигателем мощностью 2 кВт, аксиально-поршневой регулируемый насос с приводным электродвигателем мощностью 15 кВт. Дополнительно на насосной станции размещены три предохранительных (переливных) клапана типа ПГ 54-35, оборудование для конденционирования рабочей жидкости – два фильтра тонкой очистки типа Ф-7МФ и два теплообменника, а также приборы для контроля давления – два манометра типа МПТ-160 (исп. 0-400 и 0-250), запорные вентили (д.у. 30).



Рисунок 5.2 – Насосная станция

Нагрузочное устройство тормозного типа (рис. 5.3) предназначено для нагружения испытуемых гидромоторов мощностью 22 кВт и состоит из рамы, на которой размещен порошковый тормоз типа ПТ-250, испытуемый высокомоментный гидромотор типа ПРГ-22, приборы для контроля давления – два манометра типа МПТ-160 (исп. 0-400) и тахометр типа ТЕМП-4 с датчиком импульсов и диском. Для испытания гидромоторов мощностью 33 кВт (типа ПРГ-33) с целью получения необходимого тормозного момента на раме нагрузочного устройства предусмотрено место для установки еще одного порошкового тормоза ПТ-250. Для испытания гидромоторов мощностью 11 и 6,5 кВт имеются еще два отдельных аналогичных нагрузочных устройства (на рис. 5.3, не показаны) с установленными на них приборами для контроля давления – по два манометра типа МПТ-160 (исп. 0-250) и по одному тахометру типа ТЕМП-4 с

датчиком импульсов и диском на каждом устройстве.



Рисунок 5.3 – Нагрузочное устройство тормозного типа

На нагрузочном устройстве для испытания гидромоторов типа ПРГ-11 установлен порошковый тормоз ПТ-40, а для испытания гидромоторов ПРГ-6,5 – порошковый тормоз ПТ-16 соответственно.

Узел измерения расхода и изменения направления потока рабочей жидкости (рис. 5.4) предназначен для реверсированного включения гидромоторов при испытаниях и измерения расхода рабочей жидкости, пройденного через гидромотор. Он состоит из рамы, на которой размещены два распределителя с электроуправлением (схема исполнения 574Е, 574Д), два аксиально-поршневых гидромотора МП-90 с тахометрами типа ТЕМП-4, датчиками импульсов и дисками и два фильтра тонкой очистки типа Ф-7МФ.

Пульт управления (рис. 5.5) предназначен для соответствующего управления электрическими элементами стенда: приводными электродвигателями, распределителями потока, тахометрами, порошковыми тормозами и т.д.

Принципиальная гидравлическая схема стенда (рис 5.6) для испытания семейства высокомоментных гидромоторов показывает расположение, взаимосвязь и работу основных элементов.

Стенд работает следующим образом [143]: рабочая жидкость, необходимая для проведения испытаний находится в баке 13 объемом 250 литров. При испытаниях гидромоторов мощностью 22 и 33 кВт рабочая жидкость из бака 13 подается через вентиль 12.1 (при закрытом вентиле 12.2) к регулируемому аксиально-поршневому насосу 1.1 ($Q = 220$ л/мин и $p = 30$ МПа) с помощью

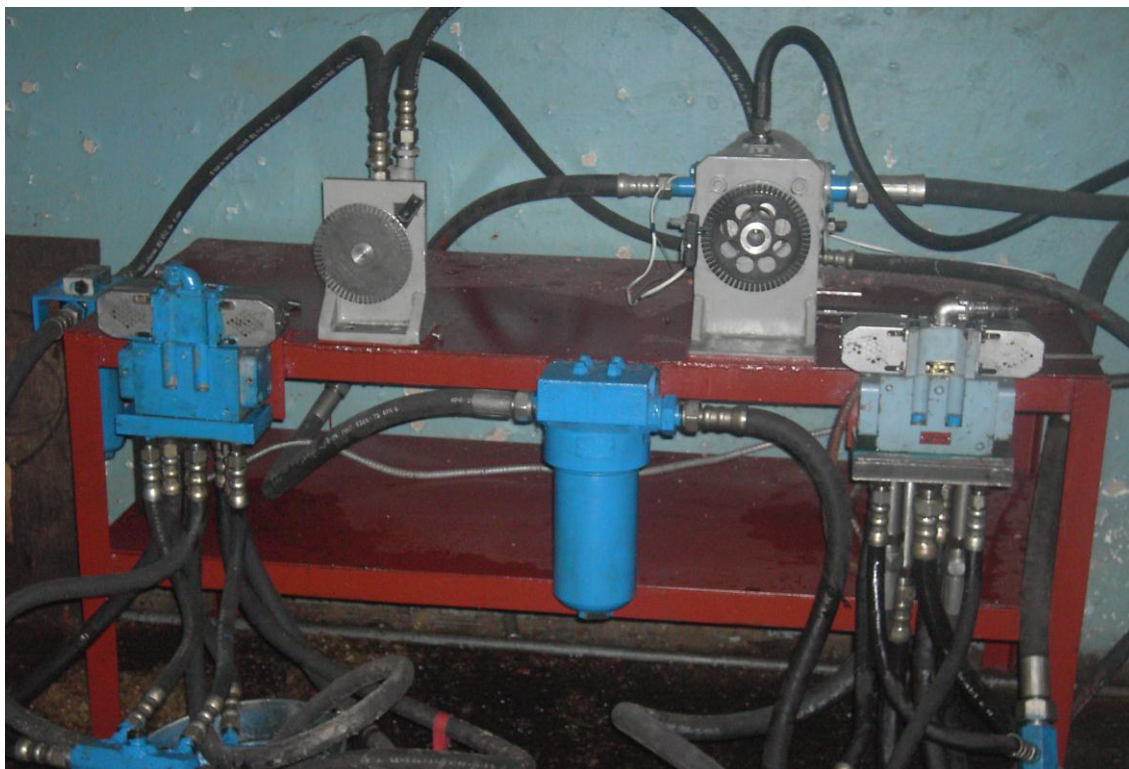


Рисунок 5.4. Узел измерения расхода и изменения направления потока рабочей жидкости



Рисунок 5.5. Пульт управления

пластинчатого насоса подпитки 1.2 ($Q = 220 \text{ л/мин}$). Далее жидкость поступает на распределитель 3.1 и от него к испытуемому гидромотору 2.1 (22 кВт) или к гидромотору 2.2 (33 кВт). После гидромотора 2.1 рабочая жидкость поступает вновь к распределителю 3.1 и далее к фильтру тонкой очистки 5.1, аксиально-поршневому гидромотору 2.5, к фильтру тонкой очистки 5.2, к теплообменнику 6.1 и возвращается в бак.

При испытаниях гидромотора 2.1, в качестве нагрузки (для создания необходимого тормозного момента) работает один порошковый тормоз 8.1, а при испытаниях гидромотора 2.2 - работают уже оба порошковых тормоза 8.1 и 8.2 включенные последовательно. Реверсивное направление вращения испытуемого гидромотора 2.1 (2.2) обеспечивает распределитель 3.1.

Давление на входе и выходе испытуемого гидромотора 2.1 (2.2) контролируется с помощью манометров 9.3 и 9.4. Частота вращения вала гидромотора определяется с помощью тахометра 10.1 типа ТЕМП-4 с датчиком импульсов и диском, установленным на валу порошкового тормоза 8.1 (8.2). Расход рабочей жидкости определяется косвенным путем по частоте вращения вала тарированного аксиально-поршневого гидромотора 2.5, определяемой тахометром 10.4.

Фильтрация рабочей жидкости осуществляется с помощью фильтров тонкой очистки 5.1 и 5.2. Необходимая температура рабочей жидкости в баке 13 обеспечивается теплообменником 6.1 с принудительным охлаждением проточной водой и контролируется термометром 11.

Для предотвращения перегрузок, возникающих при испытаниях гидромотора 2.1 (2.2), параллельно насосу 1.1 установлен предохранительный клапан 4.1. Давление рабочей жидкости на выходе из насоса 1.1 контролируется манометром 9.1.

При испытаниях гидромоторов мощностью 11 и $6,5 \text{ кВт}$ рабочая жидкость из бака 13 подается через вентиль 12.2 (при закрытом вентиле 12.1) к регулируемому аксиально-поршневому насосу 1.3 ($Q_n = 200 \text{ л/мин}$ и $p = 25 \text{ МПа}$) с помощью пластинчатого насоса подпитки 1.2 ($Q_n = 220 \text{ л/мин}$). Далее жидкость поступает на распределитель 3.2 и от него к испытуемому гидромотору 2.3 (2.4). После гидромотора 2.3 (2.4) рабочая жидкость поступает вновь к распределителю 3.2 и далее к фильтру тонкой очистки 5.3, аксиально-поршневому гидромотору 2.6, к фильтру тонкой очистки 5.4, к теплообменнику 6.2 и возвращается в бак.

При испытаниях гидромотора 2.3 в качестве нагрузки (для создания необходимого тормозного момента) работает порошковый тормоз 8.3, а при испытаниях гидромотора 2.4 – порошковый тормоз 8.4. Реверсивное направление вращения испытуемых гидромоторов 2.3, 2.4 обеспечивает распределитель 3.2.

Давление на входе и выходе испытуемого гидромотора 2.3 контролируется с помощью манометров 9.5 и 9.6, а гидромотора 2.4 – манометрами 9.7 и 9.8. Для записи осциллограмм предусмотрена установка тензодатчиков давления параллельно манометрам 9,3...9,8.

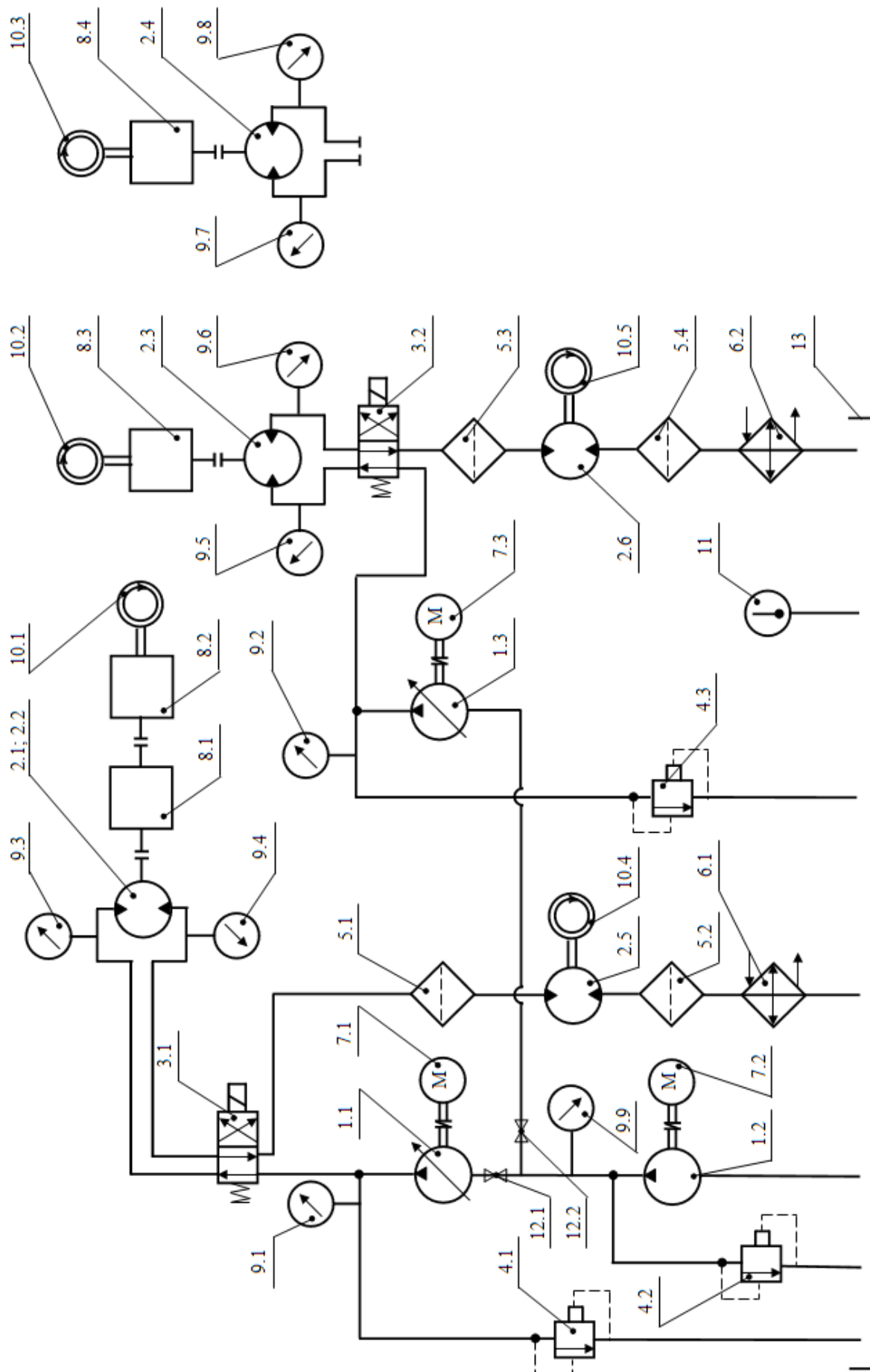


Рисунок 5.6 – Принципиальная гидравлическая схема стенда для испытаний семейства унифицированных высокомоментных гидромоторов (1...13 – элементы гидравлической схемы)

Частота вращения валов гидромоторов 2.3 и 2.4 определяется с помощью тахометров 10.2 и 10.3 типа ТЕМП-4 с датчиками импульсов и дисками, установленными на валу порошкового тормоза 8.3 и 8.4 соответственно. Расход рабочей жидкости определяется косвенным путем по частоте вращения вала тарированного аксиально-поршневого гидромотора 2.6, определяемой тахометром 10.5.

Фильтрация рабочей жидкости осуществляется с помощью фильтров тонкой очистки 5.3 и 5.4. Необходимая температура рабочей жидкости в баке 13 обеспечивается теплообменником 6.2 с принудительным охлаждением проточной водой и контролируется термометром 11.

Для предотвращения перегрузок, возникающих при испытаниях гидромотора 2.1 (2.2) параллельно насосу 1.1 установлен предохранительный клапан 4.1. Давление рабочей жидкости на выходе из насоса 1.1 контролируется манометром 9.1. Для предотвращения перегрузок, возникающих при испытаниях гидромоторов 2.3 и 2.4 параллельно насосу 1.3 установлен предохранительный клапан 4.3. Давление рабочей жидкости на выходе из насоса 1.3 контролируется манометром 9.2.

С целью обеспечения необходимого расхода рабочей жидкости на входе в насосы 1.1 и 1.3 параллельно насосу подпитки 1.2 установлен переливной клапан 4.2. Давление жидкости в магистрали подпитки (на выходе из насоса 1.1) контролируется манометром 9.9.

По результатам измерения перепада давления и крутящего момента определяют механический КПД, а результаты измерений частоты вращения вала гидромотора и расхода рабочей жидкости позволяют определить объемный КПД. Остальные характеристики гидромоторов определяются расчетным путем.

В качестве пассивного гасителя пульсаций, снижающего пики давления при пуске гидромотора, на стенде использованы подводящие металлические трубы диаметром 2 дюйма и определенной длины создающие дополнительный демпфирующий объем $V_{ггн}$.

5.2. Оценка адекватности разработанной математической модели рабочих процессов планетарного гидромотора в составе гидроагрегата

С целью проверки результатов математического моделирования, проведенного с помощью разработанной модели рабочих процессов планетарного гидромотора в составе гидроагрегата (рис. 4.2) нами разработана специальная программа, позволяющая определить адекватность теоретических и экспериментальных исследований по F критерию Фишера (получить расчетное значение $F_{расч}$, и проверить выполнение условия $F_{расч} > F_{теор}$) [66].

Для проверки адекватности полученных теоретических и экспериментальных результатов необходимо их представить в виде кривых и оцифровать.

При этом обязательное условие – кривые должны быть выполнены в одном масштабе (рис. 5.7). 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, например, Компас-3D. Полученные (обрисованные) кривые сохраняются в текстовом формате «Компас-Символьный формат KSF» с координатами всех точек сравниваемых кривых.

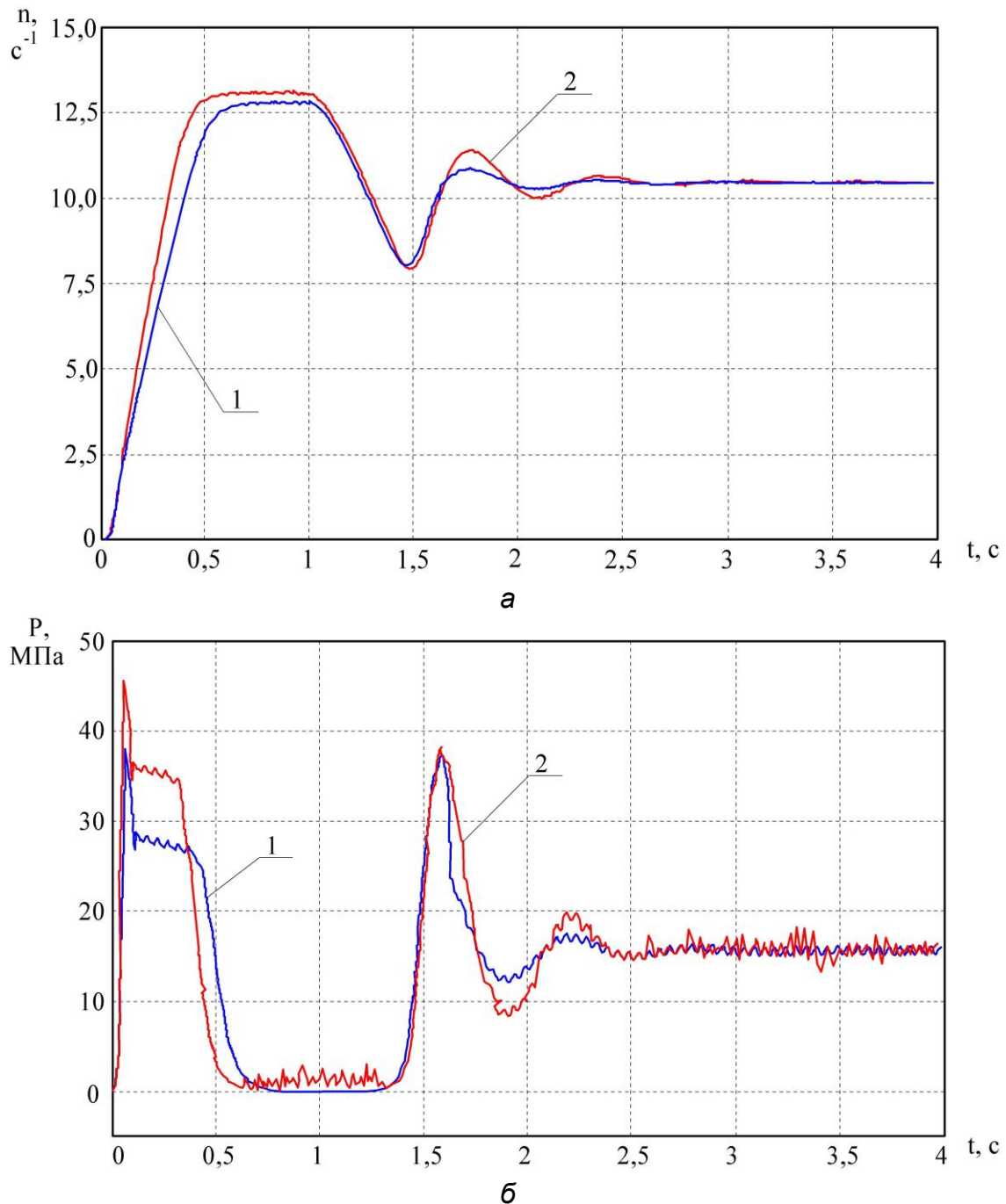


Рисунок 5.7 – Зависимости изменения выходных характеристик в гидроагрегате с модернизированным гидромотором при разгоне:
 а – частоты вращения; б – давления рабочей жидкости;
 1 – теоретические кривые; 2 – экспериментальные кривые

Далее полученные текстовые файлы открываются разработанной программой «graff» [132,141]: меню File/Open1 для теоретической кривой (рис. 5.7, кривые 1) и меню File/Open2 – для экспериментальной (рис. 5.7, кривые 2).

После открытия исследуемые кривые отображаются на мониторе (рис.5.8) и запуском меню Recalc/Graf1 для графиков экспериментальных кривых, а Recalc/Graf2 – для теоретических, происходит пересчет точек графиков с последующим определением дисперсий S_1 и S_2 рассматриваемых кривых [66]:

$$S_1 = \sum_{k=1}^n \frac{(y_i - \hat{y}_i)^2}{n-1}, \quad S_2 = \sum_{k=1}^n \frac{(\bar{y}_i - \hat{y}_i)^2}{n-2}, \quad (5.1)$$

где y_i , \hat{y}_i и \bar{y}_i – значения координат точек исследуемых кривых теоретическое, экспериментальное и среднеарифметическое соответственно;

n - количество измеренных точек на кривой.

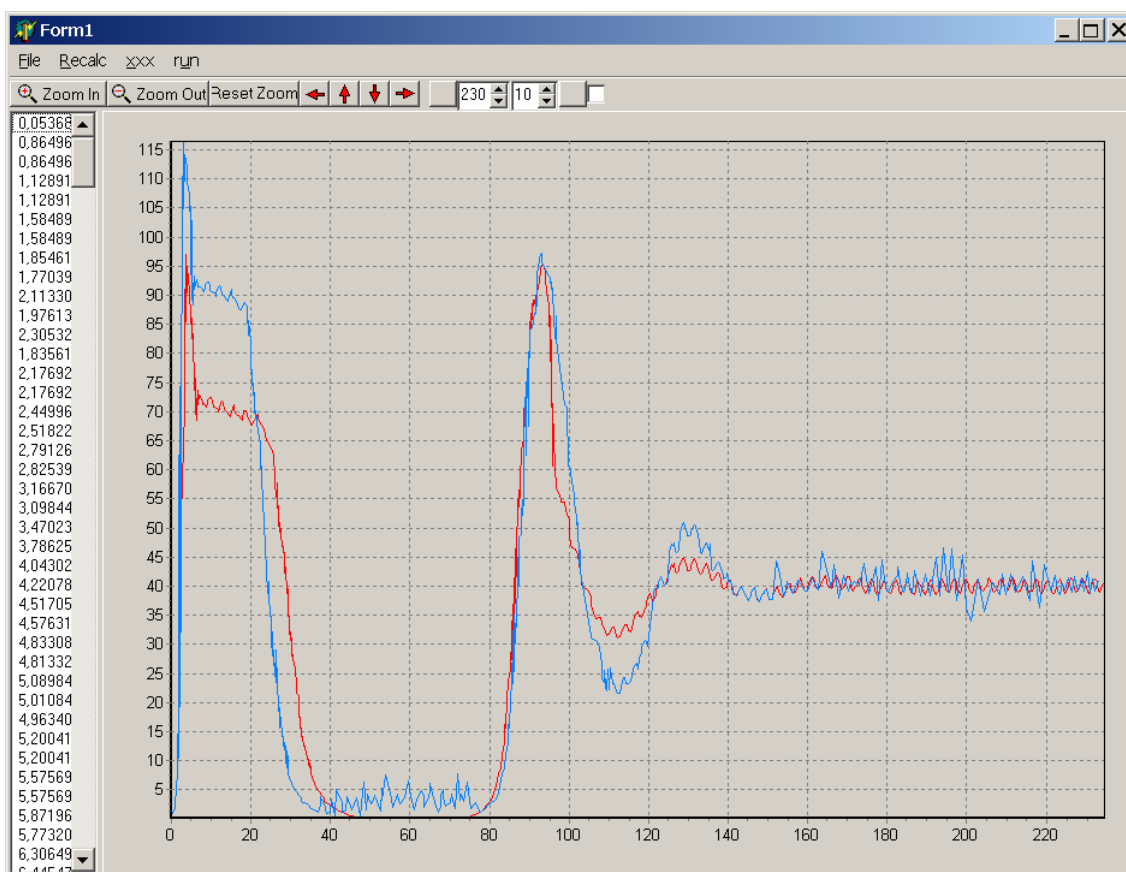


Рисунок 5.8 – Фрагмент работы программы «graff» при определении адекватности результатов исследований

Затем определяется [66] расчетное значение $F_{расч} = S_1 / S_2$ критерия Фишера при заданном количестве точек n и сравнивается с теоретическим значением $F_{теор}$ критерия выбранным для заданной вероятности.

Для нашего случая $F_{расч} = 18,8174$, а $F_{теор} = 1,071$ при доверительной веро-

ятности $\alpha = 0,95$, для количества измеренных точек $n=2300$. Так как $F_{расч} > F_{теор}$, то теоретическая кривая, полученная в результате моделирования процесса разгона гидроагрегата с планетарным гидромотором, адекватно описывает исследуемый процесс с вероятностью $\alpha = 0,95$. Следовательно, все результаты, полученные при моделировании процессов, происходящих в гидроагрегате с планетарным гидромотором, достоверны, а сама модель может быть рекомендована для исследования гидравлических систем и их элементов.

5.3. Сравнительные стендовые исследования серийного и модернизированного гидромоторов

Вытеснительный блок. Основными факторами, определяющими изменения выходных характеристик планетарного гидромотора, при исследованиях вытеснительной системы, являются: перепад давления – Δp , расход рабочей жидкости $Q_{зм}$ и погрешность формы вытеснителей P_{ϕ} .

Испытания [147] проводились с двумя гидромоторами рабочим объемом 630см^3 (с серийными и модернизированными вытеснителями).

Номинальное (текущее) значение расхода устанавливалось с помощью изменения потока рабочей жидкости, при работе гидромотора на холостом ходу (без нагрузки), соответственно равным 50, 70, 90 и 110 л/мин.

Необходимую нагрузку задавали с помощью тормозного устройства испытательного стенда в диапазоне 100...1500 Н·м с шагом 100 Н·м.

Для исследования процесса изменения выходных характеристик планетарного гидромотора в зависимости от перепада давления, расхода и погрешности формы вытеснителей использовано математическое планирование факторного эксперимента [66].

Факторный эксперимент. При проводимом исследовании в качестве функций откликов Y_i выбирались следующие параметры:

1. Крутящий момент $M_{кр}$ на валу гидромотора – Y_1 .
2. Частота вращения n вала гидромотора – Y_2 .
3. Механический КПД η_m гидромотора – Y_3 .
4. Объемный КПД $\eta_{об}$ гидромотора – Y_4 .
5. Общий КПД η гидромотора – Y_5 .

Основными входными (изменяющимися) факторами X_i являются:

1. Перепад давлений Δp рабочей жидкости – X_1 .
2. Расход Q рабочей жидкости – X_2 .
3. Погрешность P_{ϕ} формы вытеснителей – X_3 .

Неизменными факторами Z_i являются:

1. Температура t рабочей жидкости – Z_1 .
2. Кинематическая вязкость ν рабочей жидкости – Z_2 .
3. Тонкость фильтрации Φ рабочей жидкости – Z_3 .

Выбранные факторы и уровни варьирования сведены в таблице 5.1.

Таблица 5.1

Интервалы и уровни варьирования факторов

Наименование фактора	Обозн.	Код. знач.	Ед. изм.	Интерв. варьирования	Уровни факторов		
					нижн.	осн.	верхн.
Перепад давления	Δp	X_1	МПа	6	8	14	20
Расход жидкости	Q	X_2	л/мин	50	20	70	120
Погрешность формы вытеснителей	P_ϕ	X_3		0,095	0,02	0,115	0,21
Температура рабочей жидкости	t	Z_1	°C	-	-	50±4	-
Кинематическая вязкость	ν	Z_2	м ² /с	-	-	65·10 ⁻²	-
Тонкость фильтрации	Φ	Z_3	мкм	-	-	не более 63	-

При таком, матричном планировании экспериментальных исследований обработка результатов исследований сводится к вычислению коэффициентов регрессии согласно методике [83], с помощью ПЭВМ. После вычисления коэффициентов регрессии переходят к статистическому анализу уравнения регрессии, который состоит из трех этапов:

1. Оценка дисперсии воспроизводимости (или оценка ошибки опыта).
2. Оценка значимости коэффициентов уравнения регрессии.
3. Оценка адекватности модели.

Исходные данные для определения коэффициентов регрессии приведены в таблице 5.2, а коэффициенты уравнений регрессии приведены в таблице 5.3.

Однородность дисперсий проверяется по критерию Кохрена ($G_T = 0,4377$ для чисел степеней свободы $f_1 = 3$, $f_2 = 8$ и $g = 0,05$).

Расчетные значения критерия Кохрена: $G_{p(M)} = 0,229$; $G_{p(n)} = 0,312$; $G_{p(\eta_m)} = 0,371$; $G_{p(\eta_{об})} = 0,359$; $G_{p(\eta)} = 0,356$.

Все расчетные критерии Кохрена удовлетворяют неравенству $G_p < G_T$. Следовательно, принимается гипотеза об однородности дисперсии.

Дисперсия воспроизводимости: $S_{\bar{y}_1}^2 = 59,42$; $S_{\bar{y}_2}^2 = 5,21$; $S_{\bar{y}_3}^2 = 0,1775 \cdot 10^{-4}$; $S_{\bar{y}_4}^2 = 0,146 \cdot 10^{-4}$; $S_{\bar{y}_5}^2 = 0,299 \cdot 10^{-4}$.

Таблица 5.2

Исходные данные для определения коэффициентов регрессии

Опыты	x_0	Планирование			Функции отклика				
		x_1 Δp	x_2 Q	x_3 P_ϕ	\bar{y}_1 M	\bar{y}_2 n	\bar{y}_3 η_m	\bar{y}_4 $\eta_{об}$	\bar{y}_5 η
1	+1	+1	+1	+1	1672	187	0,879	0,981	0,862
2	+1	-1	+1	+1	699	185	0,87	0,971	0,844
3	+1	+1	-1	+1	1844	37	0,919	0,932	0,856
4	+1	-1	-1	+1	745	35	0,928	0,882	0,818
5	+1	+1	+1	-1	1482	187	0,743	0,981	0,729
6	+1	-1	+1	-1	588	185	0,732	0,971	0,71
7	+1	+1	-1	-1	1664	37	0,829	0,932	0,772
8	+1	-1	-1	-1	670	35	0,841	0,882	0,742

Таблица 5.3

Коэффициенты уравнений регрессии

Коэф. регрессии	Функции отклика				
	$\bar{y}_1 (M)$	$\bar{y}_2 (n)$	$\bar{y}_3 (\eta_m)$	$\bar{y}_4 (\eta_{об})$	$\bar{y}_5 (\eta)$
b_0	1170,5	111	0,843	0,942	0,792
b_1	495	-	-	0,015	0,013
b_2	-60,25	75	-0,037	0,0345	-0,0054
b_3	69,5	-	0,056	-	0,053
b_{12}	-28,25	-	0,0051	-0,01	-
b_{13}	23	-	-	-	-
b_{23}	5,75	-	0,012	-	0,013
b_{123}	-	-	-	-	-

Наименьшее значение значимого коэффициента регрессии (значение критерия Стьюдента $t = 2,06$, при числе степеней свободы $f = 24$ [83]): $|b_{\bar{y}_1}| = 5,61$; $|b_{\bar{y}_2}| = 1,66$; $|b_{\bar{y}_3}| = 0,31 \cdot 10^{-2}$; $|b_{\bar{y}_4}| = 0,288 \cdot 10^{-2}$; $|b_{\bar{y}_5}| = 0,391 \cdot 10^{-2}$.

Уравнения регрессии с учетом значимых коэффициентов при определении зоны изменения функциональных параметров планетарного гидромотора

$$Y_1(M_{кр}) = 1170,5 + 495 \cdot X_1 - 60,25 \cdot X_2 + 69,5 \cdot X_3 - 28,25 \cdot X_1 \cdot X_2 + 23 \cdot X_1 \cdot X_3 + 5,75 \cdot X_2 \cdot X_3; \quad (5.2)$$

$$Y_2(n) = 111 + 75 \cdot X_2; \quad (5.3)$$

$$Y_3(\eta_{об}) = 0,942 + 0,015 \cdot X_1 + 0,0345 \cdot X_2 - 0,01 \cdot X_1 \cdot X_2; \quad (5.4)$$

$$Y_4(\eta_{z.m}) = 0,843 - 0,037 \cdot X_2 - 0,056 \cdot X_3 + 0,0051 \cdot X_1 \cdot X_2 + 0,012 \cdot X_2 \cdot X_3; \quad (5.5)$$

$$Y_5(\eta) = 0,792 + 0,013 \cdot X_1 - 0,0054 \cdot X_2 - 0,053 \cdot X_3 + 0,013 \cdot X_2 \cdot X_3. \quad (5.6)$$

Анализ уравнений (5.2...5.6) подтверждает, что изменение погрешности формы вытеснителей влияет на изменение (увеличение) крутящего момента $M_{кр}$ на валу гидромотора и не влияет на изменение частоты вращения n .

Раскодируя уравнения (5.2...5.6) определяем:

- изменение крутящего момента $M_{кр} = f(\Delta p, Q_{z.m}, P_\phi)$:

$$M_{кр} = 83,84\Delta p - Q_{z.m} (0,094\Delta p + 0,04) + P_\phi (1,21\Delta p + 0,036Q_{z.m} + 2,46) - 2,91; \quad (5.7)$$

где Δp - перепад давления, МПа, $8 < \Delta p < 20$;

$Q_{z.m}$ - расход рабочей жидкости, л/мин, $20 < Q_{z.m} < 120$;

P_ϕ - погрешность формы вытеснителей $0,02 < P_\phi < 0,21$;

- изменение частоты вращения $n = f(Q_{z.m})$:

$$n = 6 + 1,5 \cdot Q_{z.m}; \quad (5.8)$$

- изменение механического КПД $\eta_{z.m} = f(\Delta p, Q_{z.m}, P_\phi)$:

$$\eta_{z.m} = 0,858 + 0,013P_\phi - 0,0012\Delta p - Q_{z.m} \times (0,0013 - 0,000017\Delta p - 0,000075P_\phi); \quad (5.9)$$

- изменение объемного КПД $\eta_{об.} = f(\Delta p, Q)$:

$$\eta_{об.} = 0,831 + 0,0048\Delta p + Q_{z.m} (0,00115 - 0,000033\Delta p); \quad (5.10)$$

- изменение общего КПД $\eta = f(\Delta p, Q_{z.m}, P_\phi)$:

$$\eta = 0,723 + 0,0022\Delta p - 0,00047Q_{z.m} + P_\phi (0,000082Q_{z.m} + 0,011). \quad (5.11)$$

Полученные зависимости (5.7...5.11) описывают изменение функциональных параметров планетарного гидромотора в диапазоне изменения перепада давления $\Delta p = 8...20$ МПа, расхода рабочей жидкости $Q_{z.m} = 20...120$ л/мин и погрешности формы вытеснителей $P_\phi = 0,02...0,21$.

Дисперсия адекватности: $S_{1ад(M)}^2 = 248$; $S_{2ад(n)}^2 = 5,33$; $S_{3ад(\eta_m)}^2 = 0,09 \cdot 10^{-4}$;

$S_{4ад(\eta_{об.})}^2 = 0,02 \cdot 10^{-4}$; $S_{5ад(\eta)}^2 = 0,88 \cdot 10^{-4}$.

Расчетные F_p и теоретические F_T критерии Фишера

$$F_{1p(M)} = 4,17; F_{1T} = 4,26; (f_1 = 1; f_2 = 24);$$

$$F_{2p(n)} = 1,02; F_{2T} = 2,51; (f_1 = 6; f_2 = 24);$$

$$F_{3p(\eta_m)} = 0,51; F_{3T} = 3,01; (f_1 = 3; f_2 = 24);$$

$$F_{4p(\eta_{об})} = 0,136; F_{4T} = 2,78; (f_1 = 4; f_2 = 24);$$

$$F_{5p(\eta)} = 2,94; F_{5T} = 3,01; (f_1 = 3; f_2 = 24).$$

Для всех расчетных и теоретических критериев Фишера соблюдается неравенство $F_p < F_T$.

Таким образом, полученные уравнения регрессии (5.2...5.6) с учетом значимых коэффициентов адекватно (с вероятностью 0,95) описывают исследуемый процесс.

Сравнительный эксперимент. Исследование изменения выходных характеристик разработанного модернизированного планетарного гидромотора оценивается по результатам его сравнительных испытаний с серийным гидромотором (табл. 5.4, 5.5).

Таблица 5.4

Результаты экспериментальных исследований серийного гидромотора

n , мин ⁻¹	Q , л/мин	Δp , МПа	M , Н·м	η_m	$\eta_{об}$	η
$\Delta p = 8 \text{ МПа}$						
35	22,93	8,1	675	0,831	0,961	0,799
72	46,72	8,02	677	0,842	0,97	0,817
110	70,9	8,03	682	0,847	0,977	0,828
147	95,8	7,86	648	0,822	0,966	0,794
185	121	7,57	588	0,775	0,961	0,750
$\Delta p = 16 \text{ МПа}$						
36	23,15	16,4	1370	0,833	0,979	0,816
73	47,18	16,12	1363	0,843	0,974	0,821
111	71,7	15,92	1359	0,848	0,975	0,827
148	96	15,96	1314	0,821	0,971	0,797
186	119,2	15,75	1222	0,774	0,983	0,761
$\Delta p = 20 \text{ МПа}$						
37	24,02	19,9	1664	0,834	0,97	0,809
75	48,05	19,52	1652	0,844	0,983	0,830
112	72	19,42	1654	0,849	0,98	0,832
150	96,1	19,46	1600	0,82	0,983	0,806
187	121,2	19,12	1482	0,773	0,972	0,751

Таблица 5.5

Результаты экспериментальных исследований
модернизированного гидромотора

n , мин^{-1}	Q , л/мин	Δp , МПа	M , $\text{Н}\cdot\text{м}$	η_m	$\eta_{об}$	η
$\Delta p = 8 \text{ МПа}$						
35	22,82	8,03	745	0,925	0,966	0,894
72	46,52	8,04	758	0,941	0,975	0,917
110	70,49	8,1	770	0,948	0,983	0,932
147	95,6	7,9	729	0,921	0,968	0,892
185	118,9	8,0	699	0,871	0,98	0,854
$\Delta p = 16 \text{ МПа}$						
36	23,04	16,2	1499	0,933	0,984	0,918
73	46,59	16,1	1529	0,947	0,987	0,935
111	70,7	15,98	1524	0,951	0,989	0,941
148	94,6	15,98	1486	0,927	0,985	0,913
186	119,2	15,83	1386	0,873	0,983	0,858
$\Delta p = 20 \text{ МПа}$						
37	23,98	19,9	1844	0,924	0,872	0,806
75	48,41	19,83	1869	0,94	0,976	0,917
112	71,8	19,83	1883	0,947	0,982	0,93
150	97	19,75	1826	0,922	0,974	0,898
187	120,1	19,16	1672	0,87	0,98	0,853

В модернизированной конструкции гидромотора с целью повышения сопоставимости результатов использованы все детали, кроме вытеснителей от серийного гидромотора. Вытеснители модернизированного гидромотора выполнены с погрешностью формы $P_\phi = 0,02 \dots 0,065$, а серийного – $P_\phi = 0,02 \dots 0,21$.

При проведении экспериментальных исследований каждому переменному фактору назначали определенный шаг варьирования:

- перепад давления, $\Delta p = 4 \text{ МПа}$;
- расход рабочей жидкости $Q_{зм} = 20 \text{ л/мин}$.

В результате проведенных исследований установлено, что для всех перепадов давлений ($\Delta p = 8 \text{ МПа}$, $\Delta p = 16 \text{ МПа}$, $\Delta p = 20 \text{ МПа}$) и интервалов изменения частот вращения $n = 35 \dots 200 \text{ мин}^{-1}$ объемный коэффициент полезного действия как серийного, так и модернизированного гидромоторов практически не меняется и близок к $\eta_{об} \approx 1$ (рис. 5.9).

Только при низких оборотах модернизированного гидромотора ($n = 40 \dots 70 \text{ мин}^{-1}$ и перепаде давления $\Delta p = 20 \text{ МПа}$) наблюдается некоторое снижение объемного коэффициента полезного действия до значений близких к

$\eta_{об} = 0,87$. Высокая стабильность объемного КПД в широком диапазоне частот вращения указывает на то, что предложенная конструкция вытеснителей имеет самогерметизацию не хуже, чем серийная.

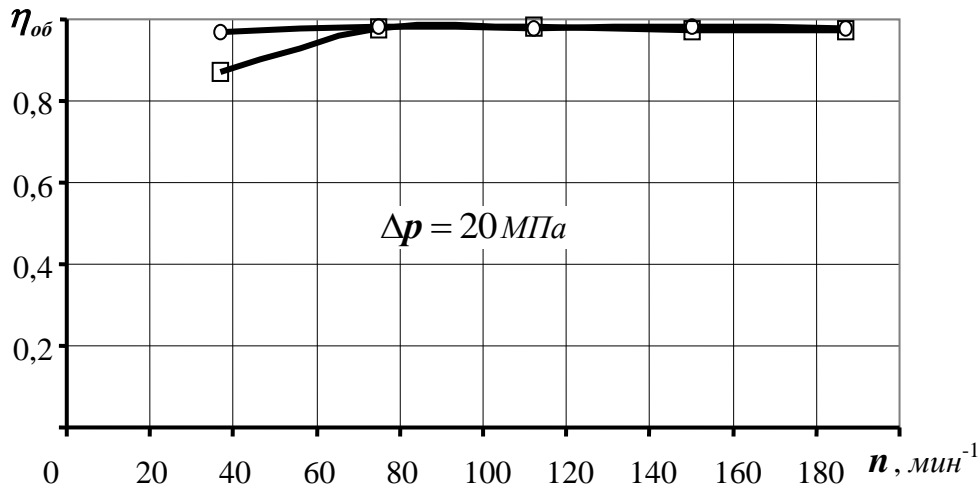


Рисунок 5.9 – Зависимость объемного КПД от частоты вращения гидромоторов
 —○— Серийный гидромотор
 —□— Модернизированный гидромотор

Некоторая нелинейность наблюдается в изменениях гидромеханического КПД $\eta_{г.м}$ в зависимости от частоты вращения n (рис. 5.10). Характер кривых идентичен для всех значений перепадов давлений. Из представленных данных видно, что во всех случаях гидромеханический КПД модернизированного гидромотора выше, чем серийного. Его максимальная величина близка к $\eta_{г.м} = 0,95$, что на 7...10% превышает значения серийного ($\eta_{г.м} = 0,85$). При увеличении оборотов мотора до 200 мин^{-1} как для модернизированного, так и для серийного гидромоторов характерно снижение гидромеханического КПД. Очевидно, это связано с увеличением потерь в распределительном блоке при оборотах, превышающих номинальные.

Учитывая, что объемные КПД, согласно проведенным исследованиям, во всем интервале изменения угловой скорости для перепадов $\Delta p = 8 \text{ МПа}$ и $\Delta p = 16 \text{ МПа}$ не меняются ($\eta_{об} \approx 1$), то графики, полученные для гидромеханических КПД при этих давлениях (рис. 5.10, а, б), характеризуют изменения общих КПД. Отличительными являются только изменения общих КПД для перепада давления $\Delta p = 20 \text{ МПа}$ (рис. 5.11). Обусловлено это тем, что при малых оборотах для модернизированного гидромотора наблюдается снижение объемного КПД.

Исследованиями зависимости крутящих моментов от частоты вращения установлено, что характер их изменения, как для серийного, так и для модернизированного гидромоторов идентичен (рис. 5.12). Разница между абсолютными значениями величин крутящих моментов возрастает с увеличением перепада давлений.

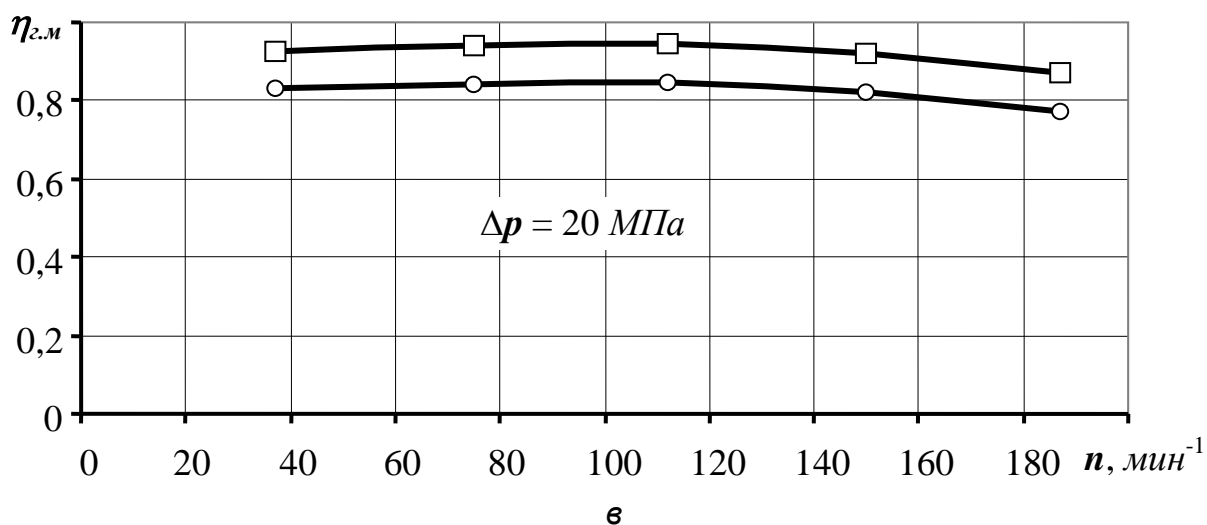
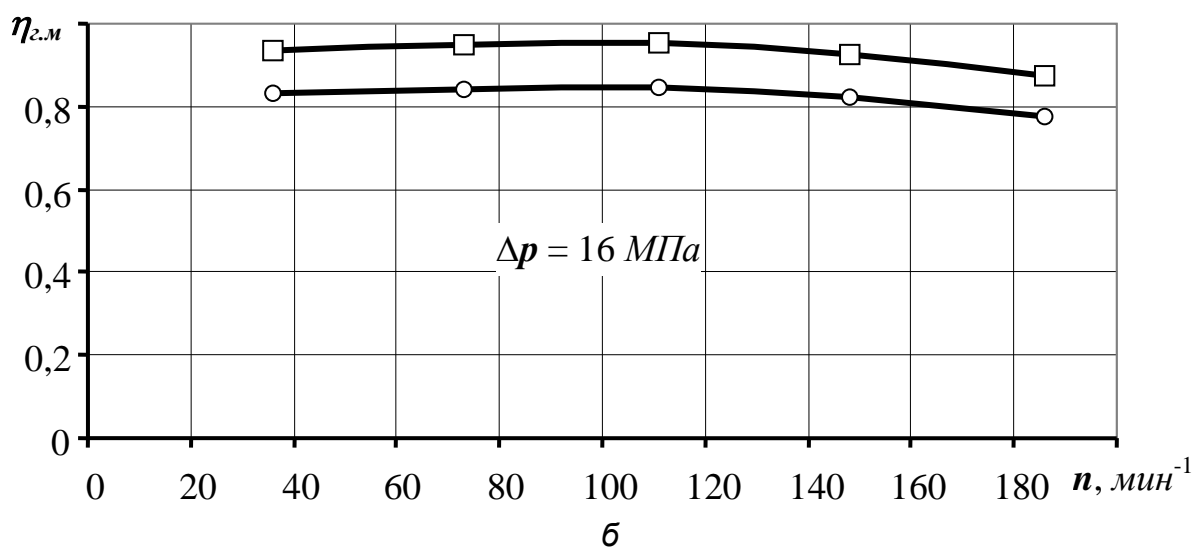
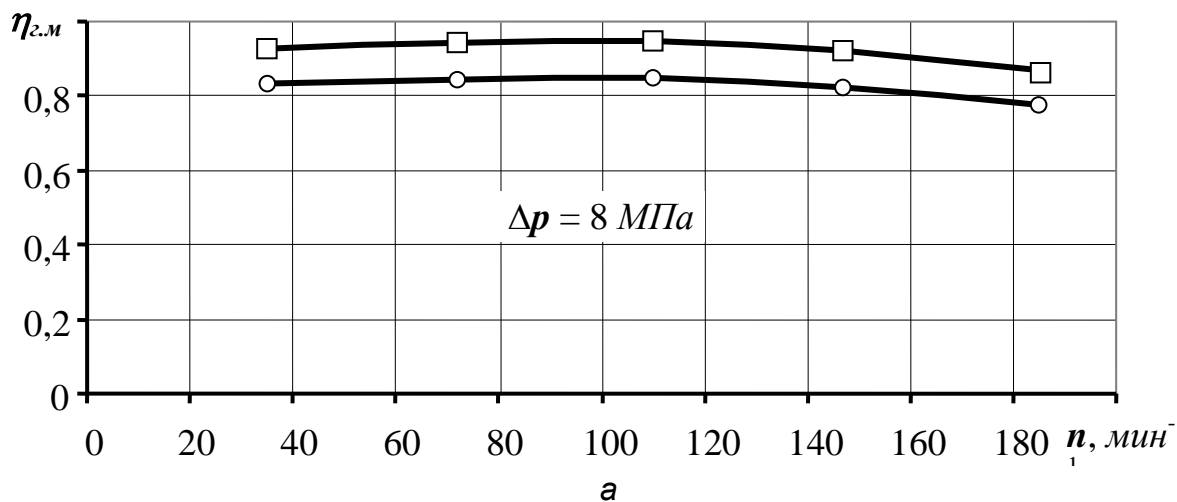


Рисунок 5.10 – Зависимость гидромеханического КПД от частоты вращения при различных значениях перепада давления

- Серийный гидромотор
- Модернизированный гидромотор

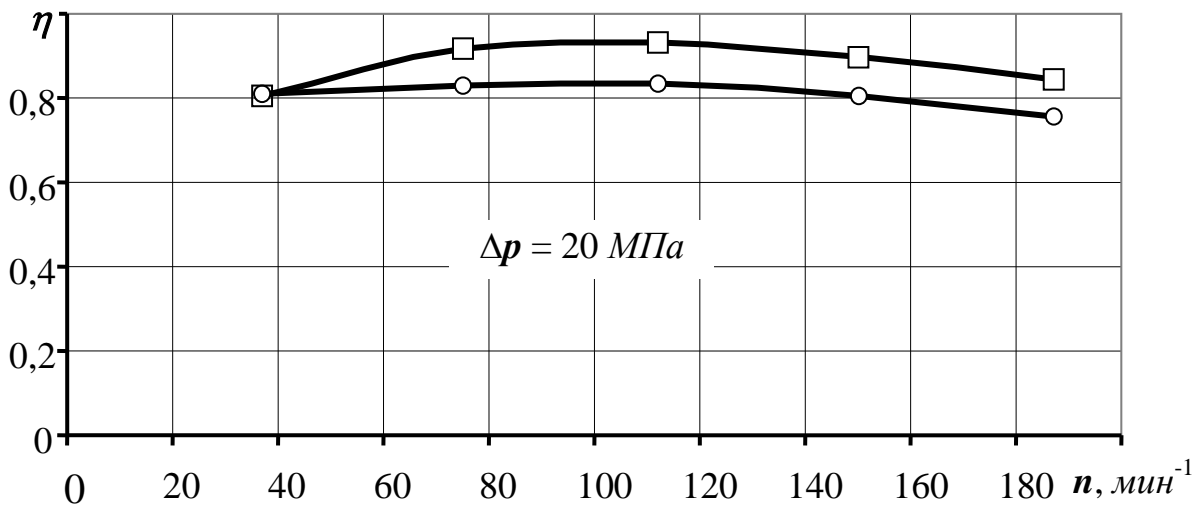


Рисунок 5.11 – Зависимость общего КПД от частоты вращения гидромоторов

—○— Серийный гидромотор

—□— Модернизированный гидромотор

Так, если для перепада давлений $\Delta p = 8 \text{ МПа}$ величина крутящего момента составляет в среднем $80 \text{ Н}\cdot\text{м}$, то для перепада давлений $\Delta p = 20 \text{ МПа}$ его величина уже равна $220 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Причем, при всех перепадах давлений и величинах количеств оборотов модернизированный гидромотор развивает больший крутящий момент, чем серийный. Объясняется это снижением механических потерь за счет повышения гидромеханического КПД характерного для вытеснителей модернизированного гидромотора (рис. 5.10).

Результаты исследований влияния частоты вращения на расход рабочей жидкости для модернизированного гидромотора при различных перепадах давлений представлены в виде графической зависимости на рис. 5.13.

Исследованиями (рис. 5.13) установлена линейная пропорциональная связь между этими параметрами. Причем определено полное совпадение графиков для разных перепадов давлений.

Для серийного гидромотора установлены аналогичные данные, которые графически идентичны представленным на рис. 5.13.

Таким образом, исследованиями влияния конструктивных изменений вытеснителей планетарных гидромоторов на изменение их выходных характеристик установлено, что снижения погрешности формы вытеснителей позволяет повысить на $7...10\%$ гидромеханический и общий КПД гидромотора и как следствие, повышение крутящего момента, при идентичности остальных выходных характеристик.

Распределительный блок. Основными факторами, определяющими изменение выходных характеристик планетарного гидромотора при исследовании распределительного блока, являются: частота вращения – n , перепад давления – Δp и зазор Δ между окнами распределителя и золотника.

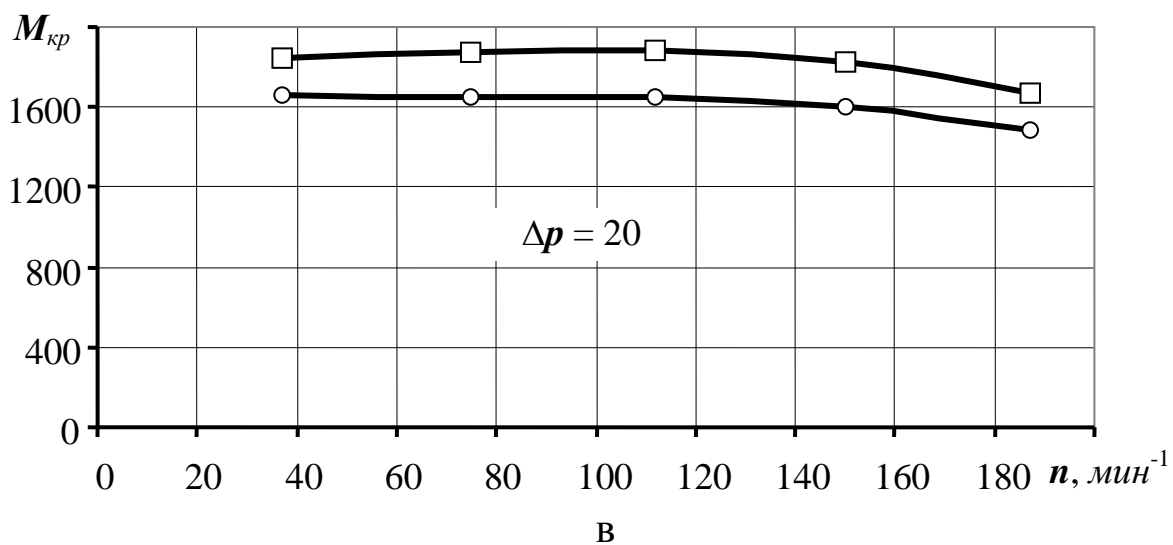
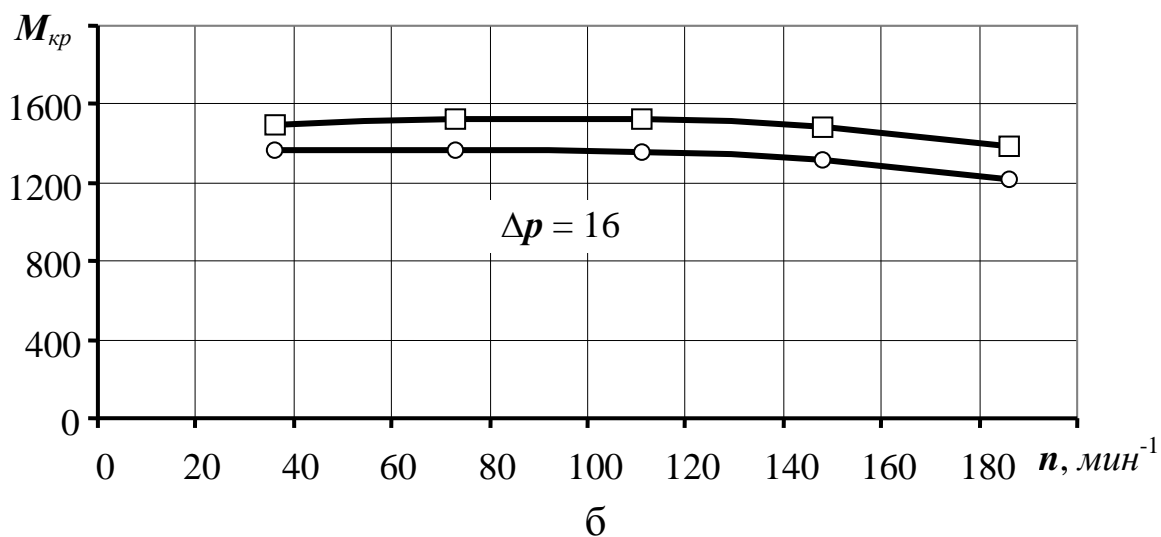
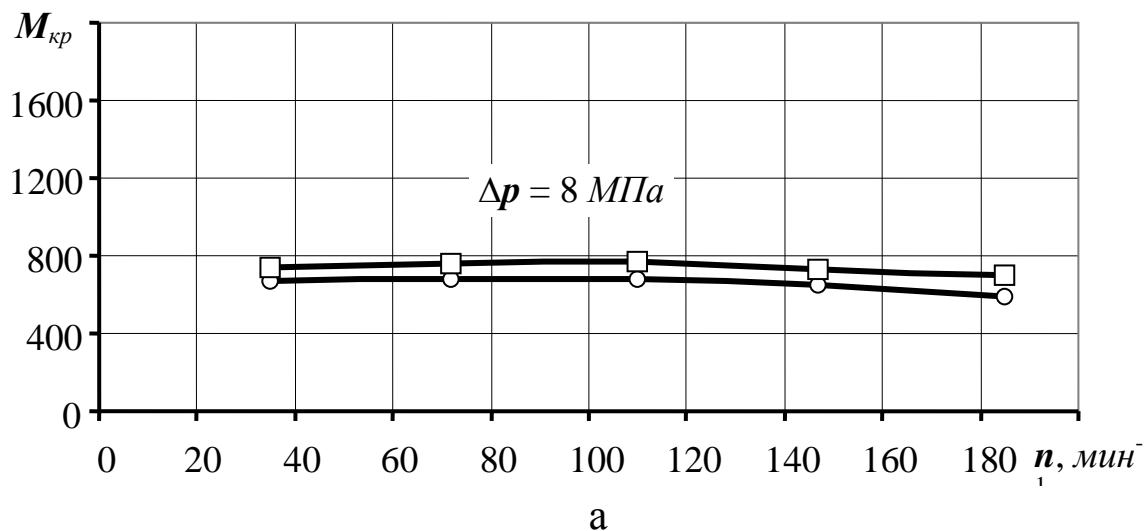


Рис. 5.12. Зависимость крутящего момента от частоты вращения при различных перепадах давления:

- Серийный гидромотор
- Модернизированный гидромотор

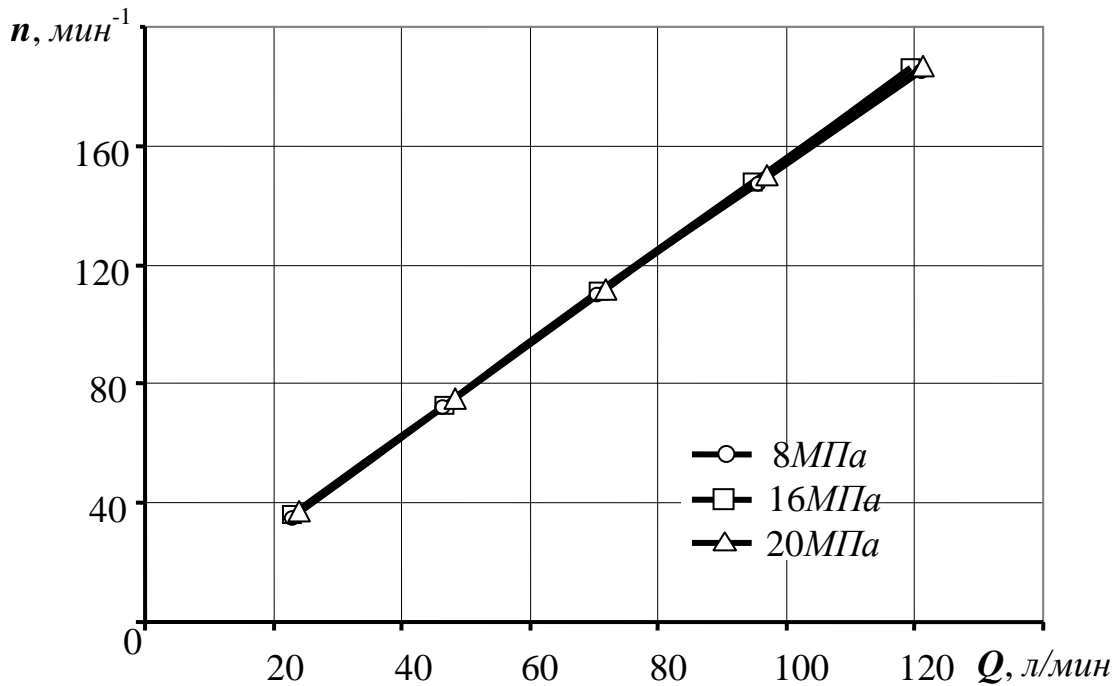


Рисунок 5.13. Зависимость частоты вращения от расхода рабочей жидкости

Испытания [101] проводились с двумя гидромоторами рабочим объемом 160см^3 (с серийным распределительным блоком (использование трех дополнительных разгрузочных окон распределителя, $\Delta=0^\circ51'$) и модернизированным (использование двух дополнительных разгрузочных окон, $\Delta=0$). При экспериментальных исследованиях изменялись только параметры распределителя, золотника и вала гидромотора, а другие детали оставались неизменными. При этом испытывались планетарные гидромоторы с торцевым распределительным блоком с количеством окон распределителя и золотника равным $Z_1=12$, $Z_2=14$, соответственно.

Номинальное (текущее) значение расхода устанавливалось с помощью изменения потока рабочей жидкости, при работе гидромотора на холостом ходу (без нагрузки), соответственно равным 50, 70, 90 и 110 л/мин.

Необходимую нагрузку задавали с помощью тормозного устройства испытательного стенда в диапазоне 25...400 Н·м с шагом 25 Н·м.

Для определения взаимосвязи геометрических и функциональных параметров гидромотора необходимо исследовать процесс изменения выходных характеристик в зависимости от конструктивных особенностей распределительного блока (с зазором между окнами и без зазора). Для этого использовано математическое планирование факторного эксперимента [83].

Факторный эксперимент. При проводимом исследовании в качестве функций откликов Y_i выбирались следующие параметры:

1. Действительный расход Q рабочей жидкости – Y_1 .
2. Крутящий момент $M_{кр}$ на валу гидромотора – Y_2 .

3. Механический КПД η_m гидромотора – Y_3 .
4. Объемный КПД $\eta_{об}$ гидромотора – Y_4 .
5. Общий КПД η гидромотора – Y_5 .
6. Шум, B – Y_6 .

Основными входными (изменяющимися) факторами X_i являются:

1. Перепад давлений Δp рабочей жидкости – X_1 .
2. Частота вращения n вала гидромотора – X_2 .
3. Зазор Δ между окнами распределителя и золотника – X_3 .

Неизменными факторами Z_i являются:

1. Температура t рабочей жидкости – Z_1 .
2. Кинематическая вязкость ν рабочей жидкости – Z_2 .
3. Тонкость фильтрации Φ рабочей жидкости – Z_3 .

Выбранные факторы и уровни варьирования сведены в таблице 5.6.

Таблица 5.6

Интервалы и уровни варьирования факторов

Наименование фактора	Обозн.	Код. знач.	Ед. изм.	Интерв. варьирования	Уровни факторов		
					нижн.	осн.	верхн.
Перепад давления	Δp	X_1	МПа	4	8	12	16
Частота вращения	n	X_2	об/мин	270	60	330	600
Зазор между окнами распр. и золотника	Δ	X_3	мм	25'42"	0	25'42"	51'
Температура рабочей жидкости	t	Z_1	°С	-	-	50±4	-
Кинематическая вязкость	ν	Z_2	м ² /с	-	-	65·10 ⁻²	-
Тонкость фильтрации	Φ	Z_3	мкм	-	-	не более 63	-

При таком, матричном планировании экспериментальных исследований обработка результатов исследований сводится к вычислению коэффициентов регрессии согласно методике [83], с помощью ПЭВМ. После вычисления коэффициентов регрессии переходят к статистическому анализу уравнения регрессии, который состоит из трех этапов:

1. Оценка дисперсии воспроизводимости (или оценка ошибки опыта).
2. Оценка значимости коэффициентов уравнения регрессии.
3. Оценка адекватности модели.

Исходные данные для определения коэффициентов регрессии приведены в таблице 5.7, а коэффициенты уравнений регрессии приведены в таблице 5.8.

Таблица 5.7

Исходные данные для определения коэффициентов регрессии

Опыты	x_o	Планирование			Функции отклика					
		x_1 Δp	x_2 n	x_3 Δ	\bar{y}_1 M	\bar{y}_2 Q	\bar{y}_3 $\eta_{об}$	\bar{y}_4 η_m	\bar{y}_5 η	\bar{y}_6 B
1	+1	+1	+1	+1	99,25	302	0,946	0,772	0,73	114,5
2	+1	-1	+1	+1	99,34	148	0,949	0,755	0,72	114
3	+1	+1	-1	+1	9,82	308	0,933	0,795	0,742	98
4	+1	-1	-1	+1	9,92	163	0,939	0,835	0,785	98,5
5	+1	+1	+1	-1	99,23	360	0,951	0,909	0,864	96,6
6	+1	-1	+1	-1	99,23	178	0,957	0,878	0,841	96
7	+1	+1	-1	-1	10,14	358	0,935	0,925	0,865	95,5
8	+1	-1	-1	-1	10,35	191	0,946	0,94	0,888	95

Таблица 5.8

Коэффициенты уравнений регрессии

Коэф. регрессии	Функции отклика					
	$\bar{y}_1 (Q)$	$\bar{y}_2 (M)$	$\bar{y}_3 (\eta_{об})$	$\bar{y}_4 (\eta_m)$	$\bar{y}_5 (\eta)$	$\bar{y}_6 (B)$
b_o	54,7	251	0,945	0,851	0,804	101
b_1	-0,013	81	-0,00325	-0,00075	-0,00363	0,25
b_2	44,6	-4	0,00625	-0,0222	-0,0161	4,25
b_3	-0,04	-20,75	-0,00275	-0,061	-0,0609	5,25
b_{12}	0,65	3	0,001	0,013	0,0129	-
b_{13}	0,04	-6,25	0,001	-0,005	-0,00387	-
b_{23}	0,1475	-1,25	-0,0005	-0,00325	-0,00387	3,75
b_{123}	0,0125	-0,75	-0,00025	0,0015	0,000625	-

Однородность дисперсий проверяется по критерию Кохрена ($G_T = 0,4377$ для чисел степеней свободы $f_1 = 3$, $f_2 = 8$ и $g = 0,05$).

Расчетные значения критерия Кохрена: $G_{p(Q)} = 0,205$; $G_{p(M)} = 0,422$; $G_{p(\eta_{об})} = 0,336$; $G_{p(\eta_m)} = 0,368$; $G_{p(\eta)} = 0,345$; $G_{p(B)} = 0,262$.

Все расчетные критерии Кохрена удовлетворяют неравенству $G_p < G_T$. Следовательно, принимается гипотеза об однородности дисперсии.

Дисперсия воспроизводимости: $S_{\bar{y}_1}^2 = 2,33 \cdot 10^{-2}$; $S_{\bar{y}_2}^2 = 14,92$;
 $S_{\bar{y}_3}^2 = 0,141 \cdot 10^{-4}$; $S_{\bar{y}_4}^2 = 0,18 \cdot 10^{-4}$; $S_{\bar{y}_5}^2 = 0,206 \cdot 10^{-4}$; $S_{\bar{y}_6}^2 = 1,75$.

Наименьшее значение значимого коэффициента регрессии (значение критерия Стьюдента $t = 2,06$, при числе степеней свободы $f = 24$ [83]): $|b_{\bar{y}_1}| = 0,11$;
 $|b_{\bar{y}_2}| = 2,8$; $|b_{\bar{y}_3}| = 0,27 \cdot 10^{-2}$; $|b_{\bar{y}_4}| = 0,31 \cdot 10^{-2}$; $|b_{\bar{y}_5}| = 0,33 \cdot 10^{-2}$; $|b_{\bar{y}_6}| = 0,96$.

Уравнения регрессии с учетом значимых коэффициентов при определении зоны изменения функциональных параметров планетарного гидромотора

$$Y_1(Q_{2M}) = 54,7 + 44,6 \cdot X_2 + 0,1475 \cdot X_2 \cdot X_3; \quad (5.12)$$

$$Y_2(M_{кр}) = 251 + 81 \cdot X_1 - 4 \cdot X_2 - 20,75 \cdot X_3 + 3 \cdot X_1 \cdot X_2 - 6,25 \cdot X_1 \cdot X_3; \quad (5.13)$$

$$Y_3(\eta_{об}) = 0,945 - 0,00325 \cdot X_1 + 0,00625 \cdot X_2 - 0,00275 \cdot X_3; \quad (5.14)$$

$$Y_4(\eta_{2..M}) = 0,851 - 0,022 \cdot X_2 - 0,061 \cdot X_3 + 0,013 \cdot X_1 \cdot X_2 - \\ - 0,005 \cdot X_1 \cdot X_3 - 0,00325 \cdot X_2 \cdot X_3; \quad (5.15)$$

$$Y_5(\eta) = 0,804 - 0,00363 \cdot X_1 - 0,0161 \cdot X_2 - 0,0609 \cdot X_3 + \\ + 0,0129 \cdot X_1 \cdot X_2 - 0,00387 \cdot X_1 \cdot X_3 - 0,00387 \cdot X_2 \cdot X_3; \quad (5.16)$$

$$Y_6(B) = 101 + 4,25 \cdot X_2 + 5,25 \cdot X_3 + 3,75 \cdot X_2 \cdot X_3. \quad (5.17)$$

Анализ уравнений (5.12...5.17) подтверждает, что изменение зазора Δ между окнами распределителя и золотника влияет:

– на изменение выходных характеристик планетарного гидромотора: расход Q_{2M} , момент $M_{кр}$, КПД η и шум гидромотора B ;

– изменение перепада давления Δp влияет на изменение момента $M_{кр}$ и КПД η гидромотора;

– изменение частоты вращения n влияет на изменение расхода Q_{2M} , момента $M_{кр}$ и КПД η гидромотора.

Определим изменение момента $M_{кр}$, частоты вращения n и КПД η гидромотора при известных значениях расхода рабочей жидкости Q_{2M} , перепада давлений Δp и зазора Δ между окнами распределителя и золотника с целью получения модели, описывающей работу планетарного гидромотора.

Для определения зависимости $M_{кр} = f(Q_{2M}, \Delta p, \Delta)$ из уравнения (5.12) определим изменение частоты вращения $n = f(Q_{2M})$, предварительно раскодировав его

$$n = \frac{270 \cdot Q_{2M} - 14769}{44,45 + 19,4 \cdot \Delta} + 330, \quad (5.18)$$

где Q_{2M} – расход рабочей жидкости, л/мин, $9,78 < Q_{2M} < 96,76$;

Δ – зазор между окнами распределителя и золотника, рад, $0 < \Delta < 0,015$.

Уравнения (5.12...5.17) справедливы, только для распределительного блока с количеством окон распределителя и золотника, равным $Z_1 = 12$, $Z_2 = 14$, соответственно, и при использовании двух дополнительных разгрузочных окон распределителя.

Раскодировав уравнение (5.13) и подставив в него (5.18), определим изменение момента на валу гидромотора $M_{кр} = f(Q_{зм}, \Delta p, \Delta)$:

$$M_{кр} = 8,99 - 263,15 \cdot \Delta + (21,82 - 205,59 \cdot \Delta) \cdot \Delta p + \frac{(0,75 \cdot \Delta p - 11,99) \cdot Q_{зм} - 41,06 \cdot \Delta p + 655,74}{44,45 + 19,4 \cdot \Delta}; \quad (5.19)$$

где Δp – перепад давления, МПа; $8 < \Delta p < 16$.

Раскодировав уравнение (5.14), определим изменение объемного КПД гидромотора ($\eta_{об} = f(n, \Delta p, \Delta)$):

$$\eta_{об.} = 0,95 - 0,0008 \cdot \Delta p + 0,00002 \cdot n - 0,36 \cdot \Delta. \quad (5.20)$$

Раскодировав уравнение (5.15), определим изменение гидромеханического КПД гидромотора ($\eta_{г.м} = f(n, \Delta p, \Delta)$):

$$\eta_{г.м} = 0,967 - n \cdot (0,0002 - 0,000012 \cdot \Delta p + 0,0016 \cdot \Delta) - \Delta \cdot (5,53 + 0,16 \cdot \Delta p) - 0,0003 \cdot \Delta p. \quad (5.21)$$

Раскодировав уравнение (5.16) и подставив в него (5.18), определим изменение общего КПД гидромотора ($\eta = f(n, \Delta p, \Delta)$):

$$\eta = 0,926 - n \cdot (0,0002 - 0,000012 \cdot \Delta p + 0,0019 \cdot \Delta) - \Delta \cdot (5,81 + 0,13 \cdot \Delta p) - 0,004 \cdot \Delta p. \quad (5.22)$$

Раскодировав уравнение (5.17), определим изменение уровня вибрации ($B = f(n, \Delta p, \Delta)$):

$$B = 95,15 + n \cdot (0,002 + 1,84 \cdot \Delta) + 88,82 \cdot \Delta. \quad (5.23)$$

Полученные зависимости (5.18...5.23) описывают работу планетарного гидромотора в условиях эксплуатации с модернизированным распределительным блоком ($Z_{дон.} = 2$, $\Delta = 0$).

Дисперсия адекватности: $S_{1ад(Q)}^2 = 0,0598$; $S_{2ад(M)}^2 = 34$; $S_{3ад(\eta_{об})}^2 = 0,2 \cdot 10^{-4}$; $S_{4ад(\eta_{г.м})}^2 = 0,6 \cdot 10^{-4}$; $S_{5ад(\eta)}^2 = 0,26 \cdot 10^{-4}$; $S_{6ад(B)}^2 = 0,5$.

Расчетные F_p и теоретические F_T критерии Фишера

$$F_{1p(Q)} = 2,57; F_{1T} = 2,62; (f_1 = 5; f_2 = 24);$$

$$F_{2p(M)} = 2,28; F_{2T} = 3,4; (f_1 = 2; f_2 = 24);$$

$$F_{3p(\eta_{об})} = 1,42; F_{3T} = 2,78; (f_1 = 4; f_2 = 24);$$

$$F_{4p(\eta_m)} = 3,33; F_{4T} = 3,4; (f_1 = 2; f_2 = 24);$$

$$F_{5p(\eta)} = 1,24; F_{5T} = 4,26; (f_1 = 1; f_2 = 24);$$

$$F_{6p(B)} = 0,286; F_{6T} = 2,78; (f_1 = 4; f_2 = 24).$$

Для всех расчетных и теоретических критериев Фишера соблюдается неравенство $F_p < F_T$.

Таким образом, полученные уравнения регрессии (5.12...5.17) с учетом значимых коэффициентов адекватно (с вероятностью 0,95) описывают исследуемый процесс.

Сравнительный эксперимент. Исследование изменения выходных характеристик разработанного модернизированного планетарного гидромотора оценивается по результатам его сравнительных испытаний с серийным гидромотором (табл. 5.9, 5.10).

Таблица 5.9

Результаты экспериментальных исследований гидромотора
с серийной распределительной системой
(использование трех дополнительных разгрузочных окна при $\Delta = 51'$)

n , мин ⁻¹	Q , л/мин	Δp , МПа	M , Н·м	η_m	$\eta_{об}$	η
$\Delta p = 8 \text{ МПа}$						
61	10,56	8,24	181	0,872	0,913	0,796
147	25,29	7,71	174	0,897	0,918	0,823
302	51,002	7,83	180	0,913	0,936	0,855
449	76,18	7,88	174	0,878	0,931	0,817
604	103,82	7,74	160	0,821	0,919	0,754
776	135,08	7,48	132	0,702	0,908	0,637
$\Delta p = 16 \text{ МПа}$						
62	10,78	15,7	330	0,834	0,909	0,758
151	26,14	15,45	331	0,851	0,913	0,777
298	50,68	15,47	334	0,858	0,929	0,797
452	77,57	15,63	338	0,859	0,921	0,791
601	103,93	15,54	329	0,841	0,914	0,769
775	135,19	15,16	287	0,752	0,906	0,681
$\Delta p = 20 \text{ МПа}$						
58	10,14	19,41	395	0,809	0,904	0,731
150	25,93	19,52	406	0,826	0,914	0,755
301	51,64	19,1	411	0,855	0,921	0,787
449	77,14	19,15	408	0,847	0,919	0,788
598	103,71	19,32	401	0,825	0,911	0,752
779	135,94	18,88	349	0,734	0,905	0,664

Таблица 5.10

Результаты экспериментальных исследований гидромотора
 с модернизированной распределительной системой
 (использование двух дополнительных разгрузочных окна при $\Delta = 0$)

n , мин^{-1}	Q , л/мин	Δp , МПа	M , $\text{Н}\cdot\text{м}$	η_m	$\eta_{об}$	η
$\Delta p = 8 \text{ МПа}$						
62	10,35	8,08	191	0,94	0,946	0,889
152	25,07	7,9	190	0,955	0,958	0,915
303	49,83	7,88	189	0,953	0,961	0,916
452	74,48	7,63	180	0,938	0,959	0,899
601	99,23	8,04	178	0,878	0,957	0,84
774	129	7,62	145	0,756	0,948	0,717
$\Delta p = 16 \text{ МПа}$						
60	10,14	15,39	358	0,925	0,935	0,865
150	25,07	15,5	362	0,928	0,945	0,877
298	49,19	15,62	368	0,936	0,958	0,897
448	74,16	15,13	354	0,929	0,954	0,886
597	99,23	15,74	360	0,909	0,951	0,865
778	129,75	15,52	302	0,773	0,947	0,732
$\Delta p = 20 \text{ МПа}$						
61	10,35	19,36	445	0,913	0,933	0,852
149	25,07	19,17	442	0,916	0,939	0,86
301	49,83	19,44	453	0,926	0,954	0,883
449	74,48	19,19	447	0,925	0,952	0,881
598	99,66	19,08	438	0,912	0,948	0,865
776	129,64	19,09	382	0,795	0,946	0,752

В модернизированной конструкции гидромотора с целью повышения сопоставимости результатов использованы все детали, кроме распределителей серийного гидромотора. Модернизированный распределительный блок выполнен с зазором $\Delta = 0$ (серийный с зазором $\Delta = 0^{\circ}51'$).

При проведении экспериментальных исследований каждому переменному фактору назначали определенный шаг варьирования: частота вращения, $n - 150 \text{ мин}^{-1}$; перепад давления, $\Delta p - 4 \text{ МПа}$.

На рис. 5.14, 5.15 и 5.16 приведены зависимости изменения гидромеханического $\eta_{г.м}$, объемного $\eta_{об}$ и общего η КПД, соответственно, от частоты вращения n , при различных значениях перепада давления Δp (рис. 5.14, а; 5.15, а и 5.16, а – $\Delta p = 8 \text{ МПа}$; рис. 5.14, б; 5.15, б и 5.16, б – $\Delta p = 16 \text{ МПа}$; рис. 5.14, в; 5.15, в и 5.16, в – $\Delta p = 20 \text{ МПа}$) серийного и модернизированного гидромоторов.

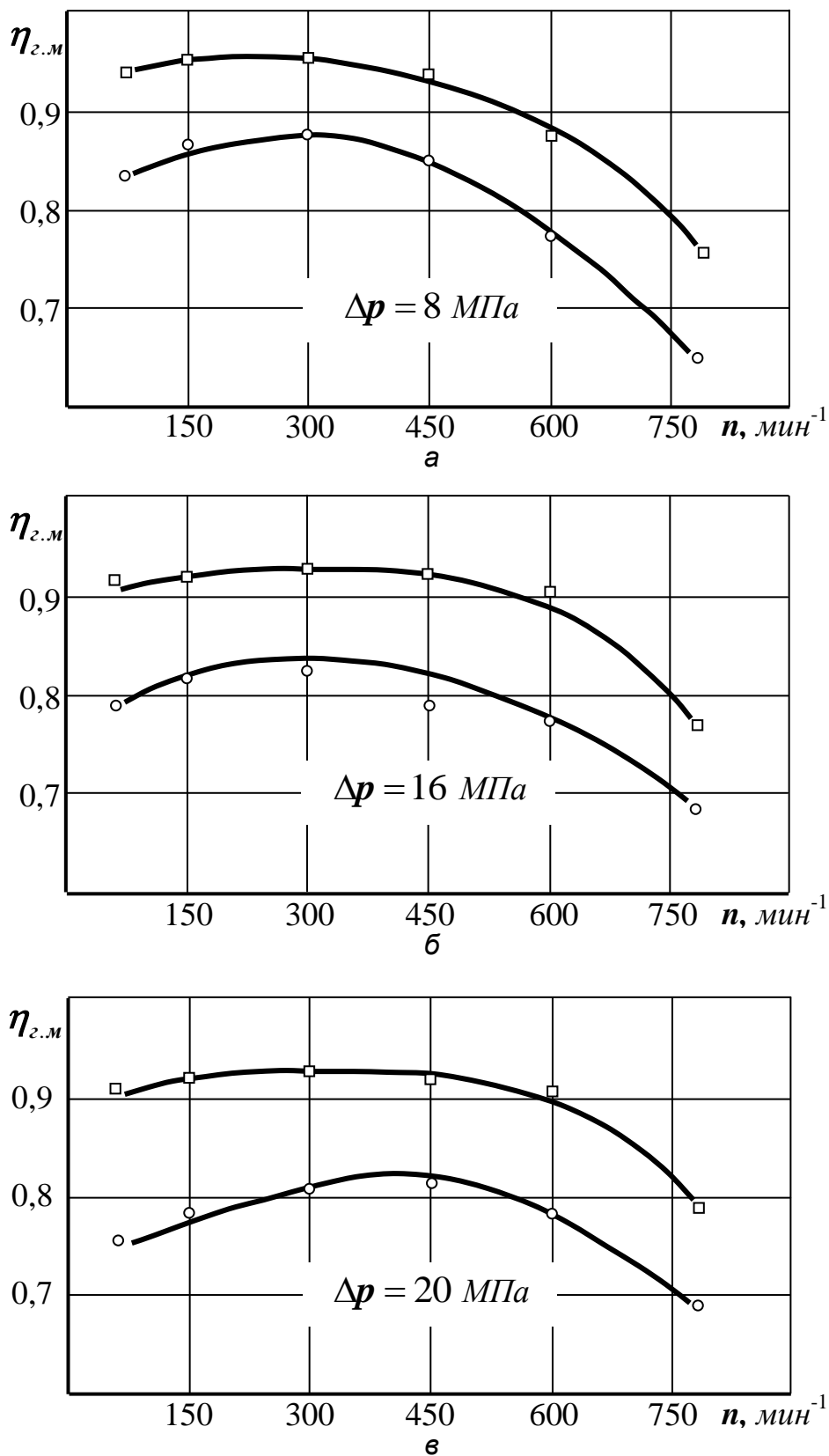


Рисунок 5.14 – Зависимость гидромеханического КПД от частоты вращения

- Серийный гидромотор
- Модернизированный гидромотор

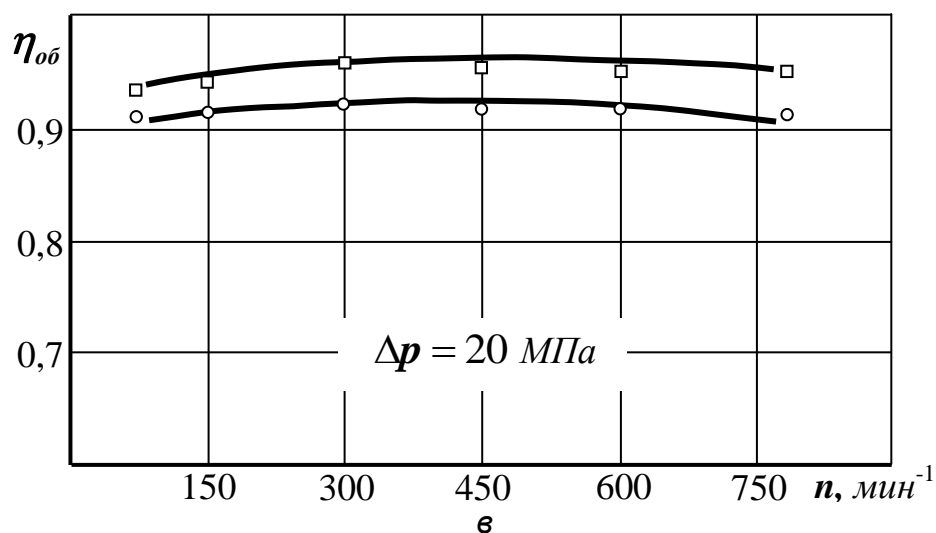
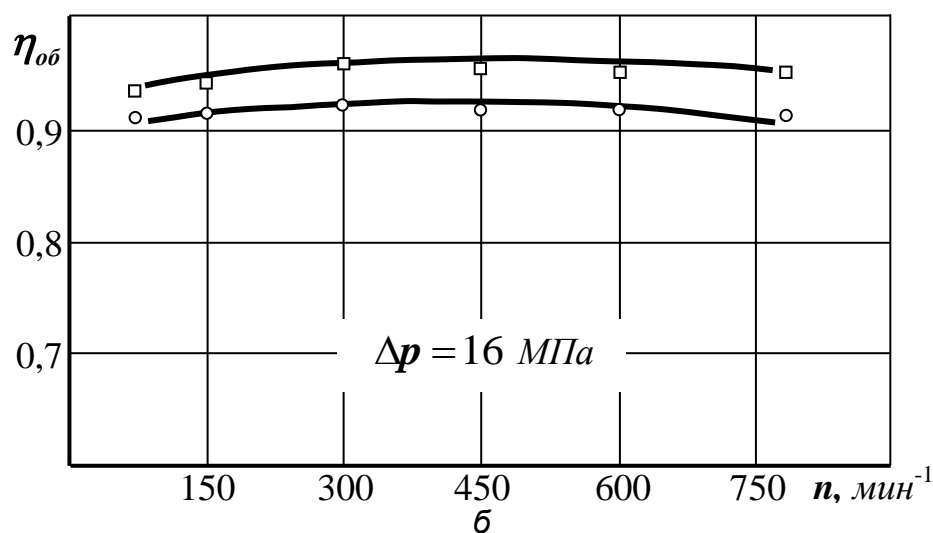
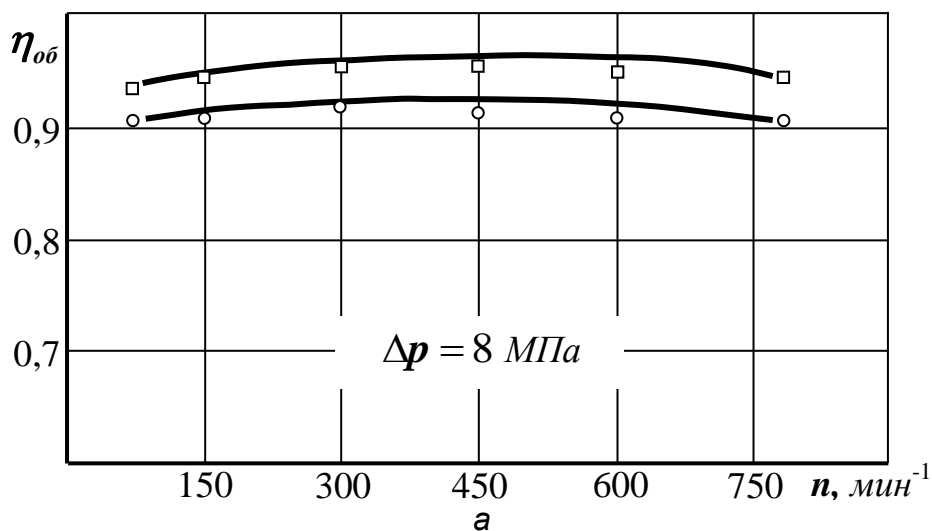


Рисунок 5.15 – Зависимость объемного КПД от частоты вращения:

- Серийный гидромотор
- Модернизированный гидромотор

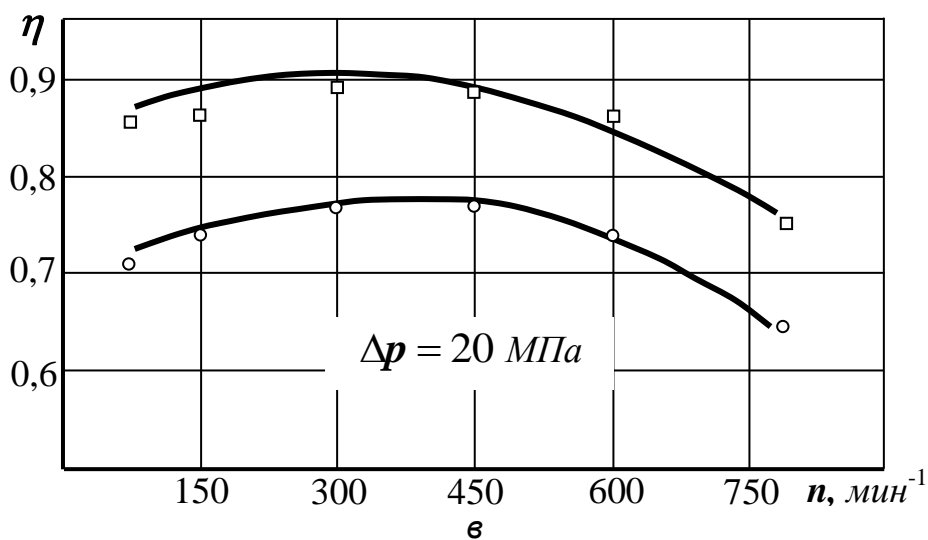
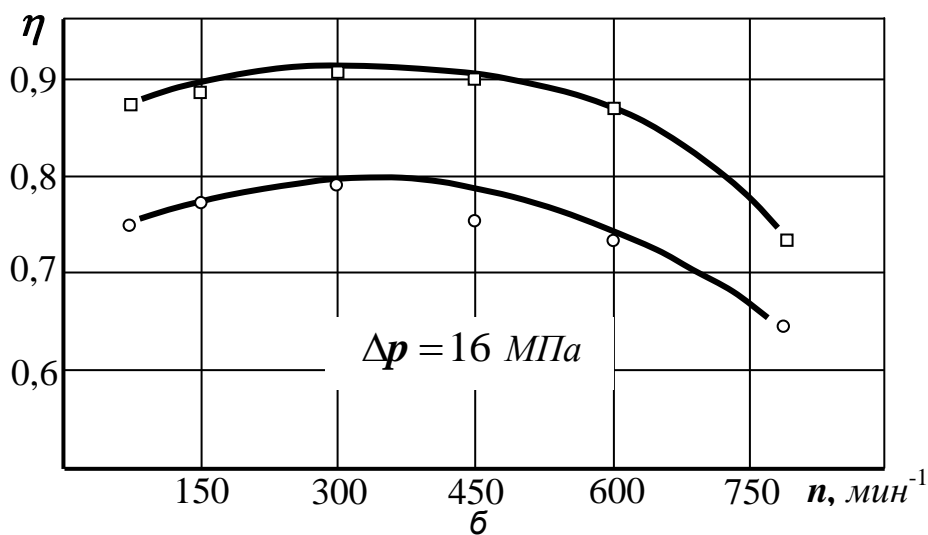
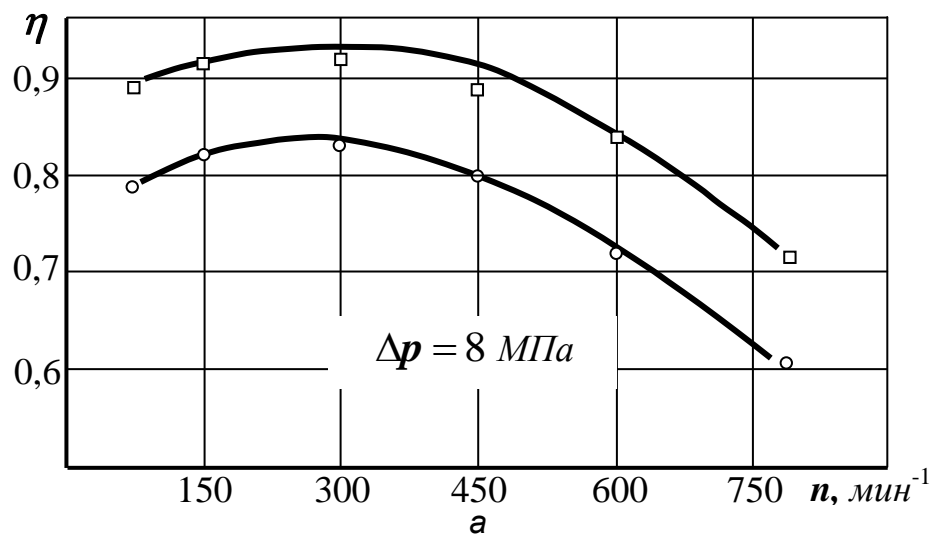


Рисунок 5.16 – Зависимость общего КПД от частоты вращения:

- Серийный гидромотор
- Модернизированный гидромотор

Анализ приведенных зависимостей показал, что:

- КПД гидромотора возрастает при частоте вращения n в диапазоне 10...450 *об/мин*, а затем при частоте вращения в диапазоне 600...780 *об/мин* стремительно падает;

- с изменением перепада давления Δp (в диапазоне 16...20 *МПа*) гидромеханический $\eta_{г.м}$, объемный $\eta_{об}$ и общий η КПД практически не изменяются;

- при увеличении перепада давления Δp от 16 до 20 *МПа* характер кривых характеризующих КПД не изменяется, снижаются только числовые значения (рис. 5.14, а, б).

Объемный КПД $\eta_{об}$ (рис. 5.15), как и предполагалось, у модернизированного гидромотора несколько выше, чем у серийного, что объясняется плохим поджатием золотника у серийного гидромотора.

Характер зависимостей общего КПД η от частоты вращения n (рис. 5.16) имеет такой же характер, что и зависимости гидромеханического КПД $\eta_{г.м}$, что объясняется малыми объемными потерями.

Анализ зависимости момента $M_{кр}$ от частоты вращения n , при различных значениях перепада давления Δp (рис. 5.17, а – $\Delta p = 8$ *МПа*; рис. 5.17, б – $\Delta p = 16$ *МПа*; рис. 5.17, в – $\Delta p = 20$ *МПа*) серийного и модернизированного гидромоторов показал, что:

- при увеличении перепада давления Δp до максимального $\Delta p = 20$ *МПа* момент возрастает;

- так как момент $M_{кр}$ зависит как от перепада давления Δp , так и от гидромеханического КПД $\eta_{г.м}$, то зависимости $M_{кр}$ (рис. 5.17) имеют такой же характер, как и зависимости гидромеханического КПД $\eta_{г.м}$ и при частоте вращения в диапазоне 600...780 *об/мин* стремительно падает.

На рис. 5.18 приведены зависимости частоты вращения n от расхода $Q_{г.м}$, где приведены экспериментальные исследования модернизированного гидромотора при различных значениях перепада давления Δp . Для серийного гидромотора установлены аналогичные данные, которые графически идентичны представленным на рис. 5.18.

Анализ зависимости $n = f(Q_{г.м})$ показал, что:

- частота вращения n и расход $Q_{г.м}$ находятся в прямопропорциональной зависимости и с увеличением расхода $Q_{г.м}$, увеличивается частота вращения n ;

- перепад давления Δp практически не влияет на характер зависимости $n = f(Q_{г.м})$.

На рис. 5.19 приведена зависимость частоты вращения n от перепада давления Δp при различных значениях расхода рабочей жидкости для модернизированного гидромотора. Для серийного гидромотора установлены аналогичные данные, которые графически идентичны представленным на рис. 5.19.

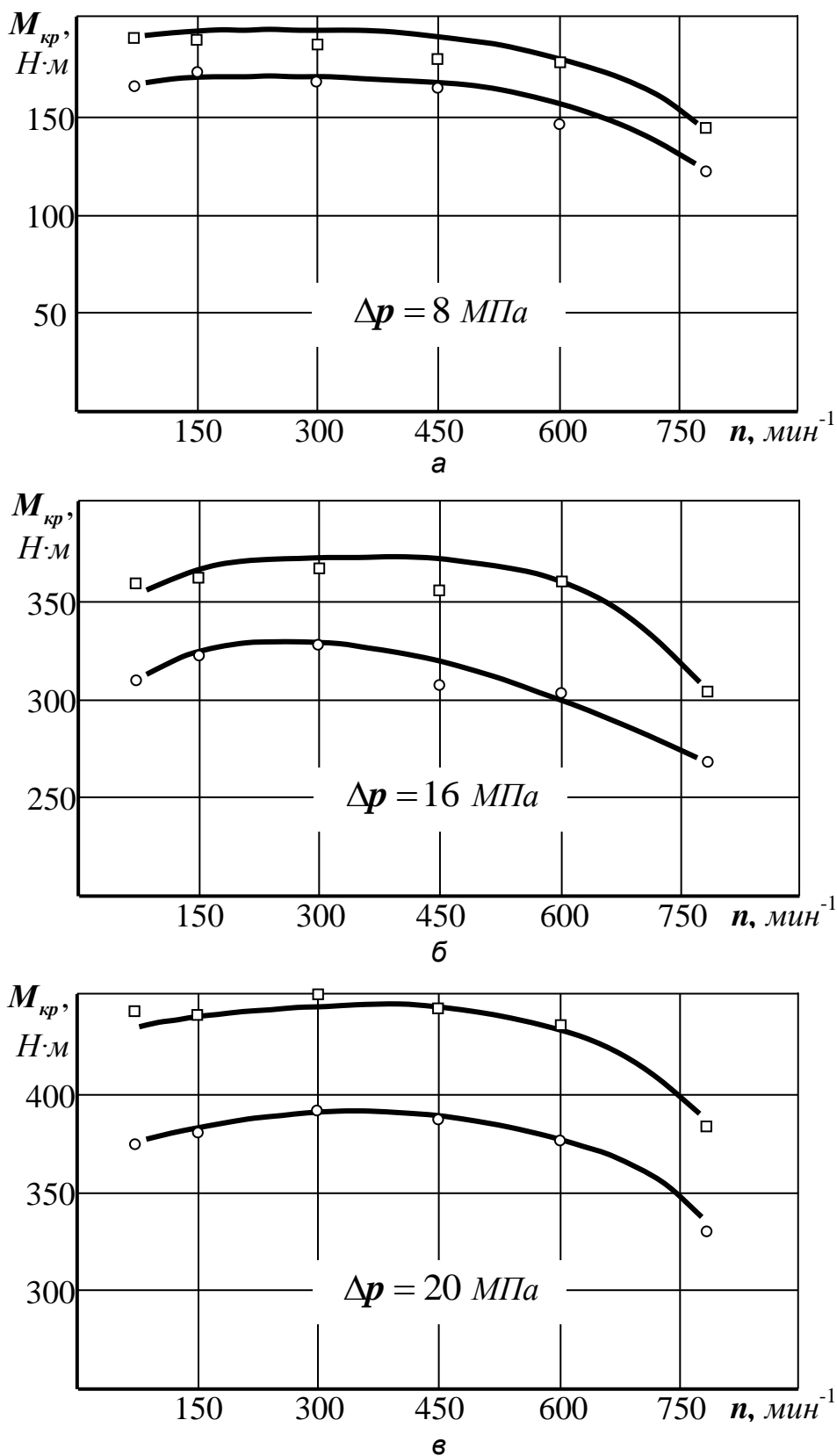


Рисунок 5.17 – Зависимость момента от частоты вращения:

- Серийный гидромотор
- Модернизированный гидромотор

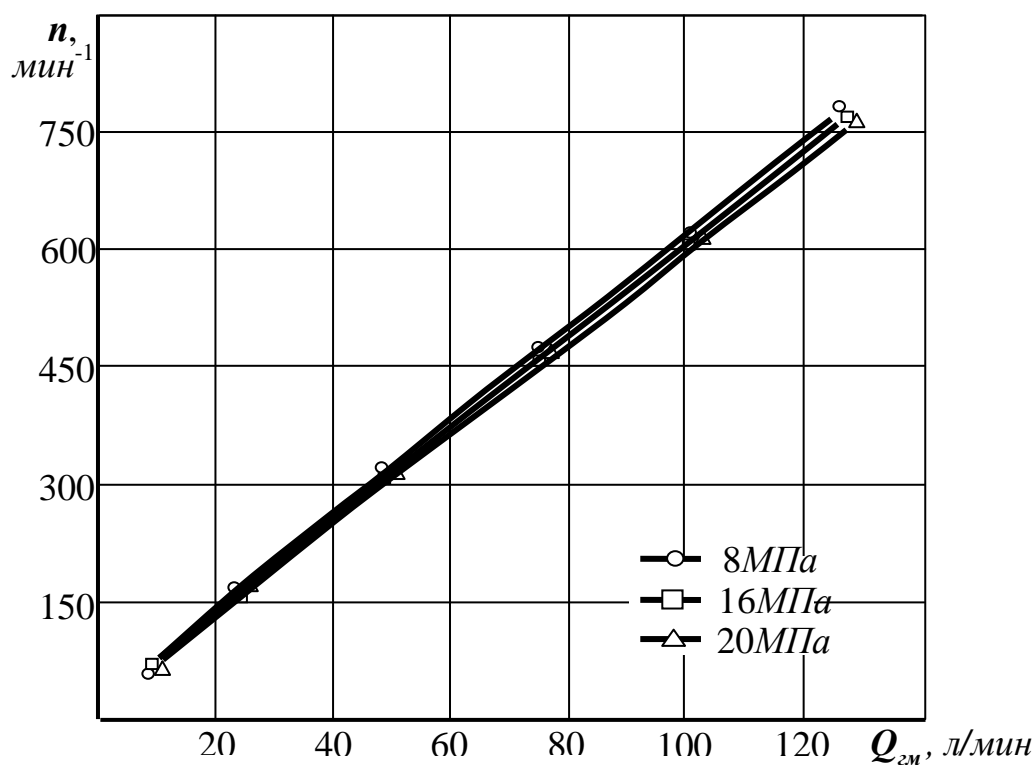


Рисунок 5.18 – Зависимость частоты вращения от расхода

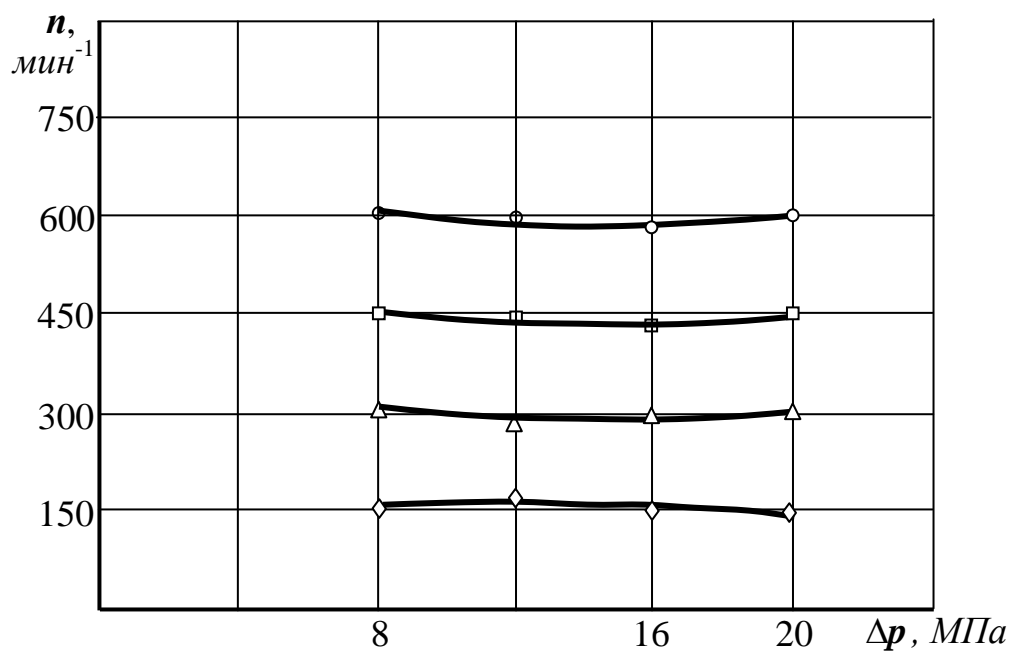


Рисунок 5.19 – Зависимость частоты вращения от перепада давления:

- $Q = 25$ л/мин
- $Q = 50$ л/мин
- △— $Q = 75$ л/мин
- ◇— $Q = 100$

Анализ зависимости $n = f(\Delta p)$ показал, что при одном и том же значении расхода жидкости Q с увеличением перепада давления Δp частота вращения n не изменяется.

Проведенные экспериментальные исследования показывают, что:

- КПД гидромотора возрастает при частоте вращения n в диапазоне $10...450 \text{ мин}^{-1}$, а затем при частоте вращения в диапазоне $600...780 \text{ мин}^{-1}$ стремительно падает;

- с увеличением перепада давления Δp в диапазоне $16...20 \text{ МПа}$ и гидромеханический, и общий КПД уменьшаются. Это объясняется тем, что с повышением частоты вращения n и перепада давлений Δp в диапазоне от номинального до максимального увеличиваются гидравлические сопротивления в каналах распределительного блока;

- частота вращения n и расход $Q_{зм}$ находятся в прямопропорциональной зависимости и с увеличением расхода $Q_{зм}$ увеличивается частота вращения n ;

- перепад давления Δp практически не влияет на характер зависимости $n = f(Q_{зм})$.

- с увеличением перепада давления Δp частота вращения n не изменяется при одном и том же значении расхода жидкости $Q_{зм}$.

Анализ результатов сравнительных испытаний гидромотора с модернизированным распределительным блоком показывает, что гидромеханический КПД модернизированного гидромотора выше на $8...10\%$, объемный – на $4...6\%$, а общий – на $7...9\%$. Это объясняется тем, что в распределительном блоке модернизированного гидромотора отсутствует пульсация давления рабочей жидкости, на 15% снижено прижимающее усилие, а площадь проходного сечения каналов увеличилась на 2% по сравнению с серийным.

Сравнительные исследования планетарных гидромоторов. Для оценки изменения выходных характеристик планетарных гидромоторов были проведены экспериментальные исследования с серийным и модернизированным гидромоторами 22 кВт и рабочим объемом 160 см^3 . При исследовании использовался разработанный стенд (рис. 5.6), позволяющий получить осциллограмму процессов изменения рабочего давления и частоты вращения гидромотора при разгоне.

Несмотря на то, что момент страгивания планетарного гидромотора составляет $90...95\%$ от его номинального значения крутящего момента $M_{кр}$, запуск гидромотора с полным нагружением (при использовании в качестве нагрузки порошкового тормоза) не рекомендован заводом-изготовителем порошковых тормозов. Поэтому, при сравнительных экспериментальных исследованиях изменения выходных характеристик гидроагрегата с планетарным гидромотором вначале он запускался без нагрузки и после завершения разгона (по достижению установившегося значения частоты вращения и давления рабочей жидко-

сти), гидромотор нагружался путем подачи необходимого управляющего напряжения на обмотку порошкового тормоза.

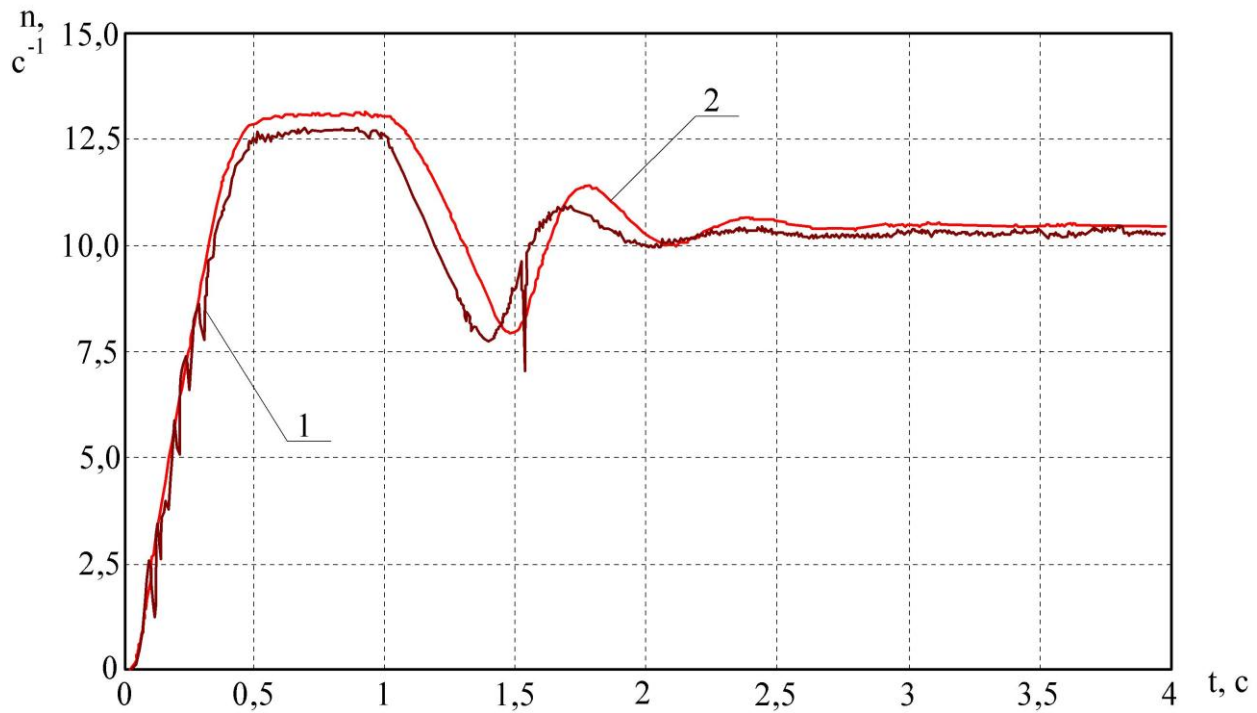
Анализ полученных результатов экспериментальных исследований изменения частоты вращения гидроагрегата показывает, что характер изменения обеих кривых одинаков (рис. 5.20, а), как для серийного, так и для модернизированного гидромоторов. Разгон гидромоторов обоих типов завершается в период времени $t = 0,5 \text{ с}$. При этом у гидроагрегата с серийным гидромотором (кривая 1) наблюдаются довольно значительные пульсации (до $1,25 \text{ с}^{-1}$). В период времени $0,5 < t < 1,0 \text{ с}$ наблюдается установившееся движение (вращение) вала для обоих гидромоторов. Установившееся значение частоты вращения гидромотора превышает свое номинальное значение для серийного гидромотора на 25% (кривая 1), а для модернизированного – на 31% (кривая 2). Это объясняется тем, что при отсутствии нагрузки объемная подача насоса возрастает.

При значении времени $t = 1,0 \text{ с}$ включается порошковый тормоз (сразу с полной нагрузкой) и происходит резкое снижение частоты вращения до значения $n = 7,6 \text{ с}^{-1}$. При этом для гидроагрегата с модернизированным гидромотором частота вращения уменьшается менее резко (кривая 2) с задержкой на $0,125 \text{ с}$.

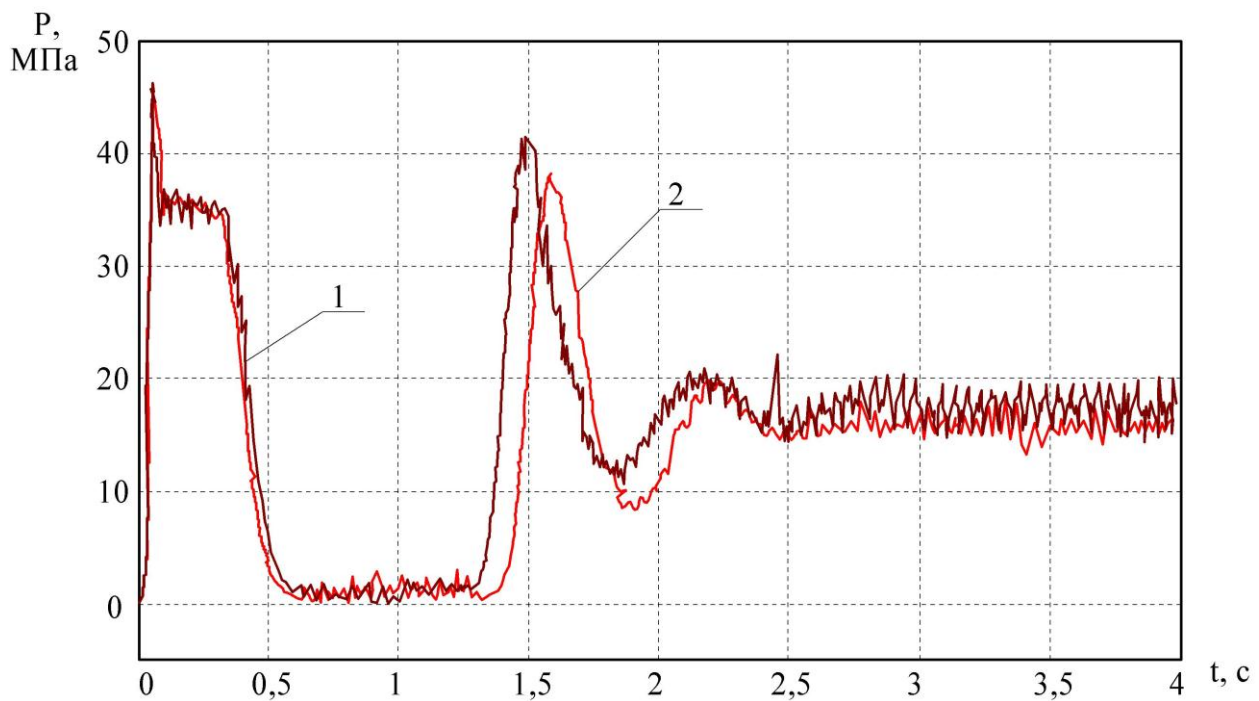
В период времени $1,375 < t < 1,65 \text{ с}$ для серийного (кривая 1) и в период времени $1,5 < t < 1,75 \text{ с}$ для модернизированного (кривая 2) гидромоторов наблюдается резкое увеличение частоты вращения до значений $n = 10,065 \text{ с}^{-1}$ – для серийного и $n = 11,25 \text{ с}^{-1}$ – для модернизированного гидромоторов. При значении времени $t = 1,5 \text{ с}$ в гидроагрегате с серийным гидромотором срабатывает предохранительный клапан, о чем свидетельствует кратковременное скачкообразное уменьшение частоты вращения в этот период. При последующем разгоне до значения времени $t = 2,08 \text{ с}$ значение частоты вращения для обоих гидромоторов снижается до $n = 10,0 \text{ с}^{-1}$.

В период времени $t > 2,08 \text{ с}$ частота вращения обоих гидромоторов, с небольшими плавными затухающими колебаниями устанавливается на своем номинальном значении $n = 10,025 \dots 10,03 \text{ с}^{-1}$.

Анализ полученных результатов экспериментальных исследований изменения давления рабочей жидкости гидроагрегата показывает, что характер изменения обеих кривых одинаков (рис. 5.18, б), как для серийного так и для модернизированного гидромоторов. В начальный период разгона при значении времени $0 < t < 0,06 \text{ с}$, в момент срабатывания вала гидромотора, происходит резкий заброс давления до значения $p = 46 \text{ МПа}$ с последующим резким спадом до значения $p = 35 \text{ МПа}$ при $t = 0,1 \text{ с}$, что объясняется открытием предохранительного клапана.



а



б

Рисунок 5.20 – Зависимости изменения выходных характеристик гидромотора при разгоне (экспериментальные кривые):

а – частоты вращения; б – давления рабочей жидкости;

1 - с серийным гидромотором; 2 - с модернизированным гидромотором

Дальнейший разгон при значении времени $0,06 < t < 0,37 \text{ с}$ – установившийся режим работы гидроагрегата по давлению. Для серийного гидромотора, в рассматриваемый период времени, наблюдается пульсация давления до $2,5 \dots 3 \text{ МПа}$ при среднем значении давления $p = 35 \text{ МПа}$ (кривая 1). Для модернизированного гидромотора (кривая 2) в этот же период времени наблюдается незначительное снижение давления с 36 до 34 МПа , при небольшой пульсации до $1,0 \text{ МПа}$.

В период времени $0,37 < t < 0,6 \text{ с}$ наблюдается резкое снижение давления практически до нуля ($p = 0 \dots 1,5 \text{ МПа}$) для гидроагрегатов обоих типов. Дальнейший разгон гидроагрегатов в период времени $0,6 < t < 1,25 \text{ с}$ характеризуется установившимся значением давления, но с незначительной пульсацией до $1,5 \text{ МПа}$, при этом для модернизированного гидромотора период установившегося значения по давлению длиннее на $0,125 \text{ с}$.

В период времени $1,25 < t < 1,45 \text{ с}$ – для серийного (кривая 1) и $1,37 < t < 1,56 \text{ с}$ – для модернизированного (кривая 2) гидромоторов наблюдается резкое увеличение давления до $p = 42 \text{ МПа}$ – для серийного и $p = 38 \text{ МПа}$ – для модернизированного гидромоторов. При последующем разгоне в период времени $1,45 < t < 1,87 \text{ с}$ – для серийного и $1,56 < t < 1,96 \text{ с}$ – для модернизированного гидромоторов наблюдается резкое снижение давления до $p = 12 \text{ МПа}$ – для серийного и $p = 9 \text{ МПа}$ – для модернизированного гидромоторов. Дальнейший разгон гидроагрегатов до значения времени $t = 2,2 \text{ с}$ характеризуется увеличением давления до 20 МПа .

В период времени $t > 2,2 \text{ с}$ значение давления в обоих гидроагрегатах с небольшими плавными затухающими колебаниями устанавливается на своем номинальном значении $p = 16,5 \dots 17,0 \text{ МПа}$. При установившемся движении валов гидромоторов наблюдаются пульсации давления до $4 \dots 5 \text{ МПа}$ – для серийного и до $2 \dots 3 \text{ МПа}$ – для модернизированного гидроагрегатов.

5.5. Эксплуатационные характеристики гидроагрегата с гидромоторами планетарного типа

Важнейшей задачей народнохозяйственного значения сегодня является создание мобильных машин повышенной подвижности. Под подвижностью подразумевается способность самоходной машины в любых географических и погодных условиях передвигаться и маневрировать на местности, а также преодолевать естественные и искусственные препятствия. Основным фактор, определяющий улучшение показателей подвижности машины, - совершенствование характеристик трансмиссии, имеющее выраженную тенденцию к использованию бесступенчатых гидравлических трансмиссий, выполненных по бортовой схеме и сочетающих преимущества бесступенчатого регулирования передаточного отношения с преимуществами бесступенчатого изменения радиуса пово-

рота [91-94,97,117,121,130,137,138,140,153,158-162].

Как показал опыт последних лет, экономичность и маневренность транспортных средств могут быть существенно повышены при использовании гидрообъемных трансмиссий (ГОТ). Все отечественные ГОТ представлены, как правило, гидроагрегатом который содержит один аксиально-поршневой регулируемый насос с рабочим объемом 89 см^3 и один такой же, но не регулируемый гидромотор. Недостатком такого гидроагрегата является малый диапазон изменения нагрузочного передаточного отношения и обязательное применение бортовых редукторов с большим передаточным числом, что усложняет конструкцию трансмиссии в целом, делая ее более трудоемкой и дорогой в изготовлении и менее надежной в эксплуатации.

Появление новых типов объемных гидромашин, в частности планетарно-роторных, и особенности их работы в составе гидроагрегата ходовой части транспортных средств привели к необходимости углубления исследования объемных гидроагрегатов с планетарно-роторными гидромашинами [156]. Эти гидромашинны надежны в эксплуатации, обладают высоким КПД в широком диапазоне рабочих давлений жидкости и частот вращения вала, развивают большие крутящие моменты, имеют высокий страгивающий момент, малые габариты и удельный вес на единицу рабочего объема.

Рассматриваемые планетарные гидромоторы представлены унифицированным рядом ПРГ-22 с рабочими объемами – $160 \dots 630 \text{ см}^3$. Для обеспечения требуемого передаточного числа ГОТ на каждый движитель, при необходимости, может быть установлено несколько гидромоторов, что позволяет обеспечить скорость движения самоходной машины в требуемом диапазоне.

В данной работе изложены исследования функционирования гидроагрегата, состоящего из аксиально-поршневого регулируемого насоса с рабочим объемом 89 см^3 и двух мотор-колес с планетарными гидромоторами, снабженную регулятором, обеспечивающим работу двигателя (ДВС) транспортного средства в режиме постоянной мощности, путем изменения параметра регулирования e_1 насоса, при изменении перепада давлений Δp рабочей жидкости в системе. Тогда мощность на валу насоса будет определяться выражением

$$N_1 = k \cdot \Delta p \cdot e_1 \cdot n_1 = const, \quad (5.24)$$

где k – коэффициент пропорциональности;

n_1 – частота вращения вала насоса.

При расчетном нагрузочном диапазоне трансмиссии $D=2$, параметр регулирования насоса изменяется в пределах $e_1 = 0,5 \dots 1,0$, а перепад давления $\Delta p = 0,5 \cdot \Delta p_n \dots \Delta p_n$, причем, имеет место $\Delta p \cdot e_1 = 0,5 \cdot \Delta p_n = const$. В этом случае мощность на валу насоса равна

$$N_1 = 0,5 \cdot k \cdot \Delta p_n \cdot n_1, \quad (5.25)$$

где Δp_n – номинальный перепад давления в системе.

При изменении нагрузочного диапазоне трансмиссии до $D=3$, параметр

регулирования насоса изменяется в пределах $e_1 = 0,33 \dots 1,0$, а перепад давления $\Delta p = 0,33 \cdot \Delta p_n \dots \Delta p_n$, и имеет место $\Delta p \cdot e_1 = 0,33 \cdot \Delta p_n = const$, а мощность на валу насоса, в этом случае равна

$$N_1 = 0,33 \cdot k \cdot \Delta p_n \cdot n_1. \quad (5.26)$$

При работе мобильной машины частота вращения двигателя (дизеля) поддерживается постоянной с помощью всережимного регулятора, поэтому нами было рассмотрено влияние режимов работы дизеля на КПД насоса, гидромоторов и всей трансмиссии в целом при двух фиксированных частотах вращения двигателя, а следовательно, и приводного вала насоса ($n_o = 1500$ и 2500 мин^{-1}).

Известно [10,150], что с увеличением параметра регулирования e_1 , объемный $\eta_{об_1}$, гидромеханический $\eta_{г.м_1}$ и общий η_1 КПД насоса увеличиваются. Анализ выполненных по специально разработанной методике экспериментальных исследований позволяет констатировать, что при изменении параметра регулирования насоса e_1 в пределах от 0,5 до 1,0, объемный $\eta_{об_1}$, гидромеханический $\eta_{г.м_1}$ и общий η_1 КПД насоса изменяются в достаточно узких пределах (рис.5.21, а, б и в), несмотря на достаточно большой диапазон изменений перепада давления в системе ($\Delta p = 7 \dots 21 \text{ МПа}$), что очень важно для работы гидроагрегата при движении самоходного средства по пересеченной местности. Можно также отметить, что во всем диапазоне изменения параметра регулирования e_1 , увеличение частоты вращения вала насоса n_1 приводит к снижению гидромеханического $\eta_{г.м_1}$ (рис. 5.21, б) и общего η_1 КПД насоса (рис. 5.21, в), при этом объемный $\eta_{об_1}$ КПД незначительно повышается (рис. 5.21, а).

Повышение перепада давлений Δp в исследуемом гидроагрегате увеличивает гидромеханический $\eta_{г.м_1}$ (рис. 5.22, б) и уменьшает объемный $\eta_{об_1}$ КПД насоса (рис. 5.22, в), причем, чем меньше параметр регулирования e_1 , тем больше влияние нагрузки (перепада давления) на снижение объемного КПД $\eta_{об_1}$ насоса. Общий КПД η_1 насоса остается практически неизменным при увеличении перепада давлений Δp в диапазоне от 7 до 21 МПа, при значениях параметра регулирования $e_1 = 0,5 \dots 1,0$ (рис. 5.22, а). Можно отметить, что увеличение частоты вращения вала насоса n_1 приводит к снижению гидромеханического $\eta_{г.м_1}$ (рис. 5.22, б) и общего КПД η_1 насоса (рис. 5.22, а), а объемный $\eta_{об_1}$ КПД при этом незначительно повышается (рис. 5.22, в). Снижение параметра регулирования насоса, до значения $e_1 < 0,5$ также уменьшают значение его общего η_1 КПД.

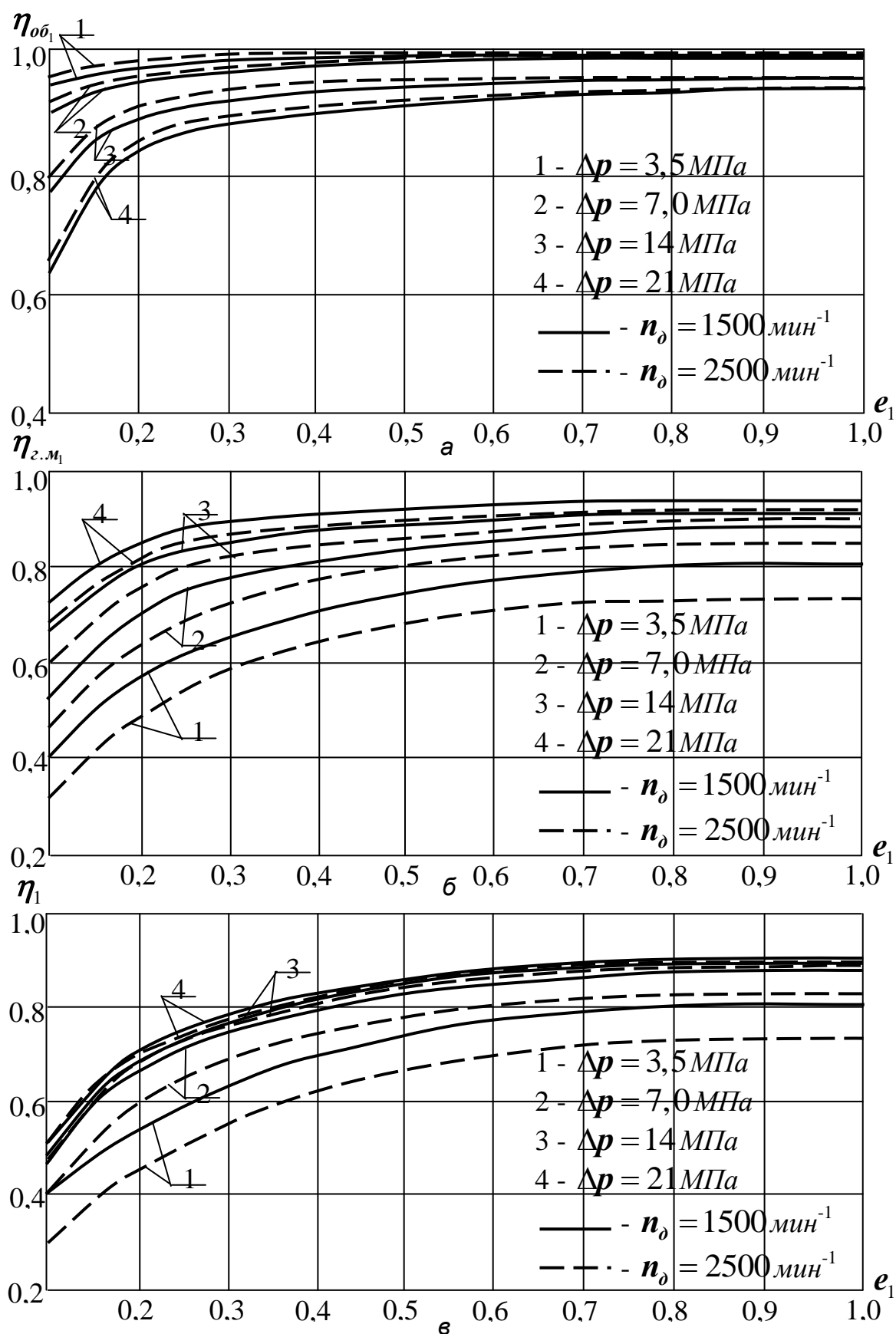


Рисунок 5.21 – Зависимость изменения КПД насоса от параметра регулирования: а - объемного; б - гидромеханического; в - общего

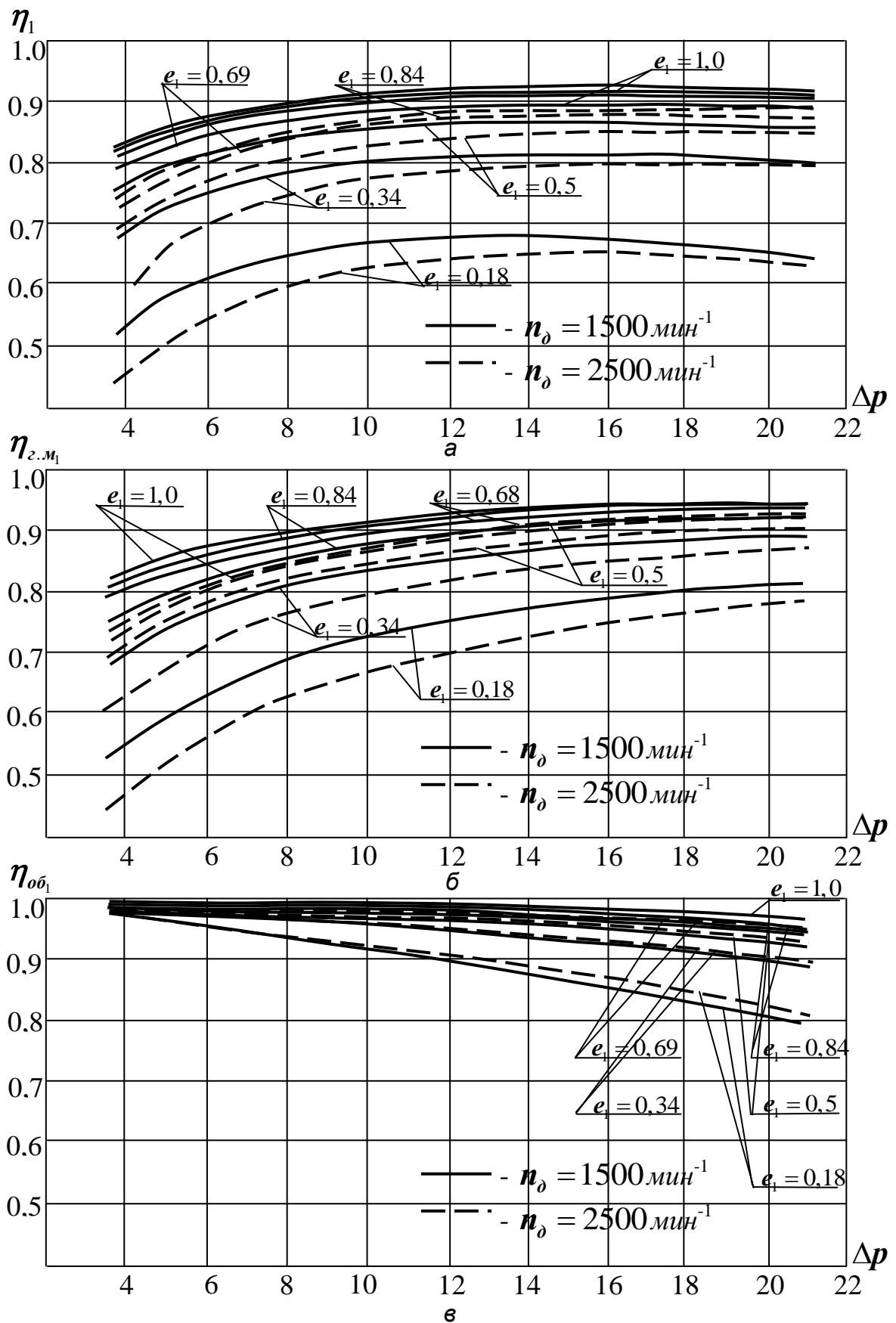


Рисунок 5.22 – Зависимость изменения КПД насоса от перепада давления: а - общего; б - гидромеханического; в - объемного

Очень важно отметить постоянство КПД насоса $\eta_1 \approx 0,87$ (рис. 5.23) при значениях параметра регулирования $e_1 = 0,65 \dots 1,0$ при частоте вращения вала двигателя $n_o = 2500 \text{ мин}^{-1}$ (кривая 1). С уменьшением частоты вращения вала двигателя $n_o = 1500 \text{ мин}^{-1}$ (кривая 2) КПД насоса увеличивается до значения $\eta_1 = 0,85 \dots 0,9$ в диапазоне изменения параметра регулирования $e_1 = 0,5 \dots 1,0$. Это объясняется тем, что с уменьшением частоты вращения n_o увеличивается гидромеханический КПД $\eta_{г.м_1}$ насоса. С увеличением нагрузочного диапазона трансмиссии, во всем диапазоне изменения параметра регулирования ($e_1 = 0,33 \dots 1,0$) при частоте вращения вала двигателя $n_o = 2500 \text{ мин}^{-1}$, КПД насоса уменьшается ($\eta_1 = 0,8 \dots 0,85$), причем наибольшее значение КПД насоса ($\eta_1 = 0,85$) достигается при $e_1 = 0,65$ (кривая 3). Уменьшение частоты вращения ($n_o = 1500 \text{ мин}^{-1}$) при значениях параметра регулирования $e_1 = 0,33 \dots 1,0$ приводит к повышению КПД насоса η_1 (кривая 4), причем при $e_1 = 0,5 \dots 1,0$ общий КПД увеличивается ($\eta_1 = 0,875$).

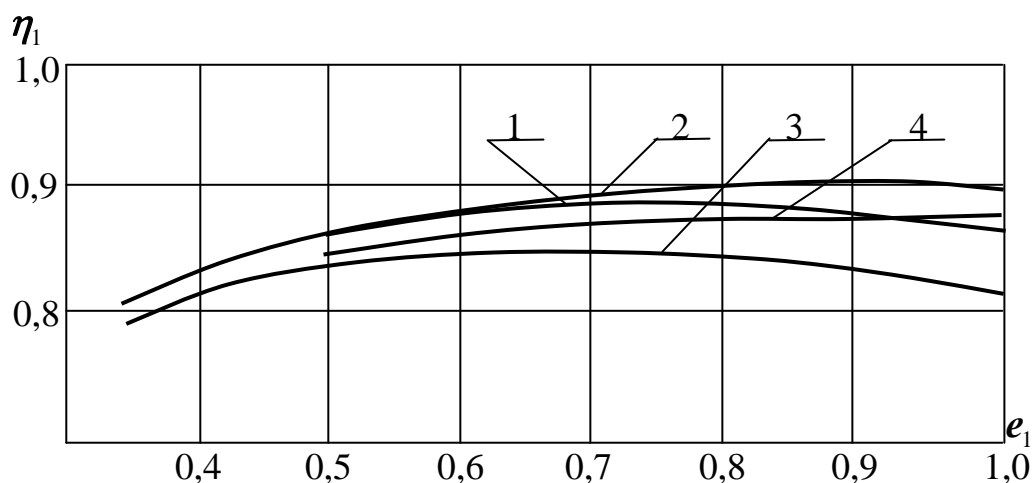


Рисунок 5.23 – Зависимость изменения КПД насоса от параметра регулирования

Таким образом, для рассматриваемого насоса наиболее целесообразными режимами эксплуатации, с энергетической точки зрения, являются изменения параметров регулирования в пределах $e_1 = 0,5 \dots 1,0$, а перепада давлений рабочей жидкости в диапазоне $\Delta p = 7 \dots 21 \text{ МПа}$. Следует отметить, что на этих режимах работы увеличивается также моторесурс насоса.

Объемный КПД $\eta_{об_2}$ исследуемых планетарных гидромоторов (рис. 5.24, а) с рабочим объемом 320 см^3 находится в линейной зависимости от перепада давлений Δp рабочей жидкости и при $\Delta p = 4 \dots 16 \text{ МПа}$ КПД снижается с 0,98 до 0,95 (кривая 1). С увеличением перепада давлений гидромеханический КПД $\eta_{г.м_2}$ гидромотора (кривая 2) увеличивается и при $\Delta p = 12 \text{ МПа}$ достигает своего максимального значения. Зависимость изменения общего КПД η_2 гидромотора представлена кривой 3.

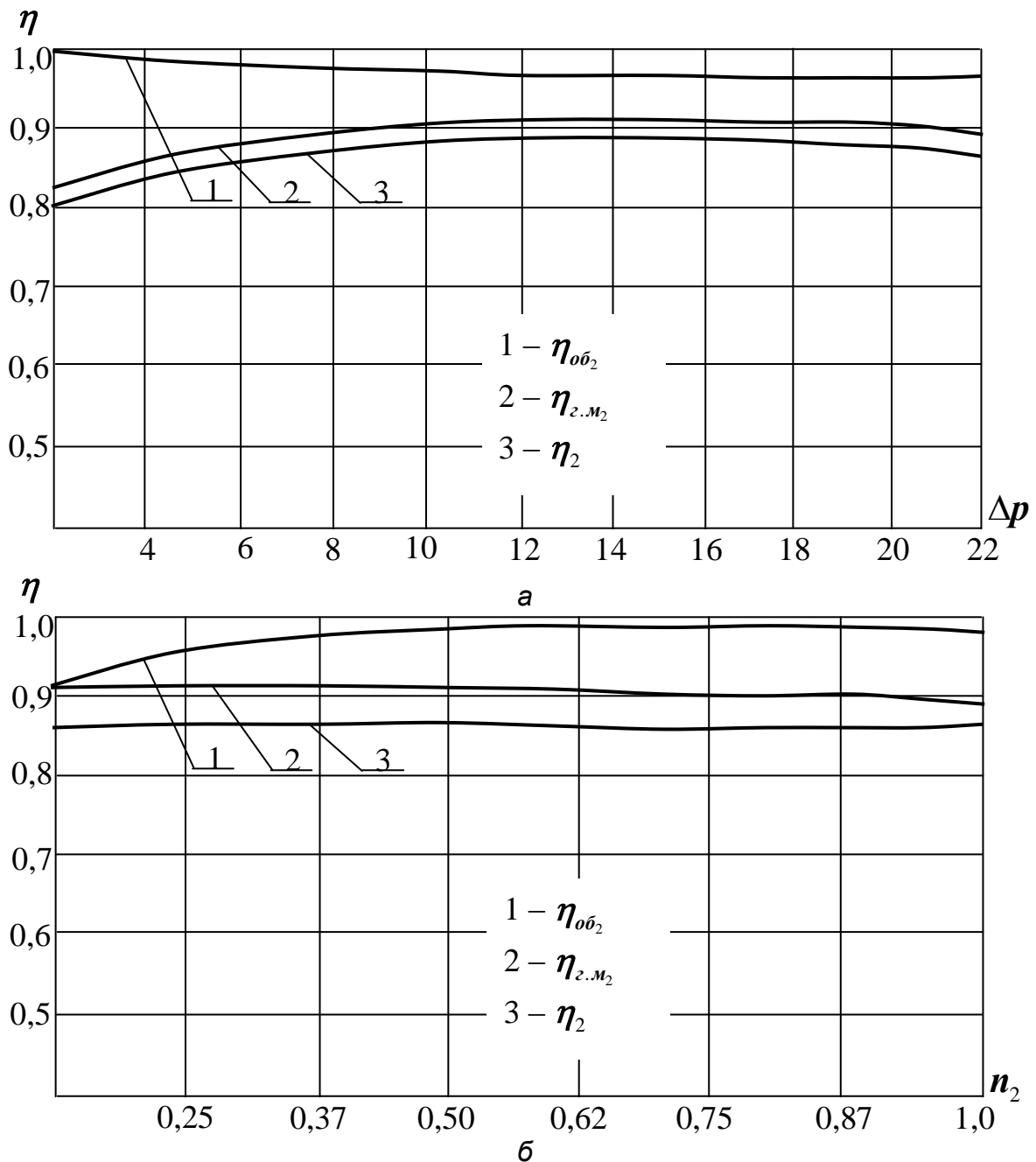


Рисунок 5.24 – Зависимость изменений всех КПД гидромотора от перепада давления и относительной частоты вращения

Увеличение скорости движения транспортного средства с ГОТ, а, следовательно, и частоты вращения выходного вала n_2 исследуемого гидромотора (рис. 5.24, б), приводит к увеличению его объемного $\eta_{об2}$ КПД (кривая 1) и к снижению гидромеханического $\eta_{г.м2}$ (кривая 2). Общий η_2 КПД гидромотора практически не зависит от частоты вращения n_2 его выходного вала (кривая 3). Только при малых перепадах давления рабочей жидкости $\Delta p = 4...6$ МПа увеличение частоты вращения n_2 приводит к снижению общего η_2 КПД гидромотора.

Таким образом, условием обеспечения высокого КПД планетарно-роторных гидромоторов является их работа в диапазоне изменения относительных частот вращения $n = 0,25 \dots 1,0$ ($n = n_{2i} / n_{2н}$, где n_{2i} и $n_{2н}$ - текущее и номинальные значения частот вращения вала гидромотора, соответственно) и перепаде давлений $\Delta p = 7 \dots 21$ МПа. В указанном диапазоне изменения параметров гидромоторов общий КПД можно принять равным $\eta_2 = 0,87$. При работе гидроагрегата в указанном диапазоне изменения параметров его общий КПД можно принять равным $\eta = 0,77$.

Аналогичные результаты получены при испытании гидроагрегата с мотор-колесами, выполненными на базе планетарно-роторных гидромоторов с рабочим объемом 200 и 160 см³. У этих гидромоторов гидромеханический $\eta_{г.м_2}$ КПД более интенсивно уменьшается с увеличением частоты вращения вала гидромотора n_2 . В области низких перепадов давлений Δp гидромеханический $\eta_{г.м_2}$ КПД также значительно снижается. При работе таких гидромоторов в диапазоне изменения относительных частот вращения $n = 0,2 \dots 1,0$ и перепаде давления $\Delta p = 8 \dots 22$ МПа, общий КПД гидромотора можно принять равным $\eta_2 = 0,85$.

Одним из этапов проводимых экспериментальных исследований являлись испытания гидроагрегата с мотор-колесами, состоящими из трех планетарно-роторных гидромоторов с рабочими объемами, соответственно, равными 630, 320 и 160 см³, что позволило увеличить нагрузочный диапазон всей трансмиссии до значения $D = 8$.

В результате проведенных исследований получены уравнения регрессии, описывающие изменение выходных параметров планетарного гидромотора в диапазоне изменения перепада давления от 8 до 20 МПа, расхода рабочей жидкости от 20 до 120 л/мин, частоты вращения от 60 до 600 мин⁻¹, зазора между окнами распределительного блока от 0 до 51' и погрешности формы вытеснителей от 0,02 до 0,21 при использовании двух дополнительных распределительных окон. Экспериментальными исследованиями гидроагрегата с гидромоторами планетарного типа установлено, что наиболее целесообразными режимами эксплуатации насоса, являются изменения параметров регулирования в пределах $e_1 = 0,5 \dots 1,0$, а перепада давлений рабочей жидкости в диапазоне от 7 до 21 МПа. Условием обеспечения высокого КПД планетарных гидромоторов является их работа в диапазоне изменения относительных частот вращения от 0,5 до 1 и перепаде давлений от 7 до 21 МПа. При этом общий КПД гидроагрегата равен $\eta = 0,77$. Разработана специальная программа, позволяющая определить адекватность теоретических и экспериментальных исследований, выраженных соответствующими кривыми, по критерию Фишера. С помощью программы подтверждена адекватность разработанной математической модели натурному образцу с вероятностью $\alpha = 0,95$.

РАЗДЕЛ 6 МЕТОДОЛОГИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПЛАНЕТАРНЫХ ГИДРОМОТОРОВ

Заключительный этап проведенных исследований, предполагает разработку практических рекомендаций по:

- проектированию и изготовлению элементов вытеснительного и распределительного блоков;
- проектированию гидроагрегата с планетарным гидромотором с заданными выходными характеристиками;
- проектированию семейства унифицированных рядов высокомоментных планетарных гидромоторов, с заданной установочной мощностью 6,5, 11, 22 и 33 кВт.

6.1. Проектирование гидроагрегата с планетарным гидромотором с заданными выходными характеристиками

Гидроагрегаты с планетарными гидромоторами по своим выходным характеристикам разрабатываются для использования в приводах активных рабочих органов и ходовых системах дорожной, строительной, сельскохозяйственной и другой мобильной техники. Поэтому проектирование гидроагрегата с заданными (требуемыми) характеристиками является одним из основных этапов в общей цепи вопросов, возникающих при проектировании гидроагрегатов и их элементов [37,95,139].

В этой связи нами разработана методика проектирования гидроагрегата с заданными выходными характеристиками, содержащая пять этапов:

- выбор параметров гидроагрегата, влияющих на его выходные характеристики;
- выбор (обоснование) оптимизируемых параметров элементов управления гидроагрегата;
- разработка модели гидроагрегата с возможностью управления (оптимизации) его выходных характеристик;
- оптимизация выбранных параметров гидроагрегата;
- анализ результатов оптимизации.

Определение параметров гидроагрегата, влияющих на его выходные характеристики. При проектировании гидроагрегатов, например, для приводов мобильной сельскохозяйственной техники (как наиболее массовой) необходимо учитывать специфические условия эксплуатации этой техники, вызванные необходимыми агротехническими требованиями. Известно [35,36,139], что практически для всех приводов мобильной сельскохозяйственной техники разгон гидроагрегата должен осуществляться при практически полной загрузке рабочего органа (90...95%), при этом время разгона не должно превышать 2...3с. Следовательно, все изменения нагрузки на рабочих органах сельхозма-

шин будут определяться колебаниями крутящего момента и частоты вращения. В этой связи, мы считаем, что основными параметрами гидроагрегата, влияющими на его выходные характеристики – крутящий момент и частоту вращения рабочего органа – являются изменение давления p_1 и угловой скорости ω в гидроагрегате.

Обоснование выбора оптимизируемых параметров элементов управления гидроагрегата. Исследованиями динамики изменения выходных характеристик гидроагрегата с планетарным гидромотором (рис. 4.14) установлено, что процесс разгона гидроагрегата определяется временем закрытия предохранительного клапана, которое для рассмотренного гидроагрегата находится в пределах одной секунды. Поэтому в качестве оптимизируемых параметров элементов управления гидроагрегата выбираются параметры, определяющие настройки предохранительного клапана – жесткость пружины рабочего золотника C_x , ее предварительное сжатие x_z и положительное перекрытие рабочего золотника x_0 .

Разработка модели гидроагрегата с возможностью оптимизации его выходных характеристик.

При оптимизации параметров, определяющих выходные характеристики (давление p и угловая скорость ω) гидроагрегата с планетарным гидромотором, в качестве критерия оптимальности воспользуемся принятой в теории автоматического управления интегральной квадратичной оценкой [79,80,179,178]. Имея кривые оптимизируемых параметров $p(t)$ и $\omega(t)$, а также теоретические (заданные) кривые этих же параметров $p_{теор}(t)$ и $\omega_{теор}(t)$, вычисляем в любой момент времени их разность, отнесенную к $p(t)$ и $\omega(t)$, соответственно. При этом критерий оптимизации I можно определить как

$$I_p = \int_0^{T_{np}} \frac{[p(t) - p_{теор}(t)]^2}{[p(t)]^2} dt, \quad (6.1)$$

$$I_\omega = \int_0^{T_{np}} \frac{[\omega(t) - \omega_{теор}(t)]^2}{[\omega(t)]^2} dt,$$

где T_{np} – время переходного процесса;

$p(t)$, $\omega(t)$ – кривые переходного процесса математической модели, определяемые при прочих равных условиях от оптимизируемых параметров C_x , x_z и x_0 ;

$p_{теор}(t)$, $\omega_{теор}(t)$ – теоретические (заданные) кривые переходного процесса.

В процессе оптимизации критерий I стремится к минимальному значению, а кривые $p(t)$, $\omega(t)$ и $p_{теор}(t)$, $\omega_{теор}(t)$, отражающие процесс разгона гид-

роагрегата – сближаются. В качестве заданной траектории для кривых $p_{теор}(t)$ и $\omega_{теор}(t)$ при работе гидроагрегата в системе гидропривода активных рабочих органов мобильной сельскохозяйственной техники рассмотрим экспоненту вида

$$\begin{aligned} p_{теор}(t) &= p_0 \cdot \left[1 - e^{-\frac{t}{T}} \right] = 20,9 \cdot \left[1 - e^{-\frac{t}{0,035}} \right], \\ \omega_{теор}(t) &= \omega_0 \cdot \left[1 - e^{-\frac{t}{T}} \right] = 70 \cdot \left[1 - e^{-\frac{t}{0,85}} \right], \end{aligned} \quad (6.2)$$

где T – постоянная времени;

p_0 и ω_0 – заданные значения давления и угловой скорости в процессе разгона, соответственно.

При оптимизации параметров, характеризующих процесс изменения давления и угловой скорости в гидроагрегате, при разгоне активного рабочего органа мобильной сельскохозяйственной техники, были сформулированы следующие ограничивающие и начальные условия:

- значение давления в гидроагрегате не должно превышать максимального значения рабочего давления гидромотора ($p_{max} = 21 \text{ МПа}$);
- так как страгивание гидромотора происходит при 90...95 процентной загрузке рабочего органа, величина пиков давления при пуске не должна превышать двух номинальных значений ($p_{мик} = 32 \text{ МПа}$);
- время разгона гидроагрегата (до закрытия предохранительного клапана) не должно превышать двух секунд ($T_{np} = 2 \text{ с}$);
- исходными значениями оптимизируемых параметров предохранительного клапана гидроагрегата являются: $C_x = 200 \text{ Н/см}$, $x_z = 0,53 \text{ см}$ и $x_0 = 0,125 \text{ см}$.

При разработке модели для оптимизации выходных характеристик гидроагрегата за основу принимаем математическую модель гидроагрегата с планетарным гидромотором, реализованную с помощью пакета имитационного моделирования и выраженную структурно-функциональной схемой (рис.4.2).

Для выполнения оптимизации предложенная математическая модель и структурно-функциональная схема гидроагрегата дополнены выражениями, позволяющими определить критерий оптимальности (6.1) и траекторию заданной теоретической кривой (6.2), которые реализованы с помощью структурно-функциональной схемы оптимизации выходных характеристик гидроагрегата (рис. 6.1).

Блок 1 отражает пуск гидроагрегата, где кривая 1 изменяется по экспоненциальному закону, заданному выражением (6.2), а кривая 2 характеризует изменение давления $p(t)$ (угловой скорости $\omega(t)$) в гидроагрегате, которое бы-

ло получено при моделировании работы гидроагрегата с планетарным гидромотором (рис. 4.2) при варьировании оптимизируемых параметров.

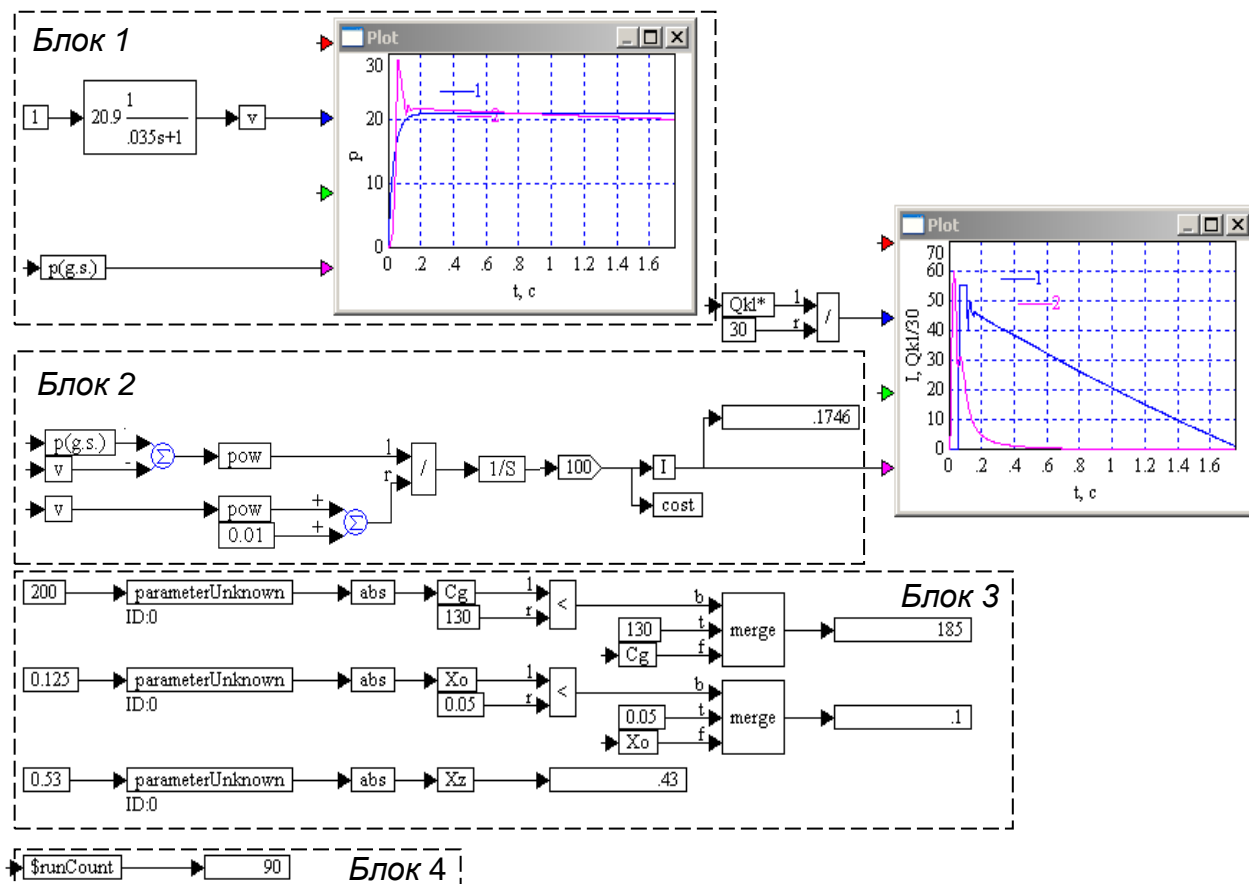


Рисунок 6.1 – Структурно-функциональная схема оптимизации выходных характеристик гидроагрегата

Блок 2 позволяет определить критерий оптимизации I , который стремится к минимальному значению при варьировании оптимизируемых параметров.

Блок 3 позволяет варьировать параметрами, выбранными для оптимизации, изменяющимися в заданном диапазоне.

Количество итераций отражено блоком 4.

Обоснование метода оптимизации. Стандартный пакет имитационного моделирования Vissim 3,0 позволяет выполнять оптимизацию тремя методами Powell, Polac Ribiere, Fletcher Reeves. Результаты настройки параметров предохранительного клапана (жесткость пружины - C_x , положительное перекрытие - x_0 , предварительное сжатие - x_z) при оптимизации выходных характеристик гидроагрегата активного рабочего органа мобильной сельскохозяйственной машины и критерий оптимизации I приведены в табл. 6.1.

Анализ полученных результатов показывает, что:

- наиболее точные результаты настройки параметров предохранительного клапана при оптимизации выходных характеристик гидроагрегата с планетарным гидромотором можно получить при использовании метода оптимизации – Powell;

– результаты оптимизации выходных характеристик гидроагрегата, полученные при использовании методов Polac Ribiere и Fletcher Reeves, являются абсолютно идентичными;

– использование методов оптимизации Polac Ribiere и Fletcher Reeves нецелесообразно, так как дает большую погрешность отклонения выходных параметров гидроагрегата от заданных.

В этой связи, дальнейшие исследования по оптимизации выходных параметров гидроагрегата с планетарным гидромотором осуществлялись при использовании метода оптимизации – Powell.

Таблица 6.1

Результаты настройки параметров предохранительного клапана при оптимизации различными методами

Показатели	Методы оптимизации					
	Powell		Polac Ribiere		Fletcher Reeves	
	p	ω	p	ω	p	ω
Количество итераций	49	26	334	72	334	72
C_x	185	195	199,9	199,9	199,9	199,9
x_0	0,1	0,09	0,15	0,43	0,15	0,43
x_z	0,43	0,45	0,28	$5,7 \cdot 10^{-3}$	0,28	$5,7 \cdot 10^{-3}$
I	0,17	0,67	6,24	13,19	6,24	13,19

Оптимизация выбранных параметров гидроагрегата. Оптимизация параметров элементов управления гидроагрегата предусматривает - определение параметров гидроагрегата, влияющих на его выходные характеристики при начальных (исходных) значениях оптимизируемых параметров, а также определение выходных характеристик гидроагрегата при оптимальных значениях параметров элементов управления предохранительного клапана.

Анализ приведенных зависимостей изменения давления и угловой скорости при разгоне гидроагрегата (рис. 6.2) показывает, что при исходных значениях параметров предохранительного клапана процесс изменения давления $p(t)$ в гидроагрегате (рис. 6.2, а – кривая 2) значительно отличается от заданного $p_{теор}(t)$ (кривая 1). Заброс давления превышает заданный на 15%, а значения давления в процессе разгона превышают заданные на 24%.

Отмеченные расхождения реальной $p(t)$ и заданной $p_{теор}(t)$ кривых давления характерно представлены зависимостью динамики изменения критерия оптимизации $I_p(t)$ кривая 2 (рис. 6.2, б). При этом значение критерия оптимизации по давлению составляет $I_p = 9,12\%$.

Необходимо отметить, что изменение угловой скорости $\omega(t)$ в процессе разгона (рис. 6.2, в – кривая 2) также значительно отличается от заданной

$\omega_{теор}(t)$ (кривая 1). Отмеченные расхождения реальной $\omega(t)$ и заданной $\omega_{теор}(t)$ кривых изменения угловой скорости характерно представлены зависимостью динамики изменения критерия оптимизации $I_\omega(t)$ (рис. 6.2, г – кривая 2). При этом значение критерия оптимизации по угловой скорости составляет $I_\omega = 2,83\%$.

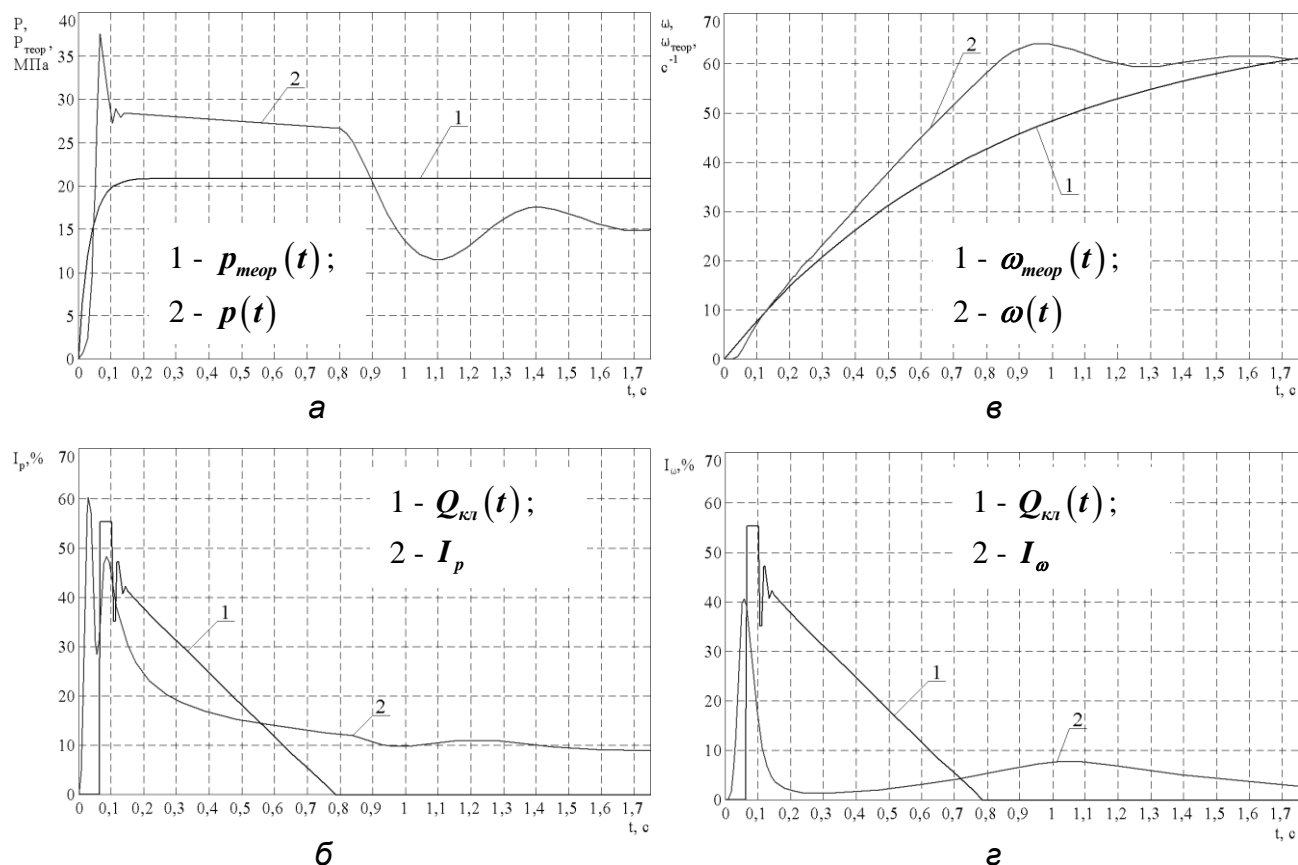


Рисунок 6.2 – Характеристики процесса разгона гидроагрегата при исходных значениях оптимизируемых параметров

$$C_x = 200 \text{ Н/см}, x_z = 0,53 \text{ см и } x_0 = 0,125 \text{ см:}$$

а, б – изменение давления; в, г – изменение угловой скорости

Длительность процесса разгона (до закрытия предохранительного клапана (рис. 6.2, б и г – кривые 1) составляет $T_{np} = 0,8 \text{ с}$, что является достаточно приемлемым.

Анализ приведенных зависимостей изменения давления и угловой скорости при разгоне гидроагрегата (рис. 6.3) показывает, что при оптимизации параметров предохранительного клапана, процесс изменения давления $p(t)$ в гидроагрегате (рис. 6.3, а – кривая 2) практически не отличается от заданного $p_{теор}(t)$ (кривая 1). При этом заброс давления меньше заданного на 6%, а значения давления в процессе разгона не превышают заданные.

Незначительные расхождения реальной $p(t)$ и заданной $p_{теор}(t)$ кривых давления представлены зависимостью динамики изменения критерии оптимизации

зации $I_p(t)$ кривая 2 (рис. 6.3, б). При этом значение критерия оптимизации по давлению составляет $I_p = 0,17\%$.

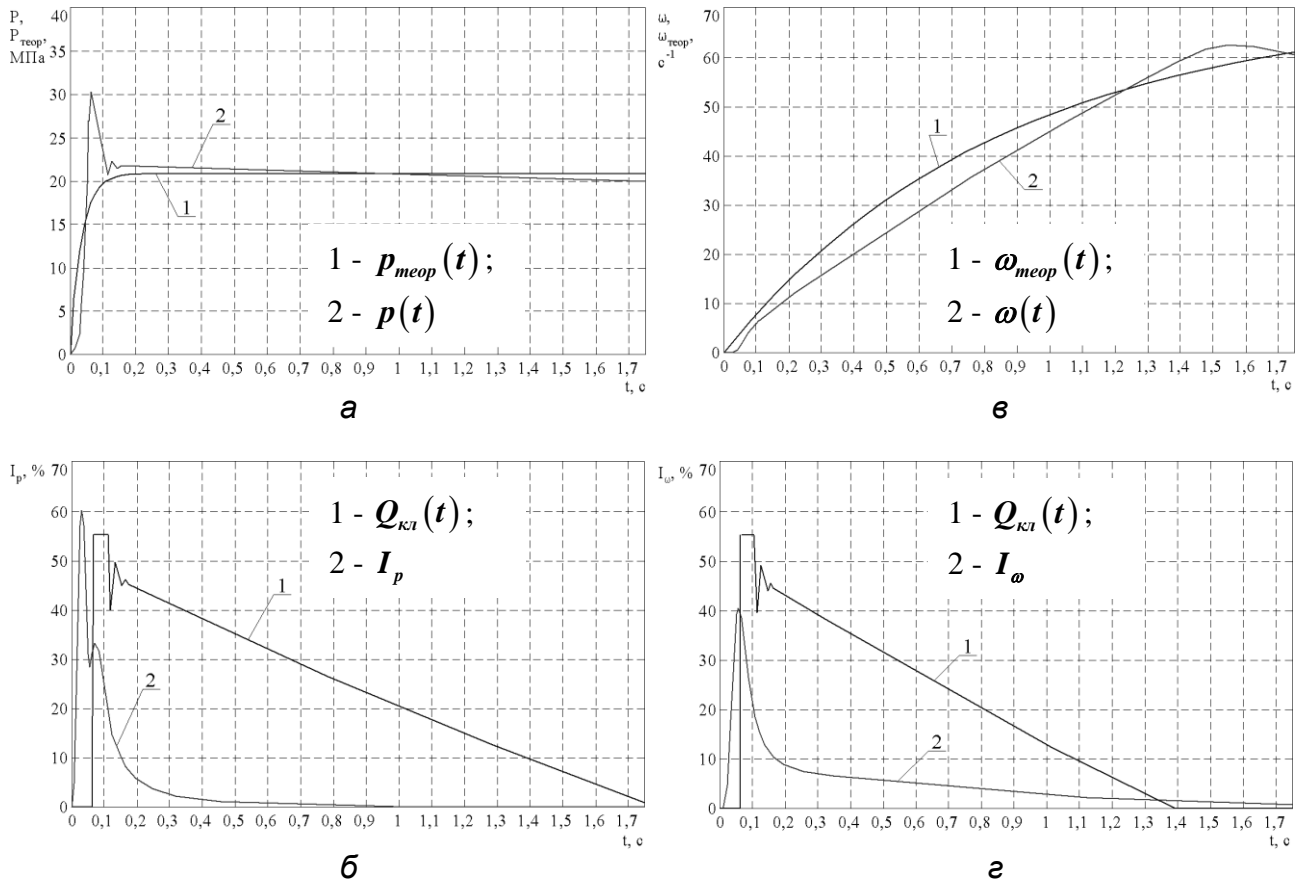


Рисунок 6.3 – Характеристики процесса разгона гидроагрегата после оптимизации параметров предохранительного клапана:
 а, б – изменение давления $C_x = 185 \text{ Н/см}$, $x_z = 0,43 \text{ см}$, $x_0 = 0,1 \text{ см}$;
 в, г – изменение угловой скорости $C_x = 195 \text{ Н/см}$, $x_z = 0,45 \text{ см}$, $x_0 = 0,09 \text{ см}$

Необходимо отметить, что изменение угловой скорости $\omega(t)$ в процессе разгона (рис. 6.3, в – кривая 2) уже в меньшей степени отличается от заданной $\omega_{теор}(t)$ (кривая 1). Отмеченные расхождения реальной $\omega(t)$ и заданной $\omega_{теор}(t)$ кривых изменения угловой скорости представлены зависимостью динамики изменения критерия оптимизации $I_\omega(t)$ (рис. 6.3, г – кривая 2). При этом значение критерия оптимизации по угловой скорости составляет $I_\omega = 0,67\%$.

Длительность процесса разгона (до закрытия предохранительного клапана) теперь различна и составляет для давления $T_{np} = 1,75 \text{ с}$ (рис. 6.3, б – кривая 1) и для угловой скорости $T_{np} = 1,39 \text{ с}$ (рис. 6.3, г – кривая 1), что является приемлемым.

Анализ результатов оптимизации. Анализ результатов оптимизации параметров предохранительного клапана с целью получения заданных выходных характеристик гидроагрегата позволяет установить, что в результате ис-

следований определены оптимальные значения настройки предохранительного клапана, обеспечивающие отклонение процесса изменения давления $p(t)$ в гидроагрегате от заданного $p_{теор}(t)$ с погрешностью $I_p = 0,17\%$ и изменения угловой скорости $\omega(t)$, в процессе разгона, от заданной $\omega_{теор}(t)$ с погрешностью $I_\omega = 0,67\%$. Необходимо отметить, что оптимальные значения параметров давления и угловой скорости получены при различных значениях параметров настройки предохранительного клапана.

С целью выбора наилучшего оптимума из двух полученных был проведен еще один виртуальный эксперимент по определению изменения выходных параметров гидроагрегата.

Анализ приведенных зависимостей изменения давления и угловой скорости при разгоне гидроагрегата (рис. 6.4) показывает, что при оптимизации параметров предохранительного клапана процесс изменения давления $p(t)$ в гидроагрегате (рис. 6.4, а – кривая 2) частично отличается от заданного $p_{теор}(t)$ (кривая 1). При этом заброс давления равен заданному, а значения давления в процессе разгона незначительно (на 7%) превышают заданные.

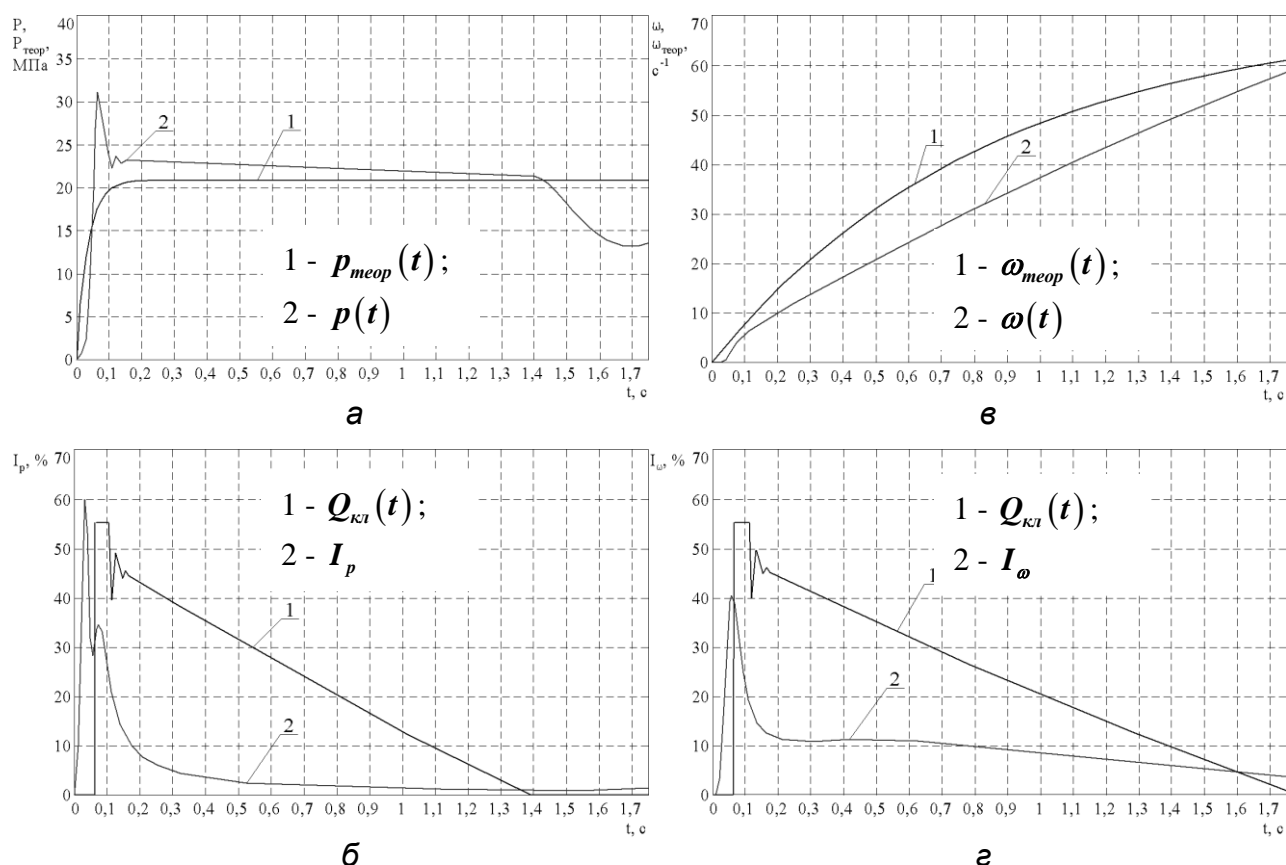


Рисунок 6.4 – Характеристики процесса разгона гидроагрегата при значениях параметров предохранительного клапана для:

а, б – изменения давления $C_x = 195$ Н/см, $x_z = 0,45$ см, $x_0 = 0,09$ см;

в, г – изменения угловой скорости $C_x = 185$ Н/см, $x_z = 0,43$ см, $x_0 = 0,1$ см

Незначительные расхождения реальной $p(t)$ и заданной $p_{теор}(t)$ кривых давления представлены зависимостью динамики изменения критерия оптимизации $I_p(t)$ (рис. 6.4, б – кривая 2). При этом значение критерия оптимизации по давлению составляет $I_p = 1,45\%$.

Необходимо отметить, что изменение угловой скорости $\omega(t)$ в процессе разгона (рис. 6.4, в – кривая 1) значительно отличается от заданной $\omega_{теор}(t)$ (кривая 2). Отмеченные расхождения реальной $\omega(t)$ и заданной $\omega_{теор}(t)$ кривых изменения угловой скорости представлены зависимостью динамики изменения критерия оптимизации $I_\omega(t)$ (рис. 6.4, г – кривая 2). При этом значение критерия оптимизации по угловой скорости составляет $I_\omega = 3,11\%$.

Длительность процесса разгона (до закрытия предохранительного клапана) теперь также различна и составляет для давления $T_{np} = 1,39c$ (рис. 6.4, б – кривая 1) и для угловой скорости $T_{np} = 1,75c$ (рис. 6.4, г – кривая 1), что является приемлемым.

Анализируя результаты оптимизации, можно сделать следующие утверждения, что наилучшие результаты настройки предохранительного клапана обеспечивающие отклонения изменения давления $p(t)$ и угловой скорости $\omega(t)$ в гидроагрегате, работающем в системе гидропривода активных рабочих органов мобильной сельскохозяйственной техники, от заданных $p_{теор}(t)$ и $\omega_{теор}(t)$ с погрешностью $I_p = 0,17\%$ - для давления и $I_\omega = 0,67\%$ - для угловой скорости, соответственно, получены при различных значениях оптимизируемых параметров предохранительного клапана - для давления $C_x = 185 Н/см$, $x_z = 0,43 см$, $x_0 = 0,1 см$, а для угловой скорости $C_x = 195 Н/см$, $x_z = 0,45 см$, $x_0 = 0,09 см$.

Анализ критериев оптимизации при изменении оптимальных значений настройки предохранительного клапана показывает, что наиболее предпочтительными являются параметры, полученные при оптимизации угловой скорости $C_x = 195 Н/см$, $x_z = 0,45 см$, $x_0 = 0,09 см$. Такое заключение обосновано двумя факторами, первый – погрешность оптимизации давления хоть и увеличилась в 9,5 раз, но является допустимой ($I_p = 1,45\%$) и не превышает 1,5% и второй – параметр, определяющий жесткость пружины, составляет 98% от номинального значения, что очень важно с точки зрения модернизации клапана.

6.2. Проектирование вытеснительного блока планетарных гидромоторов

Исследования причин неудовлетворительной работы планетарных гидромоторов [14,40,60,145] позволили выявить три основных узла, лимитирующих их эффективную работу: вытеснительный блок, распределительный блок и

уплотнение выходного конца вала гидромотора. Анализ кинематики движения ротора и особенностей его контактного взаимодействия с шестерней, при изменении давлений и потоков рабочей жидкости, позволил выявить, что качественная работа вытеснительного блока определяется суммарной погрешностью формы деталей этого блока [60,145]. При этом погрешность формы для шестерни и ротора планетарного гидромотора различна и определяется (задается) технологией изготовления этих деталей. Поэтому, при проектировании вытеснительного блока планетарных гидромашин, очень большое значение имеет рациональное нормирование, обеспечение и контроль погрешности формы самих вытеснителей (ротора и шестерни).

Методика определения геометрических параметров сопрягаемых вытеснителей планетарного гидромотора.

При проектировании элементов вытеснительного блока планетарного гидромотора, исходными параметрами являются: момент сопротивлений, M_c создаваемый нагрузкой, номинальный перепад давлений Δp , обеспечиваемый насосной станцией гидроагрегата, гидромеханический КПД $\eta_{г.м}$, значение радиуса делительной окружности R_2 и радиуса зуба r_2 охватывающего вытеснителя (ротора), число зубьев z_1 шестерни и z_2 ротора, а также, радиус зуба шестерни r_1 [114,115].

По исходным данным определяют:

1. Рабочий объем гидромотора $V_{зм0}$ по формуле

$$V_{зм0} = \frac{2\pi \cdot M_c}{\Delta p \cdot \eta_{г.м}}. \quad (6.3)$$

2. Величину межцентрового расстояния R_1 охватываемого вытеснителя (шестерни), а также межцентрового расстояния e между вытеснителями по выражениям (2.36...2.51) методом последовательных приближений.

3. Ширина вытеснителей b определяется из выражения

$$b = \frac{V_{зм0}}{A}, \quad (6.4)$$

где A - площадь рабочих камер образованных вытеснителями.

Для определения площади рабочих камер рассмотрим работу зацепления (рис. 6.5) где подвижными одновременно являются оба вытеснителя. Площадь рабочих камер A , изменяется в зависимости от углов поворотов φ , ψ , определяющих положения мгновенных центров вращения шестерни и ротора, соответственно (рис. 6.6).

Для вычисления площадей рабочих камер воспользуемся следующей формулой:

$$A = (\pi \cdot R_2^2 - \pi \cdot R_1^2) - A_1 - A_2, \quad (6.5)$$

где A_1 - площадь фигуры KTN , $A_1 = z_1 \cdot (A_{11} - A_{12} - A_{13})$;

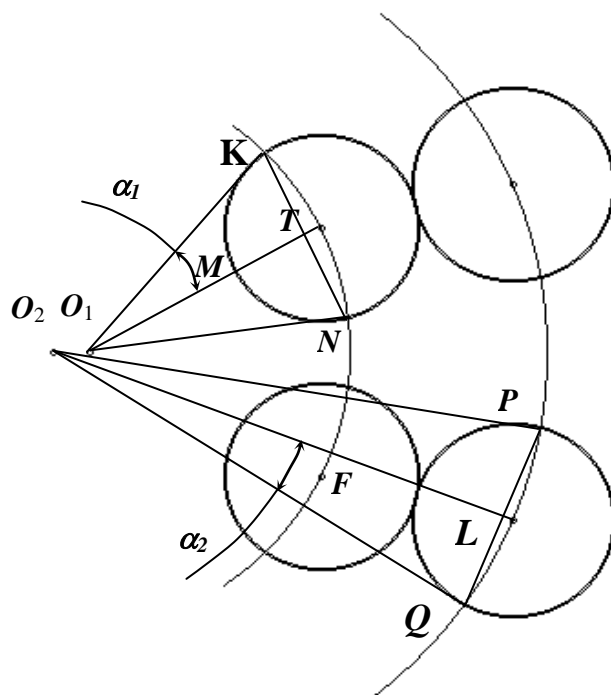


Рисунок 6.5 – Расчетная схема для определения площадей рабочих камер

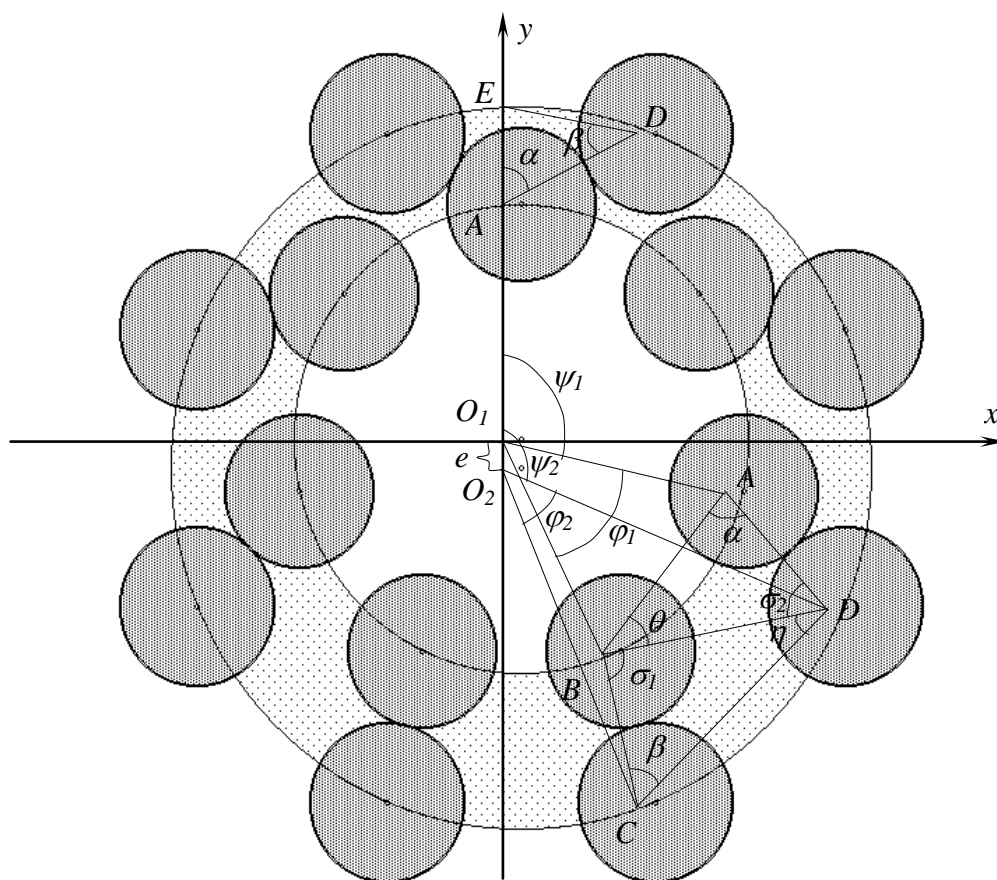


Рисунок 6.6 – Расчетная схема для определения площадей

где A_{11} – площадь круга (T, r_1), $A_{11} = \pi \cdot r_1^2$;

A_{12} – площадь сектора KTN , $A_{12} = \frac{R_1^2}{2}(2 \cdot \alpha_1 - \sin 2\alpha_1)$;

A_{13} – площадь сегмента $KTNM$, $A_{13} = \frac{r_1^2}{2}(2 \cdot \gamma_1 - \sin 2\gamma_1)$;

$\alpha_1 = \arctg \frac{r_1}{R_2}$;

$\gamma_1 = \frac{\pi}{2} - \alpha_1$;

A_2 – площадь фигуры $PFQL$, $A_2 = z_2 \cdot (A_{21} - A_{22} - A_{23})$,

где A_{21} – площадь круга (L, r_2), $A_{21} = \pi \cdot r_2^2$;

A_{22} – площадь сегмента $PLFQ$, $A_{22} = \frac{R_2^2}{2}(2 \cdot \alpha_2 - \sin 2\alpha_2)$;

A_{23} – площадь сектора PLQ , $A_{23} = \frac{r_2^2}{2}(2 \cdot \gamma_2 - \sin 2\gamma_2)$;

$\alpha_2 = \arctg \frac{r_2}{R_2}$;

$\gamma_2 = \frac{\pi}{2} - \alpha_2$.

Кроме того, изменение объема рабочих камер необходимо рассматривать в зависимости от углов поворотов φ, ψ . Поэтому расчеты по формуле, приведенной выше были проверены и подтверждены другими математическими зависимостями, позволяющими нам более детально исследовать механизм изменения объема.

Рассчитать площадь проходного сечения вытеснителя в каждой рабочей камере (рис. 6.6) и пронаблюдать изменение этих площадей при вращении шестерни возможно, получив следующие зависимости.

Разбивая четырехугольник $ABCD$ на два треугольника ABD и DBC , сумма которых, минус площади соответствующих дуг, определяет искомую площадь A :

$$A = A_{ABCD} = A_{\Delta ABD} + A_{\Delta DBC} - A_{\text{сегм.}AO_1B} + A_{\text{сегм.}DO_2C} - A_A - A_B - A_C - A_D, \quad (6.6)$$

Постоянная площадь сегментов AO_1B и DO_2C определяется по формулам:

$$A_{\text{сегм.}AO_1B} = A_{\text{сект.}O_1AB} - A_{\Delta O_1AB} = \frac{R_1^2}{2}(\varphi_1 - \sin \varphi_1),$$

$$A_{\text{сегм.}DO_2C} = A_{\text{сект.}O_2DC} - A_{\Delta O_2DC} = \frac{R_2^2}{2}(\varphi_2 - \sin \varphi_2);$$

$$O_1A = O_1B = R_1, \quad O_2D = O_2C = R_2.$$

Зная координаты центров дуг зубьев (x_D, y_D) , (x_B, y_B) , (x_A, y_A) , найдем площади треугольников ABD и DBC :

$$A_{\Delta ABD} = \sqrt{p_1 \cdot (p_1 - AD) \cdot (p_1 - DB) \cdot (p_1 - AB)},$$

где
$$p_1 = \frac{(AD + DB + AB)}{2},$$

$$AD = \sqrt{(x_A - x_D)^2 + (y_A - y_D)^2},$$

$$DB = \sqrt{(x_D - x_B)^2 + (y_D - y_B)^2},$$

$$AB = 2 \cdot R_1 \cdot \sin \frac{\varphi_1}{2}.$$

$$A_{\Delta BCD} = \sqrt{p_2 (p_2 - DC) \cdot (p_2 - BC) \cdot (p_2 - DB)},$$

где
$$p_2 = \frac{(DC + BC + DB)}{2},$$

$$BC = \sqrt{(x_B - x_C)^2 + (y_B - y_C)^2},$$

$$DC = 2 \cdot R_2 \cdot \sin \frac{\varphi_2}{2}.$$

Для вычисления площадей секторов A, B, C, D используем формулу:

$$A = \frac{1}{2} r^2 \cdot \gamma,$$

где γ – угол, определяющий сектор,
 r – радиус соответствующей окружности.

$$A_{\text{сек.}A} = \frac{r_1^2}{2} \cdot \alpha,$$

где $\alpha = \arcsin \frac{2A_{\Delta ABD}}{AD \cdot DC},$

$$A_{\text{сек.}B} = \frac{r_1^2}{2} \cdot (\theta + \sigma_1),$$

где $\theta = \arcsin \frac{2A_{\Delta ABD}}{AB \cdot DB};$

$$\sigma_1 = \arcsin \frac{2A_{\Delta DBC}}{DB \cdot BC};$$

$$A_{\text{сек.}C} = \frac{r_2^2}{2} \cdot \beta,$$

где $\beta = \arcsin \frac{2A_{\Delta DBC}}{DC \cdot BC};$

$$A_{сек.D} = \frac{r_2^2}{2} \cdot (\eta + \sigma_2),$$

где $\eta = \pi - \beta - \sigma_1$;

$$\sigma_2 = \eta - \alpha - \theta.$$

Зная площадь i -ой камеры, вычисляем площадь каждой камеры, учитывая изменение текущего угла поворота центра шестерни O_1 относительно оси ротора ψ_i по формуле: $\psi_i = \psi_0 + \frac{\pi}{n} (n = 1 - 20)$, углу поворота шестерни δ_i по формуле $\delta_i = 2z_2$, получим значение суммарной площади камер.

Предложенная методика позволяет определить геометрические параметры сопрягаемых вытеснителей, а также их взаимосвязь с рабочим объемом планетарного гидромотора.

Разработанная методика определения рабочего объема гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей, позволяет исследовать процесс изменения площадей рабочих камер в зависимости от варьирования геометрических параметров, а также определить количество рабочей жидкости, подаваемое в каждую рабочую камеру.

6.3. Проектирование распределительного блока планетарных гидромоторов

Анализ конструктивных особенностей планетарных гидромоторов, теоретическое обоснование, математическое моделирование и экспериментальные исследования позволили получить рекомендации к проектированию распределительных блоков для унифицированного ряда планетарных гидромоторов и разработать методики проектирования, позволяющие повысить его выходные характеристики.

Основными требованиями к проектированию распределительных блоков, повышающими выходные характеристики планетарных гидромоторов являются: снижение пульсации рабочей жидкости в распределительных системах, обеспечение условия прижатия распределителя к золотнику и уплотнение выходного конца вала.

Теоретическими исследованиями, математическим моделированием и экспериментальными исследованиями установлено, что использование дополнительных разгрузочных окон распределителя приводит к увеличению пропускной способности, но и изменению пульсации рабочей жидкости.

Повышения пропускной способности можно достичь двумя способами: использованием дополнительных разгрузочных окон распределителя [136,148] и уменьшением зазора Δ между окнами распределителя и золотника.

Ранее распределительная система рассматривалась без взаимосвязи количества рабочих окон распределителя с количеством зубьев шестерни (рабочих

камер) планетарного гидромотора. В случае, когда количество рабочих окон распределителя меньше количества рабочих камер гидромотора рекомендуется использовать дополнительные разгрузочные окна распределителя, что позволяет значительно увеличить пропускную способность распределительной системы. Однако, это допустимо лишь в том случае, когда количество зубьев шестерни больше количества рабочих окон распределителя.

При положении распределителя и золотника в начальный момент времени справа расположены рабочие окна распределителя, перекрывающие окна нагнетания золотника – зона нагнетания, а слева – рабочие окна распределителя, перекрывающие окна слива золотника – зона слива (рис. 2.10). Разгрузочные же окна перекрываются наоборот, т.е., справа – с окнами слива, а слева – с окнами нагнетания. Достичь увеличения пропускной способности распределительной системы можно, переместив разгрузочные окна, которые перекрываются с окнами нагнетания в зону нагнетания, а разгрузочные окна, перекрывающиеся с окнами слива, – в зону слива. Используемые разгрузочные окна распределителя будем называть дополнительными окнами.

На рис. 6.7 (а и б) представлены схемы поступления рабочей жидкости из распределительных окон в рабочие камеры (на примере распределительной системы с количеством окон распределителя и золотника равным $Z_1=12$ и $Z_2=14$, соответственно, и расположенных с зазором Δ). Из рис.6.7, а видно, что если использовать только рабочие окна распределителя, то 3 рабочие камеры останутся без подачи рабочей жидкости. Для этого используется 3 дополнительных разгрузочных окна. Данный вариант использовался в гидромоторах типа ГПР-Ф. Стрелками показано попадание рабочей жидкости в рабочие камеры. Так как количество зубьев шестерни (количество рабочих камер) равно 9, то и количество используемых окон распределителя равно: 6 рабочих и 3 дополнительных разгрузочных окна. Из рисунка видно, что все рабочие камеры соединены с окнами распределителя.

На рис. 6.7, б представлена аналогичная схема поступления рабочей жидкости в рабочие камеры, но при использовании двух дополнительных разгрузочных окон. Отсюда видно, что одна рабочая камера остается без поступления рабочей жидкости. Для чего пропускное окно со стороны, контактирующей с шестерней, рассверливают, как показано на рис. 6.8 и из этого окна рабочая жидкость поступает в две рабочие камеры.

Для использования дополнительных разгрузочных окон распределителя на наружной поверхности вала, сопряженной с распределителем, нарезают винтовые канавки 1 (соединительные пазы), которые сообщаются с дополнительными разгрузочными окнами распределителя, а на внутренней поверхности распределителя – дополнительные сверления 2, сообщающиеся с рабочими камерами гидромотора (рис. 6.9). Количество винтовых канавок и дли на участка вала, на которой нарезаются канавки, обуславливается конструкцией распределителя. Определим координаты расположения винтовых каналов на валу.

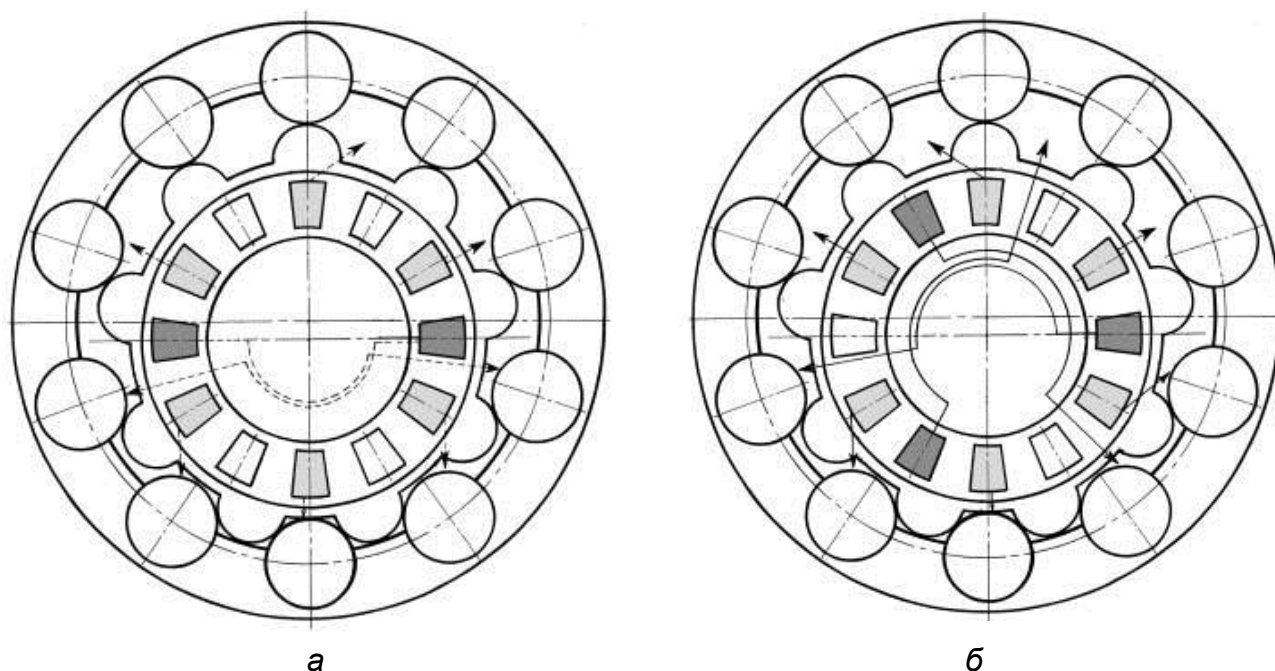


Рисунок 6.7 – Схема поступления рабочей жидкости в рабочие камеры



– рабочие окна распределителя;

– разгрузочные окна распределителя;

– дополнительные разгрузочные окна распределителя;

а - - - - - – поступление рабочей жидкости в камеры при использовании двух дополнительных окон;

б - — — — — – поступление рабочей жидкости в камеры при использовании трех дополнительных окон



Рисунок 6.8 – Пропускное окно, выполненное в виде паза

Одним из условий является то, что подача рабочей жидкости осуществляется с поворотом на 180° или $\left(\frac{\pi \cdot D}{2}\right)$.

1. Определяем длину участка вала, на котором нарезаются винтовые канавки. Для этого рассмотрим ΔABC (рис. 6.10):

$$L = \frac{\pi \cdot D}{2} \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (6.7)$$

где α – угол наклона соединительного паза.

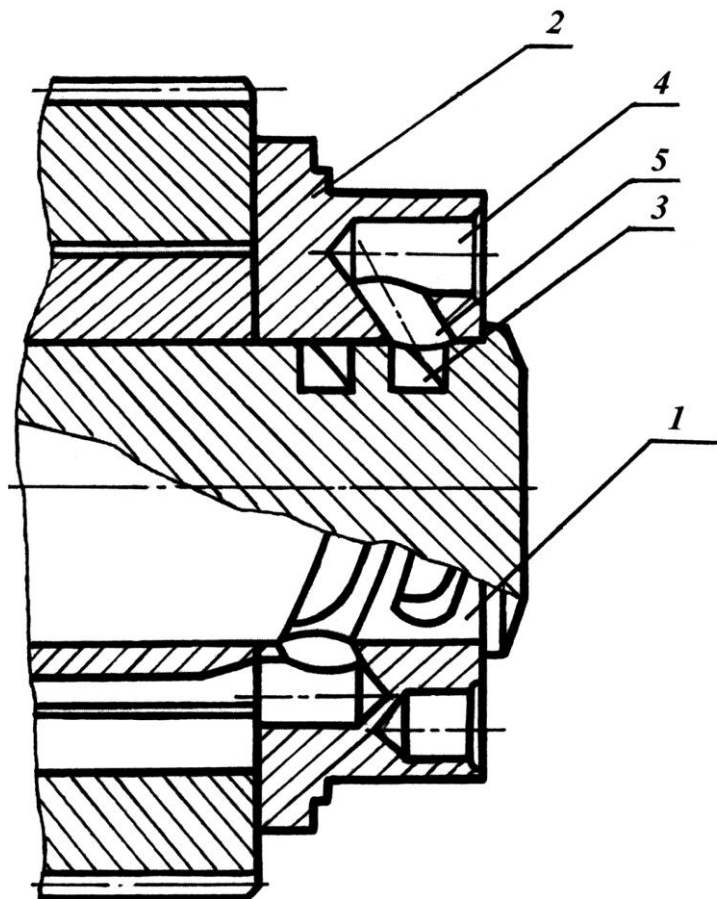


Рисунок 6.9 – Распределитель с дополнительными разгрузочными окнами

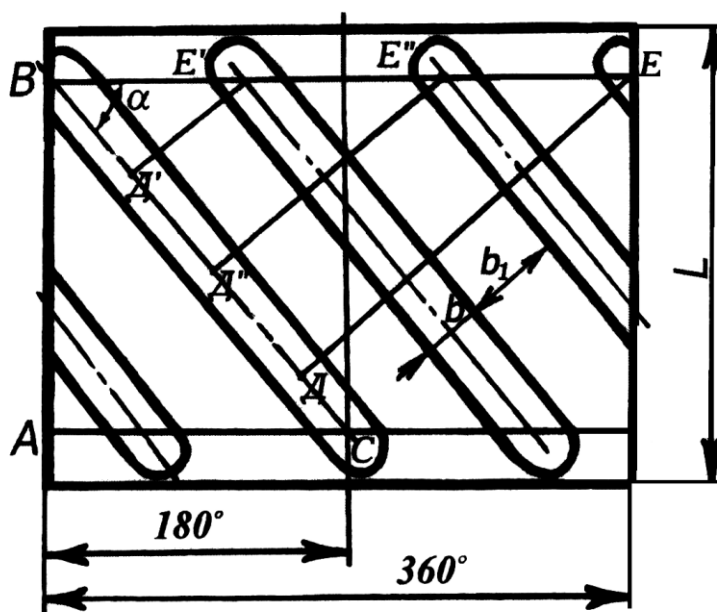


Рисунок 6.10 – Расчетная схема винтовых каналов на валу гидромотора

2. Определяем угол наклона винтовых канавок α . Из выражения (6.7) он равен:

$$\alpha = \operatorname{arctg}\left(\frac{2L}{\pi \cdot D}\right). \quad (6.8)$$

3. Определяем расстояние между первой и последней канавкой. В зависимости от количества Z канавок (причем $Z > 2$) это расстояние равно:

$$DE = Z \cdot (b + b_1),$$

где b – ширина канавки;

b_1 – ширина перемычки.

4. Определяем ширину перемычки b_1 .

Из $\triangle BED$: $DE = BE \cdot \sin \alpha$. Так как, $BE = \pi \cdot D$, то

$$DE = \pi \cdot D \cdot \sin \alpha.$$

Приравняв полученные выражения, получим ширину канавки b_1 :

$$b_1 = \frac{\pi \cdot D}{Z} \cdot \sin \alpha - b. \quad (6.9)$$

Выражение (6.8) справедливо только при равномерном расположении винтовых канавок. При неравномерном расположении канавок для определения длины участка вала, на которой нарезают канавки и угла наклона канавок необходимо определить их фактическое количество.

5. Определяем фактическое количество канавок

$$Z_{\text{факт.}} = \frac{360^\circ}{\beta}, \quad (6.10)$$

где β – угол между двумя ближайшими канавками.

Тогда угол наклона канавки α согласно выражению (6.9) будет равен:

$$\alpha = \operatorname{arcsin}\left(\frac{(b + b_1) \cdot Z_{\text{факт.}}}{\pi \cdot D}\right). \quad (6.11)$$

Подставив выражение (6.11) в (6.7), получим длину участка вала, на котором нарезают винтовые канавки.

Как показала практика, на данном участке вала, соответствующем ширине распределителя без изменения его размеров, можно расположить не более 4 винтовых канавок.

Однако использование дополнительных разгрузочных окон приводит, как к увеличению пропускной способности, так и изменению пульсации потока рабочей жидкости.

С целью снижения пульсации рабочей жидкости нами разработана методика [116,148], позволяющая уменьшить пульсацию давления путем сдвига окон распределителя.

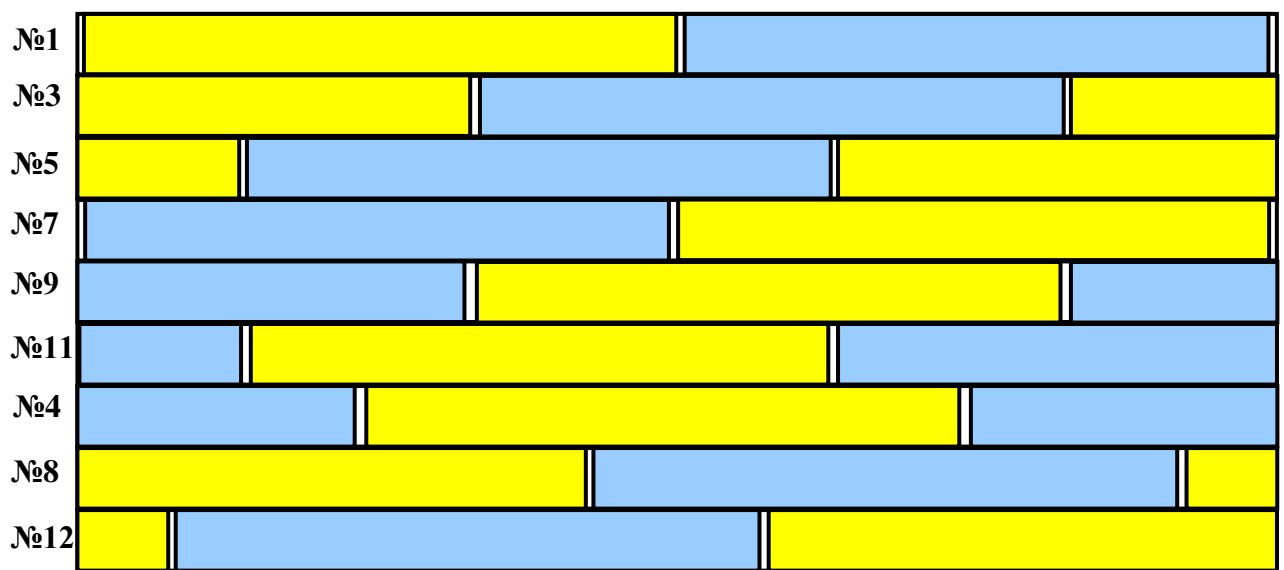
1. Определяется взаимное расположение рабочих и разгрузочных окон распределителя из выражений (2.92, 2.93) и окон нагнетания и слива золотника

из выражений (2.68), где углы расположения первого окна золотника β_1 и первого рабочего окна распределителя α_1 определяются из выражений (2.67, 2.69), соответственно.

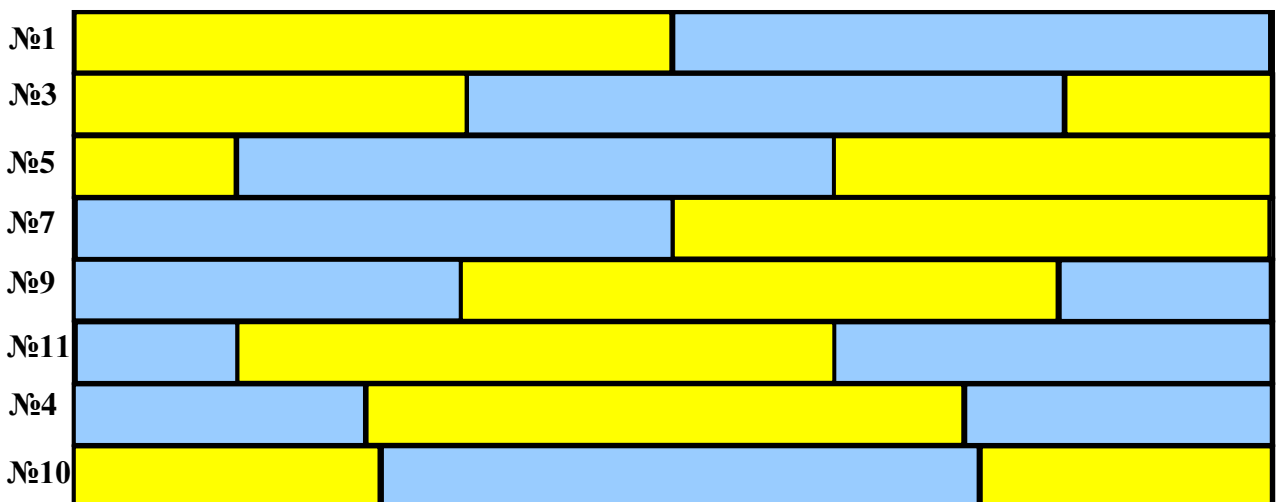
2. Определяется угол поворота распределителя φ_u , соответствующий циклу, т.е. прохождению окна распределителя через окно нагнетания и слива золотника.

3. Определяется диапазон открытия и закрытия каждого рабочего и дополнительного разгрузочного окон распределителя.

На рис. 6.11 представлена диаграмма перекрытия окон серийной ($Z_{дон} = 3$, $\Delta = 51'$) и модернизированной ($Z_{дон} = 2$, $\Delta = 0$) распределительной системы.



а



б

Рисунок 6.11 – Диаграмма перекрытия окон распределительных блоков:
а – серийного и б – модернизированного

Окно распределителя перекрывает окно золотника при выполнении условия $|\beta_i - \alpha_i| \leq \varepsilon$.

Если окна не перекрываются, т.е., $|\beta_i - \alpha_i| > \varepsilon$, то

$$\alpha_{откр.i} = \beta_i - \varepsilon - \alpha_i, \quad (6.12)$$

$$\alpha_{закр.i} = \beta_i + \varepsilon - \alpha_i; \quad (6.13)$$

а если $\alpha_i > \beta_i + \varepsilon$, тогда

$$\alpha_{откр.i} = \beta_{i+1} - \varepsilon - \alpha_i, \quad (6.14)$$

$$\alpha_{закр.i} = \beta_{i+1} + \varepsilon - \alpha_i.$$

Если окна перекрываются, т.е., $|\beta_i - \alpha_i| \leq \varepsilon$, то расчет производится по выражениям (6.13, 6.14) до тех пор, пока $\alpha_{откр.i} > \varphi_{ц.}$ и $\alpha_{закр.i} > \varphi_{ц.}$. Если $\alpha_{откр.i} < \varphi_{ц.}$, а $\alpha_{закр.i} > \varphi_{ц.}$, то $\alpha_{закр.i} = \varphi_{ц.}$.

4. Выбирается количество дополнительных разгрузочных окон распределителя (от 2 до $\frac{Z_1}{2}$) и определяются их номера.

Если используется $Z_{доп.} = \frac{Z_1}{4}$ дополнительных разгрузочных окон, то номера используемых дополнительных разгрузочных окон будут определяться из выражения:

$$i_{доп.разгр.} = i_{разгр.} + 4,$$

где $i_{разгр.} = 4, 8, \dots, Z_1$, т.е. номера дополнительных разгрузочных окон всегда кратны 4.

5. Определяется площадь проходного сечения распределительной системы с использованием дополнительных разгрузочных окон по выражению (2.75).

6. Сопоставляется момент закрытия каждого окна распределителя (с учетом дополнительных разгрузочных окон) с открытием окон. То есть, каждому закрытому (или закрывающемуся) окну распределителя находится такое открытое (или открывающееся) окно, чтобы их разность не превышала периодичности «открытия-закрытия» окон распределителя

$$\alpha_{период.} = \alpha_{закр.i} - \alpha_{откр.i}. \quad (6.15)$$

Закрывающимся дополнительным разгрузочным окнам всегда соответствуют открывающиеся рабочие окна, которые в дальнейшем сдвигаться не будут; причем номер соответствующего открывающегося рабочего окна $i_{раб.}$ равен

$$i_{раб.} = i_{доп.разгр.} + 1,$$

где $i_{разгр.} = 4, (i_{доп.разгр.} + 4), \dots, Z_1$.

Однако, если номер закрывающегося дополнительного разгрузочного окна равен $i_{доп.разгр.} = Z_1$, то номер соответствующего ему открывающегося рабочего окна равен $i_{раб.} = 1$.

Открывающиеся дополнительные разгрузочные окна всегда соответствуют закрывающимся рабочим окнам, которые в дальнейшем будут сдвигаться, причем номер закрывающегося рабочего окна равен

$$i_{\text{раб.сдв.}} = i_{\text{дон.разгр.}} - 1.$$

Закрывающимся рабочим окнам, которые не сдвигаются, всегда соответствуют открывающиеся рабочие окна, которые в дальнейшем будут сдвигаться; причем, если номер, закрывающегося рабочего окна равен $i_{\text{раб.}} = 1$, то номер соответствующего ему открывающегося рабочего окна равен $i_{\text{раб.сдв.}} = \frac{Z_1}{2} + 1$ для числа окон распределителя равного 4 с последующим увеличением на 8, т.е., при $Z_1 = 4, 12, 20$. В остальных случаях соответствующие пары окон «закрытия-открытия» находятся методом подбора так, чтобы выполнялось условие перекрытия.

7. Для каждой пары окон определяется величина угла перекрытия окон с опережением (когда одно окно распределителя еще не закрылось, а соответствующее уже открылось) или с опозданием (когда одно окно уже закрылось, а второе еще не открылось)

$$\begin{aligned} \gamma_{\text{опер.}i} &= \alpha_{\text{закр.}i} - \alpha_{\text{откр.}i} > 0, \\ \gamma_{\text{отст.}i} &= \alpha_{\text{закр.}i} - \alpha_{\text{откр.}i} < 0, \end{aligned} \quad (6.16)$$

т.е., если разность между закрывающимся и открывающимся окном положительная, то окна перекрываются с опережением, а если разность отрицательная, то перекрытие происходит с отставанием.

Перекрытие окон с отставанием происходит в том случае, когда окна распределителя и золотника расположены с зазором (рис. 2.10). Если окна распределителя и золотника расположены без зазора, то окна перекрываются с опережением.

Для числа окон распределителя $Z_1 = 4, 12, 20$:

- если закрытому (закрывающемуся) рабочему окну соответствует открытое (открывающееся) рабочее окно, то перекрытие равно 0;
- если закрытому (закрывающемуся) рабочему окну соответствует открытое (открывающееся) дополнительное разгрузочное окно и наоборот, т.е., закрывающемуся дополнительному разгрузочному окну соответствует открывающееся рабочее, то перекрытие равно $\alpha_{\text{закр.}Z_1}$.

Для числа окон распределителя $Z_1 = 8, 16, 24$:

- если закрытому (закрывающемуся) рабочему окну соответствует открытое (открывающееся) рабочее окно, то перекрытие равно $\alpha_{\text{период.}}$;
- если закрытому (закрывающемуся) рабочему окну соответствует открытое (открывающееся) дополнительное разгрузочное окно и наоборот, то перекрытие равно $\alpha_{\text{закр.}Z_1}$.

8. Определяется алгебраическая сумма фаз опережения и отставания

$$\sum \gamma = \sum \gamma_{опер.i} + \sum \gamma_{отст.i}, \quad (6.17)$$

где $\gamma_{отст.}$ берется со знаком "минус" и выражение (6.17) примет вид:

$$\sum \gamma = \sum \gamma_{опер.i} - \sum \gamma_{отст.i}.$$

Если все пары окон перекрываются с опережением, то выражение (6.17) примет вид:

$$\sum \gamma = \sum \gamma_{опер.i}.$$

9. Определяется среднее значение перекрытия

$$\gamma_{ср.} = \frac{\sum \gamma}{Z_{раб.} + Z_{дон.}}. \quad (6.18)$$

10. Определяем сдвиг окон распределителя с использованием $Z_1/4$ дополнительных разгрузочных окон при $Z_1 = 4, 12, 20$

– для разгрузочных окон, участвующих в работе

$$\tau_{разгр.} = \gamma_{опер.разгр.} - \gamma_{ср.}; \quad (6.19)$$

– для рабочих окон

$$\tau_{раб.} = \gamma_{ср.} - \gamma_{отст.}. \quad (6.20)$$

Если окна распределителя и золотника расположены без зазора, то $\tau_{раб.} = \gamma_{ср.}$

– для разгрузочных окон (участвующих в работе) при $Z_1 = 8, 16, 24$

$$\tau_{разгр.} = \gamma_{ср.} - \gamma_{опер.разгр.}; \quad (6.21)$$

– для рабочих окон

$$\tau_{раб.} = \gamma_{опер.раб.} - \gamma_{ср.}. \quad (6.22)$$

В зависимости от количества используемых дополнительных разгрузочных окон рабочие и разгрузочные окна могут сдвигаться как по часовой, так и против часовой стрелки.

11. Определяются номера окон, которые будут сдвигаться.

При числе окон распределителя кратном 4 будут сдвигаться все дополнительные разгрузочные окна. Номера рабочих окон, которые будут сдвигаться, определяются из выражения

$$i_{раб.} = i_{дон.разгр.} - 1.$$

Причем при числе окон распределителя равном $Z_1 = 4, 12, 20$ и рабочие, и дополнительные разгрузочные окна сдвигаются по часовой стрелке; а при числе окон распределителя равном $Z_1 = 8, 16, 24$ и рабочие, и дополнительные разгрузочные окна сдвигаются против часовой стрелки.

12. Определяются углы расположения рабочих и дополнительных разгрузочных окон распределителя после сдвига

- если окна сдвигаются по часовой стрелке, то

$$\begin{aligned}\alpha'_{раб.i} &= \alpha_{раб.i} + \tau_{раб.}, \\ \alpha'_{разгр.i} &= \alpha_{разгр.i} + \tau_{разгр.},\end{aligned}\tag{6.23}$$

- если окна сдвигаются против часовой стрелки, то

$$\begin{aligned}\alpha'_{раб.i} &= \alpha_{раб.i} - \tau_{раб.}, \\ \alpha'_{разгр.i} &= \alpha_{разгр.i} - \tau_{разгр.},\end{aligned}\tag{6.24}$$

13. Определяется площадь перекрытия каждого рабочего и разгрузочного окна с окнами нагнетания золотника при повороте распределителя после сдвига окон.

Выше была приведена методика сглаживания с использованием $Z_1/4$ дополнительных разгрузочных окон. Но можно использовать всего два дополнительных разгрузочных окна. Методика сглаживания пульсации жидкости при использовании двух дополнительных разгрузочных окон аналогична предыдущей. Отличие состоит только в номерах используемых дополнительных разгрузочных окон (п.4) и номерах сдвигаемых окон (п.11).

Для количества окон распределителя равного $Z_1 = 12, 16, 20, 24$, выбираются разгрузочные окна, полностью перекрытые справа с окном слива золотника, а слева с окном нагнетания.

При использовании двух дополнительных разгрузочных окон сдвигаются только рабочие окна, а дополнительные разгрузочные – не сдвигаются.

Для числа окон распределителя равного $Z_1 = 12$

- по часовой стрелке сдвигаются открывающиеся рабочие окна, соответствующие закрывающимся дополнительным разгрузочным окнам, на величину $\tau_{разгр.}$;

- против часовой стрелки – закрывающиеся рабочие окна, которым соответствуют открывающиеся дополнительные разгрузочные окна, на величину $\tau_{разгр.}$.

Для числа окон распределителя равного $Z_1 = 16, 20, 24$ кроме окон, сдвигаемых аналогично $Z_1 = 12$, сдвигаются еще и рабочие окна на величину $\tau_{раб.}$ для числа окон распределителя равного $Z_1 = 20$; и для числа окон $Z_1 = 16, 24$ – на величину $(\tau_{разгр.} - \tau_{раб.})$:

- по часовой стрелке сдвигаются открывающиеся рабочие окна, соответствующие закрывающимся рабочим окнам, которые сдвигались по часовой стрелке;

- против часовой стрелки сдвигаются закрывающиеся рабочие окна, которым соответствуют открывающиеся рабочие окна, которые сдвигались против часовой стрелки.

В таблице 6.2 приведены рекомендации по сдвигу окон распределителя, позволяющие снизить, а в некоторых случаях устранить пульсацию жидкости.

Таблица 6.2

Практические рекомендации по сдвигу окон распределителя

Количество окон распределителя Z_1	Количество используемых окон распределителя		Номера, используемых дополнительных окон	Величина сдвига окон распределителя																								
	рабочих	дополнительных		№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7	№8	№9	№10	№11	№12	№13	№14	№15	№16	№17	№18	№19	№20	№21	№22	№23	№24	
$Z_1 = 6$	3	2	№2; №6	-6°	-12°	12°	6°																					
$Z_1 = 8$	4	2	№4; №8		-6°	-3°	-6°	-3°																				
$Z_1 = 10$	5	2	№4; №8	5°08'	10°17'	8°34'	6°51'	3°26'	1°43'																			
$Z_1 = 12$	2	2	№4; №10		-2°08'		2°08'		-2°08'	2°08'																		
	3	3	№4; №8; №12		2°51'	1°25'		2°51'	1°25'																			
$Z_1 = 14$	4	4	№2; №6; №8; №12	0°50'	1°40'		-1°40'	-0°50'		0°50'	1°40'																	
	2	2	№4; №12	-1°24'	-2°48'	-3°30'	-4°18'		-0°42'	-2°06'																		
$Z_1 = 16$	2	2	№4; №12	-0°30'	-1°30'		1°30'		0°30'	-0°30'																		
	4	4	№4; №8; №12; №16		-1°40'	-0°50'		-1°40'	-0°50'																			
$Z_1 = 18$	9	2	№6; №14	2°	1°20'		3°40'	3°20'	3°	2°20'																		
$Z_1 = 20$	2	2	№6; №16		-0°36'		-1°06'		1°06'	0°36'																		
	4	4	№4; №10; №14; №20		-0°58'	-0°14'	0°30'		-0°30'	-1°28'	-0°44'																	
$Z_1 = 22$	11	2	№6; №16	1°04'	0°38'		2°32'	2°22'	2°06'	1°46'																		
$Z_1 = 24$	2	2	№4; №16	-0°32'	-0°52'		0°52'		0°32'	0°20'																		
	3	3	№8; №16; №24		-0°30'		0°54'		0°24'	0°12'																		
$Z_1 = 24$	4	4	№4; №12; №16; №24		-0°36'		0°36'		-0°36'	-0°36'																		

Примечания: знак «+» перед величиной сдвига окон обозначает сдвиг окна по часовой стрелке; знак «-» - против часовой стрелки.

6.4. Проектирование торцевого уплотнения планетарных гидромоторов

Анализ показал, что часто именно уплотнения определяют качественные показатели гидромашины, т.е. можно сказать, что надежность планетарного гидромотора главным образом зависит от работы его уплотнения. Анализ торцевых уплотнений позволил разработать требования, предъявляемые к проектированию торцевых уплотнений вала, работающих на высоких давлениях. Такое уплотнение должно состоять из двух металлических деталей, прижимающихся друг к другу с определенным усилием, поверхности которых должны быть обработаны с высоким классом точности и притерты. В зазоре этой пары трения должен быть слой жидкости, почти полностью разделяющий и охлаждающий трущиеся поверхности и способный выдерживать сжимающие нагрузки.

Анализ торцевых распределительных блоков показал, что распределитель и золотник и есть две, прижимающиеся друг к другу поверхности (притертые и высококлассно обработанные), которые постоянно охлаждаются жидкостью и могут быть гидростатически разгружены. Поэтому, если разработать такую конструкцию золотника, когда через него будет проходить вал, то данный торцевой распределительный блок может быть, в частности, и торцевым уплотнением вала.

Распределительный блок с торцевым распределением жидкости и неподвижным золотником находится под действием сил давления жидкости $F_{пр.}$, прижимающих распределитель к золотнику, и противодействующих $F_{отжс.}$ (отжимающих) сил давления жидкости в каналах, соединенных с распределительными окнами и зазоре, образованном контактирующими поверхностями распределителя и золотника. Чтобы не произошло «раскрытия» (отжима распределителя от золотника) силы давления жидкости, прижимающие распределитель к золотнику, должны быть больше раскрывающих (отжимающих) сил давления жидкости в торцевом зазоре, т.е., должно выполняться условие: $\sum F_{пр.} > \sum F_{отжс.}$. Превышение усилия прижатия над усилием отжатия не должно вызывать излишних сил трения и износа трущейся пары. В работах Башты показано, что отрыва не происходит при условии, когда отжимающая сила будет на 10% меньше прижимающей. Опытные данные по лопастным насосам показывают, что работоспособность обеспечивается, когда отжимающая сила будет на 20% меньше прижимающей. Это же соотношение усилий прижима и отжима золотника может быть рекомендовано и для планетарных гидромашин [14,59].

Согласно экспериментальным данным, полученным при эксплуатации планетарных гидромоторов серии ГПР-Ф, усилие прижима, необходимое для компенсации гидродинамической составляющей составляет 6,5% (для гидромоторов данной конструкции).

В результате этого, условие прижима будет иметь вид:

$$1,05 \leq \frac{\sum F_{np.}}{\sum F_{отж.}} \leq 1,07. \quad (6.25)$$

Зная необходимую величину прижимающего усилия, определим геометрические параметры распределительного блока, обеспечивающие заданное усилие прижатия распределителя к золотнику.

Определение диаметров золотника без отверстия под вал.

Так как золотник не имеет отверстия под вал, то он насаживается на вал. Для герметичности соединения золотник-распределитель на валу выполняется буртик (рис. 6.12, а), на который насаживается золотник (рис. 6.13) полостью, ограниченной диаметром D_5 . Вместо буртика может использоваться гайка. Распределительная система имеет такую конструкцию (рис. 6.12, б), что золотник ограничивается внутренним диаметром D_5 (исходя из размеров буртика – для золотника без отверстия под вал и размеров вала – для золотника с отверстием под вал), а в распределителе ограничивается внешний диаметр D_6 плоскости, на которой расположены распределительные окна. Таким образом, диаметры D_5 и D_6 задаются конструктивно.

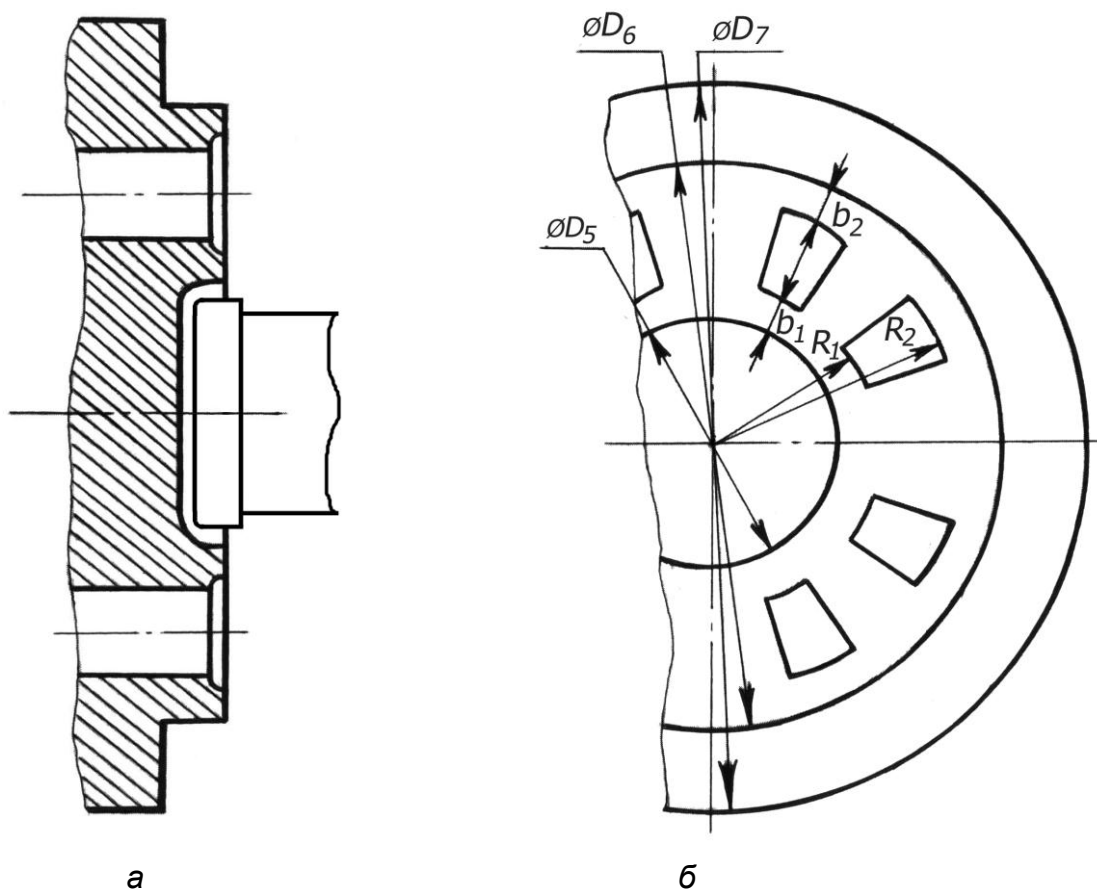


Рисунок 6.12 – К расчету диаметров золотника без отверстия под вал
 а – вал с буртиком;
 б – расчетная схема определения диаметров золотника



Рисунок 6.13 – Конструкция золотника без отверстия под вал

Зная величину диаметров D_5 и D_6 и величину уплотняющих поясков b_1 и b_2 , определяются радиусы расположения распределительных окон: внутренний – $R_1^0 = \frac{D_5}{2} + b_1$ и внешний – $R_2^0 = \frac{D_6}{2} - b_2$. Для аксиально-поршневых гидромаши [10] ширину уплотняющих поясков обычно выбирают равной:

$$b_1 = b_2 = 0,125d, \quad (6.26)$$

где d - диаметр поршня (цилиндра).

Площадь окна питания цилиндра выбирается равной 0,45...0,5 площади цилиндра, т.е. $A_{ок.} = 0,5 \cdot A_{ц.}$. Исходя из этого выражения, можно определить диаметр поршня: $d_n = 1,6\sqrt{A_{ок.}}$.

Подставив полученное выражение в (6.26), получим: $b_1 = b_2 = 0,2\sqrt{A_{ок.}}$. Однако, учитывая неравномерный износ поясков, обусловленный различием их окружных скоростей, можно принимать $\frac{b_1}{b_2} = 0,8$. Рекомендуется принимать ширину уплотняющих поясков не меньше 1,5 мм и не больше 4...6 мм [14]. Данное выражение и рекомендации справедливы и для планетарного гидромотора.

2. Диаметр D_7 выбирается конструктивно, с учетом глубины канавок под уплотнительные кольца. Он должен быть таким, чтобы при нарезании канавок они не соединились с распределительными окнами.

3. Так как площадь, на которую действует давление p_{05} должна быть равна площади, на которую действует давление p_{03} , то можно записать:

$$\frac{\pi \cdot (D_7^2 - D_6^2)}{4} = \frac{\pi \cdot D_2^2}{4}.$$

Отсюда

$$D_2 = \sqrt{D_7^2 - D_6^2}.$$

Определение диаметров золотника с отверстием под вал.

Внутреннее отверстие диаметром D_1 может быть выполнено ступенчатым, если есть дренаж на валу. Диаметры D_1 и D_4 задаются исходя из конструктивных особенностей распределителя и золотника аналогично золотнику без отверстия под вал. Рекомендуется D_1 выбирать на 2 мм больше диаметра вала во избежание загрязнения.

Диаметр D_2 выбирается конструктивно. Он должен быть как можно меньше, учитывая диаметр вала и диаметр соединительного отверстия B .

Так как площадь, на которую действует давление жидкости p_{05} должна быть равной площади, на которую действует давление p_{06} , то

$$\frac{\pi \cdot (D_5^2 - D_3^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (D_3^2 - D_2^2)}{4}.$$

Отсюда

$$D_5 = \sqrt{2D_3^2 - D_2^2}. \quad (6.27)$$

Подставив в условие поджатия значения всех давлений и площадей и вместо D_5 выражение (6.27), определим диаметр D_3 .

Подставив в выражение (6.27) полученное значение диаметра D_3 , получим диаметр D_5 .

Использование золотника с отверстием под вал (рис. 6.14) позволило повысить выходные характеристики планетарных гидромоторов, в результате применения торцевой распределительной системы в качестве торцевого уплотнения и расширить область применения гидромоторов, так как появилась возможность вывода второго хвостовика вала через сквозное отверстие в золотнике и, таким образом, - применение гидромоторов при передней (рис.6.15) или двусторонней подаче рабочей жидкости [33] (с использованием золотников двух конструкций (рис. 6.13, рис. 6.14) и вала (рис. 6.16).

Предложенные методики проектирования торцевой распределительной системы позволили использовать ее элементы в качестве торцевого уплотнения выходного конца вала планетарного гидромотора, повысив при этом его выходные характеристики.

6.5. Проектирование семейства унифицированных высокомоментных гидромоторов

Основными причинами недостаточно широкого использования силового полнопоточного гидропривода активных рабочих органов мобильной техники являются ограниченность номенклатуры гидромашин, трудоемкость их



Рисунок 6.14 – Конструкция золотника с отверстием под вал для использования при двусторонней подаче жидкости



Рисунок 6.15 – Гидромотор с передним подводом жидкости

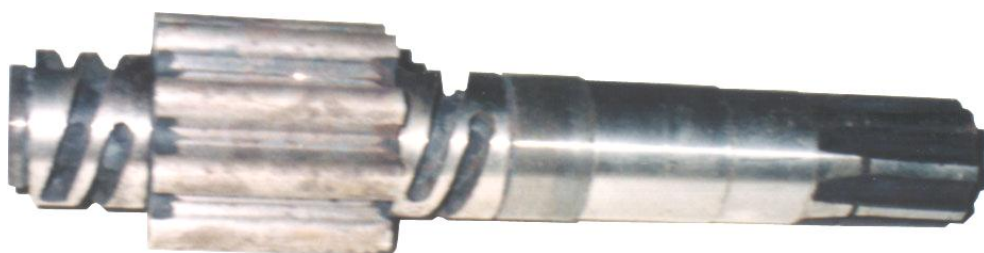


Рисунок 6.16 – Вал-шестерня, разработанный для двусторонней подачи жидкости

изготовления, а также отсутствие комплексных исследований в области расчета, проектирования, изготовления и эксплуатации гидромашин вращательного действия, особенно высокомоментных гидромоторов [151].

Анализ объемных гидромашин показал, что в мобильной технике (строительной, дорожной, сельскохозяйственной и т.д.), для привода активных рабочих органов лучше всего использовать планетарные гидромоторы. Такие гидромоторы отличаются простотой устройства, высоким удельным рабочим объемом, малой удельной металлоемкостью, компактностью, хорошими энергетическими характеристиками. Большим преимуществом этих гидромоторов является возможность установки их непосредственно в приводной механизм транспортеров, лебедок, битеров, мотор-колес и т.д.

Для решения проблем, связанных с гидрофикацией мобильной сельскохозяйственной техники, проведены исследования, позволившие обосновать [31,32] и разработать семейство планетарно-роторных гидромоторов, состоящее из четырех типоразмерных рядов (рис. 6.17), с номинальной мощностью гидромоторов 6,5; 11; 22 и 33 кВт, соответственно.



Рисунок 6.17 – Семейство планетарно-роторных гидромоторов

Каждый типоразмерный ряд семейства, в зависимости от назначения, представлен тремя основными исполнениями (рис. 6.18). При этом каждое исполнение представляет собой унифицированную (на основе блочно - модульных узлов) группу гидромоторов (рис. 6.19).



Рисунок 6.18 – Варианты исполнений планетарно-роторных гидромоторов

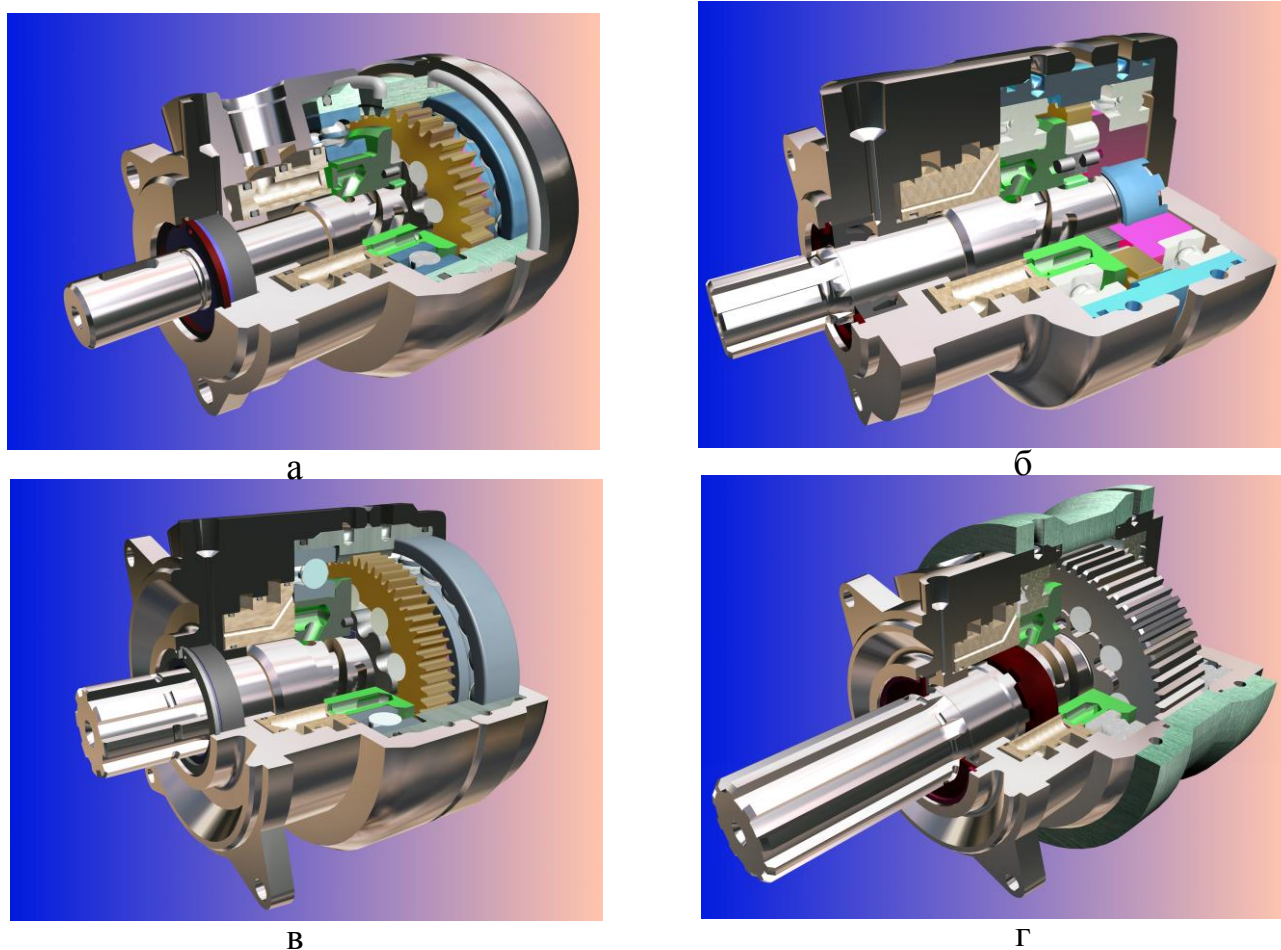


Рисунок 6.19 – Семейство унифицированных рядов планетарных гидромоторов серии ПРГ: а – ПРГ-6,5; б – ПРГ-11; в – ПРГ-22; г – ПРГ-33

Самым распространенными представителями семейства планетарных гидромоторов, являются гидромоторы серии ПРГ-22 (рис. 6.19, в). Основным узлом гидромотора является его силовой блок (рис. 6.20), состоящий из вала 9, распределителя 10, шестерни 3, ротора 2 с роликами 1 и щеки 6. Шпонка 4 связывает распределитель 10 и шестерню 3 в единый узел и передает крутящий момент от шестерни 3 к валу 9. Осевое фиксирование шестерни 3 и распределителя 10 осуществляется затяжкой гайки 13, которая связана с валом 9 резьбовым соединением. Высота ротора 2 и роликов 1 меньше высоты шестерни 3 на величину торцевого зазора, поэтому ротор (с роликами) может совершать планетарное движение внутри корпуса 8, обкатываясь при этом вокруг шестерни 3. Силовой блок с помощью радиально-упорных шарикоподшипников 7 и 12 устанавливается в корпусе 8. Осевое перемещение силового блока ограничивается передней 5 и задней 14 крышками.

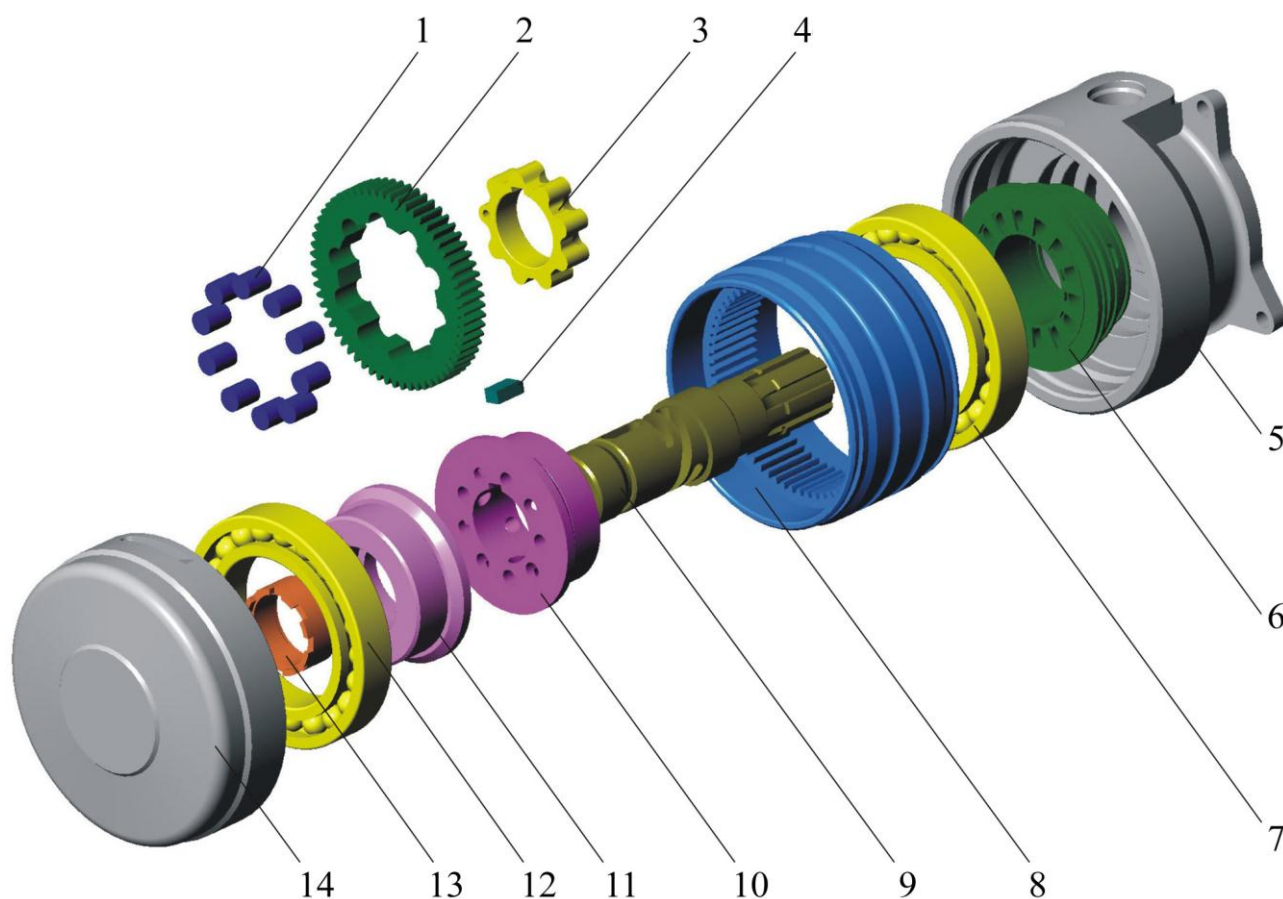


Рисунок 6.20 – Планетарный гидромотор серии ПРГ- 22:
 1 – ролики; 2 – ротор; 3 – шестерня; 4 – шпонка; 5 и 14 – крышки;
 6 – золотник; 7 и 12 – радиально-упорные шарикоподшипники; 8 – корпус;
 9 – вал; 10 – распределитель; 11 – щека; 13 – гайка.

Блок подачи и распределения рабочей жидкости выполнен на основе передней крышки 5 в которой установлен золотник 6, соединенный своими проточками с полостями подвода и отвода рабочей жидкости, выполненными в

передней крышке 5. В собранном гидромоторе золотник 6 в начальный момент поджимается к распределителю 10 с помощью пружин, при работе гидромотора поджим, с определенным усилием, осуществляется давлением рабочей жидкости. При этом распределительный механизм, состоящий из золотника 6 и распределителя 10, одновременно выполняет функции торцевого уплотнения выходного конца вала 9 гидромотора.

Рассматриваемый гидромотор, работает по принципу аналогичному планетарному редуктору (рис. 6.21), где охватываемый вытеснитель 3, представляет солнечную шестерню. Функцию коронной шестерни выполняет эвольвентная зубчатая поверхность, нарезанная на внутренней поверхности корпуса 8. Охватывающий вытеснитель 2 представляет собой кольцевую деталь (ротор) с внутренним и внешним зацеплением и выполняет функции сателлита. Сателлит 2 вместе с солнечной шестерней 3 образует группу вытеснителей с внутренним гипоциклоидальным зацеплением, а внешним, эвольвентным зацеплением, контактирует с коронной шестерней 8. Роль водила в данном механизме (гидромоторе) выполняет рабочая жидкость. Внутри сателлита 2 установлена солнечная шестерня 3, между этими деталями находится рабочая жидкость, при этом с одной стороны на них равномерно воздействует рабочее давление жидкости, а с противоположной – давление слива. Под действием перепада этих давлений охватывающий вытеснитель 2 обкатывается по охватываемому вытеснителю 3 и за счет разных передаточных отношений внутреннего и внешнего зацеплений вращается вытеснитель 3 совместно с валом 9.

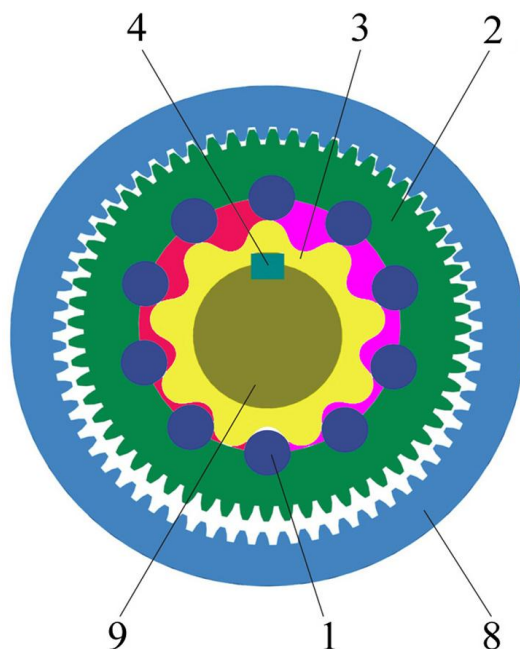


Рисунок 6.21 – Схема работы вытеснителей планетарного гидромотора:
1 – ролики; 2 – ротор; 3 – шестерня; 4 – шпонка; 8 – корпус; 9 – вал.

Для расширения области применения гидромоторов, были разработаны три разновидности исполнения донного типа гидромоторов, различаемые по

функциональным возможностям (рис. 6.22). Гидромоторы серий ПРГ-22 и ПРГ-22П – однообъемные и односкоростные. Гидромоторы серий ПРГ-22Д – двухобъемные и двухскоростные, соответственно. Гидромоторы ПРГ-22П и ПРГ-22Д выпускаются в двух исполнениях (рис. 6.22, б).

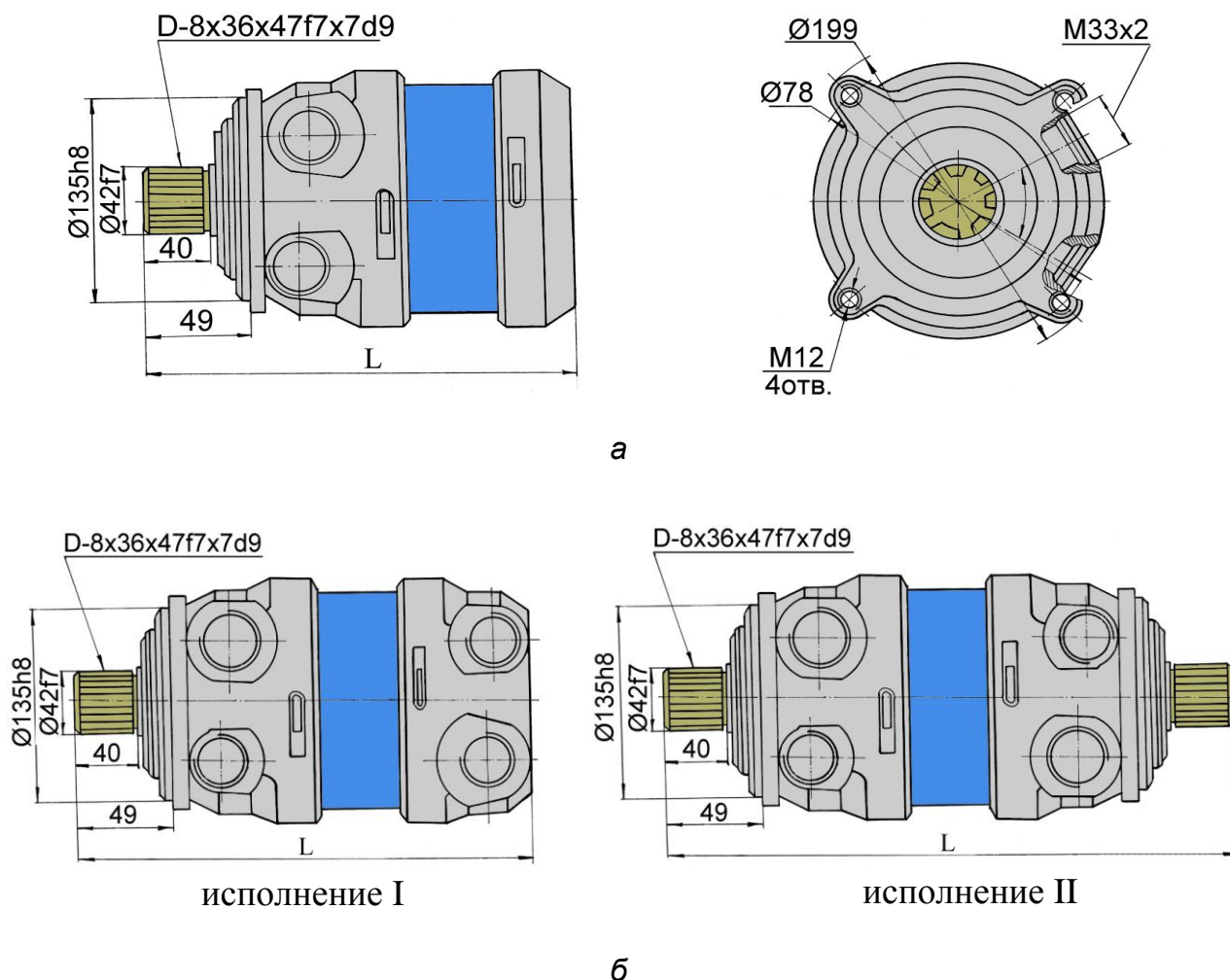
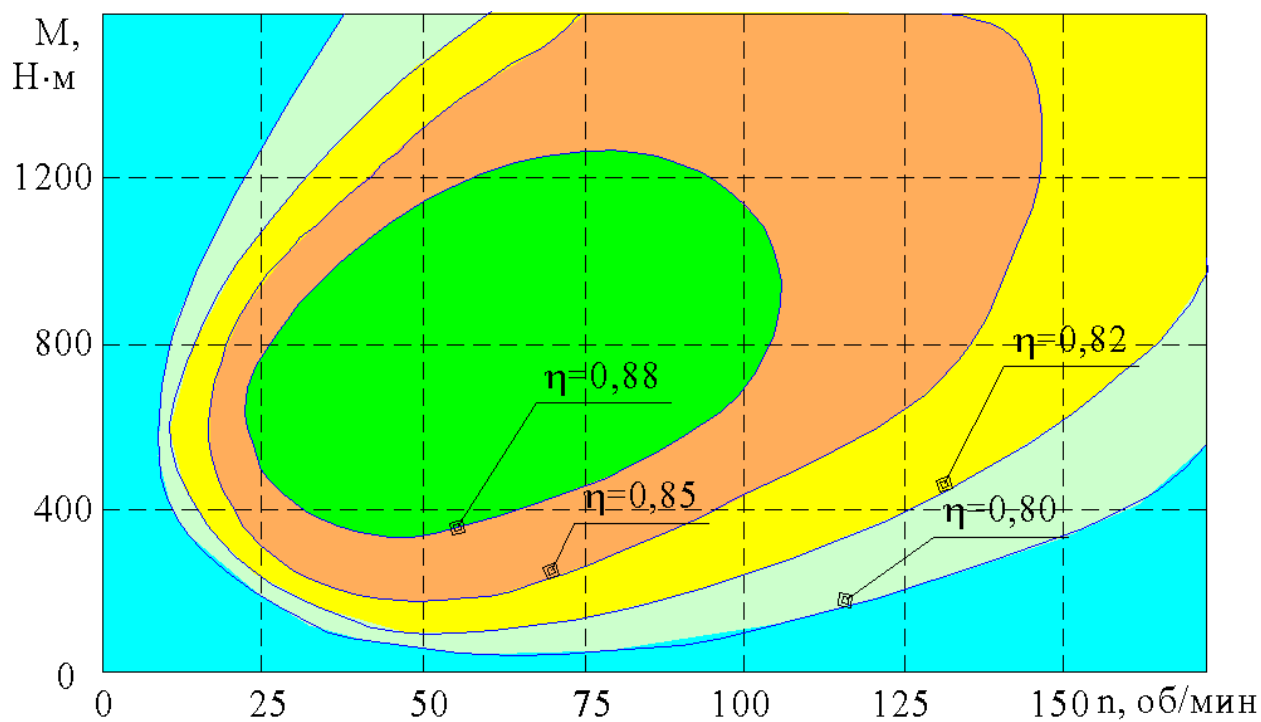


Рисунок 6.22 – Планетарные гидромоторы серии ПРГ-22:
а – ПРГ-22; б – ПРГ-22П и ПРГ-22Д

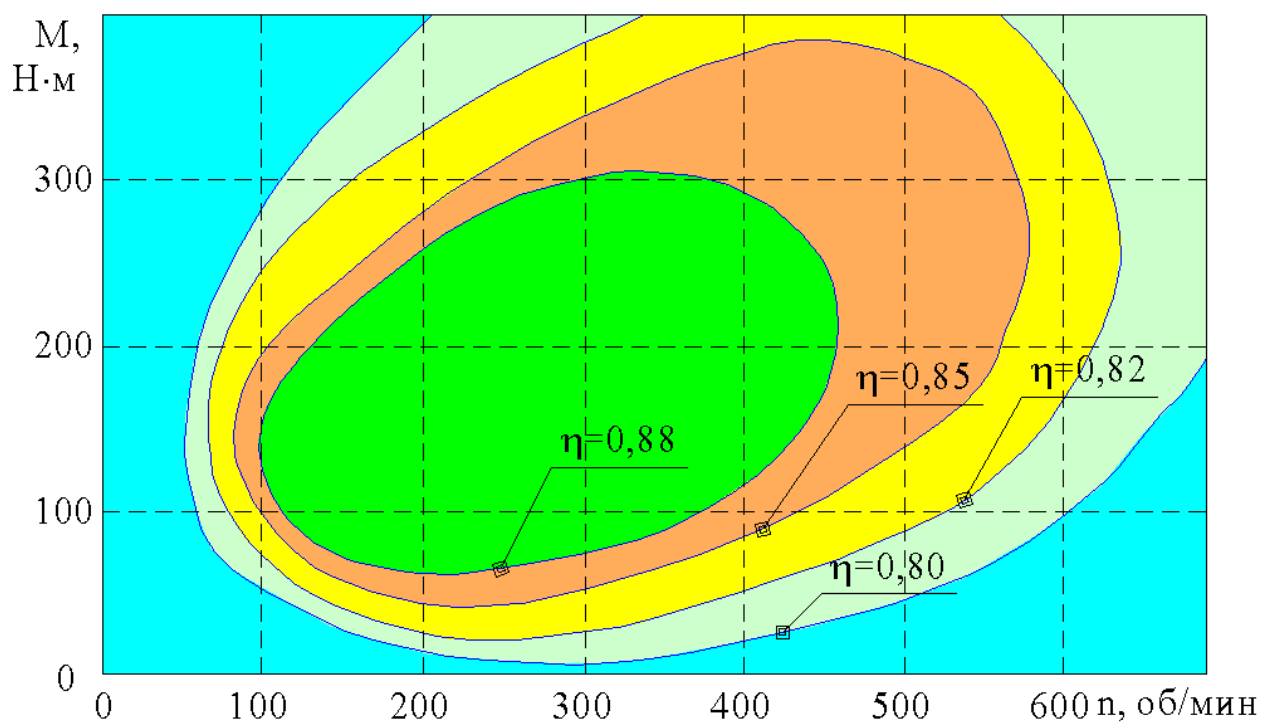
Независимо от исполнения, разработанные планетарные гидромоторы имеют достаточно высокий и стабильный КПД (рис. 6.23) в широком диапазоне изменения выходных параметров.

Необходимо отметить, что в результате работы выполненной на основании проведенных исследований, КПД модернизированного гидромотора (рис.6.23) на 8...12% выше, чем серийного (рис. 6.24).

Технические характеристики всей гаммы гидромоторов серии ПРГ-22 приведены в таблице 6.3.

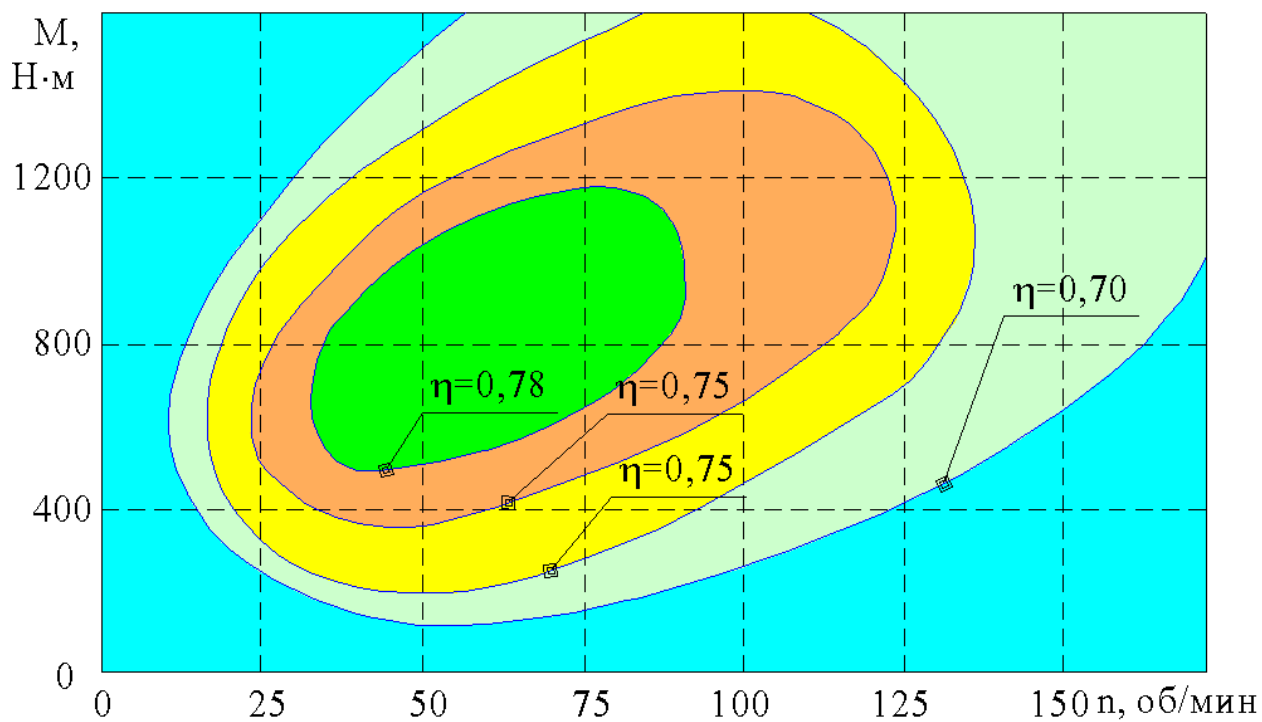


а

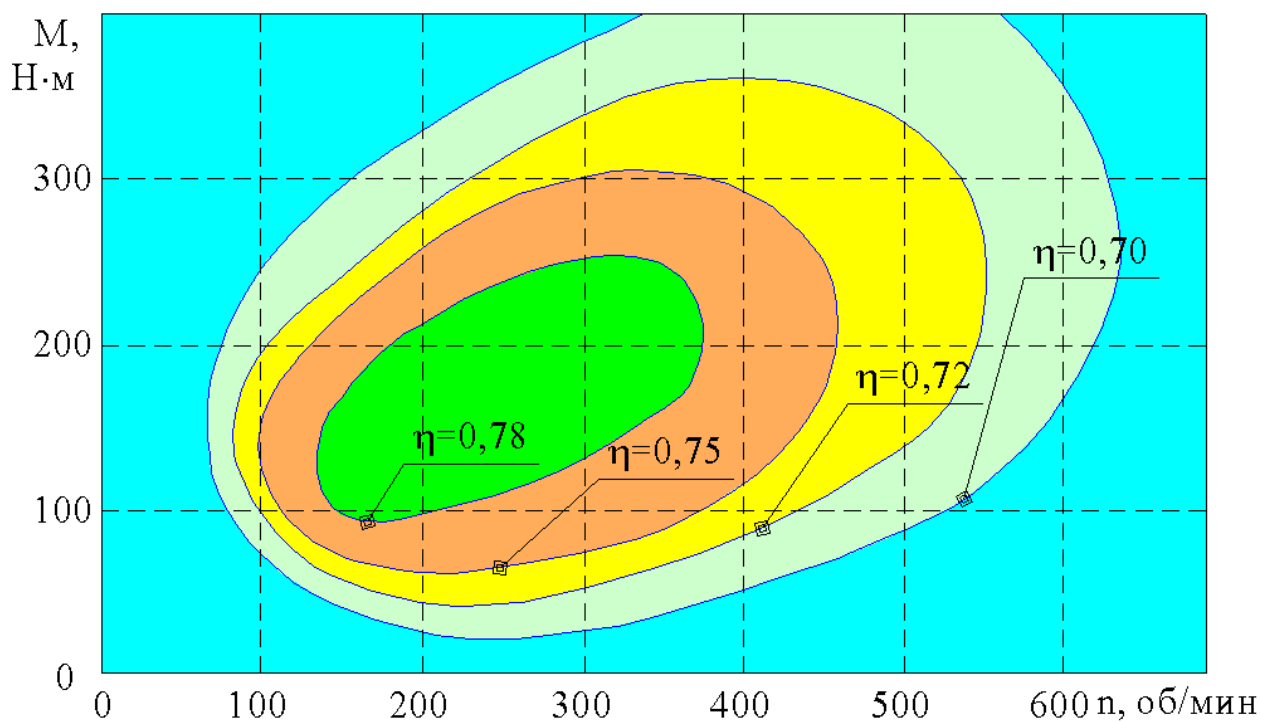


б

Рисунок 6.23 – Внешние характеристики модернизированных планетарных гидромоторов серии ГПР-Ф с рабочим объемом:
а - 630 см³; б - 160 см³



а



б

Рисунок 6.24 – Внешние характеристики серийных планетарных гидромоторов серии ГПР-Ф с рабочим объемом:
а - 630 см^3 ; б - 160 см^3

Таблица 6.3

 Технические характеристики унифицированного ряда
 планетарных гидромоторов серии ПРГ-22

Рабочий объем, $см^3$	Расход жидкости ном., $дм^3/с$	Частота вращения вала ном., <i>об/мин.</i>	Перепад давления ном., <i>МПа</i>	Давление на входе макс., <i>МПа</i>	Крутящий момент ном., <i>Н·м</i> не менее	Эффект. мощность на валу ном., <i>Вт</i>	Масса, кг не более	Общая длина, <i>Л, мм</i>
Гидромотор серии ПРГ-22								
160	1,66	600	16	21	360	22,5	21	209
200		480			450		21,5	213
250		380			560		22	219
320		300			715		23	229
400		240			900		24	239
500		190			1120		25	251
630		150			1430		26,8	267
Гидромотор серии ПРГ-22П								
320	3,32	600	16	21	715	45	26	259
400		480			908		26,9	268
500		380			1120		27,9	278
630		300			1430		29,4	293
Гидромотор серии ПРГ-22Д								
160/320	1,66	600/300	16	21	360/720	22,5	26,9	268
200/400		480/240			450/900		27,7	276
250/500		380/190			560/1120		28,7	286
320/630		300/150			715/1430		30,2	301

Гидромоторы мощностью 6,5 кВт (рис. 6.19, а) с рабочими объемами от 32 до 125 $см^3$, имеют различные варианты исполнений (рис. 6.18). Технические характеристики гидромоторов данной серии приведены в табл. 6.4.

Таблица 6.4

Технические характеристики унифицированного ряда
планетарных гидромоторов серии ПРГ-6,5

Рабочий объем, $см^3$	Расход жидкости ном., $дм^3/с$	Частота вращения вала ном., <i>об/мин.</i>	Перепад давления ном., <i>МПа</i>	Давление на входе макс., <i>МПа</i>	Крутящий момент ном., <i>Н·м</i> не менее	Эффект. мощность на валу ном., <i>Вт</i>	Масса, кг не более	Общая длина, L, <i>мм</i>
Гидромотор серии ПРГ-6,5								
32	0,78	1420	10	14	43	6,5	4,6	148
40		1135			54			149
50		910			68			151,5
63		722			86			154,5
80		555			110			158
100		445			137			162,5
125		355			171			168
Гидромотор серии ПРГ-6,5П								
63	1,56	1420	10	14	86	13	4,95	154,5
80		1110			110			158
100		890			137			162,5
125		710			171			168
Гидромотор серии ПРГ-6,5Д								
32/63	0,78	1420/722	10	14	43/86	6,5	5,0	165
40/80		1135/555			54/110			171,3
50/100		910/445			68/137			179,4
63/125		722/355			86/171			189,1

Гидромоторы мощностью 11 кВт (рис. 6.19, б) с рабочими объемами от 50 до 200 $см^3$ также имеют различные варианты исполнений (рис. 6.18). Технические характеристики гидромоторов серии ПРГ-11 приведены в табл.6.5.

Таблица 6.5

 Технические характеристики унифицированного ряда
 планетарных гидромоторов серии ПРГ-11

Рабочий объем, $см^3$	Расход жидкости ном., $дм^3/с$	Частота вращения вала ном., <i>об/мин.</i>	Перепад давления ном., <i>МПа</i>	Давление на входе макс., <i>МПа</i>	Крутящий момент ном., <i>Н·м</i> не менее	Эффект. мощность на валу ном., <i>Вт</i>	Масса, кг не более	Общая длина, <i>Л, мм</i>
Гидромотор серии ПРГ-11								
50	0,83	940	16	21	110	11	8,4	170
63		746			139		8,54	173
80		587			176		8,72	176
100		470			220		8,92	181
125		376			275		9,2	186
160		294			352		9,55	193
200		235			440		10	202
Гидромотор серии ПРГ-11П								
100	1,66	940	16	21	220	22	8,92	181
125		746			275		9,2	186
160		587			452		9,55	193
200		470			440		10	202
Гидромотор серии ПРГ-11Д								
50/100	0,83	940/470	16	21	110/220	11	8,97	191,5
63/125		746/376			139/275		9,27	199,3
80/160		587/294			176/352		9,64	209,9
100/200		470/235			220/440		10,11	223,1

Различные варианты исполнений (рис. 6.18) также имеют гидромоторы мощностью 33 кВт (рис. 6.19, г) с рабочими объемами от 800 до 1600 $см^3$. Технические характеристики этих гидромоторов приведены в табл. 6.6.

Все гидромоторы имеют одинаковые для каждого типоразмера диаметральные и присоединительные размеры и отличаются один от другого только длиной корпуса. Уровень унификации гидромоторов составляет 83...90 процентов.

Таблица 6.6

Технические характеристики унифицированного ряда
планетарных гидромоторов серии ПРГ-33

Рабочий объем, $см^3$	Расход жидкости ном., $дм^3/с$	Частота вращения вала ном., <i>об/мин.</i>	Перепад давления ном., <i>МПа</i>	Давление на входе макс., <i>МПа</i>	Крутящий момент ном., <i>Н·м</i> не менее	Эффект. мощность на валу ном., <i>Вт</i>	Масса, кг не более	Общая длина, <i>Л, мм</i>
Гидромотор серии ПРГ-33								
800	2,0	150	20	25	2380	33	37,8	320
1000		120			2975		38,7	331
1250		96			3719		39,6	345
1600		75			4760		41,4	355
Гидромотор серии ПРГ-33П								
1600	4,0	150	20	25	4760	66	41,4	355
Гидромотор серии ПРГ-33Д								
800/1600	2,0	150/75	20	25	2380/4760	33	41,7	363

Как и многие роторные гидромашины, гидромоторы серии ПРГ реверсивные. Изменение направления вращения вала гидромотора осуществляется изменением направления движения рабочей жидкости. Планетарно-роторные гидромоторы серии ПРГ предназначены для безредукторного привода исполнительных механизмов и движителей в силовых полнопоточных гидроприводах мобильной сельскохозяйственной техники. Они так же могут быть использованы в строительной, дорожной, авиационной, буровой и другой мобильной технике.

Гидромоторы (рис. 6.18) могут быть встроенными непосредственно в колеса машин, барабаны лебедок и другие механизмы. Применение гидромоторов вместе с планетарными редукторами позволяет создавать широкую гамму регулируемых гидрообъемных мотор-колес. Использование планетарных гидромоторов значительно упрощает конструкцию проектируемой машины, уменьшает ее габариты и массу. Гидромоторы надежны в эксплуатации, имеют высокий КПД (рис. 6.24) в широком диапазоне изменения рабочих давлений жидкости и частот вращения вала, развивают значительные крутящие моменты при маленьких габаритах и небольшом удельном весе на единицу рабочего объема.

В конструкции гидромоторов всего семейства предусмотрена гидравлическая разгрузка, которая обеспечивает компенсацию утечек во внутренней зубчатой паре, а также необходимая для оптимального поджима распределительного устройства. Гидромоторы серии ПРГ конструктивно выполнены так,

что допускают наличие как осевых, так и радиальных нагрузок на выходной конец вала.

Эти гидромоторы работают на чистых минеральных маслах с вязкостью $(20 \cdot 10^{-6} \dots 1000 \cdot 10^{-6}) \text{ м}^2/\text{с}$ при температуре $(288 \dots 353)^\circ\text{К}$ и номинальной тонкости фильтрации не более 40 мкм.

Для ускорения освоения производства гидромоторов серии ПРГ при их проектировании большое значение уделялось универсализации их составных элементов, а также модульности их оформления. Применение блочно-модульного принципа проектирования значительно упростило и удешевило процесс разработки и освоения производства гидромоторов на базе унифицированных узлов и деталей с использованием последних во всех предлагаемых конструкциях гидромоторов данного ряда.

Использование разработанного семейства планетарных гидромоторов серии ПРГ в силовых гидроприводах сельхозмашин позволит уменьшить на 15...25% металлоемкость и на 20...30% затраты топлива новой и модернизированной мобильной сельскохозяйственной техники, а также повысить надежность существующей и проектируемой сельскохозяйственной техники [106].

На основании комплексных исследований в области расчета, проектирования, изготовления и эксплуатации гидромашин вращательного действия, разработано семейство унифицированных планетарно-роторных гидромоторов с номинальной установочной мощностью 6,5, 11, 22 и 33 кВт, соответственно. Использование разработанных гидромоторов в гидроприводах активных рабочих органов и ходовых системах мобильной техники позволит уменьшить металлоемкость и затраты топлива как новой так и модернизированной мобильной сельскохозяйственной техники, а также сократить время на ее проектирование.

Таким образом, можно заключить, что разработанная методика оптимизации позволяет проектировать гидроагрегат с планетарным гидромотором с заданными выходными характеристиками. В качестве параметров оптимизации, для гидроагрегата привода активных рабочих органов мобильной сельскохозяйственной техники, выбраны параметры, настройки предохранительного клапана, а в качестве критериев оптимизации отклонения давления I_p и угловой скорости I_ω от заданных. С погрешностью $I_p = 1,45\%$ - для давления и $I_\omega = 0,67\%$ - для угловой скорости, соответственно получены оптимальные значения параметров жесткости пружины $C_x = 195 \text{ Н/см}$, ее предварительного сжатия - $x_z = 0,45 \text{ см}$ и положительного перекрытия золотника - $x_0 = 0,09 \text{ см}$.

На основании комплексных исследований в области расчета, проектирования, изготовления и эксплуатации гидромашин вращательного действия разработано семейство унифицированных планетарно-роторных гидромоторов с улучшенными выходными характеристиками (общий КПД увеличился на 8...12%) с номинальной установочной мощностью 6,5, 11, 22 и 33 кВт, соответственно, техническая новизна которых защищена 3 авторскими свидетельствами

ми и 3 патентами.

Разработанная методика проектирования торцевого распределительного блока позволяет использовать его в качестве торцевого уплотнения выходного конца вала, улучшая тем самым выходные характеристики проектируемого планетарного гидромотора, а также расширяя его функциональные возможности (разработка гидромоторов с регулируемым объемом, повышение в 2 раза мощности гидромотора и т.д.).

Использование разработанных гидромоторов в гидроприводах активных рабочих органов и ходовых системах мобильной сельскохозяйственной техники позволит уменьшить на 15..25% металлоемкость и на 20..30% затраты топлива как новой так и модернизированной мобильной сельскохозяйственной техники, а также сократить время на ее проектирование.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. *Абрамов Є.І.* Проектування систем керування літальних апаратів. Системи керування літака з гідромеханічним приводом: Навчальний посібник / *Є.І. Абрамов, Г.Й. Зайончковський* // К.: НАУ. – 2005. – 188 с.
2. *Аврунин Г.А.* Анализ современного технического уровня гидрообъемных передач [Текст] / *Г.А. Аврунин, И.В. Кабаненко, В.В. Хавиль* // Вибрации в технике и технологиях. – Винница, 2003. - №4 (30). – С. 3-6.
3. *Алексеев А.К.* Исследование и расчет высокочастотных колебаний давления в гидросистеме с аксиально-поршневым насосом [Текст] / *А.К. Алексеев, С.А.Макушин, М.М.Гарипов и др.* // Динамика машин. – 1980. – № 6. – С. 15-22.
4. *Астахов А.В.* Гидропривод горных машин / *А.В. Астахов, Ю.Ф. Пономаренко* // М.: Недра, 1971. – 248 с.
5. *Астахов А.В.* Гидропривод рудничных машин / *А.В. Астахов, Ю.Ф. Пономаренко* // М.: Недра, 1981. – 197 с.
6. *Бажин И.И.* Определение зазора и потерь мощности в гидростатических опорах поршневых насосов [Текст] / *И.И. Бажин, Л.А. Ищенко, А.Я. Оксененко* // Вестник машиностроения. – 1980. – №3. – С. 8-12.
7. *Башта Т.М.* Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник / *Т.М. Башта* // М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
8. *Башта Т.М.* Гидравлика, гидромашины, гидроприводы: Учебник / *Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др.* // М.: Машиностроение. – 1982. – 423 с.: ил.
9. *Башта Т.М.* Гидравлические приводы летательных аппаратов: Учебник / *Т.М. Башта* // М.: Машиностроение, 1967. – 395 с.
10. *Башта Т.М.* Машиностроительная гидравлика : Учебник / *Т.М. Башта* // М.: Машиностроение, 1971. – 672с.
11. *Башта Т.М.* Объемные гидравлические приводы / *Под ред. Т.М. Башты* // М.: Машиностроение, 1968. – 628 с.
12. *Башта Т.М.* Объемные насосы и гидравлические двигатели: Учебник / *Т.М. Башта* // М.: Машиностроение, 1974. – 606 с.
13. *Белозерова Т.В.* Надежность планетарного гидроусилителя рулевого управления зерноуборочных комбайнов: Автореф. на соиск. уч. степ. к.т.н: 05.20.03. – М: 1983. – 23 с.: ил.
14. *Бирюков Б.Н.* Роторно-поршневые гидравлические машины / *Б.Н. Бирюков* // М.: Машиностроение, 1977. – 152 с.: ил.
15. *Борисов С.Г.* Средства и методы контроля параметров зацепления волновых зубчатых передач [Текст] / *С.Г. Борисов и др.* // Вестник машиностроения. – 1987. – №5. – С. 26-28.
16. *Васильченко В.А.* Развитие объемного гидропривода строительных и дорожных машин [Текст] / *В.А. Васильченко* // Строительные и дорожные машины. - 1981. - N5. - С. 30-31.

17. *Волошина А.А.* Визначення об'ємних витрат торцевої розподільної системи планетарної гідромашини [Текст] / *А.А. Волошина, І.І. Мілаєва, С.В. Кюрчев* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2001. – Вип. 2. – Т. 17. – С. 95-102.
18. *Волошина А.А.* Влияние конструктивных особенностей распределительных систем на выходные характеристики планетарных гидромашин [Текст] / *А.А. Волошина* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – Вип. 12. – Т. 5. – С. 3-9.
19. *Волошина А.А.* Исследование влияния формы окон торцевой распределительной системы на выходные характеристики планетарных гидромашин [Электронный ресурс] / *А.А. Волошина, В.М. Верещага, В.В. Тарасенко, Г.В. Бедлецкий* // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2011. – Вип. 1. – Т. 3. – С. 177-185.
20. *Волошина А.А.* Исследование процессов, происходящих в гидроприводах сельскохозяйственной техники [Текст] / *А.А. Волошина* // Сборник научных трудов Харьковского государственного технического университета сельского хозяйства. – Харьков: ХГТУСХ, 2002. – Вып. 5. – С. 241-247.
21. *Волошина А.А.* Классификация планетарных гидромашин, применяемых в силовых гидроприводах мобильной техники [Текст] / *А.А. Волошина* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2011. – Вип. 11. – Т. 1. – С.67-85.
22. *Волошина А.А.* Конструктивные особенности гидромашин планетарного типа, применяемых в гидроагрегатах мобильной техники [Электронный ресурс] / *А.А. Волошина* // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2013. – Вип. 3. – Т. 1.– С. 65-86.
23. *Волошина А.А.* Конструктивные особенности и принцип работы героторных гидромашин [Электронный ресурс] / *А.А. Волошина* // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – Вип. 2.– Т. 5. – С. 220-226.
24. *Волошина А.А.* Оптимізація параметрів торцевої розподільної системи з додатковими розвантажувальними вікнами [Текст] / *А.А. Волошина* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2001. – Вип. 2. – Т. 17. – С. 88-94.
25. *Воронов С.А.* Исследование изменения стыкового зазора в распределительном узле аксиально-поршневой гидромашины [Текст] / *С.А.Воронов, А.Н. Густомясов, А.Ю. Рыбаков, Е.П. Тетерин* // Машиностроение. – 1988. – № 1. – С. 77-81.
26. *Вуль Я.Р.* Влияние параметров торцевого распределителя аксиального роторно-поршневого насоса на пульсацию давления в напорной магистрали [Текст] / *Я.Р. Вуль, С.Н. Попов, А.К. Алексеев, В.Г. Герасимов* // Вестник машиностроения. – 1977. – №7. – С. 23-26.
27. *Галиев Ш.У.* Кавитационные резонансные колебания жидкости в

трубопроводах [Текст] / Ш.У. Галиев, А.В. Яковцов / Космическая наука и техника. – 1988. – Вып. 3. – С. 72-70.

28. Гамынин И.С. Гидравлический следящий привод / И.С. Гамынин, Я.А. Каменир, Б.Л. Коробочкин и др. // М.: Машиностроение, 1968. – 564 с.

29. Гвинерия К. Гидравлические силовые цилиндры [Текст] / К. Гвинерия // Сельский механизатор. – 2000. – № 6. – С. 28-29.

30. Гвинерия К. Гидроагрегаты [Текст] / К. Гвинерия // Сельский механизатор. – 2000. – № 11. – С. 26-27.

31. Городецкий К.И. Механический КПД объемных гидромашин / К.И. Городецкий // Вестник машиностроения. – 1977. – № 7. – С. 19-23.

32. Данилов Ю.А. Аппаратура объемных гидроприводов / Ю.А. Данилов, Ю.Л. Кирилловский, Ю.Г. Колпаков // М.: Машиностроение, 1990. – 278 с.

33. Детина А.Ф. Гидропривод машин для животноводства и кормопроизводства / А.Ф. Детина, В.Г. Куранов // М.: Колос, 1984. – 223 с.

34. Дидур В.А. Моделирование процесса измерения технического состояния планетарных гидромоторов при износе [Текст] / В.А. Дидур, А.И. Панченко // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1988. – №9.

35. Дидур В.А. Обоснование диагн. параметров планетарных гидромашин [Текст] / В.А. Дидур, А.И. Панченко, В.А. Кожухарь // Техника в сельском хозяйстве. – 1990. – № 4.

36. Дидур В.А. Определение установившейся скорости вала планетарного гидропривода [Текст] / В.А. Дидур, А.И. Панченко, В.В. Крылов, А.В. Леонова // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – К.: 1988. – Вып. 68.

37. Дидур В.А. Способ диагностики планетарных гидромоторов [Текст] / В.А. Дидур, А.И. Панченко // Научные труды МЛИ. – 1990.

38. Докунин А.В. Радиально-поршневые гидромоторы многократного действия / А.В. Докунин, А.Я. Рогов, Л.С. Фейфец // М.: Машиностроение, 1980. – 288 с.

39. Дьячков Б.И. Высокомоментные гидромоторы однократного действия / Дьячков Б.И. // М.: Машиностроение, 1979. – 120 с.

40. Ерасов Ф.Н. К кинематическому анализу планетарно-роторных объемных машин / Ф.Н. Ерасов, Ф.Н. Иванченко // Вестник машиностроения. – 1975. – № 9. – С. 11-15.

41. Ерасов Ф.Н. Новые планетарные машины гидравлического привода / Ф.Н. Ерасов // Киев: УкрНИИТИ, 1969. – 55 с.: ил.

42. Ермаков Е.А. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / Под общей ред. Е.А.Ермакова. – М.: Машиностроение, 1988. – 313 с.

43. Ершов Б.И. Отжимающая сила на торцевом распределителе аксиальных гидромашин [Текст] / Б.И. Ершов, Н.П. Ковалев, Г.П. Карев // Вестник машиностроения. – 1977. – № 10. – С. 42-44.

44. Ершов Б.И. Распределитель аксиальных гидромашин с равенством утечек в направлениях внутреннего и наружного поясков [Текст] / Б.И. Ершов,

П.П. Карев // Вестник машиностроения. – 1979. – № 10. – С. 39-40.

45. *Зайончковський Г.Й.* Оценка динамических свойств гидромеханических следящих приводов по характеристикам их динамической жесткости [Текст] / *Г.Й. Зайончковський* // Автоматизація виробничих професій. – 2004. – № 2. – С. 148-153.

46. *Ковалев В.Н.* Кинематика контакта цевочной ступени передачи 2К-V [Текст] / *В.Н. Ковалев, С.О. Киреев, В.П. Степанов* // Вестник машиностроения. – 1991. – № 12. – С. 15-17.

47. *Коваль П.В.* Гидравлика и гидропривод горных машин / *П.В. Коваль* // Машиностроение. – 1979. – 319 с.

48. *Кожевников С.Н.* Гидравлический и пневматический приводы металлургических машин / *С.Н. Кожевников* // М.: Машиностроение, 1973. – 359с.

49. *Кондаков Л.А.* Машиностроительный гидропривод / *Л.А. Кондаков, Г.А. Никитин, В.Н. Прокофьев и др.* // М.: Машиностроение, 1978. – 495 с.

50. *Кондаков Л.А.* Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / *Л.А.Кондаков, А.И.Голубев, В.Б.Овандел и др.; под общ. ред. А.И. Голубева, Л.А.Кондакова* // М.: Машиностроение, 1986. – 464 с.: ил.

51. *Коробочкин Б.Л.* Динамика гидравлических систем станков / *Б.Л. Коробочкин* // М.: Машиностроение, 1976. – 238 с.

52. *Коробочкин Б.Л.* Динамические характеристики дросселя с регулятором [Текст] / *Б.Л. Коробочкин* // Станки и инструмент. – 1966. – № 2. – С. 19-24.

53. *Коробочкин Б.Л.* Определение угловой скорости гидравлического двигателя с катящимся ротором [Текст] / *Б.Л. Коробочкин, Д.Г. Левин, Ю.А. Языков* // Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. – М.: Машиностроение, 1986. – Вып. 12. – С. 211-216.

54. *Красневский Л.Г.* Современные тенденции развития гидроприводов и гидроавтоматики в автотракторостроении [Текст] / *Л.Г. Красневский, В.С. Шевченко* // Промислова гідравліка і пневматика. – 2004. - № 1(3). – С. 83-85.

55. *Кулагин А.П.* Основы теории и конструирования объемного гидропривода. / *А.П. Кулагин, Ю.С. Демидов, В.Н. Прокофьев и др., под ред. д.т.н. проф. В.Н. Прокофьева* // М.: Высшая школа, 1960. – 399 с.

56. *Кюрчев В.М.* Експериментальне обґрунтування величини перекриття розподільних вікон [Текст] / *Кюрчев В.М., Волошина А.А., Мілаєва І.І., і др.* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2001. – Вип. 2. – Т. 19. – С. 13-17.

57. *Кюрчев В.Н.* Моделирование изменения пропускной способности распределительных систем в процессе работы [Текст] / *В.Н. Кюрчев, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 1999. – Вип. 2. – Т. 12. – С. 70-77.

58. *Кюрчев В.Н.* Тенденции гидрофикации сельскохозяйственной техники [Текст] / *В.Н. Кюрчев, А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2005. – Вип. 29. – С. 25-37.

59. *Кюрчев В.Н.* Повышение работоспособности планетарных гидромоторов, применяемых в приводах сельскохозяйственной техники [Текст] / *В.Н. Кюрчев, В.Н. Федосов, А.А. Волошина, И.И. Милаева* // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. – Харьков: ХДТУСГ, 2003. – Вып. 15. – С. 169-173.
60. *Кюрчев С.В.* Исследование процесса перемещения вытеснителей планетарных гидромашин [Текст] / *С.В. Кюрчев* // Сборник научных трудов Харьковского государственного технического университета сельского хозяйства. – Харьков: ХГТУСХ, 2002. – Вып. 5. – С. 235-240.
61. *Левитский Н.И.* Синтез пневматических и гидравлических механизмов [Текст] / *Н.И. Левитский, Е.В. Герц, Г.В. Крейнин, Е.А. Цуханова* // Механика машин. – 1976. – Вып. 51. – С. 96-102.
62. *Ловкис З.В.* Гидроприводы сельскохозяйственной техники: Конструкция и расчет / *З.В. Ловкис* // М., 1990.
63. *Ловкис З.В.* Гидроприводы сельскохозяйственных машин / *З.В. Ловкис* // Минск: Урожай, 1986. – 216 с.: ил.
64. *Ловцов Ю.И.* Анализ механических потерь в поршневых машинах [Текст] / *Ю.И. Ловцов* // Гидропривод и гидроавтоматика в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1966. – С. 255-266.
65. *Ловцов Ю.И.* Исследование потерь мощности в высокомоментном гидродвигателе [Текст] / *Ю.И. Ловцов* // Гидропередачи и гидроавтоматика. – Часть 1. – 1963. – С. 177-189.
66. *Лук'яненко І.Г.* Економетрика: Практикум з використанням комп'ютера [Текст] / *І.Г. Лук'яненко, Л.І. Краснікова* // К.: Товариство «Знання», 1998. – 220 с.
67. *Лурье З.Я.* Выбор метода многокритериального проектирования объемных гидромашин [Текст] / *З.Я. Лурье, И.Г. Лищенко* // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ. – 2000. – Вып. 89. – С. 17-21.
68. *Лурье З.Я.* Динамика без редукторного гидропривода машин с возрастающим моментом инерции в процессе их пере настройки [Текст] / *З.Я. Лурье, Г.А. Аврунин, А.И. Жерняк и др.* // Вестник машиностроения. – 1999. – №5. – С. 3-8.
69. *Лурье З.Я.* Динамика высокорасходного предохранительного клапана на примере режима перегрузки системы гидростатического подъема вала паровой турбины [Текст] / *З.Я. Лурье, А.И. Гасюк* // Вісник Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2004. – Вып. 12. – С. 23-28.
70. *Лурье З.Я.* Динамика гидроагрегата копрового пресса с учетом нестационарных явлений [Текст] / *З.Я. Лурье, А.Ю. Старченко* // Промислова гідравліка і пневматика. – 2005. – № 4(10). – С. 63-67.
71. *Лурье З.Я.* Динамика гидропривода высокоинерционных механизмов на базе высокомоментного гидромотора [Текст] / *З.Я. Лурье, Г.А. Аврунин,*

А.И. Жерняк, Е.П. Иваницкая // Вестник машиностроения. – 1998. – № 8. – С. 7-10.

72. *Лурье З.Я.* Динамика системы в режиме перегрузки с предохранительным клапаном непрямого действия [Текст] / *З.Я. Лурье, А.И. Гасюк* // Вестник национального технического университета Украины «Киевский политехнический институт». – Машиностроение. – Суммы: СумГУ, 2000. – Вып. 38. – Т. 1. – С. 91-96.

73. *Лурье З.Я.* Исследование опоры трения башмак-наклонная шайба в гидронасосе с высокими энергетическими характеристиками [Текст] / *З.Я. Лурье, А.И. Жерняк, О.Н. Фоменко* // Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье. – Харьков: ХГПУ, 1997. – Ч. 2. – С. 135-137.

74. *Лурье З.Я.* Исследование статических характеристик предохранительного клапана непрямого действия [Текст] / *З.Я. Лурье, А.И. Гасюк* // Вісник Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2001. – Вип. 7. – С. 75-80.

75. *Лурье З.Я.* Математическая модель гидроагрегата копрового пресса для утилизации металлического лома [Текст] / *З.Я. Лурье, В.В. Татьков, И.М. Федоренко, А.Ю. Старченко* // Вестник Сумского государственного университета: Технические науки. – Суммы: СумГУ, 2003. – № 13(59). – С. 118-123.

76. *Лурье З.Я.* Математическая модель гидросистемы в режиме перегрузки с предохранительным клапаном непрямого действия (на примере гидросистемы подъема вала паровой турбины) [Текст] / *З.Я. Лурье, А.И. Гасюк* // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ, 2000. – Вып. 101. – С. 20-25.

77. *Лурье З.Я.* Математическая модель качающего узла шестеренного насоса внешнего зацепления как объекта много-критериальной оптимизации [Текст] / *З.Я. Лурье, И.В. Коваленко* // Вибрации в технике и технологиях. – Винница, 2003. – №3 (29). – С. 9-13.

78. *Лурье З.Я.* Математическая модель системы регулирования гидротурбины [Текст] / *З.Я. Лурье, В.Н. Дмитерко* // Промислова гідравліка і пневматика. – 2003. – № 1. – С. 43-46.

79. *Лурье З.Я.* Многокритериальное проектирование шестеренных насосов с внутренним зацеплением [Текст] / *З.Я. Лурье, А.И. Жерняк, В.П. Саенко* // Вестник машиностроения. – 1996. – № 3. – С.3-8.

80. *Лурье З.Я.* Оптимальное проектирование высокомоментного гидромотора и оценка динамических свойств гидросистемы на его базе [Текст] / *З.Я. Лурье, И.Г. Лищенко* // Промислова гідравліка і пневматика. – 2004. - № 1(3). – С. 30-34.

81. *Лурье З.Я.* Скорость течения вязкой жидкости в переменном по длине зазоре поршневой пары высокомоментного радиально-поршневого гидромотора многократного действия [Текст] / *З.Я. Лурье, И.Г. Лищенко* // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – 2000. –

Вып.95. – С. 43-49.

82. *Лурье З.Я.* Скорость течения вязкой жидкости в постоянном зазоре узла поршень-цилиндр объемной гидромашины [Текст] / *З.Я. Лурье, И.Г. Лищенко* // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – 1999. – Вып. 85. – С. 66-73.

83. *Мальцев П.М.* Основы научных исследований / *П.М. Мальцев, Н.А. Емельянова* // Киев: Вища школа, 1982. – 192 с.

84. *Марквартде В.М.* Основы создания универсальных гидроагрегатов сельхозмашин [Текст] / *В.М. Марквартде* // Тракторы и сельхозмашины. – 1978. – № 5. – с. 25.

85. Надежность объемных гидроприводов и их элементов. – М.: Машиностроение, 1977. – 166с.

86. *Никитин Г.А.* Щелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов / *Г.А. Никитин* // М.: Машиностроение, 1982. – 135 с.

87. *Панасенко С.М.* Объемные потери торцового распределения аксиально-поршневой гидромашины гидропривода трансмиссии трактора [Текст] / *С.М. Панасенко* // Сборник научных трудов Харьковского государственного технического университета сельского хозяйства. – Харьков: ХГТУСХ, 1999. – С.113-120.

88. *Панченко А.И.* Влияние конструктивных особенностей планетарного гидромотора на его КПД [Текст] / *А.И. Панченко, И.И. Милаева, П.В. Обернихин, Д.С. Титов* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2007. – Вип. 7. – Т. 4. – С. 63-72.

89. *Панченко А.И.* Влияние конструктивных параметров планетарных гидромашин на их выходные характеристики [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко, П.В. Обернихин* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2010. – Вип. 10. – Т. 9. – С. 89-96.

90. *Панченко А.И.* Влияние потерь на функциональные характеристики планетарных гидромашин [Текст] / *А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев, А.А. Волошина, Е.Б. Грингауз* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 1999. – Вип. 2. – Т. 10. – С. 75-80.

91. *Панченко А.И.* Гидрообъемные трансмиссии мобильной сельскохозяйственной техники [Текст] / *А.И. Панченко* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 1997. – Вып. 1. – Т.1.

92. *Панченко А.И.* Гидрообъемные трансмиссии самоходных уборочных комбайнов [Текст] / *А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев, П.В. Обернихин, С.В. Кюрчев* // Труды Кировоградского ДТУ. – Кировоград. – 2000.

93. *Панченко А.И.* Гидрообъемный привод движителей колесной техники с планетарно-роторными гидромашинками [Текст] / *А.И. Панченко* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 1999. – Вып. 2. – Т. 10. – С. 84-90.

94. *Панченко А.И.* Гидрообъемный привод движителей машин высокой

проходимости [Текст] / *А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев* // Механіка та машинобудування. – Харьков. – 1998. – № 2. – С. 149-155.

95. *Панченко А.И.* Диагностика силового соединения планетарных гидромоторов, машин и технологического оборудования [Текст] / *А.И. Панченко* // Научные труды УСХА. – Киев. – 1986.

96. *Панченко А.И.* Динамика планетарного гидромотора в составе гидроагрегата [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина* // Промислова гідравліка і пневматика, 2010. – №3 (29). – С. 70-83.

97. *Панченко А.И.* Динамическая нагруженность ротора в процессе торможения грейфера с лесоматериалом методом противодействия [Текст] / *А.И. Панченко, В.В. Крылов* // Лесной журнал. – 1986. – № 4.

98. *Панченко А.И.* Изменение геометрических параметров распределительной системы при работе планетарной гидромашин [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 1998. – Вип. 2. – Т. 4. – С. 61-65.

99. *Панченко А.И.* Исследование влияния геометрических параметров распределительных систем на функциональные параметры планетарных гидромоторов [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева, Д.С. Титов* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2006. – Вип. 38. – С. 45-55.

100. *Панченко А.И.* Исследование влияния гидродинамической составляющей на выходные характеристики планетарных гидромоторов [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2007. – Вип. 7. – Т. 1. – С. 232-239.

101. *Панченко А.И.* Исследование влияния изменения конструктивных параметров распределительных систем на выходные характеристики планетарного гидромотора [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2006. – Вип. 37. – с.72-82.

102. *Панченко А.И.* К вопросу о проектировании распределительных систем планетарных гидромашин [Текст] / *А.И. Панченко, В.Н. Федосов, А.А. Волошина, Д.С. Титов* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2003. – Вип. 12. – С. 34-40.

103. *Панченко А.И.* Конструктивные особенности и принцип работы гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина* // Промислова гідравліка і пневматика. – 2010. – №3 (29). – С. 57-69.

104. *Панченко А.И.* Математическая модель гидроагрегата с планетарным гидромотором [Текст] / *А.И. Панченко* // Промислова гідравліка і пневматика. – 2005. – № 4(10). – С. 102-112.

105. *Панченко А.И.* Математическая модель гидромотора привода активных рабочих органов мобильной техники [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.Д. Гуйва* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2006. – Вип. 36. – С. 165-169.

106. *Панченко А.И.* Математическая модель гидропривода вращательного действия [Электронный ресурс] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина* // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2011. – Вип. 1. – Т. 1. – С. 10-21.

107. *Панченко А.И.* Математическая модель насосного элемента гидроагрегата [Текст] / *А.И. Панченко, С.В. Кюрчев, И.И. Милаева* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2006. – Вип. 35. – С.64-69.

108. *Панченко А.И.* Математическая модель насосной станции с приводным двигателем [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2013. – Вип. 13. – Т. 6. – С. 45-61.

109. *Панченко А.И.* Математическая модель планетарного гидромотора [Текст] / *А.И. Панченко* // Промислова гідраліка і пневматика, 2007. – №3 (17). – С. 23-35.

110. *Панченко А.И.* Математическая модель предохранительного клапана прямого действия [Текст] / *Панченко А.И., Кюрчев В.Н., Обернихин П.В.* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2006. – Вип. 38. – С. 122-129.

111. *Панченко А.И.* Математическая модель торцевой распределительной системы с окнами в форме паза [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, В.М. Верещага, А.А. Зув* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2011. – Вип. 11. – Т. 6. – С. 322-331.

112. *Панченко А.И.* Математическая модель торцевой распределительной системы с цилиндрическими окнами [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, Д.С. Титов, А.И. Засядько* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2011. – Вип. 11. – Т. 1. – С. 11-22.

113. *Панченко А.И.* Методика измерения геометрических параметров деталей планетарного гидромотора [Текст] / *А.И. Панченко, С.В. Кюрчев, А.А. Волошина* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2006. – Вип. 37. – С. 20-29.

114. *Панченко А.И.* Методика определения геометрических параметров вытеснителей гидромашин планетарного типа [Текст] / *А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев, А.А. Волошина, Д.С. Титов* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2010. – Вип. 10. – Т. 9. – С. 66-74.

115. *Панченко А.И.* Методика определения рабочего объема гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев, А.И. Засядько* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2010. – Вип. 10. – Т. 9. – С. 42-49.

116. *Панченко А.И.* Методика увеличения пропускной способности распределительных систем планетарных гидромашин [Текст] / *А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев, А.А. Волошина, И.И. Милаева* // Праці Таврійської державної агротех-

нічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2000. – Вип. 1. – Т. 15. – С. 31-39.

117. *Панченко А.И.* Моделирование динамических процессов происходящих в гидроприводах мобильной техники [Текст] / *А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев* // *Механіка та машинобудування.* – Харьков. – 1998. – № 2. – С. 161-167.

118. *Панченко А.И.* Моделирование процесса распределения жидкости в планетарных гидромашинах [Текст] / *А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев, А.А. Волошина, А.С. Крутиков* // *Механіка та машинобудування.* – Харьков. – 1999. – №1. – С. 22-26.

119. *Панченко А.И.* Обеспечение эксплуатационной надежности двигателей путем воздействия на качественные показатели моторного масла [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев, А.Д. Бескупский* // *Праці Таврійської державної агротехнічної академії.* – Мелітополь: ТДАТА, 2005. – Вип. 29. – С. 38-47.

120. *Панченко А.И.* Обеспечение постоянной суммарной площади проходного сечения распределительной системы планетарного гидромотора [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, В.М. Верещага, А.И. Засядько* // *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету.* – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – Вип. 12. – Т. 3. – С. 33-41.

121. *Панченко А.И.* Обоснование выбора привода движителей автомобилей повышенной проходимости [Текст] / *А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев* // *Механіка та машинобудування.* – Харьков. – 2000. – № 2. – С. 105-110.

122. *Панченко А.И.* Обоснование высоконадежной конструкции силового соединения планетарного гидромотора [Текст] / *А.И. Панченко, С.В. Кюрчев, П.В. Обернихин, Д.С. Титов* // *Праці Таврійської державної агротехнічної академії.* – Мелітополь: ТДАТА, 2006. – Вип. 37. – С. 83-97.

123. *Панченко А.И.* Обоснование геометрических параметров вытеснителей, образованных циклоидальными кривыми [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев, А.И. Засядько* // *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету.* – Мелітополь: ТДАТУ, 2009. – Вип. 9. – Т. 5. – С. 61-67.

124. *Панченко А.И.* Обоснование путей улучшения выходных характеристик планетарных гидромашин малой мощности [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, А.А. Зуев, И.А. Панченко* // *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету.* – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – Вип. 12. – Т.3. – С. 15-27.

125. *Панченко А.И.* Обоснование путей улучшения выходных характеристик гидровращателей планетарного типа [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева, Д.С. Титов* // *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету.* – Мелітополь: ТДАТУ, 2009. – Вип. 9. – Т. 5. – С. 68-74.

126. *Панченко А.И.* Определение потерь в гидромоторах, применяемых в приводах активных рабочих органов сельхозмашин [Текст] / *А.И. Панченко, С.В. Кюрчев, В.К. Кумпан, П.В. Обернихин* // *Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства.* – Харків: ХДТУСГ, 2003. –

Вип. 17. – С. 259-264.

127. *Панченко А.И.* Оптимизация геометрии рабочего профиля вытеснителей планетарных и героторных машин [Текст] / *А.И. Панченко, С.И. Баев, Е.Б. Грингауз* // *Праці Таврійської державної агротехнічної академії.* – Мелітополь: ТДАТА, 1998. – Вып. 2. – Т. 4. – С. 56-60.

128. *Панченко А.И.* Оптимизация геометрических параметров вытеснителей планетарных гидромашин [Текст] / *А.И. Панченко, Е.Б. Грингауз, Т.Н. Панченко* // *Праці Таврійської державної агротехнічної академії.* – Мелітополь: ТДАТА, 1997. – Вып. 1. – Т. 1.

129. *Панченко А.И.* Оптимизация геометрических параметров торцовых распределительных систем [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина* // *Праці Таврійської державної агротехнічної академії.* – Мелітополь: ТДАТА, 1997.

130. *Панченко А.И.* Оптимизация функциональных параметров гидроприводов путем моделирования условий их эксплуатации [Текст] / *А.И. Панченко, О.А. Ищенко, Е.Б. Грингауз* // *Збірник наукових праць: Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин.* – Кіровоград. – 1996. – Вип. 24-26.

131. *Панченко А.И.* Основные направления гидрофикации мобильной техники [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, Ю.П. Обернихин* // *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету.* – Мелітополь: ТДАТУ, 2013. – Вып. 13. – Т. 6. – С. 3-19.

132. *Панченко А.И.* Оценка адекватности разработанной математической модели гидроагрегата с планетарным гидромотором [Текст] / *А.И. Панченко, В.Т. Надыкто, А.Д. Бескупский* // *Праці Таврійської державної агротехнічної академії.* – Мелітополь: ТДАТА, 2007. – Вып. 7. – Т. 2. – С. 61-66.

133. *Панченко А.И.* Параметрические исследования вытеснительного блока планетарного гидромотора [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев, П.В. Обернихин* // *Праці Таврійської державної агротехнічної академії.* – Мелітополь: ТДАТА, 2007. – Вып. 7. – Т. 4. – С. 72-84.

134. *Панченко А.И.* Параметрические исследования распределительного блока планетарного гидромотора [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, Г.И. Иванов, И.И. Милаева* // *Праці Таврійської державної агротехнічної академії.* – Мелітополь: ТДАТА, 2007. – Вып. 7. – Т. 4. – С. 24-42.

135. *Панченко А.И.* Повышение технологичности изготовления торцовых распределительных систем [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина* // *Праці Таврійської державної агротехнічної академії.* – Мелітополь: ТДАТА, 1997. – Вып.1. – Т. 1.

136. *Панченко А.И.* Повышение эксплуатационной эффективности планетарных гидромашин [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина* // *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин.* – Кіровоград. – 1996. – Вип. 24-26.

137. *Панченко А.И.* Преобразователи энергии потока жидкости, применяемые в силовых гидроприводах [Текст] / *А.И. Панченко, И.И. Милаева, П.В.*

Обернихин, Д.С. Титов // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2005. – Вип. 29. – С. 47-58.

138. *Панченко А.И.* Прогнозирование работоспособности гидроприводов автобронетанковой техники [Текст] / *А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев* // Праці Харківського державного технічного університету сільського господарства. – Харьков: ХДТУСГ, 1999.

139. *Панченко А.И.* Проектирование гидроагрегата с планетарным гидромотором с заданными выходными характеристиками [Текст] / *А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев, А.А. Волошина, Г.И. Иванов* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2007. – Вип. 7. – Т. 4. – С. 9-23.

140. *Панченко А.И.* Проектирование гидроприводов мобильных энергетических средств [Текст] / *Панченко А.И., Кюрчев В.Н., Обернихин П.В.* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 1999. – Вип. 2. – Т. 11. – С. 31-35.

141. *Панченко А.И.* Развитие научных основ проектирования планетарных гидромоторов с заданными выходными характеристиками: дисс. ... докт. техн. наук. – Мелітополь, 2006. – 443 с.

142. *Панченко А.И.* Разработка планетарных гидромоторов для силовых гидроприводов мобильной техники [Текст] / *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.

143. *Панченко А.И.* Разработка стенда для испытаний семейства унифицированных рядов планетарных гидромоторов [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.Д. Гуйва* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2007. – Вип. 7. – Т. 2. – С. 33-44.

144. *Панченко А.И.* Результаты моделирования процесса перемещения жидкости в планетарных гидромашинах [Текст] / *Панченко А.И., Кюрчев В.Н., Обернихин П.В.* // Праці Харківського державного технічного університету сільського господарства. – Харків: ХДТУСГ, 1999.

145. *Панченко А.И.* Совершенствование методов и средств ремонтной диагностики планетарных гидромашин применяемых в гидроприводах сельскохозяйственной техники (на примере высокомоментного планетарного гидромотора ИРТ 14.200): Дисс. ... канд. техн. наук. – Мелітополь, 1987.

146. *Панченко А.И.* Способы распределения рабочей жидкости в планетарных гидромашинах [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко* // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192) – С. 46-52.

147. *Панченко А.И.* Сравнительные стендовые исследования работоспособности серийного и модернизированного гидромоторов [Текст] / *А.И. Панченко, С.В. Кюрчев, П.В. Обернихин, Д.С. Титов* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2006. – Вип. 36. – С. 81-94.

148. *Панченко А.И.* Увеличение пропускной способности распределительных устройств гидромоторов [Текст] / *А.И. Панченко, С.В. Кюрчев, П.В. Обернихин, Д.С. Титов* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2006. – Вип. 36. – С. 95-100.

тельных систем [Текст] / *А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев, А.А. Волошина, А.С. Крутиков* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 1999. – Вип. 2. – Т. 9. – С. 86-90.

149. *Панченко А.И.* Эксплуатационное определение параметров трущихся торцевых поверхностей гидромашин [Текст] / *А.И. Панченко, Т.Н. Панченко* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 1997. – Вип.1. – Т. 1.

150. *Панченко А.И.* Эксплуатационные характеристики гидроагрегата с планетарным гидромотором [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, В.Т. Надикто* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2007. – Вип. 7. – Т. 2. – С. 171-179.

151. *Панченко А.И.* Гідромашини для приводу активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки [Текст] / *А.И. Панченко* // Техніка АПК. – 2006. – № 3. – С. 11-13.

152. *Панченко А.И.* Дослідження впливу зміни пропускної здатності розподільних систем на вихідні характеристики планетарного гідромотора [Текст] / *А.И. Панченко, В.М. Кюрчев, А.А. Волошина* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2006. – Вип. 37. – С. 10-19.

153. *Панченко А.И.* Енергетичний гідропривод сільськогосподарського призначення [Текст] / *А.И. Панченко* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2000. – Вип. 2. – Т. 17. – С. 21-25.

154. *Панченко А.И.* Математична модель гідроагрегату для приводу активних робочих органів мобільної сільськогосподарської техніки [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, Д.С. Тітов* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2006. – Вип. 37. – С. 53-66.

155. *Панченко А.И.* Методика розрахунку параметрів синхронізації робочих систем планетарних гідромашин [Текст] / *А.И. Панченко, В.М. Кюрчев, О.А. Іщенко* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2000. – Вип. 2. – Т. 17. – С. 67-71.

156. *Панченко А.И.* Обґрунтування вихідних характеристик гідроприводів з гідромоторами планетарного типу [Текст] / *А.И. Панченко, В.М. Кюрчев, А.А. Волошина, Г.І. Іванов* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2009. – Вип. 9. – Т. 5. – С. 3-11.

157. *Панченко А.И.* Обґрунтування умов роботи гідромашин з циклоїдальною формою витискувачів [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, В.В. Тарасенко, Г.В. Бедлецький* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – Вип. 12. – Т. 3. – С. 53-63.

158. *Панченко А.И.* Перспективи гідрофіксації мобільної сільськогосподарської техніки [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, О.Ю. Золотарев, Д.С. Тітов* // Промислова гідравліка і пневматика. – 2003. – № 1. – С. 71-74.

159. *Панченко А.И.* Перспективи та ефективність використання модульних енергетичних засобів [Текст] / *А.И. Панченко, В.Т. Надикто, В.М. Кюрчев* // Збірник наукових праць УкрНДПІВТ, 2003. – Вип. 6 (20). кн. – 2.

160. *Панченко А.І.* Підвищення енергоздатності мобільної сільськогосподарської техніки [Текст] / *А.І. Панченко, В.М. Кюрчев* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2002. – Вип. 9. – С.12-15.
161. *Панченко А.І.* Підвищення ефективності використання мобільної сільськогосподарської техніки шляхом гідрофікації її активних робочих органів [Текст] / *А.І. Панченко, В.М. Кюрчев, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2004. – Вип.21. – С. 150-157.
162. *Панченко А.І.* Тенденції розвитку приводів мобільної сільськогосподарської техніки [Текст] / *Панченко А.І., Кумпан В.К., Федосов В.Н. і др.* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2001. – Вип. 2. – Т. 19. – С. 18-22.
163. *Пастушенко С.И.* Повышение эффективности использования энергии в гидравлических механизмах сельскохозяйственных машин [Текст] / *С.И. Пастушенко, О.М. Яхно* // Промислова гідравліка і пневматика. – 2004. – № 1(3). – С. 92-98.
164. *Полюшков А.Г.* Расчет энергетических потерь в насосах аксиально-поршневого типа [Текст] / *А.Г. Полюшков* // Механика машин. – М.: Наука, 1981. – Вып. 58. – С. 27-34.
165. *Пономаренко Ю.Ф.* Высокомоментные радиально-поршневые гидромоторы горных машин / *Ю.Ф. Пономаренко* // М.: Недра, 1972. – 376 с.
166. *Пономаренко Ю.Ф.* Методика расчета параметров радиально-поршневых высокомоментных гидромоторов / *Ю.Ф. Пономаренко* // М.: ИГД им. Скочинского, 1971. – 45 с.
167. *Попов Д.Н.* Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: Учебник / *Д.Н. Попов* // М.: Машиностроение, 1977. – 424 с.
168. *Попов Д.Н.* Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: Учебник. – 2-е изд., перераб. и доп. / *Д.Н. Попов* // М.: Машиностроение, 1987. – 464 с.: ил.
169. *Попов Д.Н.* Нестационарные гидромеханические процессы: Учебник / *Д.Н. Попов* // . – М.: Машиностроение, 1982. – 240 с.
170. *Прокофьев В.Н.* Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод / *В.Н. Прокофьев, Ю.А. Данилов, П.А. Кондаков и др.* // М.: Машиностроение, 1969. – 312 с.
171. *Прокофьев В.Н.* Экспериментальные исследования упругих свойств двухфазных рабочих жидкостей гидроприводов объемного типа [Текст] / *В.Н. Прокофьев, И.А. Лузанова и др.* // Известия ВУЗов. – Машиностроение, 1968. – № 2. – С. 87-93.
172. *Рогов А.Я.* О выборе параметров радиально-поршневых гидромоторов многократного действия [Текст] / *А.Я. Рогов, Л.С. Фейфец* // Вестник машиностроения. – 1976. – № 8. – С. 7-13.
173. *Рогов А.Я.* Параметрическое исследование радиально-поршневых

гидромоторов многократного действия: Методическое руководство / *А.Я. Рогов, Л.С. Фейфец* // М.: Институт горного дела им. А.А. Скочинского, 1976. – 57с.

174. *Сергеев С.Т.* Исследования КПД высокомоментных планетарных гидромашин [Текст] / *С.Т. Сергеев, Ф.Н. Ерасов, В.П. Старожук* // Детали машин. – 1973. – № 17. – С. 44-49.

175. *Сергеев С.Т.* Профилирование зубьев во внутреннем зацеплении планетарно-роторных гидромашин дугами окружностей [Текст] / *С.Т. Сергеев, Е.Н. Шевцов* // Детали машин. – 1979. – № 29. – С. 36-41.

176. *Скляревский А.Н.* Моделирование и особенности алгоритма расчета динамических процессов в гидравлической системе нагружения испытательной машины [Текст] / *А.Н. Скляревский, А.И. Денисенко* // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. – Донецк: ДонГТУ, 2001. – Вып. 17. – С. 236-240.

177. *Скляревский А.Н.* Особенности построения гидравлического следящего привода с мультипликатором [Текст] / *А.Н. Скляревский, А.И. Денисенко, Ф.С. Терешин* // Промислова гідравліка і пневматика. – 2006. – № 1. – С. 63-66.

178. *Струтинський В.Б.* Імітаційне математичне моделювання дисипативних характеристик гідромеханічних систем [Текст] / *В.Б. Струтинський, О.В. Колот* // Промислова гідравліка і пневматика. – 2003. – № 2. – С. 63-68.

179. *Струтинський В.Б.* Математичне моделювання процесів та систем механіки / *В.Б. Струтинський* // Житомир: ЖІТІ, 2001. – 612 с.

180. *Терехов Н.Ф.* Анализ усилий действующих в распределительном узле аксиальных гидромашин [Текст] / *Н.Ф. Терехов, С.А. Воронов* // Вестник машиностроения. – 1984. – № 9. – С. 23-26.

181. *Туренко А.Н.* Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / *Под ред. Туренко А.Н.* // Харьков: ХГАДТУ (ХАДИ), 2001. – 642 с.

182. *Фейфец Л.С.* К расчету направляющей и катка радиально-поршневых гидромоторов [Текст] / *Л.С. Фейфец* // Исследования по механизации и автоматизации подземной добычи угля. Научные сообщения. – М.: Институт горного дела им. А.А. Скочинского, 1976. – Вып.138. – С. 37-43.

183. *Фурсенко А.К.* О пульсации давления в аксиально-поршневых гидромашинках [Текст] / *А.К. Фурсенко, В.П. Запорожец, И.В. Литовка, И.А. Кудрявцев* // Вестник машиностроения. – 1990. – № 2. – С.28-30.

184. *Чемоданов Б.К.* Следящие приводы / *Под ред. Б.К. Чемоданов* // М.: Энергия, 1976. – Т. 2. – 384 с.

185. *Черный Ю.И.* Винницкие гидронасосы [Текст] / *Ю.И. Черный и др.* // Сельский механизатор. – 2000. – № 5. – С. 24-25.

186. *Шевцов Е.Н.* О повышении нагрузочной способности зацепления планетарно-роторных гидромоторов [Текст] / *Е.Н. Шевцов* // Детали машин. – 1978. – № 27. – С. 22-28.

Научное издание

ПАНЧЕНКО Анатолий Иванович
ВОЛОШИНА Анжела Анатольевна

ПЛАНЕТАРНО-РОТОРНЫЙ ГИДРОМОТОР
Расчет и проектирование
Монография

Подписано в печать 05.06.2016.

Тираж 100 экземпляров.

Заказ № 206

Издательство и изготовление ЧП Верескун В.М.
Издательско-полиграфический центр «Люкс»
г. Мелитополь, ул. М. Грушевского, 10, тел.: (0619) 44-45-11

Свидетельство о внесении субъекта издательской деятельности
в Государственный реестр издателей, изготовителей
И распространителей издательской продукции
от 11.06.2002 г. серия ДК № 112