

На правах рукописи  
УДК 62-822

Щербачев Павел Владимирович

**РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО  
ПРИВОДА С РАЗДЕЛЬНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ ГРУППАМИ  
ПОРШНЕЙ**

Специальность 05.04.13 – Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание учёной степени  
кандидата технических наук



Москва. 2017

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана» (национальный исследовательский университет)

- Научный руководитель: кандидат технических наук, доцент  
Семенов Станислав Евгеньевич,  
заведующий кафедрой «Гидромеханика,  
гидромашины и гидро- пневмоавтоматика»  
МГТУ им. Н.Э. Баумана
- Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор кафедры  
702 «Системы приводов авиационно-  
космической техники» ФГБОУ ВО МАИ  
(Национальный исследовательский  
университет) Ермаков Сергей Александрович;
- кандидат технических наук, профессор  
кафедры «Гидромеханики и Гидравлических  
машин им. В.С. Квятковского» ФГБОУ ВО  
МЭИ (Национальный исследовательский  
университет)  
Голубев Владимир Иванович
- Ведущее предприятие: ОАО «Центральный научно-исследовательский  
институт автоматики и гидравлики»

Защита диссертации состоится «07» июня 2017 г. в 14 час. 30 мин. на заседании диссертационного совета Д 212.141.16 при Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, Лефортовская наб., д.1

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана и на сайте [www.bmstu.ru](http://www.bmstu.ru).

Ваш отзыв на автореферат в 2 экз., заверенных печатью учреждения, просим направлять по адресу: 105005, Москва, 2-я Бауманская улица, д.5, стр.1

Ученому секретарю диссертационного совета Д 212.141.16.

Автореферат разослан «\_\_» \_\_\_\_\_ 2017 г.

Ученый секретарь

диссертационного совета Д 212.141.16

кандидат технических наук, доцент

М. А. Колосов

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы.** На современном уровне развития техники гидравлические приводы применяются для решения широкого круга задач. Наиболее типовые из них – это перемещение объектов с большими массами или моментами инерции в сочетании с позиционными и другими нагрузками. От привода может требоваться работа в различных режимах: движение с постоянной скоростью или с постоянным усилием (силой или моментом), слежение по положению, скорости или их комбинация. Примерами устройств с такими требованиями являются приводы радиолокационных систем слежения и наведения. Постоянно повышаются требования к таким характеристикам приводов, как точность, энергоэффективность, робастность к нагрузке. Адаптация к современным требованиям проводится разными путями. Меняются конструкции, появляются новые компоненты и материалы, совершенствуются средства и методы управления. Особо стоит отметить все повышающиеся требования к энергетической эффективности технических устройств, что отражено в указе Президента Российской Федерации №899 от 7 июля 2011 года «Об утверждении приоритетных направлений развития науки, технологий и техники в Российской Федерации и перечня критических технологий Российской Федерации».

Благодаря сочетанию новых компонентов и методов становится возможным создавать электрогидравлические приводы, одновременно удовлетворяющие таким взаимно противоречивым требованиям, как точное позиционирование выходного звена, непрерывное движение с высокой скоростью и повышенная энергоэффективность. Задача разработки таких приводов, а также методов управления ими несомненно является актуальной на сегодняшний день.

**Цели и задачи.** Целью диссертационной работы является разработка концепции электрогидравлического привода с отдельным управлением группами поршней, а также способов управления им в различных режимах работы.

Для достижения намеченной цели в работе были поставлены и решены следующие задачи:

1. Разработка концепции электрогидравлического привода с отдельным управлением группами поршней.
2. Разработка математической модели привода с отдельным управлением группами поршней. Определение минимально необходимой степени подробности модели для проведения исследований. Верификация модели.
3. Разработка алгоритмов управления приводом в режимах слежения по углу поворота и скорости выходного звена, а также повышающих энергетическую эффективность.
4. Создание экспериментального комплекса и подтверждение адекватности разработанных концепции, математической модели и алгоритмов управления.

### **Методы исследования**

Для решения поставленных задач на разных этапах используются следующие методы:

- Метод модифицированной функции Лагранжа из теории нелинейного программирования для решения задач условной минимизации.
- Метод Нелдера-Мида для проведения процедуры безусловной минимизации.
- Преобразование Фурье для разложения в ряд периодической функции.
- Методы теории сплайнов для создания параметризованных кривых.
- Классические методы численного решения систем дифференциальных уравнений.
- Программная реализация алгоритмов при помощи современного высокоуровневого языка программирования с++.
- Современные методы проведения эксперимента, а также записи и обработки экспериментальных данных при помощи ЭВМ.

**Объектом исследования** является электрогидравлический привод с раздельным управлением группами поршней.

### **Научная новизна**

При проведении теоретических и экспериментальных исследований получены новые научные результаты:

1. Разработана концепция электрогидравлического привода, отличающаяся от известных наличием в структуре групп поршней с независимым распределением жидкости, предоставляющим новые широкие возможности для синтеза алгоритмов управления.
2. Разработана нелинейная математическая модель привода с раздельным управлением группами поршней, отличающаяся от известных моделей электрогидравлических приводов совместным учетом нескольких нелинейных свойств распределяющих устройств и исполнительного механизма, определяющих взаимное нагружение групп поршней. Показана специфика создания моделей приводов такого типа.
3. Впервые разработаны эффективные алгоритмы управления приводом с раздельным управлением группами поршней в режимах слежения по углу поворота и скорости вращения выходного звена, а также повышающие энергетическую эффективность привода.
4. Создан экспериментальный комплекс, с помощью которого подтверждена адекватность разработанных концепции, математической модели и алгоритмов управления.

### **Практическая ценность.**

1. Руководствуясь предложенной концепцией можно разработать электрогидравлический привод с раздельным управлением группами поршней, определить его структуру и провести расчет. Концепция может быть оформлена в виде методики пригодной для использования в КБ при проектировании приводов, а также в учебном процессе.

2. Разработанная математическая модель может быть использована на этапе разработки привода, при проведении исследований различных режимов его работы, а также для создания различных алгоритмов управления.
3. Разработанный экспериментальный комплекс может быть использован для проведения исследовательских испытаний приводов с отдельным управлением группами поршней.

**Реализация результатов работы.** Результаты диссертационной работы внедрены на предприятии ОАО «Прибор РСТ» и в учебный процесс кафедры гидромеханики, гидромашин и гидропневмоавтоматики МГТУ им. Н.Э. Баумана.

**Апробация работы.** Основные положения работы обсуждались:

- на заседаниях кафедры гидромеханики, гидромашин и гидропневмоавтоматики МГТУ им. Н.Э. Баумана. (Москва, 2011-2016 г.);
- на Международной научно-технической конференции Fluid Power and Mechatronics (FPM). (Харбин, 2015 г.);
- на Международной научно-технической конференции «Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» (Москва, 2014 г.);
- на XIV Всероссийской научно-технической конференции студентов и аспирантов «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика». (Москва, 2011г.)

**Публикации.** Основное содержание диссертационной работы отражено в 6 научных работах (из них 1 индексирована базой Scopus, 3 статьи из перечня ВАК РФ, 1 монография) общим объемом 8,88 п.л.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, 4-х глав, заключения, списка литературы (79 наименований) и приложения. Содержание работы изложено на 169 страницах машинописного текста, в том числе 70 Рисунков, 5 таблиц.

## **СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

**Во введении** показана актуальность темы, определена цель работы, приведено краткое содержание выполненных исследований, отражены основные положения, которые выносятся на защиту.

**В первой главе** проведен обзор современных тенденций в области создания электрогидравлических приводов, а также представлена концепция электрогидравлического привода с отдельным управлением группами поршней.

Среди прочих особое внимание уделено двум активно развивающимся типам приводов: электрогидростатическому (отмечены работы фирмы MOOG совместно с Дрезденским университетом, А.М. Селиванова в МАИ, коллектива кафедры Э10 МГТУ им. Н.Э. Баумана) и приводу с дискретно-фазовым регулированием (отмечены работы Инновационного центра корпорации Eaton, совместная работа корпорации Bosch Rexroth с Дармштадтским техническим

университетом и разработки шотландской компании Artemis Intelligent Power). Перечисленные приводы отличаются более широкими возможностями и повышенной энергоэффективностью по сравнению с известными приводами с дроссельным и объемным регулированием. Названные преимущества этих приводов достигаются как за счет использования современной элементной базы и новых материалов, так и за счет разработки специальных методов управления. Отмечено существенное отставание отечественных разработок в рассматриваемом сегменте.

В обзоре также содержатся данные о параметрах современных гидромоторов, из которых следует, что диапазон достигаемых скоростей вращения для них (отношение максимальной скорости к минимальной) обычно находится ниже 1000. Как исключение, особо отмечена гидромашина АЕНР40 компании Dusterloh Fluidtechnik, для которой  $n_{\min}=1$  об/мин,  $n_{\max}=2000$  об/мин.

Проведенный анализ литературы позволил сделать вывод об актуальности цели диссертационной работы и сформулировать научные задачи.

Одним из возможных решений задачи создания многорежимного энергоэффективного привода может являться электрогидравлический привод с отдельным управлением группами поршней, концепция создания которого приведена в продолжении первой главы. Структурная схема такого привода показана на Рисунке 1.

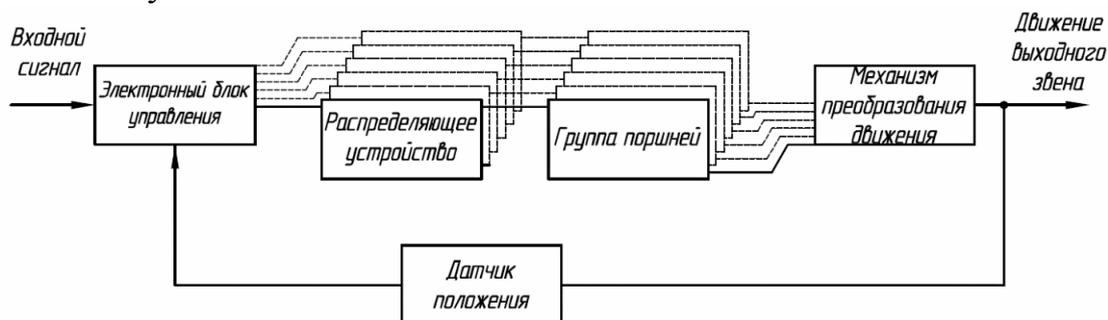


Рисунок 1. Структурная схема электрогидравлического привода с отдельным управлением группами поршней.

Электрогидравлический привод с отдельным управлением группами поршней представляет собой несколько гидравлических цилиндров, выполненных отдельными агрегатами, либо конструктивно объединенных в блок цилиндров, штоки которых согласованно взаимодействуют с механизмом преобразования движения. Согласованная работа гидроцилиндров осуществляется при помощи специальных распределяющих устройств. Распределяющими устройствами управляет специальный электронный блок, получающий в качестве входных сигналов определенные задания и данные о текущем положении выходного звена привода. На Рисунке 2 представлен один из вариантов реализации привода. Данная схема не отражает нюансов конструктивного взаимодействия ее элементов, но позволяет понять принципиальное устройство такого привода.

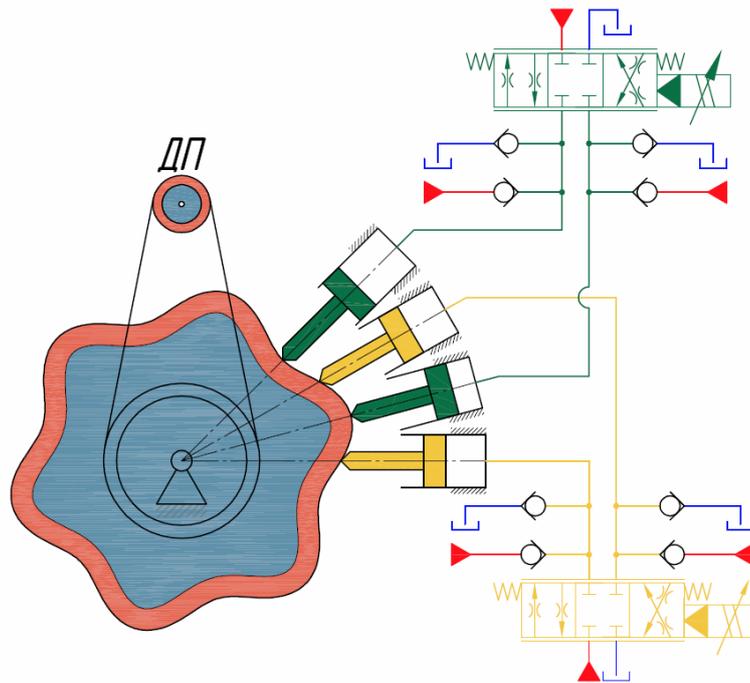


Рисунок 2. Схема привода с кулачковым механизмом.

Для показанного привода предложен способ вычисления крутящего момента:

$$M_{\Sigma} = \sum_{j=1}^Z \vec{r}_{j-1} \times \vec{P}_{\pi j-1},$$

где  $Z$  – число поршней,  $\vec{P}_{\pi j}$  – вектор силы со стороны давления,  $\vec{r}_j$  – вектор, характеризующий профиль.

$$\vec{r}_j = \left\{ hk \sin \left( (k-1)(\varphi + \varphi_{0j}) \right); hk \cos \left( (k-1)(\varphi + \varphi_{0j}) \right) \right\},$$

где  $k$  – кратность профиля,

$h$  – амплитуда хода толкателя,

$\varphi$  – текущий угол поворота вала,

$\varphi_{0j}$  – начальный угол установки толкателя относительно кулачка.

Удобство предложенного способа заключается в том, что для вычисления момента необходимо знать лишь величины давлений в рабочих камерах цилиндров и геометрические параметры механизма.

Описанный привод может работать в различных режимах:

- режим двигателя с мягкой характеристикой,
- режим слежения по углу поворота вала,
- режим слежения по угловой скорости вращения вала,
- специальные режимы с повышением энергетической эффективности.

Ожидается, что для приводов такого типа отношение максимальной скорости вращения к минимальной составит не менее 1000.

**Во второй главе** приводится описание математической модели электрогидравлического привода с раздельным управлением группами поршней. В качестве механизма преобразования движения для привода, описанного в модели, использован кривошипно-ползунный механизм. Распределяющими устройствами являются электрогидравлические усилители мощности. При составлении модели принято, что насосная станция, питающая привод, является идеальным источником давления и гидравлическое сопротивление линий мало. Расчетная схема модели показана на Рисунке 3.

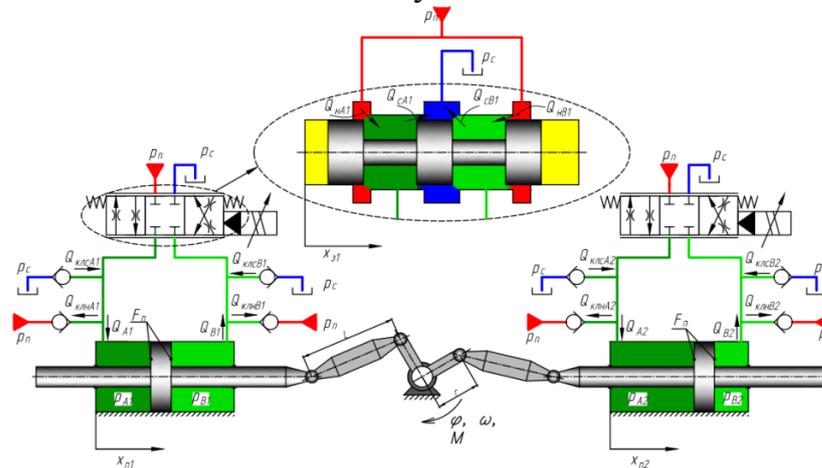


Рисунок 3. Расчетная схема математической модели.

Уравнение движения выходного вала с учетом приведенного момента инерции, внешнего нагружающего момента и момента трения выглядит следующим образом:

$$J \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = (M_1 + M_2 - M_H - M_{тр}),$$

где  $J$  – приведенный к валу момент инерции;

$M_H$  – внешний нагружающий момент;

$M_{тр}$  – момент трения в нагрузке.

$M_1$  и  $M_2$  – моменты, создаваемые каждым из поршней.

Для описания трения в нагрузке учитывается момент сухого и вязкого трения:

$$M_{тр} = \begin{cases} \left( f_{тр} + \frac{M_{с.т.}}{\omega_{пор}} \right) \cdot \omega, & \text{если } |\omega| \leq \omega_{пор} \\ f_{тр} \cdot \omega + M_{с.т.} \cdot \text{sign}(\omega), & \text{если } |\omega| > \omega_{пор} \end{cases},$$

где  $f_{тр}$  – коэффициент вязкого трения в нагрузке,

$M_{с.т.}$  – момент сухого трения в нагрузке,

$\omega$  – угловая скорость вращения вала,

$\omega_{пор}$  – некоторое достаточно малое пороговое значение скорости вращения.

Полагается, что в шарнирных соединениях шатунов с коленчатым валом упругость отсутствует, а в соединении ползуна с шатуном присутствуют некоторая конечная жесткость и люфт. Для удобства описания упругих деформаций и перемещений в пределах люфта в модель введено фиктивное безмассовое звено, которое упруго соединено с ползуном и имеет люфт в

сочленении с поршнем. Учитывая это, записаны уравнения движения поршня и промежуточного звена:

$$m_{\Pi} \frac{d^2 x_{\Pi}}{dt^2} = ((p_A - p_B) \cdot S - F_{\text{тр}} - F_{\text{св}})$$

$$b_{\text{св}} \cdot \left( \frac{dx_{\Pi}}{dt} - \frac{dx_{\text{полз}}}{dt} - \frac{dx_{\text{пр.зв.}}}{dt} \right) + c_{\text{св}} \cdot (x_{\Pi} - x_{\text{полз}} - x_{\text{пр.зв.}}) = 0, \text{ если } |x_{\text{пр.зв.}}| \leq \delta_3$$

$$F_{\text{св}} = b_{\text{св}} \left( \frac{dx_{\Pi}}{dt} - \frac{dx_{\text{полз}}}{dt} - \frac{dx_{\text{пр.зв.}}}{dt} \right) + c_{\text{св}} (x_{\Pi} - x_{\text{полз}} - x_{\text{пр.зв.}}), \text{ если } |x_{\text{пр.зв.}}| > \delta_3$$

где  $x_{\Pi}$  – перемещение поршня гидроцилиндра,

$x_{\text{полз}}$  – перемещение ползуна,

$x_{\text{пр.зв.}}$  – перемещение промежуточного звена,

$m_{\Pi}$  – масса поршня,

$p_A$  и  $p_B$  – давления в полостях гидроцилиндра,

$S$  – рабочая площадь поршня,

$F_{\text{тр}}$  – сила трения, возникающая в уплотнениях гидроцилиндра,

$F_{\text{св}}$  – сила, действующая со стороны промежуточного звена на поршень,

$b_{\text{св}}$  – коэффициент демпфирования в сочленении промежуточного звена с ползуном,

$c_{\text{св}}$  – жесткость в сочленении промежуточного звена с ползуном,

$\delta_3$  – величина зазора в сочленении поршня с промежуточным звеном.

Положение и скорость ползуна однозначно задаются положением и скоростью вращения выходного вала:

$$x_{\text{полз}} = L \cdot \left( \sqrt{1 - \frac{r^2}{L^2} \cdot \sin^2(\varphi + \varphi_0)} - 1 \right) - R \cdot \cos(\varphi + \varphi_0)$$

$$\frac{dx_{\text{полз}}}{dt} = \omega R \left( \sin(\varphi + \varphi_0) - \frac{R \sin 2(\varphi + \varphi_0)}{\sqrt{L^2 - R^2 \sin^2(\varphi + \varphi_0)}} \right)$$

Сила трения в гидроцилиндре является функцией от скорости движения поршня и давлений в полостях цилиндра. Вычисляется она как сумма силы Штрибека, кулоновской силы сухого трения и силы вязкого трения:

$$F_{\text{тр}i} = \begin{cases} \left( F_C + F_C(K_{brk} - 1) \cdot e^{-c_v \left| \frac{dx_{\Pi i}}{dt} \right|} \right) \cdot \text{sign} \left( \frac{dx_{\Pi i}}{dt} \right) + k_{\text{в.тр.}} \cdot \frac{dx_{\Pi i}}{dt}, & \text{если } \left| \frac{dx_{\Pi i}}{dt} \right| \geq v_{\text{пор}} \\ \frac{dx_{\Pi i}}{dt} \cdot \frac{\left( F_C + F_C(K_{brk} - 1) \cdot e^{-c_v \frac{dx_{\Pi i}}{dt}} \right) + k_{\text{в.тр.}} \cdot v_{\text{пор}}}{v_{\text{пор}}}, & \text{если } \left| \frac{dx_{\Pi i}}{dt} \right| < v_{\text{пор}} \end{cases}$$

где  $F_C$  – сила Кулоновского трения, которая зависит от давлений в полостях цилиндров;

$K_{brk}$  – коэффициент изменения силы страгивания,

$c_v$  – коэффициент, характеризующий интенсивность спада силы страгивания;

$k_{\text{в.тр.}}$  – коэффициент вязкого трения;

$v_{\text{пор}}$  – пороговое значение скорости.

$$F_C = F_{pr} + f_p \cdot (p_A + p_B) + f_p \cdot |p_A - p_B|,$$

где  $F_{pr}$  – сила трения, возникающего от предварительного поджатия уплотнений.

Давления в полостях гидравлических цилиндров вычисляются из уравнения баланса расходов с учетом сжимаемости жидкости:

$$\begin{aligned} \frac{dp_{Ai}}{dt} &= \frac{E}{V_{Ai}} \cdot (Q_{нAi} - Q_{сAi} - Q_{гцi} - Q_{кл.н.Ai} + Q_{кл.с.Ai}) \\ \frac{dp_{Bi}}{dt} &= \frac{E}{V_{Bi}} \cdot (Q_{нBi} - Q_{сBi} + Q_{гцi} - Q_{кл.н.Bi} + Q_{кл.с.Bi}), \end{aligned}$$

где  $E$  – приведенный модуль упругости жидкости.

$Q_{кл.i}$  – расходы через обратные клапаны из линии низкого давления в полости цилиндров и из полостей цилиндров в линию высокого давления. Вычисляются они следующим образом:

$$\begin{aligned} Q_{кл.н.Ai} &= \sigma_{кл} \cdot h_{кл.н.i} \cdot \sqrt{|p_{Ai} - p_n|} \cdot \text{sign}(p_{Ai} - p_n) \\ Q_{кл.с.Ai} &= \sigma_{кл} \cdot h_{кл.с.i} \cdot \sqrt{|p_c - p_{Ai}|} \cdot \text{sign}(p_c - p_{Ai}) \\ Q_{кл.н.Bi} &= \sigma_{кл} \cdot h_{кл.н.i} \cdot \sqrt{|p_{Bi} - p_n|} \cdot \text{sign}(p_{Bi} - p_n) \\ Q_{кл.с.Bi} &= \sigma_{кл} \cdot h_{кл.с.i} \cdot \sqrt{|p_c - p_{Bi}|} \cdot \text{sign}(p_c - p_{Bi}), \end{aligned}$$

где  $\sigma_{кл}$  – проводимость клапана;

$h_{кл.i}$  – высота подъема запорного элемента клапана.

В простейшем случае динамические свойства клапана могут не учитываться и величина подъема принимает только два значения: ноль или максимум. Однако предварительное моделирование показало, что именно из-за динамических свойств клапана возможны обратные токи жидкости. В связи с этим моделируется динамика движения запорного элемента клапана.

Высота подъема запорного элемента клапана вычисляется из его уравнения движения:

$$m_{кл} \frac{d^2 h_{кл.i}}{dt} = (F_3 + F_A - G),$$

где  $F_A$  – сила Архимеда,

$G$  – вес запорного элемента,

$F_3 = -\rho \cdot Q \cdot (v_1 - v_2 \cdot \cos \alpha)$  – сила, действующая на запорный элемент со стороны жидкости.

При вычислении расходов через дроселирующие щели золотниковых распределителей учитывается микрогеометрия кромок золотника и гильзы. Схема золотниковой пары показана на Рисунке 4.

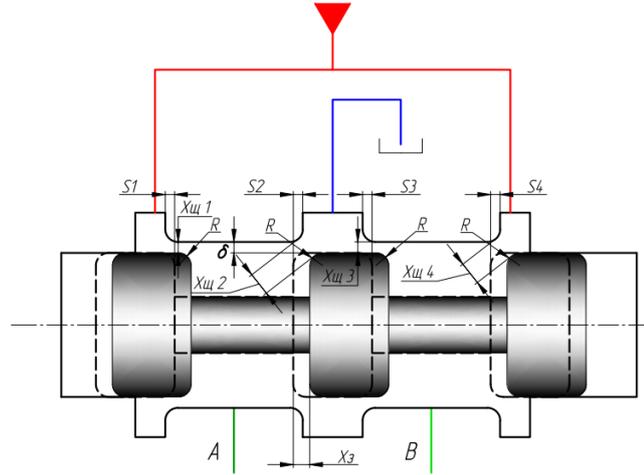


Рисунок 4. Схема золотниковой пары.

Выражения для расходов и величины открытия щелей записываются следующим образом:

$$\begin{aligned}
 Q_{нАi} &= \sigma x_{щi}^1 \sqrt{|p_н - p_{Ai}| \text{sign}(p_н - p_{Ai})} & x_{щi}^1 &= -2R + \sqrt{(2 \cdot R + \delta)^2 + 0.25 \cdot (y_i^1 + |y_i^1|)^2} \\
 Q_{сАi} &= \sigma x_{щi}^2 \sqrt{|p_{Ai} - p_c| \text{sign}(p_{Ai} - p_c)} & x_{щi}^2 &= -2R + \sqrt{(2 \cdot R + \delta)^2 + 0.25 \cdot (y_i^2 + |y_i^2|)^2} \\
 Q_{нBi} &= \sigma x_{щi}^4 \sqrt{|p_н - p_{Bi}| \text{sign}(p_н - p_{Bi})} & x_{щi}^3 &= -2R + \sqrt{(2 \cdot R + \delta)^2 + 0.25 \cdot (y_i^3 + |y_i^3|)^2} \\
 Q_{сBi} &= \sigma x_{щi}^3 \sqrt{|p_{Bi} - p_c| \text{sign}(p_{Bi} - p_c)} & x_{щi}^4 &= -2R + \sqrt{(2 \cdot R + \delta)^2 + 0.25 \cdot (y_i^4 + |y_i^4|)^2}
 \end{aligned}$$

где  $i$  – номер ЭГУ

$x_{щi}^k$  – величина открытия  $k$ -ой щели  $i$ -го распределителя (см. схему на Рисунке 4);

$R$  – радиус скругления кромок;

$\delta$  – радиальный зазор в паре золотник-гильза.

$y_i^k$  – вспомогательные величины:

$$\begin{aligned}
 y_i^1 &= 2 \cdot R - S_i^1 - x_{3i} \\
 y_i^2 &= 2 \cdot R - S_i^2 + x_{3i} \\
 y_i^3 &= 2 \cdot R - S_i^3 - x_{3i} \\
 y_i^4 &= 2 \cdot R - S_i^4 + x_{3i},
 \end{aligned}$$

где  $S_i^k$  – перекрытия кромок.

Динамические свойства электрогидравлического усилителя описаны дифференциальным уравнением второго порядка. Однако, было выявлено, что полностью линейной модели в этом случае недостаточно. Необходимо учесть гистерезис магнитной системы, гистерезис, вызванный трением в золотниковой паре, а также несимметричность статической характеристики. Поэтому в совокупности модель ЭГУ выглядит следующим образом:

$$T_{гy}^2 \frac{d^2 x_3}{dt^2} = \left( K_{гy} \cdot U - 2 \cdot \zeta_{гy} \cdot T_{гy} \cdot \frac{dx_3}{dt} - x_3 \right)$$

$$K_{гy} = \begin{cases} K_{гy-p}, & \text{если } U \geq 0 \\ K_{гy-n}, & \text{если } U < 0 \end{cases}$$

Принятая форма петли гистерезиса показана на Рисунке 5.

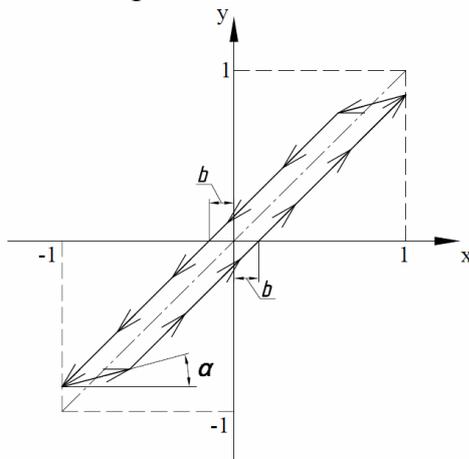


Рисунок 5. Форма петли гистерезиса.

Для нахождения численных значений некоторых параметров математической модели проведена процедура идентификации. Значения перекрытий, постоянных времени ЭГУ, коэффициентов демпфирования ЭГУ, коэффициентов статической характеристики ЭГУ, а также модуля упругости жидкости подбирались, чтобы наилучшим образом обеспечить совпадение результатов расчета модели и экспериментальных данных. Для этого была поставлена и решена задача безусловной минимизации, в которой варьируемыми параметрами выступали указанные выше величины, а в качестве минимизируемого критерия использована количественная мера отличия переходных процессов при повороте вала, а также величин давлений в полостях цилиндров.

В результате проведенных действий получено очень хорошее совпадение расчетных и экспериментальных данных, что показано на Рисунках 6 и 7.

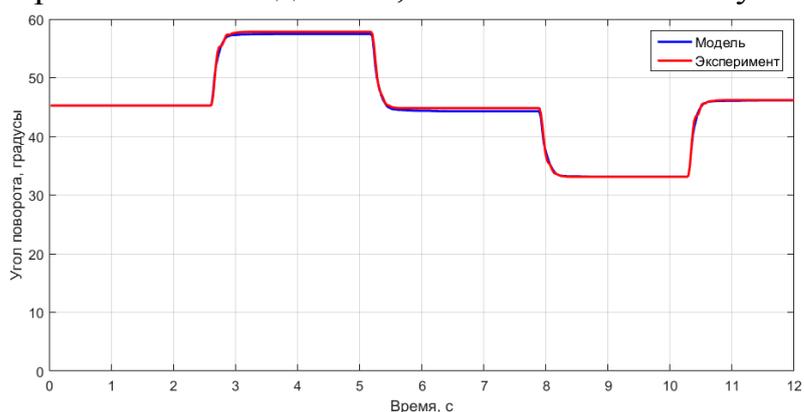


Рисунок 6. Сравнение переходных процессов при повороте вала на заданный угол.

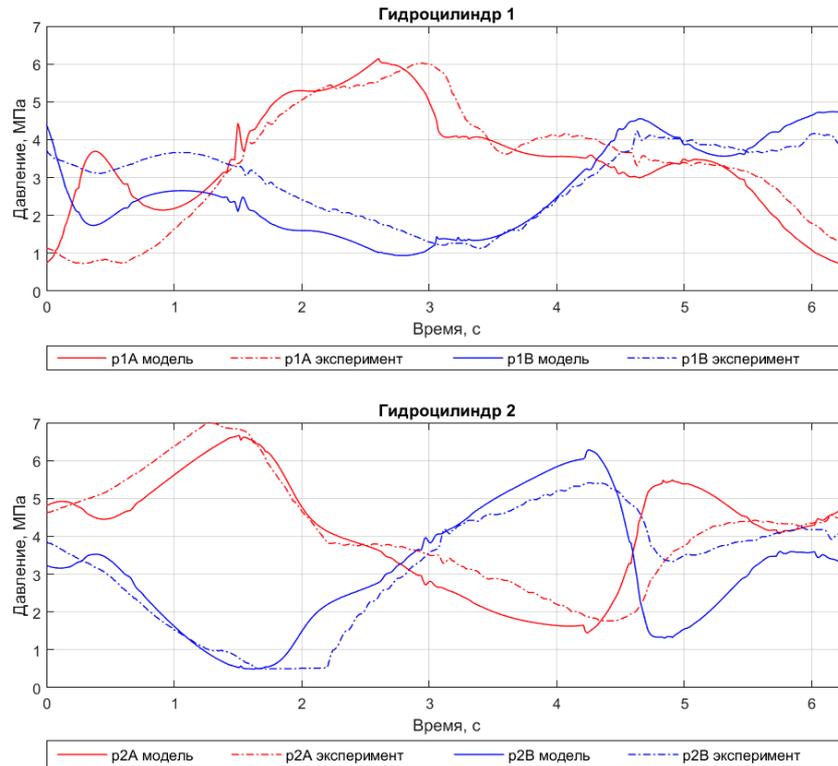
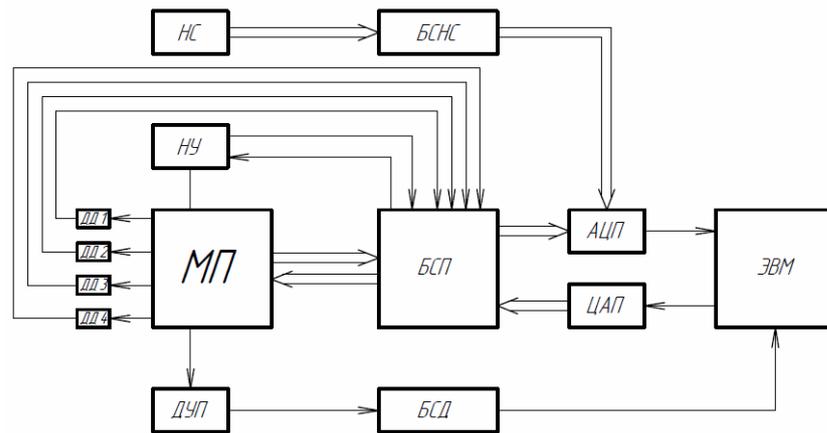


Рисунок 7. Сравнение давлений в полостях цилиндров.

**В третьей главе** представлен экспериментальный комплекс для исследования электрогидравлического привода с раздельным управлением группами поршней. В состав экспериментального комплекса входят следующие компоненты:

- макетный образец привода;
- насосная станция;
- система управления и сбора данных, состоящая из аппаратной части и программного обеспечения.

Структурная схема комплекса показана на Рисунке 8.



НС - насосная станция  
 МП - макетный образец привода  
 НУ - нагружающее устройство  
 ДЧП - датчик углового положения  
 БСП - блок сопряжения привода  
 БСНС - блок сопряжения насосной станции

БСД - блок сопряжения датчика  
 ДД 1..4 - датчики давления  
 ЭВМ - электронная вычислительная машина  
 АЦП - аналого-цифровой преобразователь  
 ЦАП - цифро-аналоговый преобразователь

Рисунок 8. Структурная схема экспериментального комплекса.

Непосредственно экспериментальный комплекс показан на Рисунке 9.

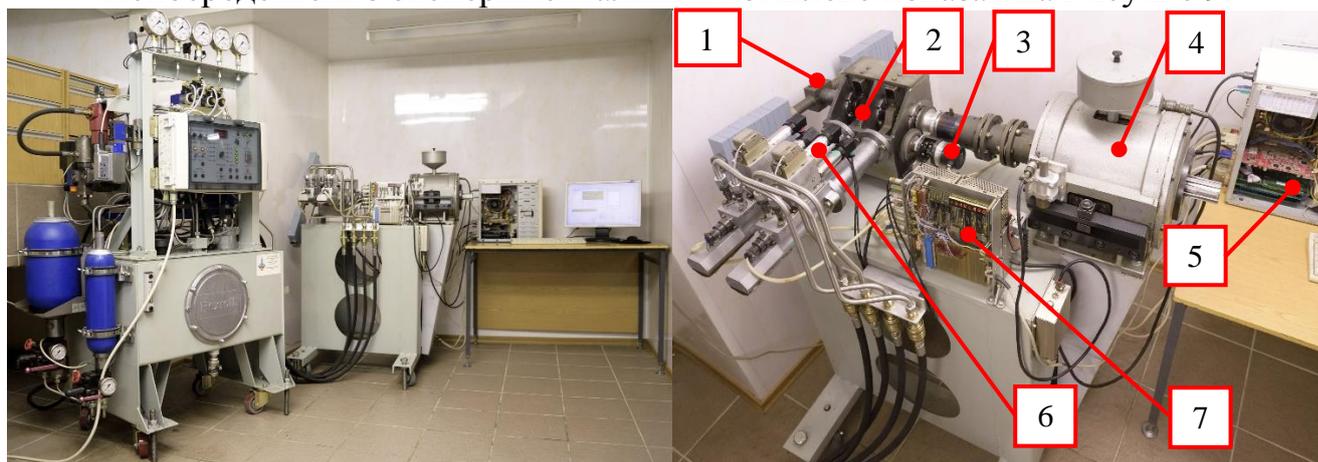


Рисунок 9. Экспериментальный комплекс. 1 – инерционная нагрузка, 2 – макетный образец привода, 3 – датчик углового положения, 4 – нагружающее устройство, 5 – компьютер, 6 – датчики давления, 7 – блок сопряжения.

Система управления, организованная на базе компьютера, позволяет реализовывать различные алгоритмы.

Система сбора данных обрабатывает информацию с датчика углового положения вала, датчиков давления в полостях цилиндров, датчиков положения поршней с частотой 1 кГц. Обработанные данные могут быть выведены на график или записаны в текстовый файл для дальнейшего использования.

При проведении эксперимента на созданном комплексе зарегистрированы минимальная скорость вращения выходного вала 0,1 об/мин и максимальная скорость вращения 100 об/мин.

**В четвёртой главе** предложены и проанализированы алгоритмы управления управлением приводом.

В ходе исследования было выявлено существенное взаимное нагружение групп поршней в составе привода. Для борьбы с этим явлением разработан специальный алгоритм коррекции. Наибольшие проблемы в работе привода возникают в моменты прохождения поршнями мертвых точек, при этом для устранения взаимного нагружения нужно корректировать давления в полостях цилиндра. Предложенный алгоритм работает следующим образом: при достижении поршнем некоторой зоны около мертвой точки коэффициент усиления по углу поворота  $K_\varphi$  уменьшается, а коэффициент усиления по разнице давлений в полостях  $K_p$  возрастает от нуля до некоторого значения. Для переключения коэффициентов  $\overline{K_\varphi}$  и  $\overline{K_p}$  в безразмерной форме предложены следующие зависимости:

$$\begin{aligned}\overline{K_\varphi} &= 0,25 \cdot (1 + \tanh(\overline{x_{гр}} - \overline{x_{п}})) + 0,5 \\ \overline{K_p} &= 0,25 \cdot (1 + \tanh(\overline{x_{гр}} - \overline{x_{п}})),\end{aligned}$$

где  $\overline{x_{п}}$  – безразмерное смещение поршня,

$\overline{x_{гр}}$  – безразмерная величина смещения поршня, при которой происходит изменение коэффициентов. Наглядная графическая интерпретация этого метода показана на Рисунке 10.

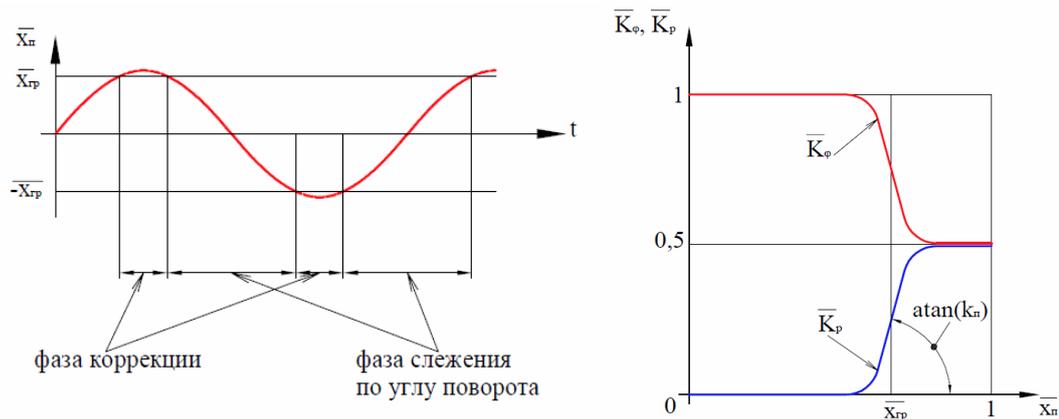


Рисунок 10. Наглядное представление алгоритма коррекции.

Предложенный алгоритм позволил минимизировать взаимное нагружение групп поршней без потери точности слежения по углу поворота и скорости вращения вала.

Разработан специальный алгоритм управления, позволяющий повысить энергетическую эффективность привода в некоторых режимах его работы. При достаточно больших скоростях вращения и значительных приведенных моментах инерции можно умышленно исказить управляющий сигнал, подаваемый на распределяющие устройства и, добившись контролируемого взаимного нагружения групп поршней, снизить расход жидкости, потребляемый приводом от насосной станции при той же скорости вращения. Снижение расхода происходит за счет частичного заполнения рабочей камеры из сливной линии через обратные клапаны вместо отбора жидкости из линии нагнетания. Также присутствует эффект рекуперации, когда жидкость из рабочей камеры через обратные клапаны возвращается в линию высокого давления. Однако, в таком случае одновременно со снижением расхода наблюдается ухудшение равномерности вращения вала. В связи с этим поставлена и решена следующая задача: добиться максимально возможного снижения потребляемого расхода (максимального увеличения энергетической эффективности) при непривышении значения неравномерности скорости некоторого заданного значения. Для решения задачи управляющий сигнал при помощи преобразования Фурье представлен в виде суммы гармоник с весовыми коэффициентами:

$$U_1 = \sum_{k=1}^N (c_{2(k-1)} \cdot \sin(k \cdot (\varphi + c_{2N+1})) + c_{2(k-1)+1} \cdot \cos(k \cdot (\varphi + c_{2N+1})))$$

$$U_2 = \sum_{k=1}^N \left( c_{2(k-1)} \cdot \sin \left( k \cdot \left( \varphi + \frac{\pi}{2} + c_{2N+1} \right) \right) + c_{2(k-1)+1} \cdot \cos k \cdot \left( \varphi + \frac{\pi}{2} + c_{2N+1} \right) \right)$$

Значения весовых коэффициентов определяются в ходе решения задачи условной оптимизации, в которой потребляемый расход является минимизируемым критерием, а неравномерность скорости вращения – накладываемым условием:

$$I_1 = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T \frac{Q}{Q_r} \cdot dt - \text{критерий}$$

$$I_2 = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T \left( \frac{\omega - \omega_{ср}}{\omega_{ср}} \right)^2 \cdot dt \leq \text{const} - \text{условие}$$

Проведен анализ, результаты которого показали, что для описания формы сигнала достаточно удерживать 7 гармоник, из которых важны только нечетные синусные гармоники, т.к. сигнал представляет собой нечетную функцию и его положительная и отрицательная полуволны симметричны.

Задача условной оптимизации решена при помощи математического метода модифицированной функции Лагранжа с условием типа неравенство. Блок-схема предложенного алгоритма поиска параметров показана на Рисунке 11.

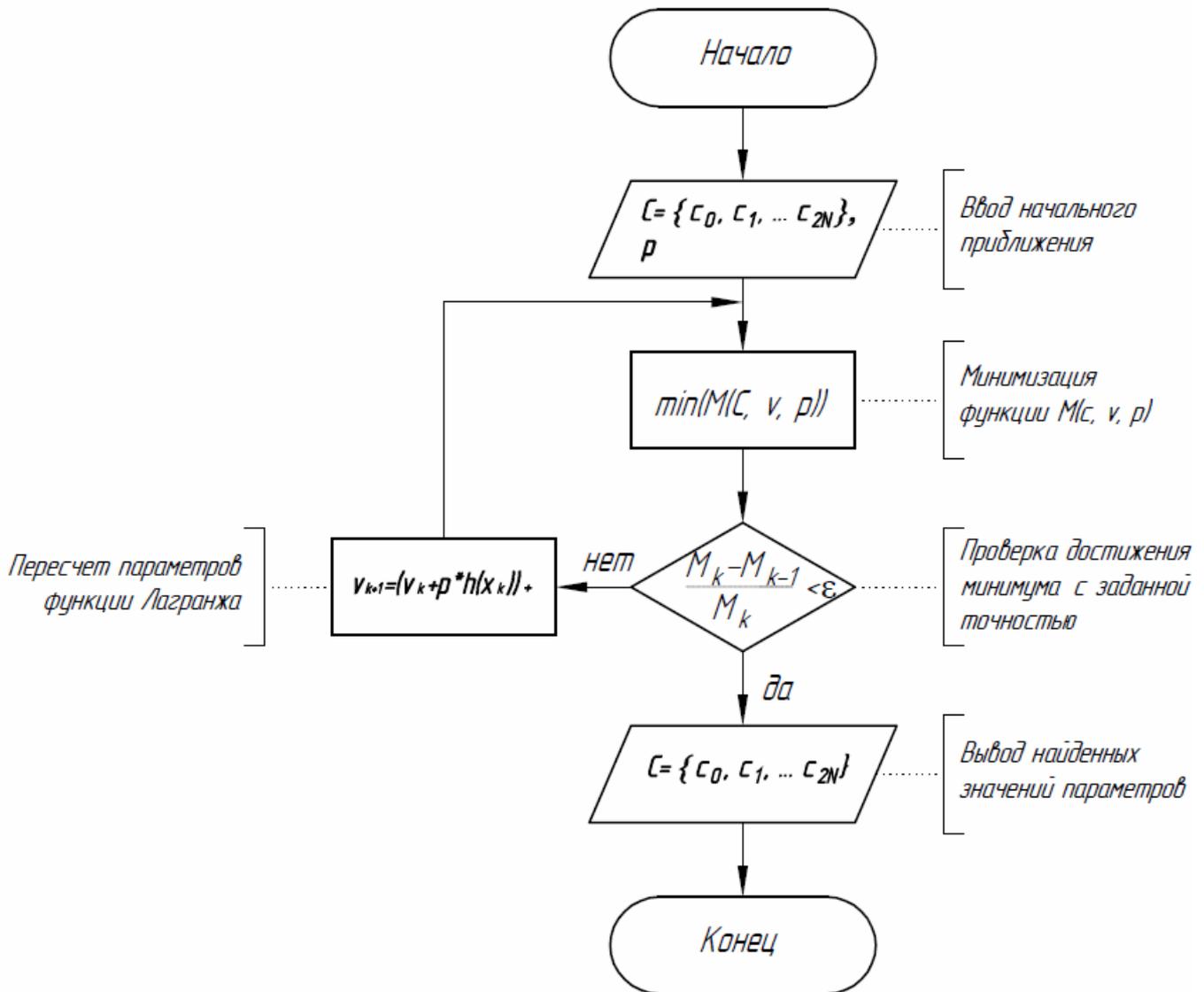


Рисунок 11. Алгоритм поиска параметров.

Эффективность применения алгоритма показана на примере. В рассматриваемом примере скорость вращения вала составляла 4,75 рад/с, а приведенный к валу момент инерции 15 кг\*м<sup>2</sup>. Как видно из Рисунка равномерность вращения не ухудшилась, а снижение потребляемого расхода составило 15,3%.

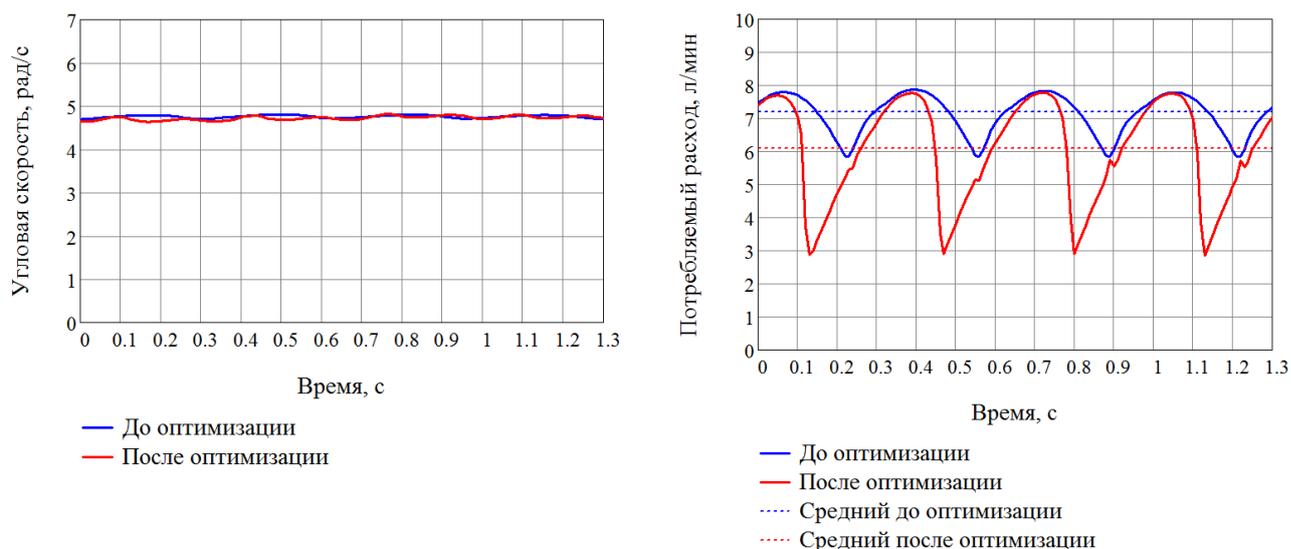


Рисунок 12. Результаты применения специального алгоритма управления.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Предложенный привод может быть использован в системах, к которым одновременно предъявляются требования по точному позиционированию объектов и движению в большом диапазоне скоростей. Привод позволяет достигать малых скоростей вращения без использования редуктора.
2. При составлении математической модели электрогидравлического привода с отдельным управлением группами поршней динамику распределяющих устройств следует описывать упрощенно при помощи дифференциального уравнения второго порядка, при этом необходимо учитывать нелинейные свойства распределяющих устройств. Особое внимание нужно уделить описанию следующих явлений:
  - Гистерезис в распределяющих устройствах, вызванный нелинейными свойствами магнитной системы и трением;
  - Несимметричность статической характеристики распределяющих устройств.
3. Обязательным является учет упругости и люфтов в сочленениях механизма.
4. Несмотря на высокое быстродействие обратных клапанов, превосходящее быстродействие привода на несколько порядков, необходимо составлять его подробную математическую модель. Работа клапана существенно сказывается на энергоэффективности всего привода.
5. Даже при наличии существенных нелинейностей в структуре привода, присущих различным его составляющим, характеристики работы привода могут быть улучшены за счет применения специальных корректирующих алгоритмов в сигналах управления. Наилучшие результаты достигаются при введении коррекции по разнице давлений в полостях цилиндров в моменты прохождения поршнем мертвой точки («мягкий привод»). При этом следует применять непрерывные гладкие функции для изменения значений коэффициентов коррекции.

6. В отдельных режимах работы может быть существенно повышена энергетическая эффективность предложенного привода путем снижения расхода, потребляемого им от питающей насосной установки при практически неизменных других показателях качества. Повышение энергоэффективности особенно заметно при высоких скоростях вращения и больших приведенных моментах инерции.

#### **ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ОТРАЖЕНЫ В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ:**

1. Щербачев П.В., Ломакин В.О., Шумилов И.С. Математическое моделирование электрогидравлического следящего привода высокоточного регулирования вращательного движения // Известия ВУЗов. Машиностроение, № 10, 2011. С. 38-45. (0,4 п.л./0,1 п.л.)
2. Щербачев П.В. Fluid Power and Mechatronics // Electro-hydraulic drive with separate control of piston groups. Харбин. 2015. pp. 498-500. (0,11 п.л./0,11 п.л.)
3. Щербачев П.В. Идентификация параметров математической модели электрогидравлического привода // Наука и образование - 2013 - №6. URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/574706.html> (дата обращения: 10.12.2016). (0,25 п.л./0,25 п.л.)
4. Щербачев П.В., Семенов С.Е. Электрогидравлический привод с дроссельным регулированием с повышенной эффективностью // Наука и образование - 2012 - №10. URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/465528.html> (дата обращения: 22.12.2016). (0,5 п.л./0,25 п.л.)
5. Семенов С.Е., Щербачев П.В., Тарасов О.И. Энергоэффективные системы гидравлических приводов шагающих машин: монография. Москва: Издательский дом Академии Естествознания, 2015. 114 с. (7,13 п.л./2,4 п.л.)
6. Щербачев П.В., Семенов С.Е. Сборник докладов 15 Международной научно-технической конференция студентов и аспирантов Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика // Фазовое регулирование электрогидравлического привода с отдельным управлением группами поршней. 2011. С. 23-28. (0,5 п.л./0,25 п.л.)