

Авто рефер  
Р931

На правах рукописи

Рыбальченко Дмитрий Евгеньевич

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО КАЧЕСТВА СМАЗОЧНЫХ СИСТЕМ  
МАШИН ПЕРЕМЕННОЙ СТРУКТУРЫ**

Специальности 01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры  
05.13.06 – Автоматизация и управление технологическими  
процессами и производствами (промышленность)

**АВТОРЕФЕРАТ**  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

621.89 (043.3)

55.03.11

АВТОРЕФ  
Р 931

На правах рукописи

Рыбальченко Дмитрий Евгеньевич

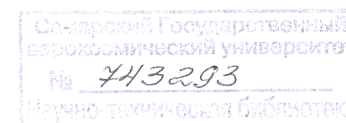
**ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО КАЧЕСТВА СМАЗОЧНЫХ СИСТЕМ  
МАШИН ПЕРЕМЕННОЙ СТРУКТУРЫ**

Специальности 01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры  
05.13.06 – Автоматизация и управление технологическими процессами и производствами (промышленность)

743293

**ВОЗВРАТИТЕ КНИГУ НЕ ПОЗЖЕ**  
обозначенного здесь срока


АВТОРЕФЕРАТ  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук



Самара – 2009

Работа выполнена в государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева»

Научный руководитель:

доктор технических наук, доцент  
Быстров Николай Дмитриевич

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор  
Балякин Валерий Борисович,

доктор технических наук, профессор  
Лысов Владимир Ефимович.

Ведущая организация:

ОАО «Самарское конструкторское бюро машиностроения», г. Самара.

Защита состоится «18» декабря 2009 г. в 10<sup>00</sup> на заседании диссертационного совета Д212.215.02 при государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева» (СГАУ) по адресу: 443086, Самара, Московское шоссе, 34.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке при государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева».

Автореферат разослан «16» ноября 2009 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета Д212.215.02  
доктор технических наук, профессор



Скуратов Д.Л.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

### Актуальность проблемы.

Опыт эксплуатации оборудования показал, что основной причиной выхода деталей и узлов из строя является не поломка, а износ и повреждение их поверхностей трения. Потери от трения и износа в мире исчисляются десятками миллиардов долларов в год. Для снижения трения в год в мире тратится более 100 млн. тонн смазочных материалов. Соппротивление трения поглощает во всем мире 30 - 40% вырабатываемой в течение года энергии. Затраты на ремонт и техническое обслуживание машин, вследствие износа их деталей, превышают первоначальную стоимость: для автомобилей в 6 раз, для самолетов в 5 раз, для станков до 8 раз. В 2008 году в производствах ОАО «АВТОВАЗ» было произведено 16400 ремонтов, связанных с аварийными отказами систем смазки, что привело к 125985 часам простоя оборудования, при этом трудоемкость ремонтов составила более 63350 часов.

Современные тенденции создания гибкого производства связаны с перестраиваемым (реконфигурируемым) оборудованием. Возможность создания производства, способного в короткие сроки адаптироваться к возникающим новым технологическим задачам, является актуальной задачей современного машиностроения. При этом требование создания смазочных систем, способных автоматизировано адаптироваться к новым условиям работы новой системы структурно - компоновочного образования, определяет актуальность исследований в области перекомпонованных смазочных систем.

Повышение динамического качества оборудования связано с решением противоречивой задачи сокращения времени подачи смазочного материала при повышении точности дозирования с целью минимизации энергетических потерь и снижения расхода смазочного материала. Требования, предъявляемые к повышению динамического качества смазываемого оборудования, обуславливают необходимость теоретического и экспериментального исследования динамических процессов в смазочных системах и разработки алгоритмов управления смазыванием по изменению параметров трибосопряжений.

### Цель и задачи исследования.

Цель исследований – создание новой разновидности систем смазывания для машин переменной структуры - перекомпонованной смазочной системы с требуемыми статическими и динамическими характеристиками, обеспечивающей работу пар трения с минимизированными энергетическими потерями при пониженном расходе смазочного материала.

Для достижения поставленной цели в диссертационной работе решены следующие задачи:

1. Разработка алгоритма управления смазыванием, обеспечивающего работу оборудования с минимизированными энергетическими потерями при пониженном расходе смазочного материала, повышающего динамические качества смазываемого оборудования за счет стабилизации толщины смазочной пленки.

2. Разработка математической модели нагнетательного устройства с программируемой подачей (НУПП) для исследования статических и динамических характеристик смазочных систем на этапе проектирования.

3. Разработка НУПП смазочного материала, схемы управления питателем и методики проектирования, включающей выбор максимальной скорости перемещения поршней питателя при сохранении динамической точности дозирования и прочности.

4. Разработка способа диагностики смазочных систем, основанного на контроле отклонений их динамических характеристик, рекомендаций по выбору контрольного элемента цикла движения и его параметра для управления смазыванием гидрофицированных механизмов.

5. Экспериментальная проверка разработанной математической модели НУПП и оценка эффективности смазочных систем с управлением по изменению давления в гидроприводе при выполнении контрольного элемента цикла движения смазываемого механизма.



### Методы исследований.

Теоретические исследования основаны на положениях теории автоматического регулирования, гидродинамики и трибологии с использованием математического моделирования и методов вычислительной математики. Экспериментальные исследования базируются на основных положениях теории математической статистики и проводились на действующем оборудовании и стендах, в том числе созданных автором.

### Научная новизна.

1. Разработан алгоритм управления смазыванием, позволяющий минимизировать энергетические потери смазываемого оборудования при пониженном расходе смазочного материала, и нагнетательное устройство, защищенное патентом РФ, для реализации предложенного алгоритма, которое обеспечивает возможность формирования смазочных систем с требуемыми статическими и динамическими характеристиками.

2. Впервые разработана и экспериментально подтверждена математическая модель НУПП для исследования динамических характеристик смазочных систем на этапе их проектирования.

3. Разработана методика проектирования перекомпоуемых смазочных систем с управлением смазыванием по изменению рабочего давления в гидроприводе в процессе работы пары трения и рекомендации по выбору контрольного элемента цикла движения и его параметра для управления смазыванием, обеспечивающие повышение работоспособности, точности и динамического качества систем машин.

4. Разработан способ диагностики смазочных систем, защищенный патентом РФ, основанный на контроле отклонений их динамических характеристик.

### Практическая ценность.

Предложенный автором алгоритм управления смазыванием позволяет получить до 30% экономии смазочного материала при одновременном снижении среднего значения коэффициента трения за счет автоматического изменения дозы смазки в зависимости от изменения условий работы пары трения.

Разработанное нагнетательное устройство с программируемой подачей смазочного материала, обеспечивающее возможность формирования смазочных систем с требуемыми статическими и динамическими характеристиками и автоматизированную адаптацию смазочной системы к новым потребностям видоизмененной системы машин, повышает эффективность смазывания за счет реализации индивидуального свободно - программируемого режима смазывания выделенных групп трибосопряжений.

Предложенный способ диагностики смазочных систем, основанный на контроле отклонений их динамических характеристик, повышает работоспособность систем за счет автоматизированного контроля их состояния в процессе работы.

Предложенная автором методика проектирования позволяет создать перекомпоуемую смазочную систему с управлением смазыванием по изменению рабочего давления в гидроприводе в процессе работы пары трения.

Разработанная математическая модель НУПП позволяет прогнозировать динамические характеристики смазочных систем при изменении условий их работы.

Полученные экспериментальные данные позволяют расширить технические возможности смазочных систем за счет выбора схемы управления питателем и динамических характеристик процесса смазывания, которые обеспечат работу смазочной системы с повышенной скоростью подачи смазки при сохранении динамической точности дозирования.

**Практическая реализация результатов работы.** На базе предложенных нагнетательного устройства, схемы управления питателем и методики проектирования разработаны смазочные системы сложного металлорежущего оборудования, внедренного в ОАО «АВТОВАЗ» и создана лаборатория смазочных систем в корпоративном университете ОАО «АВТОВАЗ». Методика проектирования смазочных систем используется также в производственном процессе ЗАО «Дидактические системы» и учебном процессе СГАУ.

**Апробация работы.** Основные положения диссертационной работы доложены и обсуждены на научно-практическом семинаре «Рекомендации по разработке и внедрению САПР в машиностроении» (Тольятти, 1988 г), на третьей Всероссийской научно-практической конференции «Применение ИПИ – технологий в производстве (Москва, 2005 г), на международной конференции «Автоматизация и производственный контроль» (Тольятти, 2006 г), на второй международной научно-практической конференции «Исследование, разработка и применение высоких технологий в промышленности» (Санкт-Петербург, 2006), на международных научно-технических конференциях «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» (Самара, 2006 и 2009 г.г.).

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано 23 работы. В том числе 3 научных статьи в ведущих рецензируемых научных изданиях, определенных ВАК РФ и 6 научных статей в других изданиях, 1 авторское свидетельство, 2 патента, 5 тезисов докладов, 4 свидетельства на депонирование и 2 учебных пособия.

**Структура и объем работы.** Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованных источников из 135 наименований и приложения. Общий объем диссертации 201 страница машинописного текста, диссертация содержит 60 рисунков и 18 таблиц.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность выбранной темы и направления исследований, сформулированы основные положения, выносимые на защиту.

**В первой главе** проведен критический анализ современного состояния разработки смазочных систем машин переменной структуры и исследований их статических и динамических характеристик.

Требования к перекомпоуемым системам машин переменной структуры сформулированы в работах Подураева Ю.В., Босизона М.А., Царева А.М., Mehraji M.G., Ulsoy A.G., Koren Y. Факторы, влияющие на коэффициент трения, исследовались в работах Штрибека Р., Петрова Н.П., Дерягина Б.В., Крагельского И.В., Михина Н.М. Кшеминьски-Фреда Х. и др. Способы управления смазыванием предложены Чувиной В.Л. и Земляковым А.М. с соавторами. Моделирование гидравлических систем, как систем автоматического регулирования, связано с именами Попова Д.Н., Абрамова Е.И., Колесниченко К.А., Гимадиева А.Г., Шахматова Е.В., Шорина В.П. и др.

При реализации работы смазываемого оборудования с минимальной потребляемой мощностью  $N_{MIN}$  (рис. 1) в зоне гидродинамической смазки (на участке от  $a$  до  $a_0$ ) при сохранении динамической точности дозирования и сокращении времени подачи смазочного материала возникает задача управления процессом, которая относится к задачам низкочастотной динамики.

На основании анализа характерных особенностей смазочных систем основных разновидностей выявлено, что наиболее полно требованиям смазывания систем машин переменной структуры отвечают последовательные смазочные системы, дозирующе-распределительный элемент которых – последовательный питатель, представляет собой динамическую систему, в которой поршни, дозируя смазочный материал,

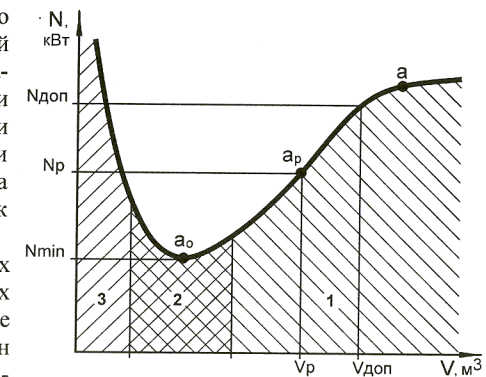


Рисунок 1 – График изменения мощности трения ( $N$ ) в зависимости от объема дозы ( $V$ ) смазочного материала



управляют своей работой, совершая циклически повторяющиеся возвратно-поступательные движения.

Недостатком последовательных смазочных систем является снижение точности дозирования при повышении скорости перемещения поршней питателя.

Несмотря на значительный объем работ, проведенных многими авторами, определение динамических характеристик смазочных систем, обеспечивающих минимизацию энергетических потерь при сохранении динамической точности дозирования и повышении динамического качества машин за счет стабилизации толщины слоя смазочного материала, требует проведения дополнительных исследований.

На основе проведенного анализа состояния проблемы в диссертации сформулированы цель и задачи исследований.

**Вторая глава** посвящена вопросам разработки алгоритма управления смазыванием, обеспечивающего повышение динамического качества машин за счет стабилизации минимально-необходимой, для поддержания гидродинамического режима смазывания, толщины пленки смазочного материала при минимизации энергетических потерь, и нагнетательного устройства для его реализации.

Представлена методика проектирования, рекомендации по выбору контрольного элемента движения и его параметра для управления смазыванием гидрофицированных механизмов по изменению рабочего давления в гидроприводе в процессе работы пары трения, обеспечивающие повышение работоспособности, точности и динамического качества систем машин.

Предложенный автором алгоритм управления смазыванием (рис. 2) узлов и механизмов с гидравлическим приводом, обеспечивающий минимизацию энергетических потерь и расхода смазочного материала, включает подачу к паре трения перед началом цикла смазывания объема  $V_{MIN}$  смазочного материала, который обеспечивает заведомо жидкостный режим трения, контроль рабочего давления  $P_{КД}$  в гидроприводе в процессе работы пары трения и подачу дополнительной порции смазочного материала в момент, когда по мере истончения пленки смазки жидкостный режим трения переходит в граничный, а коэффициент трения, достигнув своего минимального значения, начинает расти.

Разработанное автором, нагнетательное устройство (НУ) (рис. 3) на базе последовательного питателя позволяет:

- повысить динамическую точность дозирования за счет применения новой схемы управления работой питателя;
- обеспечить управление смазыванием по изменению параметров трибосопряжения в процессе работы;
- обеспечить автоматизированную адаптацию смазочной системы к изменению состава потребителей, и возможность независимой подачи каждому потребителю дополнительной дозы смазочного материала с целью минимизации энергетических потерь и повышения

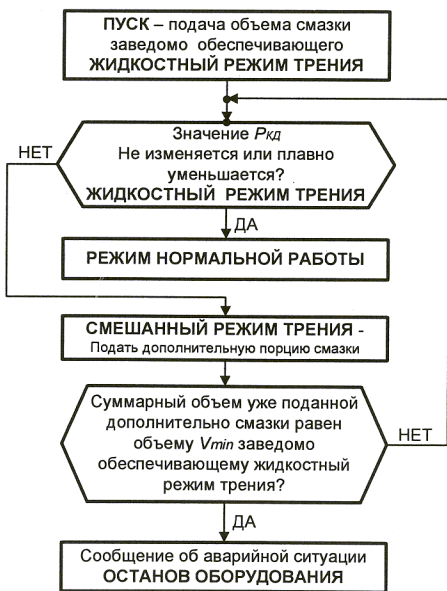


Рисунок 2 – Алгоритм управления смазыванием узлов и механизмов с гидравлическим приводом

динамического качества смазываемого оборудования;

- выделить в составе оборудования зоны с независимыми режимами смазывания;
- выполнить автоматизированную диагностику состояния НУ, контролируя точность дозы смазочного материала, выдаваемой из каждого выхода;
- осуществить автоматизированный поиск потребителя, не принимающего предназначенную ему дозу смазочного материала;
- создать комбинированную смазочную систему, включающую, в частности, питатели как последовательного, так и импульсного действия.

Для устранения влияния на изменение рабочего давления дополнительных факторов, выбор контрольного элемента движения для управления смазыванием гидрофицированных механизмов предложено выполнять с учетом циклограммы их работы и диаграмм расходно-перепадных характеристик в централизованном гидроприводе.

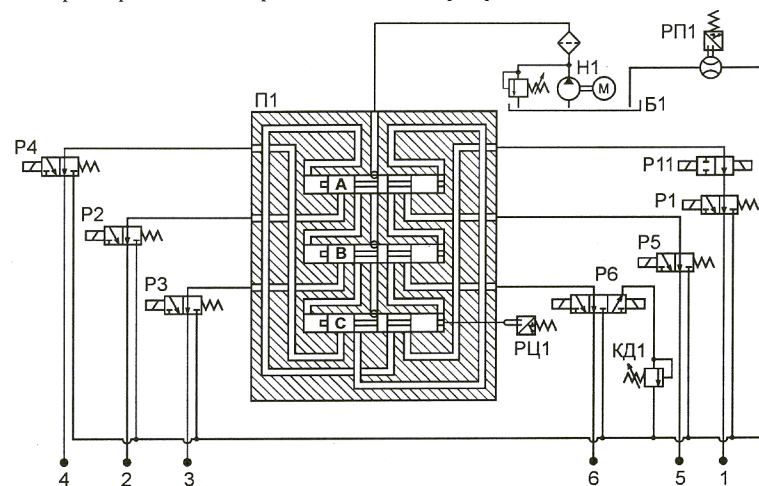


Рисунок 3 – Функциональная схема нагнетательного устройства с программируемой подачей смазочного материала: Б1 – бак со смазочным материалом; Н1 – насос; П1 – последовательный питатель; РЦ1 – реле цикла; Р1 – Р6, Р11 – гидрораспределители с электромагнитным управлением; КД1 – клапан давления; РП1 – реле протока.

Предложенный способ диагностики состояния смазочных систем, основанный на контроле отклонений их динамических характеристик, включает контроль времени цикла работы питателя и сравнение его с эталонным значением, которое определяют в процессе проведения приемо-сдаточных испытаний оборудования, когда трубопроводы и каналы смазочной системы гарантированно отвечают предъявляемым к ним требованиям.

По разработанной автором методике при управлении смазыванием по изменению рабочего давления для расчета минимально-необходимого объема ( $V_{MIN}$ ) смазочного материала, предложено использовать уравнение

$$V_{MIN} = A \delta K_H K_N K_K \quad (1)$$

где  $A$  – эквивалентная площадь смазки;  $\delta$  – толщина пленки смазки;  $K_H$  – коэффициент конструктивного исполнения;  $K_N$  – коэффициент нагрузки;  $K_K$  – коэффициент кратности.

При этом коэффициент конструктивного исполнения рассчитывается как

$$K_H = K_L K_T,$$

где  $K_L$  – коэффициент типа подшипника;  $K_T$  – коэффициент, учитывающий форму и расположение направляющих.

При расчете объема смазочного материала для выбора типоразмера рабочих секций питателей, при управлении смазыванием по изменению рабочего давления, применяется понижающий коэффициент кратности  $K_K$ , который при определении  $V_{MIN}$  обеспечивающего заведомо жидкостный режим трения принимается равным 1.

Для расчета минимально-необходимого давления подачи смазочного материала в точку смазки ( $P_{Tmin}$ ) предложено использовать формулу

$$P_{Tmin} = \Delta P_{ПТ} + \Delta P_{ПИТ} + \Delta P_{СТ} + P_{СК} \quad (2)$$

где  $\Delta P_{ПТ}$  – суммарные потери давления на всех участках подводящих трубопроводов всех задействованных последовательно установленных питателей;  $\Delta P_{ПИТ}$  – суммарные потери давления во всех задействованных последовательно установленных питателях;  $\Delta P_{СТ}$  – потери давления в трубопроводе, подводящем смазочный материал к паре трения;  $\Delta P_{СК}$  – противодействие в смазочном канале, к которому подключен трубопровод.

Минимально необходимое давление в смазочной системе предложено рассчитывать по диаграмме, которая представляет собой распределение по времени цикла смазывания минимально-необходимых давлений подачи смазочного материала в каждую точку смазочной системы, рассчитанных по формуле (2).

**В третьей главе** представлена разработанная автором математическая модель смазочной системы как системы автоматического регулирования (САР) для исследования динамических характеристик смазочных систем на этапе проектирования и методика расчета максимально допустимой скорости перемещения поршней питателя из условия заданного запаса прочности деталей рабочей секции питателя методом конечных элементов. Приведены результаты численного эксперимента.

На рис. 4 представлена функциональная, а на рис. 5 – структурная схема САР смазывания пары трения, подключенной к выходу №1 НУ, работающая по алгоритму (рис. 2), предложенному автором.

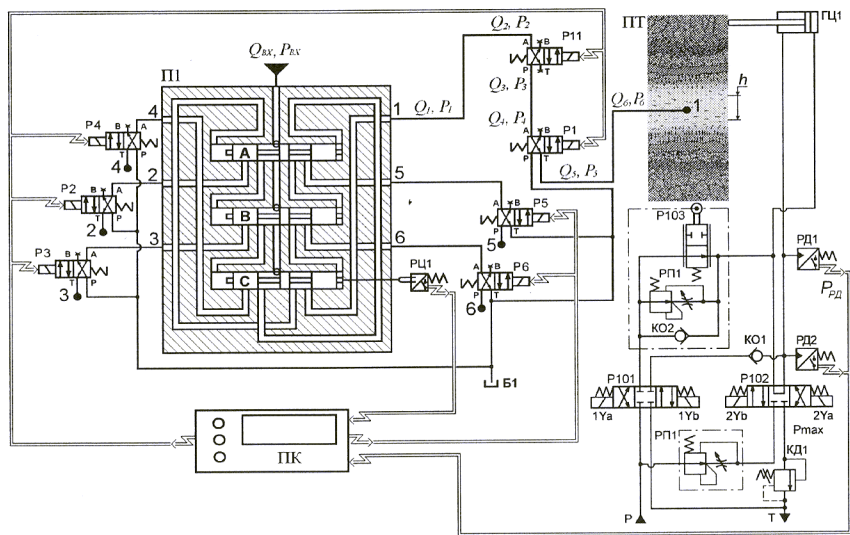


Рисунок 4 - Функциональная схема САР смазывания пары трения

Смазывание осуществляется следующим образом. От управляющего устройства - промышленного контроллера ПК (рис. 4) сигнал поступает на электромагнит гидрораспределителя P11, входящего в состав исполнительного устройства, который открывает возможность перемещения поршней питателя ПИ.

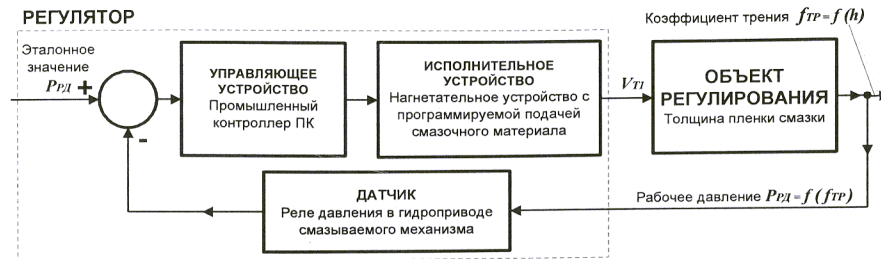


Рисунок 5 - Структурная схема САР смазывания пары трения

К паре трения ПТ, в соответствии с алгоритмом (рис. 2), поступает объем  $V_{MIN}$  смазочного материала, рассчитанный по формуле (1) при  $K_K = 1$ , который обеспечивает заведомо жидкостный режим трения. После поступления в систему управления заданного количества сигналов от реле цикла РЦ1, пропорционального  $V_{MIN}$ , управляющее устройство снимает сигнал с гидрораспределителя P11, останавливая перемещение поршней питателя.

По мере истончения пленки смазки пропорционально изменению коэффициента трения изменяется и величина рабочего давления в гидроприводе при перемещении смазываемой пары трения. При достижении контрольного значения  $P_{КД}$ , заданного настройкой реле давления РД1, которое непрерывно отслеживается с частотой работы контроллера ПК1, регулятор формирует последовательность команд для подачи дополнительной порции смазочного материала к паре трения ПТ. В момент выполнения очередного цикла работы, управляющее устройство по наличию сигналов от РД1 и РД2 оценивает изменение коэффициента трения через изменение рабочего давления и, при необходимости, формирует последовательность команд для подачи очередной дополнительной порции смазочного материала к паре трения.

При моделировании принято, что выходы №2 - №6 через гидрораспределители P2 – P6 постоянно подключены к смазочному баку Б1 и противодействие  $P_{ТТ}$  подаче смазочного материала на этих выходах равно нулю.

Структурная схема математической модели САР смазывания пары трения на базе нагнетательного устройства с программируемой подачей смазочного материала, реализованная в пакете MATLAB/Simulink, представлена на рис. 6.

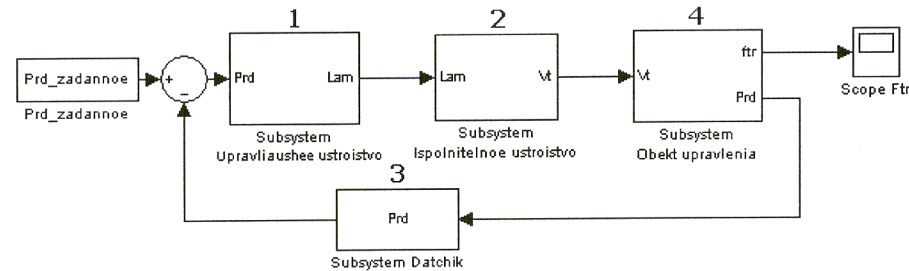


Рисунок 6 - Реализация математической модели САР смазывания пары трения в пакете MATLAB/Simulink

В макроблоках (см. рис. 6) реализованы математические модели: 1 – управляющего устройства (модель работы системы управления); 2 – исполнительного устройства (модель формирования требуемой порции смазочного материала  $V_{TT}$ ) и 3 – датчика САР (модель работы реле давления), которые в совокупности образуют модель регулятора; 4 – модель объекта управления (зависимость рабочего давления  $P_{ПД}$  от толщины смазочной пленки).



Рассмотрен основной элемент НУ – последовательный питатель, расчетная схема рабочей секции которого представлена на рис. 7.

При выводе уравнений питателя приняты следующие допущения:

- поток рабочей жидкости в каналах питателя ламинарный и квазистационарный;

- рабочая жидкость несжимаема, а ее температура постоянна;

- перетечки по радиальному зазору между поршнем и проточкой в корпусе рабочей секции пренебрежимо малы;

- сухое трение между поршнем и корпусом рабочей секции и сила трения покоя, определяющая начальную силу срабатывания поршня, отсутствуют;

- ход  $y_{рп}$  пружины обратного клапана (ОК), встроенного в рабочую секцию, равен

ходу поршня  $x_{пj}$ , а величина предварительного сжатия пружины, гидродинамическая сила, действующая на шаровой затвор ОК и его масса  $m_{ш}$  пренебрежимо малы;

- реакции левой и правой упорных пробок рабочей секции на поршень и объемная податливость стенок каналов рабочей секции не учитываются из-за их малости.

Уравнение движения поршня питателя записано следующим образом

$$m_{пj} \frac{d^2 x_{пj}}{dt^2} + \lambda_{трj} \frac{dx_{пj}}{dt} + \gamma_{прж} x_{пj} = S_{пj} (P_{3j} - P_{4j}), \quad (3)$$

где  $m_{пj}$  – масса поршня с учетом присоединенной массы жидкости в канале питателя;  $j$  – номер выхода питателя в соответствии с очередностью подачи смазочного материала из исходного положения – все поршни справа;  $x_{пj}$  – координата поршня питателя вдоль его оси;  $t$  – время;  $\lambda_{трj}$  – коэффициент, учитывающий вязкое трение;  $\gamma_{прж}$  – жесткость пружины встроенного в рабочую секцию обратного клапана;  $S_{пj}$  – площадь торцевой поверхности поршня;  $P_3$  – давление в подводящей полости;  $P_4$  – давление в отводящей полости.

Масса поршня с учетом присоединенной массы жидкости в канале питателя рассчитывается по формуле.

$$m_{пj} = m_j + m_{жj} \left( \frac{d_{пj}}{d_{кj}} \right)^4, \quad (4)$$

где  $m_j$  – масса поршня питателя;  $m_{жj}$  – масса жидкости в канале после поршня питателя;  $d_{пj}$  – диаметр поршня;  $d_{кj}$  – эквивалентный диаметр проходного сечения канала питателя.

Исходя из уравнения расхода через дроссельную щель, образованную предыдущим поршнем питателя, давление в подводящей полости поршня ( $P_3$ ) рассчитывается по формуле

$$P_3 = P_{вх} - \Delta P_{пкj} - \frac{\rho}{2} \left( \frac{dx_{пj}}{dt} \right)^2 \frac{S_{пj}^2}{(\mu_{дщ} S_{дщj-1})^2}, \quad (5)$$

где  $\Delta P_{вх}$  – давление на входе в питатель;  $\Delta P_{пкj}$  – потери давления в подводящем канале;  $\rho$  – плотность рабочей жидкости;  $\mu_{дщ}$  – коэффициент расхода дроссельной щели;  $S_{дщj-1}$  – площадь проходного сечения дросселирующего элемента.

Площадь проходного сечения ( $S_{дщj-1}$ ) дросселирующего элемента при открытии цилиндрическим поршнем канала круглого сечения можно определить из уравнения

$$S_{дщj-1} = 2 \left( \frac{r^2}{2} \arcsin \frac{x_{пj-1}}{r} + \frac{x_{пj-1}}{2} \sqrt{r^2 - x_{пj-1}^2} \right) \Big|_{x_{пj-1}}^{x_{пj}}, \quad (6)$$

где  $r$  – радиус канала питателя.

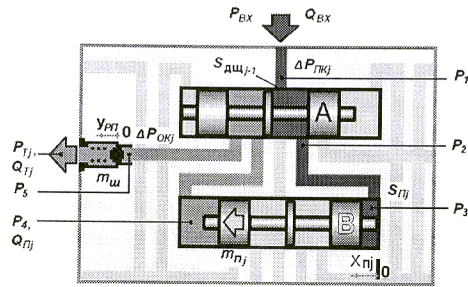


Рисунок 7 – Расчетная схема подачи смазочного материала на выход рабочей секции последовательного питателя

Исходя из уравнения расхода через встроенный в рабочую секцию обратный клапан, давление в отводящей полости поршня определяется равенством

$$P_{4j} = P_{трj} + \frac{\rho}{2(\mu_{ш} S_{ш})^2} \left( \frac{dx_{пj}}{dt} S_{пj} \right)^2 + \Delta P_{окj}, \quad (7)$$

где  $P_{трj}$  – противодействие подаче смазочного материала в пару трения;  $\mu_{ш}$  – коэффициент расхода обратного клапана;  $S_{ш}$  – площадь проходного сечения обратного клапана;  $\Delta P_{окj}$  – потери давления в отводящем канале.

Площадь проходного сечения обратного клапана рассчитывается как

$$S_{ш} = \pi d_{кc} y_{рп}, \quad (8)$$

где  $d_{кc}$  – диаметр канала седла ОК;  $y_{рп}$  – рабочий ход шарового затвора ОК.

Потери давления в подводящем  $\Delta P_{пкj}$  и отводящем  $\Delta P_{окj}$  каналах питателя, определяются по обобщенной формуле

$$\Delta P_j = 32 \rho \nu \frac{dx_{пj}}{dt} \frac{d_{пj}}{d_{кj}} \sum \frac{L_{кj}}{d_{кj}^2} + \frac{\rho}{2} \left( \frac{dx_{пj}}{dt} \frac{d_{пj}}{d_{кj}} \right)^2 \sum \zeta, \quad (9)$$

где  $\nu$  – кинематическая вязкость рабочей жидкости;  $dx_{пj}/dt$  – скорость поршня;  $L_{кj}$  – длина канала;  $\zeta$  – коэффициент местного сопротивления.

Коэффициент, учитывающий вязкое трение, рассчитывается по формуле

$$\lambda_{трj} = \frac{\rho \nu}{\varepsilon_{0j}} b_j l_j, \quad (10)$$

где  $\varepsilon_{0j}$  – радиальный зазор между поршнем и проточкой, в которой он перемещается;  $b_j$  – ширина щели;  $l_j$  – длина щели.

В итоге математическая модель последовательного питателя представлена логико-динамической системой алгебраических и дифференциальных уравнений (3) – (10) и условий их применения, устанавливающих последовательность работы поршней питателя.

На рис. 8 приведены результаты численного эксперимента, иллюстрирующие преимущества предложенной автором схемы управления питателем по сигналу о завершении половины цикла его работы, которая повышает динамическую точность дозирования за счет выделения на отработку сигнала о завершении цикла смазывания дополнительного интервала времени по продолжительности равного времени половины цикла работы питателя.

Установлено, что при таком управлении максимальная скорость поршня питателя может быть увеличена с 0,08 до 0,16 м/с при сохранении динамической точности дозирования.

Методика проектирования смазочных систем, предложенная автором, включает проверку скорости перемещения поршней питателя, обеспечивающей сохранение динамической точности дозирования, по условию заданного запаса прочности деталей рабочей секции питателя методом конечных элементов в пакете MSC/ADAMS.

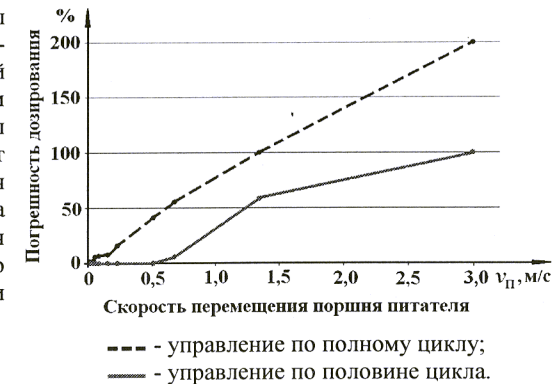


Рисунок 8 – Зависимость динамической точности дозирования от схемы управления питателем

При соударении поршня с упорной пробкой порождается переходный затухающий колебательный процесс (рис 9).

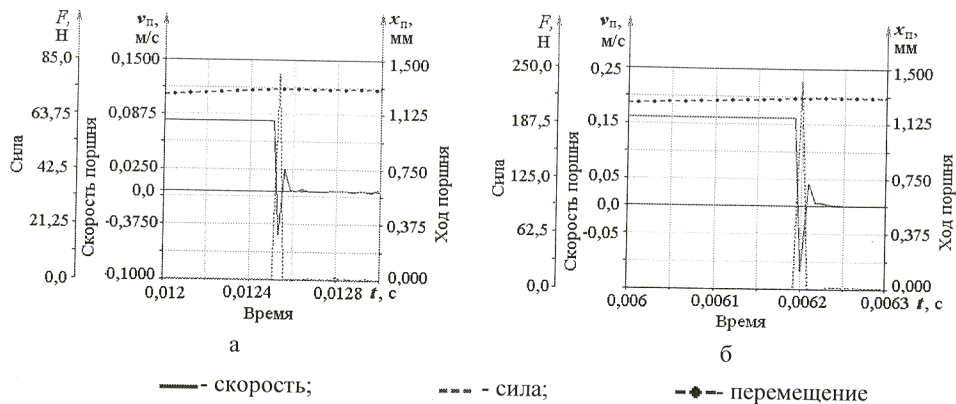


Рисунок 9 - Зависимости скорости, силы и перемещения от времени в фазе соударения при начальной скорости поршня: а - 0,08 м/с; б - 0,16 м/с

Скорость падает до нулевого значения, и поршень практически останавливается. При этом колебания скорости перемещения поршня после контакта с пробкой объясняются его поперечными деформациями вследствие упрощения конечно-элементной модели. При работе питателя в реальных условиях колебания скорости поршня после контакта отсутствуют, так как поршень движется в проточке рабочей секции, которая ограничивает его изгиб, однако напряжения в поперечном направлении имеют место.

В результате расчета по четвертой (энергетической) теории прочности Хубера - Мизеса - Хенки определены значения максимального усилия, величина упругой пластической деформации упорной пробки и напряжения в момент соударения при различных значениях скорости поршня.

Установлено, что для обеспечения возможности работы последовательных питателей со скоростью перемещения поршней 0,16 м/с с запасом прочности  $n = 2,8$  предел прочности материалов, из которых изготовлены поршень, корпус и упорная пробка рабочей секции, должен быть равен 1442 МПа. Таким требованиям отвечает легированная конструкционная сталь 30ХГС (ГОСТ 4543-71), предел прочности которой при закалке 870 - 890°C и отпуске 200°C составляет 1470 МПа, а предел выносливости 696 МПа.

Динамические характеристики процесса смазывания пары трения «Плоские направляющие силового стола» в форме диаграмм объема ( $V$ ) смазочного материала, подаваемого к паре трения, и коэффициента трения ( $f_{тр}$ ) при управлении смазыванием по заданному периоду и по предложенному автором алгоритму, отслеживающему изменение рабочего давления, приведены на рис. 10.

Представленные результаты наглядно подтверждают преимущества управления циклом смазывания по изменению рабочего давления, применение которого позволяет получить до 30% экономии смазочного материала (рис. 10, а) по сравнению с управлением смазыванием по заданному периоду обновления пленки смазки.

При этом среднее значение коэффициента трения при установившемся режиме работы снижается на 13% - с 0,060 до 0,052 (рис. 10, б), что позволяет осуществлять работу с меньшим значением мощности, потребляемой приводом.

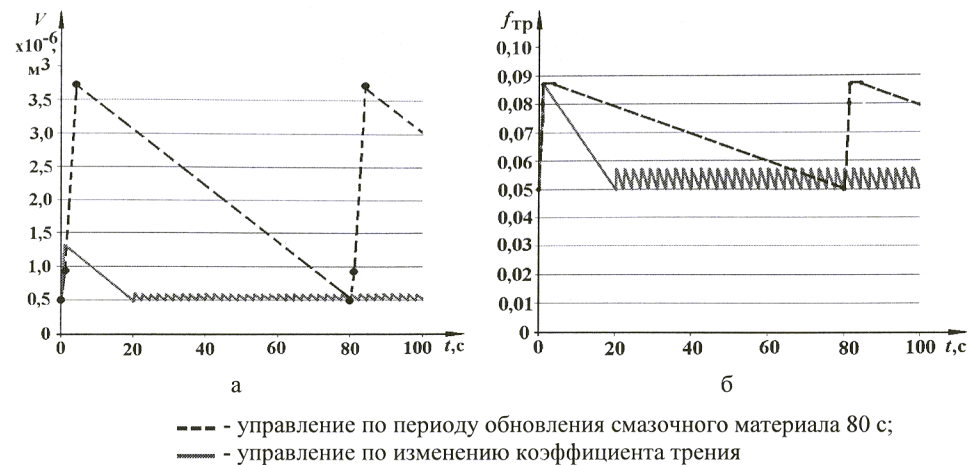


Рисунок 10 – Динамические характеристики процесса смазывания плоских направляющих силового стола:

- а - диаграмма изменения объема смазочного материала;
- б - диаграмма изменения коэффициента трения

В четвертой главе представлено описание и результаты экспериментальных исследований НУПП, выполненных на разработанной автором испытательной установке (рис. 11), которая позволяет отработать схемы управления работой питателя и провести исследования статических и динамических характеристик НУПП, а так же на стенде фирмы TTV (Германия) и на разработанном и внедренном в действующее производство оборудовании.

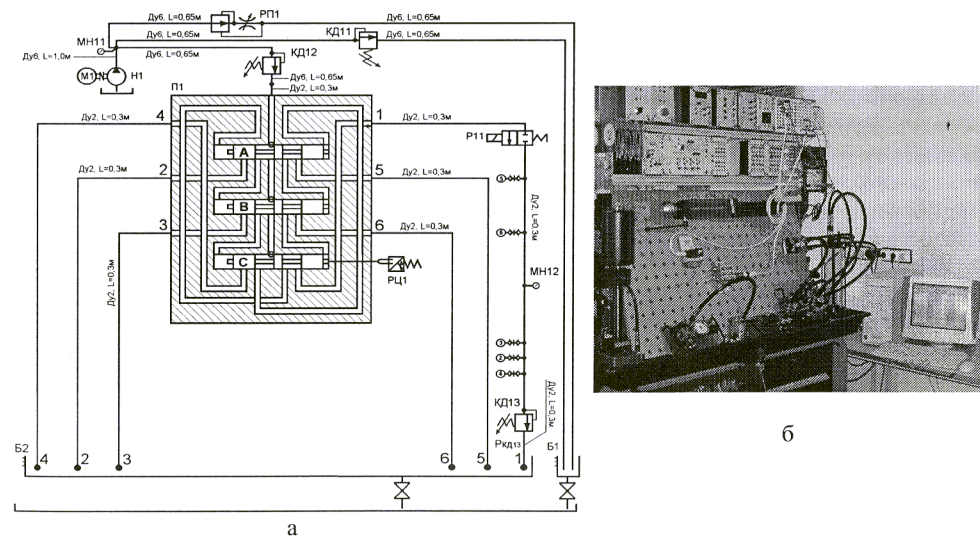


Рисунок 11 - Испытательная установка на базе гидравлического стенда фирмы FESTO: а – схема гидравлическая принципиальная; б - общий вид



В ходе испытаний установлено, что минимальное давление срабатывания последовательного питателя находится в диапазоне от 0,3 до 0,5 МПа, а при подаче давлений 5,0 и 10,0 МПа в течение 60 минут перетечки по поршням питателей отсутствуют.

Экспериментально получены зависимости скорости перемещения поршня питателя от расхода и давления на его входном отверстии и величины противодавлений на его выходах, а также зависимость динамической точности работы нагнетательного устройства от схемы управления питателем.

Хорошая сходимость данных численного моделирования и натурального эксперимента (рис. 12) в зоне рекомендуемых рабочих характеристик позволила сделать вывод об адекватности, разработанной автором математической модели НУПП, реальным процессам, имеющим место при функционировании смазочных систем.

### ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

В результате проведенных исследований решена задача, имеющая существенное значение для улучшения эксплуатационных характеристик смазываемого оборудования: создана новая разновидность систем смазывания машин переменной структуры - перекомпонованная смазочная система с требуемыми статическими и динамическими характеристиками.

При этом были получены следующие результаты:

1. Разработан алгоритм управления смазыванием, учитывающий отклонения рабочего давления в гидроприводе смазываемого механизма от эталонного значения при выполнении контрольного элемента цикла движения, что обеспечивает работу смазываемого оборудования с минимизированными энергетическими потерями при пониженном расходе смазочного материала и повышает его динамические качества за счет стабилизации толщины пленки смазки.
2. Разработана математическая модель нагнетательного устройства как логико-динамическая система, включающая алгебраические и дифференциальные уравнения и условия их применения, позволяющая проводить исследования динамического качества смазочных систем на этапе проектирования.
3. Разработано нагнетательное устройство и методика проектирования, обеспечивающее возможность реализации предложенного алгоритма смазывания, обоснованы схема управления питателем и максимальная скорость его поршней, расширяющие технические возможности смазочной системы за счет сокращения времени подачи смазочного материала при сохранении динамической точности дозирования.
4. Разработан способ диагностики, учитывающий отклонения динамических характеристик смазочной системы, рекомендации по выбору контрольного элемента цикла движения и его параметра для управления смазыванием гидрофицированных механизмов, повышающие работоспособность оборудования.

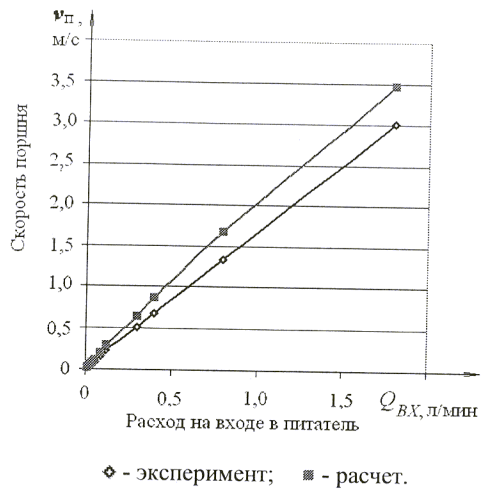


Рисунок 12 - Зависимость скорости перемещения поршня питателя MSP-BSP-3-5T-5T-5T от расхода на входе в питатель  
 ◆ - эксперимент; ■ - расчет.

5. Моделированием работы САР смазывания установлено, что управление смазыванием по изменению рабочего давления в гидроприводе при выполнении контрольного цикла движения смазываемого механизма позволяет получить до 30% экономии смазочного материала при одновременном снижении среднего значения коэффициента трения.

6. Экспериментальными исследованиями на разработанном автором стендовом оборудовании подтверждена адекватность математической модели нагнетательного устройства и эффективность предложенной автором схемы управления работой питателя.

Результаты исследований апробированы и внедрены в ОАО «АВТОВАЗ» и ЗАО «Дидактические системы», а также в учебном процессе СГАУ.

Основное содержание работы изложено в следующих публикациях:

#### в ведущих рецензируемых научных изданиях, определенных ВАК РФ

1. Рыбальченко, Д.Е. Применение последовательных смазочных систем в производственных системах машин с автоматической сменой узлов и изменяющейся структурой [Текст] / Д.Е. Рыбальченко, А.М. Царев // Мехатроника, автоматизация, управление. – 2007. - №1. - С. 45–53.
2. Рыбальченко, Д.Е. Математическая модель последовательных питателей для централизованных смазочных систем [Текст] / Д.Е. Рыбальченко, Е.В. Шахматов, Г.О. Белов, В.Н. Илюхин // Вестник Сам. гос. аэрокосм. ун-та. – 2008. - №1. - С 152-161.
3. Рыбальченко, Д.Е. Управление смазыванием по изменению параметров пар трения с использованием последовательных питателей [Текст] / Д.Е. Рыбальченко, Н.Д. Быстров // Вестник Сам. гос. аэрокосм. ун-та. – 2009. - №1. - С 280–289.

#### в других изданиях

4. А.с. 1569445 СССР, МПК<sup>5</sup> F15B11/04. Гидропривод [Текст] / Д.Е. Рыбальченко (СССР); заявитель Волжское объединение по производству легковых автомобилей - № 448163; заявл. 12.02.88; опубл. 07.06.90, Бюл. №21. – 3 с.: ил.
5. Пат. 200273792 Российская Федерация, МПК<sup>7</sup> F16N25/02. Нагнетательное устройство с программируемой подачей смазочного материала и централизованным контролем [Текст] / Рыбальченко Д.Е.; заявитель и патентообладатель ОАО «АВТО-ВАЗ» - № 2004116647/06; заявл. 01.06.2004; опубл. 10.04.2006, Бюл. №10. – 1 с.: ил.
6. Пат. 2319060 Российская Федерация, МПК<sup>7</sup> F16N25/02. Способ диагностики автоматизированных последовательных смазочных систем [Текст] / Рыбальченко Д.Е.; заявитель и патентообладатель ОАО «АВТОВАЗ» - № 2006116827/06; заявл. 16.05.2006; опубл. 10.03.2008, Бюл. №7. – 1 с.: ил.
7. Рыбальченко, Д.Е. Конструкция и принцип действия специальных устройств смазочной техники. Типовые схемные решения. [Текст]/ Д.Е. Рыбальченко, С.Ф. Тархов // Учебно-методические материалы системы автоматизированного обучения. – М., 2001. – 99 с. - Деп. в РАО 04.09.01, №5047.
8. Рыбальченко, Д.Е. Технология ремонта подшипниковых узлов [Текст]/ Д.Е. Рыбальченко, С.Ф. Тархов // Учебно-методические материалы системы автоматизированного обучения. – М., 2002. – 99 с. - Деп. в РАО 16.10.02, №5922.
9. Рыбальченко, Д. Е. Автоматизированный расчет гидроприводов автоматических линий и агрегатных станков [Текст] // Автомобилестроение. Отеч. произв. опыт : экспресс-информ./ Филиал ЦНИИТЭИ автопрома. – Тольятти, 1988. – Вып. 12. – С. 13–17.
10. Рыбальченко, Д. Е. Автоматизация проектирования гидроприводов автоматических линий и агрегатных станков [Текст] // Рекомендации по разработке и внедрению САПР в машиностроении: Тезисы докладов науч.- практ. семинара – Тольятти, 1989. – С. 15-17.
11. Рыбальченко, Д.Е. Автоматизация проектирования гидроприводов станков и автоматических линий : учеб. пособие [Текст] / Д.Е. Рыбальченко; под ред. М.Е. Гойдо, Челябинский госуд. техн. ун-т. – Челябинск, 1990. – 70 с.

12. **Рыбальченко, Д.Е.** Комплексные САПР в перекомпоуемых системах машин [Текст] / Д.Е. Рыбальченко // Применение ИПИ – технологий в производстве: Тезисы докладов третьей всероссийской науч.- практ. конференции – М., 2005. – С. 73-75.
13. **Рыбальченко, Д.Е.** Проблемы оптимального смазывания / Д.Е. Рыбальченко // Трение, износ, смазка [Электр. ресурс]. – 2005. – Т.4, № 25. – 7 с.
14. **Рыбальченко, Д.Е.** Формирование сигналов для управления смазыванием [Текст] / Д.Е. Рыбальченко // Приводная техника. – 2006. – №2. – С. 34–42.
15. **Царев, А.М.** Агрегатирование перекомпоуемых производственных систем с применением автоматизированного смазывания сменных узлов. [Текст] / А.М. Царев, Д.Е. Рыбальченко // Автоматизация и производственный контроль: Труды междунар. конф.: Часть 1. – Тольятти, 2006. – С 175–177.
16. **Рыбальченко, Д.Е.** Автоматизированные системы смазывания на базе нагнетательного устройства с программируемой подачей в перекомпоуемых производственных системах. [Текст] / Д.Е. Рыбальченко, А.М. Царев //: Автоматизация и производственный контроль: Труды междунар. конф.: Часть 1. – Тольятти, 2006. – С 180–184.
17. **Рыбальченко, Д.Е.** Адаптивное смазывание технологического оборудования [Текст] / Д.Е. Рыбальченко // Высокие технологии, фундаментальные и прикладные исследования, образование. Т.6: Сборник трудов Второй междунар. научно-практ. конф. «Исследование, разработка и применение высоких технологий в промышленности». 07-09.02.2006, Санкт-Петербург, Россия / Под. ред. А.П. Кудинова, Г.Г. Матвиенко, В.Ф. Самохина. СПб.: Изд-во политех. ун-та, 2006. – С. 308–310.
18. **Рыбальченко, Д.Е.** Математическая модель системы автоматического управления смазыванием [Текст]/ Д.Е. Рыбальченко, Е.В. Шахматов, В.Н. Илюхин; Самар. госуд. аэрокосмич. ун-т. – Самара, 2009. – 42 с – Деп. в ВИНТИ 18.06.09, №377-В 2009.
19. Рыбальченко, Д.Е. Комбинированные смазочные системы технологического оборудования. / Д.Е. Рыбальченко, Н.Д. Быстров// Проблемы и перспективы развития двигателестроения: Материалы докладов международной научн.-техн. конф.: Часть 1 – Самара, 2006. – С 99 – 101.
20. **Наземцев А.С.** Пневматические и гидравлические приводы и системы [Текст]: в 2 т./ А.С. Наземцев, Д.Е. Рыбальченко. Т 2. Гидравлические приводы и системы. Основы: учебное пособие. – М.: ФОРУМ, 2007. – 304 с.
21. **Рыбальченко, Д. Е.** Экспериментальное исследование статических и динамических характеристик нагнетательного устройства с программируемой подачей смазочного материала [Текст] / Д.Е. Рыбальченко; Самар. госуд. аэрокосмич. ун-т. – Самара, 2008. – 18 с.: - Библ. 6 назв. – Рус. – Деп. в ВИНТИ 12.03.08, №204-В-2008.
22. **Рыбальченко, Д.Е.** Расчет прочности рабочей секции последовательного питателя методом конечных элементов. [Текст] / Д.Е. Рыбальченко, С.С. Воронин, А.Б. Прокофьев // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: Материалы докладов международной научн.-техн. конф. (24 – 26 июня 2009 г.). – Самара, 2009. – С 226–227.
23. **Рыбальченко, Д.Е.** Математическая модель автоматической системы смазки с программируемой подачей смазочного материала [Текст] / Д.Е. Рыбальченко, Е.В. Шахматов, В.Н. Илюхин. // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: Материалы докладов международной научн.-техн. конф. (24 – 26 июня 2009 г.). – Самара, 2009.– С 244–245.

Подписано в печать 23 октября 2009 г.

Формат 60×84 1/16

Бумага офсетная

Усл. п. л. 1.0

Тираж 100 экз.

Отпечатано с готового оригинал-макета

443086, Московское шоссе, 34, СГАУ.