

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ УКРАИНЫ
КЕВСКИЙ МЕЖДУНАРОДНЫЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ ГРАЖДАНСКОЙ АВИАЦИИ

На правах рукописи

Сахно Юрий Алексеевич

**ПРОЦЕССЫ И УСТРОЙСТВА ДЕЛЕНИЯ И СУММИРОВАНИЯ
ПОТОКОВ В ГИДРОСИСТЕМАХ МАШИН**

Специальность 05.02.03 – Системы приводов

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Киев – 1995

Диссертация представлена в виде рукописи.

АВ 33.184

Работа выполнена в Черниговском технологическом институте.

Официальные оппоненты - Доктор технических наук,
профессор Федорец Владимир
Александрович

Доктор технических наук,
профессор Чкалов Валерий
Васильевич

Доктор технических наук,
профессор Искочич-Лотоцкий
Ростислав Дмитриевич

ЛННБ України ім.В.Стефаніка



00779444 (Z)

Ведущее предприятие - Краматорское станкостроитель-
ное объединение, г.Краматорск

Защита состоится "25" января 1996 г.

в "15" часов на заседании специализированного совета

ДСІЗ5.04

в Киевском международном государ-
ственном университете гражданской авиации.

/Украина, 252058, г.Киев, ул.Комарова, 1/

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Киевского
международного государственного университета гражданской авиа-
ции по указанному адресу.

Автореферат разослан "23" декабря 1995 г.

Ученый секретарь
специализированного совета

Н.С.Кулик

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность. Экономическое и социальное развитие Украины на данном этапе неразрывно связано с задачами расширения исследований, результаты которых позволили бы создать принципиально новые виды продукции, техники и технологии, обеспечили бы ускоренный выпуск многофункциональных видов техники конкурентноспособной на внешнем рынке.

Перспективным направлением развития машиностроения, способствующим выполнению указанных задач, является создание комплексов технологического оборудования для реализации гибких производственных систем. В различных отраслях машиностроения комплексы формируют на базе гидрофицированного оборудования с передачей энергии к движущимся частям через жидкость для обеспечения требуемых циклограмм работы механизмов в зависимости от размеров и формы обрабатываемых изделий, строго определенных формообразующих движений в широком диапазоне постоянных и переменных нагрузок.

При подаче жидкости от насоса одновременно к нескольким потребителям возможности применяемых гидросистем с переключением клапаном и параллельно включенными в работу одноканальными дроссельными регулирующими устройствами ограничены. Практика показывает, что, например при параллельной работе гидродвигателей, подаче жидкости к нескольким элементам гидроавтоматики, устройствам адаптивного управления, в смазочные устройства, они не обеспечивают стабильную работу механизмов вследствие взаимного влияния давлений и расходов в параллельных потоках как при изменении внешних, так и внутренних /силы трения, демпфирования, противодействия и т.п./ нагрузок, а также вследствие интерференции местных сопротивлений. Регуляторы потока, как автономные аппараты, при работе не взаимодействуют между собой и функционируют, не координируя работу системы потребителей в целом; при равенстве давлений потребителя и насоса нарушается стабильная согласованная работа потребителей, происходит разбалансировка настроенного технологического цикла. Причем, в режиме постоянного давления, при дроссельном способе регулирования расхода, гидросистема с избыточной производительностью насоса имеет весьма низкий КПД /не более 0,4/.

Конструктору гидравлических систем всякий раз приходится решать минимаксную задачу: при минимальном количестве насосных станций обеспечивать максимальные возможности /при заданных ограничениях/ по механизации и автоматизации технологического цикла про-

блема создания оптимальной структуры системы объемных гидроприводов с параллельной работой нескольких потребителей усугубляется еще и тем, что промышленностью не в полной мере освоены и не выпускаются насосы на расходы менее $0,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ при высоком объеме КПД для меловязких жидкостей ввиду проблемы уплотнения рабочих эзоров в подвижных частях насосов. Поэтому, в области малых расходов возможности создания высокоэффективных гидросистем для одновременного обслуживания нескольких потребителей в условиях синхронизации потоков жидкости используются недостаточно полно и обстоятельно.

Гидросистемы с делительными и суммирующими клапанами, исследуемые в данной работе, в отличие от вышерассмотренных систем не только адаптируются к факторам воздействия, но и сохраняют взаимное соотношение расходов в потоках при изменении давлений путем автоматического перераспределения подводимой энергии и изменения внутренних сопротивлений гидромагистралей.

Известно, что создание для гидросистем с одним насосом сложных, но эффективных и надежных конструкций многопоточных делительных и суммирующих клапанов для промышленных целей является весьма проблематичным. Даже более простые двухпоточные делительные клапаны, производство которых налажено в США, ФРГ, Англии и других высокоразвитых странах, не удовлетворяют потребителей по надежности работы и техническим данным /отсутствуют типоразмеры на расходы менее $0,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ в отводе/. Синтез делительных и суммирующих клапанов на число потоков более двух представляет собой, как известно, многовариантную задачу; в природе нет аналогов подобных устройств. В связи с этим вопрос систематического теоретического и экспериментального исследования процесса деления и суммирования потоков важен как с точки зрения фундаментального анализа, так и для решения задач прикладного характера.

В результате выполнения данной работы разрешена научная проблема согласования одновременной работы нескольких разнонагруженных потребителей от одного насоса путем деления потока на равные или пропорциональные части и суммирования потоков.

Цель работы. Повышение эффективности гидрофицированных исполнительных органов и других узлов машины в условиях подачи жидкости от одного насоса к нескольким потребителям за счет перераспределения подводимой энергии с помощью многопоточных делительных и суммирующих клапанов, обеспечивающих работу потребителей в широком диапазоне изменения нагрузок, снижающих уровень вредных колебаний да-

вления и упрощающих схемное решение гидросистемы.

Задачи исследований.

1. Изучить механизм и гидродинамические явления процесса цепного срабатывания регулирующих органов делительных и суммирующих клапанов при делении потока на n равных и пропорциональных частей.

2. Разработать математическую модель системы управления гидравлическими потоками на базе многопоточных делительных /суммирующих/ клапанов как новых объектов с цепным срабатыванием регулирующих органов, взаимодействующих посредством гидравлического проточного передаточного звена.

3. Оптимизировать схемные решения внутриаппаратных связей и соотношения между количеством потоков, потерей давления и погрешностью деления с целью создания методики расчета многопоточных делительных и суммирующих клапанов с цепным срабатыванием регулирующих органов, отвечающих требованиям звензачика.

4. Дать системный анализ потокораспределения при неравных давлениях в отводах многопоточных делительных и суммирующих клапанов, работающих в системах объемных гидроприводов, гидроавтоматики, устройствах адаптивного управления и других системах.

Научная новизна работы заключается:

1. В выдвинутой гипотезе о взаимном соотношении расходов в потоках при цепном срабатывании регулирующих органов делительных и суммирующих клапанов в результате последовательного изменения давлений в командных камерах.

2. В предложенной теории делительных устройств, концептуальной и математической модели процесса управления гидравлическими потоками на основе цепного срабатывания регулирующих органов делительных и суммирующих клапанов, которая представлена в виде гидродинамической нелинейной системы, описанной несколькими теоретико-экспериментальными моделями /статической, динамической, оптимизационной и др./, обеспеченных программами расчета на ЭВМ.

Новые объективные факты и закономерности, описывающие процесс управления гидравлическими потоками и механизм деления потока на n равных или пропорциональных частей, подтверждены натурными экспериментами клапанов путем осциллографирования переходных и динамических установившихся процессов, дисперсионного анализа погрешности деления и моделирования на ЭВМ, испытаниями разработанных гидросистем в лабораторных и производственных условиях.

3. В создании метода управления потоками на основе эффекта

целного срабатывания регулирующих органов гидроустройств.

Практическая ценность работы заключается в разработке инженерной методики расчета и оптимального проектирования системы управления гидравлическими потоками на базе делительных и суммирующих клапанов с цепным срабатыванием регулирующих органов.

В развитие предложенного метода дроссельного деления потока на n частей синтезирован новый вид гидроаппаратуры - многопоточные делительные и суммирующие клапаны /в.с. № 983329, № II29428, № II3259, № I26I40/, принцип действия которых основан на цепном срабатывании регулирующих органов посредством проточного гидравлического звена, формируемого в процессе пуска гидросистемы автоматически и работоспособного в условиях интенсивной промышленной эксплуатации гидросистемы.

Новый вид гидроаппаратуры - многопоточные делительные и суммирующие клапаны, как нормализованные стандартные элементы многопланового назначения, являются элементной базой для разработок гидравлических механизмов и устройств, а также комплектного гидрооборудования на основе многопоточных систем; они приобретают последнюю конкурентоспособность и патентную чистоту. С их помощью можно эффективно решать сложные задачи по синхронизации и регулированию движения нескольких исполнительных органов машин и механизмов, в том числе вибрационного действия, по автоматизации цикла и адаптивному управлению работой ответственных гидрофицированных узлов, автоматической балансировке шпиндельных узлов и снижению уровня колебаний машин.

Разработаны на базе многопоточных делительных клапанов гидроаппаратуры на малые расходы / $0,16 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ / с перепадами давлений в потоках $0 - 3,5 \text{ МПа}$ для подачи одинакового или пропорционального нагрузке количества жидкости к нескольким потребителям /в гидродвигатели, устройства гидроавтоматики, карманы гидростатических опор, смазочные канавки опор скольжения и др./.

Полученные результаты исследований и методики проектирования гидравлических делительных и суммирующих клапанов и систем на их базе апробированы в проектных организациях и на промышленных предприятиях /п/я Г455I, Краматорское СПО, кооператив "Элга" при Гомельском конструкторско-технологическом и экспериментальном институте и др / и использованы при создании металлорежущих станков и другого оборудования, в учебных целях по курсам "Гидравлика, гидропривод и гидропневмоавтоматика станочного оборудования", "Металло-режущие станки и промышленные работы" в Киевском политехническом

институте и Черниговском технологическом институте.

Апробация работы. Основные результаты работы доложены и обсуждены на 30 всесоюзных, республиканских и региональных конференциях и совещаниях, на кафедре гидропривода и гидропневмоавтоматики Московского станкоинструментального института, кафедре металлорежущих станков и систем Черниговского технологического института, на секции гидропривода семинара по ТММ при Научном Совете по проблемам машиноведения и технологических процессов Российской Академии Наук. Диссертация рассмотрена специалистами кафедры гидрогазовых систем Киевского международного государственного университета гражданской авиации, а также на научно-техническом совете НИИ "Химтекстильмаш". / г. Чернигов /.

Разработанные устройства экспонировались на ВДНХ УССР.

Публикации. По материалам работы опубликованы две монографии, две брошюры, более 50 статей и тезисов докладов конференций, получено 12 авторских свидетельств.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, 8-ми глав и заключения, изложенных на 252 страницах машинописного текста, 10 таблиц, 102 иллюстраций, списка литературы из 112 наименований. В приложении на 67 страницах приведены общие виды делительных клапанов с цепным срабатыванием регулирующих органов, программы расчета на ЭВМ, копии актов внедрения результатов работы и отзывы предприятий.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Глава I. Состояние вопроса, постановка цели и задач исследования

Дан анализ состоянию вопроса, определены цель и задачи исследований.

В связи с расширением технологических задач и функционального назначения машин структура гидравлических схем усложняется, в насыщение гидроаппаратурой возрастает. Все это сопряжено с учащением отказов в работе гидросистемы и требует для повышения эксплуатационной надежности, наряду с применением диагностирующих средств, расширить исследования, результаты которых позволяют обеспечить создание новых более надежных конструкторских решений.

Процессы пропорционального деления потока в следящих и синхронных гидроприводах рассмотрены, в той или иной мере, в работах Гамынина Н.С., Коробочкина Б.Л., Лещенко В.А., Пересадыко А.В., Федо-

рца В.А. и др. Исследования многопоточных систем с дроссельным регулированием /системы питания гидростатических опор/ даны в работах Бушуева В.В., Пуше В.Э., и др. Вопросы проектирования многопоточных гидравлических систем рассмотрены в работах Бердникова В.Б., Чкалова В.В. и др. Общие вопросы исследования и синтеза устройств управления даны в работах Блэкборна Д.Ф., Бочерова В.П., Крессова И.М., Попова Д.Н., Цухановой Е.А., Домречева А.Ф. и др., а делителей-регуляторов расхода для поддержания заданного соотношения расходов в нескольких параллельных потоках - в трудах Тейгера М.Б., Хруслова Н.И., Жилина Д.Д., Roger Chan, Gred schoelau, Richard Burton, Victoria Bălăsoiva, P. Tanase. В работах Скрицкого В.Я., Рокшевского В.А., Гуревича Ю.Д., Рождественского С.Н., Полозова А.В., Богдановича Л.Б. и других авторов обобщен отечественный и зарубежный опыт промышленных предприятий по применению двух и четырехпоточных делителей для синхронизации движения исполнительных органов машин, согласованных в определенных допустимых пределах, для обеспечения ряда независимых каналов питания в системах гидроавтоматики. При этом общий подход к оценке рассогласований гидродвигателей при параллельной работе с синхронизаторами движений и без них на основе применения аналогово-вычислительных машин дан *R. Panuszka*.

Маслораспределительные системы на базе многопоточных делительных и суммирующих клапанов осуществляют не отдельное /как при параллельной работе регуляторов/, а взаимосвязанное регулирование, обеспечивая заданное соотношение расходов в потоках при различных нагрузках. Таким образом, в гидравлической системе с одновременной работой нескольких потребителей нет ни одного из них, в который жидкость не поступала бы или поступала в недостаточном количестве и никакие ограничения по нагрузке /в пределах мощности насосной установки/ не нужны. Поэтому делительно-суммирующие клапаны применяются в ответственных машинах и механизмах, например, в летательных аппаратах для синхронного выпуска интерцепторов /самолет ТУ-134 и др./.

В настоящее время вопрос управления гидравлическими потоками с помощью многопоточных делительных и суммирующих клапанов глубоко не изучен; в литературе отражена лишь часть исследований, посвященных многопоточным системам на базе дроссельных делительных и суммирующих клапанов, отсутствует общая теория деления потоков на n частей. Известный метод деления потока на n равных или пропорциональных частей на основе параллельного взаимосвязанного управления

регулирующими органами с помощью замкнутого передаточного звена не получил широкого распространения в промышленности. Известно, что замкнутое передаточное звено вследствие утечек жидкости подвержено отказам и нуждается в тщательной регулировке и наладке системы регулирования и подпитки.

В результате обобщения и систематизации знаний по проблеме управления гидравлическими потоками и процессам дроссельного деления потока на n равных и пропорциональных частей, изучения вариантов схем и конструкций делителей и сумматоров, разработанных в СНГ и за рубежом автором предложена классификация многопоточных делительных и суммирующих клапанов дроссельного типа.

Глава 2. Разработка методов дроссельного деления потока на n равных и пропорциональных частей

Общие принципы управления гидравлическими потоками на эффекте цепного срабатывания регулирующих органов при делении потока на n равных или пропорциональных частей с проточной системой передаточных звеньев выдвинуты автором в 1970 году. Техническая идея состояла в том, что в полости корпуса последовательно один за другим располагаются $n - 1$ регулировочных плунжеров для n -го количества независимых потоков с образованием переменных дросселей между торцовыми поверхностями этих плунжеров. При этом важную роль начинают играть цепные процессы взаимодействия плунжеров, не учитываемые теорией и не изученные экспериментально. И лишь десятилетие спустя в результате всесторонних исследований и сделанных усовершенствований был предложен метод деления и заявлены в комитет по делам изобретений многопоточные делительные и суммирующие клапаны с проточным передаточным звеном, не имеющие аналогов в зарубежной технике.

Как известно, при параллельно-последовательном соединении нескольких двухпоточных делителей для поддержания заданного соотношения расходов в нескольких потоках потери давления и погрешность деления суммируются: $\Delta p_{общ} = \sum_{i=1}^k \Delta p_i$; $\xi_{общ} = \sum_{i=1}^k \xi_i$, где $\Delta p_{общ}$ и $\xi_{общ}$ соответственно общие потери давления в потоке и общая наибольшая погрешность деления; Δp_i и ξ_i - потери давления и погрешность деления на одном аппарате; k - количество последовательно установленных делителей в потоке. Следовательно, с целью повышения КПД системы и снижения погрешности деления проектирование многопоточного делительного /суммирующего/ клапана должно проводиться с учетом критериев: $\Delta p_{общ} \rightarrow \Delta p_i$; $\xi_{общ} < \sum_{i=1}^k \xi_i$.

На первом этапе проектирования для поиска приближенных конструктивных схем многопоточных делительного, суммирующего и делительно-суммирующего клапанов принят эвристический метод Цвикки. На последующих этапах проектирования конструктивные элементы и параметры клапанов при различных режимах их работы уточнены методами математического моделирования с помощью ЭВМ и экспериментального исследования.

Системно-морфологический подход дал возможность исключить из конструкции многопоточного делителя традиционное передаточное звено в виде запорного объема, изменяющегося вследствие утечек рабочей жидкости.

На основе единого подхода /применение проточного передаточного звена/ разработано несколько исполнений делительных и суммирующих клапанов с постоянными и регулируемыи входными дросселями, в том числе с функциями гидравлического управления по давлению и электрического управления по положению. Отличаясь друг от друга по внешнему виду, делительные клапаны /рис. I/ имеют, вместе с тем, общий конструктивный признак - цепное срабатывание регулирующих органов. Проточное передаточное звено образуется в клапанах автоматически при включении в работу гидросистемы; не подвержено отказам и не требует какой-либо настройки в течение всего срока эксплуатации гидросистемы, что повышает надежность последней.

Исследованиями гидродинамических явлений в командных камерах и передаточных звеньях установлено, что для синтеза высокоточных делительных клапанов необходимо обеспечивать идентичность геометрических форм дросселирующих кромок плунжеров и рабочих окон, уменьшать разность квадратов скоростей жидкости в рабочих окнах, минимизировать площадь дросселирующего кольцевого участка торце плунжера, не применять глухих командных камер.

Понижение давления в окрестности рабочего окна обуславливает погрешность деления

$$\xi = \frac{\rho (V_M^2 - V_B^2) F_1}{4 F \Delta p_{др}} \quad , \quad /I/$$

где V_M и V_B - скорости жидкости в рабочих окнах менее нагруженного и более нагруженного отводов клапана, F_1 - площадь пониженного давления на кольцевом участке в окрестности рабочего окна, F - площадь кольцевого участка на торце плунжера, $\Delta p_{др}$ - перепад давлений на входном дросселе.

Разность давлений в командных камерах с учетом потерь деления на кольцевой щели при давлении в менее нагруженном отводе

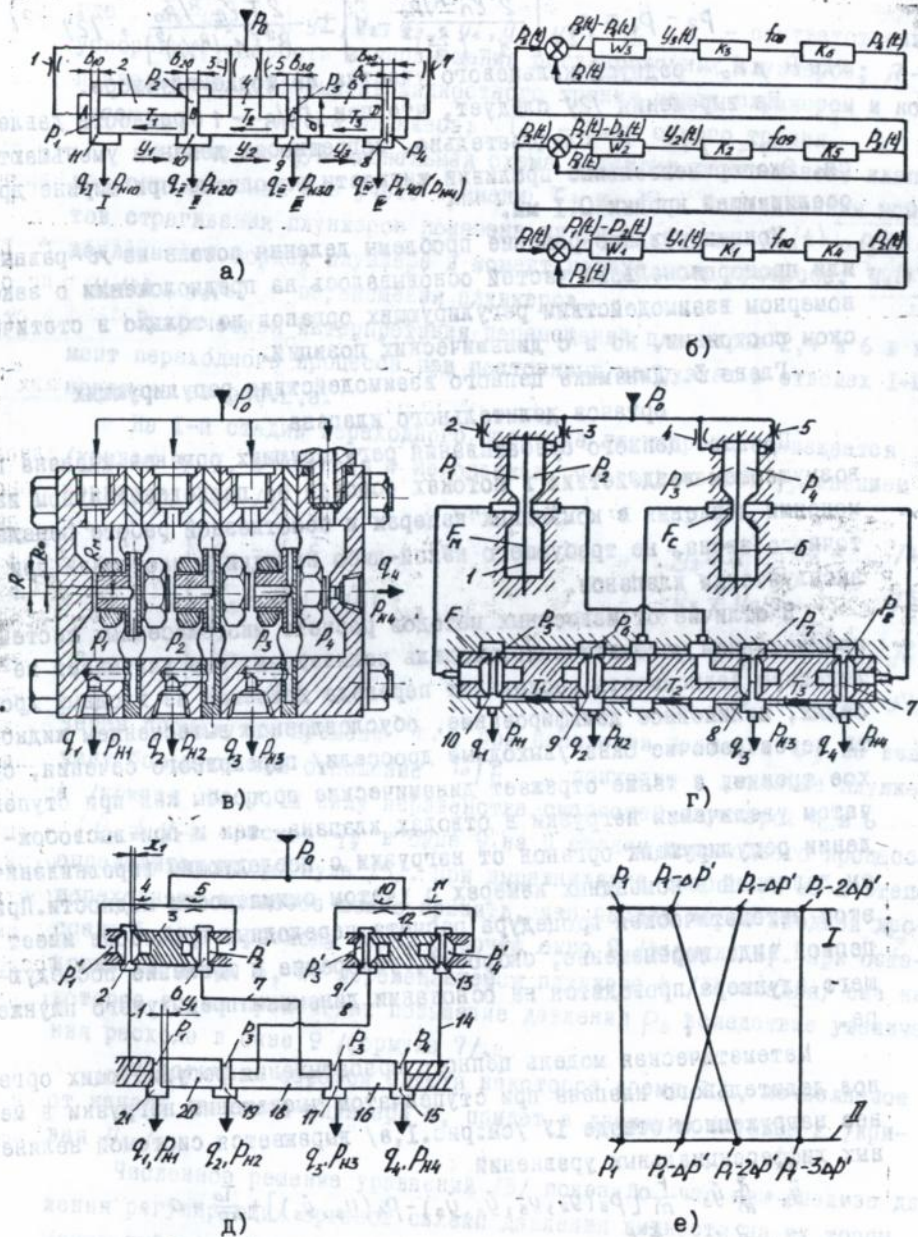


Рис. 1. Принципиальные схемы делительных клапанов: а - плунжерного типа, в - мембранного типа, г - с мембранным корректирующим устройством, д - с плунжерным корректирующим устройством, б - структурная схема одноступенчатого клапана, е - структурный график взаимосвязей командных камер; I, II - ступени деления.

$p_{нм} = 0$ рзена

$$p_2 - p_1 = p_1 \left[\frac{2 \rho_n R/R_0}{1 - (R_0/R)^2} - 1 \right] + \frac{2T \rho_n R/R_0}{R^2 [1 - (R_0/R)^2]}, \quad /2/$$

где R и R_0 - радиусы кольцевого участка на торце плунжера.

Из выражения /2/ следует, что при $R_0/R - 1$ разность давлений $p_2 - p_1$ и, следовательно, погрешность деления уменьшаются. Экспериментальные проливы жидкости выполнены при ширине дросселирующей кромки $0,1$ мм.

Концептуальное решение проблемы деления потока на n равных или пропорциональных частей основывалось на предположении о закономерном взаимодействии регулирующих органов не только в статическом состоянии, но и с динамических позиций.

Глава 3. Динамика цепного взаимодействия регулирующих органов делительного клапана

Процесс цепного срабатывания регулирующих органов клапана при возмущающем воздействии в потоках основан на последовательном изменении давления в командных камерах и безотказной работе передаточного звена, не требующего какой-либо наладки и настройки при эксплуатации клапанов.

В отличие от известных методов расчета многомассовых систем, предложенная математическая модель нелинейная; она учитывает нелинейную зависимость расхода от перепада давления на входных дросселях, нелинейное демпфирование, обусловленное вытеснением жидкости через рабочие окна /выходные дроссели/ переменного сечения, сухое трение, а также отражает динамические процессы как при ступенчатом увеличении нагрузки в отводах клапана, так и при высвобождении регулирующих органов от нагрузки с последующим выравниванием давлений в командных камерах с учетом сжимаемости жидкости. При этом математическая процедура расчета переходных процессов имеет цепной вид: перемещение, скорость, ускорение и давление последующего плунжера проводится на основании динамики предыдущего плунжера.

Математическая модель цепного срабатывания регулирующих органов делительного клапана при ступенчатом уменьшении нагрузки в менее нагруженном отводе IV /см.рис. I, а/ выражается системой нелинейных дифференциальных уравнений

$$\ddot{y}_3 + \frac{R}{m} \dot{y}_3 - \frac{F}{m} [p_3(y_2, y_3, \dot{y}_2, \dot{y}_3) - p_4(y_3, \dot{y}_3)] + \frac{T_0}{m} = 0;$$

$$\ddot{y}_2 + \frac{R}{m} \dot{y}_2 - \frac{F}{m} [p_2(y_1, y_2, \dot{y}_1, \dot{y}_2) - p_3(y_2, y_3, \dot{y}_2, \dot{y}_3)] + \frac{T_0}{m} = 0;$$

$$\ddot{y}_1 + \frac{R}{m} \dot{y}_1 - \frac{F}{m} [p_1(y_1, \dot{y}_1) - p_2(y_1, y_2, \dot{y}_1, \dot{y}_2)] + \frac{T_0}{m} = 0,$$

/3/

где $\ddot{y}_1, \ddot{y}_2, \ddot{y}_3, \dot{y}_1, \dot{y}_2, \dot{y}_3, y_1, y_2, y_3$ - соответственно ускорения, скорости и перемещения регулировочных плунжеров; R - приведенный коэффициент жидкостного трения между плунжером и корпусом; m - масса плунжера; T_0 - сила сухого трения.

Структурно-функциональная схема действия делительного клапана, составленная без учета времени τ_1 и τ_2 запаздывания моментов срабатывания плунжеров показана на рис. I, б, где $p_1(t) \dots p_4(t)$ - давления на торцах плунжера в момент переходного процесса; $y_1(t), y_2(t), y_3(t)$ - перемещения плунжеров.

Графическая интерпретация перемещений плунжеров 2, 4 и 6 в момент переходного процесса при постоянных нагрузках в отводах I-III показана на рис. 2, а.

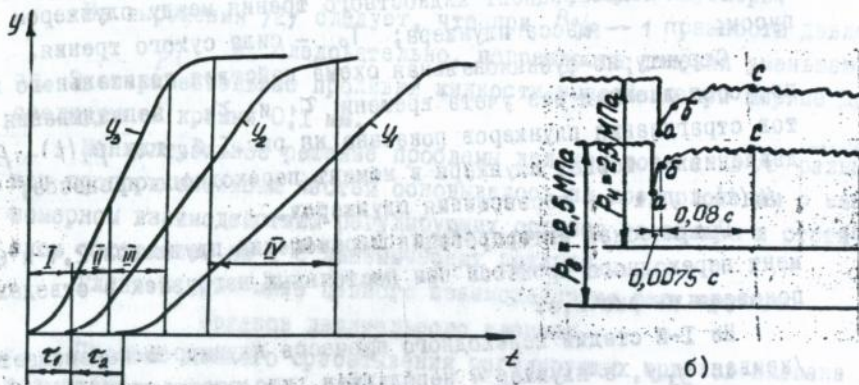
На I-й стадии переходного процесса плунжер 6 перемещается /кривая y_3 /, а плунжер 4 неподвижен, что отражается уравнением неразрывности /4/.

$$q_g = \begin{cases} q_5 - \dot{y}_3 F; & \dot{y}_2 = 0; & /4/ \\ q_5 - \dot{y}_3 F + \dot{y}_2 F; & \dot{y}_3 \neq \dot{y}_2; & /5/ \\ q_5; & \dot{y}_3 = \dot{y}_2 & /6/ \\ q_5 + \dot{y}_2 F; & \dot{y}_3 = 0 & /7/ \end{cases}$$

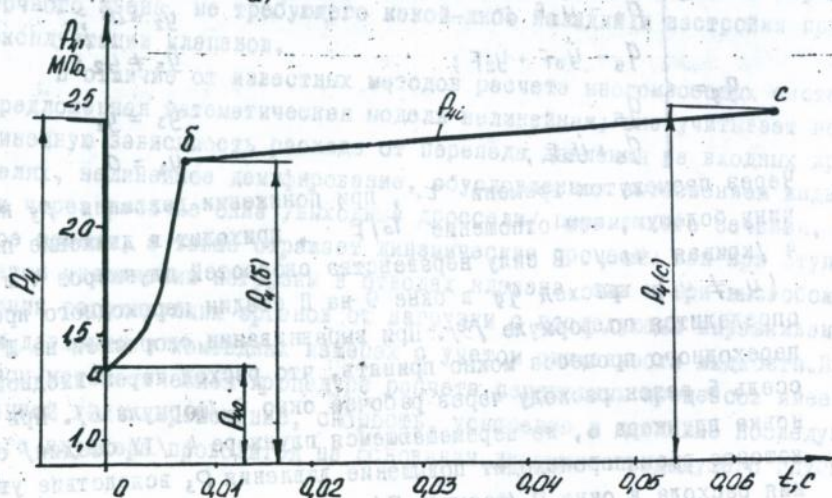
Через промежуток времени τ_1 , при понижении давления p_3 на величину большую, чем отношение T_0/F , приходит в движение плунжер 4 /кривая y_2 /. В силу неравенства скоростей плунжеров 4 и 6 ($\dot{y}_3 \neq \dot{y}_2$) расход q_g в окне 9 на II стадии переходного процесса определится по формуле /5/. При выравнивании скоростей на III этапе переходного процесса можно принять, что расход через входной дроссель 5 равен расходу через рабочее окно 9 /формула 6/. При остановке плунжера 6, но перемещающемся плунжере 4 /IV стадия/ еще некоторое время происходит повышение давления p_3 вследствие увеличения расхода в окне 9 /формула 7/.

Аналогичным образом спустя некоторое время τ_2 , исчисляемое от начала движения плунжера 4, придет в движение плунжер 2 /кривая y_1 /.

Численное решение уравнений /3/ показало, что при анализе движения регулирующих органов силами давления жидкости на их торцы /активный период переходного процесса/ необходимо учитывать пассивный период восстановления давления в командных камерах, обусловленный сжимаемостью жидкости при очень малой скорости движения ре-



а)



б)

Рис. 2. Изменения в процессе движения регулирующих органов клапана (при ступенчатом уменьшении давления в отводе): а - пути; б, в - давления в командных камерах; P_4 и $P_в$ - давления на первой и второй ступенях деления; б - осциллограмма; в - расчетный график.

гулирующих органов. Восстановительный период характеризуется изломом переходной характеристики давления в командной камере /рис.2,б/, что накладывает ограничения на область применения дельта-клапанов низкочастотным диапазоном колебания давлений.

Общее время переходного процесса клапана равно

$$t = \tau_1 + \tau_2 + t_{сж} + t_3,$$

где t_3 - время перемещения последнего /при цепном срабатывании/ плунжера, определяемое в результате решения уравнений /3/;

$t_{сж}$ - время сжатия жидкости в передаточном звене;

$$t_{сж} = \int_{P_{4(\beta)}}^{P_{4i}} \frac{cd P_4}{A \sqrt{m - n P_4} - B \sqrt{P_4 - a}} \approx \frac{2c}{E} \left[\frac{B^* L_2}{2E \sqrt{L_2/E}} \left(\ln \left| \frac{\sqrt{L_2/E + P_{4i}}}{\sqrt{L_2/E - P_{4(\beta)}}} \right| - 1/8 \right) - \ln \left| \frac{\sqrt{L_2/E + P_{4(\beta)}}}{\sqrt{L_2/E - P_{4(\beta)}}} \right| \right],$$

где $c = \beta V_0$, $m = M/N$, $n = 1/N + 1$, $B^* = 4\mu \pi d \beta$, $A = \mu \sqrt{2/\rho} \sum f_{dp}$; β - коэффициент сжимаемости жидкости; V_0 - объем сжимаемой жидкости; $P_{4(\beta)}$ и P_{4i} - начальное и текущее давления в передаточном звене.

Методика определения коэффициентов M , N , L_2 , E дана в работе. Время сжатия жидкости, определенное без учета деформации трубопроводов по формуле /8/, составило 0,06 с, замеренное экспериментально - 0,08 с.

Передаточная функция регулирующего органа с учетом времени его запаздывания принимает вид

$$W(i\omega) = \frac{K_{yc}(1 - i\omega T_1)(1 - i\omega T_2)}{(1 + \omega^2 T_1^2)(1 + \omega^2 T_2^2)} (\cos \omega \tau - i \sin \omega \tau),$$

где T_1 , T_2 - постоянные времени; K_{yc} - коэффициент усиления; ω - угловая частота колебаний.

Разработана программа расчета на ЭВМ для вычисления усиления амплитуды $M(\omega) = K_{yc} / (\sqrt{1 + T_1^2 \omega^2} \sqrt{1 + T_2^2 \omega^2})$ и сдвига фазы $f(\omega) = \omega \tau + \arctg T_1 \omega + \arctg T_2 \omega$. Полученные амплитудно-частотные, фазо-частотные и амплитудно-фазовые характеристики показывают, что канал регулирования расхода в отводе представляет собой, как и регулятор в целом, апериодическое звено второго порядка с вещественными отрицательными корнями характеристического уравнения. При увеличении частоты изменения давления в отводе амплитуда перемещения регулирующего органа уменьшается.

Основные параметры клапана - диаметр и масса плунжера, длина

рабочих поясков, диаметр и длина демпфирующих каналов внутри плунжера, размеры рабочих окон для получения аperiodического движения плунжера при переходных процессах выбираются исходя из условия

$$\frac{1}{\Pi + \Pi'} \left[\frac{R^2}{F} + 2R(L + L') + (L + L')^2 F \right] \geq 4m,$$

где Π, Π', L, L' — коэффициенты, зависящие от размеров и формы рабочих окон и перепада давлений на них.

Глава 4. Погрешность деления потока на равные и пропорциональные части в установившемся и неустойчивом режимах

Статическая модель многопоточного клапана определяет связь между давлениями, расходами, перемещениями регулирующих органов в установившихся режимах, в том числе на основе дисперсионного анализа погрешности деления. Полагая, что плунжеры перемещаются без заеданий и заклиниваний при перепадах давлений на их торцах, величина которого не превышает потерь давления на входных дросселях. Это допущение, согласуясь с принципом действия делительного и суммирующего клапанов и техническими возможностями их изготовления, позволяет множество комбинаций "плунжеры-нагрузка" свести к анализу работы более нагруженной /опорной/ ветви и менее нагруженной ветви.

Расходно-перепадные характеристики $Q = f(p_0 - p_{нб})$ и $q = f(p_0 - p_{нм})$, где Q — расход жидкости в ветви, $p_{нб}$ — давление в более нагруженном отводе, $p_{нм}$ — давление в менее нагруженном отводе позволяют установить зависимости скорости движения синхронно работающих двигателей от нагрузки, определить область рационального использования клапанов по расходу, потерям давления и погрешности деления.

Относительная погрешность ξ деления потока в установившемся режиме при отсутствии перетечек в рабочих зазорах

$$\xi = \frac{\sqrt{\Delta p_{др}}}{\sqrt{\Delta p_{др} - \Delta p_{тр}}} - 1 \approx \frac{\Delta p_{др}}{q} \frac{dq}{d(p_0 - p_{нб})},$$

где $\Delta p_{др}$ — перепад давления на входных дросселях; $\Delta p_{тр}$ — нечувствительность действия клапана, $dq/d(p_0 - p_{нб})$ — градиент изменения расхода q по перепаду давлений $p_0 - p_{нб}$, с разделяемый наклоном кривых расходно-перепадных характеристик.

Для плунжерного клапана /рис. I, а/

$$\Delta p_{тр} = \sum_{i=1}^{n-1} T_i / F,$$

где T_i — сила трения; F — площадь плунжера; n — число потоков.

Погрешность деления мембранного делительного клапана зависит от упруго-деформационной характеристики мембраны.

Нечувствительность клапана /рис. I, в/ $\Delta p_{TP} = p_1 - p_2$. Давление в командной камере более нагруженного отвода $p_1 = const$; давление в командной камере менее нагруженного отвода

$$p_2 = \frac{\pi p_1 R_m^2 - \pi \frac{R^2 - R_0^2}{2\ell n R/R_0} (p_1 - p_{нб} + p_{нм}) - K_M X}{\pi \left(R_m^2 - \frac{R^2 - R_0^2}{2\ell n R/R_0} \right)}$$

где R_0, R, R_m — радиусы мембранного блока; K_M и X — жесткость и перемещение мембранного блока.

Если $p_{нб} = p_{нм}$, то $p_1 = p_2$, $K_M X = 0$ и деление потока на равные части происходит без ошибки.

Разработан метод повышения точности деления потока на n частей с помощью корректирующих устройств, выполненных в виде параллельно соединенных двухпоточных делителей на первой ступени деления /рис. I, г; I, д/. При силе трения $T = \Delta p' / F$ на каждом регулировочном плунжере /рис. I, д/ наибольшая разность давлений в командных камерах составляет: на второй ступени $\Delta p_{TP} = 3\Delta p'$, /рис. I, е, нижняя горизонталь/, на первой ступени $\Delta p_{TP} = 2\Delta p'$ /рис. I, е, верхняя горизонталь/. В силу условия неразрывности потоков, погрешность деления уменьшается в 1,5 раза. Причем, если плунжером первой ступени придать вращение или осциллирование, погрешность деления уменьшается дополнительно.

Разность давлений в командных камерах на первой ступени мембранно-плунжерного двухступенчатого клапана /рис. I, г/ при $p_1 > p_2 > p_3 > p_4$ составляет

$$\Delta p_{TP} = p_1 - p_4 = \frac{T (F_m - 3F_c)}{F (F_m - F_c)} + K_M X, \quad /9/$$

где T — сила трения на плунжере второй ступени, F, F_m, F_c — соответственно эффективная площадь плунжера, мембраны и сопла.

Анализ уравнения /9/ показывает, что двухступенчатая схема деления уменьшает погрешность по сравнению с одноступенчатой схемой приблизительно в 3 раза.

Абсолютная погрешность делительного клапана /рис. I, д/ при $q = 67 \text{ см}^3/\text{с}$ выражается на основе однофакторного дисперсионного анализа уравнением вида

$$\Delta q = 2,92 - 1,17 \Delta p_n + 0,34 \Delta p_n^2,$$

где Δq — разность расходов в отводах, $\text{см}^3/\text{с}$; Δp_n — разность

давлений в отводах /МПа/ при любой комбинации нагружения отводов;
 $\Delta P_n \leq 3,5 \text{ МПа}$.

Для автоматизации вычислительных операций по дисперсионному анализу разработана программа расчета на ЭВМ, включающая решение системы уравнений методом Гаусса.

Относительная погрешность четырехпоточного делительного модуля при расходе $67 \text{ см}^3/\text{с}$ и перепадах давлений у потребителя $0 + 3,5 \text{ МПа}$ не превышает 3 % для мембранного и 7 % для плунжерного корректирующих устройств и тем меньше, чем больше расход жидкости.

Рассмотрены пути перетечек жидкости в рабочих зазорах одно- и двухступенчатых делительных клапанов. Рабочие зазоры при заданной разности давлений ΔP_n можно корректировать из условия компенсации ошибки деления, возникающей вследствие действия гидродинамических сил жидкости, соответствующим выбором расхода утечек $q_{ут}$ и площади $f_{др}$ проходных сечений входных дросселей по формуле

$$-B f_{др}^2 \sqrt{\Delta P_n} \pm \sqrt{\frac{B^2 \Delta P_n f_{др}^2}{4} + K^2 f_{др}^2 (P_0 - P_1 - |P_{тр}|)} = q_{ут},$$

где $B = \frac{2d^3 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cos \theta}{F}$; $K = \frac{2d^2}{\rho}$; d - коэффициент расхода;
 ρ - плотность жидкости; θ - угол наклона струи жидкости к оси плунжера.

Полученные при численном решении нелинейного дифференциального уравнения /3/ перемещение y_3 , скорость \dot{y}_3 и зависимость $P_4 = f(t)$ позволяют, принимая в расчет конечные разности времени перемещения плунжера /шаг Δt /, определить максимальную погрешность деления /разность объемов жидкости, поступивших в более и менее нагруженные ветви в переходном процессе за время t кэк

$$\Delta V = \sum_{i=1}^K \Delta V_i + y_n F, \quad /10/$$

где ΔV_i - ошибка деления на i -ом участке зависимости $P_4 = f(t)$,
 K - количество участков интегрирования, y_n - рабочий ход плунжера за время t .

Приведены расчетные зависимости для определения разности расходов в отводах делителя в функции частоты периодического изменения давления в отводе с учетом сухого трения и гидродинамических сил. С увеличением частоты эта разность возрастает, при этом установившемуся процессу колебания регулирующего органа соответствует и установившаяся динамическая погрешность $\xi_{др}$.

Глава 5. Вопросы проектирования и оптимизации параметров многопоточных делительных и суммирующих клапанов

Рассмотрены задачи проектирования многопоточных делительных /суммирующих/ клапанов; они многокритериальны: с одной стороны желательно уменьшить погрешность деления, например, за счет уменьшения погрешности изготовления входных дросселей, увеличения перепада давлений на входных дросселях, уменьшения нечувствительности рабочего органа; с другой стороны желательно увеличить КПД делителя, уменьшить колебательность рабочего органа, увеличить количество отводов и др.

Наибольшая погрешность делителя в установившемся режиме представляет собой сумму следующих составляющих:

$$\xi = \xi_{\Delta p} + \xi_{\Delta q} + \xi_{\Delta \delta}$$

где $\xi_{\Delta p}$ - погрешность, обусловленная разностью давлений на торцах плунжеров-регулирующих органов делителя; $\xi_{\Delta q}$ - погрешность, обусловленная перетечками жидкости в рабочих зазорах регулирующих органов; $\xi_{\Delta \delta}$ - погрешность, обусловленная отклонением геометрических форм и размеров элементов делителя от номинальных размеров.

Оптимизация конструкции многопоточного делителя по критерию погрешности деления сводится к отысканию /при наложенных ограничениях/ таких значений параметров, которые дают минимум целевым функциям разности давлений $\Delta p = \Delta p(\Gamma, S, R)$, перетечек жидкости

$\Delta q = \Delta q(d_n, z, \mu_d, \Delta p_n)$, геометрической погрешности $\Delta \delta = \Delta \delta(d_{dp}, h)$, где Γ - величина силы трения в плунжерной паре; S - шаг присоединения отводов первой ступени к комендным камерам второй ступени; R - гидродинамическая сила; d_n - диаметр плунжера; z - диаметральный зазор в плунжерной паре; μ_d - коэффициент динамической вязкости рабочей жидкости; Δp_n - перепад давлений на уплотняющей перемычке; d_{dp} - диаметр диафрагмы постоянных входных дросселей; h - ширина дросселирующей кромки выходных переменных дросселей.

Оптимальное соотношение между числом потоков n , расходом q в отводе и перепадом давления Δp_{dp} на входном дросселе установлено на основе аддитивного критерия оптимальности: $opt x -$

$\rightarrow \max \sum_{i=1}^k x_i$, где x_i - частные нормированные критерии, k - число критериев. При этом уравнение баланса ошибок составляется на основании требований заказчика с учетом числа отводов n и перепада давлений на постоянном дросселе Δp_{dp}

$$\xi_1 \frac{\Delta p_{dp} \max}{\Delta p_{dp}} + \xi_2 n + \xi_3 = \xi$$

где ξ_1 - относительная погрешность деления, приходящаяся на единицу перепада давлений Δp_{dp} ; ξ_2 - прирост относительной погрешности деления на один поток; ξ_3 - относительная погрешность, обусловленная погрешностью изготовления входных дросселей; ξ - общая погрешность деления, являющаяся ограничением для частных критериев.

Методика определения максимальной суммы частных критериев и оптимальных значений Δp_{dp} , q_{opt} , r_{opt} приведена в работе. Наименьший перепад давлений на входе делительного клапана и в более нагруженном отводе при котором деление будет происходить с заданной точностью

$$p_0 - p_{нб} = \frac{\sum_{i=1}^{n-1} T_i / F}{2 \xi_{\Delta p}}$$

Исследовано влияние жесткости мембран на колебания давлений в командных камерах одноступенчатого и двухступенчатого делительных клапанов /рис. I, в, г/. Рекомендуется мембраны изготавливать из листового материала /толщиной 0,1 мм/ марок 18ХН10Т и 36НХТЮ.

Дан анализ влияния площади проходного сечения и формы рабочих окон на крутизну регулировочных характеристик, быстродействие и динамическую погрешность делительного клапана. Кольцевая форма окна, образованная торцами плунжеров и цилиндрической расточкой в корпусе, обеспечивает на рабочем участке регулировочной характеристики как высокую чувствительность по давлению, так и наибольший коэффициент усиления $k_s = dp_n / dy$ по нагрузке при постоянном расходе. Кроме того, она обеспечивает меньший "холостой ход" плунжера.

Ширина "з" рабочего окна в менее нагруженном отводе и давление p_2 в командной камере при максимальном коэффициенте усиления находятся по формулам

$$B = \sqrt{\frac{p_0}{3a^2 p_0 - 4a^2 p_{нм}}} ; \quad p_2 = \frac{3}{4} p_0 ,$$

где $a = \frac{4 d_n}{d_{dp}^2}$; d_n - диаметр плунжера, d_{dp} - диаметр входного дросселя. Если $p_{нм} = 0$, то $B = \frac{1}{a} \sqrt{3}$. Установлено, что для данной ширины окна течение жидкости при наибольшем и наименьшем расходах делителя /Ю и 4 л/мин/ является бескавитационным.

Оптимальную структуру внутриаппаратных связей предложено определять с помощью структурных графиков взаимосвязей командных камер /рис. I, е/. Минимум погрешности деления при заданной зоне нечувствительности плунжеров обеспечивает схема многопоточного делительного клапана, характеризуемая симметрией структурного графика и наимень-

шим числом неперекрещивающихся линий связи. При делении потока на четное число частей сна имеет место при шаге $S = n/2 - 1$, где n - число разделенных потоков.

Глава 6. Исследование системы объемной гидропередачи с делительными и суммирующими клапанами

Использование многопоточных делительных /суммирующих/ клапанов в гидравлических системах машин без обратной связи является эффективным тогда, когда относительная погрешность делителя $\xi \rightarrow \min$.

Выполнены теоретические и экспериментальные исследования по определению рассогласования движений поршней гидроцилиндров при постоянных нагрузках, а также при переменной нагрузке на одном из них $P = P_0 + D \sin \omega t / P_0$ - постоянная составляющая нагрузки, D и ω - амплитуда и угловая частота переменной составляющей нагрузки. Так как время срабатывания регулирующих органов делителя на порядок меньше времени переходного процесса поршней, погрешность ΔV /формула I0/ не учитывалась.

Если $\omega = 0$, то выражение для рассогласования поршней в установившемся режиме имеет вид

$$E(t)_{\text{уст.ст}} = |(V_I - V_{II})t| + 2 \left| \frac{V_I a_{0I} \alpha_I}{a_{2I}} - \frac{V_{II} a_{0II} \alpha_{II}}{a_{2II}} \right|, \quad /II/$$

где V_I, V_{II} - скорости поршней гидроцилиндров /более и менее нагруженного/, зависящие от расходов Q_I и $Q_{II} = Q_I(1 + \xi)$, где ξ - относительная погрешность деления в установившемся режиме и эффективных площадей поршней. Второе слагаемое в формуле /II/ определяет величину рассогласования поршней, обусловленную сжимаемостью и утечками жидкости в гидроцилиндрах, распределительных золотниках и делителе при рабочем ходе за время t .

При $\omega \neq 0$ установившееся динамическое рассогласование определено с учетом динамической погрешности ξ_d , которая зависит от частоты изменения нагрузки и нелинейности расходно-перепадной характеристики входных дросселей.

Если $P_I = P_{II} = P_0$, а конструкция гидроприводов I и II идентична, то периодическое рассогласование

$$E(t)_{\text{пер}} = (A_1 e^{\alpha_1 t} \sin \gamma_1 t - A_2 e^{\alpha_2 t} \cos \gamma_1 t + B_1) - (A_3 \sin \omega t + A_4 \cos \omega t + B_2). \quad /I2/$$

Периодическое рассогласование поршней, обусловленное собственными колебаниями гидроприводов, в период разгона уменьшается до минимума.

Собственные /свободные/ колебания поршня независимо от их происхождения с течением времени затухают, на что указывает множи-

тель $e^{i\omega t}$ в формуле /I2/, где α - отрицательное число. Остаются периодические рассогласования, обусловленные вынужденными колебаниями поршня в установившемся режиме. Амплитуда A_5 вынужденных колебаний поршня, а следовательно, амплитуды A_3 и A_4 зависят от массы приводимого в движение механизма и жесткости гидропривода. Так как значения параметров A_1, A_2, B_1, B_2 малы, их целесообразно учитывать в отдельных случаях, например, при расчете приводов металлорежущих станков для отделочных механических операций, где колебания поршня - исполнительного органа станка влияют на шероховатость обрабатываемой поверхности.

Теоретические выводы о динамическом рассогласовании поршней гидроцилиндров проверялись экспериментально.

Глава 7. Разработка и исследование маслораспределительных систем с дроссельным управлением на базе многопоточных делительных клапанов

При подаче жидкости от одного насоса к нескольким неравномерно нагруженным потребителям схема установки делителей влияет на разность расходов в отводах.

Параллельное включение многопоточных делителей /табл. I, схема I.I/. Если давления p_{H1} и p_{H5} в более нагруженных отводах первого и второго делителей не равны, т.е. $p_{01} - p_{H1} < p_{02} - p_{H5}$, то расходы в отводах первого делителя меньше расходов в отводах второго делителя, при этом погрешность деления без учета нечувствительности плунжера равна:

$$\text{в режиме } Q = \text{const} \quad \xi = \frac{(p_{H1} - p_{H5}) K^2 f^2}{Q \left[\frac{Q}{2} - \frac{(p_{H1} - p_{H5}) K^2 f^2}{2Q} \right]} \quad /I3/$$

$$\text{в режиме } p = \text{const} \quad \xi = \frac{Q}{2K \sqrt{p_0 - p_{H1}}} - 1 \quad /I4/$$

Анализ выражений /I3/ и /I4/ показывает, что при одной и той же сумме расходов $Q = q_1 + q_5$ расход в более нагруженном отводе уменьшается до нуля разности давлений $\Delta p_H = Q^2 / K^2 f^2$ в режиме $Q = \text{const}$ и при разности давлений $\Delta p_H = Q^2 / 4 K^2 f^2$ в режиме $p = \text{const}$.

Параллельно-последовательное включение делителей /см. табл. I, схема 3.I/. Для повышения точности деления и исключения взаимного влияния потоков при изменении давлений подачу насоса с помощью двухпоточного делителя делят на две равные части, которые направляют в параллельно установленные четырехпоточные модули. При таком решении системы питания погрешность формируется каждым делителем, в пределах его паспортных данных.

Если $\xi_2 = \xi_3 = \xi_n$, ξ_m - относительная погрешность четырехпоточного модуля, $\xi_1 = \xi_m / m_1$, m_1 - коэффициент потери точности че-

К расчету погрешности деления при параллельном и параллельно-последовательном соединении делительных клапанов

Таблица I

№ п/п	Схема включения клапанов	Схема замещения	Графики разности расходов
I			
2			
3			
4			

тырехпоточным делителем относительно двухпоточного/, то общая погрешность деления равна

$$\xi \approx \xi_m \left(1 + \frac{1}{m_1}\right). \quad /15/$$

Коэффициент потери точности тем выше, чем больше накопленная разность давлений в комедных камерах делителя. Для плунжерных делителей ориентировочно $m_1 = 2 \div 3$.

Общий делитель на суммарное число потоков /ст. табл. I, схема 4.1/. Если принять коэффициент потери точности восьмипоточным делителем относительно четырехпоточного таким же, как и в предыдущем случае, то относительная погрешность общего делителя

$$\xi = m_1 \xi_m. \quad /16/$$

Сравнивая выражение /15/ и /16/, замечаем, что при одинаковом значении параметра m , меньшую погрешность имеет схема с параллельно-последовательным включением делителей. Однако, вследствие суммирования потерь давления в последовательно установленных гидравлических сопротивлениях, КПД схемы ниже, чем у общего делителя. К тому же, конструкция последнего постоянно совершенствуется и коэффициент m , может быть значительно снижен.

В главе приведены расчетные зависимости для определения смещения шпинделя станка и жесткости гидростатической опоры при подаче жидкости от многопоточного клапана в режимах $p = const$ и $Q = const$ с учетом погрешности деления. Показано, что, регулируя проходное сечение входного дросселя, обеспечивают требуемую толщину масляного слоя в гидроопоре как за счет использования запаса производительности насоса /режим $p = const$ /, так и в результате перераспределения расходов в потоках /режим $Q = const$ /.

Разработаны две системы питания. Одна из них на базе делительного клапана с плунжерными корректирующими устройствами, предназначенная для гидростатических шпиндельных подшипников тяжелых станков с расходами в каждом кармане $q \approx 1,5$ л/мин; другая - на базе делительного клапана с мембранными корректирующими устройствами, предназначенная для легких и средних станков с расходом в каждом кармане $q \leq 1,5$ л/мин.

В рамках научно-технической программы ОI6.10 "Принципы создания пылестружкоудаляющих систем" разработан с применением делителя-вибратора резцедержатель новой конструкции со встроенным виброприводом для дробления стружки и устройством демпфирования вредных колебаний, который обеспечивает шероховатость обработки $R_a = 0,5$ мкм и вращающийся центр на гидростатических подшипниках со встроенным в хвостовую часть делительным клапаном. Также с

применением делительного клапана разработано устройство для автоматической балансировки шпиндельных узлов с обрабатываемой заготовкой. Поворот неуровновешенных дисков силами жидкостного трения из положения оппозитного расположения в сторону компенсации дисбалансного груза обеспечивает снижение амплитуды колебания фланца шпинделя до 2,5 мкм, при этом для формирования управляющего воздействия на корректирующие массы не требуется датчик измерения вибраций, датчик допустимых колебаний, устройства усиления и сравнения фактических колебаний и заданных.

Глава 8. Экспериментальное исследование делительных клапанов и многопоточных гидросистем

Экспериментальное исследование включало в себя круг вопросов, связанных с проверкой теоретических зависимостей положенных в основу расчета многопоточных делительных клапанов и их элементов. Определялись расходно-перепадные характеристики, погрешность деления, потери давления в функции расхода, нечувствительность действия регулирующих органов, исследовалось вращение корректирующих плунжеров при изменении расхода и давления, влияние глухих камер в передаточном звене на работоспособность клапанов, упруго-деформационная характеристика мембранного блока, изменение расхода в функции открытия рабочего окна и перепада давлений при малой ширине кольцевой щели, переходные и частотные характеристики клапанов, рассогласование поршней гидроцилиндров, нагрузочная способность и жесткость гидростатических опор при подводе масла через делительные клапаны и др.

В непосредственной связи с вышеуказанными исследованиями проводилась экспериментальная работа по созданию и отладке конструкции четырехпоточных модулей делительных клапанов, предназначенных для использования в промышленном оборудовании, корректировались рабочие характеристики опытных образцов клапанов, уточнялись их технические параметры, к числу которых относятся: рабочее давление на входе, диапазон расходов и перепад давлений в отводах, относительная погрешность деления.

Единая методика испытаний и обработки экспериментальных данных на основе дисперсионного анализа позволили определить влияние перепада давлений в отводах ΔP_n на погрешность деления для нескольких исполнений делительных клапанов с проточным передаточным звеном. Разность давлений в отводах определялась как $\Delta P_n = P_{оп} - P_i$, где $P_{оп}$ — опорное давление в более нагруженном отводе, P_i — давле-

ние в испытываемом отводе / $0 < p_i < p_{оп}$ /; в других отводах давления устанавливались нулевыми.

Экспериментальное исследование рассогласований поршней в установившихся и динамических режимах выполнялось с помощью датчиков углового перемещения /в.с. 978129/. Для определения несущей способности и жесткости шпинделя при подводе масла в гидростатические опоры через делительные клапаны использовали электромеханический динамометр - датчик из комплекта УДМ-1200 /ВНИИ/, динамометр ДОСМ-3-1 и индикатор часового типа в ценео деления 1 мкм.

Измерения шероховатости и некруглости обработанных цилиндрических образцов выполнены на приборах S5P и MFU7 фирмы Perthen /ФРГ/ и приборах отечественного производства.

Амплитуда колебаний шпиндельного узла замерялась с помощью бесконтактного световодного оптиковолоконного датчика относительных колебаний ФСП-1 и пьезоэлектрического датчика абсолютных колебаний КД-35 с интегрирующими усилителями.

Замер температуры нагрева станка производился терморезисторами КМТ-17, включенными в мостовую измерительную схему.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ

1. В результате выполненных исследований и разработок разрешена научная проблема согласования одновременной работы нескольких разнонагруженных потребителей от одного насоса путем деления потока на равные или пропорциональные части и создан новый вид гидроаппаратуры - многопоточные делительные и суммирующие клапаны для промышленного использования. Предложены новые системы питания гидростатических опор, подверженных экстремальным нагрузениям в детерминированных и стохастических условиях их работы. Разработаны устройство и технология автоматической балансировки станочных шпиндельных узлов при лезвийной обработке неуравновешенных заготовок и шлифовании кругами с управлением от гидростатической опоры и многопоточного делительного клапана, что уменьшает в 8-10 раз вибрации от дисбаланса обрабатываемой заготовки или шлифовального круга, при этом для формирования управляющего воздействия на корректирующие массы не требуется датчик измерения вибраций, задатчик допустимых колебаний, устройства усиления и сравнения фактических колебаний и заданных. Техническое решение по автоматической балансировке защищено патентом и направлено через ВНИЦентр в Банк промышленной и технологической информации по промышленному развитию /БТПИ ЮНИДО/.

2. Предложен, всесторонне обоснован и доведен до практическо-

го применения универсальный метод дроссельного деления потока на n равных и пропорциональных частей и суммирования потоков в системах объемного гидропривода, гидроавтоматики и смазки машин на основе цепного срабатывания регулирующих органов с помощью проточного передаточного звена, не подверженного отказам.

Проведенные исследования подтвердили гипотезу о взаимном соотношении расходов при произвольном изменении давления в отводах делительных и суммирующих клапанов, работающих на принципе эффекта цепного срабатывания регулирующих органов. Проточное передаточное звено, формируемое автоматически в процессе пуска гидросистемы, является безотказным в работе, что повышает надежность делительных и суммирующих клапанов в условиях интенсивной промышленной эксплуатации.

3. Разработана концептуальная модель процесса деления потока на равные и пропорциональные части и математическая модель многопоточного делительного /суммирующего/ клапана, как нового объекта, выполненного в виде нескольких тел, имеющих цепное взаимодействие посредством энергии жидкостного передаточного звена.

Процесс управления потоками, как математический объект исследования, представлен в виде гидродинамической нелинейной системы, описанной несколькими теоретически-экспериментальными моделями /статической, динамической, оптимизационной и др./, обеспеченных программами расчета на ЭВМ.

4. Работу делительных и суммирующих клапанов с проточным передаточным звеном в установленных режимах предложено представлять при помощи расходно-перепадных характеристик - семейства ветвей парабол, выражающих зависимость расхода от перепадов давлений у клапана в более нагруженном и менее нагруженном отводах, крутизна которых определяется параметрами входных дросселей и рабочих окон. Такие характеристики позволяют определить область рационального использования клапанов по расходу, перепаду давлений, относительной погрешности деления /суммирования/ и являются инструктивным материалом для конструкторов и эксплуатационников по выбору и применению нужного типоразмера и исполнения клапана.

Погрешность деления /суммирования/ потоков в установленных режимах зависит от разности давлений в командных камерах делителя, угла наклона кривых расходно-перепадных характеристик в более нагруженном отводе и от расхода жидкости в отводе.

5. Предложенная теория делительных устройств и методика их проектирования позволили оптимизировать основные параметры разработанных

ных делительных и суммирующих клапанов. Оптимизация конструктивного решения клапана для деления потока на n частей по критерию погрешности деления сводится к отысканию /при наложенных ограничениях/ параметров, дающих минимум целевым функциям разности давлений в командных камерах и расхода в отводе при ограничении числа потоков. Рациональное соотношение между числом потоков, расходом и перепадом получено с помощью аддитивного критерия оптимальности путем решения уравнения баланса ошибок.

6. Разработан способ повышения точности деления потока на n частей с помощью корректирующих устройств, выполненных в виде параллельно соединенных двухпоточных делителей.

Относительная погрешность четырехпоточного модуля в диапазоне расходов $10,16 - 0,67 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ и перепадов давления 0-5 МПа не превышает 3 % для мембранного и 7 % для плунжерного корректирующих устройств.

7. На основе метода операционного исчисления предложена математическая модель синхронного прихода с делителем потока, которая позволяет определять как рассогласование в установившихся режимах, так и от действия динамических нагрузок, а также периодическое рассогласование, обусловленное собственными колебаниями гидродвижителя и даны примеры расчета с постоянным и переменным объемом сжимаемой жидкости.

По результатам исследования потокораспределения с параллельным и параллельно-последовательным соединением многопоточных делительных клапанов в условиях нагружения потребителей и изменения давлений в потоках предложены эквивалентные гидравлические схемы замещения, которые позволяют моделировать работу гидросистемы в статических и динамических режимах.

8. Методический материал по проектированию и эксплуатации делителей и сумматоров потоков, изложенный в монографиях и других публикациях автора, использован при проектировании гидравлических систем металлорежущих станков и других машин на промышленных предприятиях и в учебных целях в вузах.

Основные результаты диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Сахно Ю.А. Многопоточные гидравлические делители. - М.: Машиностроение, 1988 - 158 с.
2. Сахно Ю.А., Таугер М.Б. Гидравлические делители и сумматоры потоков. - М.: Машиностроение, 1972 - 103 с.
3. Сахно Ю.А., Халимон Ф.Ф. Дроссельные многопоточные делите-

ли // Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ.межвед.научн.техн. сб. - К., 1983 - № 19 - с.37-42.

4. Сахно Ю.А. Выбор и оптимизация схемы многопоточного делителя // Вестник машиностроения, 1984, № 10 - с.21-24.

5. Сахно Ю.А. К вопросу синтеза многопоточных делителей // Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ.межвед.научн.техн.сб.- К., 1986 - № 22 - с.42-45.

6. Сахно Ю.А. Разработка и исследование многопоточных делителей мембранного типа / Проектирование и эксплуатация промышленных гидроприводов и систем гидропневмоавтоматики. Пенза: ПДНТП, 1988- с.83-84.

7. Сахно Ю.А. Анализ работы гидравлического делителя потока при переменной нагрузке на выходе // Гидравлические системы металлорежущих станков: Межвузовский сб.научн.трудов / Под ред.О.Н.Трифонов, - М., 1979 - Вып.4 - с.99-106.

8. Сахно Ю.А. О динамике делительных клапанов // Машиностроение, 1968 № 3 - с.34-37.

9. Сахно Ю.А. Переходные и частотные характеристики мембранного регулятора на n потоков. // Гидравлические системы металлорежущих станков: Межвузовский сб.научн.трудов / Под ред.О.Н.Трифонов. - М., 1987 - Вып.9 - с.55-63.

10. Сахно Ю.А., Халимон Ф.Ф. Дисперсионный анализ точности деления потока на n частей // Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ.межвед.научн.техн.сб. - К., 1985 - № 21 - с.51-55.

11. Сахно Ю.А., Халимон Ф.Ф. Многопоточный делитель потока. Информационный листок о научно-техническом достижении. Чернигов: МТЦНТИ, 1987, № 87 - 005 - 4 с.

12. Сахно Ю.А. Разработка многопоточных делителей для гидростатических опор // Гидравлические системы металлорежущих станков: Межвузовский сб.научн.трудов / Под ред.О.Н.Трифорова, М., 1985 - Вып.8 - с.68-75.

13. Сахно Ю.А. Экспериментальное исследование гидравлического делителя-вибратора // Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. межвед. научн. техн. сб. - К., 1987 - № 23 - с.

14. Сахно Ю.А., Халимон Ф.Ф., Матюшко В.И. Расходно-перепадные характеристики многопоточного делителя // Гидравлические системы металлорежущих станков: Межвузовский сб.научн.трудов / Под ред. О.Н.Трифорова - М., 1985 - Вып.8 - с.76-83.

15. Сахно Ю.А. Гидропривод подъемно-транспортных машин и механизмов с разветвлением потоков жидкости делителями и сумматорами

дрессельного типа // Технология и организация производства, 1970 - № 3 - с.49-52.

16. Сахно Ю.А., Халимон Ф.Ф., Хоменко В.И. Новая система питания гидростатических опор мателлорежущих станков // Экспресс - информация. Обработка резанием. М.: НИИМАШ, 1984, Вып.2 - с.8-10.

17. Сахно Ю.А., Седлярский П.П., Жиганов В.И. Маслораспределительные системы опор жидкостного трения. // Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ.межвед.научн.техн.сб. - К., 1990 - № 26-с.

18. Сахно Ю.А. Выбор системы питания многокорманных гидростатических опор в условиях экстремальных нагрузок. М., 1986 /Деп.во ВНИИТЭМР, № 6 /176/ с.135/.

19. Сахно Ю.А. Системы с делителями потоков для питания маслом гидростатических опор. М., 1986 /Деп.во ВНИИТЭМР № I /171/, с.135/.

20. Сахно Ю.А. К вопросу о синхронизации движений гидродвигателей с помощью делительных и суммирующих клапанов дроссельного типа // Теория пневмо- и гидропривода - М.: Наука, 1969 - с.219-228.

21. Сахно Ю.А. Синхронизация работы гидроцилиндров при периодически меняющейся нагрузке // Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ.межвед.научн.техн.сб. - К., 1980 - № 16 - с.100-102.

22. Сахно Ю.А. Влияние переменной нагрузки на синхронность привода с делителем потока // Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ.межвед.научн.техн.сб. - К., 1981, - № 17 - с.83-86.

23. Сахно Ю.А., Седлярский П.П., Жиганов В.И. Повышение несущей способности шпиндельного узла легкого токарного станка // Станки и инструмент - 1989 - № 2 - с.20-23.

24. Сахно Ю.А., Хоменко В.И., Рядский В.Н. Гидравлический вибронный приезд для ломки стружки // Гидравлические системы метеллорежущих станков: Межвузовский сб.научн.трудов /Под ред. О.Н. Трифонова - М., 1985 - Вып.8 - с.22-28.

25. Сахно Ю.А. Анализ работы гидросистемы при переменном объеме сжимаемой жидкости // Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. межвед. научн.техн.сб. - К., 1973 - № 9 - с.35-39.

26. Сахно Ю.А., Матюшко В.И. Резцедержатель со встроенным виброприводом // Станки и инструмент - 1987 - № 7 - с.29-30.

27. Обзоры по межотраслевой тематике: Гидравлические многостоечные подъемники /Сост.Ю.А.Сахно. - М.: ГОСИНТИ, 1971 - 37 с.

28. Сахно Ю.А. Методы уменьшения рассогласования движений гидродвигателей, синхронизируемых при помощи делителей потока //

Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ.межвед.научн.техн.сб.- К., 1971 - № 7 - с.66-72.

29. Сахно Ю.А., Халимон Ф.Ф., Хоменко В.И., Матюшко В.И. Проектирование многопоточных делителей для систем смазки гидроопор / Проектирование и эксплуатация промышленных гидроприводов и систем гидропневмоавтоматики. Пенза: ПДНТП, 1984 - с.81-82.

30. Сахно Ю.А. Динамический расчет перемещения суппорта с гидравлическим приводом // Гидравлические системы металлорежущих станков: Межвузовский сб.научн.трудов /Под ред.О.Н.Трифонове - М., 1980 - Вып.5 - с.36-44.

31. Сахно Ю.А. Динамика гидропривода с учетом вынужденных колебаний // Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ.межвед.научн.техн.сб. - К., 1979 - № 15 - с.54-58.

32. Сахно Ю.А., Хоменко В.И. Дроссельная система синхронизации гидроцилиндров с гидромеханической обратной связью // Технология и автоматизация производственных процессов в машиностроении; Межвузовский сб.научн.трудов. - Пенза. Пензенский политехн.ин-т, 1979 - с.130-136.

33. Сахно Ю.А. Синхронизация работы гидроцилиндров при помощи делителей потока // Гидропривод и гидропневмоавтоматика; Респ. межвед. научн.техн.сб. - К., 1971 - № 7 - с.60-66.

34. Сахно Ю.А., Хоменко В.И. Статическая характеристике радиального гидростатического подшипника без дренажных канавок // Гидравлические системы металлорежущих станков: Межвузовский сб.научн.трудов /Под ред.О.Н.Трифонове - М., 1984, Вып.7 - с.132-139.

35. Сахно Ю.А. Формированный разгон гидродвигателя // Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ.межвед.научн.техн.сб. - К., 1982 - № 18 - с.85-88.

36. Сахно Ю.А. Анализ процесса реверсирования гидропривода радиусно-заточного станка // Гидравлические системы металлорежущих станков: Межвузовский сб.научн.трудов /Под ред.О.Н.Трифонове.-М., 1980 - Вып.5 - с.28-35.

37. Сахно Ю.А., Матюшко В.И., Жиганов В.И. Резцедержатель с устройством демпфирования вредных колебаний при виброточении/.Прогрессивные конструкции режущего инструмента для ГПС и работизированных комплексов. М.: МДНТП им.Ф.Э.Дзержинского, 1987 - с.108-111.

38. Богдан В.А., Сахно Ю.А. Многопоточные мембранные регуляторы для гидростатических опор // Гидравлические системы металлорежущих станков: Межвузовский сб.научн.трудов /Под ред.О.Н.Трифонове. - М., 1987 - вып.9 - с.43-54.

39. Кибальченко А.В., Метюшко В.И., Сахно Ю.А. и др. Устройство автоматической балансировки на прецизионных металлорежущих станках. - М., 1990. - 40 с. - 40 ил. /Машиностроит.пр-во. Сер. Технология и оборуд. обработки металлов резанием: Обзор информ./ ВНИИТЭМР, Вып.7/.

40. Метюшко В.И., Сахно Ю.А. Влияние дисбаланса на шероховатость и некруглость детали при точении на станке с гидростатическими опорами // Известия вузов. Машиностроение. - 1990 - № 7 - с.135-137.

41. Метюшко В.И., Сахно Ю.А., Резцедержатель. Информационный листок о научно-техническом достижении. Чернигов: МТНЦТИ, 1990- № 90 - 008 - 4 с.

42. А.с. 983329 СССР, МКИ³ I5B I3/06. Многопоточный делитель потока /Ю.А.Сахно, Ф.Ф.Халимон, А.Г.Скороход. - 3319756/ 25-06; Заявл. 30.07.81; Опубл. 27.12.82, Бюл.№ 47.

43. А.с. II372599 СССР, МКИ³ I5B I3/06; II/22. Многопоточный делитель /Ю.А.Сахно - 3545495/26-06; заявл. 25.01.83; опубл. 30.01.85, Бюл.№ 4.

44. А.с. II29428 СССР, МКИ³ I5B II/22. Устройство для синхронизации потоков жидкости /Ю.А.Сахно, Ф.Ф.Халимон, А.Г.Скороход - 3470284/25-06; заявл.14.07.82; опубл.15.12.84, Бюл. № 46.

45. А.с. I262I40 СССР, МКИ³ I5B II/22. Многопоточный делитель потока /Ю.А.Сахно, А.Ф.Беззюк, В.И.Метюшко - 3867268/25-06; заявл. 14.03.85; опубл. 07.10.86, Бюл. № 37.

46. А.с. I428853 СССР, МКИ³, I6C 32/06, Шпиндельный узел/ Ю.А.Сахно, В.Н.Мехед, П.П.Седлярский, В.И.Жиганов - 4131184/31-27; заявл. 27.08.86; опубл. 07.10.88, бюл. № 37.

47. А.с. I434I60 СССР, МКИ³, I6C 29/02. Направляющая скольжения /Ю.А.Сахно, Ф.Ф.Халимон, В.П.Супруненко - 4200369/25-27; заявл. 23.12.86; опубл. 30.10.88, Бюл. № 40.

48. А.с. I604506 СССР, МКИ³, B23B 25/02 Резцедержатель /Ю.А. Сахно, Н.В.Кравченко, П.П.Седлярский, В.И.Жиганов. - 4313020/31-08; заявл. 05.10.87; опубл.07.11.90, Бюл. № 41.

49. А.с. 278I29 СССР, МКИ³, O1B 7/02. Датчик линейных перемещений /Ю.А.Сахно, В.А.Середкин, Э.А.Кустова - I315739/25-28; заявл. 27.03.69; опубл. 05.08.70, Бюл. № 25.

50. А.с. I61I8I СССР, МКИ³ B23 B23/04. Вращающийся центр/ Ю.А.Сахно, Ф.Ф.Халимон, И.А.Салимонова, В.И.Жиганов, П.П.Седлярский - 448I900/31-08; заявл. 14.09.88; опубл. 07.12.90. Бюл.№ 45.

51. А.с. I779464 СССР МКИ³ B23B I9/2. Устройство для автомо-

тической балансировки /Ю.А.Сахно, В.И.Матюшко, П.П.Седлярский и др.; заявл. 22.01.91, опубл. 07.12.92, Бюл.№ 45.

52. А.с. 1780927 СССР, МКИ⁵ В23В21/00. Устройство для регулирования зазора между суппортом и направляющими /Ю.А.Сахно, Л.М. Гончар, В.И.Матюшко и др.; заявл. 10.10.90; опубл. 15.12.92, Бюл. № 46.

53. Положительное решение на выдачу патента по заявке 4890772/27/120085, МКИ⁵ I6C 32/06. Гидростатическая опора /Ю.А. Сахно, В.И.Жиганов, В.И.Матюшко и др.; заявл. 31.03.92.

54. Матюшко В.И., Сахно Ю.А. Пути совершенствования конструкций вибросуппортов // Известия вузов - 1987 - № 8 - с.142-145.

55. Сахно Ю.А., Матюшко В.И. Автобалансирующее устройство // Типовые механизмы и технологическая оснастка станков-автоматов, станков с ЧПУ и СПС, - К.; Общество "Знание", 1991 с.

56. Сахно Ю.А., Матюшко В.И., Жиганов В.И. Автоматическая балансировка шпиндельных узлов с неуравновешенной заготовкой // Станки и инструмент. - 1992 - № II - с.15-17.

57. Сахно Ю.А. Переходной процесс целного срабатывания регулирующих органов делительного клапана. К., 1994 - II с. Дел. в ГНТБ Украины, № 2498 - Ук 94.

А Н О Т А Ц І Я

Сахно Ю.О. Процеси та пристрої ділення та підсумовування потоків у гідросистемах машин.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.02.03 - Системи приводів. Київський міжнародний державний університет цивільної авіації. Київ, 1995.

В дисертації розглянуті питання підвищення ефективності дії гідравлічних систем та забезпечення незалежної роботи кількох споживачів від одного насосу. Розроблені модифікований метод дросельного ділення та підсумовування потоків на основі ланцюгового спрацювання регулюючих органів, теорія статичних та динамічних процесів, новий вид гідроапаратури - багатопоточні ділильні та підсумовуючі клапани. Проведено експериментальні дослідження процесів, порівняння результатів робіт з аналітичними дослідженнями. На основі проведених робіт розроблені системи постачання гідростатичних опор та автоматизації балансування шпindelних вузлів металорізючих верстатів.

THE ABSTRACT

Sakhno Y.A. Processes and devices of division and summation of flows in machines hydraulic systems.

Dissertation for receive learned degree of doctor technical science by speciality 05.02.03 - The systems of drives. The Kiev International University of Civil Aviation, Kiev, 1995.

The present thesis is related to the problems of increasing the operational effectiveness of hydraulic systems and providing the independent work several consumers by one pump. A modified method of throttle flows division and summation on the principle of final control elements chain operation, the theory of dynamic and static processes, a new type of hydro-apparatus - multi-flow dividing and summing valves have been worked out. Experimental studies of the processes, comparison of the results obtained with analytical investigations have been carried out. On the basis of the works realized there have been developed the hydrostatic bearing feeding and shaft balancing systems of metal cutting machine tools.

Ключевые слова: деление, суммирование потоков, клапаны делительные, параллельная работа потребителей.

Handwritten text, possibly a signature or name, located in the lower middle section of the page. The text is faint and difficult to decipher.

453259

