М457447

НА ДОМ НЕ ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального образования
СССР

МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ И
ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ
УЧИЛИЩЕ ИМЕНИ Н.Э.БАУМАНА

На правах рукописи

ДАРШТ Яков Адольфович

УДК 621.375+62-82:62-651

МЕХАНИЗМ УПРАВЛЕНИЯ С ПИТАНИЕМ ОТ УПРАВЛЯЕМОГО ИМ НАСОСА

Специальность 05.02.03 - Системы приводов

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук

Москва 1986

Работа выполнена в Московском высшем техническом училище им. Н.Э.Баумана - МВТУ и Ковровском филиале Владимирского политехнического института.

Научный руководитель кандидат технических наук, доцент Борисов Б.П.

Официальные оппоненты: д.т.н., профессор Новоселов Б.В., к.т.н., ст.научный сотрудник Бабаев О.М.

Ведущая организация указана в делах специализированного Совета.

Защита состоится "27" апреля 1987 г. в 14 час. 30 мин. на заседании специализированного Совета К 053.15.06 в Московском техническом училище имени Н.Э.Баумана; г.Москва, 2-я Бауманская, д.5.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Московского высшего технического училища им.Н.Э.Баумана.

Автореферат разослан "19" марта 1987 г.

МАКСИМОВ А.И.

М457447

Л - 4 .100экз.
типог

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность. Одним из главных направлений повышения эффективности производства на данном этапе его развития является увеличение единичных мощностей машин и оборудования при одновременном уменьшении габаритов, металлоемкости и энергопотребления. Это относится и к гидроприводам.

Повышение единичной мощности гидроприводов в настоящее время связано с ростом уровня рабочих давлений. Но при этом, наряду с общим уменьшением габаритов и веса гидроприводов в расчете на их единицу мощности, возрастают относительные вес и габариты вспомогательных элементов.

Так с ростом рабочих давлений в гидроприводе объемного регулирования дистанционного управления из-за увеличения нагрузок на органе регулирования насоса необходимо увеличивать мощность механизма управления (МУ) насоса, при этом растут габариты МУ, габариты вспомогательного подлиточного насоса, питающего МУ, появляется необходимость в установке более мощных теплообменников. Тем самым снижается эффективность от повышения уровня рабочих давлений основных гидромашин. Указанные обстоятельства объясняют тот постоянный интерес, который проявляют специалисты в области проектирования гидромашин как к исследованиям нагрузок на органе регулирования насосов, с целью их снижения, так и к новым более эффективным схемам питания МУ.

М95744

В последнее время в мировой и отечественной практике конструирования гидроприводов все шире стали применяться схемы питания МУ от управляемых ими насосов. В этом случае повышается уровень давления жидкости, питающей МУ, что позволяет уменьшить мощность и размеры подлиточного насоса (в ряде случаев обойтись без него), увеличить мощность МУ, повысить КПД привода в целом, так как потребление мощности механизмом управления в этом случае происходит наиболее экономичным образом - только в режиме регулирования подачи. Это позволяет обходиться без теплообменников или существенно уменьшить их размеры.

Тем не менее область использования этой схемы питания МУ ограничена в настоящее время насосами ручного управления с однокаскадными МУ. Это связано, в частности, с отсутствием исследований статических и динамических характеристик двухкаскадных МУ дистан-

НТБ МГТУ им.Н.Э.Баумана
1457447
Даршт я.А.Механизм управле

МГТУ им. Н.Э. Баумана БИБЛИОТЕКА

ционного управления с указанной схемой питания, отсутствием рекомендаций по конкретным схемным решениям, а также с отсутствием необходимых методик и рекомендаций по выбору параметров МУ и источников их питания.

Цель работы состоит в разработке механизмов управления для аксиально-поршневых насосов дистанционного управления с питанием от этих насосов, исследовании статических и динамических характеристик механизмов управления, а также разработке методик расчета их параметров и характеристик.

Научная новизна. Разработан механизм управления с питанием от управляемых им насосов. Получены соотношения параметров МУ, подпиточного насоса и гидропривода, при которых обеспечивается независимость расхода через золотник МУ от колебаний давления в гидроприводе, и линейность этого расхода от сигнала управления.

Установлено влияние режима регулирования подачи на нагрузки на механизме управления, определяемые рабочим процессом в поршневых камерах насоса. При этом получено в обобщенных координатах уравнение движения насосных поршней с двумя степенями свободы. Разработана математическая модель рабочего процесса в поршневой камере насоса и программа расчетов на ЭЦВМ рабочего процесса, получено аппроксимирующее выражение, связывающее нагрузки на органе регулирования насоса с его параметрами.

Разработана методика расчета переходных процессов МУ с питанием от управляемого им насоса с учетом взаимовлияния МУ и гидропривода через вспомогательный подпиточный насос.

Разработана методика экспериментального определения статической расходной характеристики МУ с питанием от управляемого им насоса и методика сравнительного определения переходного процесса МУ с питанием от управляемого им насоса и с питанием только от подпиточного насоса.

Достоверность результатов подтверждена сравнением результатов расчетов с результатами экспериментов для ряда частных случаев, а также сравнением с данными экспериментальных исследований других авторов.

Практическая ценность и внедрение. Разработанные методики применены при проектировании аксиально-поршневого насоса с рабочим объемом на оборот 140 $см^3$/об и рабочим давлением 32 МПа.

Выполнен численный анализ влияния конструктивных и режимных

параметров насоса на его рабочий процесс и на нагрузки на органе регулирования. Разработаны программы расчета индикаторных диаграмм насоса и программа расчета переходных характеристик МУ.

Результаты работы внедрены в виде гидравлических стендов на Ковровском филиале Владимирского политехнического института.

Апробация работы. В ходе выполнения диссертационной работы результаты исследований трижды докладывались на научном семинаре кафедры К-6 в МВТУ им. Н.Э.Баумана, ежегодно (1979 - 1986 гг.) - на научных семинарах кафедры "Гидропневмоавтоматика и гидропривод" Ковровского филиала ВПИ, 1978 г. - на научных конференциях ВПИ и ЧПИ им. Ленинского комсомола, в 1983 г. - на XYI Всесоюзном научно-техническом совещании по гидравлической автоматике в г.Киеве, в 1985 г. - на Всесоюзной научно-технической конференции "Совершенствование гидро- и пневмоагрегатов в машиностроении" (г. Грязи Липецкой обл.).

Основное содержание диссертационной работы изложено в трех статьях и трех тезисах докладов на Всесоюзных конференциях. По теме диссертационной работы получено авторское свидетельство № 1174596.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав и заключения на 180 страницах, включая 43 рисунка, содержит список литературы из 99 наименований, а также трех приложений.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Введение содержит общие сведения о проблеме повышения единичной мощности насосов дистанционного управления. Показано, что эта проблема связана как с нагрузками на МУ насоса, так и с источниками питания МУ. Отмечено, что в ряде случаев применяется питание МУ от управляемого им насоса, и интерес к этой схеме в последнее время возрастает.

В первой главе выполнен анализ работ, посвященных исследованию нагрузок на органе регулирования насосов, и выполнен обзор схем питания МУ. Исследования по нагрузкам тесно связаны с изучением рабочего процесса в поршневых камерах насоса. Эти вопросы рассматривались в работах Абаринова В.Н., Ворончихина Ф.Г., Борисовой Н.А., Каштанова Л.Н., Орлова Ю.М., Прокофьева В.Н., Сафронова Ю.Г., Синева А.В. и др.

Нагрузки на органах регулирования насосов различных кинематических схем исследованы в работах Болтянского А.Д., Данилова Ю. Зайченко И.В., Каштанова Л.Н., Прокофьева В.Н., Ржевского В.Г., Цыгана В.Ф., Щербакова В.Ф. и др.

Заметный вклад в исследования моментов на органе регулирования из зарубежных исследователей внесли Клаус К., Зегер К., Дамм В.

Анализ литературных источников показал, что на протяжении ряда лет нагрузки на органе регулирования исследовались весьма интенсивно. Развитие шло в направлении изучения и учета все более "тонких" факторов. Наибольшее влияние привлекали нагрузки, определяемые давлением жидкости в силовых гидролиниях насоса. Это объясняется постоянным ростом удельного веса этих нагрузок из-за роста рабочих давлений гидроприводов, а также тем, что это направление наиболее плодотворно по разработке методов воздействия на суммарное значение нагрузки. При этом теоретические исследования основывались на кинематике поршня насоса, имеющего геометрическое замыкание на неподвижный орган регулирования подачи насоса; в связи с задачей повышения быстродействия насосов на очередь становится учет движения органа регулирования насоса. Обзор приемов по уменьшению или усреднению моментов на органе регулирования показал, что осуществляются: развороты торцевых распределителей насосов, выполнение рабочих окон распределителей различной формы с различными перекрытиями, устройство в опорах органа регулирования разгрузочных "карманов", введение дополнительного постоянного угла наклона органа регулирования и т.п., то есть меры, использующие давление и мощность самого регулируемого насоса.

Методы эти в целом дают различный эффект при различных режимах работы насоса, поэтому основная нагрузка на органе регулирования насоса преодолевается МУ за счет мощности своего источника питания.

Обзор источников питания показал, что широко распространено всего несколько схем "постоянного" давления, важнейшее место среди которых занимает нерегулируемый насос низкого давления с переливным клапаном. Насос питает одновременно оба каскада МУ и компенсирует утечки жидкости из гидропривода. Схема распространена благодаря своей простоте, надежности и хорошему быстродействию. Статическая характеристика переливного клапана обеспечивает для насосов малого типоразмера высокую стабильность давления питания

МУ. Недостатки схемы: постоянный расход мощности, нагрев жидкости, относительно большие габариты. С ростом рабочих давлений и мощностей приводов статическая характеристика схемы ухудшается. Необходимый прирост мощности подпиточного насоса обеспечивается за счет увеличения его подачи, что при той же крутизне статической характеристики приводит к расширению диапазона колебаний давления. Это, в свою очередь, приводит к взаимовлиянию силовой части привода и МУ насоса через подпиточный насос к снижению быстродействия насоса.

Ряд свойств МУ, связанных со статической характеристикой его источника питания, в настоящее время исследовано. Так в работах Ю.А.Данилова исследовался вопрос влияния ограниченной подачи подпиточного насоса на динамические характеристики МУ. В работах В.Н.Прокофьева и Ю.Е.Захарова рассматривался вопрос взаимовлияния через источник питания применительно к гидроприводам дроссельного регулирования. Стремление к улучшению характеристик МУ привело к появлению вариантов рассмотренной выше схемы: с раздельным питанием МУ и гидропривода, раздельным питанием каскадов МУ, раздельным питанием всех потребителей подпиточного насоса, с использованием в схеме аккумулятора. При этом, однако, относительно низкий уровень давления самого подпиточного насоса не позволяет существенно увеличить мощность системы питания МУ при жестких ограничениях в габаритах.

Большой интерес представляет использование в качестве подпиточного насоса насоса регулируемого по давлению. Однако относительная сложность конструкции, значительная нестабильность давления требует для его применения дальнейшего совершенствования. Все рассмотренные выше схемы питания МУ вносят в структуру МУ отрицательную обратную связь по давлению гидропривода, снижающую быстродействие МУ.

В последнее время получили распространение насосы с однокаскадными МУ ручного управления, имеющие положительную обратную связь по давлению гидропривода: насос фирмы "Lukas", насосы серии "НАС" и другие. Здесь гидравлическая мощность на управление органом регулирования насоса отбирается из гидролиний самого насоса. При этом многократное повышение давления питания МУ создает предпосылки к повышению быстродействия МУ, снижению его габаритов, в схеме нет непроизводительного перелива жидкости через

клапан, снижается нагрев. Сопоставление материалов по обзору методов воздействия на моменты на органе регулирования и материалов по развитию схем питания МУ позволяет заключить, что с ростом рабочих давлений приводов усиливается тенденция к использованию мощности управляемого насоса для преодоления момента сопротивления на своем органе управления.

Для внедрения данной схемы питания в двухкаскадные МУ насосов дистанционного управления необходима разработка конкретных вариантов схем питания МУ и исследование их статических и динамических характеристик.

Во второй главе рассматриваются варианты схем МУ с питанием его второго каскада от напорных гидролиний насоса и с питанием первого каскада от подпиточного насоса. Независимость расхода через золотник МУ от давления управляемого насоса обеспечивается в определенном диапазоне давлений компенсацией положительной обратной связи по давлению - отрицательной, которая может быть реализована либо непосредственно на золотнике, либо за счет статической характеристики подпиточного насоса на первом каскаде МУ, либо в виде электрической обратной связи на электромеханическом преобразователе. Наиболее важное значение имеет исследование обратной связи между насосом и МУ через подпиточный насос, так как эта связь присуща любой схеме МУ. Использование на подпиточном насосе различных переливных клапанов и дросселей позволяет получить различные статические характеристики подпиточных насосов, которые могут быть описаны линейной, параболической или гиперболической функциями. При этом расход через идеальный золотник МУ описывается в безразмерных параметрах следующими выражениями (соответственно):

$$\bar{Q} = \bar{u}\left(1 - K_1 K_2 |\bar{p}| - K_2 |\bar{Q}|\right)\sqrt{|1|\bar{p}| - \Delta\bar{p}_{MV} + \bar{p}_n|}\cdot \operatorname{sign}\left(|\bar{p}| - \Delta\bar{p}_{MV} + \bar{p}_n\right), \quad (1)$$

$$\bar{Q} = \bar{u}\left(1 - K_1 K_2 |\bar{p}| - K_2 |\bar{Q}|\right)^2\sqrt{|1|\bar{p}| - \Delta\bar{p}_{MV} + \bar{p}_n|}\cdot \operatorname{sign}\left(|\bar{p}| - \Delta\bar{p}_{MV} + \bar{p}_n\right), \quad (2)$$

$$\bar{Q} = \bar{u}\left(\left(C/\left(K_1 K_2 |\bar{p}| + K_2 |\bar{Q}| - 0{,}5 - 0{,}5\sqrt{0{,}25 + C}\right)\right) + 0{,}5 + 0{,}5\sqrt{0{,}25 + C}\right)\sqrt{|1|\bar{p}| - \Delta\bar{p}_{MV} + \bar{p}_n|}\cdot \operatorname{sign}\left(|\bar{p}| - \Delta\bar{p}_{MV} + \bar{p}_n\right) \quad (3)$$

где $\bar{Q}$ - расход через золотник, $\bar{u}$ - сигнал уп-

равления, $\bar{p}$ - перепад давления в гидролиниях насоса, $\bar{p}_н$ - давление подпиточного насоса, $\Delta\bar{p}_{му}$ - перепад давления в цилиндрах МУ; $K_1 = \bar{Q}_{ут}/\bar{Q}_m$; $K_2 = Q_m/Q_{нm}$; C - коэффициент гиперболы, $Q_{ут.}$ - расход утечек гидропривода при $\bar{p} = I$, $\bar{Q}_m$ - расход жидкости через золотник при его полном открытии и $\bar{p} = I$, $\bar{Q}_{нm}$ - максимальная подача подпиточного насоса, (m - для максимальных значений параметров).

В целом зависимости (I) - (3) нелинейные. Однако, в рабочем диапазоне давлений, например, $\bar{p} = 0{,}2 - I$ для каждого коэффициента K_1 можно подобрать такое K_2, при котором расход будет иметь минимальное отклонение от своего среднего значения. Величина этого отклонения в зависимости от типа переливного элемента на подпиточном насосе, от степени использования подачи подпиточного насоса и диапазона рабочих давлений может составлять 3,52 - I0% от среднего значения расхода. Параметрические зависимости для наиболее стабильных характеристик различны при различных характеристиках давления подпиточного насоса. Так для линейной характеристики имеет место

$$K_1 = 0{,}5529\ (K_2(0{,}9I06 - K_2 \cdot 0{,}3578) \qquad (4)$$

Совокупность полученных зависимостей $K_1 = f(K_2)$ позволяет подобрать параметры подпиточного насоса по параметрам МУ и гидропривода.

Если обеспечена независимость расхода жидкости через золотник от давления в гидролиниях, то линейность расхода от сигнала управления обеспечивается нелинейным масштабированием сигнала управления. Так при линейной характеристике подпиточного насоса

$$\bar{u}' = \bar{u} / (1 + K_2 - K_2\bar{u}) \qquad (5)$$

где $\bar{u}'$ - преобразованный сигнал.

Из уравнений (I) - (3) видно, что нагрузки на органе регулирования, если они не пропорциональны давлению в приводе, не изменяют характер расходной характеристики, т.е. независимость расхода через золотник обеспечивается и при наличии этих нагрузок - в этом одно из важнейших качеств исследуемых схем питания МУ, поскольку моменты пропорциональные давлению составляют (90 - 95)% суммарного момента сопротивления (без динамического момента).

Сравнение результатов расчета и эксперимента, проведенного с использованием в качестве переливного элемента - дросселя (зависимость (2)) показало их совпадение с точностью до приборной ошибки.

В третьей главе рассмотрены моменты на органе регулирования насоса нагружающие МУ. В основу анализа нагрузок положены теоретические исследования кинематики насоса. При этом получены в обобщенных координатах выражения для скоростей насосных поршней, имеющих две степени свободы: так для насоса с наклонным блоком

$$v = R(\cos\gamma\cos\alpha\,\dot{\gamma} - \sin\gamma\sin\alpha\,\omega_{нас}) + \Delta v; \qquad (6)$$

для насоса с наклонным диском

$$v = r(\cos\alpha\cdot 1/\cos^2\gamma\cdot\dot{\gamma} - \sin\alpha\,tg\gamma\,\omega_{нас}), \qquad (7)$$

где R - радиус расположения больших головок шатунов; r - радиус расположения поршней в блоке цилиндров; α, γ - углы поворота ротора насоса и органа регулирования насоса; Δv - составляющая скорости поршня, определяемая дезаксиалом, для насоса с двойным несиловым карданом эта величина ограничена значением: $\Delta v \leq 0{,}0202\,v$; $\dot{\gamma} = d\gamma/dt$, $\omega_{нас} = d\alpha/dt$.

В связи с тем, что характер рабочего процесса в поршневых камерах определяется скоростью движения поршня в районах перемычек распределителя, то и момент сопротивления на органе регулирования зависит от этой скорости. Из (6) и (7) видно, что скорость поршня на перемычке распределителя определяется скоростью движения органа регулирования. Поэтому учет скорости движения поршня в форме (6) и (7) особенно важен для насосов дистанционного управления высокого быстродействия. Полученные выражения для скорости перемещения поршней насоса составляют вместе с уравнением баланса расходов, описанием геометрии окон " блок - распределитель" и описанием модуля упругости жидкости, основу математической модели процесса в поршневой камере насоса. Расчеты на ЭЦВМ индикаторных диаграмм и их анализ показал, что основной параметр индикаторной диаграммы, изменяющийся с изменением режима работы насоса, это угловое смещение линий перехода давления с одного уровня на другой. При этом суммарное смещение, определенное как сумма смещений индикаторной диаграммы по двум перемычкам равно

$$\alpha_{см} = K_s K_\eta\left(\alpha_{см.о} + (K_\gamma(\gamma-\gamma_0) + K_{\dot\gamma}\dot{\gamma})\,\mathrm{sign}\,p + K_p p + \right.$$
$$\left. + K_\omega(\omega_{нас} - \omega_{нас.о})\right), \qquad (8)$$

где $\alpha_{см_0}$, γ_0, p_0, $\Omega_{нас_0}$ - параметры базового режима, в районе которого варьировались параметры γ, p, $\Omega_{нас}$; K_γ, $K_{\dot\gamma}$, K_ω, K_p - коэффициенты пропорциональности и для насосов П и Ш гаммы они равны:

$$K_\gamma = 0{,}13;\ K_{\dot\gamma} = 0{,}00531\ \text{с};\ K_\omega = 1{,}28\cdot10^{-4}\text{с};$$
$$K_p = 0{,}106\cdot10^{-7}\text{м}^2/\text{Н}.$$

Коэффициенты K_s и K_η - учитывают форму рабочего окна и объемный КПД насоса и для насосов П и Ш гаммы $K_s = 1$ и $K_\eta = 1$.

Выражение (8) получено линейной интерполяцией результатов анализа многовариантных расчетов индикаторных диаграмм и удобно для расчета моментов на органе регулирования насоса.

Точное выражение для среднего значения этого момента, определяемого формой индикаторной диаграммы,

$$M = \frac{z_2}{2\pi}\cdot\frac{\pi d^2}{4}\cdot\int_0^{2\pi} p_i(\alpha)\cos\alpha\, d\alpha \qquad (9)$$

может быть при использовании параметра $\alpha_{см}$ заменено приближенным

$$M \approx \frac{z_2}{2\pi}\cdot\frac{\pi d^2}{4}\cdot p\cdot\alpha_{см}, \qquad (10)$$

а для насосов П и Ш гаммы

$$M \approx \Omega_{нас}\cdot p\cdot\alpha_{см}, \qquad (11)$$

где z -число поршней, d - диаметр поршня, $p_i(\alpha)$- индикаторная диаграмма, $\Omega_{нас}$- максимальный объем насоса при повороте его ротора на I радиан.

Сравнение результатов расчетов моментов на органе регулирования насоса при использовании выражений (8) и (II) с экспериментальными данными, приведенными в работе Сафронова Ю.Г. и Синева А.В. "Влияние процесса изменения давления под поршнями на силовое управление регулирующим органом аксиально-поршневого насоса": - В кн.: Нелинейные колебания и переходные процессы в машинах. - М.: Наука, 1972, показало их сходимость с точностью до $\pm$ 4%.

Сравнение расчетных значений максимального суммарного статического момента сопротивления на органе регулирования насоса с моментом, вызванным смещением индикаторной диаграммы насоса из-за движения органа регулирования со скоростью $\dot\gamma = 10\ \text{с}^{-1}$, проведенное для насоса ПД № 2,5 показало, что последний момент составляет 40,6% от суммарного, что подтверждает предположение о необходимости его учета.

В четвертой главе приведена методика расчета переходных процессов МУ с питанием от управляемого им насоса и выполнен анализ влияния ряда параметров на время переходного процесса при ступенчатом изменении сигнала управления. Проведено сравнение расчетных результатов с экспериментальными.

Расчетная схема МУ включает двухкаскадный электрогидравлический МУ, силовую часть "насос-мотор" привода и подпиточный насос. Второй каскад запитывается через обратные клапаны от силовой части привода, первый - от подпиточного насоса.

Математическая модель МУ представляет собой систему дифференциальных уравнений, описывающих взаимодействие элементов привода в соответствии с расчетной схемой и включающих в себя расходные и нагрузочные зависимости, полученные в главах 2 и 3, а также включающие все основные существенно-нелинейные зависимости, отражающиеся на работе МУ при различных управляющих сигналах и имеет в безразмерных параметрах вид:

$$\left.\begin{array}{lll} \bar{u}=f_1(t); & \bar{h}=f_2(\bar{u},\bar{\gamma},\bar{\omega}_н); & \ddot{\bar{x}}=f_3(\bar{x},\bar{\gamma},\dot{\bar{\gamma}},\bar{p}); \\ \ddot{\bar{\gamma}}=f_4(\bar{x},\bar{\gamma},\dot{\bar{\gamma}},\bar{p},\bar{\omega}_н); & \bar{\gamma}=f_5(\dot{\bar{\gamma}}); & \dot{\bar{p}}=f_6(\bar{\gamma},\dot{\bar{\gamma}},\bar{p},\dot{\bar{\omega}}_н); \\ \dot{\bar{\omega}}_м=f_7(\bar{p},\bar{\omega},\bar{\varphi}_м,\bar{\varphi}_н); & \bar{\varphi}_м=f_8(\bar{\varphi}_н); & \dot{\bar{\varphi}}_н=f_9(\bar{\omega}_м,\bar{\varphi}_м,\bar{\varphi}_н); \end{array}\right\} \quad (I2)$$

где t - время, $\bar{u}$ - сигнал управления, $\bar{h}$ - перемещение заслонки, $\bar{x}$ - перемещение золотника, $\bar{\gamma}$ и $\dot{\bar{\gamma}}$ - угол и скорость поворота органа регулирования насоса; $\bar{\omega}_м$, $\bar{\omega}_н$, $\bar{\varphi}_м$, $\bar{\varphi}_н$ - скорости и углы поворота вала гидромотора и нагрузки.

Решение системы (I2) выполняется на ЦВМ с помощью стандартной подпрограммы, если уравнения системы (I2) и, следовательно, входящие в них существенно-нелинейные функции имеют одноформульный вид. Лучше исследуемые процессы отражают гладкие функции.

В связи с этим была разработана методика одноформульного представления существенно-нелинейных функций. В основу методики положена аппроксимация ступенчатой функции вида $y=\operatorname{sign} x$, функцией Y:

$$Y=\operatorname{th}\alpha x. \quad (I3)$$

Точность приближения растет с увеличением коэффициента α. При использовании функции (I3) любую кусочно-гладкую функцию можно аппроксимировать выражением

$$\omega \approx 0{,}5 \sum_{i=1}^{n} z_i (th\alpha(x_{i-1} - x) - th\alpha(x_i + x)) \qquad (14)$$

где z_i – аналитическая функция, определенная на участке $x_{i-1} < x \leq x_i$. Метод позволяет в одноформульном виде представить все типовые существенно-нелинейные функции, в том числе периодические и функции нескольких переменных.

Так учет момента сухого трения в зависимости от покоя и движения нагрузки гидромотора может быть выполнен в выражении для скорости нагрузки в виде

$$\omega_н = \omega_м (1 + 0{,}5 th\alpha(C_c(\varphi_м - \varphi_н) - M_0) - 0{,}5 th\alpha(C_c(\varphi_м - \varphi_н) + M_0)) \qquad (15)$$

где $\omega_н$, $\varphi_н$, $\omega_м$, $\varphi_м$ – скорость и угол поворота нагрузки и гидромотора, C_c – жесткость системы "мотор-нагрузка", M_0 – максимальное значение трения.

Анализ результатов расчетов переходных процессов МУ, полученных на ЦВМ, позволил установить – с уменьшением диаметров цилиндров управления МУ насосов П и Ш гаммы время переходного процесса МУ сокращается. Сокращение связано с увеличением скорости роста давления в гидроприводе, так как отбор жидкости на МУ уменьшается. При этом переходный процесс во всех точках проходит выше аналогичного переходного процесса МУ обычной схемы питания, если это уменьшение удовлетворяет условию $d_{цо}/d_{цу} = 2 - 2{,}5$ ($d_{цу}$ – уменьшенное значение диаметра $d_ц$, $d_{цо}$ – значение диаметра цилиндров МУ в серийных насосах).

При дальнейшем уменьшении $d_ц$ крутизна начального участка переходного процесса (участка разгона) заметно уменьшается. Уменьшение давления подпиточного насоса в 2 – 3 раза увеличивает время переходного процесса не более чем на 30%. При этом соответственно в 2 – 3 раза снижается мощность подпиточного насоса и нагрев жидкости, что позволяет сократить общие потери мощности привода на (3 – 5)%.

Изменение момента трения на органе регулирования насоса практически не влияет на переходный процесс МУ. Так десятикратное увеличение коэффициента трения увеличивает время переходного процесса не более чем в 1,2 – 1,4 раза.

Анализ переходных процессов по гидромотру показал, что этот переходный процесс имеет особенность – начальный участок переходного процесса увеличивается, причем это увеличение τ подчи-

няется зависимости $\tau = W/2Q_н$, где W - полезный объем цилиндра МУ, а $Q_н$ - максимальная подача управляемого насоса. τ = 0,003 - 0,005 с для насосов с уменьшенным в 2 - 2,5 раза диаметром $d_ц$.

Сравнительный анализ переходных процессов МУ с питанием от управляемого им насоса и МУ с питанием только от подпиточного насоса, показал, что во всех случаях МУ первой схемы питания имеет большее быстродействие, так сокращение времени переходного процесса при отклонении органа регулирования на полный угол может достигать четырехкратной величины. Результаты эксперимента, выполненного для насоса ПД № I,5 показали приемлемость разработанной методики расчета.

Материалы главы 4 вместе с материалами глав 2 и 3 являются методической основой для расчетов параметров МУ со схемой питания от управляемого им насоса, а вопрос о целесообразности использования этой схемы может быть решен на основе энергетического расчета, определяющего границы применения обычной схемы МУ (с питанием обоих каскадов МУ от подпиточного насоса).

В этом случае при нагружении гидромотора привода инерционной нагрузкой $J_м$ целесообразное максимальное значение скорости поворота органа регулирования равно

$$\gamma_{гп} = \Omega_м \cdot p_т \cdot \gamma_т / J_м \cdot \omega_{нас}, \qquad (I6)$$

при этом мощность подпиточного насоса $N_п$ должна быть

$$N_п \geq (M_{му.гп} \cdot \Omega_м \cdot p_т \cdot \gamma_т)/(J_м \omega_{нас} \eta_{му}) \qquad (I7)$$

и не превышать допустимые потери мощности на тепло $N_т$

$$N_т > N_п. \qquad (I8)$$

В уравнениях (I6) - (I8) $\eta_{му}$ - коэффициент полезного действия МУ, $M_{му.гп}$ - максимальный момент сопротивления на органе регулирования насоса, $\Omega_м$ - характерный объем гидромотора, причем $\Omega_м = \Omega_{нас}$.

Если условие (I8) не соблюдается, использование обычной схемы невозможно и необходимо обратиться к схеме питания МУ от управляемого им насоса.

В пятой главе приведены материалы по описанию экспериментальной установки, методики исследования статических и динамических характеристик, дана оценка погрешностей измерения.

Экспериментальная установка включает исследуемый насос ПД № I,5 с установленным автономно модернизированным МУ, в котором механическая обратная связь заменена на электрическую и выполнено разделение питания каскадов. Диаметры цилиндров управления уменьшены до I8 мм, а давление предохранительных клапанов гидропривода снижено до 8,0 МПа.

В схеме предусмотрена возможность установки МУ различных типов и в частности дополнительно исследовался в качестве МУ электрогидроусилитель типа УЭГС-40. В схеме предусмотрено также переключение стендовым дросселем питания второго каскада силовых гидролиний привода на подпиточный насос, что позволяет проводить сравнительные эксперименты двух типов схем питания МУ при одних и тех же параметрах МУ, подпиточного насоса, гидропривода и внешних условий с разделением экспериментов во времени в несколько секунд. Управление привода осуществлялось с пультов промышленного производства в линейном (с осцилляцией сигнала управления), а также релейном режимах. Дополнительные электрические обратные связи реализовались с помощью АВМ типа МН-7.

На установке выполнены исследования переходных процессов МУ и гидропривода в целом при диаметрах цилиндров управления в 22 и I8 мм, давлениях подпиточного насоса в I,2; 0,8; 0,4 МПа, различных нагрузках на гидромоторе, различных по величине ступенчатых входных сигналах и др. Результаты экспериментальных исследований полностью подтвердили результаты теоретических исследований.

Экспериментальные исследования частотных характеристик МУ с питанием от управляемого им насоса и сравнение их с характеристиками МУ с питанием от подпиточного насоса во всех случаях показало улучшение динамических характеристик МУ с первой схемой питания. Так при амплитуде входного сигнала, равной половине максимальной, полоса пропускания частот МУ при использовании первой схемы питания увеличивается в 2 - 4 раза (различно при различных нагрузках на гидромотре, давлениях подпиточного насоса и др.).

Исследование статических характеристик МУ выполнялось на этой же экспериментальной установке. Насос переводился в ручной режим регулирования, внешние трубопроводы, соединявшие МУ с цилиндрами управления, демонтировались. Выходные линии МУ соединя-

лись между собой через дроссель и расходомер МУ. Стендовым дросселем одна из напорных гидролиний привода перекрывалась, а жидкость из гидромотора отводилась в бак.

Изменение величины утечек привода осуществлялось вторым стендовым дросселем, установленным перед гидромотором, который в данном варианте схемы служил расходомером утечек. Контроль линейности зависимости величины утечек от давления привода осуществлялся по показаниям осциллографа, регистрирующего разность сигналов тахогенератора, расходомера и датчика давления, которая вычислялась на АВМ типа МН-7. Результаты эксперимента подтвердили результаты теоретических исследований: при определенных соотношениях параметров гидропривода, МУ и подпиточного насоса расход МУ не зависит от давления привода; МУ с питанием от управляемого им насоса во много раз менее чувствителен к нагрузкам пропорциональным давлению привода, чем при питании от подпиточного насоса.

В приложении - содержатся: программа расчета на ЭЦВМ индикаторной диаграммы аксиально-поршневого насоса, программа расчета переходного процесса МУ, экспериментальные частотные характеристики МУ.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

I. Постоянная тенденция повышения удельных и единичных мощностей насосов дистанционного управления, а также необходимость повышения их быстродействия требует разработки механизмов управления с новыми схемами питания, исследования их статических и динамических характеристик, разработки математической модели.

Анализ существующих тенденций в машиностроении показал, что одним из перспективных путей решения указанной задачи является использование напорных гидролиний насоса для питания своего МУ.

2. Установлено, что при использовании напорных гидролиний в качестве источника питания выходного каскада МУ, необходимая независимость расхода через золотник от колебаний давления в напорных гидролиниях может быть достигнута за счет формирования соответствующей характеристики давления подпиточного насоса, за счет электрических обратных связей и др. решений.

3. Выполненный анализ нагрузок, преодолеваемых МУ, позволил

установить: режим регулирования подачи насоса и, в частности, скорость движения органа регулирования насоса влияет на рабочий процесс в поршневых камерах насоса, а через него на моменты на органе регулирования насоса.

4. Разработанные методы расчета нагрузок на органе регулирования насоса показали:

- влияние скорости движения органа регулирования на форму индикаторной диаграммы насоса и соответственно, на моменты на органе регулирования соизмеримы с влиянием угла наклона органа регулирования, давления в гидролиниях и др. факторов;

- увеличение быстродействия насоса увеличивает долю момента на органе регулирования, определяемого его скоростью, и значение этого момента сравнимо (а при скоростях органа регулирования свыше 10 $с^{-1}$ преобладает) со значением остальных составляющих суммарного момента;

- общая доля моментов на органе регулирования, пропорциональных давлению, может достигать для насосов мощностью свыше 75 кВт и с рабочим давлением в 32 МПа 95%;

- при использовании напорных гидролиний для питания выходного каскада МУ соотношение момента сопротивления на органе регулирования и движущего момента МУ не зависит от колебаний давлений, но изменяется с изменением других параметров, влияющих на форму ИД;

- в целом использование напорных гидролиний для питания МУ хорошо компенсирует нагрузки МУ.

5. Разработанная математическая модель МУ дала возможность выполнить анализ влияния важнейших параметров МУ на его переходные процессы. При этом установлено, что наилучшие результаты по времени и характеру переходного процесса имеют МУ с цилиндрами управления, с уменьшенными в 2 раза диаметрами по сравнению с используемыми в обычной схеме питания МУ; при этом: время переходного процесса МУ сокращается в 1,5 - 4 раза; возможно снижение давления подпиточного насоса в 2 - 4 раза с соответствующим снижением тепловыделений и повышением общего КПД привода на 3 - 5%. Результаты эксперимента подтвердили выводы теоретических исследований. Точность расчетов $\pm 4\%$.

6. Результаты исследований по теме диссертационной работы использованы при конструировании гидроприводов.

Публикации. Содержание диссертации опубликовано в работах.

I. А.С. 1174596 (СССР). Гидравлическая система объемного регулирования/ Ковровский филиал Владимирского политехн. ин-та; авт. изобрет. Я.А.Даршт. - Заявл. 28.03.83, № 3568564/24-06; опубл. в Б.И., 1985, № 31.

2. Терехов Н.Ф., Даршт Я.А., Круглов В.Ю. Расчет подачи насоса при перемещающемся регулирующем органе. - Известия ВУЗов. Машиностроение, 1979, № 8, с. 52 - 55.

3. Даршт Я.А., Косорукова О.В., Сысоев В.В., Голубев С.Г. Влияние нагрузки гидропривода на регулировочную характеристику механизма управления. - Известия ВУЗов, Машиностроение, 1982, № 6, с. 138 - 139.

4. Даршт Я.А. Влияние режима работы гидропривода на характеристики механизма управления насоса. - Владимир, 1983. - 16 с. - Рукопись представлена Владимирским политехн. ин-том. Деп. в ЦИНТИхимнефтемаш 14 дек. 1983, № 1041хн-Д83.

5. Даршт Я.А. Влияние нестабилизированности давления подпиточного насоса на динамические характеристики механизма управления. - В кн.: XVI Всесоюзное научно-техническое совещание по гидравлической автоматике. Тез. докл. - Киев, 1983, с. 70 - 71.

6. Даршт Я.А. Расчетные характеристики механизма управления с питанием от управляемого им насоса. - Владимир, 1985. - 13 с.- Рукопись представлена Владимирским политехн. ин-том. Деп. в ЦИНТИхимнефтемаш 15 дек. 1985, № 1132хн-85Деп.

7. Даршт Я.А. Расчет индикаторных диаграмм аксиально-поршневого насоса. - В кн.: Совершенствование гидро- и пневмоагрегатов в машиностроении. Тез.докл. - Москва, 1985, с. 97 - 99.

8. Даршт Я.А. Об использовании напорных гидролиний дистанционного управляемого насоса для питания своего механизма управления. - В кн.: Совершенствование гидро- и пневмоагрегатов в машиностроении. Тез. докл. - Москва, 1985, с. 94 - 96.

9. Даршт Я.А., Гурвич Я.Ф., Калинин С.Б., Хорохорин Б.А. Исследование переходных процессов механизмов управления, питающихся от управляемого им насоса. - Известия ВУЗов. Машиностроение, 1985, № 10, с. 82 - 85.

МВТУ им. Н.Э. Баумана БИБЛИОТЕКА