DM 160210.

НА ДОМ Е ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального образования СС

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н. Э. Баумана

БОЧАРОВ Ю. А.

ОСНОВЫ ТЕОРИИ И МЕТОДЫ АНАЛИТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ГИДРОВИНТОВЫХ КУЗНЕЧНО-ШТАМПОВОЧНЫХ МАШИН

(Специальность 05.165 — Оборудование и машины кузнечно-прессового производства)

Диссертация написана на русском языке

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

ква 1972

Работа выполнена в Московском ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище имени Н. Э. Баумана.

Научный консультант —

Заслуженный деятель науки и техники РСФСР, доктор технических наук, профессор Зимин А. И.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Сторожев М. В.,
доктор технических наук, профессор Навроцкий Г. А.,
доктор технических наук, профессор Некрасов Б. Б.

Ведущее предприятие: Ордена Ленина Воронежский завод тяжелых механических прессов.

Автореферат разослан «31» марта 1972 г.

Защита диссертации состоится «15» мая 1972 г.

на заседании сове... ...низа-
ция производства ... Тру-
дового Красного ... лища
имени Н. Э. Бау... ...ман-
ская ул., д. 5.

С диссертацие... ...чили-
ща.

Ваши отзывы ... ы-
сылать по указани...

Ученый секрет...

канд. техн. нау... ...НОВ

М 160210

Л-88871 от 20/III-72 г

Введение

К винтовым – относятся технологические кузнечно-штамповочные машины, имеющие несамотормозящий винтовой рабочий исполнительный механизм и использующие для пластического деформирования поковок кинетическую энергию сложного (поступательного и вращательного) движения масс. Эти машины создают квазиударное воздействие на поковку с начальной скоростью свыше 0,5 м/сек. В последнее время они подвергались существенному усовершенствованию, направленному на увеличение производительности, быстроходности, к.п.д. В зависимости от применяемого привода их относят к фрикционным, электровинтовым и гидровинтовым.

Использование энергии сжатой жидкости для привода винтовых машин дает возможность увеличить скорость ползуна в 2 и более раза, сократить время машинного цикла, увеличить эффективный к.п.д., регулировать и изменять по программе выходные параметры машин применительно к требованиям переналаживаемых автоматических линий, а также воздействовать на поковку как кинетической энергией рабочих частей (молотовой режим), так и усилием гидроцилиндра (пресс-молотовой режим). Применение гидропривода наиболее перспективно для создания мощного штамповочного оборудования.

Проблема создания отечественных конструкций гидровинтовых машин впервые была сформулирована в МВТУ А.И.Зиминым в конце 40-х годов. В настоящее время их проектированием и исследованиями, кроме МВТУ, заняты ВНИИМЕТМАШ, ЭНИКМАШ, НИАТ (г.Москва,) и др. Освоением гаммы гидровинтовых машин, в соответствии с приказами Министра ССиИП № 234 (1968 г.) и № 1 (1970 г.), занимаются ведущие предприятия: Ордена Ленина Воронежский завод тяжелых механических прессов (ВЗТМП) и Ордена Трудового Красного Знамени Чимкентский завод прессов-автоматов им.М.И.Калинина (ЧЗПА). Они изготовляются также в других развитых странах (ФРГ, Франции, ЧССР и др.).

В эксплуатации на некоторых отечественных заводах гидровинтовые машины находятся с 1968 г. Перед нашей промышленностью поставлена задача создания мощных гидровинтовых машин усилием 10 тыс.тонн и выше для изготовления крупногабаритных цельноштампованных деталей.

Разработка основных вопросов теории этих машин является актуальной проблемой, решение которой направлено на повышение эффективности кузнечно-штамповочного производства, на выпол-

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана
1160210
Бочаров Ю.А. Основы теори

дение директив XXIУ съезда КПСС в этой области.

Диссертация посвящена разработке основ теории и методов аналитического расчета гидровинтовых машин, который должен выполняться как на стадии подготовки технического задания и эскизного проекта, так и во время технического и рабочего проектирования новых машин, а также при модернизации существующих. Работа изложена на 444 страницах машинописного текста, включая I6I рисунок, 23 таблицы, библиографию из 35I наименования. Работа состоит из введения и шести глав. В конце каждой главы приведены выводы по рассмотренным вопросам. В приложении помещена программа вычислений параметров движения жидкости и рабочих частей гидровинтовых машин на ЭЦВМ БЭСМ-6.

Глава I. Состояние вопроса, анализ конструктивных схем гидровинтовых машин, постановка задачи и общий план исследования.

Фундамент общей теории кузнечно-штамповочных машин создан трудами поколений в основном отечественных ученых и инженеров. Начатые в начале века систематические исследования кузнечных машин И.И.Тиме, П.К.Мухачевым, А.П.Гавриленко, С.А. Конюховым, А.А.Суходольским были продолжены Я.Н.Марковичем, А.И.Зиминым, М.В.Сторожевым, Б.В.Розановым, В.И.Залесским, Е. П.Унксовым, Е.Н.Мошниным, И.В.Климовым, Г.А.Навроцким, А.А.Игнатовым, В.И.Власовым и многими другими, трудами которых разработаны основы аналитических расчетов большинства существующих типов кузнечных машин. Разработка теории вновь создаваемых гидровинтовых машин проводилась в основном в МВТУ. Изучение литературных источников непосредственно относящихся к теме исследования показало, что динамический анализ гидровинтовых кузнечно-штамповочных машин, содержащих металлические, жидкостные и газовые звенья необходимо проводить на основе изучения и обощения данных по исследованиям гидравлических прессов и их приводов (М.В.Сторожев, Б.В.Розанов, А.И.Зимин, В.Б.Гордин, Н.С.Добринский, Л.М.Тарко, С.М.Нехай и др.), фрикционных винтовых прессов (А.И.Зимин, М.В.Сторожев, Ф.А.Серавин и др.), с учетом особенностей компоновки гидросистем, конструкции рабочих исполнительных механизмов, технологического цикла, технологических нагрузок (М.В.Сторожев, С.И.Губкин, И.И.Гирш, Э. Томсен, Е.Н.Ланской, Л.И.Живов)на основе использования данных гидромеханики, гидравлики, термодинамики, общей теории

МВТУ
им. Н.Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА
ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

объемного гидропривода (В.Н.Прокофьев, Т.М.Башта, Е.М. Хаймович и др.), фундаментальной механики, механики машин и винтовых механизмов, теории колебаний.

Из анализа работ, посвященных исследованию динамики гидравлических прессов с насосно-аккумуляторным и безаккумуляторным приводом (В.М.Сторожев, Б.В.Розанов, Л.Д. Гольман, В.Б.Гордин, Н.С.Добринский), а также гидравлических импульсных кузнечных машин (А.И.Зимин, Л.М.Тарко, А.Ф.Кагарманов, Э.Б.Бердников), следует, что, несмотря на хорошо разработанный математический аппарат и успешное использование в ряде областей техники, теория линейных колебаний еще не получила достаточного применения для анализа рабочих процессов в гидросистемах гидравлических кузнечных машин из-за отсутствия систематизированных сведений о функциональных зависимостях для активной возмущающей, восстанавливающей и диссипативной сил, действующих в гидросистемах. Не разработана также и общая методология анализа гидродинамических процессов в гидросистемах различных типов кузнечно-штамповочных машин с разной продолжительностью этапов технологического цикла. Это не вызывалось необходимостью для анализа сравнительно тихоходных машин (гидравлических прессов), упругие свойства гидросистем которых проявляются в течение кратких начальных этапов цикла (Б.В.Розанов), а для анализа новых быстроходных машин ударного действия (и в том числе гидровинтовых) решение указанных задач становится актуальным.

При разработке технических заданий, а также на стадии эскизного проектирования важное значение приобретает выбор принципиальных и конструктивных схем гидровинтовых машин. Предложенная в диссертации систематизация (классификация) конструктивных схем винтовых машин с гидроприводом по характерным признакам позволила проанализировать все существующие варианты конструкций этих машин и выявить метод синтеза новых патентноспособных конструктивных схем (из них около 12 были признаны изобретениями, на одну получены патенты в ФРГ, Франции, Японии). Выявлена перспективность развития прямого электрического и гидравлического приводов. Гидропривод создает наибольшие возможности разработки мощных винтовых машин и регулирования их парамет-

ров. Примененная методика классификации может быть использована для изучения и перспективных разработок других типов кузнечных машин. С целью обобщения различные существующие и вновь разрабатываемые конструктивные схемы гидровинтовых машин представлены двумя принципиальными кинематическими схемами: с активной силой и с активным крутящим моментом, которые использованы для анализа в последующих разделах.

Для успешного освоения нашей промышленностью серийного выпуска гидровинтовых машин и организации их наиболее эффективной эксплуатации необходимо углубленное изучение физических процессов в гидросистемах во время рабочего цикла машины и разработка на этой основе инженерных методов анализа и расчета. Это также необходимо в связи с развитием методов машинного счета, составление программ которых немыслимо без анализа физических процессов гидросистем рабочих машин-орудий и их адэкватного математического описания.

Цель, задачи и общий план исследования

Основная цель данного исследования состоит в разработке научных основ аналитического расчета гидровинтовых кузнечно-штамповочных машин, что необходимо для успешного освоения этого прогрессивного кузнечного оборудования промышленностью. Из формулировки цели вытекают следующие задачи и общий план исследования:

1) провести анализ и аппроксимацию типовых технологических нагрузок применительно к винтовым машинам, изучить влияние различного характера механического воздействия гидровинтовых машин на процесс деформирования поковки;

2) провести предварительные экспериментальные исследования гидросистем винтовых машин и отыскать эмпирические зависимости для расчетных функций активных, восстанавливающих и диссипативных сил, действующих в них, а также для сил трения в рабочем винтовом механизме и уплотнительных узлах при винтовом движении плунжера;

3) опираясь на данные этих исследований и теорию нестационарного течения вязкой сжимаемой жидкости, изучить закономерности процессов в гидросистемах кузнечных машин и составить общую методологическую схему целесообразных

механических (расчетных) моделей, которые можно применять для анализа различных этапов технологического цикла гидравлических кузнечных машин;

4) на основе этой схемы и принятой механической модели для гидровинтовых машин составить математическое описание движения жидкости и рабочих частей и провести анализ параметров движения методом численного интегрирования на ЭЦВМ;

5) используя опытные данные и результаты расчетов на ЭЦВМ, внести дополнительные упрощающие допущения и провести аналитическое исследование наиболее существенных параметров гидродинамического рабочего процесса в гидросистемах винтовых машин;

6) провести экспериментальную проверку правомерности допущений и полученных решений на различных конструкциях лабораторных, экспериментальных, опытно-промышленных и серийных образцов гидровинтовых машин, включая исследования в производственных условиях;

7) на основе сопоставления приближенных аналитических решений с результатами численного интегрирования на ЭЦВМ и экспериментальными данными разработать методы инженерного аналитического расчета гидровинтовых кузнечно-штамповочных машин применительно к любым конструктивным схемам, используемым для разработки новых машин и модернизации существующих;

8) в процессе исследования, используя основные его результаты, провести совместно с другими организациями разработку и внедрение в промышленность опытных и модернизированных прогрессивных образцов гидровинтовых машин, а также подготовить технические материалы по аналитическим расчетам для конструкторских бюро заводов.

Исследованию перечисленных вопросов посвящено содержание последующих разделов диссертации.

Глава П. Аппроксимация технологических нагрузок и анализ факторов механического воздействия винтовой машины с гидроприводом на процесс деформирования поковки.

В этом разделе проведены анализ и аппроксимация типовых технологических и рабочих нагрузок гидровинтовых машин, необходимые для аналитических и энергетических

расчетов, изучено влияние скоростных условий и особенностей силового воздействия гидровинтовых машин на процесс деформирования поковок.

Из существующих способов построения диаграмм рабочих технологических нагрузок, в работе использован экспериментальнний. Исследовались технологические нагрузки при выполнении различных операций и их элементов на гидровинтовых машинах усилием от 25 до 2500 т при работе в режиме молота и пресс-молота. В результате систематизации полученных сведений, а также данных других исследователей составлены аппроксимированные диаграммы рабочих технологических нагрузок, которые объединены в три группы. Для них приведены приблизительные значения координат и составлены линеаризованные зависимости усилия от перемещения и аппроксимированные тригонометрическими функциями зависимости усилия от времени для нагрузочного и разгрузочного этапов. Учитывая, что применение гидропривода дает возможность повысить скорость рабочих частей при разгоне (начальную скорость деформирования), осуществить дополнительное силовое воздействие на поковку, изменять скорость рабочих частей во время деформирования, в работе изучалось экспериментально влияние этих факторов на процесс деформирования поковок или образцов, а также использовались данные других исследователей,на основе которых установлены пределы (1-3 м/сек) целесообразного повышения скорости рабочих частей машин, выяснена целесообразность применения пресс-молотового режима работы для некоторых операций.

Опыты по прямому прессованию труб и стержней из алюминиевых сплавов Д1, АВ Д16 в холодном состоянии, в режиме пресс-молота (логарифмическая степень деформации 3,42) показали: а) существенное снижение среднего давления течения при повышении скорости инструмента от 1,7-2,3 10^{-3}м/сек до 1-1,5 м/сек; б) повышение температуры в зоне деформации заготовки, в) снижение трения металла заготовки об инструмент; г) проявление инерционных усилий со стороны выпресованной части заготовки, которые способствуют вытягиванию пресс-остатка.

Затраты времени на 1 мм перемещения инструмента почти не зависят от типа технологической операции (вида диаграммы усилие-деформация), но, как показали опыты, зависят от характера изменения скорости в процессе деформирования. Так при работе гидровинтовой машины ГВПМ30 в режиме пресс-молота с начальной

скоростью I,0+I,I м/сек за счет увеличения средней скорости в процессе деформирования $t_д/s_д \approx (I,I+I,2)$ мксек, что в I,5 раза меньше, чем при работе в молотовом режиме. Аналогичные данные получены для Ф2732А. С целью снижения общего времени контакта штампа с поковкой в главе IУ рассмотрен вопрос о быстрой безударной разгрузке рабочей магистрали.

При работе в режиме пресс-молота колебания давления жидкости создают пульсирующий характер деформирующего усилия. Влияние пульсирующей нагрузки с частотой (I+2) и I30 гц на процесс заполнения объемов в углах штампов изучалось автором в лаборатории Калифорнийского университета. На основе этих опытов установлено снижение внешнего трения и лучшая заполняемость полостей штампов. Такие же результаты получены в опытах по выдавливанию в вертикальные щели заготовок из АДI и свинца на гидровинтовой машине, работающей в режиме пресс-молота. Прессмолотовой режим рекомендуется для деформирования в холодном состоянии сложных по конфигурации поковок, когда актуальным является снижение деформирующего усилия и не предъявляются жестких требований к сокращению времени контакта штампа с поковкой

Глава Ш. Анализ гидропривода и основных характеристик гидросистем гидровинтовых кузнечных машин.

В этом разделе изучены особенности гидропривода гидровинтовых машин, технические характеристики его элементов, важнейшие свойства рабочей жидкости, рассмотрены типовые схемы и обоснованы рациональные компоновки гидропривода, а также определены динамические характеристики гидросистем, функциональные зависимости для возмущающей и диссипативной силы и сил трения в винтовом механизме, в уплотнениях при винтовом движении.

Гидропривод винтовых машин характеризуется короткими сложными магистралями, неравномерным расходом жидкости во время технологического цикла, значительной мощностью исполнительного механизма, развиваемой в конце разгона, неустановившимся турбулентным течением жидкости в трубопроводах и применением разнообразных исполнительных механизмов, в том числе и гидровинтовых. Наиболее рациональными являются гидровинтовые исполнительные механизмы, в которых рабочее звено совершает поступательное и вращательное взаимосвязанное движение передавая поступательную составляющую перемещения, силовое воздействие

гидросистемы и кинетическую энергию рабочего звена непосредственно на ползун, несущий штамп.

Работа силы давления жидкости в гидроцилиндре или работа крутящего момента гидромотора преобразуется в кинетическую энергию рабочих подвижных частей машины

$$p S_1 s_p \eta_p = L \varphi_p \eta_p = M \frac{v^2}{2} = J \frac{\omega^2}{2}, \qquad (I)$$

что позволяет считать эквивалентными по воздействию на рабочие части исполнительные механизмы, выполненные в виде гидроцилиндров поступательного действия, гидромоторов вращательного действия и в виде гидровинтовых механизмов. В дальнейших исследованиях рассматривается исполнительный механизм в виде гидроцилиндра поршневого типа, к которому приведены массы и моменты инерции подвижных частей, винта и маховика, в предположении, что полученные результаты могут быть отнесены и к другим исполнительным механизмам.

На основе анализа типовых схем гидропривода нескольких машин установлено, что наиболее рациональным и перспективным приводом винтовых машин является насосно-аккумуляторный, применение которого не ограничено какими-либо величинами мощности. В исследовании ему уделено основное внимание.

Принципиальная компоновка машины и гидропривода зависят от требований технологии объемной штамповки. Необходимы два рода накопителей энергии: аккумулятор механической (кинетической) энергии для преодоления пиковых технологических нагрузок и аккумулятор потенциальной энергии жидкости для выравнивания нагрузки гидропривода в течение технологического цикла и снижения его установочной мощности. Величина установочной мощности гидропривода должна иметь экономическое обоснование с учетом опережающего плановые задания роста производительности труда в кузнечно-штамповочном производстве.

Учитывая прогрессивность технологических процессов с расчленением операций и выполнением их в непрерывном потоке на специализированных машинах, целесообразно применение групповых насосных станций, обслуживающих объединенную единым технологическим потоком группу гидровинтовых машин, оборудованных индивидуальными жидкостными или гидропневматическими аккумуляторами и механизмами точного дозирования энергии.

Машины, предназначенные для горячей объемной штамповки из низких заготовок, чеканки, калибровки, должны работать с использованием молотового режима и насосно-аккумуляторного гидропривода с неуправляемыми полостями возвратных цилиндров, постоянно соединенными с аккумулятором. Для машин, предназначенных для выдавливания, прессования с высокими скоростями, а также для холодной и горячей объемной штамповки сложных фасонных поковок с элементами выдавливания, рекомендуется применение пресс-молотового режима и насосно-аккумуляторного привода с управляемыми полостями возвратных цилиндров. На основе экспериментального изучения работы гидропневматических аккумуляторов в приводах гидровинтовых машин, функция давления в аккумуляторе представлена приближенной зависимостью (p_{03}, V_0 – начальное давление и объем)

$$p_3 \approx p_{03} - \alpha_1 p_{03} n \frac{S_1}{V_0} s = p_{03}(1 - \kappa_0 s), \qquad (2)$$

полученной при ограничении двумя членами разложения в степенной ряд уравнения расширения газа в замкнутом объеме и введения опытного коэффициента α_1. Показатель термодинамического процесса по нашим опытным данным $n \approx 1{,}5\text{–}1{,}6$.

Принятая линеаризация сопоставлялась с линеаризацией из условия равенства работ расширения и опытными данными. При принятом ограничении $\frac{S_1 s}{V_0} \leq 0{,}2$, что выполняется в аккумуляторах винтовых машин, и $\alpha_1 = 1$, ошибка не превышает 7%, а введением корректирующего экспериментального множителя $\alpha_1 = 1{,}2$ ошибка уменьшена до 3-5%.

Для конструкций распределительных клапанов, применяемых в гидросистемах прессов и гидровинтовых машин, имеется мало сведений о гидравлических и обобщенных характеристиках. Объясняется это отсутствием стандартизованных и небольшим числом нормализованных конструкций, для которых возможно проведение систематических исследований. На основе опытов, проведенных во ВНИИМЕТМАШ (С.Н.Беляев и др. под руководством Б.В.Розанова), для распределительных клапанов по нормали КГ 200-44 Коломенского завода ТСГП с диаметром условного прохода до 60 мм предложена эмпирическая зависимость для коэффициента сопротивления в функции времени в процессе открытия клапана

$$\xi_к = \xi_0 + B\left[\left(\frac{t_к}{t}\right)^2 - 1\right], \qquad (3)$$

где $B = 4$ – опытный коэффициент. Подобные зависимости могут быть получены и для других нормализованных конструкций распределительных устройств.

Условия механического трения в функциональных узлах машины и в уплотнениях оказывают влияние на рабочие процессы в гидросистеме и движение рабочих исполнительных механизмов. Определение сил трения в механических узлах и, в частности, в винтовом механизме и уплотнениях является одним из важных элементов аналитического расчета гидровинтовых машин.

В исследованиях показано, что работа винтового механизма в гидровинтовых машинах характеризуется неустановившимся движением с переменой опорных поверхностей резьбы в процессе рабочего хода. Во время разгона активная сила носит пульсирующий характер. Аналитическое определение сил и моментов трения в винтовом механизме возможно, если оно опирается на экспериментальные данные о среднеинтегральном значении коэффициента трения в реальных условиях работы этого механизма в гидровинтовых машинах.

Эксперименты на ГВПМ25, ГВПМ40, Ф2732А, *LVH* 1600 показали, что в исследованных случаях для открытой винтовой пары из стали и бронзы в условиях консистентной смазки среднее значение коэффициента трения находится в пределах 0,04÷0,06. Для винтовой пары в условиях жидкой смазки под давлением получен коэффициент трения 0,03.

Расчет трения в уплотнительных узлах с резиновыми кольцами при поступательном относительном перемещении известен, а рекомендаций по расчету сил и моментов трения при винтовом относительном перемещении в литературе не содержится. Чтобы выяснить условия работы уплотнений в гидровинтовых машинах нами были проведены на специальном стенде экспериментальные исследования работы шевронных уплотнительных колец (диаметром 60 мм по форме и размерам в соответствии с ГОСТ 9041-59) из прорезиненной ткани доместик и резиновой смеси АИ. Относительное винтовое перемещение задавалось несамотормозящими винтовыми механизмами с углом подъема винтовой траектории 14, 20 и 30°.

На основе этого исследования предложена следующая эмпирическая зависимость приведенной результирующей силы трения (D и δ – диаметр и высота уплотнений, p – давление)

$$R_y = \pi D b \left[q_o + K_o p + \frac{2\pi}{H} (q_{oT} + K_T D p) \right], \qquad (4)$$

где q_o и q_{oT} - удельные начальные (осевая и тенгенциальная) силы трения; H - шаг винтового механизма. В большинстве случаев начальными силами трения, вызванными монтажным натягом колец, можно пренебречь, тогда

$$R_y = \left(K_o + \frac{2\pi}{H} D K_T \right) \pi D b p . \qquad (5)$$

Значения опытных коэффициентов K_o и K_T для различных углов наклона резьбы винтового механизма с использованием минерального масла в качестве рабочей жидкости приведены в табл.I.

Таблица I

Угол наклона резьбы винтового механизма α°	Резина АИ (для $p \leq 320$кг/см^2)		Прорезиненная ткань доместик (для p =200 кг/см^2)	
	K_o	K_T	K_o	K_T
	10^{-3} кг/см^2			
I4	9	27	9	67
20	I5	23	I6	48
30	I8	I7	-	-

Учитывая, что реальные гидромеханические системы винтовых машин не являются ни линейными, ни консервативными, не могут иметь конечного числа степеней свободы, возможности их идеализации необходимо строго обосновывать опытом. На основе исследований переходных процессов методом единичного возбуждения гидросистем винтовых машин установлено, что рабочие процессы в гидросистеме можно отнести к линейным с малыми затухающими колебаниями. Вследствие короткого времени включения источника жидкости, нелинейные характеристики распределительных устройств не оказывают существенного влияния на протекание этих процессов.

Анализом осциллограмм процесса включения распределительных устройств установлено, что перемещения клапанов с насосно-аккумуляторным сервоприводом и плавающего типа находятся в линейной зависимости от времени. Активная возмущающая сила приобретает номинальное значение F_o, эквивалентное давлению в аккумуляторе, значительно раньше, чем распреде-

лительное устройство откроется полностью. На процесс включения возмущающей силы влияет упругость гидросистемы, проявляющаяся в виде колебаний давления в магистрали за клапаном. Возмущающую силу приближенно можно выразить в виде кусочно-линейной функции

$$F(t)=\begin{cases} 0 & \text{при } t\le 0, \\ F_0\frac{t}{t_1} & \text{" } t\le t_1, \\ F_0 & \text{" } t>t_1, \end{cases} \qquad (6)$$

где F_0 - номинальное (начальное) значение возмущающей силы, t_1 - время включения возмущающей силы, $t_1=\alpha_1 T_0$. Опытный коэффициент α_1 зависит от времени полного включения распределительного устройства $t_к$ и периода свободных колебаний T_0: $\alpha_1=(0{,}5\div0{,}5)$ при $t_к \ge (1{,}5\text{-}2{,}0)\,T_0$.

Из осциллограмм найдены опытные значения логарифмического декремента колебаний (затуханий) ψ, коэффициента пропорциональности упругой восстанавливающей силы (коэффициента линейной кесткости гидросистемы $к$, приведенного модуля упругости гидромеханической системы $\mathscr{E}^*$, ориентировочные данные о скорости распространения упругих возмущений в гидросистеме u (табл.2).

Таблица 2

№№ пп	Тип машин	T_0 сек	ψ	u м/сек	$\mathscr{E}^*$ кг/см^2	Рабочая жидкость
1	ГВПМ25	0,020	1,19	1080	$1{,}08\cdot10^4$	Масло "инд.20"
2	ГВПМ30	0,014	0,69	1150	$1{,}21\cdot10^4$	-"-
3	ГВПМ40	0,045	0,36	1100	$1{,}11\cdot10^4$	-"-
4	Ф2732А	0,018	0,40	1080	$1{,}5\cdot10^4$	-"-
5	Ф2732АБ	0,033	0,23	1250	$1{,}4\cdot10^4$	-"-
6	ГВПМ1000	0,060	0,22	1120	$1{,}16\cdot10^4$	-"-
7	LVH1600	0,060	0,18	1335	$1{,}66\cdot10^4$	Эмульсия
8	LVH2500	0,108	0,22	1340	$1{,}6\cdot10^4$	-"-

Обработкой экспериментальных данных получена зависимость для логарифмического декремента колебаний

$$\psi = A\frac{\vartheta}{\vartheta_в}\left(\frac{l_р}{\alpha}\right)^2, \qquad (7)$$

где A - опытный коэффициент (для масла "инд.20" A = 0,10 10^{-6}, для водной эмульсии, A = 0,88 10^{-6}), которая показывает удовлетворительную согласованность с опытными данны-

ми для исследованных гидросистем, в которых в качестве рабочей жидкости используется минеральное масло, а для гидросистем с эмульсией, вследствие недостаточного количества экспериментальных данных, она может рассматриваться результатом первого приближения.

Глава IУ. Разработка основ аналитического расчета гидровинтовых машин.

В основе аналитического расчета параметров движения исполнительного механизма гидропривода и рабочих частей гидровинтовой машины находится исследование гидродинамических процессов в гидросистеме, опирающееся на динамику неустановившегося течения вязкой жидкости в деформируемом трубопроводе.

В этом разделе: а) сформулированы основные задачи аналитического расчета, б) составлена система общих уравнений движения жидкости и рабочих частей машины, в) обосновано применение трех моделей гидросистемы, г) обоснован приближенный метод анализа гидродинамических процессов в гидросистемах, д) исследованы параметры движения жидкости и рабочих частей гидровинтовых машин в режиме молота и пресс-молота во время основных этапов технологического цикла (численным интегрированием исходных уравнений на ЭЦВМ и приближенным аналитическим методом), е) разработана методика быстрой и безударной разгрузки гидросистем, ж) проведена оценка факторов, на которые оказывают влияние колебательные процессы в гидросистемах, з) обоснован минимально необходимый объем в гидропневматических аккумуляторах гидроприводов винтовых машин. Основной целью аналитического расчета гидровинтовых машин является установление таких взаимосвязанных параметров машины и гидропривода, при которых заданные технологические нагрузки должны выполняться машиной наиболее эффективно, с высокой производительностью, с минимальными затратами первичной энергии, а сама машина должна обеспечивать длительную стабильную работу с заданными выходными параметрами, допускающими регулировку в соответствии с выполняемыми технологическими нагрузками.

Из-за сложности точного учета всех факторов и необходимости упрощающих допущений приходится опираться на опыт-

ные исходные зависимости для функций активных и диссипативных сил, а также на выбор расчетных моделей, в наибольшей степени отвечающих поставленным задачам. Поэтому разрабатываемый метод аналитического расчета гидровинтовых машин относится к теоретико-экспериментальным. Обоснование адэкватных механических и математических моделей для анализа гидровинтовых машин потребовало обобщения основных допущений, используемых в теории гидропрессов и других гидравлических кузнечных машин, изучения опытных данных о наиболее характерных признаках рабочего процесса в их гидросистемах.

Единый процесс неустановившегося движения жидкости и рабочих частей условно разделен во времени на 4 интервала, отличающиеся друг от друга тем, что на протяжении этих интервалов времени существенную роль играют различные факторы: с момента открытия распределительного устройства (клапана или золотника) до момента начала движения плунжера существенную роль играют факторы сжимаемости жидкости и упругости трубопровода; с начала движения плунжера роль этих факторов ослабевает и после некоторого промежутка времени, вследствие трения, исчезает совсем; существенным фактором в дальнейшем является неустановившееся течение жидкости в трубопроводе, упругость которого слабо проявляется; по истечении определенного отрезка времени факторы неустановившегося движения ослабевают и уступают место факторам установившегося течения жидкости под действием разности давления на концах трубопроводов.

В зависимости от преобладания рассмотренных факторов обоснованы пределы целесообразного применения трех вариантов механических (расчетных) моделей гидромеханических систем кузнечных машин: несжимаемая или "жесткая" (масса жидкости сосредоточена в точке, жидкость не сжимаема и трубопровод не-деформируемый), с приведенными параметрами упругости или "упругая" (масса жидкости сосредоточена в точке, упругость жидкости и деформируемость трубопровода приведены к условным линейным жесткостям), и с распределенными параметрами или "волновая" (масса жидкости распределена по гидросистеме, параметры упругости жидкости и

трубопровода распределены по длине магистрали). Для выбора вариантов расчетных моделей составлена диаграмма.

В гидросистемах гидровинтовых машин, обладающих короткими магистралями, продолжительность процесса при разгоне характеризуется относительной величиной $t_р/T_0 \geq 10$, интервал $t_1 \approx 0{,}5\,T_0$, а преобладающим интервалом является t_2 с характерным отношением $2 < t_2/T_0 < 15$. Поэтому наиболее целесообразной моделью для анализа гидродинамического процесса в гидросистеме является "упругая" модель с приведенными параметрами. Аналогичная модель целесообразна и для возвратного хода. Рабочий ход гидровинтовой машины, работающей в режиме молота, совершается в процессе отключения гидросистемы, поэтому ее влияние незначительно. Работа машины в пресс-молотовом режиме происходит под воздействием накопленной кинетической энергии и усилия гидросистемы. Продолжительность этого рабочего процесса обычно $0{,}5 < t_р/T_0 < 1$, поэтому можно применить как "волновую", так и "упругую" модели гидросистемы.

Применение "жесткой" модели возможно для ориентировочных получения зависимостей между параметрами движения рабочих частей гидровинтовых машин и начальными параметрами гидропривода (гидросистемы). Рассмотрены допущения применительно ко всем трем моделям. Основные допущения и предположения при рассмотрении "упругой" модели: 1) взаимодействия распространяются мгновенно; 2) жидкость: а) обладает постоянной вязкостью, б) сжимаемая, в) нетеплопроводная; 3) трубопроводы и все металлические элементы деформируются; 4) сжимаемость жидкости и деформируемость трубопроводов пропорциональны приведенным линейным жесткостям; 5) перемещаемые массы жидкости и металлических частей приведены к определенным точкам, движение которых анализируется (в предположении, что движение жидкости и рабочих частей машины эквивалентно движению этих точек приведения); 6) сопротивление колебательным движениям жидкости пропорционально скорости; 7) сопротивления протеканию жидкости под действием разности давления на концах магистрали пропорциональны квадрату скорости; 8) температура жидкости установившаяся. Все остальные допущения связаны с установлением функциональных зависимостей для

сил трения в узлах машины, давления в источниках, сопротивления распределительных устройств во время открытия и т.п. Упрощающие допущения, связанные с линеаризацией этих функциональных зависимостей, вводятся для приближенных аналитических решений, а для анализа методом численного интегрирования на ЭЦВМ необходимость в них отпадает.

Рассмотрена расчетная схема гидромеханической системы гидровинтовой машины с насосно-аккумуляторным приводом в периоды пуска и разгона. В момент времени $t = 0$ к ведущему концу упругого звена, где сосредоточена приведенная масса m, приложена возмущающая сила $F(t)$ давления жидкости, вызвавшая перемещение s (и начальную деформацию упругого звена). В момент времени, когда упругая сила Ks, действующая на массу M, сравняется с суммарной силой сопротивления R, масса M с опозданием t_0 так же приходит в движение, во время которого упругая восстанавливающая сила пропорциональна разности перемещений $(s-s_1)$ обеих масс. Под действием приложенных сил система разгоняется на определенном отрезке пути и развивает кинетическую энергию, которая к моменту встречи с поковкой должна приобрести заданное значение, необходимое для штамповки.

После подстановки значений всех величин в уравнения Лагранжа получены дифференциальные уравнения движения системы жидкость-рабочие части

$$m\frac{d^2s}{dt^2} + h\frac{ds}{dt} + K(s-s_1) = F(t), \qquad (8)$$

$$M\frac{d^2s_1}{dt^2} + \zeta\left(\frac{ds_1}{dt}\right)^2 + R + R_y = K(s-s_1), \qquad (9)$$

где приведенная масса жидкости

$$m = m_3\left(\frac{f}{S_3}\right)^2 + m_{1ж} + m_{2ж}\left(\frac{f}{S_1}\right)^2\left(\frac{f}{S_2}\right)^2,$$

приведенная масса рабочих частей машины

$$M = \left[(m_1 + J_1\frac{4\pi^2}{H^2}) + m_2\right]\left(\frac{f}{S_1}\right)^2,$$

коэффициент пропорциональности сил жидкостного трения на основе зависимости (7)

$$h = A\frac{\sqrt{Km}}{\pi}\frac{\nu}{\nu_в}\left(\frac{l_р}{d}\right)^2,$$

приведенный коэффициент сопротивления напорной и сливной магистралей

$$\zeta = \zeta_1 + \zeta_2 = \zeta_{м1}\left(\frac{S_1}{f_1}\right)^2 + \zeta_{м2}\left(\frac{S_2}{f_2}\right)^2,$$

приведенный коэффициент линейной жесткости гидросистемы

$$K = \frac{f^2 \varkappa_a'}{V_0\left[1 + \frac{\varkappa_a'}{E}\frac{d}{\delta_c}(2-\mu)\frac{V_T}{V_0}\right]},$$

сумма постоянных составляющих приведенных сил трения и тяжести

$$R = \sum_1^n R_i \mp G .$$

Сила трения в уплотнениях при винтовом движении определена из (4). Для решения приведенной системы уравнений была принята следующая методика. Сначала уравнения решались методом численного интегрирования на ЭЦВМ БЭСМ-6 по специально разработанной программе с использованием стандартных подпрограмм для вывода результатов на печать в виде графиков в функции времени: $s, s_1, \frac{ds}{dt}, \frac{ds_1}{dt}, \frac{d^2s}{dt^2}, \frac{d^2s_1}{dt^2}, P_y/P_0, P_1/P_0$.

Затем, используя эти результаты, вносились упрощения в исходные уравнения, позволяющие получить приближенные решения, пригодные для аналитических инженерных расчетов. Приемлемость полученных решений проверялась сопоставлением расчетов, выполненных для ГВПМ25, Ф2732А, ЛВН 1600, ЛВН 2500, с результатами численного интегрирования на ЭЦВМ и экспериментальными осциллограммами $s_1, \frac{ds_1}{dt}, P_y, P_1$ для тех же машин. Расчеты на ЭЦВМ показали, что колебания в гидросистеме демпфируются инерционной массой рабочих частей и при $M/m > 5$ их влияние на перемещение M незначительно. Уменьшение K в десять раз, снижает максимальное давление в гидросистеме примерно на 12-15%. Этому же способствуют утечки жидкости. В процессе пуска ($t \le t_1$) происходит движение жидкости в гидросистеме, а плунжер неподвижен ($s_1 = 0$). Расчеты на ЭЦВМ, а также эксперименты показали, что время запаздывания движения массы M приблизительно равно (или несколько меньше) времени t_1 включения силы $F(t)$. Можно принять $t_0 \approx t_1$. Тогда при $t \le t_1$, $s_1 = 0$, а $F(t) = F_0 \frac{t}{t_1}$.

Колебания отсутствуют и движение носит апериодический затухающий характер при $\lambda > \omega_0$. Общее решение однородного уравнения (8) в этом случае имеет вид

$$s = A_1 e^{-\lambda t} sh\left(\sqrt{\lambda^2 - \omega_0^2}\, t + \beta\right). \qquad (10)$$

Апериодическое движение возможно, если $\Psi > 2\pi$. Устранение колебаний таким путем нецелесообразно, поскольку это приводит к снижению установившегося значения скорости разгона, к уменьшению кинетической энергии против заданной, а также вызывает непроизводительные затраты энергии.

МВТУ им. Н. Э. Баумана БИБЛИОТЕКА

Решение уравнения (8) для $\lambda<\omega_0$ при начальных условиях $t=0,\ S=0,\ \frac{dS}{dt}=0$ имеет вид

$$S=\frac{F_0}{\kappa t_1}\left(t-\frac{e^{-\lambda t}}{\gamma}\sin\gamma t\right), \qquad (11)$$

где $\gamma=\sqrt{\omega_0^2-\lambda^2}$ – частота затухающих колебаний.

давление в гидросистеме

$$p=\frac{\kappa S}{f}=\frac{P_{03}}{t_1}\left(t-\frac{e^{-\lambda t}}{\gamma}\sin\gamma t\right). \qquad (12)$$

В случае, когда при $t>t_1$ рабочие части неподвижны ($S_1=0$), что соответствует условиям опытов по единичному возбуждению системы, решение уравнения (8) имеет вид

$$S=\frac{F_0}{\kappa}\left\{1+e^{-\lambda(t-t_1)}\left[A\sin\gamma(t-t_1)-B\cos\gamma(t-t_1)\right]\right\}, \qquad (13)$$

где $A=\frac{1}{\gamma t_1}-\frac{e^{-\lambda t_1}}{\gamma t_1}\left(\cos\gamma t_1-\frac{2\lambda}{\gamma}\sin\gamma t_1\right),\ B=\frac{e^{-\lambda t_1}}{\gamma t_1}\sin\gamma t_1$.

Изменение давления в рабочей магистрали $p=\frac{\kappa S}{f}$.

Момент времени, соответствующий наибольшему давлению в магистрали

$$t_m=t_1+arctg\,\frac{A\gamma+B\lambda}{A\lambda+B\gamma} \qquad (14)$$

Наибольшее давление в магистрали

$$p_m=\frac{\kappa}{f}S\Big|_{t=t_m}. \qquad (15)$$

Справедливость полученных выражений проверялась сопоставлением расчетов изменения давления в магистрали с экспериментальными данными, полученными в опытах по разовому возбуждению системы и расчетами на ЭЦВМ.

Периоды колебаний давления во всех трех случаях практически совпадают. Наибольшее давление по уравнению (15) на 2-3% больше опытного значения, на 4-5% больше рассчитанного на ЭЦВМ. Объясняется это тем, что в приближенном уравнении не учитываются утечки, которые хоть и малы в рассматриваемый промежуток времени, но все же способствуют снижению наибольшего давления и более быстрому затуханию колебаний.

С момента времени $t>t_1\approx t_0$, когда давление в гидросистеме достаточно для преодоления стационарного сопротивления рабочих частей машины, они начнут движение. Тогда справедливы уравнения (8 и 9), для аналитического решения которых необходимо внести упрощающие допущения, основанные на экспериментах и результатах численного интегрирования на ЭЦВМ. Численное интегрирование системы уравнений (8 и 9), в результате которого получено пере-

мещение массы M, показало, что периодическая составляющая очень мала и кривая перемещения в первом приближении может считаться монотонной. Это дает основание представить $\kappa(s-s_1)=\kappa s_0+\kappa\Delta s$ и считать $\Delta s \approx 0$. Вследствие краткости разгона $R_y \approx R_{yc}$. Тогда в уравнении (9) $\kappa(s-s_1)\approx F_0$ и $c_1 \approx R+R_{yc}$.

$$M\frac{d^2s_1}{dt^2}+\zeta\left(\frac{ds_1}{dt}\right)^2-c_1=0. \qquad (16)$$

Анализ движения рабочих частей машины без учета упругости гидросистемы имеет самостоятельное значение, поскольку на его основе можно выявить наиболее существенные факторы, влияющие на интенсивность разгона.

При постоянном давлении в аккумуляторе решением уравнения (16) найдены: скорость

$$v_1=\sqrt{\frac{c_1}{\zeta}}\,th\left(\frac{\sqrt{c_1\zeta}}{M}t\right) \qquad (17)$$

и перемещение

$$s_1=\frac{M}{\zeta}\ln ch\left(\frac{\sqrt{c_1\zeta}}{M}t\right). \qquad (18)$$

Изменение давления в аккумуляторе во время разгона учтено функцией (2). Тогда уравнение движения рабочих частей для "жесткой" модели гидросистемы

$$M\frac{d^2s_1}{dt^2}+\zeta\left(\frac{ds_1}{dt}\right)^2+Ks_1-c_2=0. \qquad (19)$$

Решением этого уравнения получено значение скорости в функции перемещения и приближенные значения перемещения, скорости и ускорения в функции времени, которые после сопоставления с результатами численного интегрирования уравнения (19) на ЭЦВМ "Наири" оказались справедливыми для перемещений, ограниченных величиной

$$s_1<\frac{c_2}{K+\frac{2c_2\zeta}{M}},$$

что пригодно для гидросистем с жидкостным аккумулятором. На основе анализа уравнения (19) в безразмерной форме

$$2\ddot{x}+\dot{x}^2+x-A=0, \qquad (19,a)$$

где

$$x=\frac{2\zeta}{M}s_1,\ \dot{x}=\frac{dx}{d\tau}=\zeta\sqrt{\frac{2}{MK}}\frac{ds_1}{dt},\ \ddot{x}=\frac{d^2x}{d\tau^2}=\frac{\zeta}{M}\frac{d^2s_1}{dt^2},$$

$$\tau=\sqrt{\frac{2K}{\zeta}}t\ ;\ A=\frac{2\zeta c_2}{MK},$$

получено решение

$$\dot{x}=\sqrt{B(1-e^x)-x}, \qquad (20)$$

где

$$B=\frac{2\zeta c_2+MK}{MK},$$

исследованием которого обоснован минимальный объем упругой среды гидропневматического аккумулятора

$$V_{min} \approx \frac{S_1 s_{1P}}{K}\left(e^{3{,}3\frac{\xi}{M}s_{1P}} - 1\right), \qquad (21)$$

где

$$K = \frac{32\xi_1}{\rho S_1^2}\frac{m}{M}.$$

Расчеты по полученной формуле (21), а также экспериментальные исследования, результаты которых изложены в пятой главе диссертации, показали, что минимальный объем газа в гидропневматическом аккумуляторе винтовых машин может быть в два раза меньше, чем это принято в насосно-аккумуляторных станциях для привода гидравлических прессов, т.е. $V \approx (6{+}7)V_M$. При этом перепад давления при расширении по политропе, близкой к адиабате, будет $\frac{P_2}{P_1} \approx 0{,}7$. Для гидравлического пресса такой перепад означал бы потерю номинального усилия на 50%, что недопустимо, в то время как для машин ударного действия это несущественно, а наибольшая скорость рабочих частей может уменьшиться всего на 1,5-2% по сравнению с разгоном от аккумулятора с бесконечно большим объемом газовой среды. Применение уменьшенного объема аккумулятора для винтовых машин дает возможность уменьшить габариты и сократить затраты на его изготовление.

Совместное решение уравнений (9) и (18) дает неоднородное уравнение

$$\frac{d^2s}{dt^2} + 2\lambda\frac{ds}{dt} + \omega_o^2 s = \frac{F_o}{m} + \omega_o^2\frac{M}{\xi}\ln\operatorname{ch}\frac{\sqrt{c\xi}}{M}t. \qquad (22)$$

Общее решение однородного уравнения известно. Для нахождения частного решения неоднородного уравнения (22) функция $\ln\operatorname{ch}\frac{\sqrt{c\xi}}{M}t$ была представлена в виде кусочно-линейной

$$\ln\operatorname{ch}\frac{\sqrt{c\xi}}{M}t \approx \frac{\sqrt{c\xi}}{M}\left[t_I k_1 + \sigma(k_2 - k_1)(t - t_I)\right],$$

где угловые коэффициенты $k_1 = tg\varphi_1$ и $k_2 = tg\varphi_2$; единичная функция $\sigma = \begin{cases} 0 \text{ при } t < t_I, \\ 1 \text{ при } t \geq t_I. \end{cases}$

Погрешность этой линеаризации не превышает $e^{-2\frac{\sqrt{c\xi}}{M}t}$.

Суммированием общего и частного решений и подстановкой значений произвольных постоянных получено

$$s = \frac{F_o}{K}\left[1 + e^{-\lambda t}(A\sin\gamma t - B\cos\gamma t)\right] + H\ln\operatorname{ch}\frac{t}{\theta}, \qquad (23)$$

где $A=\frac{1}{\gamma t_1}-\frac{e^{-\lambda t_1}}{\gamma t_1}(\cos\gamma t_1-\frac{2\lambda}{\gamma}\sin\gamma t_1)-\frac{K\lambda}{F_0\gamma}H\,\mathrm{lnch}\,\frac{t_1\sqrt{c\xi}}{M}+\frac{HK\sqrt{c\xi}}{M\gamma F_0}\mathrm{th}\,\frac{t_1\sqrt{c\xi}}{M}$

$B=\frac{e^{-\lambda t_1}}{\gamma t_1}\sin\gamma t_1+\frac{KH}{F_0}\mathrm{lnch}\,\frac{\sqrt{c\xi}}{M}t_1\,;\ H=\frac{M}{\xi}\,,\ \theta=\frac{M}{\sqrt{c\xi}}\,.$

Расчеты показали, что влияние отдельных членов незначительное. Так при $t_1 \le 0{,}05$ сек. $\mathrm{ch}\,\frac{t_1\sqrt{c\xi}}{M}\approx 1$, $\mathrm{lnch}\,\frac{t_1\sqrt{c\xi}}{M}\approx 0$, $\mathrm{th}\,\frac{t_1\sqrt{c\xi}}{M}\approx 0$. Приближенные значения коэффициентов

$A\approx\frac{1}{\gamma t_1}-\frac{e^{-\lambda t_1}}{\gamma t_1}(\cos\gamma t_1-\frac{2\lambda}{\gamma}\sin\gamma t_1)$, $B\approx\frac{e^{-\lambda t_1}}{\gamma t_1}\sin\gamma t_1$.

Скорость и ускорение получены дифференцированием (23). Ошибки при вычислении s, $\frac{ds}{dt}$ и $\frac{d^2s}{dt^2}$ с использованием приближенных значений коэффициентов A и B не превышают 7%.

Параметры движения рабочих частей машины определены суперпозицией стационарных и периодических составляющих с использованием закона сохранения массы в форме уравнения неразрывности. Расчеты этих параметров на ЭЦВМ и сопоставление результатов с экспериментальными данными показали, что для коротких гидросистем гидровинтовых машин наблюдается незначительный сдвиг во времени, вызванный запаздыванием перемещения массы рабочих частей по отношению к движению жидкости на величину t_0.

Исполнительные механизмы характеризуются массивными элементами конструкции (гидроцилиндры с толстыми стенками, а стенки гидровинтовых механизмов, кроме того, обладают повышенной жесткостью, обусловленной применением крупной многозаходной резьбы), что дает основание не учитывать их упругие деформации и сжатие небольшого объема жидкости в них при передаче движения от магистрали к плунжеру рабочего исполнительного механизма. Соединения магистралей с рабочим исполнительным механизмом обычно выполнено герметично, а утечки через резиновые уплотнительные кольца очень малы, особенно, если учесть краткость рассматриваемых этапов цикла.

Перемещение рабочих частей

$$s_1=\frac{fF_0}{S_1\kappa}\left[1+e^{-\lambda t}(A\sin\gamma t-B\cos\gamma t)\right]+\frac{M}{\xi}\mathrm{lnch}\,\frac{\sqrt{c\xi}}{M}t, \qquad (24)$$

скорость рабочих частей

$$\frac{ds_1}{dt}=\frac{fF_0}{\kappa S_1}e^{-\lambda t}\left[(A\gamma+B\lambda)\cos\gamma t-(A\lambda+B\gamma)\sin\gamma t\right]+\sqrt{\frac{c}{\xi}}\,\mathrm{th}\,\frac{\sqrt{c\xi}}{M}t. \qquad (25)$$

С течением времени действие периодических составляющих перемещения и скорости ослабевают. Время, в те-

чение которого амплитуда перемещения (и давления) уменьшается в n раз, определяется

$$t_2 = \frac{2\pi \ln n}{A\sqrt{\rho_0}\,(l_p/d)^2}\sqrt{\frac{K}{m}} \qquad (26)$$

Колебания затухают быстрее, если больше сопротивление рабочей магистрали, вязкость рабочей жидкости и меньше приведенная жесткость гидросистем (а также больше утечки). Можно считать, что колебания прекратились, если амплитуда уменьшилась в 10 раз. Продолжительность t_2 колебательного процесса для большинства гидровинтовых машин соизмерима с временем разгона рабочих частей машины и поэтому уточненные расчеты параметров их движения следует проводить по приведенным выше уравнениям. Для приближенных расчетов можно ограничить расчеты колебательных процессов моментом t_2, когда амплитуда перемещения уменьшится в 5 раз.

Важнейшим параметром аналитического расчета является скорость рабочих частей, от которой зависит кинетическая энергия системы. Энергетические параметры машины связаны с параметрами гидросистемы и конструктивными параметрами машины соотношением

$$T = \frac{M}{2}\left\{\left(\frac{P_{03}f}{\kappa S_1}\right)^2 e^{-2\lambda t}\left[(A\gamma + B\lambda)\cos\gamma t - (A\lambda + B\gamma)\sin\gamma t\right]^2 + \frac{C}{M}\,th^2\frac{\sqrt{C\xi}}{M}t\right\} \qquad (27)$$

На интенсивность разгона рабочих частей оказывают влияние: величина активной силы давления жидкости, жесткость гидросистемы, приведенное сопротивление магистрали, силы механического сопротивления в функциональных узлах машины, приведенная масса рабочих частей и жидкости. Экспериментальные исследования нескольких опытно-промышленных, серийных и лабораторных образцов гидровинтовых машин, результаты которого приведены в следующем разделе, показали, что колебательные процессы в гидросистеме, и связанный с ними пульсирующий характер силового воздействия на систему с низкой частотой (17÷72) гц приводят к снижению механического трения в функциональных узлах гидровинтовых машин и способствуют интенсификации разгона. С целью выяснения основных факторов, влияющих на интенсивность разгона рабочих частей, в работе рассмотрены параметры, от которых зависит движение системы после того, как действие факторов, связанных с упругостью гидро-

системы, прекратится. На основе полученных решений составлены выражения для расчета параметров разгона рабочих частей, возвратного хода, а также функциональные зависимости для определения давления жидкости в магистралях. Исследованы факторы, влияющие на максимумы давления.

По полученным в этом разделе уравнениям выполнены расчеты параметров для гидровинтовых машин: ГВПМ25, Ф2732А, *ZVH* 1600, *ZVH* 2500, которые были сопоставлены с результатами расчетов на ЭЦВМ и экспериментальными данными, полученными непосредственным осциллографированием. Сопоставление и анализ полученных данных показывают достаточную достоверность расчетов параметров движения рабочих частей машин и рабочих процессов в гидросистемах выполненных приближенным аналитическим методом. Это также подтверждает правомерность принятых предположений и упрощающих допущений.

Расхождение результатов, полученных приближенным аналитическим методом, по сравнению с опытными данными не превышает в среднем 7-10%, а по сравнению с численным интегрированием на ЭЦВМ не более 5-8%, что, учитывая сложный характер взаимозависимости исходных данных и их аппроксимацию, представляется приемлемым.

Во время рабочего хода, который следует за этапом разгона рабочих частей, происходит преодоление технологической нагрузки. При работе в режиме молота силовое воздействие гидропривода на рабочие части мало и его можно не учитывать, а при работе в режиме пресс-молота оно значительно. Учитывая сложность процесса соударения рабочих частей гидровинтовых машин, имеющих винтовое движение масс и связи в виде сил и моментов в винтовом механизме, а при работе в режиме пресс-молота подверженных дополнительному силовому воздействию гидропривода, в исследовании принята следующая методика. В первом приближении оценка параметров движения рабочих частей машины во время преодоления технологической нагрузки в режиме молота выполнена на основе приближенной полуэмпирической теории удара, разработанной сотрудниками МВТУ Г.С.Батуевым и др., в которой учитываются упруго-пластические деформации деформируемого элемента, расположенного между соударяющимися массами. В приложении к кузнечным машинам та-

ким элементом рассматривалась поковка.

В результате получены параметры нагрузочного и разгрузочного этапов ударного (квазиударного) деформирования на гидровинтовых машинах для типовых технологических нагрузок, рассмотренных во втором разделе, получены выражения для определения смещения станины в направлении движения рабочих частей в процессе деформирования, угловой скорости и угла поворота станины в горизонтальной плоскости, времени разгрузочного этапа удара для различных технологических нагрузок, времени разгрузочного этапа (которое не зависит от вида технологической нагрузки), полного времени удара, наибольшей скорости отражения. Чтобы использовать энергию упругого отражения рабочих частей, необходимо отключать подачу жидкости в рабочий цилиндр до окончания нагрузочного этапа удара и предусматривать постоянное соединение с источником жидкости высокого давления возвратной магистрали.

В машинах, работающих в режиме пресс-молота, величина силы давления жидкости значительна в течение всего времени удара, и поэтому процесс удара рассмотрен с учетом процессов в гидросистеме (с использованием упругой модели гидросистемы). Во время деформирования поковки масса жидкости, характеризующаяся кинематическим состоянием, приобретенным к концу разгона, испытывает торможение, вследствие преодоления технологической нагрузки рабочими частями машины.

Процессы в напорной (рабочей) магистрали в период деформирования описываются приближенным уравнением, в котором в качестве возмущающей силы использована аппроксимация технологической нагрузки, полученная во втором разделе (P_m - наибольшее усилие в конце деформирования)

$$\frac{d^2s}{dt^2} + 2\lambda \frac{ds}{dt} + \omega_0^2 s = -P \sin \alpha t, \qquad (28)$$

где

$$P = \frac{P_m f}{m \delta_1}, \quad \alpha = \frac{\pi}{2 t_д}, \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{\kappa}{m}}, \quad 2\lambda = \frac{h}{m}.$$

При проектировании новой системы необходимо обеспечить такую ее жесткость, чтобы при наименьшем возможном $t_д$ (операции чеканки, калибровки), давление в гидросистеме не превышало I,5 $p_{оз}$:

$$K \geq m\left(\frac{\pi}{t_{\partial min}}\right)^2 \qquad (29)$$

Проверка приведенных в работе экспериментальных данных показала, что в большинстве спроектированных гидровинтовых машин это условие выполняется.

Во время деформирования поковки рабочие части машины испытывают торможение технологической нагрузкой, в то время как жидкость в возвратной магистрали продолжает движение в направлении от плунжеров возвратных цилиндров, вследствие чего давление в магистрали понижается. Движение жидкости в возвратной магистрали описывается приближенным уравнением

$$m_2 \frac{d^2s}{dt^2} + h_2 \frac{ds}{dt} + K_2 s = -F(t) , \qquad (30)$$

решение которого аналогично рассмотренному для рабочей магистрали машины, работающей в режиме пресс-молота.

Необходимым условием нормальной работы является отсутствие разрыва сплошности жидкости

$$p_{2min} = p_{o2} - K_2 \frac{s}{f_2} \geq p_n , \qquad (31)$$

где p_n - давление парообразований, p_{o2} - давление в возвратной магистрали до удара. Для управляемой возвратной магистрали величина его близка к давлению в сливном баке $p_{o2} \approx p_5$, а для неуправляемой приблизительно равна давлению в аккумуляторе $p_{o2} \approx p_{o3}$. Опасность нарушения сплошности потока жидкости существует только в случае применения управляемых возвратных магистралей, поскольку в неуправляемых возвратных магистралях, соединенных постоянно с аккумулятором, имеется постоянный подпор.

В работе определены параметры движения рабочих частей машины и станины в процессе преодоления технологической разгрузки в режиме пресс-молота, а также исследован способ быстрой безударной разгрузки рабочего цилиндра. Последняя задача решалась с использованием "волновой" модели гидросистемы.

На основе анализа процессов, происходящих в силовой магистрали при разгрузке, предложено осуществлять принудительное изменение сопротивления сливной магистрали с помощью разгрузочной щели сливного клапана, сечение которой должно изменяться по определенному закону так, чтобы в лю-

бой момент времени сопротивление сливной магистрали равнялось по величине давлению в рабочем цилиндре

$$p = \frac{2\rho u^2}{l_p f_{ko}} \cdot \frac{3-k}{1+k} \cdot \frac{d}{\lambda_T} f_k , \qquad (32)$$

где l_p - расчетная длина сливного трубопровода, f_{ko} и f_k - начальная и текущая площади сечения разгрузочной щели клапана.

Время, за которое произойдет безударная разгрузка при переменном сопротивлении сливной магистрали

$$t_{min} = -\frac{V}{uf} \ln \frac{p_o}{p_k} , \qquad (33)$$

где V - объем жидкости в рабочем цилиндре и примыкающих к цилиндру участков напорного и сливного трубопроводов, p_o - задаваемое давление разгрузки.

Изменения давления в рабочем цилиндре при разгрузке в функции времени

$$p = p_k e^{-t/\beta} , \qquad (34)$$

где для сокращения записи обозначено $\beta = \frac{V}{uf}$.

Изменение площади разгрузочной щели сливного клапана

$$f_k = f_{ko} e^{-t/\beta} . \qquad (35)$$

При линейной зависимости изменения площади проходного сечения разгрузочной щели клапана от перемещения клапана получены уравнения перемещения, скорости и ускорения клапана при разгрузке в функции времени, которые позволяют определить наименьшее время разгрузки, рассчитать разгрузочную щель сливного клапана и назначить такой закон перемещения его при открытии, при котором разгрузка цилиндров будет безударной.

В работе показано, что колебания давления жидкости в гидросистеме оказывают влияние на параметры движения рабочих частей, усталостную прочность элементов конструкции гидросистемы и машины, на условия трения в ее функциональных узлах, уровень шума и вибраций ее механических систем, работоспособность элементов управления в условиях автоматизированной работы машин, кавитационно-эррозионные процессы в гидросистемах и т.д.

Аналитическое исследование и достоверное предсказание основных параметров рабочего процесса в гидросистемах

необходимы для того, чтобы влиять на них в процессе проектирования машин, увеличивая надежность и эффективность ее конструкции.

Глава У. Экспериментальные исследования гидровинтовых машин.

В этом разделе диссертации приведены: типовая методика экспериментальных исследований гидровинтовых машин, результаты сравнительного исследования датчиков гидродинамических давлений, условия проведения экспериментальных исследований и испытаний лабораторных, опытно-промышленных и серийных образцов гидровинтовых машин отечественного и зарубежного производства, анализ влияния гидродинамических процессов в гидросистемах, изменения давления в гидропневматическом аккумуляторе на параметры движения рабочих частей гидровинтовых машин, результаты исследований по регулировке эффективной энергии машин, а также опытные данные о затратах времени и к.п.д. в течение технологического цикла.

С целью опытной проверки и корректировки общей теории винтовых машин с гидроприводом, а также получения опытных данных, необходимых для расчетов: о функции возмущающей силы давления жидкости при пуске и разгоне, о технологических нагрузках, о параметрах упругости и диссипативных свойствах гидросистем, о силах трения в винтовом механизме, о силах трения в уплотнениях при винтовом движении, о потерях энергии в функциональных узлах машины и коэффициентах полезного действия, а также получения других сведений, в течение периода с 1958 по 1971 г. автором совместно с сотрудниками кафедры и лаборатории АМ6 МВТУ, ВНИИТМАШ, ЧЗПА, НИАТ [illegible] по специально разработанной типовой методике проводились экспериментальные исследования лабораторных, экспериментальных, опытно-промышленных и серийных образцов гидровинтовых кузнечных машин отечественного и иностранного производства, а также опыты на специально спроектированных испытательных стендах, технические характеристики которых приведены в диссертации. Всего испытано 8 лабораторных стендов, 5 экспериментальных, 5 опытно-промышленных, и 2 серийных образца гидровинтовых машин, работающих в режиме пресс-молота

и молота. Сравнительные исследования датчиков давлений различных конструкций показали, что для измерения гидродинамических процессов, частота которых не превышает 110 гц, пригодны датчики любой из исследованных конструкций, а для изучения гидродинамических процессов, частота которых выше 110 гц, можно пользоваться только тензометрическими датчиками, с мембраной, находящейся в непосредственном контакте с рабочей жидкостью в исследуемой полости гидросистемы (без каких-либо подводящих каналов).

Комплексные экспериментальные исследования лабораторных, экспериментальных, опытно-промышленных и серийных образцов гидровинтовых машин показали высокую эффективность применения гидропривода (гидравлического передаточного механизма), к.п.д. которого в 3-4 раза выше механического фрикционного. К.п.д. машинного цикла зависит от характера выполняемой технологической нагрузки и режима работы машины. Для машин, работающих в режиме пресс-молота, значения этого к.п.д. для осадки составляли 38-45%, для выдавливания 25%, для объемной штамповки 20-30%. Для машин, работающих в режиме молота: 45-60% для осадки, 18-20% для штамповки из низких заготовок. Применение хода приближения для машин, работающих в режиме пресс-молота приводит к дополнительным потерям энергии на сжатие жидкости и снижению к.п.д. цикла.

Экспериментами установлено влияние колебаний давления жидкости в гидросистеме на параметры движения рабочих частей, проявляющееся в снижении трения и увеличении интенсивности разгона. При расчетах необходимо уменьшать в 1,5+1,8 раза значение приведенных коэффициентов сопротивления магистралей против полученных подсчетом с использованием принципа наложения потерь и справочных данных и на 30+50% уменьшать значения коэффициентов трения в функциональных узлах машины против рекомендуемых для стационарных нагрузок. Для приближенных расчетов необходимо пользоваться опытными значениями к.п.д., приведенными в этом разделе.

На основе проведенных экспериментов установлено, что изменение и регулирование выходных параметров гидровинтовых машин можно осуществлять изменением нескольких вход-

ных параметров. Наиболее целесообразно дозировать эффективную энергию машин изменением пути разгона, начального давления в аккумуляторе и начального объема газа в гидропневматическом аккумуляторе, поскольку это не связано с потерями энергии. Применение дроссельного регулирования не рекомендуется из-за значительных потерь энергии.

Экспериментами подтверждены результаты исследования "жесткой" модели гидросистемы и вывод о том, что начальный объем газа в гидропневматических аккумуляторах гидровинтовых машин может быть в два раза меньше, чем это принято для гидравлических прессов. Расчеты параметров движения с учетом изменения давления в аккумуляторе показывают удовлетворительное согласование с опытными данными.

Проведенные экспериментальные исследования лабораторных, экспериментальных, опытно-промышленных и серийных винтовых машин с гидроприводом отечественных и зарубежных конструкций и сопоставление экспериментальных данных с расчетными позволяют считать корректной предлагаемую общую теорию аналитического расчета винтовых кузнечных машин с гидроприводом и рекомендовать ее для расчетов при проектировании новых машин и модернизации существующих.

Глава УI. Внедрение результатов исследования, разработка новых конструктивных схем и технических материалов по аналитическому расчету гидровинтовых кузнечных машин.

В этом разделе приводится краткий обзор этапов разработки в МВТУ и применения в промышленности методов аналитических расчетов гидровинтовых машин, излагается общая методика проектирования этих машин с использованием данных, полученных в диссертации, помещены результаты разработки размерного ряда и комплексного технического предложения на гамму отечественных гидровинтовых машин (совместно с ЭНИКМАШ, ВНИИМЕТМАШ), поисковые разработки новых конструктивных схем этих машин и гидроприводов, излагаются итоги разработки и внедрения в промышленность опытных и модернизированных образцов гидровинтовых машин, приводятся сведения о результатах применения гидровинтовых машин отечественными заводами, результаты технико-экономических расчетов эффективности их использования в отечественной промышленности.

Основные выводы по работе

I) В результате изучения и систематизации существующих конструкций предложена классификация винтовых кузнечно-штамповочных машин, позволяющая проводить поисковые разработки новых конструктивных схем гидровинтовых машин. Более I0 разработанных схем признаны изобретениями.

2) Установлено, что применение гидропривода для винтовых машин является перспективным, поскольку дает возможность разрабатывать машины практически любой мощности, требуемой для объемной штамповки крупных поковок, обеспечивает, по сравнению с механическим и электрическим вариантами привода, увеличение скорости инструмента в 2-3 раза (свыше I-2 м/сек), повышение эффективного к.п.д., создает возможность применять при штамповке поковок различной сложности как молотовой, так и пресс-молотовой рабочие режимы, регулировать и изменять по программе выходные параметры в соответствии с требованиями технологии.

3) Анализ данных о рабочих технологических нагрузках и их аппроксимациях в функции перемещения инструмента и времени, а также изучение влияния скоростных условий, пульсации нагрузки и других факторов на процесс деформирования поковки на гидровинтовых машинах, позволили установить оптимальный диапазон начальных скоростей инструмента I,5-3,0 м/сек и целесообразность применения молотового режима для объемной штамповки большинства деталей машиностроительной номенклатуры из низких заготовок, а также выяснить полезное влияние пульсаций давления в гидросистеме на снижение внешнего трения при выдавливании и штамповке сложных поковок в режиме пресс-молота.

4) Проведено обобщение и некоторое развитие общей теории гидравлических кузнечно-штамповочных машин: введено понятие расчетной модели гидросистемы, даны критерии целесообразного выбора соответствующей модели для анализа различных этапов технологического цикла гидравлических прессов, гидромолотов, гидровинтовых машин.

5) Разработаны и экспериментально проверены основные положения теории гидровинтовых машин, опирающиеся на общую теорию гидравлических и фрикционных прессов, аналитические методы механики линейных колебаний систем с приведенными параметрами и экспериментальные методы исследования рабочих процессов в гидросистемах машин. На основе разработанной теории предложены инженерные методы аналитического расчета гидровинтовых машин, ко-

торые нашли применение на заводах ЧЗПА, ВЗТМП , в научно-исследовательских и проектных организациях ВНИИМЕТМАШ, ЭНИКМАШ, НИАТ при проектировании новых конструкций и модернизация существующих.

6.) Разработанная и примененная в течение ряда лет типовая методика экспериментальных исследований гидровинтовых машин, позволила получить систематизированные сведения о кинематических, силовых и энергетических параметрах движения рабочих частей машин различных конструкций, процессах в их гидросистемах. На основе экспериментальных исследований получены опытные зависимости для функций активной возмущающей и диссипативной сил в гидросистемах, сил и моментов трения в уплотнениях при винтовом движении, величины приведенных коэффициентов трения в винтовых несамотормозящих механизмах, опытные значения к.п.д. и затрат энергии в функциональных узлах машин, и др. данные, необходимые для аналитических расчетов.

7) Экспериментальными исследованиями установлено, что низкочастотные (17÷70гц) колебательные процессы в гидросистеме оказывают положительное влияние на движение рабочих частей при разгоне и на деформирование поковки в режиме пресс-молота, создавая пульсирующий характер активной силы и способствуя снижению внешнего трения. В аналитических расчетах должны быть использованы рекомендации по сниженным, примерно в 2 раза, значениям приведенных сопротивлений в гидросистеме и уменьшенным на 30÷40% коэффициентам трения в механических узлах машин при пульсирующих нагрузках.

8) На основе исследований, проведенных в МВТУ и других организациях, введен новый раздел "Гидровинтовые машины" в учебные программы курсов "Расчеты и конструкции кузнечно-штамповочных машин", "Кузнечно-штамповочное оборудование", "Гидропривод кузнечно-штамповочных машин" в МВТУ им. Баумана и ряда других вузов,

9) Спроектировано с участием автора или под его руководством 6 экспериментальных, II опытно-промышленных, опытно-серийных и модернизированных образцов гидровинтовых машин, некоторые из них внедрены в производство или находятся в стадии изготовления и разработки на ЧЗПА, ВЗТМП и НИАТ. Работа по внедрению гидровинтовых машин в отечественную промышленность проводится МВТУ, ВНИИМЕТМАШ, ЭНИКМАШ, НИАТ, ЧЗПА, ВЗТМП и др. в соответствии с приказами МССиИП СССР. Условный годовой экономический эффект от внедрения одной машины Ф2732А по данным ЭНИКМАШ- 25тыс.р. одной машины Ф2738 по расчетам НИАТ - 670 тыс.руб, от внедрения

всей гаммы гидровинтовых машин в отечественную промышленность предполагаемая сумма составит более I млн.руб.

IO) Проведенное исследование дает основание считать, что гидровинтовые машины, обладая рядом положительных свойств и возможностью программного изменения основных выходных параметров, должны способствовать повышению производительности труда, увеличению точности поковок и решению проблемы автоматизации в мелкосерийном и серийном кузнечно-штамповочном производстве на основе разрабатываемых в МВТУ автоматических линий с выносными блок-штампами.

Основное содержание диссертации изложено в следующих работах:

а) Книги, брошюры:

I. Ю.А.Бочаров, В.Н.Прокофьев. Гидропривод кузнечно-прессовых машин. Изд. "Высшая школа". М., 1969, I5 п.л.

2. А.И.Банкетов, Ю.А.Бочаров, Н.С.Добринский, Е.Н.Ланской, В.Ф.Прейс, И.Д.Трофимов. Кузнечно-штамповочное оборудование. М., Машиностроение", 1970, 38 п.л.

3. Ю.А.Бочаров, А.А.Бочеров, Т.Я. Недоповз, Б.С.Перевозчиков, В.П.Салов. Штамповочные машины ударного действия. НИИМАШ, 1971, 5 п.л.

4. Ю.А.Бочаров, Е.Н.Складчиков, Э.Ф.Богданов, А.С.Езжев, Э.Б.Бердников (под ред.Ю.А.Бочарова). Экспериментальное исследование и испытание кузнечно-штамповочных машин, МВТУ им. Баумана. М., 1971, 4,75 п.л.

5. J.A.Boczarow, W.N.Prokofiew, Napedy hydrauliczne pras i mlotow, Warszawa, 1971, I5,75 п.л.

б) Статьи:

6. А.И.Зимин, Ю.А.Бочаров. Гидровинтовой пресс-молот. "Кузнечно-штамповочное производство" № 8, 1959.

7. Ю.А.Бочаров. Развитие винтовых кузнечных молотов. Сб. МВТУ "Машины и технология обработки металлов давлением". Машгиз, 1960.

8. Ю.А.Бочаров. Испытание манжетных гидравлических уплотнений при винтовом относительном перемещении уплотняемых поверхностей. Вестник машиностроения № 4, 1960

9. Ю.А.Бочаров. Экспериментальное исследование гидровинтового пресс-молота. "Кузнечно-штамповочное производство" №7, 1960.

IO. Ю.А.Бочаров. Применение датчиков давления при испытаниях гидравлических прессов. "Кузнечно-штамповочное про-

изводство" № 8, 1963.

11. Ю.А.Бочаров. Динамика гидровинтового пресс-молота. Сб. МВТУ им.Баумана "Машины и технология обработки металлов давлением" № III. М., "Машиностроение", 1964.

12. Ю.А.Бочаров. Энергетика и коэффициенты полезного действия гидровинтового пресс-молота. Сб. МВТУ им.Баумана "Машины и технология обработки металлов давлением" № III. М.,"Машиностроение", 1964.

13. А.И.Зимин, Ю.А.Бочаров. Аналитический расчет гидровинтовых пресс-молотов. Сб. МВТУ им.Баумана "Машины и технология обработки металлов давлением".М.,"Машиностроение", 1967.

14. А.Ф.Кагарманов, Ю.А.Бочаров, А.Ф.Соколов, Э.Б.Бердников.Исследование датчиков различных конструкций. "Кузнечно-штамповочное производство" № 4, 1967.

15. Ю.А.Бочаров, А.Ф.Кагарманов. Исследование безударной разгрузки цилиндров гидравлических прессов. Сб. МВТУ им.Баумана. Труды МВТУ № 128 "Машины и технология обработки металлов давлением", вып.9. М., "Машиностроение", 1969.

16. В.М.Морогов, Ю.А.Бочаров. Экспериментальное исследование опытно-промышленного гидровинтового пресс-молота с внутренней резьбой винтового цилиндра. "Кузнечно-штамповочное производство" № 7, 1969.

17. А.И.Зимин, Ю.А.Бочаров, Ю.Д.Морозов. Гидровинтовые пресс-молоты, Размерный ряд. Сб.МВТУ им.Баумана "Машины, приборы, стенды". М., МВТУ, 1970.

18. А.И.Зимин, Ю.А.Бочаров, Ю.А.Зимин, Ю.Д.Морозов. Гидровинтовые пресс-молоты. Техническое предложение на гамму. Сб. МВТУ им.Баумана "Машины, приборы, стенды", М., 1971.

19. Ю.А.Бочаров, Ю.А.Зимин, Л.И.Рыженков. О некоторых технологических особенностях гидровинтового пресс-молота. Сб. Тульского политехнического института "Обработка металлов давлением". Изд. ТПИ. Тула, 1971.

20. Y.Bocharov, S.Kobayashi, E.G.Thomsen, The effect of vibration on plastic flow in coining, Trans. of ASME, v.84,1962.

21. Y.Bocharov, S.Kobayashi, E.G.Thomsen, The mechanics of the coining process, Trans. of ASME, v.84, 1962.

в) Авторские свидетельства

22. Ю.А.Бочаров, А.И.Зимин. Коленный пресс с пневмо или гидроцилиндром. Авторское свидетельство № 166239, Бюллетень № 21, 10.11.64.

23. Ю.А.Бочаров, В.М.Морогов, А.В.Сафонов. Винтовой пресс с гидравлическим приводом. Авторское свидельство № 174945 Бюллетень № 18,7.9.65.

24. Ю.А.Бочаров, А.И.Зимин. Система управления гидравлическим винтовым пресс-молотом. Авторское свидетельство №206982, Бюллетень № 1, 8.12.67.

25. А.И.Зимин, Ю.А.Бочаров и др. Скоростной пресс для деформирования металла. Французский патент № 69,20683 класс В 30 в 1/100. 20.6.1969.

26. Ю.М.Артемов, Ю.А.Бочаров, Н.Н.Антипов. Коленный пресс. Авторское свидетельство № 258032, Бюллетень № 36, 20.11.69.

27. Ю.М.Артемов, Ю.А.Бочаров,Н.Н.Антипов. Коленный пресс. Авторское свидетельство № 261171, Бюллетень № 4, 6.1.1970.

28. А.И.Зимин, Ю.А.Зимин, Ю.А.Бочаров и др. Скоростной пресс-молот. Патент ФРГ, № 1922/0936. 9.6.1971.

29.Ю.А.Бочаров, А.В.Сафонов. Привод винтового пресса. Авторское свидетельство № 307915, Бюллетень № 21, 1.7.71.

30. Ю.А.Бочаров, А.И.Зимин и др. Скоростной пресс-молот. Авторское свидетельство № 312665, Бюллетень № 26, 31.8.71.

31. Ю.А.Бочаров, А.В.Сафонов, А.И.Зимин и др. Винтовой пресс-молот. Авторское свидетельство № 314670,Бюллетень № 28 1.9.71.

32. Ю.А.Бочаров, А.В.Сафонов и др. Винтовой пресс. Авторское свидетельство 321413, Бюллетень № 35, 19.11.71.

Основные разделы диссертации докладывались автором на всесоюзных научно-технических конференциях: в МВТУ им.Баумана, в СТАНКИНЕ (г.Москва, 1971г.), на 5,6,7 межвузовских научно-технических конференциях в ТПИ (г.Тула, 1969,1970 и 1971 гг.), на научно-техническом совете ЭНИКМАШ (г.Воронеж), на отраслевых и всесоюзных научно-технических семинарах НТО Машпром в гг. Горьком, Казани, Туле (1970, 1971, 1972 гг.).

Дополнительные обозначения

φ, ω, L – угол поворота, угловая скорость, крутящий момент

$S, f, f_к$ – площадь плунжера, трубопровода, клапана

M, J – приведенные: масса и осевой момент инерции рабочих частей

η, μ – к.п.д. и коэффициент Пуассона

$\rho, \nu, \nu_в$ – плотность, кинематическая вязкость рабочей жидкости и воды