

Московское

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

---

ЧЕРНЫХ Геннадий Алексеевич

на правах рукописи.

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ СИСТЕМ ПОДПИТКИ-  
ПРОМЫВКИ ГИДРОПРИВОДОВ ОБЪЕМНОГО  
РЕГУЛИРОВАНИЯ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

( 05.02.03 - Системы приводов )

А в т о р е ф е р а т  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

---

М о с к в а

1975 г.

40  
Работа выполнена в Московском ордена Ленина и ордена Трудового  
Красного Знамени высшем техническом училище имени Н.Э.Баумана.

Научный руководитель -  
кандидат технических наук, доцент РОЖДЕСТВЕНСКИЙ С.Н.  
( М В Т У им.Н.Э.Баумана ,

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1276140

Черных Г.А. Исследование

Официальные оппоненты:

Доктор технических наук ПОНОМАРЕНКО Ю.Ф.

Кандидат технических наук ПАСЫНКОВ Р.М.

Ведущее предприятие: *ВНИИ Подземно-транспортного  
машиностроения.*

Автореферат представлен

1975 г.

Защи-

Я

1975 г.

на заседа  
Московско  
высшего т  
Москва, 10

факультета  
ского Знамени  
о адресу:

Ваши

высылать

ать, просьба

С дис

ке училища.

1276140

КОЛОБОВ Л.Н.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ.

**АКТУАЛЬНОСТЬ ПРОБЛЕМЫ.** За последние годы в судовом машиностроении наметилась тенденция широкого внедрения гидравлического привода в судовые грузоподъемные машины - палубные лебедки и краны. Условия размещения механизмов на судах требуют зачастую значительного удаления исполнительных двигателей привода от насосных установок, что приводит к значительной длине и объемам соединительных магистралей. Работа приводов судовых грузоподъемных машин носит длительный пикичный характер со значительными нагрузками и ускорениями при переходных процессах. Кроме того в связи со значительной мощностью (50+100 и более квт.) приводов, актуальными становятся вопросы охлаждения даже приводов с замкнутым контуром.

В таких условиях большое значение для обеспечения работоспособности гидравлических приводов объемного регулирования с замкнутым контуром циркуляции приобретает надежная работа системы подпитки-промывки и охлаждения силового контура, правильный выбор и расчет элементов системы подпитки и охлаждения, что подтверждается опытом эксплуатации таких приводов на судах.

**ЦЕЛЬ РАБОТЫ.** Целью диссертационной работы является исследование гидромеханических и тепловых процессов, происходящих в замкнутом контуре и системе подпитки-промывки гидроприводов грузоподъемных машин, обоснование выбора рациональных схем систем подпитки, нахождение основных аналитических зависимостей и методики расчета этих систем.

**НАУЧНАЯ НОВИЗНА** работы представлена исследованием работы системы подпитки-промывки, как отдельного элемента замкнутого привода с собственными параметрами и во взаимодействии с замкнутым контуром при различных режимах нагружения привода. Установлено главенствующее значение деформационного расхода замкнутого контура в общем расходе подпитки при переходных процессах в приводах со значительным объемом магистралей. Обнаружена возможность возникновения ударных забросов давления в системе подпитки-промывки и исследование причины этого явления.

**ПРАКТИЧЕСКАЯ ЦЕННОСТЬ.** Результаты аналитических и экспериментальных исследований системы подпитки-промывки, практические рекомендации помещенные в работе, результаты натурных стендовых испытаний привода, математическая модель и прилагаемая программа расчета и анализа на ЭЦВМ "МИР", подтвержденные экспериментально пригодны для практического проектирования на различных этапах

этой работы, а также при отработке приводов в процессе стендовых испытаний.

**РЕАЛИЗАЦИЯ В ПРОМЫШЛЕННОСТИ.** Результаты проведенной работы получили экспериментальное и эксплуатационное подтверждение при внедрении их автором в гидроприводах грузоподъемных механизмов на судах морского флота и в условиях машиностроительного предприятия, позволили значительно увеличить надежность и безотказность работы приводов, повысить их эксплуатационные характеристики.

**АПРОБАЦИЯ РАБОТЫ.** Работа докладывалась на XII научно технической конференции Хабаровского политехнического института в 1974 году, а так же дважды заслушивалась на заседаниях кафедры "Гидравлика и гидроавтоматика" МВТУ им. Н.Э.Баумана в 1974 и 1975 годах.

**ПУБЛИКАЦИЯ.** По материалам диссертации опубликовано три работы.

**ОБЪЕМ РАБОТЫ.** Диссертация содержит 148 страниц машинописного текста, 103 иллюстрации, таблицу, приложение и список литературы из 65 наименований.

### СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ.

В грузоподъемных машинах средней и большой мощности (как правило более 15-20 квт) находят применение в основном гидравлические приводы объемного регулирования с замкнутым гидравлическим контуром. Для нормального функционирования таких приводов обычно необходимы специальная система подпитки замкнутого контура, компенсирующая имеющиеся в нем утечки рабочей жидкости. Кроме того система подпитки осуществляет дополнительные функции по улучшению теплообмена и очистки замкнутого контура от неизбежных частиц приработки в нем. При значительном тепловыделении в замкнутом контуре для охлаждения отводят часть рабочей жидкости из него через специальную гидроаппаратуру в охладители рабочей жидкости, т.е. осуществляют принудительный обмен рабочей жидкости (промывку) в замкнутом контуре.

В работах ряда авторов (Берман В.М., Гольдин В.М., Пасынок Р.А., Радхаммер, Ноненмахер и др.) отмечено, что в

**ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ**

**М В Т У**  
**И. В. З. Сагмат**  
**БИБЛИОТЕКА**

замкнутом контуре привода при резком изменении (повышении) нагрузки существует дополнительный расход, связанный с деформацией рабочей жидкости. Величина этого расхода ("расхода сжатия") может быть сопоставима с расходом утечек и превышать его. При недостаточной компенсации расхода сжатия в "сливной" магистрали замкнутого контура давление может падать вплоть до разрыва потока, что, как известно, вызывает пульсацию давления в гидросистеме, гидравлические удары, кавитацию, значительно ухудшает динамические свойства привода и приводит к выходу из строя гидромашин. Таким образом система подпитки-промывки является одним из важнейших элементов замкнутого гидропривода, от правильного ее выполнения и надежной работы зависит работоспособность и надежность всего привода в целом.

Исследование вопросов работы системы подпитки как таковой посвящено небольшое число (Ноненмахер, Берман В.М., Гольдин В.М., Пасныков Р.М., Мохов И.Г.), а для приводов грузоподъемных машин работа системы подпитки при установившихся и неуставившихся процессах впервые рассмотрена только Ромашкиным М.Э. Согласно его выводам давление в "сливной" магистрали контура при работе грузоподъемного механизма не остается постоянным, а изменяется в зависимости от величины давления в "напорной" магистрали и от скорости его изменения. Параметры же самой системы подпитки существенно влияют на изменение давления в магистралях замкнутого контура, как в статическом, так и в динамическом режимах. Однако им рассмотрена только линейная модель привода и системы подпитки без промывки и лишь на отдельных участках рабочего процесса.

Выводы о работе системы подпитки без промывки для "стопорного" режима горных машин (Берман В.М., Гольдин В.М., Козин Г.Ю.) приемлемы с некоторыми дополнениями для описания привода грузоподъемных машин в режиме подъема груза с основания (подъем "с подхватом") в части определения потребного расхода подпитки и нахождения параметров компенсирующего гидроаккумулятора.

Однако имеющихся в литературе данных и исследований по работе систем подпитки-промывки недостаточно для правильного выбора схем, проведения расчета этих систем и глубокого анализа их работы. Недостаточно изучены вопросы теплового режима гидропривода, определяющие необходимость системы промывки и расход жидкости в этой системе.

В имеющихся работах не выяснено соотношение между дефор-

маци. нным расходом и расходом утечек. Не изучены колебания давления и расхода в системе подпитки-промывки при различных видах нагружения привода грузоподъемных машин.

Замкнутый гидравлический привод с системой подпитки-промывки представляет собой сложный гидромеханический комплекс, включающий в себя ряд элементов с нелинейными характеристиками (клапаны, аккумулятор, упругость среды). Изучение этих вопросов в свете расчета систем подпитки-промывки не производилось. Изучение указанных вопросов позволило бы создать достоверную математическую модель системы подпитки-промывки гидроприводов и получить необходимые расчетные зависимости.

На основании материалов литературного обзора установлено, что для разработки инженерной методики расчета и моделирования системы подпитки-промывки необходимо решить ряд аналитических и экспериментальных задач, основные из которых следующие:

1. Исследовать влияние исходных параметров привода, параметров системы подпитки-промывки и режимов нагружения на изменение давления и расхода в системе подпитки-промывки.
2. Исследовать влияние нелинейных характеристик элементов гидросистем на изменение давления и расхода в системе подпитки-промывки и определить границы применения линейной модели.
3. Исследовать экспериментально колебания давления и расхода в системе подпитки-промывки и в "сливной" магистрали замкнутого контура.
4. На основании анализа построить нелинейную математическую модель, разработать программу расчета систем подпитки-промывки на ЭЦВМ для анализа расчетов и доказать экспериментально практическую приемлемость и правильность предложенной математической модели и программы расчета.
5. Выявить характерные особенности работы и расчета систем подпитки-промывки и выдать приемлемые в инженерной практике рекомендации по расчету и анализу таких систем.

Решение выше отмеченных задач явилось основой диссертационной работы.

#### АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ПОДПИТКИ-ПРОМЫВКИ ЗАМКНУТОГО ГИДРОПРИВОДА.

Рассматриваемый в качестве объекта исследования привод грузоподъемной машины с замкнутым силовым гидравлическим контуром (смотри, например, Рис.4) включает в себя реверсивный насос I, гидромотор 2, соединенный с насосом трубопроводами, вспомогательную систему для управления, подпитки и промывки силового контура, состоя-



ционные аппараты. Подпиточные клапаны пропускают без потерь рабочую среду в прямом направлении и запираются при обратном направлении потока. На эквивалентной схеме выделены узлы, давление в которых при работе привода (подъем груза) может быть различно: узел I - высокого давления, узел 2 - низкого давления, узел 3 - давление в системе подпитки.

Рабочие процессы в приводе при постоянно открытом клапане подпитки можно описать системой (I) линейных уравнений, при допущении, что модуль упругости магистралей постоянен, а расходная характеристика напорного клапана линейна.

$$\begin{aligned} Q_M &= Q_H - \frac{V_1}{E_1} \cdot \frac{dP_1}{dt} - \frac{P_1}{R_B} - \frac{P_1 - P_2}{R_U}; \\ Q_H &= Q_M + \frac{P_1 - P_2}{R_U} + \frac{V_2}{E_2} \cdot \frac{dP_2}{dt} - \frac{P_2}{R_Z} = Q_H + Q_B; \\ M &= q(P_1 - P_2); \\ Q_K &= \frac{R_2 - P_K}{R_K}; \\ Q_B &= \text{const}; \end{aligned} \quad (I)$$

где:  $Q_H$  и  $Q_M$  - производительность насоса и расход гидромотора,  $V_1$  и  $V_2$  - объемы магистралей,  $R_B$  и  $R_U$  - сопротивление утечкам и перетечкам,  $R_K$  - гидравлическое сопротивление напорного клапана,  $Q_B$  и  $Q_K$  - производительность вспомогательного насоса и расход через напорный клапан,  $E_1$  и  $E_2$  - приведенные модули упругости магистралей (включая аккумулятор с линейной характеристикой).

На основании анализа по линейной математической модели при скачкообразном приложении нагрузки установлено, что давление в магистральных привода и расход подпитки изменяется в соответствии с графическими зависимостями на Рис. 2. Величина понижения давления  $\Delta P_2$  при скачкообразном повышении нагрузки в первый момент может быть найдена по формуле  $\Delta P_2(t=0) = -\frac{Q_M}{q} \cdot \frac{M_1}{M_1 + M_2}$  (2) где:  $M_1$  и  $M_2$  - упругие податливости магистралей. Податливость аккумулятора при  $M_1 = M_2$

$$M_A = M_1 \left( -\frac{\Delta M_1}{q \cdot \Delta P_2} - 2 \right);$$

Рабочий объем аккумулятора  $V_A = \Delta P_2 \cdot M_A$ ;

Далее по известным зависимостям рассчитываются остальные параметры аккумулятора.

При динамическом нагружении грузоподъемной машины возможны большие колебания давления и расхода в системе подпитки.

Одним из наиболее тяжелых режимов для системы подпитки является режим подъема груза с жесткого основания с предшествующей слабной каната (подъем "с подхватом"). В таком режиме грузоподъемный механизм до момента отрыва груза или срабатывания предохранительного клапана можно рассматривать как одномассовую систему с двумя последовательными упругими связями разной податливости. При подъеме груза от начала натяжения каната до отрыва груза процессы в приводе и системе подпитки описываются системой линейных уравнений (аналогично "стопорному" режиму для горных машин).

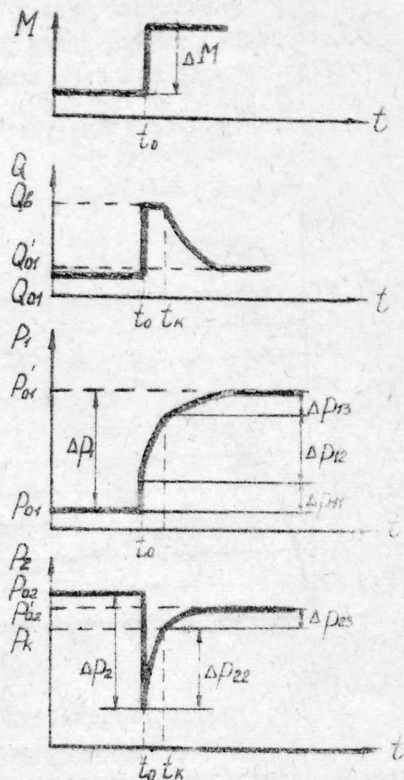


Рис. 2. Графики изменения давления и расхода при скачке нагрузки.

$$\begin{aligned}
 M_{эд} &= J \cdot \dot{\omega} + P_H \varphi_H; \\
 \varphi_H \cdot \omega_H &= \frac{P_H}{R} + M_3 \cdot \dot{P}_H; \\
 S &= V (M_{эд} + T_3 \cdot \dot{M}_{эд}); \\
 Q_{под} &= \frac{P_H}{R} + M_2 \cdot P_H; \quad (3)
 \end{aligned}$$

где:  $M_{эд}$  - электромагнитный момент,  $P_H$  - перепад давления в силовых магистралях,  $S$  - скольжение электродвигателя,  $T_3$  - электромагнитная постоянная времени,  $J$  - момент инерции электродвигателя и присоединенных масс,  $M_3 = M_2 \cdot M_H^2$  - эквивалентная гидравлическая податливость механизма и привода,  $M_2$  - гидравлическая податливость гидропривода,  $M_H^2 = M_H \cdot \frac{V}{Z}$  - приведенная к гидроприводу механическая податливость грузовой системы,  $Z$  - радиус барабана.

Возможно несколько вариантов решения системы этих уравнений относительно  $P_H$  и  $Q_{под}$  в зависимости от соотношения величин податливости инерционных свойств привода. Например, если скорость

электродвигателя за время переходного процесса  $P_2$  меняется, то расход подпитки может быть найден из формулы

$$Q_{подп} = Q_H \left( 1 - \frac{M_H^2}{M_2^2} \cdot e^{-\frac{t}{M_2 R}} \right) + Q_{ух} \cdot \frac{M_H^2}{M_2^2} \cdot e^{-\frac{t}{M_2 R}}; \quad (4)$$

где:  $Q_{ух}$  - величина утечек на холостом ходу.

Если пренебречь на время переходного процесса утечками, то величину расхода подпитки можно представить

$$Q_{подп} = M_2 \cdot \dot{P}_H = Q_H \cdot \frac{M_2}{M_H} \quad (5)$$

Из графиков на Рис.3 следует, что при большой величине гидравли-

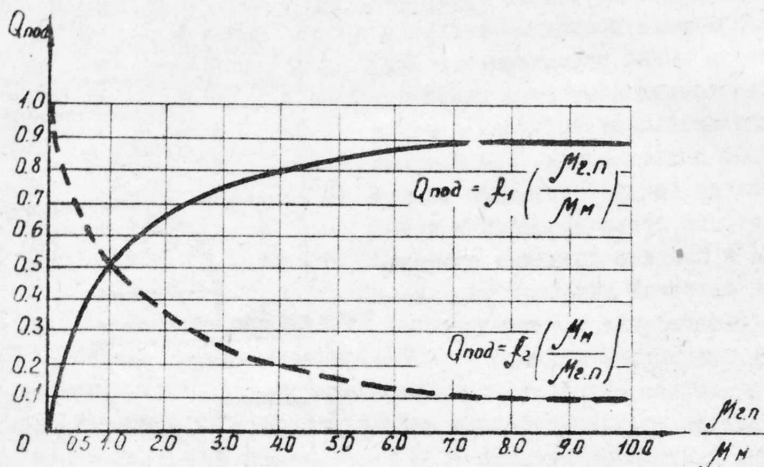


Рис.3. Зависимость относительного расхода подпитки от соотношения податливостей ( $M_H, M_2$ ).  
 ческой податливости и малой механической податливости потребный расход подпитки приближается к производительности основного насоса.

В связи с тем, что рассмотренные линейные модели привода пригодны только для предварительного анализа и для ограниченных режимов и участков рабочего процесса, то с целью более полного и точного описания гидравлических процессов в приводе и системе подпитки на основании выше сделанных допущений разработана нелинейная математическая модель для любого режима работы системы подпитки

$$F_1 \cdot Q_H + F_2 \cdot Q_2 - Z_1 \cdot P_1 - Z_H \cdot (P_1 - P_2) - V_1 \left( \frac{1}{E_1} + \frac{\lambda \cdot P_0}{P_1^2} \right) P_1 = -Q_{1п} + Q_{1с};$$

$$F_H \cdot Q_H - F_2 \cdot Q_2 + Z_2 \cdot P_2 - Z_H \cdot (P_1 - P_2) + V_2 \left( \frac{1}{E_2} + \frac{\lambda \cdot P_0}{P_2^2} \right) P_2 = Q_{2п} + Q_{2с};$$

$$M = Q \cdot (P_1 - P_2); \quad Q_{3п} - Q_{3с} = 0;$$

$$Q_{1n} = \begin{cases} \frac{D_1}{V_0 \cdot P_0^{1/2}} \cdot \dot{P}_3 - Q_8; \\ \frac{D_1}{n \cdot P_3^{(1+1/n)}} \cdot \dot{P}_3 - Q_8; \end{cases}$$

$$\begin{aligned} &\text{при } P_1 > P_3; \\ &\text{при } P_1 = P_3; \end{aligned}$$

$$Q_{2n} = \begin{cases} \frac{D_2}{V_0 \cdot P_0^{1/2}} \cdot \dot{P}_3 - Q_8; \\ \frac{D_2}{n \cdot P_3^{(1+1/n)}} \cdot \dot{P}_3 - Q_8; \end{cases}$$

$$\begin{aligned} &\text{при } P_2 > P_3; \\ &\text{при } P_2 = P_3; \end{aligned}$$

$$Q_{3n} = \begin{cases} \frac{D_3}{V_0 \cdot P_0} \cdot \dot{P}_3 - Q_8; \\ \frac{D_3}{n \cdot P_3^{(1+1/n)}} \cdot \dot{P}_3 - Q_8; \end{cases}$$

$$\begin{aligned} &\text{при } P_3 = P_1 \text{ или } P_3 = P_2; \\ &\text{при } P > P_3 < P_2; \end{aligned}$$

$$Q_{c1} = \begin{cases} D_1; \\ (P_1 - P_K) \cdot Z_K; \end{cases}$$

$$\begin{aligned} &\text{при } P_K > P_1 \geq P_2; \\ &\text{при } P_K < P_1 < P_2; \end{aligned}$$

$$Q_{c2} = \begin{cases} D_2; \\ (P_2 - P_K) \cdot Z_K; \end{cases}$$

$$\begin{aligned} &\text{при } P_K > P_2 \geq P_1; \\ &\text{при } P_K < P_2 < P_1; \end{aligned}$$

$$Q_{c3} = \begin{cases} D_3; \\ (P_3 - P_K) \cdot Z_K; \end{cases}$$

$$\begin{aligned} &\text{при } P_1 \neq P_2; P_1 < P_K > P_2; \quad (6) \\ &\text{при } P_1 = P_2 > P_K; \end{aligned}$$

где  $\lambda$  - отношение объема нерастворенного воздуха к общему объему магистралей при атмосферном давлении,  $P_a$  и  $P_0$  - давления атмосферное и зарядки аккумулятора,  $V_0$  - конструктивный объем аккумулятора,  $Z_1, Z_2$  и  $Z_K$  - удельные утечки и перетечек,  $Z_K$  - удельная проводимость напорного клапана (в общем случае нелинейная функция от разности давления на клапане и давления настройки),  $M$  - момент нагрузки на гидромоторе в функции времени.

В режимах подъема и опускания номинального груза обычно  $P_2 < P_1 > P_3$  и  $P_1 > P_K$ , в связи с чем для упрощенной системы (Б) получены разрешающие уравнения относительно,  $P_2$  и  $P_3$ , которые сами являются системой нелинейных дифференциальных уравнений первого порядка. С помощью составленной и представленной в диссертации программы решение данных уравнений относительно  $P_1, P_2, P_3, \theta$  при заданном законе изменения нагрузки  $M$  выполнено на ЭЦВМ "МИР".

Для анализа работы привода и системы подпитки-промывки путем изменений параметров привода, системы подпитки и закона изменения нагрузки получен целый ряд решений уравнений, на основании чего установлено следующее:

1. Амплитуда колебания давления в "сливной" магистрали незначительна (по сравнению с приводами без промывки) и зависит главным образом от давления настройки и крутизны напорно-расходной характеристики напорного клапана, увеличиваясь с ростом последней.

2. Расходы подпитки и слива из силового контура при колебании нагрузки во много (5-20) раз больше, чем при статических режимах и растут с увеличением частоты колебания нагрузки. Для их компенсации при непродолжительных колебаниях нагрузки рациональнее увеличивать рабочий объем аккумулятора, в системе подпитки, а при длительных колебаниях нагрузки увеличивать производительность подпиточного насоса или крутизну расходной характеристики напорного клапана, особенно в зоне расходов больших производительности подпиточного насоса.

Произведенный анализ работы системы подпитки-промывки по поддержанию заданного теплового режима гидропривода позволил установить наименьшую необходимую производительность вспомогательного насоса для требуемого теплового режима.

$$Q_{\text{в}} = \frac{\dot{Q}_{\text{хол}}}{\gamma \cdot C_{\text{ж}} \cdot \Delta t} + Q_{\text{ут}}^{\text{ср}}; \quad (7)$$

где:  $\dot{Q}_{\text{хол}}$  - тепловой поток, который необходимо отвести через холодильник,  $\gamma$   $C_{\text{ж}}$  - удельный вес и теплоемкость рабочей жидкости,  $Q_{\text{ут}}^{\text{ср}}$  - средний расход утечек из силового контура.

Обращается особое внимание на особенности подбора величины производительности вспомогательного насоса в соответствии с тепловыми характеристиками холодильника и ростом утечек при увеличении температуры жидкости в силовом контуре.

#### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ЗАМКНУТОГО ГИДРОПРИВОДА И СИСТЕМЫ ПОДПИТКИ-ПРОМЫВКИ.

Оценка влияния характера нагружения привода на режимы работы системы подпитки-промывки, определение взаимного влияния их параметров и внешних факторов на работу привода и системы подпитки-промывки, а так же проверка математической модели производились на экспериментальном стенде (Рис.4).

Объектом экспериментальных исследований явился натурный образец привода грузовой лебедки г/п 5,6 т.с., мощностью 70 кат, длиной сливных магистралей около 20 метров (при объеме каждой из них

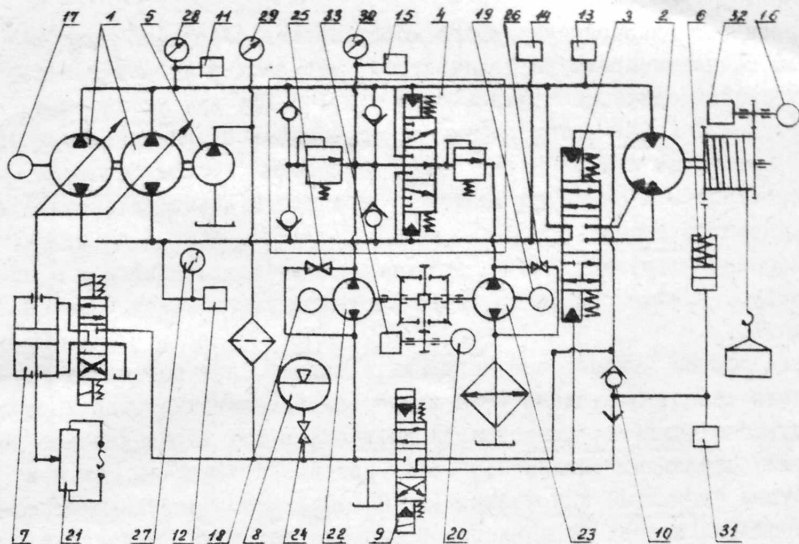


Рис. 4. Гидрокинематическая схема стенда.

35 литров) с системой подпитки-промывки. Двухскоростной гидромотор 2 и система управления позволили производить исследования для двух величин его объемной постоянной (гидромотор типа 4070 Хег-глюнд). Датчики II+I5,3I обеспечили замеры давления в силовом контуре и системе подпитки. Гидромоторы-расходомеры 22 и 23 совместно с тахогенераторами 18,19,20 и потенциометрическим датчиком угла 33 позволили замерить мгновенный и средний расход подпитки, а так же слива. С помощью тахометрических датчиков 16,17 и потенциометра 32 замерялись скорости электродвигателя, гидромотора и угол его поворота. Потенциометрический датчик 21 выдавал сигнал о угле наклона люлек насосов. Запорные клапаны 24,25,26 обеспечили отключение аккумуляторов 8 и расходомеров 22 и 23. Общая конструкция экспериментального стенда, состоящего из грузовой башни с канатами, лебедки, насосной станции, трубопроводов и электросистем питания и управления позволили производить испытание привода и системы подпитки-промывки почти при всех возможных режимах работы грузоподъемного механизма с различными длинами силовых магистралей и различной нагрузкой. Совместная запись показаний всех датчиков на осциллографе позволили получить наглядную картину процессов в гидросистеме и произвести количественное сравнение результатов аналитического расчета с результатами эксперимента.

В процессе экспериментального исследования работы привода и системы подпитки-промывки установлено, что расход утечек для подобных систем составляет без нагрузки  $0,1-0,2\%$ , при установившейся нагрузке  $1+1,5\%$ , а при переходных процессах в приводе, например, при отъеме груза или работе с "веса" потребный расход подпитки достигает  $30+40$  и более процентов от производительности (номинальной) основного насоса.

Колебание нагрузки увеличивает средний расход подпитки в силовой контур, причем расход подпитки растет с увеличением частоты колебаний.

После сброса статической нагрузки, например, при остановке груза в подвешенном состоянии ("на весу"), затормаживания гидромотора и закольцовки силовых магистралей давление в них выравнивается до полусуммы начальных давлений, а затем постепенно (за  $4+6$  сек. при отсутствии промывки) или быстро (за  $0,3-0,4$  сек. при наличии системы промывки) падает до давления в системе подпитки. Происходит разрядка силового контура, и расход подпитки в него в это время отсутствует.

При нагружении привода, например, работе с грузом "на весу" и частыми остановками, дополнительный объем и расход подпитки в начале нагружения каждого последующего цикла зависит от степени разрядки силового контура в период после сброса нагрузки. Если производительность вспомогательного насоса мала, а податливость привода и частота нагружения достаточно велики, то аккумулятор не успевает заряжаться, происходит его опорожнение и как следствие недопустимое падение давления в силовом контуре. Однако подобные режимы в гидроприводах грузоподъемных машин встречаются редко.

При работе двухскоростного гидромотора в переходных режимах с меньшей объемной постоянной в связи с относительным уменьшением приведенной к гидромагистрали механической податливости увеличиваются колебания давления и расхода подпитки в соответствии с графиком на Рис.3, что подтверждает аналитические выводы.

Для экспериментальной проверки математической модели работы привода и системы подпитки-промывки получены осциллограммы изменения давления в гидросистеме для подъема груза "с подхватом". Затем по математической модели, приняв за исходный параметр давление  $P_1$ , с помощью разработанной программы на ЭЦВМ "МИРІ" получены значения давления  $P_2$  в "сливной" магистрали. Результаты расчета и эксперимент дают хорошее совпадение (Рис.5) для привода с системой подпитки-промывки, что говорит о приемлемости такой мо-

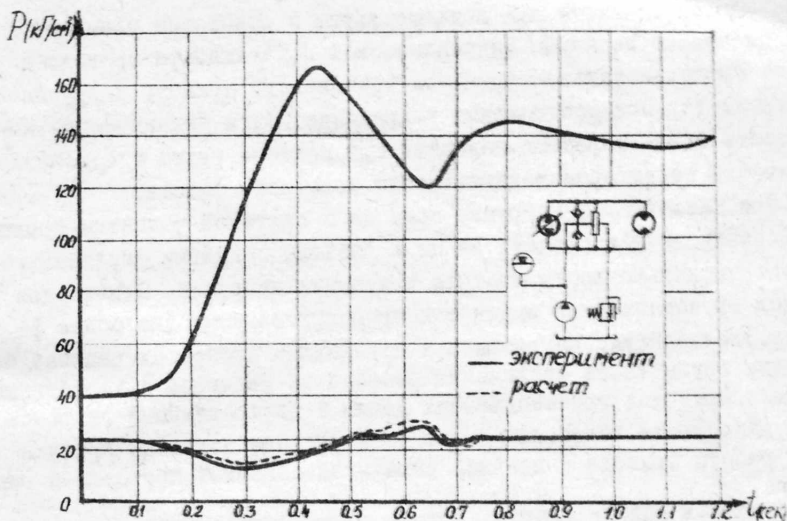


Рис.5. Копия экспериментальной осциллограммы и расчетная кривая.

дели и незначительном влиянии в системе с промывкой динамических свойств клапанов (подпитки и напорного).

Обнаружено возникновение многократных ударных забросов давления в системе подпитки-промывки и предложены проверенные экспериментально методы снижения этих забросов давления.

В заключительной части приводятся рекомендации по проектированию и эксплуатации приводов с системами подпитки-промывки.

#### ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ РАБОТЫ.

1. Тепловой расчет привода определяет необходимость системы промывки замкнутого контура и средний расход через холодильник, а тем самым и минимальную необходимую производительность подпиточного насоса.

2. Изменение давления в "сливной" магистрали и системе подпитки при ступенчатом приложении нагрузки на привод зависит в начальный момент только лишь от соотношения податливости магистралей замкнутого контура, что определяет необходимое исходное превышение давления в системе подпитки подобных видов нагружения. При одинаковой податливости магистралей замкнутого контура это превышение должно быть равно половине перепада давления. В приводах грузоподъемных машин для уменьшения колебания давления в "сливной" магистрали следует увеличивать ее податливость.

3. Расход подпитки при подъеме груза с основания изменяется пропорционально величине гидравлической податливости привода и обратно пропорционально суммарной податливости привода и грузового устройства. При соотношении гидравлической и механической податливости более 5 расход подпитки при подъеме груза с основания практически равен производительности основного насоса.

4. При циклической нагрузке привода с системой подпитки-промывки деформационный и средний за цикл расходы подпитки увеличиваются пропорционально росту частоты колебания нагрузки. Однако для приводов грузоподъемных машин с непродолжительными (не более 1-1,5 сек.) колебаниями нагрузки при переходных процессах разгона и остановки груза такое увеличение расхода не является существенным.

5. Для приводов грузоподъемных машин с двухрежимными гидромоторами наибольшие колебания давления и расхода подпитки присущи режиму работы привода с меньшей величиной объемной постоянной гидромотора.

6. Линейная модель работы системы подпитки-промывки приемлема лишь на отдельных участках рабочего процесса, когда клапаны в системе имеют линейную расходную характеристику, в системе отсутствуют пневмоаккумуляторы и когда давление подпитки не опускается ниже 3+4 кг/см. Во всех других случаях расчет системы подпитки по линейной модели дает лишь приближенную, качественную оценку и может быть рекомендован только на стадии предварительного проектирования.

7. Нелинейная математическая модель работы системы подпитки и привода с включенным клапаном промывки без учета запаздывания закрытия клапанов подпитки дает достаточно хорошее совпадение с экспериментом.

8. В системах подпитки-промывки существует возможность многократных ударных забросов давления при быстротечных переходных процессах в замкнутом контуре, например, при закольцовании силовых магистралей после остановки груза "на весу".

Материалы диссертации опубликованы в работах.

1. Черных Г.А. "К расчету систем подпитки и управления гидроприводом с учетом его упругости. Межвуз.тематический сборник "Гидравлика и водоснабжение" г.Хабаровск, 1974 г.

2. Черных Г.А. "Ударные явления в магистральных гидравлического привода". Межвуз.тематический сборник "Гидравлика и водоснабжение" г.Хабаровск, 1974 г.

ВЛ 15259 28.VIII-75г.

Объем I п.л. Зак.1091. Тир.110