

6
А-36

АКАДЕМИЯ НАУК КИРГИЗСКОЙ ССР
ОБЪЕДИНЕННЫЙ УЧЕНЫЙ СОВЕТ ПО ГЕОЛОГИИ
И ГОРНОМУ ДЕЛУ

На правах рукописи

аспирант Ж. Усубалиев

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРООБЪЕМНОГО УДАРНОГО
МЕХАНИЗМА С КЛАПАННЫМ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЕМ
НЕПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

специальность № 05.172 — Горные машины
(диссертация написана на русском языке)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Фрунзе 1972

13

ЕК
АКАДЕМИЯ НАУК КИРГИЗСКОЙ ССР
ОБЪЕДИНЕННЫЙ УЧЕНЫЙ СОВЕТ ПО ГЕОЛОГИИ И ГОРНОМУ ДЕЛУ

На правах рукописи

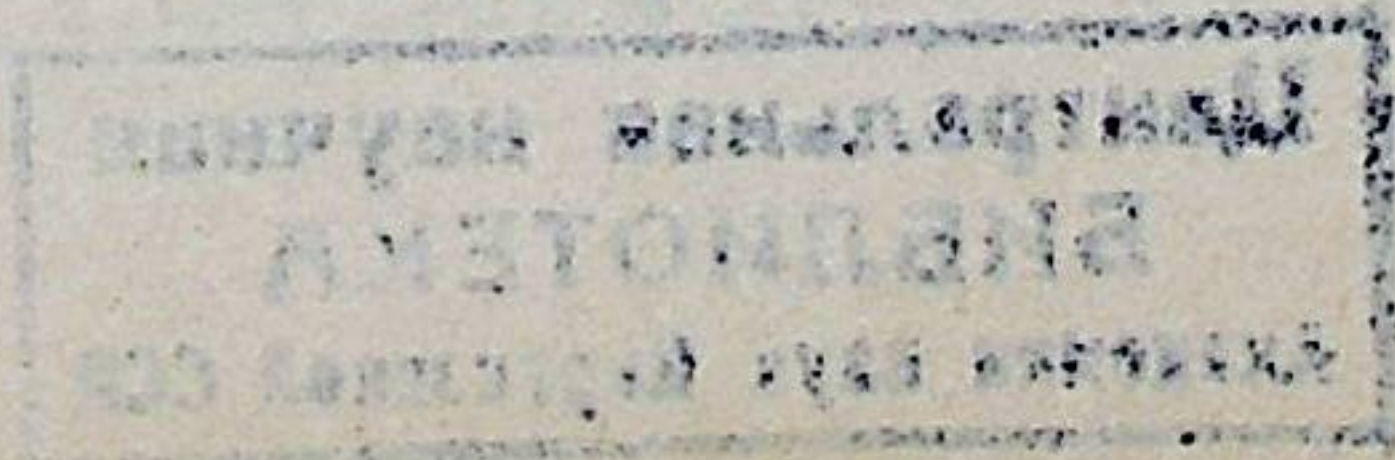
аспирант Ж. УСУБАЛИЕВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРООБЪЕМНОГО УДАРНОГО
МЕХАНИЗМА С КЛАПАННЫМ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЕМ НЕПРЯМОГО
ДЕЙСТВИЯ

специальность № 05.172 – Горные машины
(диссертация написана на русском языке)

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

Фрунзе. 1972



Работа посвящена исследованию гидрообъемного ударного механизма с автоматическим распределителем жидкости, а так же решению задач, связанных с разработкой, исследованием и испытанием гидрообъемных ударных механизмов бурильных машин

В работе защищается:

перспективность применения гидрообъемных ударных механизмов с обратной связью по положению; классификация гидравлических ударных устройств; новая методика исследования рабочего процесса гидрообъемных ударных машин, основанная на моделировании рабочего и холостого хода подвижного элемента - бойка с помощью специальных экспериментов и уравнений и на использовании метода фазовой плоскости; методика определения характера и величины сил трения в плунжерных парах и рекомендации по их уменьшению; математическое описание динамики процесса и обоснование проекторочного расчета механизмов с обратной связью по положению; рекомендации по совершенствованию ударных механизмов с гидрообъемным приводом.

385597

Центральная научная
БИБЛИОТЕКА
Академии наук Киргизской ССР

В современном горном производстве при проведении буровзрывных работ широкое распространение нашли бурильные машины с пневматическим приводом.

Стремление к увеличению производительности машин привело к увеличению установленной мощности привода. Так, даже в машинах для бурения шпуров установленная мощность достигла уже 40 л.с. Обеспечение столь мощных машин сжатым воздухом становится затруднительным. При эксплуатации пневматических бурильных машин остается также нерешенной задача создания для рабочих санитарно-гигиенических условий, отвечающих существующим нормам.

Исследователями и конструкторами делались неоднократные попытки решения отмеченных проблем за счет электрификации бурильных машин и установок.

По нашему мнению, наиболее перспективные предпосылки решения проблемы снабжения бурильных машин энергией заложены в применении электрогидравлического привода. Использование этого привода создает предпосылки и для снижения уровня шума и вибрации.

Электрогидравлические системы уже значительное время применялись для привода манипуляторов устройств подачи и, реже, механизмов вращения бура. Это подготовило появление предложений по распространению гидропривода на ударные устройства, которые в ряде случаев являются необходимыми узлами бурильных машин.

В направлении создания гидрообъемных бурильных машин с ударными механизмами работают сейчас Кузнецкий научно-исследовательский угольный институт, Институт автоматики АН Киргизской ССР, Кузнецкий машиностроительный завод, институты "Гипромашобогатение" и "ЦНИИПодземмаш", Фрунзенский и Карагандинский политехнические институты и другие организации. Повышенный интерес к проблеме создания новых машин проявляется и зарубежными фирмами.

Проведенные испытания электрогидравлических буровых установок типа БКГ, конструкции КузНИУИ и БКГМ конструкции ИА АН Кирг.ССР

на горных предприятиях страны показали их работоспособность. Но в ходе испытаний выявилась и необходимость продолжения поисков более надежных конструкций и новых конструктивных схем гидрообъемных ударных машин с целью изыскания путей улучшения их технических и эксплуатационных характеристик. Это и определило направление нашей работы, задачи которой сводятся к обобщению известных конструктивных схем и их классификации; к выбору на основе этого обобщения рациональной схемы гидрообъемного ударного механизма; к разработке методов и проведению исследований экспериментального образца с целью получения сведений о характере внутренних процессов; к обоснованию рекомендаций по проектированию и расчету гидрообъемных ударных устройств. Работа состоит из четырех глав, содержит 99 рисунков, список литературы и приложения с количественными результатами исследований, примерами расчетов и характеристиками экспериментальной установки.

В первой главе произведен кинематический и структурный анализ конструктивных схем гидравлических ударных механизмов на основе обобщения сведений, содержащихся в патентной и научно-технической литературе.

Для облегчения анализа многочисленных разнообразных схем разработана классификация (рис. I), разделяющая механизмы по наиболее общим и, по нашему мнению, важным признакам. Все гидравлические ударные механизмы нами разделены на гидродинамические и гидрообъемные. К гидродинамическим отнесены струйные гидрофуги и гидроударники, в которых для перемещения поршня ударника преимущественно используется кинетическая составляющая энергии потока жидкости. К гидрообъемным — механизмы, где преимущественно используется статический напор жидкости.

Из анализа конструктивных схем и сравнения характеристик ударных устройств выяснилось, что наиболее просто их устойчивую работу в периодическом режиме колебаний бойка можно по-

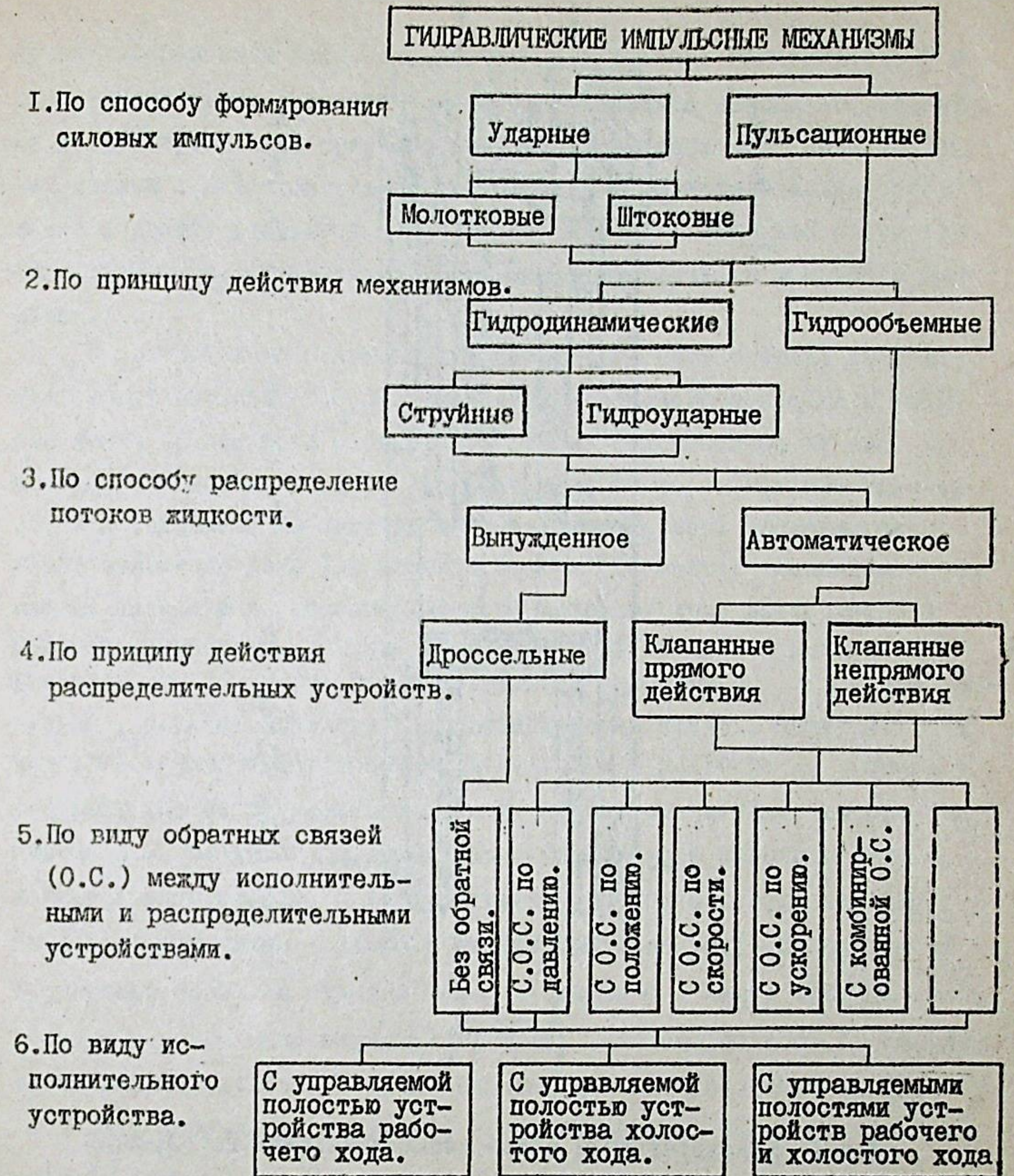


Рис. I. Классификация механизмов.

действием с распределительным устройством и рабочей жидкостью. В периодическом режиме движения бойка состояние системы определяется многочисленными факторами. Выделить влияние на поведение системы того или иного фактора в этом случае довольно трудно. Поэтому в работе перед исследованием периодических режимов изучаются элементы рабочего процесса с помощью специальных экспериментов и математических моделей. В заключительной части главы I обосновывается такой подход к исследованию и уточнению его задачи.

В главе II рассмотрен процесс торможения бойка во время холостого хода. Анализ этого процесса на первом этапе производили с помощью известных из предшествующих работ уравнений движения, составленных без учета сжимаемости жидкости. Полученные в результате этого анализа данные показали, что для более достоверного описания процесса необходимо учитывать сжимаемость жидкости и трубопроводов.

Здесь необходимо отметить, что вопросы торможения подвижных масс, соединенных с гидроцилиндрами уже рассматривались (например, в цикле работ Е.А.Цухановой). Но в нашем случае скорость перемещения подвижных элементов значительно выше (до 7-8 м/сек), а время переходного процесса очень невелико (0,005-0,01 сек).

При составлении уравнений, учитывающих податливость гидро-системы предполагалось, что движение жидкости в трубопроводах турбулентное, утечки отсутствуют, температура жидкости установившаяся, а интенсивность волновых явлений пренебрежимо мала. Коэффициенты расхода и сжимаемости жидкости принимались постоянными. Тогда уравнение расхода жидкости Q через переменную площадь проходного сечения окна распределителя имело вид:

$$Q = S^{(n)} \frac{dY}{dt} - \Delta Q, \quad (1)$$

$$Q = h_0 S_0 f(t) \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p^{(n)} - p_-)}, \quad (2)$$

$$\Delta Q = \beta (V_0 - S^{(n)} Y) \frac{dp^{(n)}}{dt}, \quad (3)$$

$$\text{откуда } h_0 S_0 f(t) \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p^{(n)} - p_-)} = S^{(n)} \frac{dY}{dt} - \beta (V_0 - S^{(n)} Y) \frac{dp^{(n)}}{dt}, \quad (4)$$

где Y - координата перемещения бойка; t - время; $S^{(n)}$ - площадь плунжера рабочего хода; ΔQ - изменение расхода за счет сжимаемости жидкости; h_0 - коэффициент расхода жидкости; $S_0 f(t)$ - функция изменения площади окон распределителя; $p^{(n)}$ - давление в полости устройства рабочего хода; p_- - давление в сливной магистрали; β - коэффициент сжимаемости жидкости; $(V_0 - S^{(n)} Y)$ - объем жидкости, участвующий в процессе связанным с переменным давлением (V_0 - начальный объем жидкости в полости).

Значения $p^{(n)}$ и $\frac{dp^{(n)}}{dt}$ определялись из уравнения движения бойка

$$M \frac{d^2 Y}{dt^2} + S^{(n)} p^{(n)} + H \frac{dY}{dt} = F(t) \quad (5)$$

(где M - приведенная масса бойка; $H \frac{dY}{dt}$ - сила трения; $F(t)$ - движущая сила) и подставлялись в уравнение (4):

$$M \frac{d^3 Y}{dt^3} + H \frac{d^2 Y}{dt^2} - \frac{1}{\beta (V_0 - S^{(n)} Y)} \frac{dY}{dt} = F'(t) - \frac{h_0 S_0 f(t)}{\beta (V_0 - S^{(n)} Y)} \times \sqrt{\frac{2g}{\gamma S^{(n)}} \left[(F(t) - M \frac{d^2 Y}{dt^2} - H \frac{dY}{dt}) - S^{(n)} p_- \right]}. \quad (6)$$

Таким образом, движение бойка с учетом сжимаемости жидкости описывается нелинейным дифференциальным уравнением 3-го порядка с существенно переменными коэффициентами. Для исследования таких уравнений обращаются, как правило, к различным приближенным методам. Применимость известных численных методов для решения уравнения (6) оценивалась на примере решения уравнения, имеющего сходную структуру и точное решение.

Величина коэффициента сжимаемости жидкости, определялась на специальном стенде, разработанном совместно с А. Изабековым по методике, основанной на измерении скорости звука в жидкости.

Экспериментальное исследование холостого хода бойка проводилось на специальном стенде по методике предусматривающей определение скорости движения бойка в зависимости от изменения параметров распределительного и исполнительного устройств.

Исследования показали, что в зависимости от параметров распределительных и исполнительных устройств и свойств жидкости торможение бойка может быть осуществлено различным способом — интенсивным дросселированием жидкости в окнах распределителя или противодавлением жидкости во время рабочего хода. Рекомендованы параметры механизма, обеспечивающие минимальное дросселирование, что способствует повышению его к.п.д.

Одна из основных рекомендаций касается выбора скорости изменения площади окон распределителя. Для механизмов, в которых скорость бойка в конце холостого хода не превышает 5–6 м/сек, а его вес — 4 кг эту скорость желательно выбирать в пределах 600–700 см²/сек.

В главе III рассмотрена динамика рабочего хода бойка.

Основное внимание при исследовании уделено взаимодействию распределительного и исполнительного устройства во время разгона бойка и процессу наполнения рабочей полости жидкостью. Составление уравнения движения основывалось на таких же предпосылках, что и при исследовании холостого хода. Движение рабочего органа — бойка описывалось уравнением.

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\rho''}{dt} &= \left[h_0 S_0 f(t) \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (\rho_+ - \rho'')} - S'' z \right] \frac{1}{\beta(V_0 - S'' Y)} \\ \frac{dz}{dt} &= (S'' \rho'' - H \frac{dY}{dt}) \frac{1}{M} \\ \frac{dY}{dt} &= z \\ \rho'' &= \rho_0, \quad \frac{dY}{dt} = u_0, \quad Y = Y_0 \quad \text{при } t = t_0; \end{aligned} \right\} (7)$$

где ρ_+ — давление жидкости в напорной магистрали.

При исследовании уравнения (7) функция изменения площади проходного сечения распределителя принята линейной:

$$S_0 f(t) = \begin{cases} kt & 0 \leq t \leq \Delta t \\ S_0 & \text{при } t > \Delta t \end{cases}$$

где Δt (сек) — время полной переброски золотника распределителя;
 K — коэффициент нарастания площади (см²/сек).

При исследовании уравнения рабочего хода начальный объем V_0 жидкости в полости и коэффициент K изменялся в широких пределах.

Результаты исследования показали, что с уменьшением коэффициента K и с увеличением начального объема процесс нарастания давления в полости растягивается по времени. При этом различны и максимальные значения установившихся давлений в полости. Также выяснилось, что изменение в широких пределах величины V_0 и K при постоянном ходе бойка существенного влияния на энергию удара не оказывают. Несколько большее влияние оказывают эти величины на продолжительность рабочего хода, т.е. на частоту ударов (рис. 3).

На основании анализа полученных данных установлено, что для наилучшего наполнения рабочих полостей значение коэффициента K нужно выбирать в пределах 600–700 см²/сек при V_0 до 100 см³, что согласуется с требованием, предъявляемым к этому коэффициенту, и со стороны холостого хода.

Для проверки полученных рекомендаций была разработана методика экспериментального исследования и экспериментальная установка, позволяющая изменять начальный объем жидкости V_0 в полости и скорость переброски золотника (коэффициент K) в определенных пределах.

Для регистрации скорости движения бойка был разработан индукционный датчик скорости, а для записи его перемещения скорость интегрировалась усилителем аналоговой машины МН-7. Для проверки точности регистрирующей схемы изучены частотные характеристики усилителей МН-7 и показано, что они дают вполне удовлетворительные результаты. Скорость перемещения бойка и давление жидкости в характерных полостях механизма регистрировались на осциллографе Н-105. Анализ

полученных экспериментальных данных подтвердили справедливость разработанных рекомендаций.

В третьей главе изложена методика определения характера и величин сил трения в плунжерных парах ударных механизмов. Задача исследования сил трения возникла при тарировке датчика скорости, когда было установлено, что в системе могут возникнуть силы трения, сравнимые с действующей при рабочем ходе силой.

Разработанная методика основана на сравнении экспериментальной скорости соударения бойка со скоростью, полученной в результате решения уравнения движения:

$$M \frac{d^2 Y}{dt^2} = S^{(1)}(P_+ - \delta t) - F_m \quad (8)$$

где δ - коэффициент учитывающий падение давления в полости (кг/см² сек); F_m - неизвестная функциональная зависимость силы трения.

При решении уравнения предполагалось, что сила F_m может быть постоянной ($F_m = const$), зависеть от первой ($F_m = H \frac{dY}{dt}$) или второй ($F_m = h (\frac{dY}{dt})^2$) степени скорости. В последних двух случаях $F_m = H \frac{dY}{dt}$ и $F_m = h (\frac{dY}{dt})^2$ решение уравнения становится довольно сложным (H, h - соответственно коэффициенты линейного и квадратичного трения). Поэтому после анализа осциллограмм мы пришли к выводу о возможности введения допущения о том, что скорость при рабочем ходе изменяется во времени линейно. Тогда после двукратного интегрирования уравнения (8) и исключения из полученных выражений силы F_m ; формулы для определения скорости соударения u_+ для каждого случая приводились к виду:

$$u_+^{(1)} = \frac{2L_+}{t_+} - \frac{S^{(1)} \Delta P t_+}{6M}, \text{ при } F_m = const \quad (9)$$

$$u_+^{(2)} = \frac{3L_+}{t_+} - \frac{S^{(1)} P_+ t_+}{2M}, \text{ при } F_m = H \frac{dY}{dt} \quad (10)$$

$$u_+^{(3)} = \frac{4L_+}{t_+} - \frac{S^{(1)} t_+}{M} (P_+ - \frac{\Delta P}{6}) \text{ при } F_m = h (\frac{dY}{dt})^2 \quad (11)$$

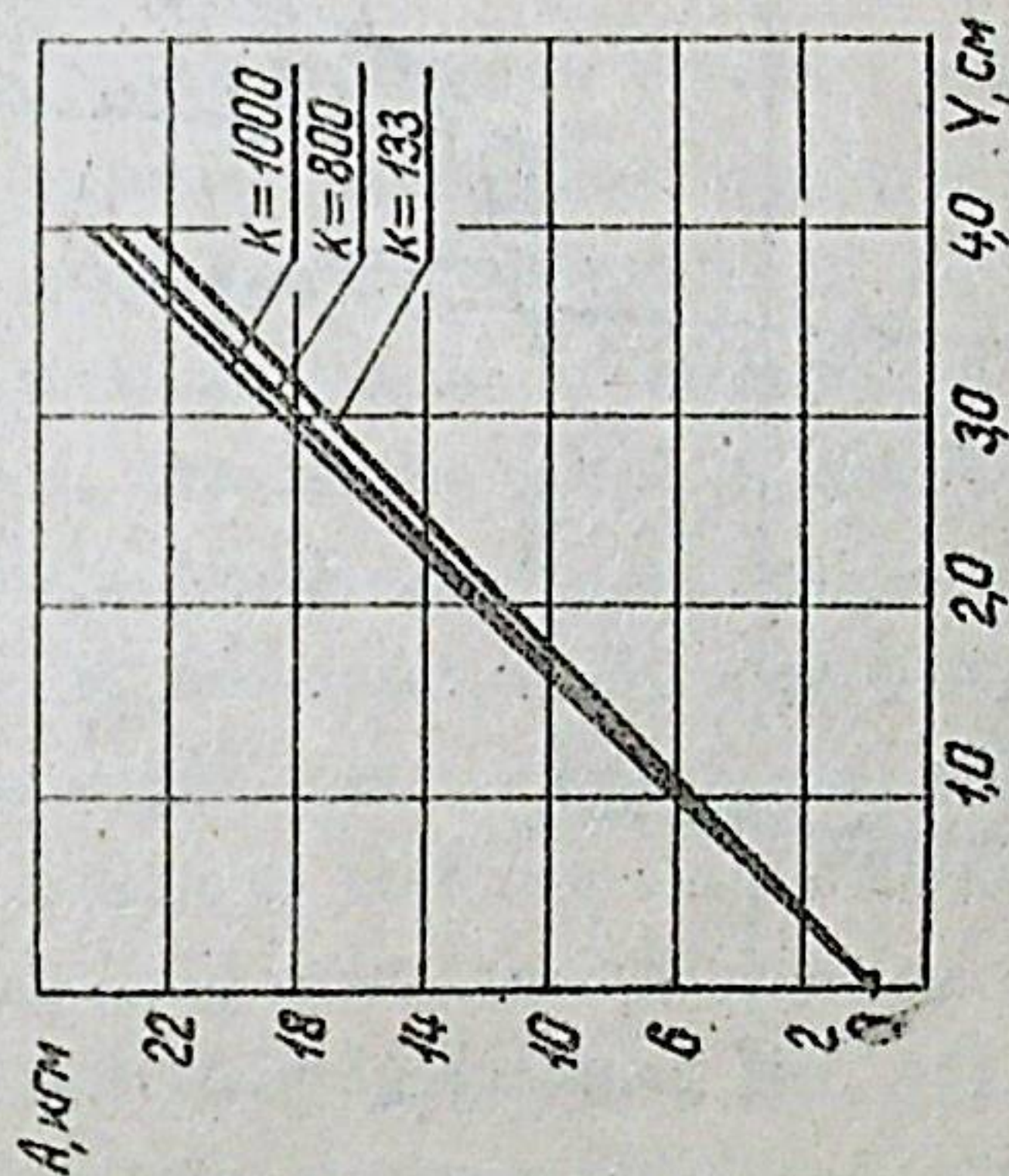
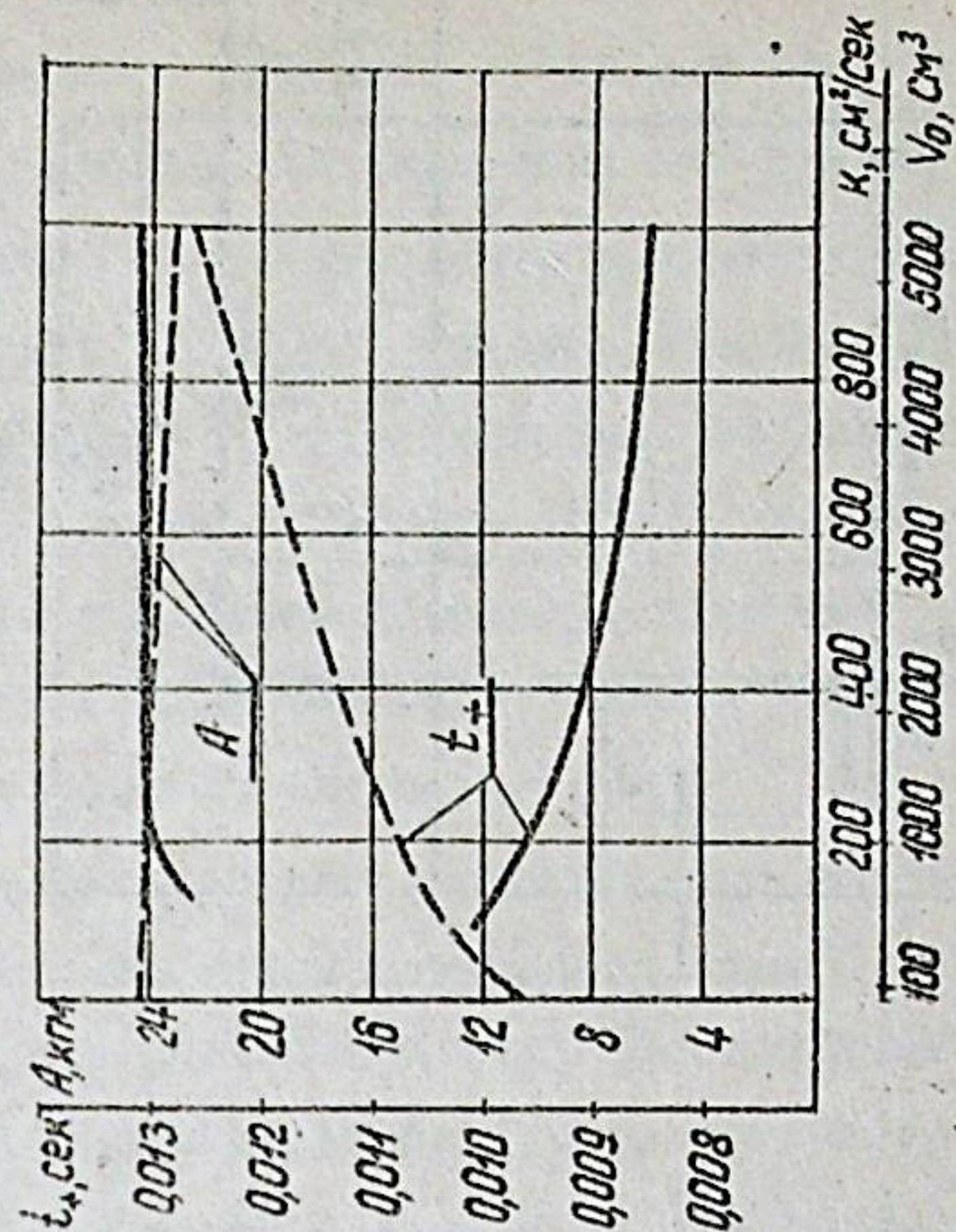


Рис. 3 Зависимости энергии удара и времени рабочего хода от перемещения, коэффициента нарастания площади и начального объема жидкости.
 — — — — — постоянный объем $V_0 = 53 \text{ см}^3$,
 — — — — — постоянный коэффициент $K = 200 \text{ см}^2/\text{сек}$.

где t_+ - время рабочего хода бойка; L_+ - величина хода бойка;
 $\Delta p = \beta t_+$ - падение давления в полости при $t = t_+$

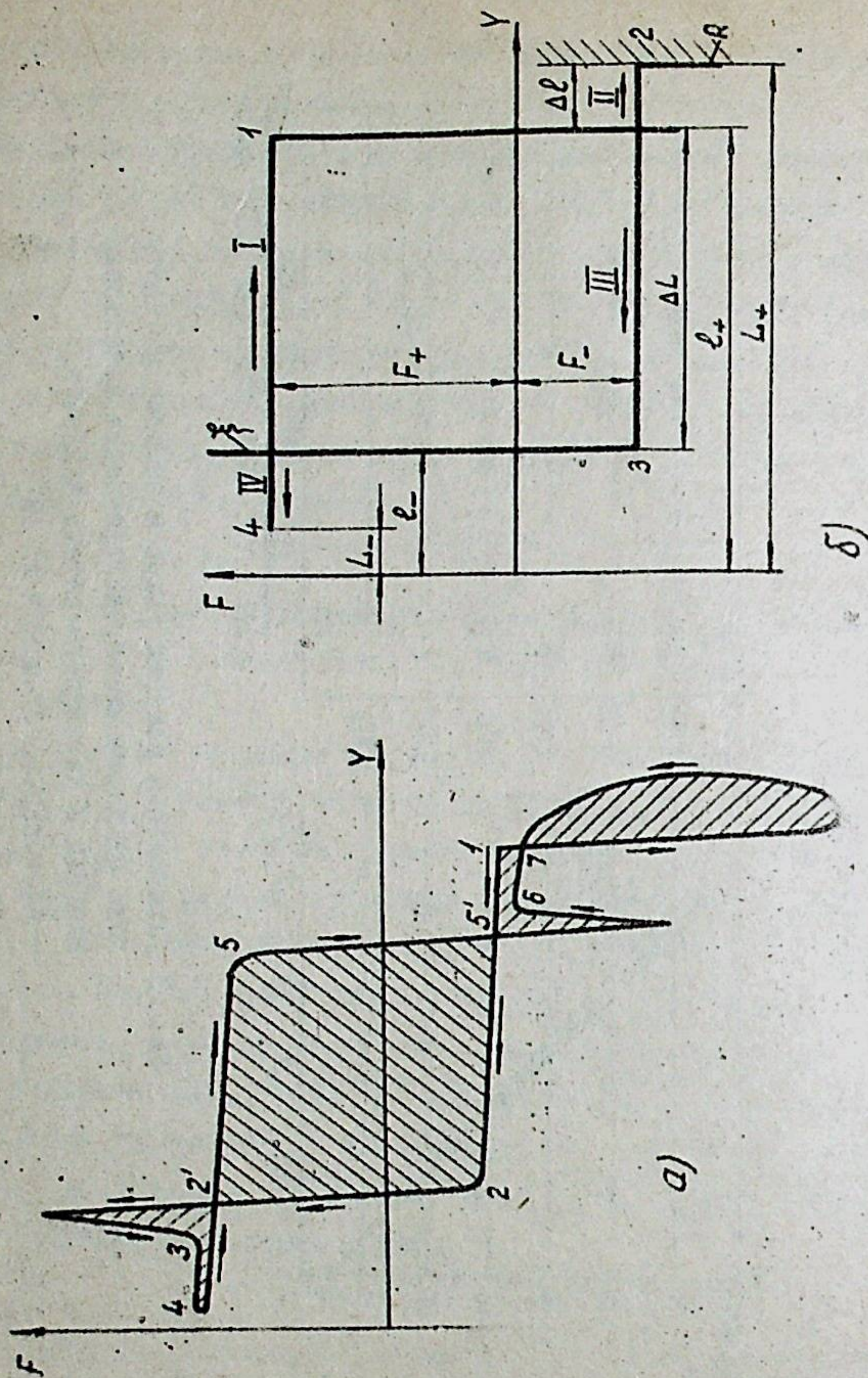
Методика определения характера сил трения сводилась к тому, что при известных из эксперимента величинах L_+ , P_+ , t_+ , Δp , $S^{(1)}$ и M по формулам (9, 10, 11) подсчитывалась скорость бойка (I, 2, 3) и далее сравнивалась с экспериментальной скоростью U_3 . По наименьшим отклонениям между скоростью U_3 и U_+ устанавливался характер сил трения. При известном характере этих сил и известной из опыта предупредительной скорости бойка определялась величина сил трения и коэффициенты трения из уравнения (8).

В результате проведения этого цикла исследований рекомендованы рациональные параметры плунжерной пары (конструкция, зазоры и др.). Практическая реализация этих рекомендаций привела к существенному увеличению механического к.п.д. устройства рабочего хода (с 0,6 до 0,97 при $P_+ = 50 \text{ кг/см}^2$ и с 0,75 до 0,93 при $P_+ = 80 \text{ кг/см}^2$).

В главе IV рассматривается динамика механизма с клапанным распределителем непрямого действия в периодическом режиме его работы. Для выявления существенных особенностей динамического взаимодействия основных устройств механизма сформулирована диаграмма работы механизма (рис. 4а), отражающая качество процесса. Анализ показал, что изменение сил при работе механизма, который определяется многочисленными факторами, носит довольно сложный характер, (внешней средой, волновыми процессами, силами трения и т.д.).

С целью выделения наиболее существенных признаков рабочего процесса оказывающих наибольшее влияние на его динамику, диаграмма работы была существенно упрощена (рис. 4б). При составлении "идеализированной" модели динамики механизма использовались результаты предыдущих исследований, что позволило практически сохранить ее качественное и количественное соответствие действительности. В работе рассматриваются вводимые упрощения и приводятся их обоснова-

Рис. 4 Диаграмма работы механизма



ние.

При аналитическом исследовании работы механизма в периодическом режиме использовалась методика, основанная на составлении уравнений для каждого из периодов движения бойка. После решения этих уравнений определялись скорости бойка в отмеченных на диаграмме (см. рис. 4б) "характерных" точках.

Для каждого периода движения бойка уравнение записывалось в общем виде:

$$M \frac{d^2 Y}{dt^2} = \pm [F_{\pm}^{(i)} - F_m^{(i)}], \quad L_- \leq Y \leq L_+ \quad (12)$$

где $F_+^{(i)}$ ($i=1,4$) - силы, действующие при рабочем ходе бойка (1 и 4-й периоды движения); $F_-^{(i)}$ ($i=2,3$) - силы, действующие при холостом ходе бойка (2-й и 3-й периоды движения).

При решении уравнений учитывались условия "принасовывания":

$$\frac{dY}{dt} = \begin{cases} 0 & Y=L_-; t=0, (i=1) \\ U_1 & Y=l_+; t=t_1 \\ U_2 & Y=L_+; t=t_2 \\ -RU_2 & Y=L_+; t=t_2 \\ -U_3 & Y=l_-; t=t_3 \\ -\xi U_3 & Y=l_-; t=t_3 \\ 0 & Y=L_-; t=t_4 \end{cases} \quad \text{при} \quad \begin{matrix} (i=2) \\ (i=3) \\ (i=4) \end{matrix}$$

где U_i ($i=1,2,3$) - скорость бойка в конце соответствующих периодов движения; ξ - коэффициент потери скорости бойка, учитывающий характеристику распределительного устройства; R - коэффициент восстановления скорости бойка после удара.

В работе показано, что силы, действующие на боек, можно определить следующим образом:

$$\begin{aligned} F_+^{(i)} &= (1-S^*) k^{(i)} S^{(i)} P_+ - F_m^{(i)}, & i &= (1,4) \\ F_-^{(i)} &= (S^* - \frac{P_-}{P_+}) k^{(i)} S^{(i)} P_+ - F_m^{(i)}, & i &= (2,3) \end{aligned} \quad (13)$$

где $S^* = S^{(2)}/S^{(1)}$ - отношение площади плунжеров холостого и рабочего хода. P_+, P_- - соответственно, давление в напорной и сливной магистралях, $k^{(i)}$ - коэффициенты, учитывающие изменение давления в рабочих полостях по сравнению с давлением P_+ , вызванные влиянием волновых явлений и различных сопротивлений.

Для проверки соответствия математической модели физической и для получения более полных представлений о рабочем процессе разработана методика и средства экспериментального исследования механизма. В основу методики положен анализ динамики с помощью экспериментального фазового портрета механизма, отражающего зависимости скорости бойка от его перемещения и с помощью осциллограмм скорости и перемещение бойка и давления жидкости в полостях механизма.

Регистрация скорости, перемещения бойка и давления жидкости проводилась на осциллографе типа И-105, а фазового портрета - на индикаторе И-10.

Экспериментальные исследования механизма уточнили характер изменения давления в полостях устройств рабочего и холостого хода бойка, в полости плунжеров вполотника, в напорных и сливных магистралях гидросистемы во время работы механизма (рис.5), а также значения коэффициентов, введенных в уравнения движения.

Экспериментальный образец механизма развивал энергию удара 15 кГм, частоту ударов 2300 уд/мин и ударную мощность 5,8 квт при давлении жидкости в напорной магистрали 100 кг/см² и расходе жидкости 57,5 л/мин (рис.6).

Проведенные исследования позволили установить общий к.п.д. механизма, а так же потери энергии на отдельных участках системы. Так, рассеивание энергии при транспортировании жидкости от насосной установки до механизма достигают 6%; на механическое трение - 5,7%; в

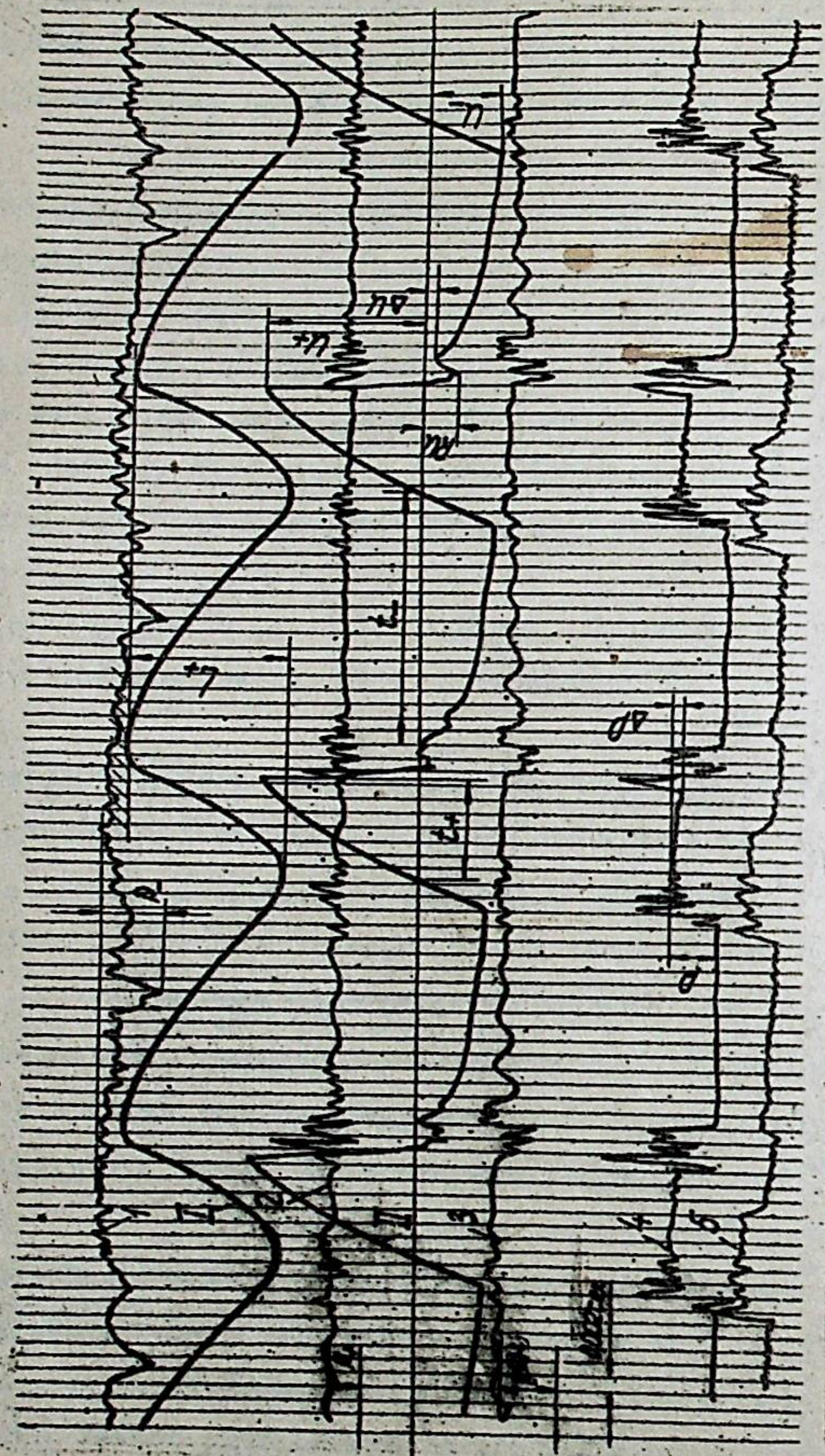


Рис. 5 Осциллограмма рабочего процесса (к анализу динамики механизма при давлении в напорном трубопроводе $P_+ = 50 \text{ кг/см}^2$)

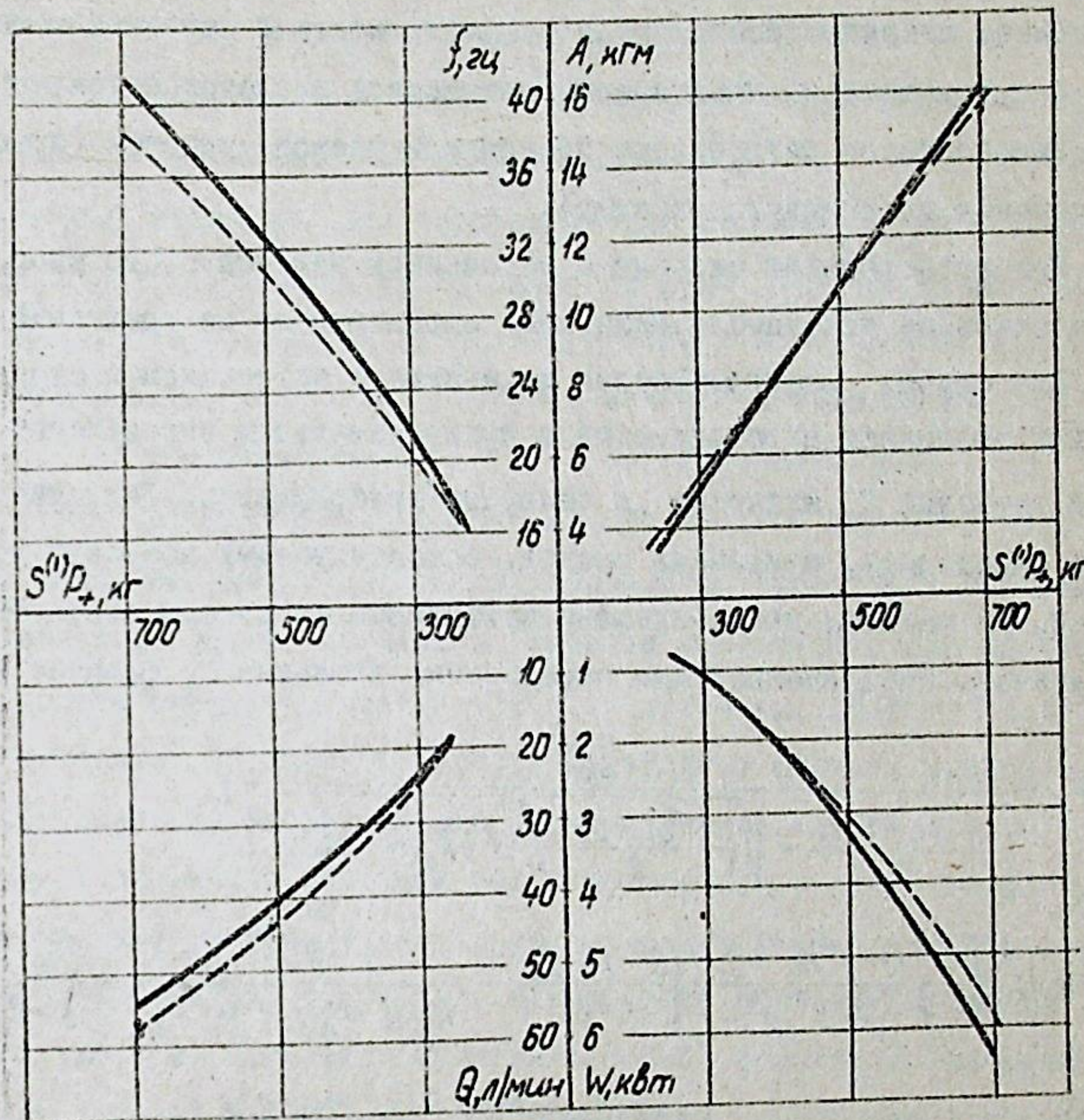


Рис. 6 Характеристика механизма в зависимости от сечения плунжера рабочего хода и давления в напорном трубопроводе
 — — — — — теоретические характеристики;
 — — — — — экспериментальные характеристики

местных сопротивлений и в результате возникновения волновых явлений около 15%.

Далее в работе рассматривается взаимодействие механизма с источником питания. Исследуются случаи, когда в напорной магистрали поддерживается практически постоянное давление (источник питания постоянного давления) и постоянный расход жидкости (источник питания постоянного расхода).

При исследовании системы с источником питания постоянного давления основные показатели механизма определялись из уравнений (12).

Для случая взаимодействия механизма с источником постоянного расхода возникает необходимость в предварительном определении значения давления P_+ жидкости в напорном трубопроводе. Давление P_+ можно определить, приравняв расход, обеспечиваемый насосной установкой, к расходу потребляемому механизмом с учетом соответствующих утечек. Предложенная для определения давления P_+ формула имеет вид:

$$P_+ = \frac{2(Q + \Delta Q)^2}{\left[\frac{S^{(1)} \Delta L + S_3 \ell_3}{c} + \sqrt{\left(\frac{S^{(1)} \Delta L + S_3 \ell_3}{c} \right)^2 + 4k_4(Q - \Delta Q)Q} \right]^2}, \quad (14)$$

$$\frac{1}{c} = \sqrt{\frac{S^{(1)}}{2M} \left\{ \frac{(1-S^*)k^{(1)} - f_1 + (S^* - P) - f_2}{[(1-S^*)k^{(1)} - f_1](\Delta L + \ell)} - \frac{(S^* - P)k^{(3)} - f_3 - R[(S^* - P)k^{(2)} - f_2]}{R\{(\Delta L + \ell)[(1-S^*)k^{(1)} - f_1] + [(S^* - P)k^{(2)} - f_2]\Delta \ell} \right\} - \frac{\xi [(S^* - P)k^{(3)} - f_3] + (1-S^*)k^{(4)} - f_4}{\xi \{(\Delta L + \ell)[(S^* - P)k^{(3)} - f_3] + R^2\{(\Delta \ell + \ell)[(1-S^*)k^{(1)} - f_1] - \Delta \ell [(S^* - P) - f_2]\}^3}}$$

Q - расход, обеспечиваемый насосной установкой, k_H - коэффициент объемной утечки насоса, $S^{(1)} \Delta L$ - удельный расход (расход за один период) через исполнительное устройство механизма (ΔL - ход бойка); $S_3 \ell_3$ - удельный расход через

распределительное устройство (S_3, ℓ_3 - соответственно площадь плунжера и ход золотника); ΔQ - утечки жидкости, $f_i = F_m^{(i)} / S^{(i)} P_+$; ($i = 1, 2, 3, 4$); $P = P_- / P_+$; $\Delta \ell, \ell$ - путь торможения бойка после переключения золотника соответственно при рабочем и холостом ходе.

При рассмотрении взаимодействия механизма с источником питания расчет производился с помощью ЭЦВМ "Наири". Результаты исследования показали, что характеристики механизма существенно зависят как от его параметров, так и от типа источника питания.

Ощутимые особенности поведения систем в зависимости от типа источника питания прослеживаются при изменении хода бойка (рис. 7), коэффициентов $\Delta \ell, \xi, S^*, R$ и других параметров.

Система соотношений, полученных при анализе динамики механизма, наиболее приспособлена для проведения поверочных расчетов. Но на практике часто требуется провести проекторочный расчет, когда многие параметры системы еще не известны. Поэтому в работе сделана попытка обосновать и уточнить систему формул, пригодных для проведения проекторочного расчета механизма.

При составлении методики проекторочного расчета обосновывается система исходных параметров, к которым отнесены параметры источника питания (расход, номинальное давление жидкости), энергия удара и скорость соударения бойка. К искомым параметрам отнесены масса M и ход ΔL бойка, величина и время действия сил $F_{\pm}^{(i)}$ ($i = 1, 2, 3, 4$), которые необходимо приложить к бойку для обеспечения заданной энергии удара и скорости соударения.

Анализ полученных зависимостей показал, что для определения неизвестных величин можно составить лишь три условия:

$$A = \frac{MU_+^2}{2}, \quad (15)$$

$$U_+ = \sqrt{\frac{2}{M} [F_+(\Delta L + \ell) - F_- \Delta \ell]}, \quad (16)$$

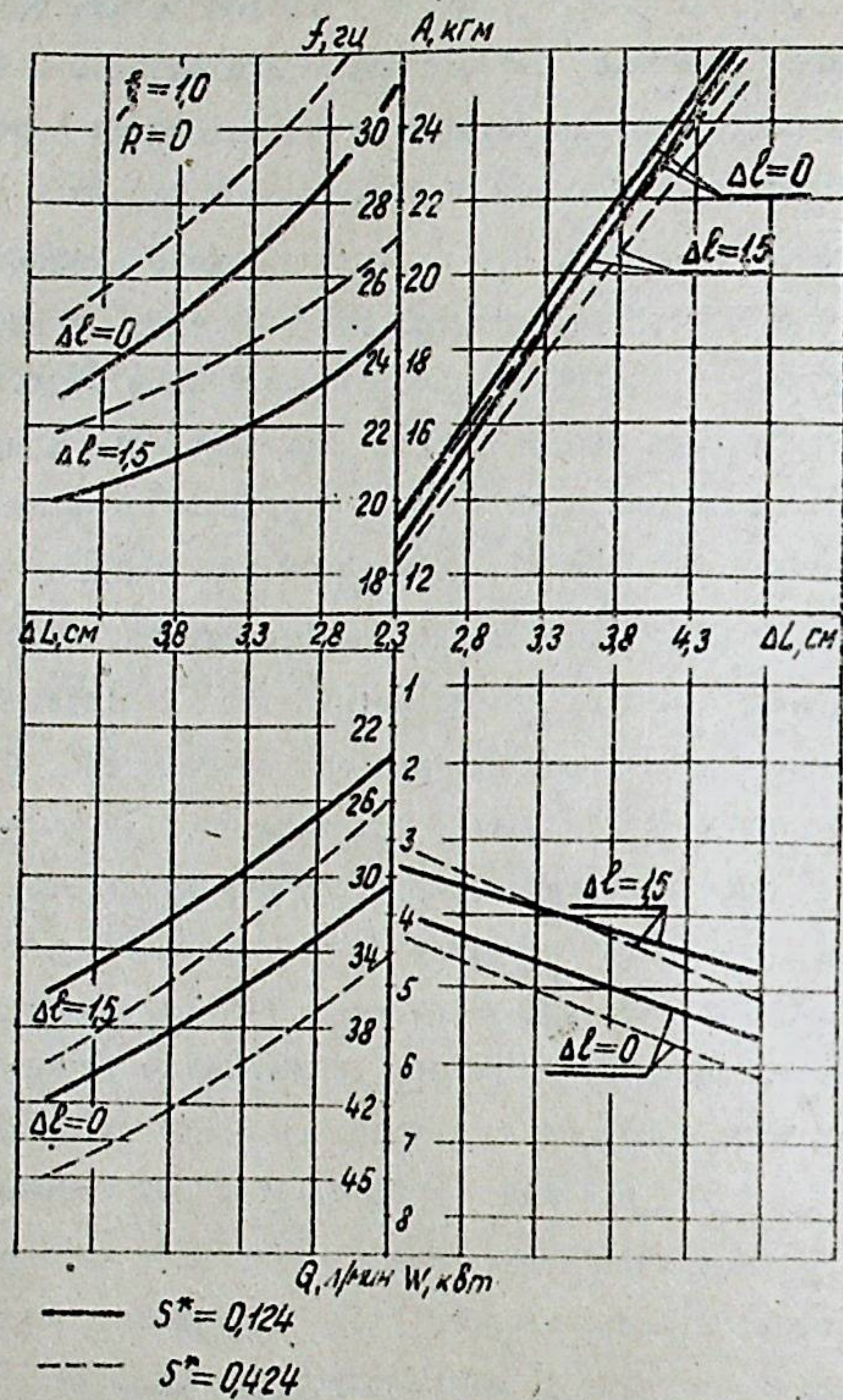


Рис. 7. Характеристики механизма в зависимости от перемещения бойка между переключениями золотника распределителя.

$$N = N_1 \quad (17)$$

где $N_1 = Q[1 - k_n(p_+ + \Delta p)](p_+ - p_-) + \Delta q p_+$ — мощность, подводенная к механизму от источника питания; $N_2 = [(F_+ - F_-)\Delta L + A_3] \frac{1}{T}$ — общая мощность, потребляемая механизмом; Δp — потери давления при транспортировке жидкости от насоса до механизма; A_3 — энергия, затраченная на управление распределителем, T — время цикла движения бойка, силы F_+ и F_- — определены по формулам:

$$\begin{aligned} F_+ &= (1 - S^*)k^{(i)}S^{(i)}p_+; \\ F_- &= (S^* - p)k^{(3)}S^{(i)}p_+. \end{aligned} \quad (18)$$

Необходимое дополнительное условие вытекает из сформулированного в работе требования обеспечения наименьшей площади $S^{(i)}$ плунжера рабочего хода, так как при этом уменьшается интенсивность волновых явлений, инерционные потери и потери давления.

Исследования показали, что поставленное требование можно выполнить лишь при определенном значении коэффициента S^* или, что то же самое, коэффициента K_F , представляющего отношение сил F_-/F_+ . Тогда в общем виде дополнительное условие имеет вид:

$$\frac{dS^{(i)}}{dK_F} = 0. \quad (19)$$

В общем случае коэффициент K_F приходится находить, решая весьма сложное кубическое уравнение. Более простое выражение получено в работе в предположении, что $A_3 = \Delta l = R = 0$ и $\xi = k^{(i)} = 1$; ($i = 1, 2, 3, 4$):

$$1 + K_F = 2K_F \left[1 + K_F \left(1 + \sqrt{\frac{1 + K_F}{K_F}} \right) \right].$$

Это равенство выполняется при $K_F = 0,335$. Последующие уточнения показали, что зависимость $S^{(i)}$ от K_F имеет весьма "пологий" минимум. Поэтому для практических расчетов можно рекомендовать $K_F = 0,25 + 0,35$.

Для определения величины силы F_+ с использованием условия (17) составлена формула

$$F_+ = \frac{100 P_+ Q_+}{\delta} \left\{ \left[\frac{2M}{(1/k^{(1)} + K_F/k^{(3)}) \theta + A_3} \right] \cdot \left(1 + \frac{1}{K_2 K_F} \right) \sqrt{A + K_2 K_F F_+ \cdot \Delta \ell} - \left(\frac{1}{K_2 K_F} + \frac{R}{K_F} \right) \sqrt{A} + \left(\frac{1}{K_F} + \frac{\xi}{K_4} \right) \sqrt{R^2 A + K_F \cdot \Delta \ell F_+ + K_F \theta} \right\}, \quad (20)$$

где

$$Q_+ = [1 - k_n (P_+ + \Delta P)] / (1 - P_- / P_+) Q - \Delta Q;$$

$$\theta = [(K_4 - \xi^2 R^2) A + (K_2 - \xi^2) K_F F_+ \Delta \ell];$$

$$K_4 = k^{(4)} / k^{(1)}; \quad K_2 = k^{(2)} / k^{(3)}.$$

Из этой формулы методом последовательных приближений можно определить силу F_+ . В качестве нулевого приближения можно принять $F_+^{(0)} = 0$. Для уточнения значения F_+ достаточно сделать не более трех приближений. При известном значении F_+ остальные силы определяются $F_- = K_F F_+$, $F^{(1)} = F_+ - F_m^{(1)}$, $F^{(4)} = K_4 F_+ - F_m^{(4)}$, $F^{(2)} = K_2 F_- - F_m^{(2)}$, $F^{(3)} = F_- - F_m^{(3)}$.

Таким образом, при заданной характеристике насосной установки (Q и P_+), энергии удара, предупредительной скорости бойка и известных из эксперимента или из дополнительных расчетов значениях параметров $\Delta \ell$ и A_3 и коэффициентах $k^{(i)}$, ξ , R , ρ можно определить необходимые для проектирования параметры механизма.

Для определения расхода энергии A_3 на управление в работе разработана методика выбора параметров распределительного устройства. Установлено, что максимально необходимую площадь проходного сечения золотника распределителя можно определить по формуле

$$S_{max} = S^{(1)} u_+ / h_0 \sqrt{2g/\gamma \cdot \Delta \rho},$$

где h_0 — коэффициент расхода жидкости, $\Delta \rho$ — допустимый перепад давления в окнах распределителя.

При известной площади окон распределителя в процессе проектирования определяется ход ℓ , и масса M_3 золотника площади плунжеров золотника $S_3^{(1)}$, $S_3^{(2)}$, осуществляющие его переброску.

Для определения площади $S_3^{(1)}$ использовалась формула:

$$S_3^{(1)} = \frac{4 M_3 \ell_3 K}{k_3 S_{max}^2 P_+}, \quad (22)$$

где

k_3 — коэффициент, учитывающий падение давления в полости плунжера; K — коэффициент скорости нарастания площади окон распределителя.

При составлении формулы (22) принималось во внимание установленное при исследовании холостого хода бойка требование, по которому для уменьшения дросселирования жидкости в окнах распределителя с целью повышения к.п.д. механизма время переброски золотника должно удовлетворять неравенству $t \leq S_{max} / K$ и условию $S_3^{(1)} = 2 S_3^{(2)}$.

В заключительной части работы выделены рекомендации по совершенствованию гидрообъемных ударных механизмов с обратной связью по положению. Эти рекомендации сводятся к выбору параметров устройств рабочего и холостого хода, распределительного устройства и параметров обратной связи.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

На основе обобщения и анализа конструктивных схем гидравлических ударных механизмов выявлены их особенности; предложена классификация механизмов; показана перспективность некоторых конструктивных схем, в том числе механизмов с клапанным распределителем непрямого действия.

Проведено исследование динамики холостого хода бойка; рекомендованы параметры механизма, обеспечивающие практически приемлемое рассеивание энергии жидкости с учетом ее сжимаемости.

Рассмотрена динамика рабочего хода бойка; составлено уравнение его движения с учетом сжимаемости жидкости; уточнены закономерности изменения давления в полости плунжера рабочего хода; сформулированы условия, при выполнении которых формируется рациональная индикатор-

ная диаграмма.

Разработан экспериментально-аналитический метод определения характера и величины диссипативных сил в плунжерных парах; даны рекомендации по увеличению механического к.п.д. механизма.

Составлены уравнения периодического виброударного движения бойка; в уравнениях путем введения соответствующих коэффициентов учтено рассеивание энергии жидкости на дросселирование в окнах распределителя, а также влияние волновых явлений, инерционных и местных сопротивлений; получены формулы для расчета основных показателей механизма.

Рассмотрено взаимодействие механизма с источником питания; выявлено влияние на его динамику параметров исполнительного и распределительного устройства и параметров обратной связи между ними.

Обоснована целесообразность экспериментального исследования механизма методом фазовой плоскости.

Произведена оценка к.п.д. механизма, определено рассеивание энергии в различных сопротивлениях.

На основании теоретических и экспериментальных исследований разработана методика выбора параметров механизма. Сформулированы основные рекомендации по совершенствованию механизмов с обратной связью по положению, которые нашли отражения в одной из предложенных конструкций.

Материалы диссертации докладывались и были одобрены:

На научно-производственных конференциях Фрунзенского политехнического института (г. Фрунзе, 1969, 1970 и 1971гг.);

На Всесоюзном совещании по проблеме силовых импульсных систем (г. Новосибирск, 1969г.);

На Всесоюзной конференции "Технический прогресс в машиностроении" (г. Томск, 1970 г.);

На научно-технической конференции "Состояние и перспективы научно-технического прогресса на горнорудных предприятиях Сибири в новой пятилетка" (г. Новокузнецк, 1971г.)

По теме диссертации опубликованы и приняты к печати следующие работы:

1. К расчету гидравлического механизма с клапанным распределителем непрямого действия (соавтор С.А. Басов). Сб. "Совершенствование буровых машин", изд-во "Илим", Фрунзе, 1970.

2. К расчету гидравлических механизмов с автоматическим распределителем жидкости, Тезисы XV научно-производственной конференции ФПИ. (соавтор С.А. Басов), 1970.

3. Исследование процесса торможения бойка в гидрообъемных ударных механизмах. (соавтор А.М. Торопова), 1970. Тезисы XVI научно-производственной конференции ФПИ.

4. Экспериментальная оценка характера торможения бойка в гидравлических ударных механизмах (соавтор С.А. Басов). Труды ФПИ, сб. "Механика", 1972 (в печати).

5. Влияние параметров трубопроводов и аккумуляторов на переходные процессы в гидрообъемных ударных устройствах (соавторы С.А. Басов, А. Изабеков). Труды ФПИ. Сб. "Механика", 1972 (в печати).

6. Исследование переходных процессов в гидрообъемном ударном устройстве (соавтор А. Изабеков). Сборник "Исследование узлов буровых установок", "Илим", 1972 (в печати).

7. Применение метода фазовой плоскости в исследованиях гидравлических виброударных механизмов (соавторы С.А. Басов, А.Н. Васелов, А.Ф. Лисовский, Б.Р. Матвеев). Сб. "Исследования узлов буровых установок", "Илим", 1972 (в печати).

УСУБАЛИЕВ ДЕНИШЕК