

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ УКРАИНЫ
КИЕВСКИЙ МЕЖДУНАРОДНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ГРАЖДАНСКОЙ АВИАЦИИ

На правах рукописи
УДК 621.22

ЯКУБОВИЧ Валерий Петрович
ОДНОКАСКАДНЫЙ КЛАПАН-ПУЛЬСАТОР ДЛЯ ГИДРОПРИВОДОВ
ЦИКЛИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

Специальность 05.02.03.- системы приводов

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

Киев - 1994

ДВ 57.102

Диссертацией является рукопись

Работа выполнена в Винницком государственном техническом университете

Научный руководитель - кандидат технических наук, доцент
Бутько Владимир Степанович

Официальные оппоненты - доктор технических наук, профессор
Искович-Лотоцкий Ростислав Дмитриевич
кандидат технических наук
Солонин Ростислав Иванович

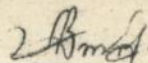
Ведущая организация - Винницкий проектно-конструкторский
технологический институт гидроагрегатов (ПКТИ "ГИДРОАГРЕГАТ")

Защита диссертации состоится "9" XII 1994 г.
в 10 часов на заседании специализированного ученого совета
К 072.04.03 при Киевском международном университете гражданской
авиации по адресу: 252058, г. Киев, проспект Космонавта Комарова, 1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Киевского международного университета гражданской авиации.

Автореферат разослан "4" XI 1994 г.

Ученый секретарь
специализированного ученого совета
кандидат технических наук

 В.Ф. Лабунец

ЛНБ України ім.В.Стефаніка



00756122 (N)

ЛНБ ім. В. Стефаніка
АН України

ДВ - 37.102

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Вибровозбудители известных типов (пневматические, механические, электрические) не всегда удовлетворяют производству из-за ограниченных технологических возможностей, либо недостаточных технико-экономических характеристик, что, в первую очередь, определено способом возбуждения колебаний и свойствами используемых энергоносителей.

Накоплен опыт применения гидравлических вибровозбудителей, перспективным направлением развития которых являются двухкаскадные клапаны-пульсаторы.

В настоящей работе исследуется возможность использования в качестве элемента управления возвратно-поступательным движением гидродrive циклического действия (ГЦД) оригинальной конструкции вибровозбудителя - однокаскадного клапана-пульсатора, отличающегося простотой конструкции, низкой стоимостью изготовления и высокой ремонтопригодностью.

Создание вибровозбудителей предельно-простой конструкции важно для гидродrive, работающих в условиях запыленности, вибраций и больших динамических нагрузок, влияющих на степень износа их основных элементов.

Целью работы является улучшение качественных показателей элементов ГЦД путем создания рациональной конструкции однокаскадного клапана-пульсатора, методов ее проектирования и исследования, а также определение влияния на динамику клапана-пульсатора его конструктивных элементов, рабочих параметров гидросистемы и эксплуатационных характеристик исполнительного механизма.

Методы исследования. Теоретические исследования проводились на основе положений теории гидравлического привода с учетом физических процессов, протекающих как в самом клапане-пульсаторе, так и в гидросистеме. Теоретические исследования выполнялись с использованием вычислительной техники. Экспериментальные исследования проводились в лабораторных условиях на специально изготовленном стенде с применением современной виброизмерительной аппаратуры, с уточнением параметров динамической жесткости рабочей среды.

Научная новизна. Разработаны расчетные схемы и математические модели двух видов ГЦД с однокаскадным клапаном-пульсатором. Разработана расчетная схема и математическая модель однокаскадного клапана-пульсатора, учитывающая его конструктивные особенности и рабочие параметры гидросистемы. Проведено ее исследование на ЭВМ, что позволило оценить характер влияния отдельных составляющих на-

тематической модели на погрешность моделирования.

Разработана методика выбора оптимальных параметров конструктивных элементов клапана-пульсатора (на основе теории планирования эксперимента) с целью получения заданной технологической характеристики процесса нагружения, что дает возможность определить конструктивные параметры клапана-пульсатора на стадии теоретической разработки.

Практическая ценность заключается в доведении предложенной методики выбора оптимальных параметров конструктивных элементов клапана-пульсатора до конкретных рабочих проектов.

Решена задача использования однокаскадных клапанов-пульсаторов в двух различных вариантах схем ПЦД, что позволило создать оригинальные схемы управления вибрационным циклом, защищенные шестью авторскими свидетельствами на изобретения.

Разработанные конструкции однокаскадного клапана-пульсатора отличаются простотой обслуживания и перегазодки режимов работы, высокой ремонтнопригодностью и малой стоимостью, что подтверждает их перспективность.

Экономический эффект от основного внедрения ПЦД с однокаскадным клапаном-пульсатором в виде вибростенда для испытания гидроаппаратуры комбайнов "Дон" на виброустойчивость при функционировании (завод "Таджикгидроагрегат" г. Душанбе) составил 60000 рублей в 1986 г.

Апробация работ. Основные результаты работы доложены на научно-практической конференции "Гидроаппаратура и гидроприводы сельскохозяйственных машин" (февраль 1993 г., г. Винница), на республиканских научно-технических конференциях "Состояние, перспективы и опыт применения гидропривода в машиностроении" (декабрь 1976 г., Киев, январь 1981 г., г. Киев), на республиканской научно-технической конференции "Теоретические и прикладные проблемы развития наукоемких и малоотходных технологий обработки металлов давлением (май 1991 г., г. Винница), на зональной конференции "Проектирование и эксплуатация промышленных гидроприводов и систем гидропневмоавтоматики" (ноябрь 1984 г., г. Пенза), на заседании секции "Автоматизация процессов литейного производства" научного семинара "Автоматизация и механизация литейных процессов" кафедры АМ-5 МВТУ им. П.Э. Баумана, на областных научно-технических конференциях 1977-1993 г.г. (г. Винница).

Результаты выполненных теоретических и экспериментальных исследований опубликованы в двенадцати печатных (семь статей и пять тезисов докладов) и двух рукописных (отчеты по хозяйственным, зарегистрированные во ВНИЦентре) работах и защищены шестью авторскими свидетельствами на изобретения.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех разделов, выводов по работе, списка литературы и приложений. Содержание работы изложено на 128 страницах машинописного текста, иллюстрируется 91 рисунком и пятью таблицами. Приложение содержит 30 страниц. Список литературы состоит из 69 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность проведения исследований ПЦД с новым видом аппаратуры управления.

В первой главе представлен обзор принципиальных схем и методов исследования автоколебательных вибровозбудителей с золотниковым и клапаным уплотнением основного элемента распределения, что позволило детально проанализировать особенности схемных решений.

Автоколебательные гидравлические вибраторы с золотниковым уплотнением (распределением) и с зазором в цепи механической обратной связи, исследованию которых посвящены работы В.Н. Баранова и Ю.Е. Захарова, не обеспечивают надежности работы при относительно больших скоростях и амплитудах движения рабочего органа.

Гидродвигатели возвратно-поступательного движения конструкции ВИСХОМ имеют следующие недостатки: трудность запуска; низкая частота; невозможность регулирования амплитуды перемещения рабочего органа; обязательное наличие специального пускателя для первоначального отвода золотника в одно из крайних положений.

Многие из указанных недостатков исключаются при использовании в ПЦД вибровозбудителей с клапанным уплотнением (распределением).

В работах И.Б. Матвеева, Р.Д. Исковича-Лотоцкого, М.Е. Иванова и других авторов достаточно подробно рассмотрены конструкции ПЦД различного назначения с применением двухкаскадных клапанов-пульсаторов.

Но здесь не учитывается динамика основного элемента управления - клапана-пульсатора, без знания динамических процессов которого невозможно качественно спроектировать и рационально использовать сам привод.

Наиболее полное исследование одной из конструкций двухкаскадного клапана-пульсатора приведено в диссертационной работе В.Ф. Пантелева, где недостаточно полно рассмотрены вопросы устойчивости автоколебаний и влияния неучтенных составляющих математической модели на погрешность моделирования.

Проектирование ПЦД невозможно без учета влияния деформации рабочей жидкости, определяемой ее модулем объемной упругости.

В.Ф. Прокофьевым были проведены экспериментальные исследования

динамического модуля объемной упругости фиксированного объема жидкости, значение которого изменялось за счет гармонического перемещения плунжера. При этом усредненная величина модуля объемной упругости минерального масла типа АУ имела значение 2000 МПа, начиная с давления 7 МПа и выше. Автор указывает, что динамика модуля объемной упругости жидкости зависит от конкретных особенностей гидропривода и характера его эксплуатации.

На основании изложенного в работе были поставлены и решались следующие задачи:

- схемный поиск возможных вариантов конструкций однокаскадного клапана-пульсатора;
- разработка расчетных схем и математических моделей ИЦД с однокаскадным клапаном-пульсатором, разработка расчетной схемы и математической модели однокаскадного клапана-пульсатора;
- теоретические исследования однокаскадного клапана-пульсатора и ИЦД с однокаскадным клапаном-пульсатором;
- разработка методики выбора оптимальных параметров конструктивных элементов клапана-пульсатора, соответствующих требуемой технологической характеристике процесса нагружения;
- экспериментальная проверка адекватности математических моделей и подтверждение эксплуатационных характеристик разработанного устройства;
- экспериментальная проверка значения модуля объемной упругости рабочей жидкости в условиях эксплуатации рассматриваемых приводов;
- разработка конкретных конструкций клапана-пульсатора и приводов циклического действия с однокаскадным клапаном-пульсатором, основываясь на результатах проведенных исследований.

Вторая глава посвящена теоретическим исследованиям однокаскадного клапана-пульсатора и ИЦД с однокаскадным клапаном-пульсатором, расчетные схемы которых показаны на рис. 1, где исполнительный механизм 2 может быть расположен на входе клапана-пульсатора I (рис. 1,а) и на его выходе (рис. 1,б).

В исходном положении затвор клапана-пульсатора прижат к седлу по кромке меньшего диаметра D_1 (первая ступень срабатывания), больший диаметр затвора D_2 (вторая ступень срабатывания) перекрывает своей нижней кромкой сливную магистраль на величину X_n . Между промежуточной полостью объемом V_2 и сливной магистралью установлен дроссель с объемным потоком Q_k , улучшающий условия посадки затвора на седло в момент его возвращения в исходное положение.

Автоколебания затвора осуществляются за счет дискретного образо-

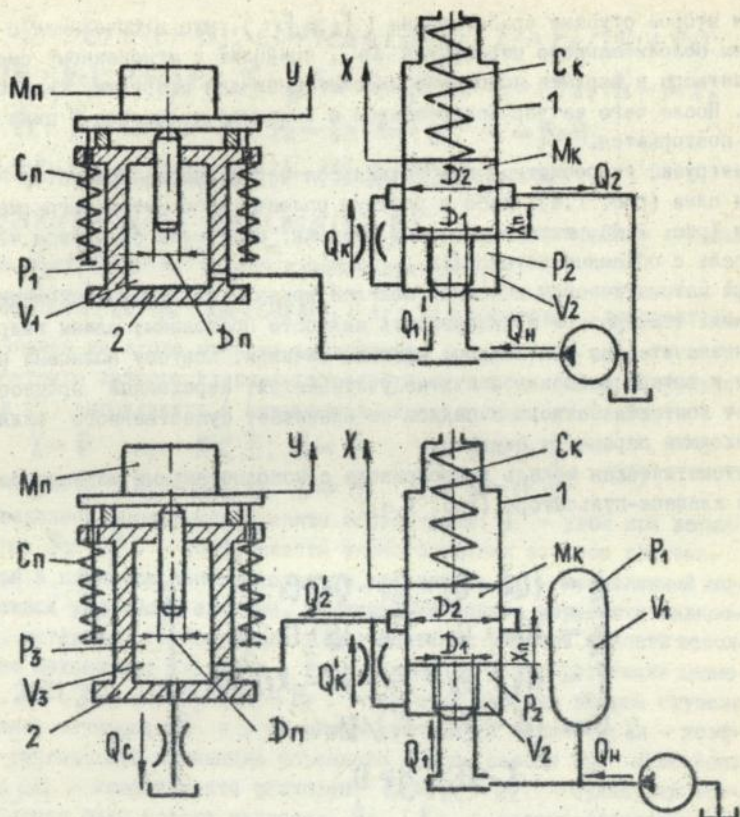


Рис. 1. Расчетные схемы ГЦД: а - с исполнительным механизмом на входе клапана-пульсатора; б - с исполнительным механизмом на его выходе

$$\begin{aligned}
 Q_1 &= K_1 D_1 X \sin \alpha / 2 \sqrt{|p_1 - p_2|} \operatorname{Sign}(p_1 - p_2) (1 - X \sin \alpha / (2 D_1)); \\
 Q_2 &= 0,5 K_2 D_2 (X - X_n + |X - X_n|) \sqrt{p_2}; \quad Q_n = (Q_0 - K_n p_1); \\
 Q_2' &= 0,5 K_2 D_2 (X - X_n + |X - X_n|) \sqrt{|p_2 - p_3|} \operatorname{Sign}(p_2 - p_3); \\
 Q_k &= 0,25 K_3 D_k^2 \sqrt{p_2}; \quad Q_k' = 0,25 K_3 D_k^2 \sqrt{|p_2 - p_3|} \operatorname{Sign}(p_2 - p_3); \\
 Q_c &= 0,25 K_4 D_c^2 \sqrt{p_3}; \quad Q_0 = F_1 \dot{X}; \quad Q_p = F_p \dot{X}; \quad Q_n = F_n \dot{y}; \\
 K_i &= \mu_i \rho \sqrt{2/p}.
 \end{aligned}$$

вания второй ступени срабатывания ($F_2 \gg F_1$), что в сочетании с наличием положительного перекрытия X_n , приводит к мгновенному смещению затвора в верхнее положение, достаточное для разрядки гидросистемы. После чего затвор возвращается в исходное положение и цикл работы повторяется.

Разгрузка гидросистемы осуществляется через клапан-пульсатор либо на слив (рис. 1,а), либо в рабочую полость исполнительного механизма (рис. 1,б), которая, в свою очередь, соединена со сливом через дроссель с объемным потоком Q_c .

При математическом описании моделей приняты следующие основные допущения: температура и сжимаемость жидкости постоянны; длины гидродинамических незначительны при большой площади сечения, поэтому волновые процессы и потери давления в них не учитываются; переходный процесс в момент контакта затвора с седлом не оказывает существенного влияния на выходные параметры системы.

Математическая модель гидропривода с исполнительным механизмом на входе клапана-пульсатора (рис. 1,а):

$$\left. \begin{aligned} \dot{p}_1 &= (Q_n - Q_1 - Q_d - Q_n) \cdot C_1; \\ \dot{p}_2 &= (Q_1 - Q_k - Q_2 - Q_p) \cdot C_2; \\ \ddot{x} &= (p_1 + p_2 - p_k - p'_k - R_c) / M_k; \\ \ddot{y} &= (p'_1 - p_n - p'_n) / M_n; \\ x &> 0, \quad y > 0. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Математическая модель гидропривода с исполнительным механизмом на выходе клапана-пульсатора (рис. 1,б):

$$\left. \begin{aligned} \dot{p}_1 &= (Q_n - Q_1 - Q_d) \cdot C_1; \\ \dot{p}_2 &= (Q_1 - Q'_k - Q'_2 - Q_p) \cdot C_2; \\ \dot{p}_3 &= (Q'_2 - Q_n - Q_c) \cdot C_3; \\ \ddot{x} &= (p_1 + p_2 - p_k - p'_k - R_c) / M_k; \\ \ddot{y} &= (p_3 - p_n - p'_n) / M_n; \\ x &> 0, \quad y > 0, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где $C_1 = E / (V_1 + V_n)$; $C'_1 = (E_{ж} + E_r) / V_1$; $C_2 = E_{ж} / (V_2 + V_k)$;
 $C_3 = E / (V_3 + V_n)$; $P_1 = p_1 F_1$; $P'_1 = p_1 F_n$; $P_2 = p_2 F_p$; $P_3 = p_3 F_n$; $P'_k = \beta_k \dot{X}$;
 $R_c = R_1 + R_2$; $P_k = C_k (h_k + X)$; $P_n = C_n (h_n + y)$; $P'_n = \beta_n \dot{y}$;
 $R_1 = 2 \mu_1 \pi D_1 X \sin d / 2 \cos d / 2 (1 - X \sin d / (2 D_1)) (p_1 - p_2)$
 $R_2 = \mu_2 \pi D_2 (X - X_n + |X - X_n|) \cos \theta (p_2 - p_3)$ - для гидропривода с исполнительным механизмом на выходе клапана-пульсатора;
 $R_2 = \mu_2 \pi D_2 (X - X_n + |X - X_n|) \cos \theta p_2$ - для гидропривода с исполнительным механизмом на входе клапана-пульсатора.

При контакте затвора клапана-пульсатора с седлом, системы уравнений (1) и (2) вырождаются и становятся оправедливыми условия:

$$\left. \begin{array}{l} X=0 \quad \text{при } X < 0; \quad \dot{X}=0 \quad \text{при } X=0; \\ y=0 \quad \text{при } y < 0; \quad \dot{y}=0 \quad \text{при } y=0. \end{array} \right\} \quad (3)$$

В приведенных выражениях приняты обозначения: d - угол при вершине затвора; β_k, β_n - коэффициенты вязкого трения затвора клапана-пульсатора и плунжера исполнительного механизма; E - приведенный модуль объемной упругости системы, учитывающий модуль упругости жидкости ($E_{ж}$), материала трубопровода (E_r) и стенок рабочей полости исполнительного механизма; F_1, F_2, F_n - площади, соответствующие диаметрам D_1, D_2, D_n ; $F_p = F_2 - F_1$ - рабочая площадь второй ступени срабатывания затвора; θ - угол отклонения струи жидкости; K_n - коэффициент, учитывающий изменение объемного к.п.д. насоса при изменении давления; μ_i - коэффициенты расходов; $R_c = R_1 + R_2$ - суммарная осевая реактивная сила потока жидкости; R_1, R_2 - осевые реактивные силы, действующие на первую и вторую ступени срабатывания затвора; Q_0 - номинальная подача жидкости насосом; ρ - плотность жидкости; V_k, V_n - заполняемые жидкостью объемы при движении второй ступени затвора клапана-пульсатора и плунжера исполнительного механизма; h_k, h_n - начальные натяжения пружин клапана-пульсатора и исполнительного механизма.

С целью сокращения времени теоретических исследований основного элемента управления ПЦД - однокаскадного клапана-пульсатора, была разработана его расчетная схема (рис. 2), где исполнительные механизмы заменены эквивалентными объемами жидкости на его входе и выходе. Математическая модель клапана-пульсатора описывается системой уравнений (2) без учета ее элементов, относящихся к исполнительному механизму.

Для моделирования работы клапана-пульсатора использован наиболее распространенный метод интегрирования дифференциальных уравнений — метод Рунге-Кутты.

Для исключения неустойчивости численного решения при малых перепадах давлений P_1 и P_2 , P_2 и P_3 , сжимаемостью жидкости в промежуточной полости объемом V_2 пренебрегали.

С целью дальнейшего упрощения математической модели изучалось влияние ее составляющих на выходные характеристики клапана-пульсатора. Изучалось влияние: силы вязкого трения; осевых реактивных сил потока жидкости; полной площади проходной щели между конусной (герметизирующей) частью затвора и острой кромкой седла; модуля объемной упругости рабочей жидкости, т.к. разными авторами рекомендованы для практических расчетов его разные значения.

Пояснено, что влияние полной расчетной площади первой проходной щели затвора, сил вязкого трения и осевых реактивных сил во многом зависят от размеров рабочей площади второй ступени срабатывания. При относительно небольших ее размерах, например, $F_p = 1,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ($D_1 = 10 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $D_2 = 16 \cdot 10^{-3} \text{ м}$) пренебрежение суммарной осевой реактивной силой и полной площадью первой проходной щели не приводит к погрешности моделирования. Увеличение площади второй ступени срабатывания до значения $F_p = 7,54 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ($D_1 = 10 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $D_2 = 32 \cdot 10^{-3} \text{ м}$) приводит к погрешности моделирования до 10,7% по амплитуде давления на входе клапана-пульсатора и до 19% — по частоте процесса при пренебрежении суммарной осевой реактивной силой потока жидкости.

Допущение, что клапан-пульсатор не является полноподъемным, как это сделано в диссертационной работе В.Ф. Пантелеева, где значение площади проходной щели клапана второго каскада между конической частью затвора и острой кромкой седла определялось по приближенному выражению $f = \pi D x \sin \alpha / 2$ вместо полного выражения — $f = \pi D x \sin \alpha / (2(1 - x \sin \alpha / (2d)))$, приводит к погрешности моделирования как по амплитуде давления (до 7%), так и по частоте (до 6,5%).

Погрешность моделирования при пренебрежении силой вязкого трения имеет обратную зависимость: при $F_p = 7,54 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ($D_2 = 32 \cdot 10^{-3} \text{ м}$) погрешность моделирования при значении $\beta_k = 0$ и до значения $\beta_k = 180 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}$ отсутствует. Уменьшение размеров рабочей площади F_p до значения $F_p = 1,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ($D_2 = 16 \cdot 10^{-3} \text{ м}$) приводит к погрешности моделирования частоты процесса до 18,5% при незначительном значении погрешности амплитуды давления на входе клапана-пульсатора.

Ввиду того, что упростить математическую модель клапана-пульсатора без потери точности расчета не представляется возможным за счет

пренебрежения приведенными выше составляющими, дальнейшие теоретические исследования проводились с использованием численного метода интегрирования.

Анализ влияния модуля объемной упругости рабочей жидкости показал, что использование при моделировании значений модулей 2000 МПа (В.Ф. Прокофьев) и 1660 МПа (Е. И. Абрамов) приводит к несовпадению результатов моделирования на 8% по частоте процесса и по амплитуде давления на входе клапана-пульсатора. (Результаты экспериментального исследования динамического модуля объемной упругости масла индустриального И-30А приведены в третьей главе).

Для обеспечения одной из требуемых технологических характеристик процесса нагружения, т.е. необходимых значений частоты, амплитуды давления на входе, либо давления на выходе клапана-пульсатора, был произведен выбор оптимальных параметров его конструктивных элементов по методу планирования многофакторного эксперимента при поиске оптимальных условий. Ввиду отсутствия экспериментальных данных по однокасадным клапанам-пульсаторам, использовались результаты математического моделирования. В качестве критериев, относительно которых производился выбор параметров конструктивных элементов клапана-пульсатора, приняты следующие безразмерные величины его выходных характеристик: размах колебания давления P_3 на выходе клапана-пульсатора, характеризующий полный сброс давления

$$Y_1 = (P_{1\max} - P_{1\min}) / P_{1\max}; \quad (4)$$

размах колебания давления P_3 на выходе клапана-пульсатора относительно давления P_1 на его входе

$$Y_2 = P_{3\max} / P_{1\max}; \quad (5)$$

частота периодического процесса (автоколебаний) $Y_3 = f_m / f_n$, (6)

где f_m - частота моделируемого процесса; f_n - частота процесса, которую необходимо достичь.

По результатам решения системы уравнений, исходя из условий матрицы планирования задач многофакторного моделирования, определялись коэффициенты регрессии и оценивалось влияние принятых к исследованию конструктивных элементов клапана-пульсатора ($D_1, D_2, D_k, D_c, X_l, C_k, M_k$) на количественные изменения принятых критериев.

Выявлено, что наибольшее влияние на принятие критерия оказывают размеры первой и второй ступеней обработки и что каждому критерию соответствует конструкция клапана-пульсатора с определенными сочетаниями параметров D_1 и D_2 .

Отыскание области оптимума проводилось методом крутого восхождения. (метод Бокса-Уильсона).

Полученные оптимальные решения экспериментально проверялись. Из принятых критериев практически реализовывалась возможность получения частоты нагружения (автоколебания) $f_n = 17$ Гц (критерий (6)) за счет конкретного сочетания параметров конструктивных элементов клапана-пульсатора ($D_1 = 10 \cdot 10^{-3}$ м, $D_2 = 16 \cdot 10^{-3}$ м) и возможность получения максимальной амплитуды давления P_1 на входе клапана-пульсатора (критерий (4)).

На рис. 3 показан типичный экспериментальный процесс работы клапана-пульсатора конкретной конструкции для получения максимального сброса давления на входе в клапан при следующем сочетании параметров его конструктивных элементов: $D_1 = 10 \cdot 10^{-3}$ м; $D_2 = 32 \cdot 10^{-3}$ м; $D_K = 3 \cdot 10^{-3}$ м; $D_c = 5 \cdot 10^{-3}$ м; $\lambda_n = 3 \cdot 10^{-3}$ м.

Теоретическое значение критерия U_1 при приведенных выше значениях параметров конструктивных элементов клапана-пульсатора $U_1 = 0,882$ незначительно отличается от экспериментального, где эта величина соответствует значению $U_1 = 0,906$, что позволяет считать принятым метод выбора параметров конструктивных элементов клапана-пульсатора приемлемым при разработке подобных конструкций на стадии их проектирования при отсутствии экспериментальных данных, т.е. до воплощения конструкции в металл.

Проведены теоретические исследования влияния рабочих параметров гидросистемы на выходные характеристики реальной конструкции клапана-пульсатора, исследована возможность их регулирования, а также проведена проверка адекватности по результатам эксперимента. Результаты теоретических исследований удовлетворительно совпали с результатами эксперимента.

Построены графики зависимости амплитуды давления P_1 на входе и давления P_3 на выходе клапана-пульсатора, а также частоты процесса от давления срабатывания клапана-пульсатора и параметров V_1, V_3, Q_n . Исследования показали, что переналадка на требуемый режим работы клапана-пульсатора осуществима за счет изменения давления срабатывания, нагружаемых объемов на входе и выходе клапана-пульсатора, а также изменения величины подачи жидкости насосом.

Определены области существования устойчивых автоколебаний в пространстве параметров D_K и D_2 ; D_K и Q_n .

Проводилось математическое моделирование работы ПЦД с однокаскадным клапаном-пульсатором конкретной конструкции при расположении

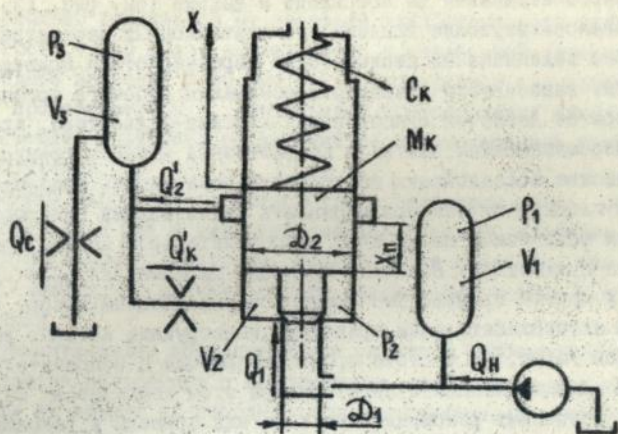


Рис. 2. Расчетная схема клапана-пульсатора с нагружаемыми объемами жидкости на его входе и выходе

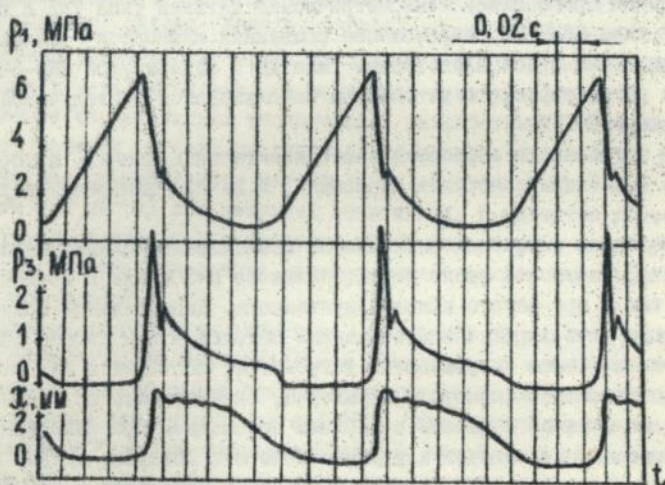


Рис. 3. Типичная осциллограмма работы клапана-пульсатора

исполнительного механизма на его входе и выходе (см. рис. I), целью которого являлось изучение влияния эксплуатационных параметров исполнительного механизма на динамические характеристики привода.

Определены зависимости пикового перемещения рабочего органа и частоты процесса от давления срабатывания клапана-пульсатора, приведенной массы перемещающихся частей и коэффициента вязкого трения β .

Теоретические исследования подтвердили возможность предложенной конструкции клапана-пульсатора управлять двумя видами приводов: с исполнительным механизмом на входе и с исполнительным механизмом на выходе клапана-пульсатора. Величина пикового перемещения рабочего органа в том и другом приводе уменьшается с увеличением массы, что присуще многим автоколебательным приводам, конструкции которых рассмотрены в первой главе, но частота процесса привода с исполнительным механизмом на выходе клапана-пульсатора при этом изменяется незначительно, что позволяет рекомендовать этот вид привода в условиях повышенных требований к стабильности частоты процесса нагружения.

В третьей главе рассмотрены экспериментальный вариант конструкции клапана-пульсатора и схемы стендов для испытания ПДД. Описана аппаратура регистрации процессов в гидроприводах. В качестве преобразователей давления применялись тензометрические датчики типа ТДД с тензосилителем типа 8АНЧ-7М, перемещение подвижных элементов фиксировалось индуктивными преобразователями типа ДП с аппаратурой ВИ6-5МА. В качестве регистрирующего устройства использовался светолучевой осциллограф типа Н-117.

Оценена погрешность обработки экспериментальных данных, которая составляла 4,47% при измерении давления и 5,2% при измерении перемещений.

В соответствии с поставленной целью, исследовался динамический модуль объемной упругости масла индустриального И-30А как в состоянии поставки, так и при работе клапана-пульсатора. Динамический модуль объемной упругости определялся косвенным методом - при помощи специального изготовленного нагружающего устройства, состоящего из толстостенной компрессионной камеры с плунжером, сменных масс и затвора, удерживающего плунжер с массой в верхнем положении. При заполненной маслом компрессионной камере и удаленном из нее воздухе, затвор снимался, а плунжер с массой совершал затухающие колебания с собственной частотой, зависящей от жесткости системы. По частоте переходного процесса определялся динамический модуль объемной упругости масла.

Обработка осциллограмм показала, что значение динамического модуля объемной упругости масла индустриального И-30А в состоянии пос-

тавки несколько отличается от значения адиабатического модуля объемной упругости (1850 МПа), приведенного в справочной литературе, и имеет среднее значение 2000 МПа, что подтверждает результаты исследования, проведенного В.Н. Прокофьевым при определении динамического модуля объемной упругости масла типа АУ по вынужденной частоте процесса нагружения.

При помощи нагружающего устройства определялся модуль объемной упругости масла И-30А в гидросистеме циклического действия с однокаскадным клапаном-пульсатором. Исследования показали, что величина модуля не зависит от времени работы клапана-пульсатора и места его расположения.

Экспериментальными исследованиями выявлены особенности процессов работы клапана-пульсатора с нагружаемыми объемами на его входе и выходе и при их замене на исполнительные механизмы. Полученные экспериментально характеристики с достаточной точностью совпали с теоретическими, что подтверждает правильность допущений при составлении математических моделей ПЦД с однокаскадным клапаном-пульсатором.

В четвертой главе приведены новые конструкции ПЦД, созданные на базе однокаскадного клапана-пульсатора (авторские свидетельства № 624692, 653358, 681236, 698713, 730605). Показана возможность использования клапана-пульсатора не только в двухходовом исполнении, но и трех, и четырехходовом. На основании экспериментально подтвержденных теоретических исследований разработана конструкция и изготовлен опытный образец однокаскадного клапана-пульсатора, рекомендованный для промышленного изготовления. Приведены типичные осциллограммы его работы при натуральных испытаниях. В качестве критерия, относительно которого производился выбор параметров конструктивных элементов клапана-пульсатора, принята максимальная амплитуда давления на его выходе.

Приведена конструкция вибратора, состоящая из одного модуля со встроенными в нем исполнительным механизмом и клапаном-пульсатором, выполненная по схеме привода с исполнительным механизмом на входе, которая использовалась в 1986 г. для испытания гидроаппаратуры комбайна "Дон" на виброустойчивость при функционировании.

Приведена конструкция виброустановки, выполненной по схеме привода с исполнительным механизмом на выходе клапана-пульсатора, которая использовалась в 1990 г. для испытаний гидроаппаратуры комбайнов "Дон" на виброустойчивость. Виброустановка состоит из двух состыкованных модулей: однокаскадного клапана-пульсатора, создающего колебания давления жидкости пилобразной формы в рабочей полости

исполнительного механизма и самого исполнительного механизма, трансформирующего пилообразную форму колебаний рабочей жидкости в синусоидальные колебания вибростол. В связи с тем, что по техническому заданию на выполнение РМР, частота вибрационной нагрузки должна была быть в пределах 17 ± 3 Гц, для выбора параметров конструктивных элементов клапана-пульсатора применялся критерий U_3 (6), обеспечивающий заданную частоту процесса.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

1. На основании проведенного анализа принципиальных схем автоколебательных гидравлических вибровозбудителей и схем гидроприводов на их основе, в качестве основного элемента управления гидроприводами циклического действия предложена принципиальная схема однокаскадного клапана-пульсатора, методика его исследования и проектирования.

2. Разработаны тематические модели двух гидроприводов циклического действия с однокаскадным клапаном-пульсатором и математическая модель однокаскадного клапана-пульсатора, что позволило значительную часть исследований проводить на ЭЦВМ.

3. Оценено влияние на погрешность моделирования составляющих математической модели клапана-пульсатора, которыми во многих случаях пренебрегают при моделировании динамики гидроприводов циклического действия и общего назначения: реактивной силы потока жидкости; силы вязкого трения; значения динамического модуля объемной упругости жидкости; полной площади дроссельной щели при конической форме уплотнения по острой кромке.

Исследование показало, что значение погрешности при пренебрежении осевыми реактивными потоками жидкости и полной площадью дроссельной щели при конической форме уплотнения затвора зависят от размеров его второй ступени. Например, при $D_2 = 16 \cdot 10^{-3}$ м эта погрешность мала. Увеличение диаметра D_2 приводит к увеличению погрешности и при его значении $D_2 = 32 \cdot 10^{-3}$ м погрешности составляют: до 11% по амплитуде давления на входе клапана-пульсатора и до 19% по частоте процесса - при пренебрежении реактивными силами потока жидкости; до 7% по амплитуде давления и частоте - при допущении, что клапан-пульсатор не является полноподъемным; до 8% по амплитуде давления и частоте - при использовании в расчетах рекомендованного (1660 МПа) значения модуля объемной упругости минерального масла.

4. На основе метода планирования эксперимента предложены критерии оценки выходных характеристик клапана-пульсатора, методика его исследования и проектирования, позволяющая использовать результаты те-

оретического моделирования для выбора рационального сочетания конструктивных параметров с целью получения одной из требуемых технологических характеристик работы привода;

Наиболее существенное влияние на параметры оптимизации оказывает сочетание размеров диаметров (площадей) первой и второй ступеней срабатывания затвора: максимальное значение амплитуды давления на входе клапана-пульсатора можно получить при значениях $D_1 = 8,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ и $D_2 = 34 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; максимальное значение давления на выходе клапана-пульсатора - $(0,5 p_1)$ - при $D_1 = 11,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ и $D_2 = 22 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; максимальное значение частоты процесса достигается при уменьшении отношения F_2 / F_1 .

5. Теоретические и экспериментальные исследования подтвердили возможность наладки на требуемые значения выходных параметров клапана-пульсатора за счет изменения давления срабатывания p_c - при регулировании амплитуды давления на входе клапана-пульсатора; за счет изменения значений p_c и объема жидкости V_1 - при регулировании давления p_2 на выходе; за счет изменения значений p_c , V_1 и подачи Q_n жидкости насосом - при регулировании частоты автоколебаний.

6. При сравнении теоретических и экспериментальных данных получено их удовлетворительное совпадение, что подтверждает возможность использования предложенных методов проектирования для разработки конкретных конструкций гидроприводов циклического действия с однокаскадным клапаном-пульсатором.

7. Разработанная конструкция клапана-пульсатора обеспечивает заданный технологический режим процесса нагружения и устойчивый периодический процесс при широком изменении эксплуатационных параметров гидросистемы, имеет низкую стоимость изготовления и высокую ремонтно-пригодность.

8. Исследованиями определена возможность использования однокаскадного клапана-пульсатора в двух различных вариантах приводов, что позволило на их основе разработать новые схемы управления вибрационным циклом, защищенные авторскими свидетельствами на изобретения. При разработке некоторых из них использована возможность совмещения описанных выше приводов в один привод циклического действия, что доказывает возможность широкого применения разработанной конструкции однокаскадного клапана-пульсатора.

Основные положения диссертационной работы изложены в следующих публикациях:

1. А.С. 624692 СССР, МКл В 2⁷ 9/06. Гидравлический вибрационный устройством / И.Б. Матвеев, М.Е. Иванов, В.П. Якубович (СССР). -

- № 2467888/25-27; Заявлено 01.04.77; Опубл. 25.09.78. Бюл. № 35.
2. А.С. 653358 СССР, МКЛ Е 02 F 9/22. Привод рабочего органа циклического действия / И.Б. Матвеев, В.П. Якубович (СССР). - № 2457094/29-03; Заявлено 27.01.77; Опубл. 25.03.79. Бюл. № II.
3. А.С. 681236 СССР, МКЛ F 15 B 21/12. Вибратор / В.П. Якубович, О.Л. Гайдамак (СССР). - № 2565235/26-06; Заявлено 02.11.76; Опубл. 25.08.79. Бюл. № 31.
4. А.С. 698713 СССР, МКЛ В 21 j 9/4. Гидравлическое вибрационное устройство / В.П. Якубович, О.Л. Гайдамак (СССР). - № 2624580/25-27; Заявлено 07.06.78; Опубл. 25.11.79. Бюл. № 43.
5. А.С. 730605 СССР, МКЛ В 30 В 1/32. Гидравлический инерционный вибропресс / И.Б. Матвеев, В.П. Якубович (СССР). - № 2674110/25-27; заявлено 13.10.78; Опубл. 30.04.80. Бюл. № 16.
6. А.С. 1723363 СССР, МКЛ F 15 B 21/12. Гидравлический вибратор / С.А. Дрончак, И.Б. Матвеев, В.П. Якубович (СССР). - № 4449903/29; Заявлено 27.06.88; Опубл. 30.03.92. Бюл. № 12.
7. Бутько В.С., Якубович В.П. Динамический модуль объемной упругости минерального масла в состоянии поставки // Исследование эксплуатационных свойств авиатехники и спецтехники: Сб. науч. трудов. - Киев, КИИГА, 1986. - С. 52-58.
8. Бутько В.С., Якубович В.П. Оптимизация конструктивных параметров однокаскадного клапана-пульсатора методом планирования задач многофакторного моделирования // Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. межвед. сб. - Киев, 1991. - Вып. 27. - С. 60-66.
9. Бутько В.С., Якубович В.П. Влияние рабочих параметров гидросистемы на динамические характеристики однокаскадного клапана-пульсатора // Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. межвед. сб. - Киев, 1991. - Вып. 27. - С. 66-69.
10. Матвеев И.Б., Якубович В.П. Гидравлический виброударный привод формовочных машин // Литейное производство. - 1978. - № 5. - С. 33-34.
11. Матвеев И.Б., Якубович В.П. Дистанционный виброударный возбудитель с клапаном-пульсатором прямого действия // Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. межвед. сб. - Киев, 1979. Вып. 15. - С. 90-94.
12. Матвеев И.Б., Якубович В.П. Гидравлический привод ударного действия, управляемый однокаскадным клапаном-пульсатором // Кузнечно-штамповочное производство. - 1979. - № 4. - С. 23-25.
13. Якубович В.П. О возможности применения однокаскадного клапана в режиме пульсатора // Реферативная информация о НИР в вузах УССР. - Киев: Вища школа, 1978. - Вып. 21. - С. 3-4.

Якубович В.П. Однокаскадный клапан-пульсатор для гидроприводов циклического действия.

Диссертация на осисание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.03.- системы приводов, Киевский международный университет гражданской авиации, Киев, 1994.

Защищается 7 научных работ и 6 авторских свидетельств по гидроприводам циклического действия (ГЦД) с однокаскадным клапаном-пульсатором (ОКП), а также результаты теоретических и экспериментальных исследований. Разработаны математические модели ГЦД и ОКП; на основе метода планирования эксперимента предложена методика проектирования ОКП на стадии теоретической разработки; определены области устойчивости периодического процесса при моделировании динамики ОКП численным методом; осуществлено внедрение предложенной конструкции ОКП; приводятся данные о ее эффективности в процессе эксплуатации.

Ключевые слова: гидроприводы циклического действия,
однокаскадный клапан-пульсатор,
проектирование.

Yakubovich V.P.
One-cascade valve-pulsator for hydraulic drives of cyclic action.
Thesis is presented for degree of candidate of science, specialized field 05.02.03.- drive systems, Kiev International Civil Aviation University, Kiev, 1994.

7 researches and 6 author's certificates on hydraulic drives of cyclic action (HDCA) with one-cascade valve-pulsator (OCVP) are defended as well as the results of theoretical and experimental research. Mathematical models of HDCA and OCVP have been worked out. Technique of OCVP designing at the stage of theoretical elaboration has been suggested. This technique is based on the method of experiment planning. The regions of stability of periodic process when modelling OCVP dynamics have been determined with the help of numerical method. Introduction of suggested OCVP design has been put into practice. The data of its efficiency during use have been given.

Key words: Hydraulic drives of cyclic action, one-cascade valve-pulsator, designing.

Якубович

Подписано в печать 02.II.94. Формат 60x84/16. Бумага типограф.
Офсетная печать. Усл.кр.-отт.6. Усл.печ.л. I,16. Уч.-изд.л. I,25.
Тираж 100 экз. Заказ № 191-I. Цена . Изд. № 232/Ш.

Издательство ЮМГА.

252058. Киев-48, проспект Космонавта Комарова, I.

455354

AB 31.182

AB 31.182