

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ УКРАИНЫ
ВИННИЦКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

На правах рукописи
УДК 621.226

Тяурит Татьяна Георгиевна

МЕТОДЫ И УСТРОЙСТВА ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА РЕГУЛИРОВАНИЯ
ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИХ СЛЕДЯЩИХ ПРИВОДОВ МАШИН

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

Винница - 1995 г.



AB 31. 797

Диссертация представлена в виде рукописи

Работа выполнена в Киевском политехническом институте

- научный руководитель - доктор технических наук,
профессор **Домрачев Александр
Федорович**
- Научный консультант - доктор технических наук,
профессор Яхно Олег Михайлович
- Официальные оппоненты - доктор технических наук
Зайончковский Геннадий Юсифович,
кандидат технических наук
Колесниченко Константин Андреевич
- Ведущее предприятие - Государственное научно-техническое
предприятие "НИСАР" научно-производ-
ственной корпорации Киевский
институт автоматики,
г. Киев

Защита состоится "28" февраля 1995 г. в "14" часов
на заседании специализированного совета К.10.01.02 в Винницком
государственном техническом университете

/ Украина, 286021, г. Винница, ул. Хмельницкое шоссе, 95 /

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Винницкого
государственного технического университета по указанному адресу.

Автореферат разослан "26" февраля 1995 г.

Ученый секретарь
специализированного совета

Дерибо А.В.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. На пути реализации экономического и социального развития страны важное место отводится вопросам автоматизации и управления технологическим оборудованием. Производительность, точность и долговечность станочного, робототехнического оборудования, автоматических линий и ряда машин в значительной степени определяются уровнем и качеством пневмогидравлических устройств, особенно тех, которые выполняют функции управления перемещением рабочих органов, регулирования и стабилизации параметров.

Расчет и проектирование таких устройств затруднено из-за нестабильности параметров рабочего тела – сжатого воздуха, а также несовершенности схемно-конструкторских решений, что вызывает необходимость разработки пневмогидравлических систем управления и следящих систем путем предложения новых эффективных способов улучшения их динамических характеристик.

Цель работы. Повышение точности регулирования пневмогидравлических следящих приводов технологических машин путем разработки специальных устройств и методов их расчета.

Методы исследования. Основными методами исследования являлись теоретическая разработка математических моделей приводов и устройств гидропневмоавтоматики, решение этих зависимостей для конкретных условий на ЭВМ и экспериментальная проверка результатов.

Научная новизна заключается в том, что:

- предложены новые способы повышения устойчивости пневмогидравлических следящих приводов (ПГСР), доведенные до конструкторского воплощения, защищенные авторскими свидетельствами;
- разработаны математические модели ПГСР с плоскими пневматическими и пневмогидравлическими распределителями для исследования динамических характеристик;
- получены новые данные о влиянии геометрических и газодинамических параметров дополнительных корректирующих связей на динамику привода;
- разработана методика теоретических и экспериментальных исследований ПГСР, удовлетворяющих заданным техническим требованиям.

Практическая ценность работы состоит в том, что на основе результатов теоретических и экспериментальных исследований

- созданы экспериментальные образцы и разработана техничес-

кал документация на изготовление ПГСЛ;

- разработана конструкция стенда для проведения динамических исследований ПГСЛ;

- разработано программное обеспечение расчета дросселирующих плоских пневмогидравлических распределителей и выбора параметров корректирующих устройств.

Реализация результатов работы. Созданный комплекс простых и достаточно надежных алгоритмов для аналитических исследований ПГСЛ внедрен на ряде предприятий и в учебном процессе. Чертежно-конструкторская документация на ПГСЛ с корректирующими устройствами передана на ПО им.С.П.Королева, фирму "Гермет" г.Киев, Киевский завод "Инженерных машин".

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались, получили одобрение на XV и XVI Всесоюзных совещаниях по гидравлической автоматике (г.Калуга, 1980 г., г.Киев, 1983 г.), на Четвертом и Пятом Всесоюзных симпозиумах по пневматическим приводам и системам управления (г.Тула, 1981, 1983г.г.), на Всесоюзных совещаниях по пневматике и пневмоприводу (г.Львов, 1985 г., г.Суздаль, 1990 г.), на Республиканских конференциях "Гидравлика и гидропневмопривод машин, автоматов и промышленных роботов" (г.Киев, 1985 г., г.Севастополь, 1989, 1990, 1994 г.г.).

Публикации. По результатам работы опубликовано 55 печатных работ, получено 16 авторских свидетельств на изобретение.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, выводов и предложений. Работа в целом содержит 210 стр. машинописного текста, 79 рисунков, 6 таблиц, список цитированной литературы из 154 наименований и приложений.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность разработки пневмогидравлических следящих приводов с улучшенной динамикой, сформулированы цель и задача работы, отражены основные положения, имеющие научную новизну и практическую ценность.

В первой главе дан обзор состояния вопроса, связанного с автоматизацией машин и технологического оборудования на базе использования ПГСЛ. Показано, что ПГСЛ обладают рядом существенных

преимуществ по сравнению с другими типами приводов при использовании их в механизмах малой и средней мощности. При этом ПГСН имеют малую массу и габариты, высокий к.п.д. Однако часто неэффективность таких приводов объясняется их неудовлетворительными демпфирующими свойствами.

Для улучшения динамических характеристик ПГСН и повышения качества регулирования разработано несколько вариантов приводов с дополнительными пневмогидравлическими связями, принципиальная схема одного из которых показана на рис.1. Привод содержит управляющее устройство с плоскими распределителями, недифференциальный пневмогидравлический исполнительный механизм, систему подпитки замкнутой гидроцепи и рабочий орган.

Особенностью данного следящего привода является то, что при одновременном действии управляющего сигнала и возмущения из перемещения рабочего органа, обусловленного следящим движением автоматически вычитается перемещение, обусловленное действием возмущения. Суммарный эффект от параллельной отработки управляющего сигнала по пневматическому и гидравлическому каналам и наличие инвариантного входа по возмущению приводит к повышению устойчивости и качества регулирования ПГСН.

На основании аналитического обзора определены основные направления и задачи данной работы:

- на базе разработанных схемно-конструкторских решений ПГСН создать математические модели для исследования динамических характеристик;
- разработать пути повышения устойчивости, точности и быстродействия ПГСН;
- создать методики расчета и провести численный эксперимент с целью сравнения динамических характеристик ПГСН с различными распределительными, корректирующими и преобразующими устройствами.

Вторая глава посвящена разработке методов повышения устойчивости и качества регулирования ПГСН в классе систем с управлением по отклонению и с корректирующими связями и комбинированных систем. Проведена оценка влияния внутренних гидродинамических связей в ПГСН и разработка новых структурных решений.

На основе линейных моделей проведен сравнительный анализ динамических показателей качества ПГСН с пневматическим и пневмогидравлическим плоскими распределителями. Показано, что включе-

ние в замкнутой контур системы дополнительного канала управления и одновременная обработка управляющего сигнала по пневматическому и гидравлическому каналам способствует повышению коэффициента передачи привода по скорости, что равносильно при сохранении заданной скорости снижению скорости установившейся ошибки и повышению точности слежения.

В рассматриваемых схемах ПГСП общим элементом является замкнутая гидроцепь, позволяющая наряду с усилением обрабатываемого сигнала осуществлять дистанционное управление по перемещению. Исследования показали, что данную гидроцепь можно рассматривать как своеобразный гидродемпфер, подключенный к силовой пневматической части привода. Проанализировано влияние потерь на трение по длине гидрочерпков на динамические показатели качества регулирования. В этом случае демпфирование в приводе будет зависеть от гидравлического сопротивления гидрочерпков и номинального давления в замкнутой гидроцепи. Показано, что с ростом номинального давления в гидроцепи быстродействие повышается, а устойчивость ПГСП ухудшается, что было подтверждено в процессе проведения эксперимента.

Отдельно оценено влияние сжимаемости жидкости в гидроцепи на динамику привода, которое свидетельствует о наличии в системе двух резонансных частот. Демпфирование на данных частотах определяется следующим образом

$$\xi_1 = \frac{\omega_1}{2} \cdot \frac{V_0}{2 \rho_0 k F_I^2} (b_y + b_z \left(\frac{F_{II}}{F_{III}}\right)^2)$$

$$\xi_2 = \frac{\omega_2^2}{2\omega_2} \cdot \frac{\omega_2^2 V_0 V_r (m_y b_z + m_z b_y)}{4 \rho_0 k E (F_I F_{II})^2} - \frac{V_0 (b_y + b_z \left(\frac{F_{II}}{F_{III}}\right)^2)}{2 \rho_0 k F_I^2}$$

где $\xi_1, \xi_2, \omega_1, \omega_2$ - коэффициенты относительного демпфирования и соответствующие им резонансные частоты

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{2 \rho_0 k F_I^2}{V_0 (m_y + m_z \left(\frac{F_{II}}{F_{III}}\right)^2)}}, \quad \omega_2 = \sqrt{\frac{2 E F_{III}^2}{V_r m_z} \left(1 + \frac{m_z}{m_y} \left(\frac{F_{II}}{F_{III}}\right)^2\right)},$$

где $V_0, V_r, F_I, F_{II}, F_{III}$ - объемы и эффективные площади поршней пневмо- и гидроцилиндров исполнительного механизма; m_y, m_z, b_y, b_z - приведенные к осям исполнительного механизма массы подвижных частей и силы вязкого трения относительно данных осей; k, ρ_0 - постоянная адиабаты и давление воздуха в пневмополостях, $\rho_1 = \rho_2 = \rho_0$;

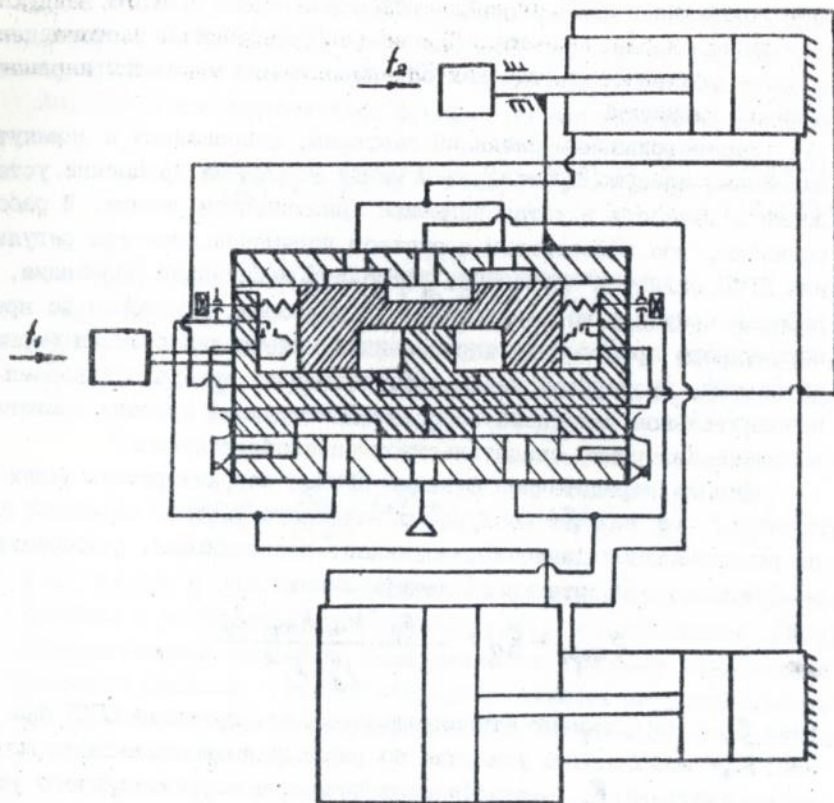


Рис. 1. Принципиальная схема ПГСП комбинированного управления с плоским пневмогидравлическим устройством.

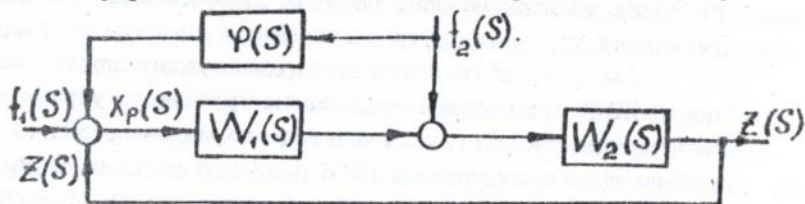


Рис. 2. Структурная схема ПГСП комбинированного управления.

E - адиабатический модуль объемной упругости рабочей жидкости.

Исследования показали, что при первой резонансной частоте демпфирование в ПГСП определяется параметрами сжатого воздуха и оно носит слабый характер. При второй резонансной частоте демпфирование усиливается, так как определяющими становятся параметры рабочей жидкости.

Рассматриваемым следящим системам, относящимся к замкнутым системам, присуще противоречие между условиями повышения устойчивости и точности в установившемся динамическом режиме. В работе показано, что эффективным средством повышения качества регулирования ПГСП является применение устройств нелинейной коррекции. Разработан привод с корректирующим устройством, в котором во время переходного процесса на определенных интервалах времени формируется сигнал, пропорциональный производной от перепада давления на исполнительном механизме привода. Конструкция привода оригинальна, защищена авторским свидетельством на изобретение.

Анализ передаточной функции ПГСП с корректирующим устройством показал, что за счет контура, охваченного местной обратной связью по динамическому давлению, возникает составляющая, усиливающая коэффициент относительного демпфирования

$$\xi_{кор} = \xi_n + \frac{F_n \cdot K_o \cdot K_{кор} \cdot \nu_y}{F_{II} \cdot F_I^2},$$

где ξ_n - коэффициент относительного демпфирования ПГСП без коррекции; K_o - коэффициент усиления по расходу пневматического плоского распределителя; $K_{кор}$ - коэффициент передачи корректирующего устройства.

Достоинством данного способа коррекции является усиление корректирующего сигнала в динамических режимах и его гашение при статических режимах работы. Повышая устойчивость системы, данная коррекция не ухудшает другие показатели качества регулирования ПГСП.

Далее в работе проанализирована возможность повышения точности ПГСП путем применения комбинированного управления, математической основой которого является теория инвариантности. Применительно к рассматриваемым ПГСП наиболее сильным возмущением является изменение нагрузки на рабочий орган, пропорциональное перепаду давления в полостях исполнительного гидроцилиндра см. рис. I. Предлагаемая техническая реализация компенсации возмущения подтвержде-

на в работе аналитическими вкладками.

Структурная схема ПГСП с компенсацией возмущения показана на рис. 2, где $W_1(s)$, $W_2(s)$ – передаточные функции системы до и после точки приложения возмущения; $\varphi(s)$ – изображение компенсирующего сигнала. При этом передаточная функция по возмущению имеет следующий вид

$$\Phi_{fz}(s) = [K_1(1+T_1s) - \varphi(s) \cdot K_0] \frac{W_2(s)}{1+W_1(s) \cdot W_2(s)},$$

где $W_1(s) = K_0$, $W_2(s) = \frac{K_n}{s(T_n^2 s^2 + 2\xi_n T_n s + 1)}$,

K_n , T_n , ξ_n – коэффициент передачи, постоянная времени и коэффициент относительного демпфирования ПГСП; T_1 – постоянная времени, $T_1 = 1/K_{уп} K_{см}$; K_1 – коэффициент передачи, $K_1 = K_{ум}$; $K_{уп}$, $K_{см}$ – коэффициенты утечки в стация рабочей среды.

Тогда полная компенсация по возмущению достигается при условии

$$\varphi(s) = \frac{K_1}{K_0} (1+T_1s) \quad \varphi(s) = \frac{K_1}{K_0} + \frac{K_1}{K_0} T_1 s,$$

или

т.е. вводом в цепь компенсации форсирующего звена или постоянного сигнала с коэффициентом передачи K_1/K_0 и производной $(K_1/K_0)T_1s$. Дополнительный сигнал по возмущению не изменяет знаменателя передаточной функции, т.е. не оказывает влияния на устойчивость ПГСП, но улучшает качество регулирования путем уменьшения составляющей ошибки от возмущения.

Таким образом, качественный анализ показал возможность существенного улучшения динамических характеристик ПГСП разработанными методами и их практическую реализацию.

В третьей главе показано, что более полный и глубокий количественный и качественный анализ динамических процессов в рассматриваемых ПГСП можно выполнить только путем исследования нелинейной математической модели.

В данном случае при составлении математической модели ПГСП учтены основные нелинейности, связанные с особенностью протекания газодинамических процессов в дросселирующих щелях плоских распределителей, полостях пневмо- и гидроцилиндров, переменность коэффициентов расхода рабочих сред, нелинейность зависимости сил трения в узлах исполнительного механизма привода от скорости перемещения. Также показано, что плоские дросселирующие распределители позволяют получить линейные зависимости площади дросселирую-

цей щели от открытия и менее трудоемки в изготовлении по сравнению с цилиндрическими распределителями.

В предположении о изотермическом характере протекания процессов в пневматической части привода, дифференциальные уравнения, описывающие газодинамические процессы в полостях пневмоцилиндра исполнительного механизма, имеют следующий вид

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{R \cdot T}{V_1} (G_1 - G_3 \frac{P_1}{RT} \frac{dV_1}{dt}) ,$$

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{RT}{V_2} (G_2 - G_4 \frac{P_2}{RT} \frac{dV_2}{dt}) ,$$

где P_1, P_2, V_1, V_2 - давления и объемы пневмополостей; R, T - газовая постоянная и температура сжатого воздуха; G_1, \dots, G_4 - массовые расходы воздуха через дросселирующие щели

$$G_{1(2)} = M_{1(2)} \cdot f_{1(2)}(x_p) \Psi(P_{1(2)}/P_M) ,$$

$$G_{3(4)} = M_{3(4)} \cdot f_{3(4)}(x_p) \Psi(P_0/P_{1(2)}) ,$$

$M_1, \dots, M_4; f_1(x_p), \dots, f_4(x_p)$ - коэффициенты расхода и площади дросселирующих щелей пневматического плоского распределителя; $\Psi(P_{1(2)}/P_M), \Psi(P_0/P_{1(2)})$ - функции расхода, определяемые в зависимости от режимов истечения через дросселирующие щели по известным зависимостям газодинамики; P_M, P_0 - давления воздуха в магистрали и атмосфере.

Полагаем, что пневматический распределитель смещается из нейтрального положения на величину рассогласования $x_p = x(t) - z$, тогда

$$f_{1(2)} = f(x_0 + x_{см} + x_p) ,$$

где x_0 - величина начального открытия распределителя; $x_{см}$ - смещение как следствие несимметричности исполнительного механизма и наличия нагрузки на рабочий орган.

В работе рассматривалась модель ПГСИ с учетом гидродинамических процессов в замкнутой гидrocцепи, включая дросселирование рабочей жидкости в плоском гидрораспределителе, сжимаемость и потери на трение в гидрoлиниях. Более простая математическая модель получена в предположении абсолютной жесткости гидrocцепи и равенства коэффициента передачи гидрoпени единице, $K = F_{II} / F_{II} = 1$.

Тогда можно полагать, что $y = z$ и уравнения движения исполнительного механизма ПГСИ принимает вид

$$\frac{dz}{dt} = V_z ,$$

$$\frac{dV_z}{dt} = \frac{P}{m_y + m_z} ,$$

где V_z - скорость перемещения исполнительного механизма ПГСП,
 P - развиваемое усилие, определяемое для рассматриваемого случая, как

$$P = \begin{cases} F_2 P_2 - F_1 P_1 - |P_{TP} \left(\frac{dz}{dt}\right)| \operatorname{sign} \frac{dz}{dt} - P_{\delta H} & \text{при } \frac{dz}{dt} \neq 0, \\ F_2 P_2 - F_1 P_1 - |P_{TP} \left(\frac{dz}{dt}\right)| \operatorname{sign} |F_2 P_2 - F_1 P_1 - P_{\delta H}| - P_{\delta H} & \text{при } \frac{dz}{dt} = 0, |F_2 P_2 - F_1 P_1 - P_{\delta H}| > |P_{TP} \left(\frac{dz}{dt}\right)|, \\ 0 & \text{при } \frac{dz}{dt} = 0, |F_2 P_2 - F_1 P_1 - P_{\delta H}| \leq |P_{TP} \left(\frac{dz}{dt}\right)|, \end{cases}$$

где $P_{TP} \left(\frac{dz}{dt}\right)$ - суммарные силы трения; $P_{\delta H}$ - внешняя нагрузка на рабочий орган.

Проведено определение величины смещения плоского распределителя, вызванного несимметричностью конструкции ПГСП. Аналитическое исследование выполнено в предположении существования докритического режима истечения сжатого воздуха в полость наполнения и надкритического режима истечения из полости опорожнения пневмоцилиндра. В этом случае получены следующие выражения

$$X_{CM} = \delta \sqrt{\frac{2(M_1/M_2)^2 (R-1) (2/R+1)^{R+1/R-1}}{(R(P_{20}/P_H)^{1+R/R-1} - 1)^{R-1}} - 1},$$

$$X_{CM} = \delta \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{M_1}{M_2}\right)^2 \frac{1}{R-1} \left(\frac{R+1}{2}\right)^{R+1/R-1} \left\{ 2 \left(\frac{P_{20}}{P_H}\right)^{1+R/R-1} - 1 \right\} - 1},$$

где δ - технологический зазор между плоскими рабочими поверхностями распределителя; P_{10} , P_{20} - начальные давления в полостях пневмоцилиндра при нейтральном положении поршня,

$$P_{10} = \frac{4 P_H \left[2 + 2 \frac{F_1}{F_2} \sqrt{4 \left(\frac{F_1}{F_2}\right)^2 + 8 \frac{F_1}{F_2} - 11} \right]}{15 F_1 / F_2},$$

$$P_{20} = \frac{4}{15} P_H \left[2 + 2 \frac{F_1}{F_2} - \sqrt{4 \left(\frac{F_1}{F_2}\right)^2 + 8 \frac{F_1}{F_2} - 11} \right].$$

Система дифференциальных уравнений, описывающих нелинейную модель ПГСП с учетом полученных начальных значений параметров, заданных рабочих давлений и нагрузок численно интегрировалась методом Рунге-Кутты второго порядка. Определялось влияние на точность разработанных ПГСП внутренних гидродинамических связей и параметров

корректирующих устройств. Адекватность разработанных математических моделей проводилась путем сравнения экспериментально полученных данных с результатами расчета на ЭЭМ.

В четвертой главе приведены материалы экспериментальных исследований, выполненных с целью подтверждения результатов, полученных на предыдущих этапах работы.

Основными задачами экспериментальных исследований ПГСП являлись: проверка на экспериментальной установке положений, выдвинутых при теоретических исследованиях; определение статических и динамических характеристик ПГСП; оценка влияния корректирующих связей; снятие частотных характеристик привода и оценка ошибки слежения при различных режимах работы.

Исследования схемно-конструкторских решений ПГСП проводилось на специально разработанном стенде, оснащенном комплексом приборов и аппаратуры. Измерение давлений производилось с помощью тензометрических датчиков типа ТДМ и ДМ, перемещений - с помощью индуктивных датчиков ДИ-ЗСМ. Регистрация исследуемых процессов выполнялась при помощи пленочного осциллографа. Визуальный контроль осуществлялся посредством индикаторов перемещения и образцовых манометров.

Статические свойства ПГСП оценивались по силовым, расходным и перепадным характеристикам. При этом использовались пневмораспределители с нулевым и положительным перекрытием по дросселирующим щелям. Анализ экспериментально снятых статических характеристик, одна из которых приведена на рис.3, показывает, что для обеих конструкций распределителей на графиках изменения давлений имеется характерное смещение точек пересечения кривых, величина которого зависит от номинального давления питания и приложенной внешней нагрузки.

Проведена серия экспериментов по определению зависимости величины коэффициента расхода от смещения пневмораспределителя. Как видно из рис.4 максимальное значение коэффициента расхода принимает при открытии, равном $0,002 \cdot 10^{-3}$ м, и оно составляет 1,05. С увеличением открытия численное значение коэффициента расхода уменьшается и при открытии, превышающем $0,1 \cdot 10^{-3}$ м, становится равным примерно 0,525.

Оценка суммарных сил трения в направляющих и подвижных соединениях ПГСП показала, что при всех исследуемых соотношениях дав-

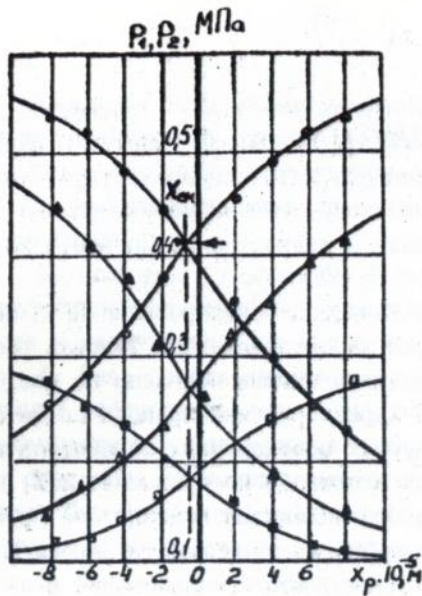


Рис.3. Силовые характеристики ПГСР.

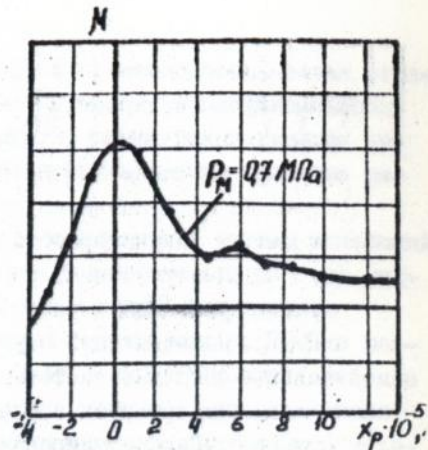


Рис.4. Зависимость коэффициента расхода пневматического плоского распределителя от смещения.

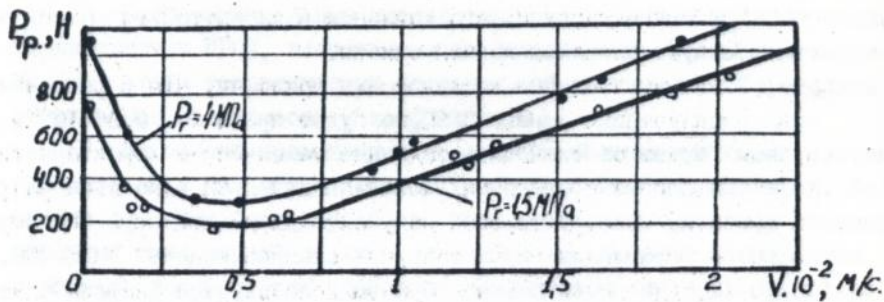
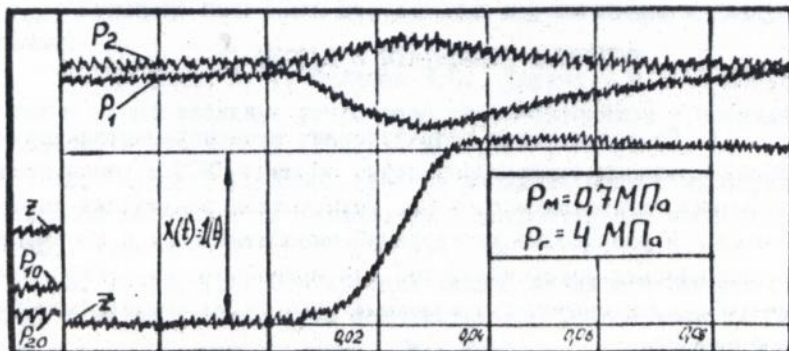


Рис.5. Зависимость суммарных сил трения в исполнительном механизме ПГСР от скорости перемещения.



лений пневмопитания и номинальных давлений в замкнутой гидrocеппи на полученных кривых $P_{гp} = f(dz/dt)$ имеются участки с падающей и возрастающей ветвями зависимости, что свидетельствует об изменении при определенной скорости перемещения характера сил трения, переходе от граничного трения к жидкостному. На рис.5 хорошо видна данная закономерность.

Анализ устойчивости и качества регулирования ПГСП оценивался по переходным и частотным характеристикам. Типовая реакция системы на единичный ступенчатый сигнал показана на рис.6. Снятие экспериментально частотные характеристики привода свидетельствуют о том, что при всех исследуемых соотношениях параметров привод устойчив. Перерегулирование в приводе не превышает 21%, а время окончания переходного процесса находится в диапазоне 0,015 + 0,033с.

Экспериментальное определение зависимости ошибки слежения от скорости перемещения показало, что использование в пневмогидравлическом преобразователе исполнительного механизма ПГСП пневмоцилиндра с большим диаметром способствует уменьшению ошибки слежения. Повышение номинального давления в замкнутой гидrocеппи также способствует снижению данной ошибки.

Экспериментальные исследования показали, что в реальных условиях эксплуатации ошибка ПГСП не будет превышать $0,05 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ и привод будет обеспечивать заданные технические характеристики.

На основе проведенных исследований ПГСП выполнена разработанная проектно-конструкторской документации на цикловую систему программного управления малых токарных станков моделей ЭМС-200, ММ-80А17, где максимальным образом используется энергия сжатого воздуха и обеспечивается полная автоматизация цикла обработки деталей малых типоразмеров из цветных металлов и сплавов.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. По результатам теоретических и экспериментальных исследований созданы экспериментальные образцы ПГСП с дополнительными пневмогидравлическими связями, техническая реализация которых выразилась в разработке конструкций пневматических и пневмогидравлических плоских распределителей для приводов с корректирующими и жидкостными связями, защищенных авторскими свидетельствами на изобретение.

2. Исследования пути повышения устойчивости и качества регулирования ПГСП с плоскими распределителями и пневмогидравлически-

ми исполнительными механизмами. Показано, что одновременная отработка управляющего сигнала по пневматическому и гидравлическому каналам и включение в структуру привода замкнутой гидрочепи передачи управляющего сигнала способствует улучшению процесса регулирования.

3. Получены упрощенные формулы для расчета частот колебаний и коэффициентов демпфирования при учете сжимаемости рабочей жидкости и наличии длинных гидролиний в замкнутой гидрочепи.

4. Разработана нелинейная математическая модель ПГСЦ с различными распределительными устройствами и получены аналитические зависимости для определения начального смещения распределителя как следствие несимметричности конструкции исполнительного механизма. Определены величины начальных давлений в полостях пневмоцилиндра в докритическом и надкритическом режимах истечения.

5. Разработаны методики проектирования корректирующих пневмогидравлических устройств, позволившие провести численный расчет их параметров.

6. Экспериментальные исследования статических и динамических характеристик ПГСЦ, выполненные на специальном стенде подтвердили результаты теоретических исследований и позволили определить характерные зависимости и коэффициенты.

7. На основе проведенных исследований спроектирована система автоматизации для металлорежущих станков малых типоразмеров. Логические операции решены на базе пневматических элементов высокого давления миниатюрной серии, а следящее перемещение выполняется с помощью разработанных пневмогидравлических следящих приводов.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Домрачев А.Ф., Филипов И.Б., Таурит Т.Г. Пневмогидравлические исполнительные устройства машин-автоматов и промышленных роботов. - К.: РДЭНТИ, 1983. - 12 с.

2. Таурит Т.Г. Использование следящих пневмогидроприводов в токарной обработке // Технология и автоматизация машиностроения. - К.: Техника.- 1981.- №7, - с.85-90.

3. Таурит Т.Г. Статический анализ следящего пневмогидропривода с нелинейным исполнительным устройством // Гидропривод и гидропневмоавтоматика.- К.: Техника.- 1982. - №19,- с.22-29.

4. Домрачев А.Ф., Таурит Т.Г., Политика Е.В. Определение сил трения в следующем приводе с пневмогидравлическим преобразователем // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. - К.: Техника. - 1983. - №19, - с.13-19.

5. Применение средств гидропневмоавтоматики в системах программного управления технологическими процессами / Т.Г. Таурит, Ю.В. Гончар, Б.М. Пушкарь, Р.Л. Туфанов // Вестн. Киев. политехн. ин-та Машиностроение. - К.: Выща шк. - 1985. - №2, - с.31-35.

6. Таурит Т.Г. Математическая модель пневмогидравлического следящего привода // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. - К.: Техника. - 1987. - №3, - с.17-22.

7. Домрачев А.Ф., Таурит Т.Г. Коррекция характеристик пневмогидравлического следящего привода // Вестн. Киев. политехн. ин-та Машиностроение. - К.: Выща шк. - 1989. - №6, - с.10-14.

8. А.с. № 802657 СССР. Пневмогидравлический следящий привод / Буяльский В.Б., Таурит Т.Г., БИ №5, 1981.

9. А.с. № 1025924 СССР. Пневмогидравлический следящий привод / Домрачев А.Ф., Таурит Т.Г., Стародуб Н.П., Пушкарь Б.М., БИ №24, 1983.

10. А.с. № 1138377 СССР. Пневмогидравлический следящий привод / Домрачев А.Ф., Стародуб Н.П., Пушкарь Б.М., Таурит Т.Г., Туфанов Р.Л., БИ №40, 1985.

11. А.с. № 1198377 СССР. Пневмогидравлический следящий привод / Домрачев А.Ф., Стародуб Н.П., Пушкарь Б.М., Таурит Т.Г., БИ №43, 1985.

12. А.с. № 1562542 СССР. Пневмогидравлический следящий привод / Стародуб Н.П., Сокольник А.И., Домрачев А.Ф., Пушкарь Б.М., Таурит Т.Г., Политика Е.В., БИ №17, 1990.

13. Щербина Е.С., Политика Е.В., Таурит Т.Г. Частотные характеристики пневмогидравлического следящего привода // Гидравлика и гидропневмопривод машин, автоматов и промышленных роботов в машиностроении. - Севастополь: РДЭИП, 1990, - с.40.

14. Домрачев А.Ф., Таурит Т.Г. Динамические характеристики пневмогидравлических силовых преобразователей следящих приводов // Шестой Всесоюзный симпозиум по пневматическим /газовым/ приводам и системам управления. - Москва - Тула: АИ СССР, 1991, - с.34.

А Н О Т А Ц І Я

Таурит Т.Г. Методи та пристрої підвищення якості регулювання пневмогідрравлічних слідкуючих приводів машин.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 06.02.03 - Системи приводів. Вінницький державний технічний університет, Вінниця, 1995.

В дисертації розглянуті питання підвищення якості регулювання пневмогідрравлічних слідкуючих приводів технологічних машин. Проведено експериментальне дослідження динамічних характеристик, порівняно результати з аналітичними дослідженнями. На основі проведених робіт розроблена система автоматизації металорізуючих верстатів малих типорозмірів.

T H E A B S T R A C T

Taurit T.G. Methods and devices for rise quality of regulation pneumohydraulic follow-up unit.

Dissertation for receive learned degree of candidate technical science by speciality 06.02.03. - The systems of drives. Vinnitski state technical university, Vinnitsa, 1995.

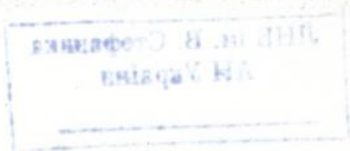
At the dissertation problems of rise quality and accuracy regulation of pneumohydraulic follow-up unit of technical machines are discussed. Experimental investigation of dynamic characteristics of drive and comparison results with analitic investigations were studied. On the base of the results of the work the system of automation to small machine-tools were created.

Ключевые слова: пневмогидравлический следящий привод, плоский распределитель.



ЛНБ ім. В. Стефаника
АН України

Подписано в печать 20.01.1995г.
Зак. № 1. Тир. 100 экз.
Печать офсетная.
Бумага типографская № 1.
Отпечатано на СКТБ "Модуль", Хмельницкое шоссе, 95.



456716

AB 31.797

AB 31.797