

M432337

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

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

На правах рукописи

УДК 621.9.06-82

МАКАРСОВ Владимир Львович

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ЭЛЕКТРОГДРАВЛИЧЕСКОГО
ПРИВОДА ПОДАЧИ СИЛОВЫХ УЗЛОВ ТЯЖЕЛОГО
ПРОИЗВОДСТВЕННОГО КОМПЛЕКСА

Специальность - 05.03.01 - Процессы механической и физико-хи-
мической обработки, станки и инст-
румент

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

Москва - 1985

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

- Научный руководитель - кандидат технических наук,
доцент КУЗНЕЦОВ М.М.
- Официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор КАМЕНЕВ Н.И.
- кандидат технических наук,
с.н.с. МЕЛИХОВ Е.В.
- Ведущее предприятие - указано в решении специализированного совета

Защита состоится " _____ " _____ 1985 года
в _____ часов на заседании специализированного совета
К 058.15.15 в Московском высшем техническом училище имени
Н.Э.Баумана по адресу: 107005, г.Москва, Б-5, 2-я Бауман-
ская ул., д.5.

Ваш отзыв на автореферат в одном экземпляре, заверенный
печатью, прошу направлять по указанному адресу.

библиотеке МВТУ.

_____ 1985 года.

Р.К.Кешериков

печати 24.04.85

М 432337

Актуальность работы. Дальнейшее повышение эффективности народного хозяйства предусматривает переход к широкому применению гибких систем, включающих в себя, в частности, гибкие производственные комплексы /ГПК/, что обеспечивает комплексную автоматизацию и техническое перевооружение машиностроения.

За прошедшие годы в отраслях промышленности с массовым характером выпускаемой продукции автоматизация осуществлялась, как правило, на базе высокопроизводительных узкоспециализированных автоматических линий /АЛ/. Однако, в СССР и других промышленно развитых странах объем выпуска массовых изделий относительно невелик, в то время, как на серийном производстве, по данным ЭНИМС, приходится около 75% выпускаемой продукции, и эта доля, благодаря ускорению научно-технического прогресса, имеет тенденцию к увеличению.

В этих условиях использование традиционных АЛ потребовало бы существенных затрат времени и средств на переналадку комплектующих механизмов, в том числе приводов подачи, что привело бы к снижению производительности. Это связано с тем, что значительная часть агрегатных, шлифовальных, копировальных, фрезерно-центровальных и других станков, входящих в АЛ, оснащены гидравлическими приводами подачи с путевым управлением и ручной переналадкой.

В связи с этим возникает задача поиска иных схем построения привода, которые обеспечивали бы автоматизацию переналадки и, кроме того, конструктивную унификацию базовых деталей станков и силовой части привода в обычном и новом исполнении, что значительно повысило бы эффективность перехода к ГПК.

Целью работы является теоретическое обоснование и создание привода подачи гидрофицированных силовых узлов, входящих в состав гибких производственных комплексов.

Методика исследований. При проведении теоретических исследований использовались численные методы динамического анализа и синтеза следящего электрогидравлического привода, для чего были составлены алгоритмы и программы расчета на ЭВМ. Полученные теоретические зависимости подтверждены экспериментально с достаточной полнотой и точностью путем проведения

I

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1432337

Макаров В.П. Разработка и и



испытаний опытных образцов привода на экспериментальных стендах, а затем на стенках с ЧПУ с применением современной тензометрической и индукционной аппаратуры.

Научная новизна. Решен вопрос теоретического обоснования зависимости статических и динамических характеристик линейного электрогидравлического привода /ЛЭГП/ от параметров управляющего устройства в виде автономного задатчика перемещений /АЗП/. Доказано, что повышение устойчивости без снижения точности возможно при введении в ЛЭГП гидромеханических корректирующих устройств /КУ/, получены аналитические зависимости, связывающие параметры КУ и ЛЭГП. Установлена количественная взаимосвязь показателей качества переходного процесса с величиной запаса по фазе и амплитуде при случайном изменении параметров в условиях автоматизированного производства. Найдено, что динамические коэффициенты гидрораспределителя АЗП нелинейно зависят от величины его открытия, на основании чего разработана оригинальная методика расчета рабочих кромок по критериям устойчивости и добротности и аналитически найдена зона минимальной устойчивости привода. Установлены численные ограничения на возможные нелинейности в виде люфта в цепи обратной связи и сухого трения в направляющих.

Практическая ценность. Создан новый электрогидравлический привод подачи для силовых узлов ГПК, разработана методика инженерного расчета, составлены алгоритмы и программы сравнительного анализа вариантов на ЭВМ. С целью совершенствования привода разработан ЛЭГП с корректирующими устройствами и с переменной структурой АЗП, защищенный авторским свидетельством.

Реализация работы. Спроектированы и изготовлены опытные образцы привода с дискретностью 0,005, 0,01 и 0,02 мм, которые прошли испытания на холостом ходу и под нагрузкой при модернизации агрегатного и фрезерного станков, что позволило сократить время переналадки и повысить точность обработки. Разработанный привод внедрен на заводе "Станкостроения" с годовым экономическим эффектом 3,1 тыс. рублей. Основные результаты исследований и рабочие чертежи переданы ряду предприятий Минстанкопрома, Минприбора и Минтяжмаша.

Апробация работы. Основные положения диссертации докладывались и обсуждались на Всесоюзной научно-технической конференции "Совершенствование гидро- и пневмоагрегатов в машиностроении" /г. Гризи, 1985 г./, на научно-технической конференции молодых ученых и специалистов станкостроительной и инструментальной промышленности "Перспективы создания автоматизированных гибких производственных систем" /г. Москва, 1984 г./, на научно-технических семинарах /1982, 1983 гг./ и на заседании кафедры "Станки и автоматы механосборочного производства" МВТУ им. Н.Э.Баумана /1984 г./.

Публикации. По теме диссертации опубликовано пять статей и получено авторское свидетельство.

Объем и структура работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав и общих выводов, изложенных на 140 страницах машинописного текста, содержит 90 рисунков, 9 таблиц, список литературы из 88 наименований и 7 приложений.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность темы, сформулированы цель и научная новизна работы.

В первой главе сформулированы требования к приводу подачи силовых узлов ГПК, дается обзор существующих методов управления перемещением и конструкций электрогидроприводов подачи, рассмотрены теоретические методы расчета, намечены пути проведения исследований.

В существующем гидрофицированном оборудовании, предназначенном для АЛ, наибольшее применение получил линейный гидропровод /на базе гидроцилиндра/ с путевым управлением и ручной переналадкой при смене объектов производства. Проведенный анализ основных методов управления гидроприводов с автоматической переналадкой показал перспективность использования линейного электрогидравлического привода с автономным задатчиком перемещений, схема работы которого показана на рис. 1.

Привод содержит силовой стол 2 с установленным на нем шпиндельным агрегатом 1, который получает перемещение от гидроцилиндра 3. Скорость подачи и величина хода регулируются с помощью АЗП 5, состоящего из задающего электродвигателя 6, дросселирующего распределителя 8, механизма сравнения 7 и

механизма обратной связи /ОС/ 4. При работе привода механизм срабатывания смещает золотник гидрораспределителя в сторону уменьшения рассогласования между положением, заданным электродвигателем, и фактическим положением рабочего органа.

Конструктивная схема ЛЭП с АЭП открывает широкие возможности его применения в ГПК: наличие АЭП позволяет установить его в удобном для изготовителя месте при неизменной конструкции базовых деталей станка; в качестве задающего может быть использован шаговый двигатель или двигатель постоянного тока при оснащении привода необходимыми датчиками ОС /показаны пунктиром/, что позволяет применять различные системы управления; наличие механической ОС, охватывающей перемещение конечного звена, существенно повышает точность и жесткость привода за счет компенсации тепловых и упругих деформаций, возникающих при работе станка.

Проведенный обзор существующих ЛЭП с АЭП показал, что дальнейшее совершенствование их конструкций с точки зрения требований ГПК должно быть направлено на повышение тягового усилия, точности, жесткости, стабильности за счет улучшения и правильного выбора характеристик гидрораспределителя, суммирующего механизма и механизма обратной связи, а в отдельных случаях за счет введения в структуру дополнительных звеньев, улучшающих качество его работы.

В настоящее время имеется значительное число теоретических работ, посвященных анализу движения рабочих органов гидропривода.

Вместе с тем не рассмотрен ряд вопросов, в частности, расчет динамических коэффициентов расходной характеристики и геометрии рабочих кромок гидрораспределителя с учетом переходных режимов истечения и наличия перетечек при малых открытиях золотника; анализ влияния коэффициента ОС на точность, жесткость, добротность и устойчивость привода, особенности образования кинематических ошибок АЭП и обоснование выбора его звеньев, расчет ограничений, накладываемых на возможные нелинейности звеньев привода. Кроме того, в условиях автоматизированного производства выдвигаются требования расчета стабильности привода при наличии случайного изменения пара-

метров, а также введения в структуру дополнительных звеньев, улучшающих качество его работы. Отсутствует методика инженерных расчетов с учетом указанных факторов.

Решению перечисленных теоретических и прикладных задач посвящена данная работа.

Во второй главе проведен теоретический анализ работы отдельных элементов и их влияния на статические и динамические характеристики привода, что позволило разработать конструктивную схему ЛЭП с АЭП. Расчеты выполнялись на ЭЕМ ЕС 1055 в диалоговом режиме, для чего были составлены соответствующие алгоритмы и программы на языке Фортран.

Расчетная схема представлена на рис. 2. Для линейной модели привода получена следующая передаточная функция по управляющему воздействию для разомкнутой системы:

$$W_p(s) = \frac{x(s)}{y(s)} = \frac{K}{s(T^2 s^2 + 2T\xi s + 1)} \quad /1/$$

где x – перемещение рабочего органа /РО/; y – величина открытия золотника; K, T, ξ – коэффициент усиления, постоянная времени и коэффициент демпфирования, связанные с параметрами элементов привода следующими соотношениями, полученными при пренебрежении величинами второго порядка малости:

$$K = \frac{K_y K_{oc}}{F}; \quad T = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{ML}{EF}}; \quad \xi = \frac{FL\lambda + 2K_p EM}{4\sqrt{EMLF^3}} \quad /2/$$

где M – масса РО; F, L – площадь и длина хода гидроцилиндра; K_{oc} – коэффициент ОС; E – модуль упругости рабочей жидкости; λ, K_p, K_y – коэффициенты линеаризованных характеристик трения и расхода гидрораспределителя.

На основании /1/ и /2/ получен критерий устойчивости для ЛЭП с АЭП:

$$FL\lambda + 2K_p EM - K_y K_{oc} ML > 0 \quad /3/$$

Для расчета коэффициентов K_p и K_y было составлено уравнение расходной характеристики гидрораспределителя с учетом переходного характера истечения жидкости от ламинарного к турбулентному и наличия внутренних утечек, образующихся за

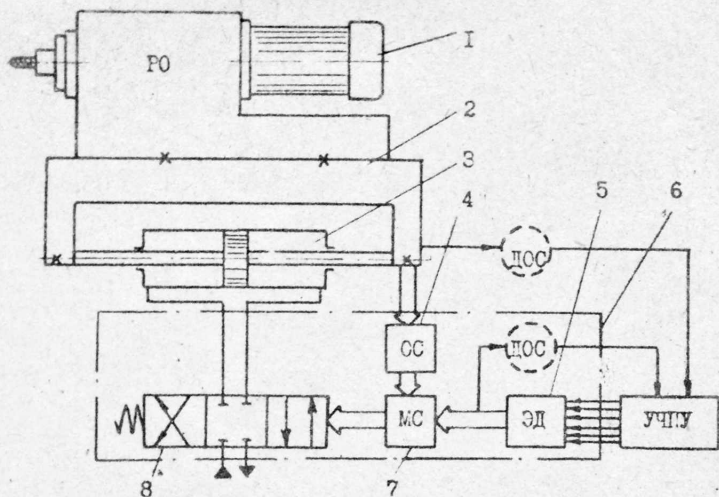


Рис. 1. Принципиальная схема электрогидропривода подачи силовых узлов ТПЧ с автономным задатчиком перемещений

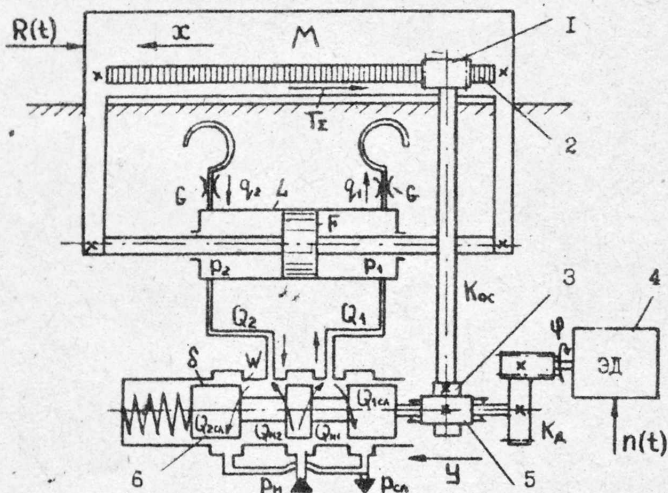


Рис. 2. Расчетная схема электрогидропривода подачи с автономным задатчиком перемещений

счет радиального зазора между золотником и втулкой распределителя и перекрытий рабочих кромок в нейтральном положении.

Установлено, что коэффициенты K_p и K_u нелинейно зависят от смещения золотника, а их соотношение для золотников с расходами в нейтральном положении менее $200 \text{ см}^3/\text{мин}$ /при $\Delta p = 0,5 \text{ МПа}$ / дает минимум устойчивости при открытиях порядка $0,05 \dots 0,1 \text{ мм}$, что соответствует рабочим подачам в $200 \dots 400 \text{ мм}^3/\text{мин}$. Расчет по существующим методикам дает минимум устойчивости в нейтральном положении золотника.

Разработана методика расчета геометрии рабочих кромок гидрораспределителя по критериям устойчивости и добротности. По результатам расчетов спроектирован золотник для АЗП с АЗП, имеющий диаметр 20 мм, наклонные фаски $1 \text{ мм} \times 5^\circ$, расход в нейтральном положении $30 \dots 40 \text{ см}^3/\text{мин}$.

Анализ кинематики АЗП показал, что дискретность привода может быть определена по следующей формуле:

$$\Delta = \alpha K_d / K_{\text{ос}} \quad /4/$$

где α - угловая дискрета электродвигателя; K_d и $K_{\text{ос}}$ - передаточные отношения звеньев АЗП, показывающие, какое смещение золотника соответствует углу поворота вала электродвигателя и перемещению рабочего органа $/\text{РО}/$.

В результате теоретического исследования установлено, что коэффициент K_d оказывает влияние на зону нечувствительности при отработке единичных импульсов, а коэффициент $K_{\text{ос}}$ - на жесткость, точность и нагрузочную способность.

Анализ схемных реализаций АЗП позволил разработать конструкцию /см. рис. 2/, содержащую управляющий двигатель I, суммирующий механизм в виде червячной пары 2 и 3, четырехкромочный гидрораспределитель 4, механизм обратной связи в виде зубчато-реечной передачи 5 и 6.

Достоинством привода является независимость исполнения АЗП от длины хода, простота реализации передаточных отношений звеньев, позволяющих варьировать дискретность в пределах от $0,002$ до $0,05 \text{ мм}$, возможность установки дополнительных предохранительных устройств и соответствующих датчиков диагностики неисправностей, а также относительно низкая кинематическая погрешность.

Расчеты показали, что соответствующая погрешность, введенная к выходному звену, уменьшается с ростом $K_{ос}$ и точности изготовления зубчатых колес и в пределе может не превышать $\delta_{кин} = \pm 0,01$ мм /при 5-см классе точности и $K_{ос} = 1,3/$.

В третьей главе разработана нелинейная модель ЛЭП с АЭП, выполнены сравнительные расчеты качества переходного процесса с учетом основных нелинейностей, а также наличия случайных факторов, предложена методика синтеза корректирующих устройств /КУ/, рассмотрены варианты привода с КУ и с переменной структурой АЭП, разработана методика инженерного расчета.

Структурная схема нелинейной модели привода показана на рис. 3, соответствующая система уравнений, преобразованная в форму Коши, имеет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} s U_6 = K_1 (G_{NR} - U_7) \\ s U_7 = K_2 (U_6 - K_3 U_7) \\ s U_1 = K_4 U_7 \\ s U_2 = K_5 [R_1 (U_1 - R_5) + U_3 - K_9 U_4 - (K_6 + R_2) U_2] \\ s U_3 = (K_6 U_2 - U_3) T_K^{-1} \\ s U_4 = K_8 (K_7 R_3 - R_4) \\ s U_5 = U_4 \end{array} \right. \quad /5/$$

где S - символ дифференцирования. При расчете рассматривались следующие нелинейности: G_{NR} - импульсное воздействие задающего электродвигателя; R_1 и R_2 - нелинейности динамических коэффициентов гидрораспределителя; R_3 - насыщение по давлению;

R_4 - характеристика силы трения; R_5 - лют в цепи ОС. Параметры, зависящие от времени, имеют следующие обозначения:

$U_6 = M_d$, $U_7 = \dot{\Phi}$ - движущий момент и угловая скорость электродвигателя; $U_1 = y_1$ - смещение золотника за счет управляющего воздействия; $U_2 = p$ - перепад давлений в полостях гидроцилиндра; $U_3 = q$ - часть расхода, образованного за счет подключения гидромеханического корректирующего устрой-

ства; $U_4 = \dot{x}$, $U_5 = x$ — скорость и перемещение РО. Постоянные параметры имеют следующие обозначения: $K_1 = M_s$, $K_2 = 1/J$, $K_3 = \beta$, $K_4 = K_d$, $K_5 = 2E/FL$, $K_6 = 1/2G$, $K_7 = F$, $K_8 = 1/M$, $K_9 = 2F$, где M_s , J , β — синхронизирующий момент, момент инерции и коэффициент вязкого трения электродвигателя; G , T_k — параметры КУ.

Решение уравнений /5/ осуществлялось на ЭВМ при помощи метода Рунге — Кутты. Проведенный анализ влияния гидрораспределителя на качество работы привода показал, что характер переходного процесса не меняется: на средних скоростях движения РО $100 \leq \dot{x} \leq 600$ мм/мин — колебательный с возможностью потери устойчивости, на малых и больших — близкий к аperiodическому.

Расчет кривых переходного процесса при наличии сухого трения в направляющих и люфта в цепи ОС показал на возрастание зоны нечувствительности и величины перерегулирования, в связи с чем на данные величины должны быть наложены ограничения: порядка 0,5...1 кН и 1...3 мкм соответственно.

Теоретическое исследование импульсного задающего воздействия показало, что шаговый характер движения РО практически исчезает при задающей частоте свыше 30 Гц.

Проведен анализ влияния случайных факторов на качество переходного процесса, к которым относятся подведенное давление, коэффициент вязкого трения, коэффициент расхода, модуль упругости рабочей жидкости, ширина щели гидрораспределителя. При расчете принято допущение о нормальном законе распределения, в результате чего установлено, что для обеспечения величины перерегулирования не более 20-30% и постоянной времени не более 0,05 — 0,1 с привод должен иметь запас по фазе не менее 90° и амплитуде не менее 10 дБ.

Предложена методика синтеза гидромеханических корректирующих устройств с передаточной функцией:

$$W_k(s) = q(s)/p(s) = K_k s / (2K_k G s + 1) \quad /6/$$

где K_k и G — коэффициенты приведенной податливости и сопротивления элементов КУ.

Установлено, что конструктивно КУ могут быть выполнены как в виде гидроемкостей с подпружиненным поршнем, так и в виде трубчатых пружин /трубок Бурдона/, подсоединенных к

гидроцилиндру через дроссели. Получены номограммы, связывающие конструктивные параметры КУ с коэффициентами из /6/.

Проведенный теоретический расчет качества переходного процесса показал, что введение КУ в структуру ЛЭП позволяет стабилизировать первоначально неустойчивый привод, обеспечивая повышение устойчивости без снижения точности, однако, положительный эффект от установки конкретного КУ возможен лишь для определенного диапазона изменения исходных параметров привода.

Предложен вариант ЛЭП с переменной структурой АЭП за счет установки между задающим двигателем и червячной парой волновой передачи /а.с. № IC82982/, что позволяет расширить функциональные возможности привода путем получения как малых рабочих подач, так и повышенных /до 24 м/мин/ скоростей холостого хода.

По результатам исследований спроектированы четыре модификации АЭП с дискретностями $\Delta = 0,005; 0,01; 0,02$ мм / $K_{oc} = 1,3$ и $0,65$ / и разработана методика инженерного расчета, целью которого является определение площади F цилиндра и введенного давления p_n для выбранного АЭП, исходя из требований устойчивости / F_1 /, нагрузочной способности / F_2 /, жесткости / F_3 /, добротности / F_4 /:

$$\left\{ \begin{array}{l} F > F_1 = M (3,34 \cdot 10^{-2} K_{oc} \sqrt{p_n} - 1,31 \cdot 10^{-2} / \angle \sqrt{p_n}) \\ F > F_2 = 10R / p_n \\ F > F_3 = 0,4 \mathcal{J} / p_n K_{oc} \\ F < F_4 = 0,615 \cdot 10^5 \varepsilon_{ск} K_{oc} \sqrt{p_n} / \dot{x}_0 \end{array} \right. \quad /7/$$

Размерность входящих в /7/ параметров: F - см², M - кг, L - м, p_n - МПа, $\dot{x}_0$ - мм/мин, R - кН, $\varepsilon_{ск}$ - мм, $\mathcal{J}$ - Н/мкм.

Пример расчета привода для $M = 400$ кг, $L = 1$ м, $R = 10$ кН, $\mathcal{J} = 500$ Н/мкм, $\varepsilon_{ск} = 0,2$ мм при $\dot{x}_0 = 600$ мм/мин, $K_{oc} = 1,3$ приведен на рис. 4, где область пересечения неравенств /7/ показана штриховкой.

В четвертой главе описаны методы, средства и приведенные результаты экспериментальных исследований разработанного

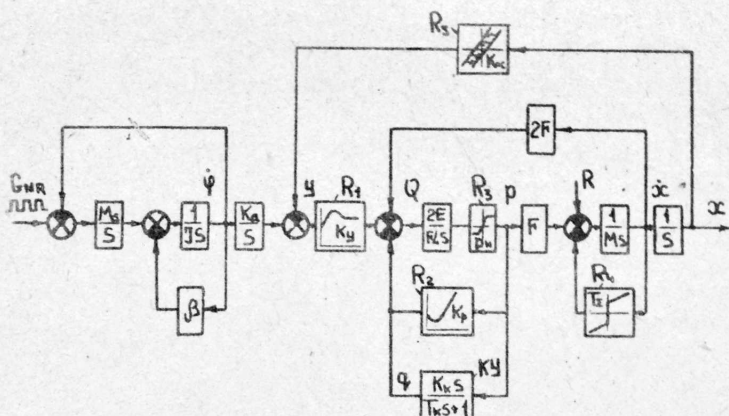


Рис. 3. Структурная схема электрогидропривода подачи с автономным задатчиком перемещений

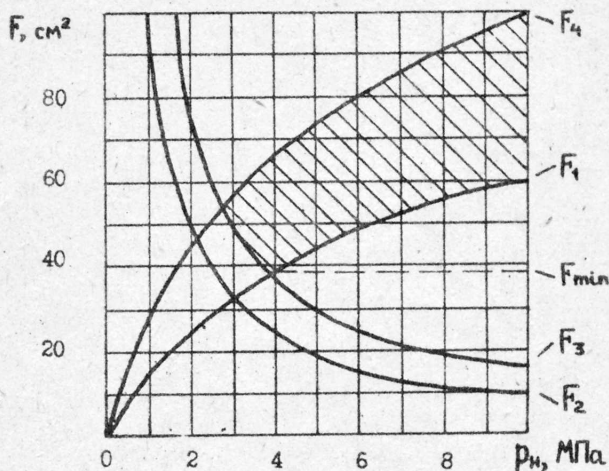


Рис. 4. Пример выбора площади цилиндра и подведенного давления по предлагаемой методике расчета ЛЭГП с АЭП

ЛЭП с АЗП, позволившие проверить правильность предложенной математической модели привода, определить его основные технические характеристики, возможную область применения и экономическую эффективность.

Для проведения экспериментальных исследований были изготовлены опытные образцы привода, которые управлялись от шагового электродвигателя ШД-5 ДИМ и двигателя постоянного тока ДПР-72-П6-01. Специально спроектированный стенд позволил вести исследования в статических и динамических режимах.

Особенностью стенда являлось использование направляющих качения, имеющих ничтожно малое значение силы сухого трения, что позволило проверить адекватность линейной модели. Для исследования использовались датчики положения, индуктивный датчик скорости и тахогенератор, датчики давления тензометрического типа и серийная измерительно-регистрирующая аппаратура, с помощью которой записывались осциллограммы переходных процессов.

В результате экспериментальных исследований получены следующие статические характеристики: расходная $Q = f(y, \Delta p = \text{const})$ и силовая $p = f(y, Q = 0)$ характеристики гидрораспределителя, статическая жесткость $\beta = \Delta R / \Delta x$, кинематическая $\xi_{\text{кин}}$ и скоростная $\xi_{\text{ск}}$ ошибки привода.

Отклонение результатов экспериментов от расчетных данных составляет 5-10%, что свидетельствует о пригодности методики расчета для практических целей.

Динамические свойства привода проверялись при исследовании переходных процессов в разомкнутой и замкнутой системах. Исследования разомкнутой системы позволили экспериментально определить параметры $T = 0,004$ с, $\xi_{\text{мин}} = 0,07$ /при $y_0 = 0,10$ мм/, $\lambda = 1,5 \cdot 10^4$ кг/с из /1/ и /2/, что с точностью 5-10% подтвердило правильность выводов о влиянии коэффициентов K_p и K_v на устойчивость привода.

Определение областей устойчивости, качества переходного процесса, зоны нечувствительности, влияния импульсного воздействия задающего электродвигателя, лифта в цепи ОС проверялось по осциллограммам замкнутого привода, при этом варьировались следующие исходные данные: масса рабочего органа, коэффициент обратной связи, подведенное давление, задан-

ная скорость движения, геометрия кромок золотника. Полученные результаты согласуются с расчетными по формулам /3/ и /5/ в пределах 5-15%.

Проводились исследования привода с корректирующими устройствами. Для исходного неустойчивого привода $M = 600$ кг, $L = 0,4$ м, $F = 23$ см², $P_n = 3$ МПа, $K_{ос} = 0,88$, золотник с прямыми кромками шириной $B = 6$ мм/ в соответствии с /6/ были подобраны $KV / K_k = 34,2$ мм⁵/Н, $C = 6,05$ Н·с/см⁵/, что позволило стабилизировать его работу.

По результатам стендовых исследований были спроектированы ЛЭП с АЗП, которые прошли лабораторные испытания при модернизации приводов перемещения сверлильной головки агрегатного станка и крестового стола фрезерного станка. Испытания на холостом ходу и под нагрузкой показали, что разработанный ЛЭП с АЗП по своим характеристикам соответствует требованиям, предъявляемым к приводу подачи силовых узлов ГПК.

Основные параметры привода с задающим электродвигателем ИД-ДМ приведены в таблице.

Таблица

№	Наименование параметра	Модификации АЗП			
		1	2	3	4
1	Диаметр цилиндра и длина хода, мм	Выбираются потребителем			
2	Максимальное рабочее давление, МПа	10			
3	Линейная дискрета, мм	0,005	0,01		0,02
4	Коэффициент усиления обратной связи	1,3		0,65	
5	Точность позиционирования, мм	± 0,02		± 0,04	
6	Рабочие подачи, мм/мин	1,5-600	3-1200		6-2400
7	Скорость быстрого хода, м/мин	2,4	4,8		9,6
8	Развиваемое усилие при площади поршня 50 см ² , давлении 6,3 МПа, кН	30			
9	Постоянная времени, с	0,05 - 0,1			

ВЫВОДЫ

1. На основе теории дифференциальных уравнений разработана математическая модель, структурная схема и алгоритмы расчета, позволившие установить аналитические зависимости между параметрами автономного задатчика перемещений /АЗП/, силовой части и выходными характеристиками линейного электрогидравлического привода /ЛЭГП/ с учетом динамики рабочего органа, гидроцилиндра, гидрораспределителя, задающего электродвигателя, механизмов сравнения и обратной связи, наличия существенных нелинейностей, а также дополнительных корректирующих звеньев.

2. Теоретическое исследование кинематики АЗП показало, что дискретность, точность, жесткость и устойчивость привода существенно зависят от коэффициента обратной связи, причем первостепенное значение для выбора $K_{ос}$ имеют требования точности, что позволило разработать четыре модификации АЗП с дискретностями 0,005; 0,01 и 0,02 мм и коэффициентами $K_{ос} = 1,3$ при ошибке позиционирования $\varepsilon = \pm 0,02$ мм и $K_{ос} = 0,65$ при $\varepsilon = \pm 0,04$ мм.

3. Значительное влияние на устойчивость, жесткость и добротность привода оказывают геометрические характеристики гидрораспределителя АЗП. Для обеспечения высокой статической жесткости необходимо иметь малые значения расходов в нейтральном положении. Теоретические исследования четырехкромочного гидрораспределителя показали, что в этом случае динамические коэффициенты расходной характеристики нелинейно зависят от величины открытия рабочей щели, в результате чего привод имеет минимум устойчивости при открытиях порядка 0,05... 0,1 мм, что соответствует рабочим подачам 200...400 мм/мин. На основании полученных зависимостей разработан теоретический метод расчета рабочих кромок по критериям устойчивости и добротности и спроектирован гидрораспределитель для ЛЭГП с АЗП, имеющий золотник диаметром 20 мм с наклонными фасками 1 мм $\times$ 45° и расходом в нейтральном положении 30...40 см³/мин.

4. Разработан теоретический метод расчета на ЭЕМ гидромеханических корректирующих устройств /КУ/, состоящих из гидроемкостей, подсоединенных к полостям цилиндра через дроссели, и обеспечивающих повышение устойчивости привода без

снижения точности. Установлено, что в качестве гидроемкостей могут быть использованы трубчатые пружины, что упрощает конструкцию. Даны рекомендации по выбору параметров КУ.

5. Разработан теоретический метод расчета величин запаса по фазе и амплитуде для обеспечения требуемого качества переходного процесса при наличии случайного изменения параметров привода в условиях автоматизированного производства. Получено, что величина запаса по фазе должна составлять не менее 90° , а по амплитуде - не менее 10 дБ.

6. Установлена взаимосвязь характеристик качества переходного процесса с возможным наличием нелинейностей типа сухого трения в направляющих, люфта в цепи обратной связи и импульсного воздействия управляющего электродвигателя. Проведенный расчет показал, что сила сухого трения не должна превышать 0,5...1 кН при недопустимости падающей характеристики, величина люфта - 1...3 мкм, а шаговый характер движения практически исчезает при задающей частоте выше 30 Гц.

7. Составлены алгоритмы и программы расчета на ЭВМ областей устойчивости и переходных процессов, позволяющие производить сравнительную оценку вариантов привода.

8. Полученные теоретические зависимости были проверены экспериментально. Сходимость данных в пределах 5 - 15% говорит о правомерности теоретических выводов и возможности применения разработанной методики для инженерных расчетов.

9. По результатам исследований были спроектированы и изготовлены опытные образцы приводов подачи для агрегатного и фрезерного станков, которые прошли испытания на холостом ходу и под нагрузкой и позволили сократить время переналадки и повысить точность обработки. Созданный привод обладает широкой универсальностью и может найти применение при проектировании и модернизации различных узлов ГПК: силовых и поворотных столов, подвижных элементов роботов, транспортных устройств и других гидрофицированных механизмов. В качестве вариантов совершенствования привода разработаны ЛЭП с КУ и с переменной структурой АЗП.

10. Привод внедрен на заводе "Станкоконструкция" в 1984 г. с годовым экономическим эффектом в 3,1 тыс. руб.

Основные результаты исследований и рабочие чертежи переданы ряду предприятий и организаций Минстанкипрома, Минприбора и Минтяжмаша.

Основные положения диссертации опубликованы в работах:

1. Кузнецов М.М., Макаров В.Л. Экспериментальное исследование линейного шагового электрогидропривода подачи станка с ЧПУ. - Известия ВУЗов. Машиностроение, 1984, № 6, с. 113-122.

2. Кузнецов М.М., Макаров В.Л. Определение основных характеристик линейного шагового электрогидропривода подачи станка с ЧПУ. - Известия ВУЗов. Машиностроение, 1984, № 7, с. 139-144.

3. Кузнецов М.М., Макаров В.Л. Проектирование электрогидропривода подачи силовой головки гибкой автоматизированной системы. - Известия ВУЗов. Машиностроение, 1984, № 10, с. 125-139.

4. Макаров В.Л. Разработка и исследование электрогидропривода подачи силовой головки гибкой автоматизированной системы. - Перспективы создания автоматизированных гибких производственных систем: Тез. докл. научно-технической конференции. - М: НИИмаш, 1984, с. 75-78.

5. Макаров В.Л. Электрогидравлический привод с автономным задатчиком перемещений: Информационный листок о научно-техническом достижении № 84-108. - М: МПНТИ, 1984. - 3 с.

6. А.с. 1082932 (СССР). Гидравлический двигатель/ М.М. Кузнецов, В.Л. Макаров. - Оpubл. в Б.И., 1984, № 12.

