

M 261808

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального образования
СССР

М о с к о в с к о е

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

на правах рукописи

Евгений Анатольевич МУСАТОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕЛИНЕЙНОЙ МОДЕЛИ
ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

05.04.03 - Гидравлические машины, машины и аппараты
холодильной и криогенной техники

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

Москва

1975

Работа выполнена в МВТУ им.Н.Э.Баумана

Научный руководитель-
кандидат технических наук Ю.Е.Захаров

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Садовский Б.Д.

кандидат технических наук Баранов В.Н.

Будущее предприятие - указано в решении Ученого Совета
автореферат разослан 197 г.

Защита диссертации состоится 197 г.

на заседании Совета конструкторско-механического
факультета МВТУ им.Н.Э.Баумана по адресу:

Москва, 107005, 2-я Бауманская, 5

Ваши отзывы в 2-х экз., заверенные печатью,
просьба выслать по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в б библиотеке МВТУ.

кандид

Бов Л.Н.

Зак.

3-75.Тип.МВТУ

M261808

Повышение рабочих нагрузок при непрерывно увеличивающемся диапазоне регулирования и высоких требованиях к точности отработки входного сигнала исполнительным механизмом требует углубленного исследования динамических свойств силовой части объемного гидропривода при возможно полном учете влияния характерных нелинейностей.

Задачей настоящей работы является теоретическое и экспериментальное исследование нелинейной модели объемного гидропривода с целью изучения динамических особенностей, появляющихся при проявлении различных нелинейных свойств силовой исполнительской части и внешней нагрузки, получения количественных соотношений, позволяющих реализовать желаемые динамические характеристики путем соответствующего выбора конструктивных параметров.

Решение поставленной задачи производилось в основном аналитическими методами нелинейной механики, результаты которых проверялись и подкреплялись математическим моделированием. Экспериментальное исследование осуществлялось методом физического моделирования с помощью специально разработанного нагрузочного стенда.

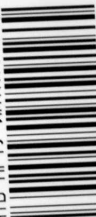
В соответствии с поставленной задачей в настоящей работе впервые исследованы следующие вопросы: 1) влияние на динамические свойства гидропривода одновременного действия попарно взаимосвязанных нелинейностей силовой части и внешней нагрузки; 2) полное и всестороннее исследование вынужденных симметричных колебаний при наличии в нагрузке сухого трения; 3) особенности динамики гидропривода с переменной инерционной нагрузкой, зависящей от положения исполнительного органа.

В этой части работа развивает и дополняет нелинейную теорию объемного гидропривода и результаты исследования могут быть использованы при проектировании высокоточных специальных гидроприводов.

Диссертация состоит из пяти глав и заключения общим объемом в 179 страниц при 122 страницах машинописного текста, 65 рисунков и графиков, двух таблиц. Список литературы включает 68 наименований, из них 5 наименований на иностранных языках.

В ПЕРВОЙ ГЛАВЕ выводятся уравнения, составляющие математическую модель объемного гидропривода, выявляются характерные нелинейности этой модели, производится обзор литературы по динамике нелинейного гидропривода и ставятся конкретные задачи для исследова-

НТБ МГУ им. Н.Э.Баумана



1261808

Мусатов Е.А. Исследование

дования.

Дифференциальные уравнения силовой части объемного гидропривода получаются применением основных теорем механики и гидромеханики: теоремы об изменении кинетического момента системы и теоремы о неразрывности потока рабочей жидкости, при этом в силу сделанного допущения о пренебрежении волновыми процессами уравнение неразрывности потока рабочей жидкости превращается в уравнение постоянства массового расхода. Таким образом, получаем следующую полную нелинейную математическую модель силовой части объемного гидропривода, состоящую из уравнения движения (нагрузки) и уравнения расходов:

$$\frac{d}{dt}[J(\theta)\Omega] + h(\rho)\Omega + M(\Omega) = w\rho \quad (1)$$

$$\frac{d(\rho)w}{dt} + \tau(\rho)w\rho + w\Omega = Q,$$

где Ω - угловая скорость вала гидромотора (выходная кинематическая координата); θ - угол поворота вала гидромотора; $J(\theta)$ - приведенный к валу гидромотора момент инерции его вращающихся частей и нагрузки, в общем случае зависящий от θ ; $M(\Omega)$ - нелинейный момент трения, включающий в себя и статический момент нагрузки; ρ - перепад давления на гидромоторе (функциональная нагрузочная координата); $h(\rho)$ - зависящий от давления коэффициент активного сопротивления; $\frac{d(\rho)}{dt}$ и $\tau(\rho)$ - соответственно параметр упругости и параметр герметичности в функции от давления; w - характерный объем гидромотора; $Q = w_n \Omega_n e(t)$ - расход насоса; w_n - характерный объем насоса; Ω_n - угловая скорость приводного двигателя, принимаемая постоянной; $e(t)$ - безразмерный параметр регулирования насоса (входная координата).

Наиболее существенные характерные нелинейности силовой части гидропривода: фрикционная нелинейность $M(\Omega)$ на выходе из гидродвигателя и в нагрузке и переменность упругих свойств $\frac{d(\rho)}{dt}$, которые определяют динамику привода на нижнем пределе диапазона регулирования. При работе гидроприводов на высоких давлениях становится заметной зависимость вязкости рабочей жидкости от давления, что обуславливает нелинейный характер коэффициента активного сопротивления $h(\rho)$ и параметра герметичности $\tau(\rho)$. Наконец, в гидравлических системах, перемещающих рабочие органы при помощи жестких рычажных и кривошипношатунных механизмов (экскаваторы, манипуляторы и т.п.), приведенная к гидродвигателю инерционная нагрузка может оказаться зависимой от положения

(угла поворота θ) и тогда в уравнении нагрузки появляются нелинейные члены $\frac{d}{dt}[J(\theta)\Omega] = J(\theta)\frac{d\Omega}{dt} + \frac{dJ}{d\theta}\Omega^2$.

Проведенный обзор литературы показал, что влияние отдельных взятых двух наиболее характерных нелинейностей—фрикционной и упругостной—на динамические свойства объемного гидропривода исследовано достаточно широко и подробно. Однако обычно нелинейности привода взаимосвязаны и на некоторых режимах работы проявляются одновременно. Кроме того, учет зависимости вязкости рабочей жидкости от давления приводит к одновременному появлению в математической модели гидропривода двух нелинейных членов, влияние которых может стать существенным на режимах работы с большими перепадами давления. Исследований, посвященных учету влияния одновременного действия взаимосвязанных нелинейностей гидропривода, в открытой литературе нет.

Объемный гидропривод является важнейшей и широко распространенной системой управления: он предназначен для передачи управляющего сигнала. Поэтому необходимо исследование вынужденных движений, соответствующих передаче управляющего сигнала и могущих существенно отличаться в нелинейных системах по сравнению с системами линейными. При отработке гидроприводом управляющего гармонического сигнала обязательной составляющей момента сопротивления будет момент силы сухого (контактного) трения на выходе из гидродвигателя и в нагрузке. Однако применительно к гидроприводу вынужденные колебания при наличии момента силы трения мало изучены.

Несмотря на важность и распространенность систем с рычажными и кривошипношатунными исполнительными механизмами, работ, посвященных динамике гидропривода с переменной инерционной нагрузкой, пока нет.

Исходя из вышеизложенного, в работе ставятся следующие конкретные задачи:

1. Исследование влияния на устойчивость и качество собственных движений объемного гидропривода одновременного действия попарно взаимосвязанных характерных нелинейностей;
2. Исследование вынужденных колебаний объемного гидропривода при действии в нагрузке сухого трения.
3. Исследование динамики объемного гидропривода при переменной инерционной нагрузке, зависящей от положения исполнительного органа.

4. Создание динамического нагрузочного устройства, способного воспроизводить на валу исследуемого гидропривода всевозможные нелинейные законы изменения внешней нагрузки.

ВТОРАЯ ГЛАВА посвящена исследованию влияния одновременного действия попарно взаимосвязанных нелинейностей силовой части и внешней нагрузки на устойчивость и качество собственных движений гидропривода. Поскольку при $X(t) = \text{const}$ объект исследования имеет второй порядок, возможен анализ на фазовой плоскости, позволяющий выяснить особенность одновременного действия двух нелинейностей, что пока не удалось сделать при помощи приближенных методов исследования.

Математическая модель объемного гидропривода с нелинейным моментом фрикционного сопротивления при учете переменности упругих свойств, записанная в экономайной безразмерной форме, имеет следующий вид:

$$\frac{dy}{dx} + 2\bar{\varepsilon}y + 2\bar{\varepsilon}m(y) = \bar{\rho} \quad (2)$$

где $y = \frac{\Omega}{\Omega_0}$ - безразмерная угловая скорость выходного вала привода;
 $\Omega_0 = \frac{Q}{W(1+\tau h)}$ - скорость установившегося движения линейного привода;
 $\bar{\rho} = \rho/\rho_0$ - безразмерный перепад давления $\rho_0 = \frac{12Q_0}{W\tau^2}$; $T = \sqrt{\frac{EJ}{W(1+\tau h)}}$ - постоянная времени линейной части; $x = t/T$ - безразмерное время;
 $\partial \varepsilon^*(\rho, \bar{V}_\varphi)$ - безразмерный модуль объемной упругости рабочей жидкости в функции от ρ и $\bar{V}_\varphi$ - относительного содержания нерастворенной газовой составляющей в рабочей жидкости; $m(y) = \frac{\tau W}{EJ} M(\Omega)$ - безразмерный нелинейный момент нагрузки; $\bar{\varepsilon} = \frac{hV_0^2}{2W(1+\tau h)}$, $\varepsilon = \frac{V_0^2(1+\tau h)}{2\tau EJ}$ - безразмерные параметры гидропривода.

Для большей общности исследования зависимость $m(y)$ принималась состоящей из двух участков: возрастающего и падающего (рис. 1а),

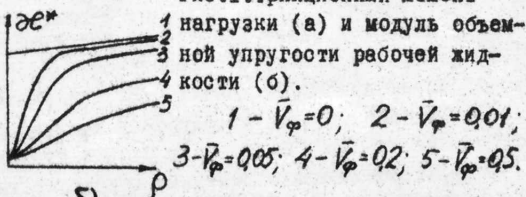
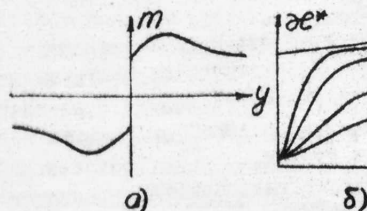


Рис. 1. Фрикционный момент нагрузки (а) и модуль объемной упругости рабочей жидкости (б).

1 - $\bar{V}_\varphi = 0$; 2 - $\bar{V}_\varphi = 0.01$;
 3 - $\bar{V}_\varphi = 0.05$; 4 - $\bar{V}_\varphi = 0.2$; 5 - $\bar{V}_\varphi = 0.5$.

Нелинейности исследуемой модели есть функции y и p и поэтому целесообразно исследование на фазовой плоскости этих координат. Проведенный анализ показал, что параметры установившегося режима движения гидропривода не зависят от нелинейности упругих свойств силовой части, т.е. переменности $\Delta e^*(p, V_p)$. При анализе устойчивости и качества собственных движений выделяются два случая, определяющие динамические особенности привода:

1) рабочая точка находится на возрастающем участке нагрузочной кривой $m(y)$ и привод всегда устойчив; 2) рабочая точка размещается на падающем участке нагрузочной кривой и привод может стать неустойчивым — возникают автоколебания. Получены количественные соотношения, определяющие условия устойчивой работы и характер переходного процесса в зависимости от конструктивных параметров привода, значений модуля объемной упругости рабочей жидкости и момента фрикционного сопротивления. Анализ этих выражений показывает, что увеличение доли V_p неэластичной газовой среды, составляющей в рабочей жидкости (т.е. уменьшение $\Delta e^*(p)$) уменьшает запас устойчивости привода, затягивает переходный процесс, а при работе на падающем участке нагрузочной кривой $m(y)$ может служить причиной возникновения автоколебаний. Количественное исследование рассматриваемой модели, проведенное на аналоговой вычислительной машине, подтвердило полученные результаты и выявило, что наиболее значительно влияние на динамические свойства привода параметра E , а следовательно, перетечек, учитываемых параметром герметичности τ : уменьшение E (увеличение перетечек) увеличивает запас устойчивости привода. Моделирование также показало, что на падающем участке нагрузочной кривой возможен жесткий режим возбуждения автоколебаний, а сами автоколебания происходят с остановками выходного вала при прохождении его скорости через нулевое значение.

При больших скоростях исполнительного органа нелинейный фрикционный момент $M(\Omega)$ становится постоянной величиной M_0 . В связи с этим проводилось исследование динамических особенностей гидропривода с переменной упругостью при различных значениях статического момента. Полученные при этом соотношения, определяющие устойчивость и характер переходного процесса, показывают, что такой привод всегда устойчив и при больших моментах статической нагрузки переменность упругих свойств в зависимости от давления

незначительно сказывается на динамических свойствах привода, а уменьшение статического момента приводит к уменьшению демпфирования системы. Показано также, что в ненагруженном гидропроводе, у которого внутренние перетечки малы, а преобладают внешние утечки, могут возникнуть автоколебания, если давление подпитки мало и вследствие этого происходит значительное изменение упругостных свойств рабочей жидкости.

При работе на больших давлениях проявляется зависимость вязкости рабочей жидкости от давления, которая хорошо аппроксимируется экспоненциальной характеристикой. Математическая модель объемного гидропривода с учетом зависимости вязкости рабочей жидкости от давления имеет следующий вид:

$$J \frac{d^2 \Omega}{dt^2} + h_0 e^{\alpha p} \Omega + M_0 = w p \quad (3)$$

$$\partial w \frac{dp}{dt} + w^2 (\tau_0 + \tau_0 e^{\alpha p}) p + w \Omega = Q,$$

где h_0 - коэффициент активного сопротивления при $p=0$; ϵ_0 - параметр герметичности, обусловленный утечками и перетечками, при $p=0$; τ_0 - параметр герметичности, учитывающий эффект сжимаемости рабочей жидкости в рабочих клетках гидромашин; α - пьезометрический коэффициент вязкости. Уравнение фазовых траекторий привода в плоскости "угловая скорость - давление" позволяет получить выражения для установившегося режима работы и условие устойчивости, анализ которого показывает, что зависимость вязкости рабочей жидкости от давления уменьшает запас устойчивости привода и ухудшает качество переходного процесса, причем степень этого влияния увеличивается с увеличением статического момента нагрузки.

В ТРЕТЬЕЙ ГЛАВЕ исследуются вынужденные колебания объемного гидропривода под воздействием симметричного гармонического управляющего сигнала при действии в нагрузке сухого трения.

В основном особенности вынужденных колебаний при сухом трении зависят от условий прохождения значения выходной координаты - скорости через нуль. Если в момент обращения скорости в нуль окажется, что сумма всех действующих моментов, приложенных к звену с сухим трением, включая момент силы инерции, будет меньше момента

силы сухого трения, то в движении звена с сухим трением возникает останов, называемый неравновесным, который будет продолжаться до тех пор, пока сумма действующих моментов не превысит момента сухого трения. В противном случае значение скорости $\dot{\Omega} = 0$ пробегается мгновенно и явление сухого трения описывается простой нелинейностью типа идеального реле. Таким образом, при наличии неравновесных остановов исследование значительно усложняется, так как, если нельзя пренебречь инерционными силами, явление сухого трения нельзя описать достаточно простой нелинейностью.

Разграничив две возможные формы колебаний — колебания без остановов и колебания с неравновесными остановами, удалось получить точное решение задачи для каждого из этих случаев.

В случае колебаний без остановов решение находится интегрированием объединенного уравнения привода относительно угловой скорости по участкам непрерывности за период, так как уравнение содержит две разрывные функции — ступенчатую и импульсную. Решение составляется как отклик линейной системы на гармонический сигнал и ступенчатую и импульсную функции. Постоянные интегрирования и фазовый сдвиг определяются стыковкой решений за полупериод в граничных точках. Анализ этого решения позволяет получить точное условие отсутствия остановов и выражения для пороговых значений входного сигнала и момента сухого трения в зависимости от частоты входного сигнала и параметров привода, с помощью которых разграничиваются две возможные формы колебаний.

В случае колебаний с неравновесными остановами точное решение получается интегрированием по участкам непрерывности за полупериод колебаний, причем на первом участке движения имеем полную систему уравнений привода, а на втором участке останова система вырождается в одно уравнение изменения функциональной координаты — давления. Время останова и фазовый сдвиг определяются стыковкой решений в граничных точках, причем получающаяся при этом система уравнений может быть решена только численным методом на ЦВМ.

В связи с этим разработан приближенный способ решения этой задачи методом гармонической линеаризации. Традиционное применение этого метода, когда линеаризуется сама отдельно взятая нелинейность, здесь не применимо, так как в случае реализации неравновесных остановов на вход нелинейности подается сигнал, форма

которого далеко от гармонической. Анализируя структурную схему исходной системы с сухим трением (рис.2а) можно прийти к выводу, что по отношению к перепаду давления система обладает фильтрующими свойствами.

Предлагаемый способ гармонической линеаризации состоит в том, чтобы положив закон изменения давления близким к гармоническому, заменить часть структуры системы, включающую в себя "нагрузочное" аperiodическое звено с нелинейностью сухого трения в обратной связи, эквивалентным линеаризованным звеном $F(p, Dp)$ (рис.2в). Для того, чтобы решение имело общий характер и было применимо для всех приводов (не обязательно гидравлических), часть структурной схемы с нелинейностью сухого трения унифицируется с помощью введения специально подобранных безразмерных переменных (рис.2б), причем индивидуальные параметры привода и нагрузки концентрируются в остальных звеньях структурной схемы (безразмерные параметры β и T_i). Нормированное таким образом "нагрузочное" звено с сухим трением для обеих возможных форм колебаний описывается разложением в ряд Фурье с любой степенью точности и вычисляются унифицированные массивы коэффициентов этого разложения, пригодные для всех типов приводов.

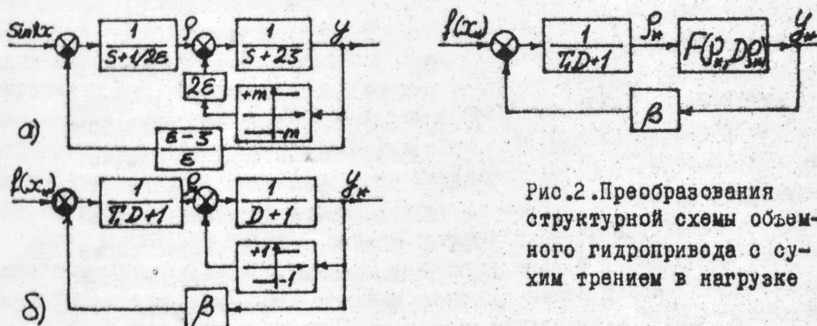


Рис.2. Преобразования структурной схемы объемного гидропривода с сухим трением в нагрузке

Чем больше относительное время останова за полупериод, тем меньше фильтрующие свойства, и, когда нет хорошего выполнения условий фильтра, производится уточнение амплитуды и фазы первой гармоники давления за счет учета конечного числа высоких гармоник.

Анализ полученных решений показывает, что возникновение неравновесных остановов выходного вала возможно при любых

значениях величин входного сигнала и момента силы сухого трения, а при некоторых определенных значениях этих величин отработка знакопеременного управляющего воздействия обязательно сопровождается неравновесными остановами на всем диапазоне частот входного сигнала. Искажение формы вынужденных колебаний при действии гармонического управляющего сигнала хорошо оценивается учетом первой и третьей гармоник колебаний угловой скорости выходного вала.

Решение методом гармонической линеаризации позволяет определить третью возможную область состояния системы с сухим трением — область отсутствия движения, когда, начиная с некоторой частоты при данном значении момента силы сухого трения, колебания не проходят на выходной вал, а происходит только изменение функциональной координаты — дуги. Результаты расчетов трех возможных областей состояния в зависимости от параметров гидравлической силовой части показывают, что особенно сильно сказывается на положении граничных кривых изменение параметра упругости, который в процессе работы привода может изменяться в значительных пределах в результате генерирования в масле нерастворенной газовой воздушной составляющей.

Расчеты частотных характеристик привода с сухим трением показывают, что полоса пропускания гидроприводом частот определяется не только его конструктивными параметрами, но и в значительной степени соотношением величин входного сигнала и момента силы сухого трения. Показано, что в диапазоне частот, где реализуются безостановочные колебания, гидропривод с сухим трением в нагрузке можно представлять с помощью квазилинейного колебательного звена.

В ЧЕТВЕРТОЙ ГЛАВЕ исследуется динамика объемного гидропривода при переменной инерционной нагрузке, линейно зависящей от положения исполнительного органа, что приводит к существенно нелинейному дифференциальному уравнению относительно выходной скорости:

$$(1.50) \frac{d^4 y}{dt^4} + (25.2\epsilon) \frac{d^3 y}{dt^3} + 25\beta y \frac{d^2 y}{dt^2} + 25\epsilon \theta \frac{dy}{dt} + 25\beta \epsilon y^2 y = 1 - m, \quad (4)$$

где 5.5 и $\beta = 27$ — новые безразмерные параметры; J_0 — постоянная составляющая приведенного момента инерции; K — коэффициент пропорциональности переменной составляющей приведенного момента

инерции.

Для анализа устойчивости собственных движений при постоянном входном сигнале и статическом моменте сопротивления записываются уравнения возмущенного движения гидропривода относительно некоторого значения установившейся угловой скорости y_0 , вводя новые переменные $Y = y - y_0$, $Z = Y + Y'(Y, Z)$ - возмущения (в смысле Ляпунова):

$$\begin{aligned} Y' &= Z \\ Z' &= -\frac{m_1}{1+m_1} Y - \frac{m_2 + m_1 X}{1+m_1} Z - \frac{31.8}{1+m_1} YZ - \frac{25.8E}{1+m_1} Y^2 \end{aligned} \quad (5)$$

$m_1 = 1.46m$; $m_2 = 2(5.8) + 3m$.

Как видно, полученная система уравнений является нестационарной нелинейной системой второго порядка, а решение задачи сводится к исследованию устойчивости нулевого решения в этой системе. Ввиду того, что и уравнения первого приближения возмущенного движения нестационарны, выполнение условий асимптотической устойчивости для уравнений первого приближения недостаточно для обеспечения устойчивости исходной системы (5).

В дальнейшем выявляются два характерных случая.

1 с л у ч а й: $E > 0, m > 0$ - имеем возрастающий график изменения момента инерции и коэффициенты системы (5) являются непрерывными и ограниченными функциями безразмерного времени X . На основании теоремы К.П. Персидского показано, что возрастание приведенного момента инерции не нарушает устойчивости гидропривода.

2 с л у ч а й: $E < 0, m < 0$ - имеем падающий график изменения момента инерции и коэффициенты системы (5) являются неограниченными функциями X и поэтому здесь следует говорить об устойчивости на конечном интервале. В соответствии с теорией устойчивости на конечном интервале, разработанной Г.В. Каменковым и А.А. Лебедевым, для того, чтобы нулевое решение системы (5) было устойчиво на конечном интервале, начиная с некоторого значения X_0 , при несильных ограничениях на нелинейные члены этой системы, необходимо и достаточно, чтобы корни характеристического уравнения первого приближения при X_0 имели отрицательные вещественные части, что для гидропривода выполняется.

Для приближенной оценки интервала устойчивости необходимо, задавшись определенно отрицательной формой W , построить функцию Ляпунова V в соответствии с замороженными при X_0 уравнениями первого приближения системы (5). Интервал устойчивости будет меньше X_0 - промежутка безразмерного времени X , на котором форма W

остается отрицательной, где W_1 - полная производная функции V , составленная в силу незамороженных уравнений первого приближения системы (5). В результате получено квадратное уравнение относительно X , имеющее один положительный корень X_0 , который ограничивает интервал устойчивости.

Дальнейшее исследование проводилось методом малого параметра, за который принимался безразмерный коэффициент ε пропорциональности графика $J(\theta)$. Получены выражения для переходного процесса и вынужденных колебаний по скорости. Результаты аналитического исследования подкрепляются математическим моделированием исходной нелинейной системы.

Проведенное исследование показало, что динамические свойства привода в значительной степени определяются характером изменения инерционной нагрузки. При увеличении момента инерции с ростом угла поворота выходного вала привод всегда устойчив, демпфирование увеличивается, а установившаяся скорость падает на некоторую величину. При убывающей зависимости момента инерции запас устойчивости привода уменьшается, колебательность увеличивается, а установившаяся скорость возрастает. При движении со скоростью, большей некоторой критической, начиная с некоторого момента времени, движение становится расходящимся и устойчивость в этом случае следует рассматривать на конечном интервале времени.

В ПЯТОЙ ГЛАВЕ дается описание и расчет экспериментального динамического стенда для физического моделирования внешних нелинейных нагрузок на выходном валу гидропривода, в том числе и переменной инерционной нагрузки. Это нагрузочное устройство служит по существу динамической моделью нагрузки или динамической моделью объекта управления. Такая модель представляет собой автоматическую систему, управляемую вычислительным устройством, и состоит из двух основных блоков (рис. 3):

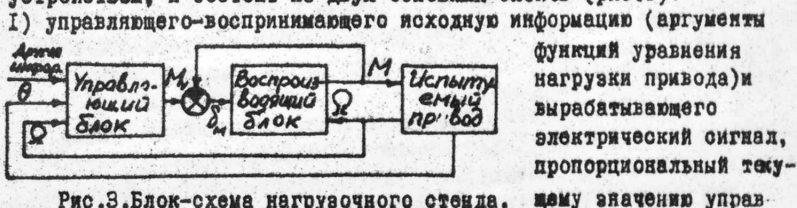


Рис. 3. Блок-схема нагрузочного стенда.

функций уравнения нагрузки привода) и вырабатывающего электрический сигнал, пропорциональный текущему значению управ-

нящего момента M_y , идентичного суммарному моменту на валу двигателя в натуральных условиях; 2) воспроизводящего-создающего на валу двигателя исследуемого привода момент, заданный управляющим блоком.

Наибольшие трудности возникают при построении воспроизводящего блока, состоящего из двух основных элементов: нагрузочной машины (электродвигатель постоянного тока с независимым возбуждением), непосредственно создающей момент на выходном валу привода, и усилительной машины (электромашинный усилитель), обеспечивающей требуемый режим нагрузочной машины в соответствии с заданием. Воспроизводящий блок представляет собой следующую по моменту систему и для получения сигнала обратной связи используется характерная для электродвигателей постоянного тока линейная зависимость между током якоря и развиваемым на валу моментом. Скорость вращения испытываемого привода Ω по отношению к воспроизводящему блоку является возмущающим воздействием, поскольку она препятствует поддержанию заданной управляющим блоком функции момента. Поэтому воспроизводящий блок одновременно является стабилизатором момента от возмущения-переменной скорости привода. Учитывая легкость измерения Ω для компенсации ее влияния выводится инвариантная связь. Кроме того, в рабочей полосе частот воспроизведения момента необходимо обеспечить передачу управляющего сигнала без искажений и запаздывания, для чего вводится предсказывающее звено. Таким образом, воспроизводящий блок строится как инвариантная система относительно управляющего и возмущающего воздействий.

Управляющий блок строится на базе аналоговой вычислительной машины. Кроме формирования управляющего сигнала в соответствии с заданным законом изменения воспроизводимого момента, в управляющем блоке с помощью операционных усилителей реализуются передаточные функции компенсирующего и предсказывающего звеньев.

Помимо воспроизведения по любому закону момента внешней нагрузки предлагаемый нагрузочный стенд позволяет определять все параметры математической модели исследуемого гидропривода по разработанной методике.

С помощью нагрузочного стенда производились следующие экспериментальные исследования объемного гидропривода: 1) влияние характера нелинейного момента нагрузки на переходный процесс; 2) вынужденные колебания с момента силы сухого трения

в нагрузку; 3) случай переменной инерционной нагрузки, пропорциональной углу поворота выходного вала. Результаты экспериментов качественно и количественно полностью подтвердили соответствующие теоретические исследования.

ВЫВОДЫ

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования нелинейной модели объемного гидропривода позволяют сделать следующие выводы:

1. Влияние на динамические свойства гидропривода нелинейностей силовой части, определяемых сжимаемостью и вязкостью рабочей жидкости, в значительной степени зависит от характера и величины внешней нагрузки.

2. На нижнем пределе скоростного диапазона регулирования динамические свойства привода определяются одновременным действием двух наиболее характерных нелинейностей объемного гидропривода-фрикционной нелинейной нагрузки и переменной упругости.

3. В тяжело нагруженных гидроприводах зависимость вязкости рабочей жидкости от давления ухудшает динамические свойства привода.

4. Полученные при исследовании собственных движений соотношения позволяют на стадии проектирования подбирать конструктивные параметры гидропривода, обеспечивающие устойчивые режимы работы и желаемые динамические характеристики.

5. Исследование вынужденных колебаний при действии в нагрузку сухого трения показало, что чистота передачи гидроприводом управляющего воздействия в значительной степени зависит от соотношения величин входного сигнала и момента силы сухого трения, а также и диапазона рабочих частот; устанавливается существование трех состояний системы: периодические движения без остановов, периодические движения с неравновесными остановами и отсутствие движения.

6. Полученные при исследовании вынужденных колебаний соотношения позволяют производить расчет форм колебаний, границ существования каждого из трех состояний и определять положение этих границ в зависимости от частоты сигнала и параметров привода.

7. Разработанный графо-аналитический метод построения частотных характеристик при действии сухого трения пригоден для широкого класса приводов.

8. Исследование гидропривода с переменным моментом инерции показало, что при убывающей зависимости момента инерции от угла поворота выходного вала динамические свойства гидропривода ухудшаются и гидропривод может потерять устойчивость; дан метод оценки величины временного интервала, на котором обеспечивается устойчивая работа гидропривода.

9. Разработанный динамический нагрузочный стенд позволяет воспроизводить на валу исследуемого привода произвольные зависимости изменения внешней нагрузки и определять параметры математической модели гидропривода. Эксперименты, проведенные на этом стенде, полностью подтвердили основные результаты теоретического исследования.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Захаров Ю.Е., Мусатов Е.А., Прокофьев В.Н. Аналитическое исследование влияния содержания фазы Γ в масле АМГ-10 на динамику гидропривода. Материалы II-го Всесоюзного совещания по гидравлической автоматике, г. Смоленск, 1969 г.

2. Захаров Ю.Е., Мусатов Е.А., Прокофьев В.Н. Аналитическое исследование влияния пьезометрического трения на устойчивость гидропривода. Материалы II-го Всесоюзного совещания по гидравлической автоматике, г. Смоленск, 1969 г.

3. Прокофьев В.Н., Захаров Ю.Е., Мусатов Е.А. Динамика системы второго порядка при нелинейной упругости и нелинейном фрикционном трении. Материалы XII Всесоюзного совещания по гидроавтоматике, г. Ка, нас, 1970 г.

4. Прокофьев В.Н., Захаров Ю.Е., Лескин А.А., Мусатов Е.А. Динамика гидропривода с переменной инерционной нагрузкой. Известия ВУЗов. Машиностроение, №11, 1971 г.

5. Захаров Ю.Е., Мусатов Е.А. Вынужденные колебания объемного гидропривода с моментом силы сухого трения нагрузки. Гидропривод в авиационных конструкциях (тезисы докладов конференции), г. Киев, 1972 г.

6. Прокофьев В.Н., Захаров Ю.Е., Мусатов Е.А. Влияние сухого трения на отклик регулярного преобразователя энергии в механическую, отрабатывающего симметричный гармонический сигнал. Известия ВУЗов. Машиностроение, №12, 1973 г.

7. Прокофьев В.Н., Захаров Ю.Е., Мусатов Е.А. Автоколебания гидропривода с жестким возбуждением. Известия ВУЗов. Машиностроение, №8, 1974 г.