

УДК 639.7.061-52

ОБОБЩЕННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ УСТРОЙСТВ ГИДРОАВТОМАТИКИ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Э. Г. ГИМРАНОВ, Р. А. СУНАРЧИН

Факультет авиационных двигателей УГАТУ
Тел: (3472) 23 09 44 E-mail: root@pgm.ugatu.ac.ru

Многомерность, нестационарность и существенная нелинейность характеристик регуляторов на гидромеханической элементной базе приводят к необходимости использования численных методов. Однако в результате численных расчетов получаются неструктурированные ряды чисел, не связанные единым аналитическим выражением, что затрудняет получение общих выводов. В работе на примере регулятора разгона двигателя, гидрозамедлителя, продемонстрирована методика обобщения результатов численного исследования устройств гидроавтоматики с помощью методов теории подобия

Гидроавтоматика; регулятор; численное исследование; обобщенные переменные

ВВЕДЕНИЕ

Развитие аппаратных средств и программного обеспечения открывает большие возможности в части повышения эффективности разрабатываемых изделий. Пересматривается отношение к методам решения теоретических проблем. Если раньше теория автоматического регулирования носила, в основном, линейный одномерный характер и ключевым моментом считалось получение аналитического решения, то в настоящее время численные методы позволяют исследовать любые нелинейные многомерные системы. Особенно актуальны эти методы для регуляторов переходных режимов, работающих при очень больших сигналах управления и математические модели которых включают существенные нелинейности типа «нечувствительность», «ограничение», «реле» и пр.

Однако численные методы даже для относительно простых задач в виде обыкновенных дифференциальных уравнений имеют свои и довольно существенные проблемы. Одна из них заключается в том, что в результате численного решения получаются дискретные неструктурированные совокупности чисел, не связанные единым аналитическим выражением. Проблема тем более сложна, чем больше число переменных, существенных для задачи. Сделать общие заключения и построить обоб-

щенные характеристики в этом случае весьма затруднительно, а иногда — невозможно.

В работе для разрешения этой проблемы применен переход от первоначальных переменных к обобщенным [1]. С помощью введения масштабов преобразования уравнения приводятся к безразмерному виду так, что безразмерные функции зависят от безразмерных аргументов, безразмерного времени и комплексов (критериев подобия), в самой структуре которых отражено взаимодействие различных факторов. Критериальные зависимости, получающиеся в результате численного исследования таких уравнений, позволяют обобщить расчетные закономерности, свести их к определенному классу явлений и в исследованном диапазоне приобретают силу аналитических выражений. В этом случае для систем любого порядка можно не только определять реакцию непосредственно в переходном режиме, но и делать самые общие выводы. Безразмерные переменные изменяются в диапазоне от нуля до единицы, что существенно облегчает процедуру интегрирования на ЭВМ.

В работе на примере относительно простого разомкнутого регулятора, гидрозамедлителя, показаны основные этапы перехода к безразмерным переменным. При этом сокращается число переменных задачи, благодаря чему упрощается решение и улучшается обо-

зримость результатов, повышается их информативность, так как влияние отдельных факторов проявляется не порознь, а в совокупности, и потому более отчетливо выступают внутренние связи, и, наконец, каждому значению обобщенных переменных соответствует бесконечное множество совокупностей переменных, объединенных некоторой общностью свойств.

Получены обобщенные характеристики гидрозамедлителя, позволяющие уже на стадии выбора параметров прогнозировать наилучшие свойства.

Вместе с тем следует обратить внимание на некоторые особенности и ограничения метода обобщенных переменных:

Во-первых, этот метод представляет собой только рационализацию численного исследования, заключающуюся в повышении эффективности применения ЭВМ, и, в принципе, не может дать больше того, что может анализ размерной модели. Следует всякий раз контролировать подобие размерного и безразмерного переходных процессов.

Во-вторых, как и при всяком преобразовании, существует опасность получения трудно интерпретируемых или ошибочных решений, связанных, например, с использованием нереальных значений комплексов, переопределением безразмерных переменных, неправильными преобразованиями и т. п.

И, наконец, очевидные и скрытые «ловушки» подстерегают разработчика на всех этапах численного эксперимента. Трудность в том, что эти «ловушки» бывают всякий раз другими, свойственными данной системе. Сформулировать общие способы численных исследований навряд ли возможно. Каждый раз приходится действовать сообразно данной конкретной обстановке и стараться досконально разобраться в физической постановке задачи и ее математической записи.

1. ИСХОДНЫЕ ФИЗИЧЕСКИЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЯ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Разгон и торможение двигателя, как правило, выполняются отдельным регулятором. Гидрозамедлитель является типичным временным регулятором разгона и осуществляет перемещение регулирующего органа с заданным темпом при любом законе задающего воздействия. Он устанавливается либо в кинематической цепи настройки статического регулятора, либо в гидравлической системе, управляющей скоростью перемещения дозирующих устройств.

Гидрозамедлитель (рис. 1) работает следующим образом. На расчетном установившемся режиме работы системы подвижная часть гидрозамедлителя находится в равновесном положении. Количество топлива, поступающего от клапана постоянного давления через дроссельный пакет наполнения f_1 под поршень 1, равно количеству топлива, идущего на слив через канал в штоке 5, полуприкрытом ползуном 4. Давление топлива под поршнем поддерживается таким, чтобы усилие от давления топлива уравновешивалось усилием пружины 2 справа.

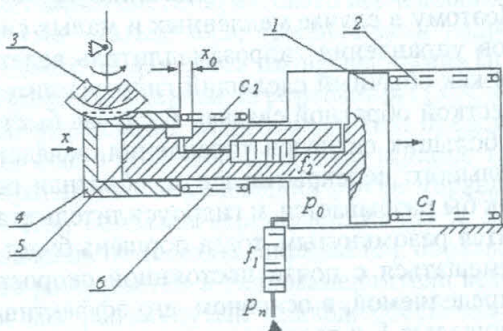


Рис. 1. Принципиальная схема гидрозамедлителя

При переводе рычага управления в положение более высокого режима (увеличение угла наклона $\alpha_{руд}$) промежуточный рычаг 3 передвигает ползун 4 вправо. Передвигаясь вправо, ползун 4 перекрывает отверстие в штоке 5 и прекращает (или уменьшает) слив топлива из-под поршня.

Давление под поршнем возрастает, и поршень двигается вправо, перезатягивая пружину центробежного регулятора или передвигая дозирующий орган. Поршень со штоком будет двигаться вправо до тех пор, пока не откроется отверстие в штоке и вновь не наступит положение равновесия. При переводе рычага управления в сторону уменьшения частоты вращения ползун 4 под действием пружины 9 пойдет влево и откроет отверстие в штоке. Давление под поршнем гидрозамедлителя уменьшается, так как количество сливаемого топлива будет больше нагнетаемого, что обеспечивается большей приливкой f_2 по сравнению с пакетом f_1 . Поршень под действием пружины 2 пойдет влево, уменьшая натяжку пружины центробежного регулятора (или проходное сечение дозирующего устройства).

На схеме гидрозамедлителя изображен в исходном (расчетном) состоянии, соответствующем, например, $n = n_0$; поршень занимает положение $y = y_0$, обусловленное начальным значением ширины щели $x = x_0$ и

силой начальной затяжки пружины C_1 (жесткость пружины $C_2 \ll C_1$ и потому в силовом балансе не рассматривается).

Дроссельный пакет f_1 определяет скорость разгона, а пакет f_2 — торможение двигателя; так как скорость сброса частоты вращения может несколько превышать скорость разгона, то обычно $f_1 < f_2 < b \cdot 2x_0$, где b — средняя длина щели.

Баланс сил давления p_0 и пружины C_1 в исходном состоянии обуславливает равновесие.

Известно, что для каждого стационарно-го положения следящего привода ширина щели имеет одно и то же значение $x_{щ} = x_0$. Поэтому в случае медленных и малых сигналов управления гидрозамедлитель ведет себя как обычный следящий гидроусилитель с жесткой обратной связью. В случае быстрых и больших сигналов управления, вследствие большого перекрытия щели, обратная связь как бы разрывается, и гидроусилитель становится разомкнутым, тогда поршень будет перемещаться с почти постоянной скоростью, определяемой, в основном, его эффективной площадью F и проходным сечением входного дросселя f_1 . При обратном перемещении ручки управления скорость поршня, в основном, определяется проводимостью дросселя f_2 и силой затяжки пружины C_1 .

Основными требованиями систем регулирования являются требования точности, устойчивости и управляемости. Но для гидрозамедлителя доминирующим требованием можно считать требование управляемости, причем именно при больших сигналах управления, т. е. при разгоне или торможении двигателя. Здесь линейная модель будет малоэффективна. Необходимо построить нелинейную модель с учетом ее существенной нелинейности.

2. ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Для проверки соответствия динамическим требованиям необходимо составить модель, учитывающую сжимаемость жидкости, инерционную нагрузку, перекрытие дросселирующей щели и т. п. Вместе с тем следует выбрать разумную меру сложности модели, обеспечивающую как приемлемую точность, так и возможность реализации. Рассмотрим вначале модель при малых сигналах управления со следующими допущениями:

- коэффициенты расхода золотникового распределителя и дросселей считаются постоянными;

- соблюдаются условие неразрывности жидкости и закон Гука;

- трубопроводы считаются короткими (сосредоточенные параметры);

- существенные нелинейности не рассматриваются;

- давление слива равно нулю.

Размерная динамическая модель в таком случае будет иметь вид:

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = pF - k_v \frac{dy}{dt} - c(y_n + y_0 + y) - F_c \operatorname{sign} \left(\frac{dy}{dt} \right); \quad (1)$$

$$\mu_1 f_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_n - p)} = \mu f_{щ} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_2} + \frac{V_0 + F_1 y}{E} \frac{dp}{dt} + F \frac{dy}{dt},$$

где площадь щели в случае разгона равна $f_{щ} = b(x_0 + y - x)$.

Выражение для статического давления в исходном состоянии (при $x = y = 0$) получается из уравнения неразрывности при приравнивании производных к нулю:

$$p_0 = p_n \frac{1}{1 + \bar{f}_{01}^2}, \quad (2)$$

где

$$\bar{f}_{01}^2 = \frac{\mu_{щ} b x_0}{\mu_1 f_1}. \quad (3)$$

В случае больших сигналов управления, когда щель в первый момент полностью закрывается, скорость перемещения поршня будет определяться проводимостью дросселя f_1 и площадью F . Уравнение неразрывности в общем случае имеет вид

$$\mu_1 f_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_n - p)} = \mu b F(y) \sqrt{\frac{2}{\rho} p} + \frac{V_0 + Fy}{E} \frac{dp}{dt} + F \frac{dy}{dt}, \quad (4)$$

где

$$F(y) = \begin{cases} (x_0 - x + y), & x < x_0 + y, \\ 0, & x \geq x_0 + y. \end{cases} \quad (5)$$

Численное исследование размерной модели позволяет определить влияние различных факторов на основные показатели качества гидрозамедлителя. Однако даже при такой простой постановке задачи имеет место более двадцати значимых параметров, которые, к

тому же, имеют значительный разброс числовых значений. Это затрудняет исследование и приводит к практической невозможности построения сколько-нибудь общих характеристик. Поэтому интегрирование размерной модели имеет цель предварительно определить качественное влияние отдельных параметров.

Существует мнение, что численное исследование является весьма простой процедурой. Действительно, произвольным образом изменяются численные значения одного из параметров (при сохранении других) и выполняется расчет по одним и тем же уравнениям. Ошибочность такого мнения выявляется уже при первых опытах численного исследования. Постараемся это предметно показать на примере гидрозамедлителя, рассмотрим несколько фрагментов численного решения.

Исходное положение поршня y_0 определяется из статической системы уравнений

$$\begin{aligned} p_0 F &= c(y_n + y_0); \\ \mu_1 f_1 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_p - p_0)} &= \mu_0 b x_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} p_0}. \end{aligned} \quad (6)$$

Казалось бы, можно выбирать любое значение параметров, удовлетворяющих выражению (6). Однако при заданном значении давления и некотором значении начальной затяжки y_n величина начального положения y_0 станет отрицательной, что физически совершенно недопустимо. Поэтому в блоке решения следует ввести следующие функции пользователя, которые обезопасят расчеты:

$$\begin{aligned} y_0 &= \text{if} \left(c y_n < p_0 F, \frac{p_0 F}{c} - y_n, 0 \right), \\ V_0 &= F y_0 + V_1, \end{aligned} \quad (7)$$

где V_1 — некоторый объем, складывающийся из мертвого объема поршня и внутренних объемов трубопроводов.

Другой пример связан с выражениями для расходов через дроссели и щели. Здесь направление потока может, в определенных случаях, изменяться на противоположное. Не вдаваясь в подробности этого общеизвестного феномена (см., например, [2]), отметим, что в расчетах подкоренное выражение принимается положительным (берется по модулю), а изменение направления потока учитывается с помощью функции sign.

И, наконец, последнее, начальное значение ширины щели x_0 и площади входного дросселя f_1 нельзя принимать безотнositельно. Желательно сохранять отношение $f_{01} = b x_0 / f_1$ примерно равным 0,4–0,75.

Другими словами, следует помнить, что математическая модель есть лишь способ компактной записи знаний о физических явлениях. Только постоянное сопоставление и согласование их может привести к позитивному результату.

3. ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОЗАМЕДЛИТЕЛЯ

Целью предварительного исследования является определение качественного влияния различных размерных факторов на переходные процессы гидрозамедлителя и отработка методики систематического исследования. Как уже указывалось, требования к гидрозамедлителю являются двойственными. При небольших и плавных перемещениях ($x < x_0$) ручки управления гидрозамедлитель представляет собой обычный следящий привод, т.е. воспроизводит перемещения ручки управления. При больших перемещениях ($x > x_0$), когда щель полностью закрывается, обратная связь разрывается и гидрозамедлитель ведет себя как разомкнутый привод, обеспечивая разгон двигателя с постоянной скоростью.

Интегрирование размерной модели выполнялось методом Рунге–Кутты с фиксированным шагом. Число шагов не менее 5000–10000. Типовые переходные процессы гидрозамедлителя для малых и больших сигналов управления показаны соответственно на рис. 2 и 3.

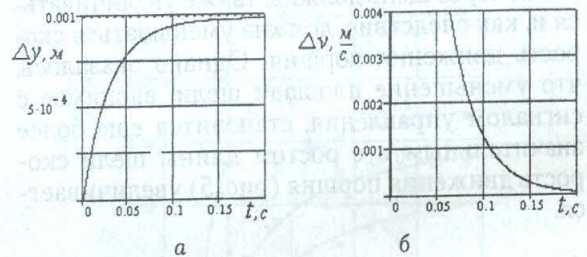


Рис. 2. Типовые переходные процессы гидрозамедлителя при малых сигналах управления ($x = 0,001$): а — перемещение; б — скорость

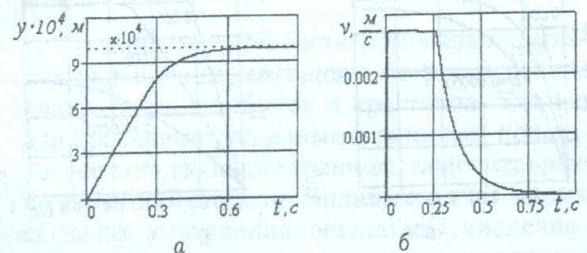


Рис. 3. Типовые переходные процессы гидрозамедлителя при больших сигналах управления ($x = 0,01$): а — перемещение; б — скорость

Так как переходные процессы при различных сигналах управления существенно различаются, то исследование влияния параметров выполняется порознь. Далее обсуждается влияние некоторых из перечисленных параметров на характер переходного процесса гидрозамедлителя.

Влияние эффективной площади поршня, показанное на рис. 4, вполне предсказуемо.

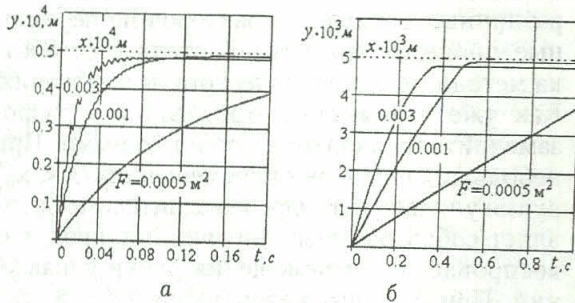


Рис. 4. Влияние площади поршня на переходный процесс: а — малый сигнал ($x = 0,0005$ м); б — большой сигнал ($x = 0,005$ м)

С увеличением площади как при малых, так и при больших сигналах управления скорость пропорционально уменьшается, а время переходного процесса соответственно увеличивается.

Несколько неожиданное влияние оказывает изменение длины щели. Казалось бы, с увеличением длины щели утечки рабочей жидкости через щель должны также увеличиваться и, как следствие, должна уменьшаться скорость движения поршня. Однако оказалось, что уменьшение площади щели, вводимое с сигналом управления, становится еще более значительным и с ростом длины щели скорость движения поршня (рис. 5) увеличивается.

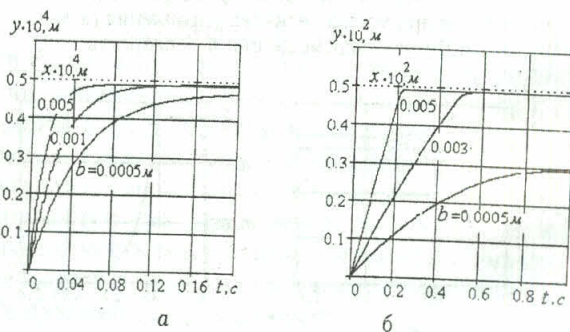


Рис. 5. Влияние длины щели на переходный процесс: а — малый сигнал ($x = 0,0005$ м); б — большой сигнал ($x = 0,005$ м)

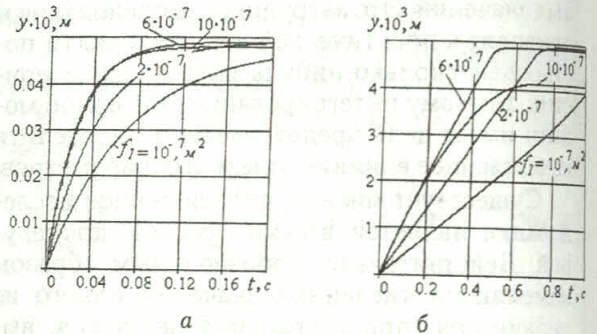


Рис. 6. Влияние входного дросселя на переходный процесс: а — малый сигнал ($x = 0,0005$ м); б — большой сигнал ($x = 0,005$ м)

С увеличением площади входного дросселя (рис. 6) скорость переходного процесса также увеличивается, однако до определенного предела. Видно, что при достижении площади $f_1 = 10^{-6} \text{ м}^2$ ($f_{01} = 0,3$) скорость начинает даже уменьшаться.

Некоторые параметры не оказывают существенного влияния на переходный процесс гидрозамедлителя. Например, изменение жесткости пружины в шесть раз практически не сказывается на скорости переходного процесса; при уменьшении жесткости для малых сигналов появляется склонность к неустойчивости.

4. ОБОБЩЕННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОЗАМЕДЛИТЕЛЯ

Численное исследование размерной модели дает лишь качественные и частные результаты, по которым трудно делать обобщающие выводы. Можно, например, сказать, что с ростом массы движущихся частей и уменьшением жесткости пружины устойчивость гидрозамедлителя ухудшается, но дать точную количественную меру устойчивости весьма затруднительно.

Предварительное численное исследование показывает основные тенденции изменения характеристик. В принципе с учетом этого опыта можно методом последовательных приближений выбрать параметры устройства, обеспечивающие заданные технические требования. Однако, имея в виду указанные проблемы численных методов, сделать это непросто.

В этом случае неоценимую помощь могут оказать различные приближенные аналитические методы. В частности, линейная модель, по крайней мере, для малых сигналов управления может служить «нитью Ариадны», подсказывая как направление оптималь-

ного исследования точности, устойчивости и управляемости, так и форму представления результатов. Но наиболее радикальным средством является переход к обобщенным переменным.

Ключевым моментом перехода к обобщенным переменным является выбор масштабов преобразования. Не вдаваясь в подробности (см., например, [3]), зададим следующие масштабы: y_0 — для перемещений; p_0 — для давлений; T_c — для времени.

После подстановки масштабов и преобразований к форме Коши получим

$$\begin{aligned} \frac{d\bar{y}}{d\bar{t}} &= \bar{v} \\ \frac{d\bar{v}}{d\bar{t}} &= (1 + \bar{y}_n) \Delta\bar{p} - 2\xi_v \bar{v} - \Delta\bar{y} - \xi_c \text{sign}(\bar{v}); \\ \frac{d\bar{p}}{d\bar{t}} &= \frac{1}{\bar{T}_v(1 + \Delta\bar{y})} \left(\sqrt{f_{01}^2 - \Delta\bar{p}} - \right. \\ &\quad \left. - \left(1 - \frac{\Delta x}{x_0} + \frac{y_0}{x_0} \Delta\bar{y} \right) \sqrt{1 + \Delta\bar{p}} - \bar{T}_\Gamma \frac{y_0}{x_0} \bar{v} \right), \end{aligned} \quad (8)$$

где

$$\begin{aligned} \bar{T}_v &= \frac{T_v}{T_c}; & \bar{T}_\Gamma &= \frac{T_\Gamma}{T_c}; & T_v &= \frac{p_0 V_0}{E Q_0}; \\ \bar{T}_\Gamma &= \frac{F x_0}{Q_0}; & T_c &= \sqrt{\frac{m}{c}}. \end{aligned} \quad (9)$$

Первые две величины выражения (9) являются критериями гомохронности; они сравнивают характерные времена физических процессов, протекающих в устройстве. Коэффициенты демпфирования ξ_v и ξ_c — также критерии подобия, являющиеся мерами отношений сил трения и инерции. Эти критерии в дальнейшем принимаются в качестве новых обобщенных переменных. Если результаты численных экспериментов представить в виде зависимостей между критериями, то получатся обобщенные критериальные зависимости, имеющие в исследованном диапазоне силу аналитических выражений.

Переходные процессы, полученные в результате численного интегрирования (8), с точностью до масштабов преобразования совпадают с переходными процессами размерной модели (1) и (4), что является обязательным условием корректности приведения к безразмерному виду.

В связи с тем, что большинство переменных изменяется в диапазоне от нуля до единицы, интегрирование выполнялось методом Рунге–Кутты с фиксированным шагом, а чис-

ло шагов 500–2000, т. е. существенно меньше, чем в размерной модели.

5. ХАРАКТЕРИСТИКИ УСТОЙЧИВОСТИ

Обобщенные характеристики устойчивости, полученные в результате численного исследования безразмерной модели, изображены в виде зависимостей потребного коэффициента демпфирования на границе устойчивости от критериев подобия \bar{T}_v и \bar{T}_Γ . Граница устойчивости фиксировалась по результатам расчетов при достижении регулярных колебаний в переходном процессе (рис. 7).

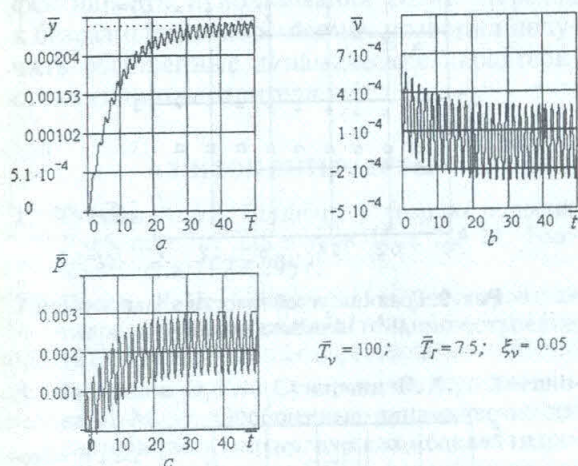


Рис. 7. Переходные процессы на границе устойчивости: а — перемещение; б — скорость; с — давление

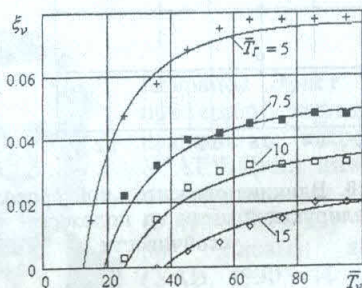


Рис. 8. Обобщенные границы устойчивости при малых сигналах управления

Границы устойчивости при малых сигналах управления приведены на рис. 8 в виде квадратиков, ромбиков и крестиков. Там же для сравнения сплошными линиями показаны соответствующие границы, подсчитанные по линейной модели. Видно, что при малых сигналах управления результаты численного интегрирования и аналитического расчета практически совпадают. Погрешность составляет не более 3%.

Основными аргументами устойчивости являются критерии гомохронности, некоторое влияние также оказывают затяжка пружины и площадь дросселирующей щели. На рис. 9 показано влияние начальной затяжки на положение границы устойчивости. Для высокоскоростных гидрозамедлителей (малые значения T_{Γ}) с ростом относительной затяжки имеет место слабый рост потребных значений коэффициента демпфирования; для тихоходных устройств коэффициент демпфирования является практически постоянным.

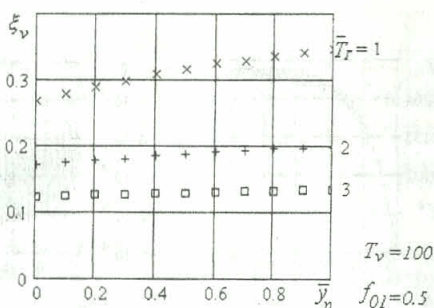


Рис. 9. Границы устойчивости в зависимости от начальной затяжки

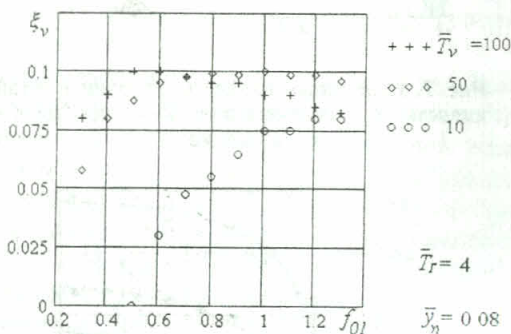


Рис. 10. Влияние относительной проводимости дросселирующей щели на положение границы устойчивости

Существенное влияние относительной площади дросселирующей щели (рис. 10) наблюдается для небольших значений площади и постоянной времени наполнения. Так, при малых значениях времени наполнения ($\bar{T}_v = 10$) с ростом f_{01} потребные значения коэффициента демпфирования сильно растут; при больших значениях постоянной времени темп прироста значительно замедляется.

При больших сигналах управления гидрозамедлитель становится намного более устойчивым и потому характеристики устойчивости здесь можно не определять.

6. ОБОБЩЕННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ УПРАВЛЯЕМОСТИ

Характеристики управляемости: быстродействие и характер переходного процесса — являются в конечном счете важнейшими для всех устройств разгона и, в частности, гидрозамедлителя. Следует различать эти характеристики для малых и больших сигналов управления. В первом случае гидрозамедлитель ведет себя как обычный однощелевой следящий гидроусилитель. Во втором — в процессе работы происходит перестройка структуры. Вначале после приложения большого воздействия дросселирующая щель закрыта и происходит разгон с постоянной скоростью, как у разомкнутого интегрального привода, затем на заключительном этапе, когда дросселирующая щель открывается, реализуется следящий принцип, в результате чего разгон замедляется и происходит плавный выход на установившийся режим.

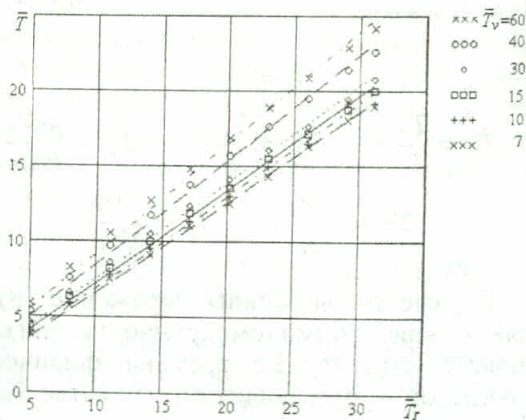


Рис. 11. Влияние относительных постоянных времени на быстродействие гидрозамедлителя при малых сигналах управления

В случае малых сигналов управления основное влияние на быстродействие, как показало предварительное исследование, оказывают относительные постоянные времени \bar{T}_G , \bar{T}_v и относительная проводимость дросселирующей щели f_{01} . Приближенную оценку быстродействия \bar{T} в этом случае можно осуществить по выражению $\bar{T} = \frac{\bar{y}_m}{\bar{v}_m}$, где \bar{y}_m и \bar{v}_m — соответственно, максимальные перемещение и скорость поршня. На рис. 11 приведены численные результаты по определению влияния постоянных времени на быстродействие гидрозамедлителя. С ростом обеих постоянных времени быстродействие ухудшается. Коэффициенты аппроксимации и соответствующие расчетные зависимости представлены на рис. 12. Результаты численных экспе-

риментов для малых сигналов управления хорошо аппроксимируются зависимостью вида $\bar{T} = (0,583 + 0,002642\bar{T}_v) \bar{T}_r + 0,25 (\bar{T}_v)^{0,49}$.

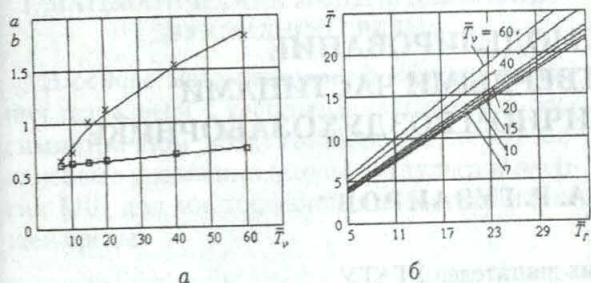


Рис. 12. Аппроксимация численных результатов по быстродействию гидрозамедлителя: а — коэффициенты аппроксимации (□ — а, × — б); б — расчетные зависимости

Влияние сигнала управления \bar{x} на быстродействие при малых сигналах управления практически не сказывается.

В случае больших сигналов управления (рис. 13) быстродействие начинает существенно зависеть от \bar{x} .

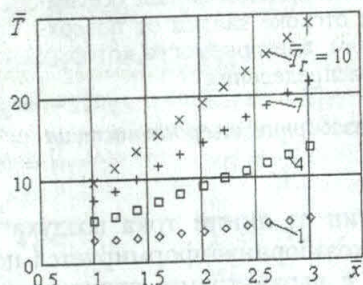


Рис. 13. Влияние сигнала управления на быстродействие гидрозамедлителя

Здесь с ростом управляющего сигнала характерное время \bar{T} также увеличивается. Темп нарастания тем больше, чем больше гидравлическая постоянная времени \bar{T}_r .

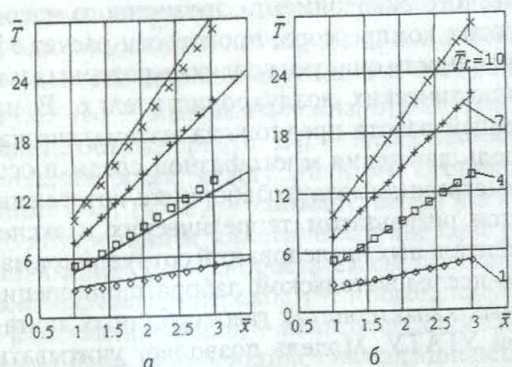


Рис. 14. Аппроксимация численных результатов: единой зависимостью (а) и индивидуальными зависимостями (б)

На рис. 14 представлены два вида аппроксимаций численных данных: а) аппроксимация единой зависимостью с погрешностью 3–5%; б) аппроксимация индивидуальными для каждого значения \bar{T}_r зависимостями с погрешностью не более 1%.

ВЫВОДЫ

На примере относительно простого, но существенно нелинейного и работающего при больших сигналах управления устройства гидроавтоматики двигателя, гидрозамедлителя, показана возможность рационализации математической модели и повышения эффективности использования ЭВМ. Переход к безразмерным переменным позволил получить обобщенные динамические характеристики гидрозамедлителя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гухман А. А. Введение в теорию подобия: Учеб. пособие для вузов. Изд. 2-е. М.: Высшая школа, 1973. 296 с.
2. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М.: Машиностроение, 1977. 424 с.
3. Гимранов Э. Г., Сунарчин Р. А., Хасанова Л. М. Обобщенные динамические характеристики математических моделей гидроагрегатов // Вестник ПГТУ. Аэрокосмическая техника. 2000. № 5. С. 99–106.

ОБ АВТОРАХ



Гимранов Эрнст Гайсович, профессор кафедры прикладной гидромеханики УГАТУ. Дипл. инж.-механик по авиационным двигателям (УАИ, 1965). Д-р техн. наук по тепловым двигателям (УАИ, 1990). Исследования в области газовой динамики двигателей.



Сунарчин Роберт Авалевич, доцент той же кафедры. Дипл. инж.-механик (УАИ, 1962). Канд. техн. наук по двигателям летательных аппаратов (МАИ, 1971). Исследования в области автоматического регулирования авиационных двигателей.