

УДК 629.05

В. А. ЦЕЛИЩЕВ, К. В. АРЕФЬЕВ, А. В. МЕСРОПЯН

ОСОБЕННОСТИ КОРРЕКЦИИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ ОРГАНОВ УПРАВЛЕНИЯ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

Рассматриваются вопросы применения гидромеханических устройств коррекции в исполнительных гидроприводах систем управления летательных аппаратов. Проведена классификация устройств коррекции в составе исполнительного гидропривода. Разработаны математические модели электрогидравлических следящих приводов с гидромеханическими устройствами коррекции, рассчитываются и исследуются переходные процессы в гидроприводе. Приводятся рекомендации о целесообразности применения того или иного вида коррекции. *Струйные гидравлические рулевые машины; авиационные быстродействующие гидравлические приводы; гидромеханические устройства коррекции; системы управления*

В современных системах управления летательными аппаратами (ЛА) все более широкое распространение находят электрогидравлические следящие приводы (ЭГСП) с гидромеханическими устройствами коррекции. Накопленный опыт проектирования ЭГСП показывает [1,3,4,6–10], что улучшение динамических свойств решается введением в схему привода корректирующих устройств (КУ), отрабатывающих дополнительные отрицательные (ООС) и положительные (ПОС) обратные связи.

Введение КУ в конструкцию ЭГСП позволяет значительно улучшить динамические свойства авиационных гидроприводов, определяющих качество переходных процессов — повысить устойчивость привода, увеличить его быстродействие, расширить полосу пропускания и устранить резонансные пики на опасных для объекта частотах, что конструктивными методами выполнить не всегда удается. Наиболее эффективно это достигается с помощью корректирующих устройств, которые вводятся в ЭГСП в виде электромеханических, гидромеханических и электрогидравлических обратных связей.

Выделение гидромеханических КУ в отдельный класс сделано специально, поскольку только они позволяют комбинировать простоту конструкции и возможность получения устройств с требуемой характеристикой регулирования. К достоинствам гидромеханических КУ также следует отнести независимость от внешних условий и помех (нечув-

ствительность к электромагнитным помехам, отсутствие напряжения и т. д.).

Необходимо отметить, что при разработке гидромеханического КУ ЭГСП нецелесообразно применение устройств сложной конструкции, поскольку сложность настройки и организации ПОС и ООС приведет к снижению эффективности коррекции.

Поскольку ЭГСП представляет собой сбалансированную систему, необходимо учитывать, что улучшение одних характеристик привода зачастую происходит за счет ухудшения других, поэтому КУ необходимо подбирать, опираясь на конкретные условия эксплуатации привода.

Результаты обзора, обобщения и анализа используемых в современной авиационной и ракетно-космической технике КУ быстродействующих исполнительных гидроприводов сведены в схему на рис. 1.

Все ЭГСП с гидромеханическими КУ реализуют независимую от основной дополнительной ОС и могут быть описаны структурной схемой, изображенной на рис. 2.

В ходе численного моделирования, как правило, ставится задача определения степени влияния КУ на характеристики привода и подбора оптимальных, с точки зрения эффективности, параметров этого устройства.

При разработке математических моделей ЭГСП с КУ используют различные подходы к определению гидродинамического воздействия струй жидкости, истекающей из сопел корректирующей ОС на заслонку и связан-

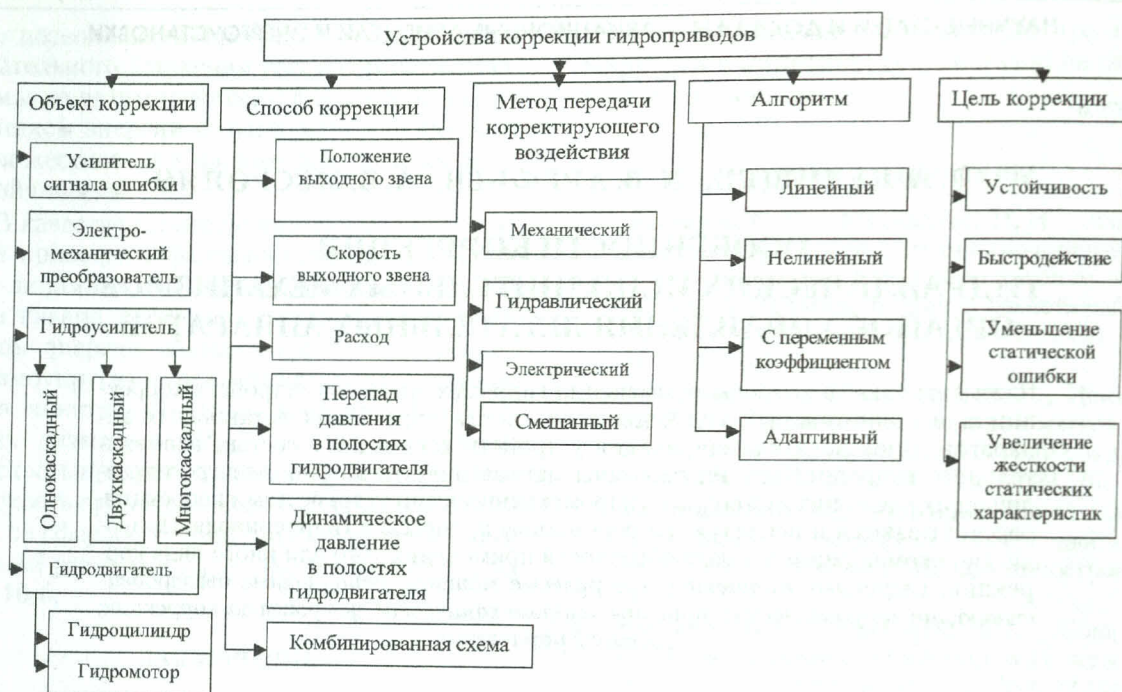


Рис. 1. Схема классификации устройств коррекции гидроприводов

ную с ней струйную трубку СГУ [2, 12], но все они опираются на экспериментальные исследования, поскольку точных аналитических методов расчета упомянутых сил не существует [12].

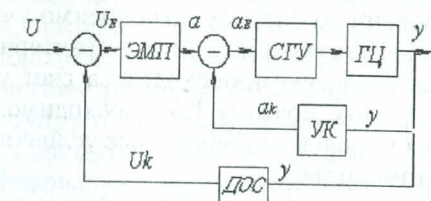


Рис. 2. Структурная схема гидропривода с устройством коррекции: ЭМП — электромеханический преобразователь, СГУ — струйный гидроусилитель, ГЦ — гидроцилиндр, ДОС — датчик обратной связи, УК — устройство коррекции

Реализация корректирующей ОС может быть организована различными способами, каждый из которых направлен на решение конкретной задачи и обладает присущими ему достоинствами и недостатками.

Одним из наиболее распространенных и не требующих внесения сложных изменений в конструкции рулевой машины является КУ привода по расходу (рис. 3) [5].

Данная схема ЭГСП с устройством коррекции проста в реализации и позволяет рассмотреть все достоинства и недостатки предлагаемого устройства коррекции.

Устройство коррекции представляет собой гидроцилиндр 4 (рис. 3), кинематически связанный с рабочим гидроцилиндром, полости гидроцилиндра соединены с золотником 7, который, в свою очередь, через пружинный рычаг 8 соединен со струйной трубкой 3.

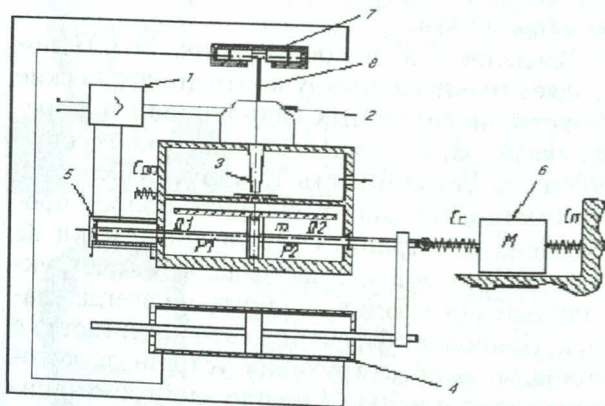


Рис. 3. СТМ с КУ по расходу жидкости: 1 — усилитель сигнала ошибки, 2 — электромеханический преобразователь, 3 — струйная трубка, 4 — цилиндр КУ, 5 — датчик ОС, 6 — нагрузка, 7 — золотник КУ, 8 — пружинный рычаг ОС

Введение устройств коррекции в схему быстродействующего рулевого привода привносит некоторые изменения в математическую модель, в частности в уравнение моментов на оси ЭМП:

$$J \frac{d^2\alpha}{dt^2} = K_{mi}I - K_{ma}\alpha - b \frac{d\alpha}{dt} - C_n\alpha - M_k(t), \quad (1)$$

где J — момент инерции якоря ЭМП; α — угол поворота якоря ЭМП; K_{mi} — коэффициент, характеризующий моментную характеристику; K_{ma} — коэффициент, характеризующий жесткость пружины; b — коэффициент вязкого трения; C_n — жесткость внешней пружины; $M_k(t)$ — момент, развиваемый КУ,

$$M_k(t) = \left(\frac{y(t)(d_n^2 - d_w^2)}{D_z^2} - z(t)l \right) C_{np}l_p,$$

здесь C_{np} — коэффициент жесткости пружинного рычага; l_p — длина рычага, d_n — диаметр поршня корректирующего гидроцилиндра; d_w — диаметр штока корректирующего гидроцилиндра; D_z — диаметр золотника коррекции (рис. 4).

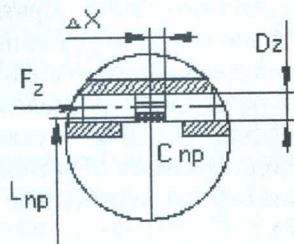


Рис. 4. Схема для расчета момента коррекции

Характеристики КУ в данной схеме зависят от жесткости пружинного рычага ОС.

Анализ результатов численного эксперимента в процессе отработки математической модели ЭГСП с устройством коррекции по расходу рабочей жидкости показывает (рис. 5), что применение КУ по расходу жидкости не оказывает кардинального влияния на переходные процессы в управляющей и исполнительной частях ЭГСП, хотя и может приводить к некоторому улучшению динамических характеристик привода, величину момента коррекции целесообразно выбирать не более 10% от момента на валу ЭМП.

Схема ЭГСП с коррекцией по перепаду давления в полостях исполнительного гидродвигателя (рис. 6) содержит КУ дополнительной гидромеханической ОС по перепаду давлений, выполненное в виде дросселей 8, 9, сопел 4, 6 и плоской заслонки 5, причем к полости 12 гидроцилиндра подключены последовательно включенные дроссель 9 и сопло 4, а

к полости 11 — дроссель 8 и сопло 6. Заслонка кинематически связана со струйной трубкой 3 и установлена перпендикулярно соплам 4, 6.

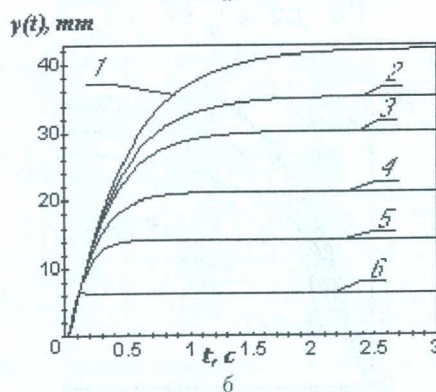
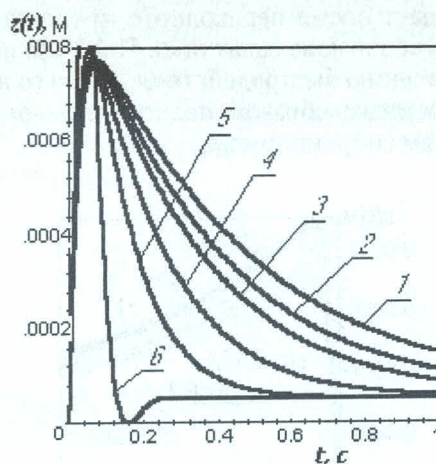


Рис. 5. Влияние жесткости пружины на перемещение струйной трубки (а) и гидроцилиндра (б) для значений C_{np} , Н/м: 0 (1), 10 (2), 20 (3), 50 (4), 100 (5), 300 (6)

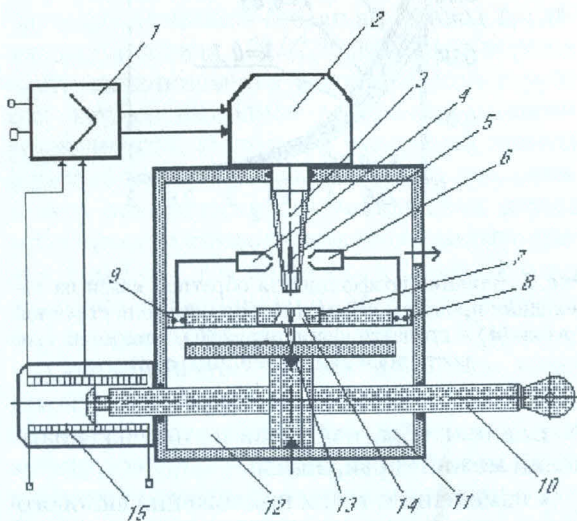


Рис. 6. СГРМ с обратной связью по перепаду давлений

Тем самым в приводе реализуется дополнительная связь по перепаду давлений в полостях 11, 12, которая увеличивает логарифмический декремент затухания привода, т. е. обеспечивает повышение устойчивости и уменьшает время переходного процесса при обработке сигнала задатчика. ПОС приводит к увеличению быстродействия, для чего необходимо иным образом подключить сопла к полостям гидроцилиндра.

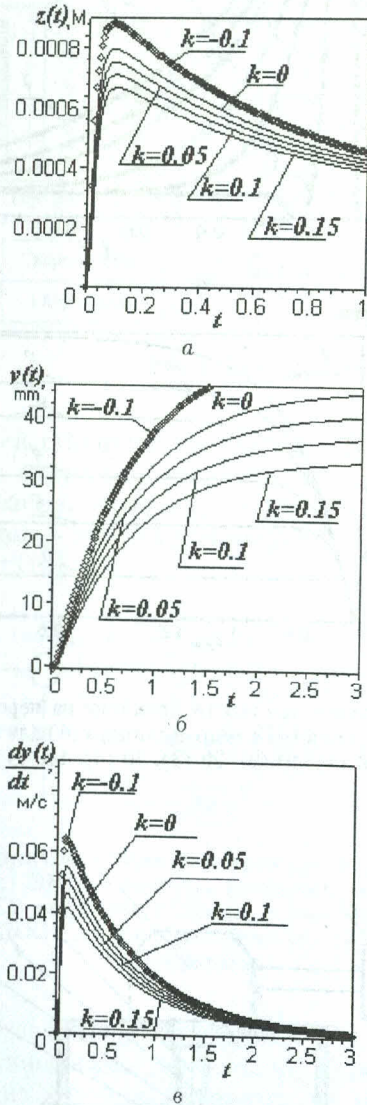


Рис. 7. Влияние коэффициента обратной связи на переходные процессы перемещений по времени струйной трубки (а) и штока гидроцилиндра (б), а также на скорость поршня гидроцилиндра (в)

Влияние обратной связи по перепаду давлений можно варьировать:

- изменением точки приложения силового гидродинамического воздействия двух струй относительно якоря ЭМП;

- диаметром сопел и гидравлической проводимостью нерегулируемой части сопел;
- конструктивными особенностями кинематической связи заслонки со струйной трубкой.

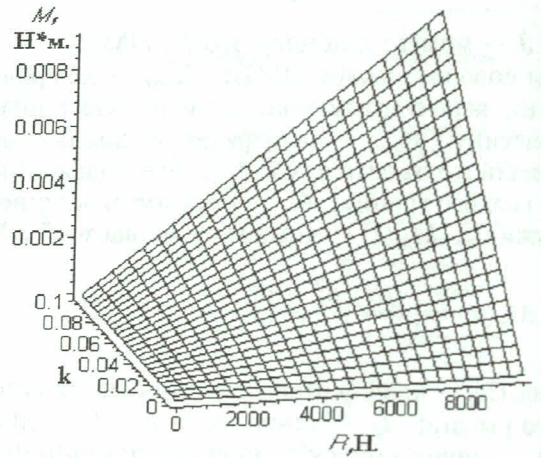


Рис. 8. График влияния приложенной нагрузки на момент ОС в зависимости от коэффициента обратной связи

Влияние дополнительной обратной связи по перепаду давления на переходные процессы в СГРМ достаточно просто и наглядно иллюстрируется на примере исследования воздействия коэффициента K_p , обусловленного наличием дополнительной обратной связи по перепаду давлений, на переходные процессы СГРМ (рис. 7).

На рис. 8 представлена зависимость момента коррекции от величины коэффициента обратной связи и величины нагрузки на штоке гидроцилиндра.

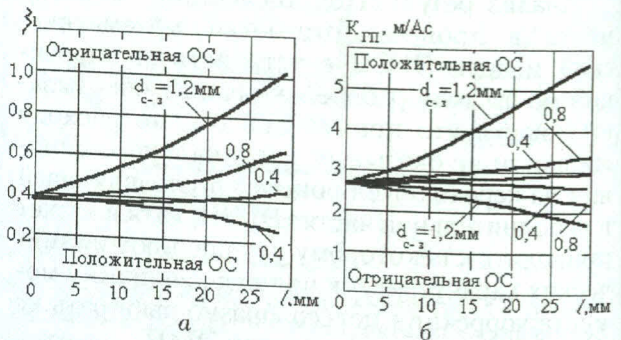


Рис. 9. Изменение коэффициента относительного демпфирования ЭГСП (а) и изменение коэффициента усиления СГРМ (б)

Анализ результатов численного моделирования ЭГСП с устройством коррекции по перепаду давлений показывает, что повсеместное его применение нерационально, поскольку при минимальной нагрузке корректирую-

щее воздействие будет минимальным, а привод иногда склонен к неустойчивости как раз при действии минимальной нагрузки.

Эффект коррекции обратной связью по перепаду давления для ЭГСП со струйно-дроссельным регулированием и малой инерционной нагрузкой заключается в увеличении быстродействия привода, формировании оптимальной амплитудно-частотной характеристики (АЧХ), так как запас устойчивости у подобных приводов часто бывает завышен из-за возможных автоколебаний струйной трубки. Необходимость введения ООС для повышения устойчивости привода возникает лишь при некорректном подборе конструктивных параметров системы «струйная трубка-плата» и существенно нелинейном характере влияния объекта на характеристики привода.

На рис. 9 показано влияние корректирующей обратной связи по перепаду давлений на коэффициент относительного демпфирования и коэффициент усиления привода в зависимости от параметров устройства коррекции. Предложенное устройство коррекции весьма эффективно, например, в случае использования ПОС ($d_c = 1,2 \text{ мм}$, $\ell = 25 \text{ мм}$) коэффициент усиления привода увеличивается от $K_{гп} = 2,6 \frac{\text{М}}{\text{Ас}}$ до $4,8 \frac{\text{М}}{\text{Ас}}$, коэффициент относительного демпфирования соответственно снижается от $\xi_1 = 0,385$ до $\xi_1 = 0,02$.

Исследование устойчивости и частотных характеристик привода с гидромеханической обратной связью по перепаду давлений и синтез параметров устройства обратной связи удобнее проводить по логарифмическим частотным характеристикам полностью разомкнутого контура привода с КУ, передаточная функция которого имеет вид

$$W_d(S) = \frac{K_d}{S(T_y S + 1)} \times \frac{1}{(T_{эмп}^2 S^2 + 2\xi_{эмп} T_{эмп} S + 1)} \times \frac{1}{(T_d^2 S^2 + 2\xi_d T_d S + 1)}, \quad (2)$$

где K_d — коэффициент усиления привода с КУ,

$$K_d = \frac{K_y K_{MI} K_{ос} K_{\alpha M} K_{z\alpha} K_{Qz} A_n}{A_n^2 + bK_{Qp} \pm K_p K_{\alpha M} K_{z\alpha} K_{Qp} b};$$

T_d — постоянная времени гидродвигателя,

$$T_d = \frac{\sqrt{\frac{mK_E}{A_n^2 + bK_{Qp}}}}{1 + \delta K_p b},$$

где $\delta = K_{\alpha M} K_{z\alpha} K_{Qz} / (A_n^2 + bK_{Qp})$; ξ_d — коэффициент относительного демпфирования гидродвигателя,

$$\xi_d = \frac{bK_E + mK_{Qp} \sqrt{mK_E}}{2\sqrt{A_n^2 + bK_{Qp}}} \pm \frac{K_p K_{\alpha M} K_{z\alpha} K_{Qz} m}{A_n^2 + bK_{Qp}}.$$

Сравнивая полученные выражения с передаточной функцией нескорректированного привода, имеем

$$\begin{aligned} \xi'_d &= \xi_0 \mp mK_p \delta; \\ K'_d &= K_0 / (1 \mp \delta b K_p); \\ T'_d &= T_0 / (1 \mp \delta b K_p), \end{aligned}$$

где ξ_0, T_0, K_0 — параметры нескорректированного ЭГСП.

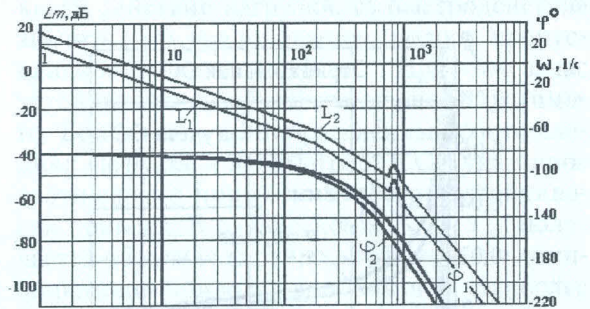


Рис. 10. Частотная характеристика ЭГСП с обратной связью по перепаду давлений

На рис. 10 приведены частотные характеристики нескорректированного привода (L_1, Ψ_1) и скорректированного обратной связью по перепаду давлений (L_2, Ψ_2). Базовый электрогидравлический следящий привод (рулевая машина типа 150.02.20.000) из-за вероятности возникновения автоколебаний струйной трубки выполнен с большим запасом устойчивости. Используя указанный привод в рассмотренной схеме регулятора давления, можно практически без уменьшения запаса устойчивости привода увеличить частоту среза с 3 до 7 с^{-1} , т. е. более чем в 2 раза. Это достигается введением ПОС по перепаду давлений с параметрами $d_c = 0,5 \text{ мм}$, $\ell = 10 \text{ мм}$.

Соответственно можно повысить запас устойчивости привода, поскольку при значительных нагрузках или вследствие разброса конструктивных параметров привод склонен к неустойчивости на некоторых режимах работы, применив для этой цели ООС в виде КУ по перепаду давлений.

Устройство дополнительной обратной связи (см. рис. 12) содержит гидравлический конденсатор 1, выполненный в виде подпружиненного поршня и нерегулируемого дросселя 2, одна полость которого соединена с полостью основного гидроцилиндра. Шток дополнительного гидроцилиндра выполнен в виде дроссельных игл, изменяющих площади регулируемых дросселей 4, к которым подключены сопла обратной связи. Полости регулируемых дросселей связаны с давлением управления.

Сила гидродинамического воздействия струй жидкости, истекающих из сопел обратной связи, зависит от скорости перемещения штока дополнительного гидроцилиндра и, следовательно, от скорости перемещения поршня гидроконденсатора. Если эта скорость мала, то расход через нерегулируемый дроссель будет мал, и, соответственно, незначительным будет изменение перепада давления в гидроконденсаторе. Скорость движения поршня гидроконденсатора, в свою очередь, зависит от скорости изменения перепада давления в полостях гидродвигателя. После того как давления в полостях гидроцилиндра достигнут установившихся значений, давление после гидроконденсатора вследствие переток жидкости через нерегулируемый дроссель станет равным давлению в правой полости основного гидроцилиндра, и действие обратной связи на струйный гидроусилитель прекращается.

гидроцилиндра, но и по производной от давления в нем. Это означает, что дополнительный опережающий сигнал гибкой (корректирующей) обратной связи, уменьшая в колебательном процессе величину смещения струйной трубки от нейтрального положения, создает условия для быстрого затухания колебаний.

На рис. 13 приведены частотные характеристики ЭГСП с ОСДД, построенные моделированием на ЭВМ математической модели с параметрами рулевой машины типа 180.04.20.000. Эта рулевая машина, по сравнению с уже указанной, имеет гораздо больший коэффициент усиления по расходу, и давление питания составляет 20 МПа против 3 МПа. Частотные характеристики построены при фиксированном значении T_z и различных соотношениях T_x и T_{oc} . Когда постоянная времени устройства обратной связи T_{oc} больше постоянной T_x , характеризующей действие нагрузки, то быстродействие значительно увеличивается, полоса пропускания изменяется на 200 с^{-1} . При этом запас устойчивости получается меньше допустимого. Более того, при определенных соотношениях нагрузки и параметров ЭГСП указанное соотношение приводит к потере устойчивости привода. В случае, когда $T_x > T_{oc}$, получается обратная картина, коэффициент демпфирования привода явно завышен. Наиболее благоприятный случай получается при $T_{oc} = T_x$, это подтверждается и в [10] для аналогичного устройства обратной связи.

Таким образом, изменяя параметры T_{oc} и T_y , что приводит к изменению частоты среза и коэффициента относительного демпфирования привода, можно добиться требуемых запасов устойчивости следящего привода с большой инерционной нагрузкой в пределах возможностей данного вида коррекции.

Кроме того, в ЭГСП со струйной трубкой, склонной к автоколебаниям, вызванным изменением перепада давлений в областях гидроцилиндра, использование устройства обратной связи по производной от перепада давлений будет способствовать демпфированию этих колебаний.

Влияние величины корректирующего воздействия на переходные процессы струйной гидравлической рулевой машины представлено на рис. 14.

Наиболее эффективным способом коррекции ЭГСП, применяемых в системах управления летательными аппаратами, является комбинированная коррекция (рис. 15), в которой

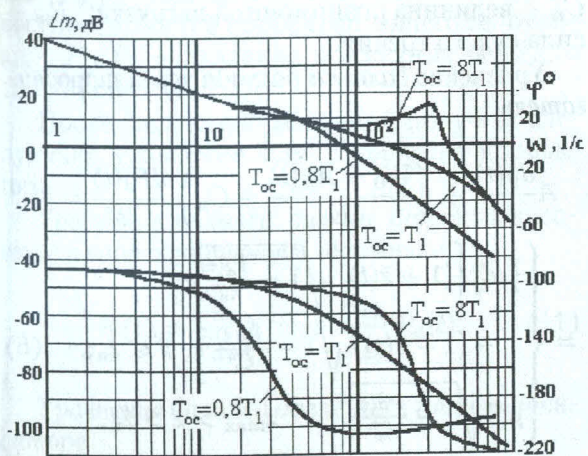


Рис. 13. Изменение частотных характеристик ЭГСП ОС по производной от перепада давлений

В динамике положение струйной трубки относительно окон приемной платы, через которые поступает энергия в гидродвигатель, регулируется не только главной обратной связью по положению штока силового

сочетаются преимущества коррекции по перепаду давления и коррекции по производной от перепада давления в полостях гидродвигателя. Отличительная особенность этой схемы — повышенная точность работы при статической нагрузке и нежесткой связи гидродвигателя с нагрузкой, а также увеличение демпфирования на резонансных частотах.

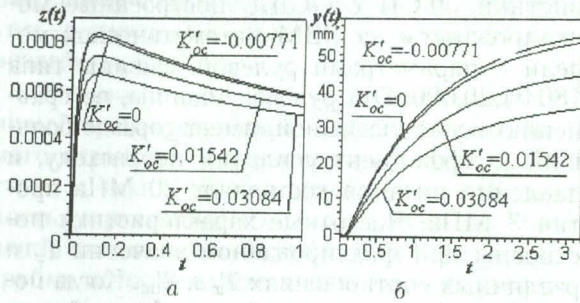


Рис. 14. Перемещение струйной трубки (а) и зависимость перемещения нагрузки от коэффициента дополнительной обратной связи (б)

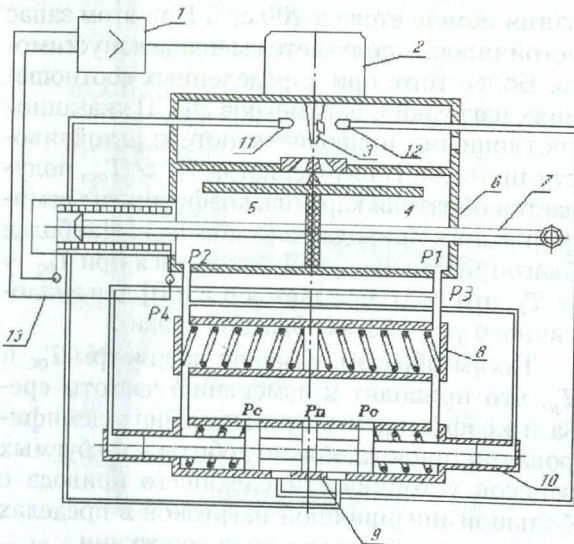


Рис. 15. СГРМ с комбинированной схемой коррекции: 1 — задатчик, 2 — ЭМП, 3 — гидроусилитель, 4, 5 — полости гидроцилиндра, 6 — шток гидроцилиндра, 7 — шток гидроцилиндра, 8 — гидроконденсатор, 9 — золотник коррекции, 10 — дополнительные поршни золотника коррекции, 11, 12 — сопла обратной связи, 13 — цепь обратной связи

Математическая модель гидропривода с комбинированным КУ включает в себя следующие уравнения.

Уравнение моментов на оси ЭМП

$$J \frac{d^2 \alpha(t)}{dt^2} = K_{mi} I - K_{ma} \alpha(t) - b \frac{d\alpha(t)}{dt} - C_n \alpha(t) - K_{koc} X(t), \quad (3)$$

где $X(t)$ — величина перемещения корректирующего золотника; K_{koc} — коэффициент коррекции; J — момент инерции якоря ЭМП; $\alpha(t)$ — угол поворота якоря ЭМП; K_{mi} — коэффициент, характеризующий моментную характеристику; K_{ma} — коэффициент, характеризующий жесткость пружины; b — коэффициент вязкого трения; C_n — жесткость внешней пружины.

Уравнение электрической цепи ЭМП

$$U = RI + L \frac{d\alpha(t)}{dt} + K_{ne} \frac{d\alpha(t)}{dt}; \quad (4)$$

$$U = K_u (U_e - K_{oc} y(t)),$$

где U — напряжение на обмотке ЭМП; K_u — коэффициент усиления; U_e — сигнал рассогласования; K_{oc} — коэффициент обратной связи; K_{ne} — коэффициент противоЭДС; R — сопротивление обмотки управления; L — индуктивность обмотки управления.

Уравнение движения поршня

$$M \frac{d^2 y(t)}{dt^2} = AP_d(t) - R - C_n y(t) - b \frac{dy(t)}{dt} - F_{tr}, \quad (5)$$

где M — приведенные к оси штока массы нагрузки и жидкости; A — эффективная площадь гидродвигателя; R — усилие на штоке гидроцилиндра; b — сила вязкого трения; C_n — величина позиционной нагрузки; F_{tr} — сила сухого трения.

Уравнение баланса расхода через гидродвигатель

$$A \frac{dy(t)}{dt} + \left(\frac{W_0 + Ay(t)}{E} + C_n \right) \frac{dP_d(t)}{dt} = \begin{cases} \frac{1}{2} \mu_Q^m \left[(1 + \bar{z}(t)) \sqrt{1 - \frac{P_d(t)}{\xi_p^m}} - (1 - \bar{z}(t)) \sqrt{1 - \frac{\bar{P}_d(t)}{\xi_p^m}} \right], & \bar{z} \leq \bar{z}_n; \\ \mu_Q^m \sqrt{1 - \frac{P_d(t)}{\xi_p^m}}, & z_{\max} > \bar{z} > \bar{z}_n, \end{cases} \quad (6)$$

где E — модуль упругости жидкости.

Модуль объемной упругости жидкости рассматривается как функция от давления и количества растворенного в ней воздуха.

Баланс расходов устройства коррекции

$$Q_{др} = Q_k + Q_{dg}, \quad (7)$$

где $Q_{др}$ — расход через дроссель,

$$Q_{др} = K_{qd} f_{dr} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_3)}, \quad (8)$$

где K_{qd} — коэффициент расхода через дроссель, f_{dr} — площадь проходного сечения дросселя, P_1, P_3 — давления до и после дросселя; Q_k — расход в гидроконденсаторе, $Q_k = F_k \frac{dK(t)}{dt}$, где F_k — площадь поршня гидроконденсатора, $K(t)$ — перемещение поршня гидроконденсатора; Q_{dg} — расход на корректирующем золотнике, $Q_{dg} = F_{dg} \frac{dX(t)}{dt}$, где F_{dg} — площадь торцевых поверхностей корректирующего золотника, $X(t)$ — величина перемещения корректирующего золотника.

Баланс сил на гидроконденсаторе

$$F_k(P_3 - P_4) = C_k K(t), \quad (9)$$

где F_k — площадь поршня гидроконденсатора; P_3, P_4 — давление в полостях гидроконденсатора; C_k — жесткость пружины гидроконденсатора; $K(t)$ — перемещение поршня гидроконденсатора.

Баланс сил на корректирующем золотнике

$$F_{dg}(P_3 - P_4) = C_{dg} X(t) + F_{ddg}(P_1 - P_2), \quad (10)$$

где F_{dg} — площадь торцевых поверхностей корректирующего золотника; C_{dg} — жесткость пружины корректирующего золотника; F_{ddg} — площадь дополнительных торцевых поверхностей корректирующего золотника; P_1, P_2 — давление в полостях рабочего гидроцилиндра.

После ряда преобразований получим следующие уравнения для устройства коррекции.

Уравнение баланса сил на гидроконденсаторе и корректирующем золотнике

$$\frac{C_k}{F_k} K(t) = \frac{C_{dg}}{F_{dg}} X(t) + \frac{F_{ddg}}{F_{dg}} P_d(t). \quad (11)$$

Уравнение баланса давлений в гидроконденсаторе

$$\Delta P_k(t) = P_d(t) - \frac{\rho \left(F_k \frac{dK(t)}{dt} + F_{dg} \frac{dX(t)}{dt} \right)^2}{f_{dr}^2}. \quad (12)$$

Выбор параметров гидроконденсатора и дополнительного гидроцилиндра производят

исходя из условия, что жесткость пружин должна обеспечивать максимальное перемещение поршня гидроконденсатора и штока дополнительного гидроцилиндра при максимальном перепаде давлений:

$$F_k(\Delta P_d) = C_k K(t), \quad (13)$$

$$F_{dg}(\Delta P_d) = C_{dg} X(t). \quad (14)$$

Переходные процессы скорректированного привода представлены на рис. 16.

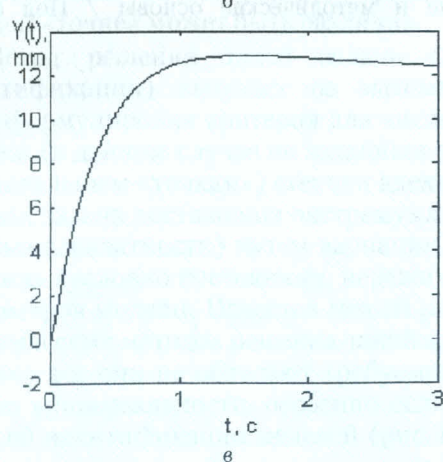
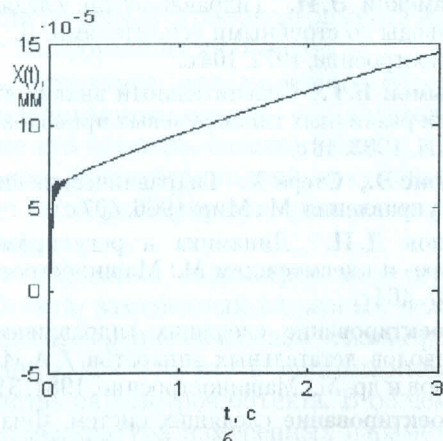
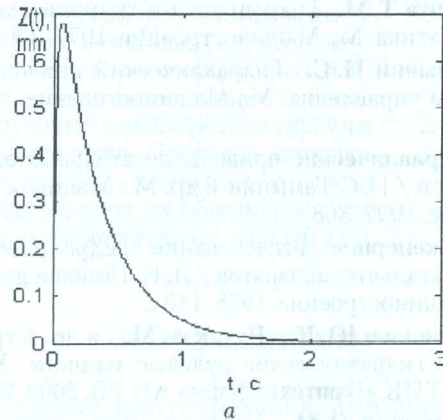


Рис. 16. Перемещение струйной трубки (а), золотника коррекции (б) и поршня гидроцилиндра (в)

В заключение следует отметить, что теоретические исследования различных схемных решений КУ с использованием методов численного моделирования показывают, что возможности применения корректирующей обратной связи неограниченны, необходимо применять индивидуальную подстройку параметров корректирующих устройств под конкретные условия эксплуатации и требования технического задания на проектирование.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Башта Т. М.** Гидропривод и гидропневмоавтоматика. М.: Машиностроение, 1972. 320 с.
2. **Гамьнин Н. С.** Гидравлический привод систем управления. М.: Машиностроение, 1972. 376 с.
3. **Гидравлические приводы летательных аппаратов / Н. С. Гамьнин и др.** М.: Машиностроение, 1992. 368 с.
4. **Инженерное исследование гидроприводов летательных аппаратов / Д. Н. Попов и др.** М.: Машиностроение, 1978. 142 с.
5. **Кириллов Ю. К., Русак А. М. и др.** Струйные гидравлические рулевые машины. Уфа: РНТИК «Баштехинформ» АН РБ, 2002. 284 с.
6. **Крамской Э. И.** Гидравлические следящие приводы со струйными усилителями. Л.: Машиностроение, 1972. 104 с.
7. **Крымов Б. Г.** Сравнительный анализ динамики различных типов рулевых приводов. М.: МАИ, 1983. 48 с.
8. **Льюис Э., Стерн Х.** Гидравлические системы управления. М.: Мир, 1966. 407 с.
9. **Попов Д. Н.** Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М.: Машиностроение, 1987. 464 с.
10. **Проектирование следящих гидравлических приводов летательных аппаратов / А. И. Баженов и др.** М.: Машиностроение, 1981. 312 с.
11. **Проектирование следящих систем. Физические и методические основы / Под общ.**

ред. Н. А. Лакота. М.: Машиностроение, 1992. 352 с.

12. **Чупраков Ю. И.** Гидропривод и средства гидроавтоматики: Учеб. пособие для вузов по спец «Гидропривод и гидропневмоавтоматика». М.: Машиностроение, 1979. 232 с.

ОБ АВТОРАХ



Целищев Владимир Александрович, проф., декан фак-та авиац. двигателей. Дипл. инж.-механик по гидравл. машинам (УГАТУ, 1982). Д-р техн. наук по тепловым двигателям (УГАТУ, 2000). Иссл. в обл. систем автоматизации ЛА и двигательных установок.



Арефьев Константин Валерьевич, аспирант каф. прикл. гидромеханики. Дипл. инж.-мех. по системам гидравлических и пневматических приводов (УГАТУ, 2002).



Месропян Арсен Владимирович, доцент каф. прикл. гидромеханики. Дипл. инж.-мех. (УГАТУ, 1996). Канд. техн. наук по системам приводов (Пермск. гос. тех. ун-т, 2000). Иссл. в обл. гидроприводов систем управления ЛА.

