

УДК 629.7.05

ОСОБЕННОСТИ КОРРЕКЦИИ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ СЛЕДЯЩИХ ПРИВОДОВ

© 2009 А. В. Месропян

Уфимский государственный авиационный технический университет

Рассмотрены некоторые особенности применения гидромеханической коррекции в электрогидравлических следящих гидроприводах. Приведена классификация устройств коррекции на гидромеханической элементной базе, показано влияние на характеристики гидропривода дополнительных корректирующих обратных связей. Предлагается вариант математической модели электрогидравлического следящего привода с комбинированным устройством гидромеханической коррекции.

Электрогидравлический следящий привод, коррекция, дополнительная обратная связь, моделирование.

Перспективные транспортные ракетно-космические системы и летательные аппараты специального назначения характеризуются значительным расширением функциональных возможностей систем управления модулем и вектором тяги (СУМТ, СУВТ), для обеспечения которых необходимо разрабатывать новые схемные решения силовых электрогидравлических следящих приводов (ЭГСП) систем управления с качественно новыми параметрами и характеристиками, значительно превосходящими параметры существующих.

Актуальность разработки ЭГСП, направленных на решение подобных задач, обуславливается необходимостью проведения целого комплекса теоретических и экспериментальных исследований, которые позволят определить рациональную структуру ЭГСП, рассчитать диапазоны оптимальных параметров элементов силового привода и выработать методики расчета с заданной степенью вероятности статических, динамических и эксплуатационных характеристик ЭГСП и рекомендации по наиболее эффективному использованию ЭГСП в СУ транспортных ракетно-космических систем и ЛА специального назначения.

Накопленный опыт проектирования ЭГСП для СУ ЛА показывает [1-8], что реализация повышенных требований к СУ за счет подбора рациональных параметров эле-

ментов привода зачастую невозможна, поскольку влияние внешних факторов на ЛА изменяется от полета к полету. Поэтому радикальным способом обеспечения требуемых характеристик ЭГСП является применение корректирующих устройств (КУ), которые вводятся в следящий привод в виде электро-механических, электрогидравлических и гидромеханических обратных связей (ОС).

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.

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

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

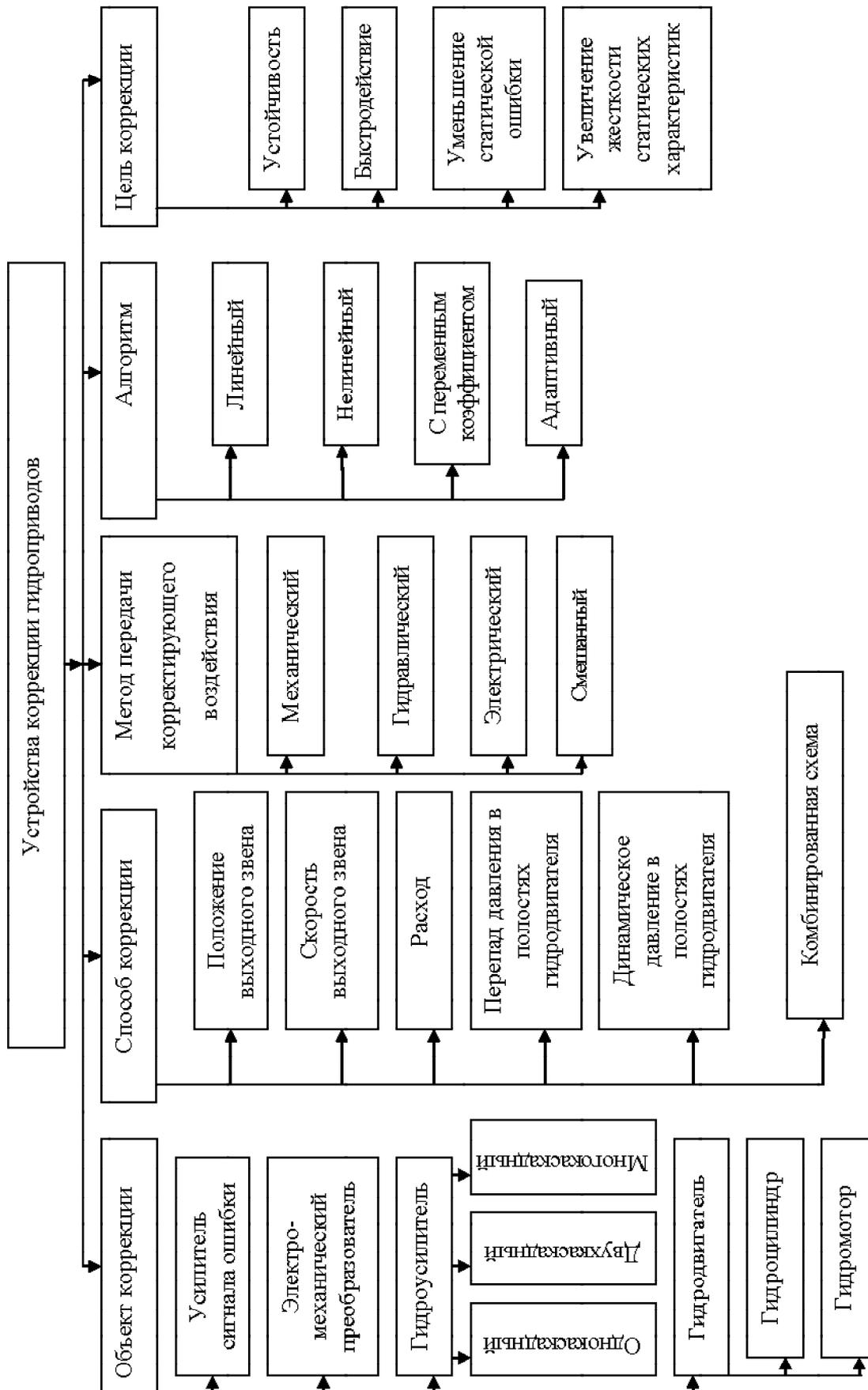


Рис. 1. Схема классификации устройств коррекции гидроприводов

КУ позволяют комбинировать простоту конструкции и возможность получения требуемых характеристик регулирования. К достоинствам гидромеханических КУ также следует отнести независимость от внешних условий и помех (нечувствительность к электромагнитным помехам, отсутствие напряжения и т.д.).

Все ЭГСП с гидромеханическими КУ реализуют независимую от основной дополнительную 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 сопла корректирующей ОС на заслонку, и связанную с ней струйную трубку СГУ [9, 10], но все они опираются на экспериментальные исследования, поскольку точных аналитических методов расчета упомянутых сил не существует [10].

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 конструкцию рулевой машины является гидромеханическое КУ по расходу [11], представляющее собой дополнительный гид-

роцилиндр, кинематически связанный с рабочим гидроцилиндром, полости дополнительного гидроцилиндра соединены с управляющим золотником, который, в свою очередь, через пружинный рычаг соединен со струйным гидрораспределителем.

Характеристики КУ в данной схеме определяются жесткостью пружинного рычага ОС.

Анализ результатов численного эксперимента в процессе отработки математической модели ЭГСП с устройством коррекции по расходу рабочей жидкости показывает (рис. 3 и 4), что применение КУ по расходу жидкости не оказывает кардинального влияния на переходные процессы в управляющей и исполнительных частях ЭГСП, хотя и может приводить к некоторому улучшению динамических характеристик привода. Величину момента коррекции целесообразно выбирать в пределах 10 % от момента, развиваемого на валу ЭМП.

Другой схемой ЭГСП с гидромеханической коррекцией является ЭГСП с коррекцией по перепаду давления в полостях исполнительного гидродвигателя. В приводе реализуется дополнительная ОС по перепаду давления в полостях исполнительного гидроцилиндра, которая увеличивает логарифмический декремент затухания привода, т.е. обеспечивает повышение устойчивости и уменьшает время переходного процесса при отработке сигнала задатчика. Положительная ОС приводит к увеличению быстродействия за счет иного подключения сопел ОС к полостям гидроцилиндра.

Влияние обратной связи по перепаду давлений можно варьировать:

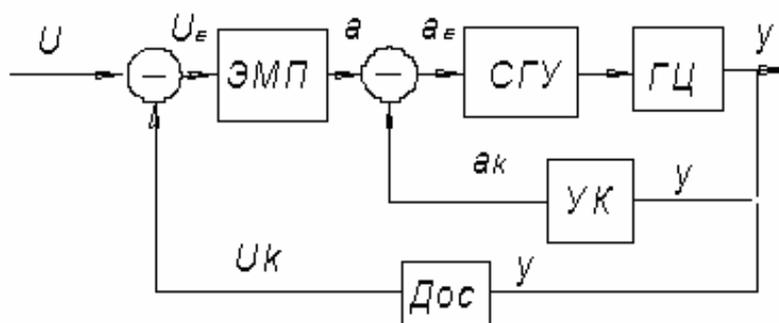


Рис. 2. Структурная схема гидропривода с устройством коррекции:
 ЭМП – электромеханический преобразователь, СГУ – струйный гидроусилитель, ГЦ – гидроцилиндр,
 Дос – датчик обратной связи, УК – устройство коррекции

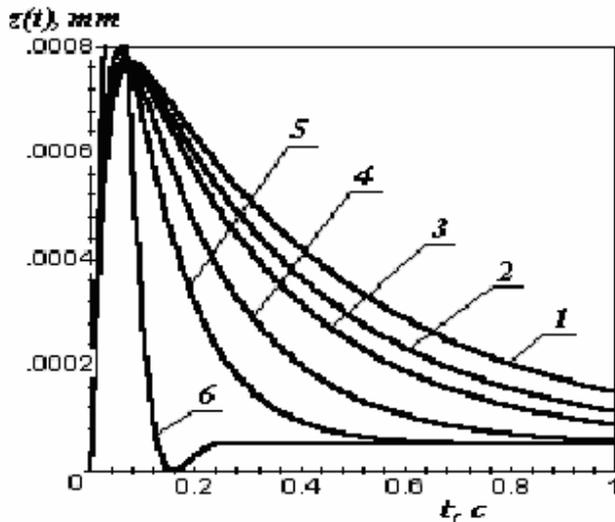


Рис. 3. Влияние жесткости пружинного рычага ОС по расходу на перемещение струйной трубки:
 1 - $C_{np} = 0$ Н/м, 2 - $C_{np} = 10$ Н/м, 3 - $C_{np} = 20$ Н/м,
 4 - $C_{np} = 50$ Н/м, 5 - $C_{np} = 100$ Н/м, 6 - $C_{np} = 300$ Н/м

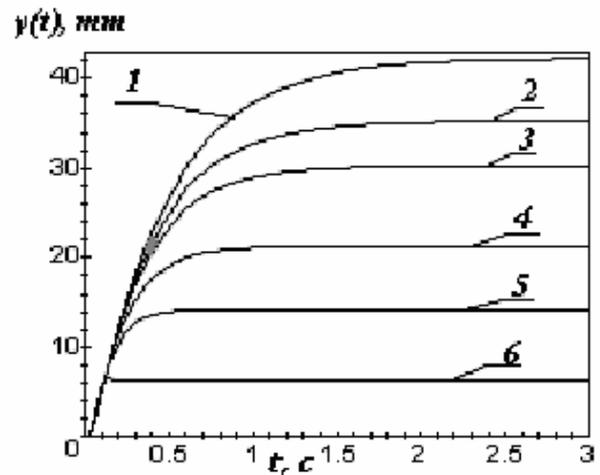


Рис. 4. Влияние жесткости пружинного рычага ОС по расходу на перемещение гидроцилиндра:
 1 - $C_{np} = 0$ Н/м, 2 - $C_{np} = 10$ Н/м, 3 - $C_{np} = 20$ Н/м,
 4 - $C_{np} = 50$ Н/м, 5 - $C_{np} = 100$ Н/м, 6 - $C_{np} = 300$ Н/м

- изменением точки приложения силового гидродинамического воздействия двух струй относительно якоря ЭМП;
- диаметром и гидравлической проводимостью нерегулируемой части сопел;
- конструктивными особенностями кинематической связи заслонки со струйной трубкой.

На рис. 5 представлена зависимость момента коррекции от величины коэффициента обратной связи и величины нагрузки на штоке гидроцилиндра.

Анализ результатов численного моделирования ЭГСП с устройством коррекции по перепаду давления показывает, что повсеместное его применение нерационально, поскольку при минимальной нагрузке корректирующее 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-дрессельным регулированием и малой инерционной нагрузкой заключается в увеличении быстродействия привода, формирования 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. 6 и 7 показано влияние корректирующей обратной связи по перепаду давления на коэффициент относительного демп-

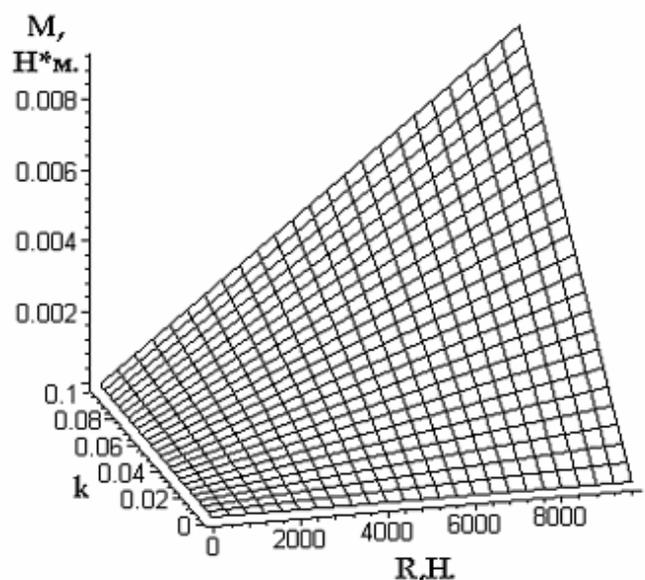


Рис. 5. График влияния приложенной нагрузки на момент ОС в зависимости от коэффициента обратной связи

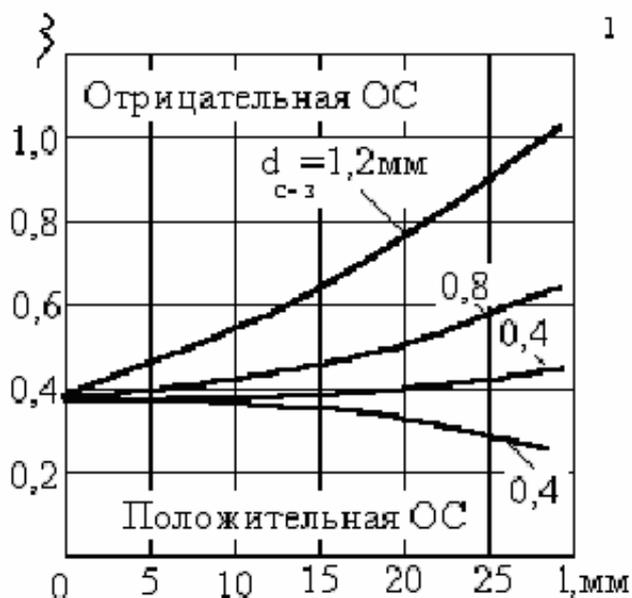


Рис. 6. Изменение коэффициента относительного демпфирования

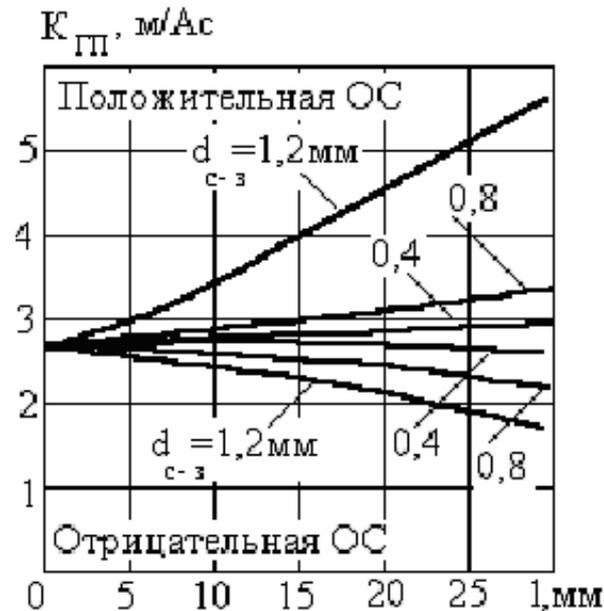


Рис. 7. Изменение коэффициента усиления

пфирования и коэффициент усиления привода в зависимости от параметров устройства коррекции. Предложенное устройство коррекции весьма эффективно, например, в случае использования ПОС ($d_c = 1,2$ мм, $l = 25$ мм) коэффициент усиления привода увеличивается от $K_{\bar{a}} = 2,6$ м/Ас до 4,8 м/Ас, коэффициент относительного демпфирования соответственно снижается от $x_1 = 0,385$ до $x_1 = 0,02$.

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.

Когда сопла ОС находятся от заслонки на расстоянии $h < 0,1d_c$, то в ЭГСП возникает ОС по положению струйной трубки, которая во многом определяется конструкцией сопла и его торца. Для сопел с глухим цилиндрическим насадком (капиллярных сопел) изменение положения заслонки несущественно скажется на силе гидродинамического воздействия на заслонку. Для других типов насадков отношение диаметра сопла к торцу

значительно определяет силу гидродинамического воздействия [2].

Следовательно, конструктивным изменением параметров можно добиться приемлемого характера гидродинамического воздействия и, таким образом, появляется возможность управления коэффициентом K_z , что ценно для снижения автоколебаний струйной трубки, которые имеют нелинейный характер, определяемый, кроме прочего, и положением струйной трубки.

ОС по положению струйной трубки имеет сложный характер (рис. 8), а на расстоянии $l < 1$ мм точки приложения сил гидродинамического воздействия относительно оси якоря ЭМП наблюдается неустойчивая работа ЭГУ. На расстоянии $l < 1$ мм коэффициент обратной связи уменьшается до нуля. Это приводит к резкому изменению коэффициента усиления ЭГСП (его уменьшению). Учитывая также сложное влияние конструкции сопла на силу гидродинамического воздействия струи жидкости на заслонку, на начальной стадии отработки устройства обратной связи по перепаду давления ЭГСП с гидроусилителем типа “струйная трубка” рекомендуется располагать сопла относительно заслонки на расстоянии $1d_{c-з} > l > 0,1d_{c-з}$,



Рис. 8. Влияние дополнительной ОС по положению струйной трубки

избегая тем самым обратной связи по положению струйной трубки.

Использование в качестве корректирующего сигнала давления нагрузки в чистом виде делает характеристики следящего привода мягкими, существенно определяющимися величиной позиционной нагрузки, а так-

же зависящими даже от величины контактного трения в уплотнениях гидродвигателя или в опорах нагрузки. Поэтому находит применение схема ЭГСП с коррекцией по динамическому давлению (рис. 9).

Это особенно актуально для больших размеров двигательных установок, когда величина рабочего давления, размеры камеры сгорания, сопла и устройства регулирования критического сечения сопла значительно возрастают. Увеличиваются и нагрузки, действующие на гидропривод, вызванные газодинамическими силами (позиционная нагрузка).

Исследованию обратной связи по производной от перепада давления (обратной связи по динамическому давлению - ОСДД) посвящены работы [4, 7, 8, 12]. Наиболее интересно и полно методика расчета гидромеханического устройства коррекции по динамическому давлению отображена в [8], где рассмотрено воздействие сигнала корректирующей ОС на цилиндрический золотник второго каскада усиления ЭГСП.

Устройство дополнительной обратной связи (рис. 9) содержит гидравлический кон-

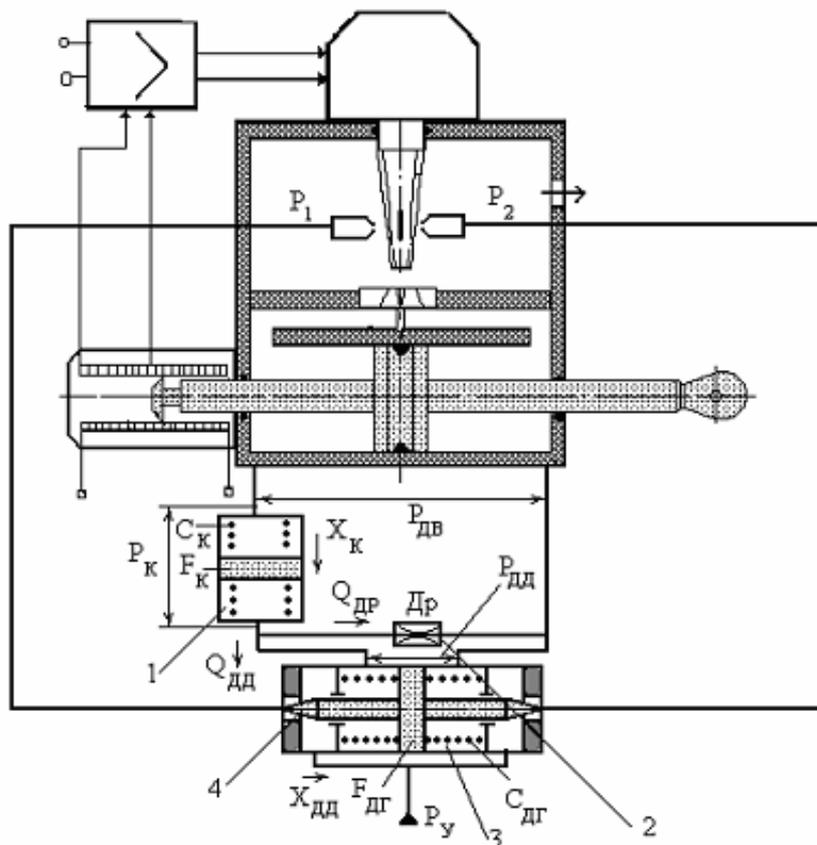


Рис. 9. ЭГСП со струйно-дрессельным регулированием и дополнительной гидромеханической ОС по производной от перепада давлений в полостях гидроцилиндра

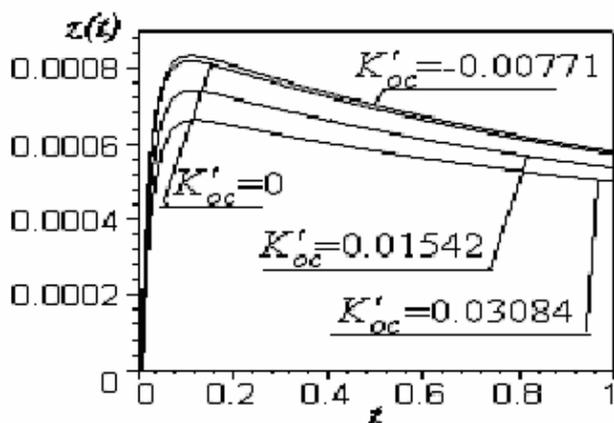


Рис. 10. Перемещение струйной трубки

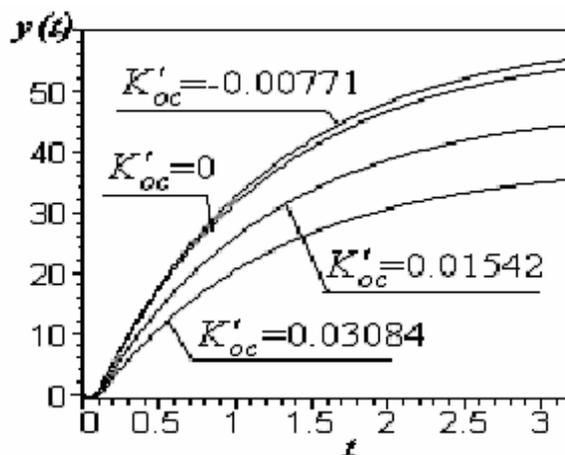


Рис. 11. Зависимость перемещения нагрузки

денсатор 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.

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

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

Влияние величины корректирующего воздействия на переходные процессы струйной гидравлической рулевой машины представлены на рис. 10, 11.

Наиболее эффективным способом коррекции ЭГСП, применяемым в системах управления летательными аппаратами, является комбинированная коррекция (рис. 12), в которой 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 жесткой связи гидродвигателя с нагрузкой, а также увеличение демпфирования на резонансных частотах.

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

Уравнение моментов на оси ЭМП:

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

где $X(t)$ - величина перемещения корректирующего золотника; K_{koc} - коэффициент кор-

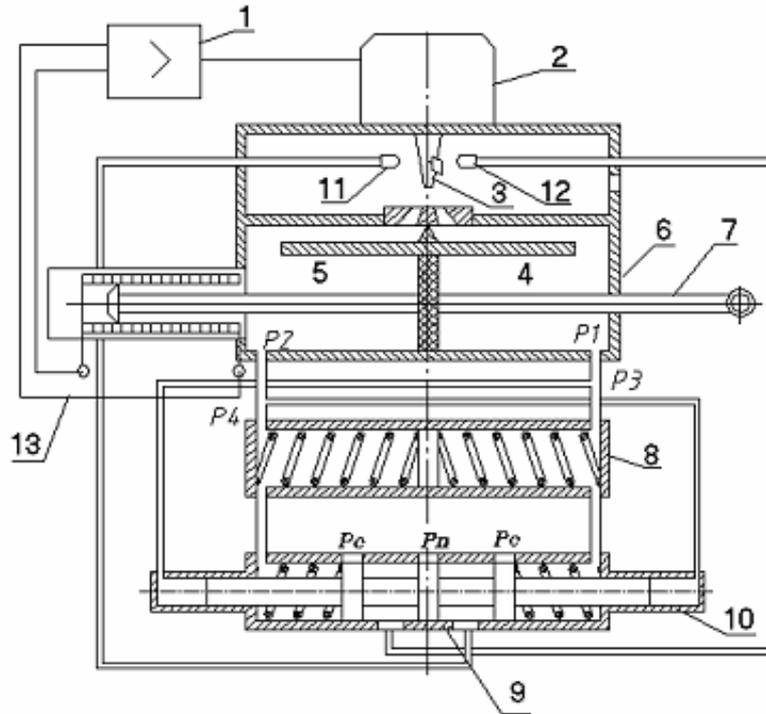


Рис. 12. СГРМ с комбинированной схемой коррекции:

1 - задатчик, 2 - ЭМП, 3 - гидроусилитель, 6 - гидроцилиндр, 4, 5 - полости гидроцилиндра, 7 - шток гидроцилиндра, 8 - гидроконденсатор, 9 - золотник коррекции, 10 - дополнительные поршни золотника коррекции, 11, 12 - сопла обратной связи, 13 - цепь обратной связи

рекции; 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.

Уравнение электрической цепи ЭМП:

$$\begin{cases} U = R \cdot I + L \cdot \frac{da}{dt} + K_{ne} \cdot \frac{da}{dt}; \\ U = K_u \cdot (U_e - K_{oc} \cdot y(t)), \end{cases} \quad (4)$$

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

Уравнение движения поршня:

$$\begin{aligned} M \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} &= A \cdot P_d - R - \\ - C_n \cdot y - b \cdot \frac{dy}{dt} - F_{tr}, \end{aligned} \quad (5)$$

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:

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

Модуль объемной упругости жидкости рассматривается как функция от давления.

Баланс расходов устройства коррекции:

$$Q_{op} = Q_{\kappa} + Q_{dg}. \quad (7)$$

Q_{op} - расход через дроссель,

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

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,

$$Q_{dg} = F_{dg} \frac{dX(t)}{dt}.$$

Здесь F_{dg} – площадь торцовых поверхностей корректирующего золотника; $X(t)$ - величина перемещения корректирующего золотника.

Баланс сил на гидроконденсаторе:

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

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

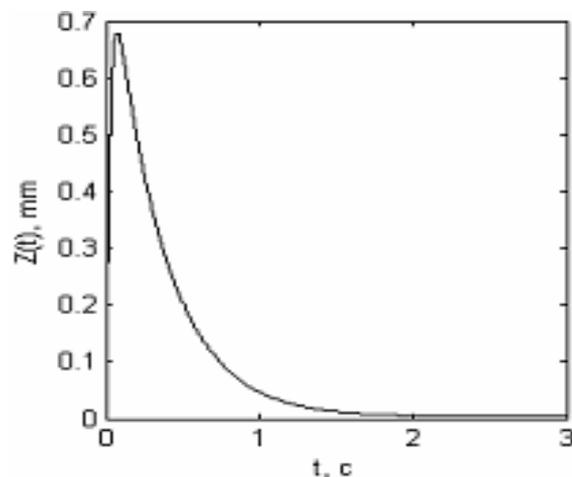


Рис. 13. Перемещение струйной трубки

Баланс сил на корректирующем золотнике:

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

где F_{dg} – площадь торцовых поверхностей корректирующего золотника; C_{dg} – жесткость пружины корректирующего золотника; F_{ddg} – площадь дополнительных торцовых 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:

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

Уравнение баланса расхода через гидроконденсатор:

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

Выбор параметров гидроконденсатора и дополнительного гидроцилиндра произво-

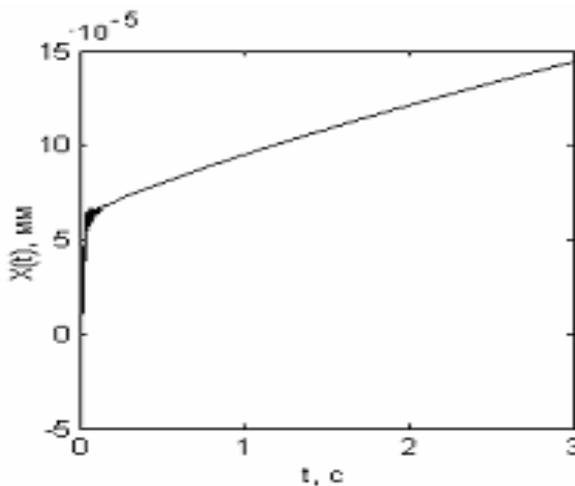


Рис. 14. Перемещение золотника коррекции

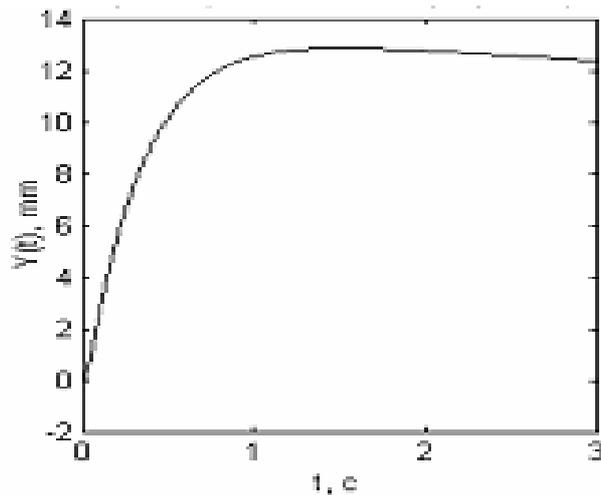


Рис. 15. Перемещение поршня гидроцилиндра

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

$$F_k(DP_d) = C_k \cdot K(t), \quad F_{dg}(DP_d) = C_{dg} \cdot X(t). \quad (13)$$

Переходные процессы скорректированного привода представлены на рис. 13-15.

В заключение отметим, что теоретические исследования различных схемных решений КУ с использованием методов численного моделирования показывают необходимость индивидуальной подстройки параметров корректирующих устройств под конкретные условия эксплуатации и требования технического задания на проектирование.

Библиографический список

1. Башта Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – М.: Машиностроение, 1972. – 320 с.
2. Гидравлические приводы летательных аппаратов./Н. С. Гамынин, В. И. Карев, А. М. Потапов, А. М. Селиванов. – М.: Машиностроение, 1992. – 368 с.
3. Инженерное исследование гидроприводов летательных аппаратов/Д. Н. Попов, С. А. Ермаков, И. Н. Лобода и др. – М.: Машиностроение, 1978. – 142 с.
4. Крамской Э. И. Гидравлические сле-

дящие приводы со струйными усилителями. – Л.: Машиностроение, 1972. – 104 с.

5. Крымов Б. Г. Сравнительный анализ динамики различных типов рулевых приводов. – М.: МАИ, 1983. – 48 с.

6. Льюис Э., Стерн Х. Гидравлические системы управления/Пер. с англ. под ред. И. М. Красова. – М.: Мир, 1966. – 407 с.

7. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. – М.: Машиностроение, 1987. – 464 с.

8. Проектирование следящих гидравлических приводов летательных аппаратов /Баженов А. И., Гамынин Н. С., Кареев В. И. и др. – М.: Машиностроение, 1981. – 312 с.

9. Гамынин Н. С. Гидравлический привод систем управления. – М.: Машиностроение, 1972. – 376 с.

10. Чупраков Ю. И. Гидропривод и средства гидроавтоматики: Учебное пособие для вузов по специальности «Гидропривод и гидропневмоавтоматика». – М.: Машиностроение, 1979. – 232 с.

11. Кириллов Ю. К., Русак А. М., Телицын Ю. С., Феофилактов В. И., Целищев В. А., Шараев В. А. Струйные гидравлические рулевые машины. – Уфа: РНТИК «Баштехинформ» АН РБ, 2002. – 284 с.

12. Проектирование следящих систем. Физические и методические основы./Под общ. ред. Н. А. Лакота. – М.: Машиностроение, 1992. – 352 с.

References

1. Bashta T. M. Hydraulic drive and hydro-pneumoautomatics. Moscow: Machinostroyeniye. 1972 – 320 pp.
2. Aircraft hydraulic drives. / N. S. Gamy-nin, V. I. Karev, A. M. Potapov, A. M. Selivanov. Moscow: Machinostroyeniye 1992 – 368 pp.
3. Engineering analysis of aircraft hydraulic drives / D. N. Popov, S. A. Yermakov, I. N. Loboda et al. – Moscow: Machinostroyeniye, 1978 – 142 pp.
4. Kramskoy E. I. Hydraulic servo drives with fluidic amplifiers. – Leningrad: Machinostroyeniye, 1972 – 104 pp.
5. Krymov B. G. Comparative analysis of dynamics of various types of steering gears. Moscow: Moscow Aviation Institute, 1983 – 48 pp.
6. Lewis E. Stern H. Hydraulic control systems. / Translated from English and edited by I. M. Krassov. – Moscow: Mir, 1966 – 407 pp.
7. Popov D. N. Dynamics and regulation of hydraulic and pneumatic systems. Moscow: Machinostroyeniye, 1987 – 464 pp.
8. Aircraft hydraulic servo drive design / Bazhenov A. I., Gamy-nin N. S., Kareyev V. I. et al. Moscow: Machinostroyeniye, 1981 – 312 pp.
9. Gamy-nin N. S. Hydraulic drive of control systems. – Moscow: Machinostroyeniye, 1972 – 376 pp.
10. Tchuprakov Yu. I. Hydraulic drive and hydroautomatics facilities. Teaching aid for higher educational institutions in the speciality “Hydraulic drive and hydro-pneumoautomatics”. – Moscow: Machinostroyeniye, 1979 – 232 pp.
11. Kirillov Yu. K., Rusak A. M., Telitsyn Yu. S., Feofilaktov V. I., Tselishchev V. A., Sharayev V. A. Fet hydraulic steering machines. – Ufa: “Bashtechinform”, Academy of Science of the Republic of Bashkiria, 2002, – 284 pp.
12. Servo system design. Physical and methodological foundations. / Edited by N. A. Lakota. – Moscow: Machinostroyeniye, 1992 – 352 pp.

PECULIARITIES OF ELECTROHYDRAULIC SERVO DRIVE CORRECTION

© 2009 A. V. Mesropyan

Ufa State Aviation Technical University

The paper deals with some peculiarities of applying hydromechanical correction in electrohydraulic servo hydrodrives. A classification of correction devices on the hydromechanical element basis is given, the influence of additional correction feedback on the performance of the hydraulic drive is shown. A variant of a mathematical model of a servo drive with a combined hydromechanical correction device is presented.

Electrohydraulic servo drive, correction, additional feedback, modeling.

Информация об авторе

Месропян Арсен Владимирович, доцент кафедры прикладной гидромеханики, кандидат технических наук, ГОУ ВПО «Уфимский государственный авиационный технический университет»; e-mail: avm_74@mail.ru. Область научных интересов: моделирование быстродействующих авиационных гидроприводов, идентификация, гидромеханическая и электронная коррекция характеристик приводов.

Mesropyan Arsen Vladimirovitch, associate professor of the department of applied hydromechanics, Ufa State Aviation Technical University, candidate of technical science, associate professor, e-mail: avm_74@mail.ru. Area of research: modeling fast aviation hydrodrives, identification, hydromechanical and electronic correction of drive characteristics.