

Л и т е р а т у р а

1. М а л и о в а н о в М.В. Об упрощении динамической модели пневматического пружинного редуктора давления.-В сб.: Пневматические приводы и системы управления.-М.:Наука, 1971, с.90-93.
2. А н и с и м к и н Ю.С., К в а с о в В.М. и др. Анализ устойчивости газового регулятора давления, работающего в условиях высоких температур в широком диапазоне расходов.-Известия вузов. Сер. Авиационная техника, 1976, № I, с.125-129.
3. В о р о н о в А.А. Теория автоматического управления. Ч.1.-М.:Высшая школа, 1977.-105 с.

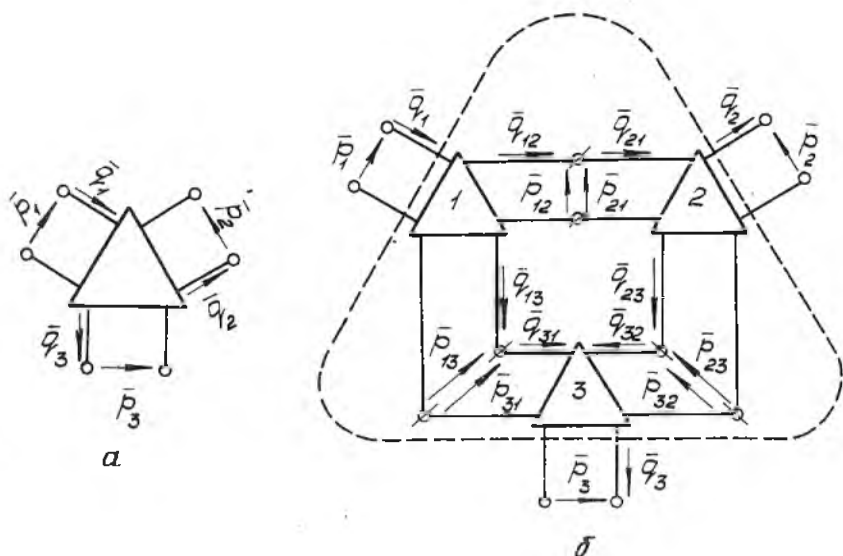
УДК 621.452:681.521.34

А.Г.Гимадиев, Е.В.Шахматов

ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ ХАРАКТЕРИСТИК КОРРЕКТИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИХ УСТОЙЧИВОСТЬ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ

Колебания жидкости, обусловленные неустойчивой работой гидравлических регуляторов, в значительной степени снижают надежность систем управления. Для повышения устойчивости гидравлических систем управления в последние годы начали применять специальные корректирующие устройства - гасители колебаний [1,2]. Однако отсутствие общих методов определения характеристик корректирующих устройств, обеспечивающих устойчивость гидромеханических цепей, сдерживает широкое их применение. Авторами разработан метод определения характеристик корректирующих устройств с использованием теории многополосников и критериев устойчивости.

Анализ гидравлических систем управления [3] показал, что в них можно выделить три характерные цепи: высокого давления, управления (командного давления), слива. Практически любой агрегат системы управления связан со всеми тремя указанными цепями, поэтому в общем случае регуляторы представляются в виде шестиполосников (рис.1,а) [4]. Сложные агрегаты, состоящие из связанных узлов, можно представить в виде соединения шестиполосников



Р и с. 1. Упрощенная схема регулятора (а) и схема регулятора, состоящего из связанных узлов (б)

(рис. 1, б). Используя линеаризованные математические модели процессов в агрегатах — шестиполосниках, можно описать их уравнениями, представленными в матричной форме

$$\begin{vmatrix} Y_{11}(s) & Y_{12}(s) & Y_{13}(s) \\ Y_{21}(s) & Y_{22}(s) & Y_{23}(s) \\ Y_{31}(s) & Y_{32}(s) & Y_{33}(s) \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \tilde{p}_1 \\ \tilde{p}_2 \\ \tilde{p}_3 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \tilde{q}_1 \\ -\tilde{q}_2 \\ -\tilde{q}_3 \end{vmatrix}, \quad (1)$$

где \tilde{p}_i , \tilde{q}_i — изображения по Лапласу относительных давления и объемного расхода в местах подсоединения к агрегату цепей высокого давления ($i = 1$), командного давления ($i = 2$) и слива ($i = 3$); $Y_{mn}(s)$ — коэффициенты матрицы шестиполосника, зависящие от геометрических, режимных параметров ($m = 1, 2, 3$; $n = 1, 2, 3$); S — оператор Лапласа.

Для соединения шестиполосников (рис. I, б) коэффициенты $Y_{mn}(s)$ определяются через соответствующие коэффициенты составляющих шестиполосников.

Предполагая, что присоединенные к агрегату характерные цепи динамически не связаны друг с другом, можно записать следующие граничные условия

$$\tilde{q}_1 = -\frac{1}{Z_1(s)} \tilde{p}_1; \quad \tilde{q}_2 = \frac{1}{Z_2(s)} \tilde{p}_2; \quad \tilde{q}_3 = \frac{1}{Z_3(s)} \tilde{p}_3, \quad (2)$$

где $Z_1(s)$, $Z_2(s)$, $Z_3(s)$ - относительные входные импедансы соответственно цепей высокого давления, командного давления и слива, выраженные в операторной форме.

Для исследования устойчивости гидромеханической цепи из совместного решения уравнений (1) и (2) определяется характеристический определитель

$$\begin{vmatrix} Y_{11}(s) + \frac{1}{Z_1(s)} & Y_{12}(s) & Y_{13}(s) \\ Y_{21}(s) & Y_{22}(s) + \frac{1}{Z_2(s)} & Y_{23}(s) \\ Y_{31}(s) & Y_{32}(s) & Y_{33}(s) + \frac{1}{Z_3(s)} \end{vmatrix} = 0. \quad (3)$$

Раскрывая определитель (3) с подстановкой $s = j\bar{\omega}$, легко получить выражения для входных импедансов подсоединенных цепей, соответствующих границе устойчивости системы

$$Z_1(j\bar{\omega}) = \left\{ \frac{Y_{21} [Y_{12} (Y_{33} + \frac{1}{Z_3}) - Y_{13} Y_{32}] + Y_{31} [Y_{13} (Y_{22} + \frac{1}{Z_2}) - Y_{12} Y_{23}] - Y_{11}}{(Y_{22} + \frac{1}{Z_2})(Y_{33} + \frac{1}{Z_3}) - Y_{23} Y_{32}} - Y_{11} \right\}^{-1}, \quad (4)$$

$$Z_2(j\bar{\omega}) = \left\{ \frac{Y_{12} [Y_{23} (Y_{33} + \frac{1}{Z_3}) - Y_{31} Y_{23}] + Y_{32} [Y_{23} (Y_{11} + \frac{1}{Z_1}) - Y_{13} Y_{21}] - Y_{22}}{(Y_{11} + \frac{1}{Z_1})(Y_{33} + \frac{1}{Z_3}) - Y_{23} Y_{32}} - Y_{22} \right\}^{-1}, \quad (5)$$

$$Z_3(j\bar{\omega}) = \left\{ \frac{Y_{23} [Y_{32} (Y_{11} + \frac{1}{Z_1}) - Y_{12} Y_{31}] + Y_{13} [Y_{31} (Y_{22} + \frac{1}{Z_2}) - Y_{21} Y_{32}] - Y_{33}}{(Y_{11} + \frac{1}{Z_1})(Y_{22} + \frac{1}{Z_2}) - Y_{12} Y_{21}} - Y_{33} \right\}^{-1}, \quad (6)$$

где Y_{mn} - относительные коэффициенты матрицы шестиполосника, выраженные в частотной форме; $\bar{\omega}$ - относительная частота коле-

баний; Z_1, Z_2, Z_3 - относительные входные импедансы реальных присоединенных гидравлических цепей: высокого и командного давлений, слива.

Выражения (4), (5) и (6) позволяют построить границы устойчивости системы в плоскости входных импедансов $Z_i(j\omega)$ любой из присоединенных к регулятору гидравлических цепей при заданных (реальных) импедансах по двум другим цепям и определить область характеристик $Z_i(j\omega)$, в которой система будет устойчива.

Для оценки устойчивости гидромеханической цепи по взаимному расположению амплитудно-фазовых характеристик граничной и реальной нагрузок представим всю цепь в виде соединения двух участков в i -м сечении рассматриваемой гидравлической цепи с регулятором. Для этого сечения в соответствии с уравнениями неразрывности и баланса давлений справедливы выражения

$$\tilde{p}_i' = \tilde{p}_i; \quad \tilde{q}_i' = \tilde{q}_i, \quad (7)$$

где $\tilde{p}_i', \tilde{q}_i'$ - изображения по Лапласу относительных давления и объемного расхода со стороны входного участка; \tilde{p}_i, \tilde{q}_i - изображения по Лапласу относительных давления и расхода со стороны выходного участка (нагрузки), $i = 1, 2, 3$.

Граничные условия, соответственно, для входного и выходного участков имеют вид

$$\tilde{p}_i' = -Z_i'(s)\tilde{q}_i'; \quad \tilde{p}_i = Z_i(s)\tilde{q}_i, \quad (8)$$

где $Z_i'(s), Z_i(s)$ - входные импедансы входного и выходного участков системы, выраженные в операторной форме. Из совместного решения уравнений (7) и (8) определяется характеристическое уравнение замкнутой системы

$$Z_i'(s) + Z_i(s) = 0. \quad (9)$$

Уравнение (9) представляет собой частный случай выражений (4), (5), (6).

Построив структурную схему, можно показать, что отношение $Z_i'(s)/Z_i(s)$ является передаточной функцией гидромеханической цепи в разомкнутом состоянии

$$Wp(s) = \frac{Z_i'(s)}{Z_i(s)} = \frac{K(s)}{D(s)}, \quad (10)$$

где $K(s) = b_p s^m + b_1 s^{m-1} + \dots + b_m$ - оператор возмущения; $D(s) = a_0 s^n + a_1 s^{n-1} + \dots + a_n$ - собственный оператор.

В дальнейшем предполагается $n \geq m$, что выполняется для большинства систем. При известной $W_p(s)$ для оценки устойчивости замкнутой системы можно воспользоваться частотным критерием устойчивости Найквиста [5]. Для определения характеристик выходного участка, при которых система устойчива, сравнивается его амплитудно-фазовая характеристика (АФХ), соответствующая границе устойчивости

$$Z_i^0(j\bar{\omega}) = -Z_i^1(j\bar{\omega}) \quad (II)$$

с АФХ реального выходного участка $Z_i(j\bar{\omega})$. Тогда на основании равенств (I0) и (II) можно записать

$$W_p(j\bar{\omega}) = -\frac{Z_i^0(j\bar{\omega})}{Z_i(j\bar{\omega})}$$

или

$$|W_p(j\bar{\omega})| = \frac{|Z_i^0(j\bar{\omega})|}{|Z_i(j\bar{\omega})|},$$

$$azg W_p(j\bar{\omega}) = \pi + azg Z_i^0(j\bar{\omega}) - azg Z_i(j\bar{\omega}). \quad (I2)$$

В соответствии с критерием Найквиста вначале оценивается устойчивость системы в разомкнутом состоянии и, если она неустойчива, определяется число корней характеристического уравнения разомкнутой системы ($D(s) = 0$) с положительной вещественной частью.

Для устойчивости замкнутой системы, когда она в разомкнутом состоянии устойчива, необходимо и достаточно, чтобы при увеличении частоты колебаний $\bar{\omega}$ от 0 до ∞ и условию

$$\frac{|Z_i^0(j\bar{\omega})|}{|Z_i(j\bar{\omega})|} > 1 \quad (I3)$$

число положительных и отрицательных пересечений кривых $azg Z_i^0(j\bar{\omega})$ и $azg Z_i(j\bar{\omega})$ на фазовой характеристике было одинаковым. За положительное принимается такое пересечение, когда при увеличении $\bar{\omega}$ кривая $azg Z_i(j\bar{\omega})$ пересекает кривую $azg Z_i^0(j\bar{\omega})$ сверху вниз. Если условие (I3) не выполняется во всем диапазоне частот, то замкнутая система устойчива и нет необходимости в анализе фазовых характеристик.

Для устойчивости замкнутой цепи, когда она в разомкнутом состоянии неустойчива и содержит K корней характеристического уравнения с положительной вещественной частью, необходимо и достаточно, чтобы при увеличении частоты $\bar{\omega}$ от 0 до ∞ и выполненными условия (13) число положительных пересечений кривых $\text{arg } Z_i^0(j\bar{\omega})$ и $\text{arg } Z_i(j\bar{\omega})$ было больше числа отрицательных пересечений на $K/2$.

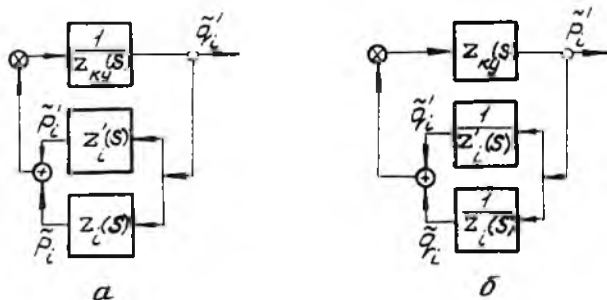
Таким образом можно определить область характеристик присоединяемых гидравлических цепей, при которых система будет устойчива. В тех случаях, когда присоединяемая цепь задана и с этой цепью система неустойчива, необходимо применять корректирующее устройство (КУ).

Рассмотрим выбор характеристик КУ, устанавливаемого в месте соединения гидравлической цепи с агрегатом. КУ может быть установлено в гидравлическую цепь последовательно или параллельно. Рассматривая модель КУ в сосредоточенных параметрах и предполагая, что в последовательно установленном КУ отсутствуют емкостные элементы, можно записать следующую систему уравнений

$$\tilde{q}'_i = \frac{1}{Z_{KY}(s)} (\tilde{p}'_i - \tilde{p}_i); \quad \tilde{p}'_i = -Z'_i(s)\tilde{q}'_i; \quad \tilde{p}_i = Z_i(s)\tilde{q}_i; \quad \tilde{q}'_i = \tilde{q}_i$$

и составить соответствующую структурную схему (рис. 2, а), где $Z_{KY}(s)$ - импеданс КУ, выраженный в операторной форме. Тогда передаточная функция разомкнутой системы имеет вид

$$W_p(s) = \frac{Z'_i(s) + Z_i(s)}{Z_{KY}(s)} \quad (14)$$



Р и с. 2. Структурные схемы последовательного (а) и параллельного (б) соединений корректирующего устройства в гидравлической цепи

Характеристический полином замкнутой системы на основании равенства (14) определяется соотношением

$$Z_{кУ}(s) + Z_i'(s) + Z_i(s) = 0. \quad (15)$$

Граница D - разбивания плоскости импеданса КУ строится по зависимости (15) с подстановкой $s = j\bar{\omega}$ и выделением $Z_{кУ}^0(j\bar{\omega})$

$$Z_{кУ}^0(j\bar{\omega}) = - [Z_i'(j\bar{\omega}) + Z_i(j\bar{\omega})].$$

Проверкой условий устойчивости определяется область характеристик КУ, в которой система устойчива. Если реализовать КУ с характеристиками, полностью расположенными в выделенной области устойчивости на плоскости $Z_{кУ}(j\bar{\omega})$, то система устойчива. Может оказаться так, что характеристика реализуемого КУ пересекается с кривой D - разбивания, тогда необходим дополнительный анализ устойчивости системы. Для этого следует воспользоваться критерием устойчивости Найквиста, как было показано при оценке влияния характеристик присоединенных цепей на устойчивость системы. В данном случае анализируется частотная характеристика разомкнутой системы

$$W_p(j\bar{\omega}) = - \frac{Z_{кУ}^0(j\bar{\omega})}{Z_{кУ}(j\bar{\omega})}$$

или

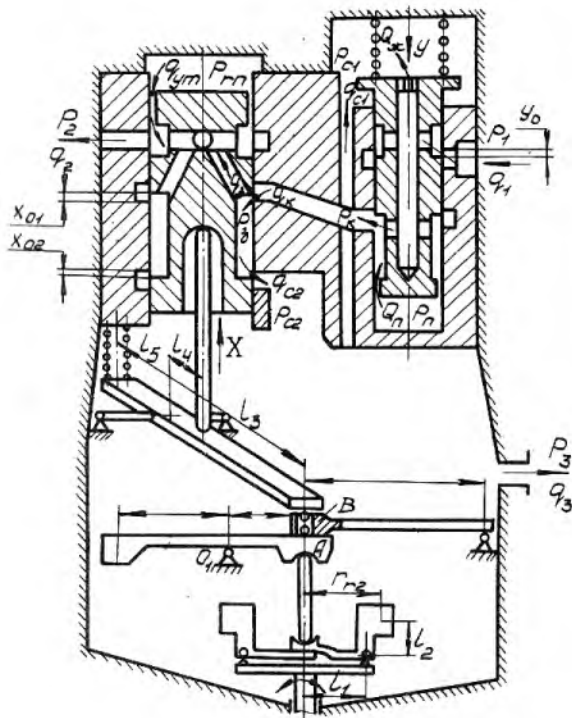
$$|W_p(j\bar{\omega})| = \frac{|Z_{кУ}^0(j\bar{\omega})|}{|Z_{кУ}(j\bar{\omega})|}, \quad \text{arg } W_p(j\bar{\omega}) = \pi + \text{arg } Z_{кУ}^0(j\bar{\omega}) - \text{arg } Z_{кУ}(j\bar{\omega})$$

При параллельном соединении КУ (рис.2,б) граница D - разбивания на плоскости $Z_{кУ}(j\bar{\omega})$ строится в соответствии с зависимостью

$$Z_{кУ}^0(j\bar{\omega}) = - \frac{Z_i'(j\bar{\omega}) Z_i(j\bar{\omega})}{Z_i'(j\bar{\omega}) + Z_i(j\bar{\omega})}.$$

В остальном выбор характеристик параллельного КУ аналогичен выбору характеристик последовательного КУ.

В качестве примера рассмотрим анализ влияния характеристик гидравлических цепей на устойчивость гидромеханической системы с датчиком приведенной частоты вращения (ДПЧВ) авиационного ГТД (рис.3). Расчетная схема агрегата представлена как соединение трех элементов-шести полюсников: клапана постоянного давления,



Р и с. 3. Расчетная схема датчика приведенной частоты вращения, представленного в виде соединения трех шестиполосников

командного золотника и полости слива. Математическая модель ДПЧВ и данные для расчета устойчивости системы приведены в работе [6]. Исследуем влияние характеристик гидравлической цепи командного давления на устойчивость системы при различных характеристиках профиля высокого давления и слива:

а) $Z_1(j\bar{\omega}) = 0$, $Z_3(j\bar{\omega}) = 0$, что соответствует подсоединению к агрегату больших емкостей;

б) $Z_1(j\bar{\omega}) = j(L_1\bar{\omega} - \frac{C_1}{\bar{\omega}})$, $Z_3(j\bar{\omega}) = j(L_3\bar{\omega} - \frac{C_3}{\bar{\omega}})$, что соответствует входным импедансам, близким к реальным нагрузкам в виде трубопроводов с полостью на конце, где L_1 , L_3 -

относительные акустические индуктивности трубопроводов; C_1 , C_3 - относительные акустические емкости концевых полостей.

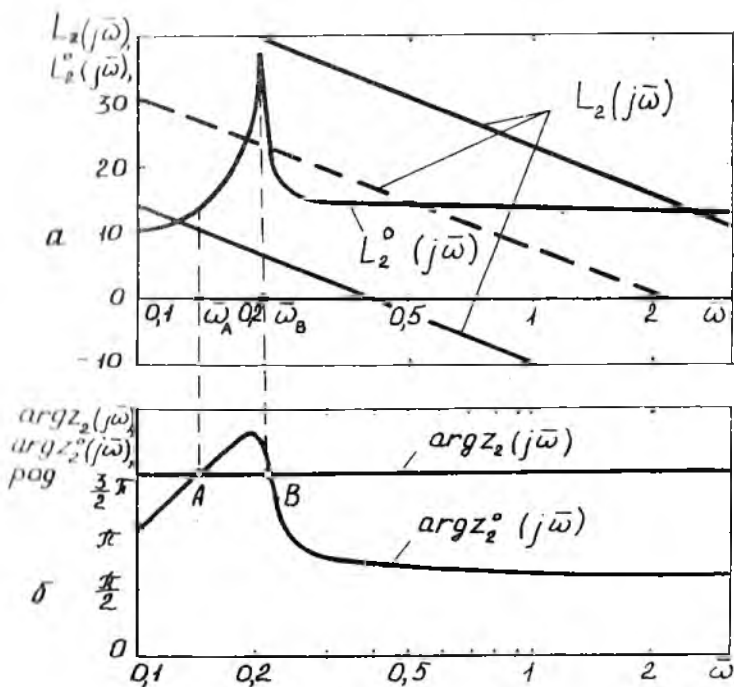
Результаты расчетов показали, что при нулевых граничных условиях со стороны гидравлической цепи слива и высокого давления система с ДПЧВ устойчива с любой пассивной нагрузкой по цепи командного давления, так как область неустойчивой работы на плоскости $Z_2(j\bar{\omega})$ расположена слева от мнимой оси. При вторых граничных условиях $Z_1(j\bar{\omega})$ и $Z_3(j\bar{\omega})$ граница устойчивости системы заходит и в правую полуплоскость $Z_2(j\bar{\omega})$.

Анализ характеристик разомкнутой системы с пассивной нагрузкой $Z_2(j\bar{\omega})$ показал, что она устойчива. Тогда на плоскости $Z_2(j\bar{\omega})$ можно указать характеристики подсоединяемой цепи командного давления, при которых система устойчива. Например, если подсоединяется емкостная нагрузка, то можно определить из анализа взаимного расположения кривых $|Z_2^0(j\bar{\omega})|$ и $|Z_2(j\bar{\omega})|$, $arg Z_2^0(j\bar{\omega})$ и $arg Z_2(j\bar{\omega})$ величины емкостей, при которых система устойчива. Сплошные прямые $L_2(j\bar{\omega}) = 20 \lg |Z_2(j\bar{\omega})|$ на логарифмических амплитудных характеристиках (рис. 4) соответствуют устойчивой системе, а пунктирная - неустойчивой.

Имея в виду, что $Z_2(j\bar{\omega}) = -j \frac{1}{C_2 \bar{\omega}}$, из графиков на рис. 4 можно определить диапазоны изменения величин емкости: $C_2 > 1/\bar{\omega}_B |Z_{20}(j\bar{\omega}_B)|$ и $C_2 < 1/\bar{\omega}_A |Z_{20}(j\bar{\omega}_A)|$, в которых система устойчива. При других значениях C_2 система неустойчива.

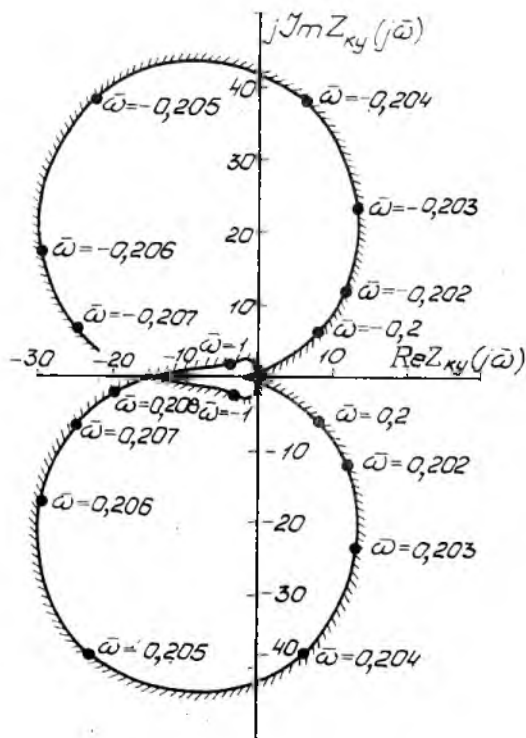
Пусть, например, реальная емкостная нагрузка такова, что система оказалась неустойчивой и требуется определить характеристики КУ, обеспечивающего устойчивость системы. Рассмотрим последовательное включение КУ. С использованием уравнения (14) построены границы устойчивости системы в плоскости АФХ КУ $Z_{КУ}^0(j\bar{\omega})$ (рис. 5). Анализ устойчивости системы с характеристикой КУ, взятой из области возможной устойчивости, показал, что система устойчива. Если реализовать КУ, АФХ которого полностью лежит в заштрихованной области, то система с таким КУ будет устойчива. Установка простейшего КУ в виде дросселирующего элемента (в соответствии с рис. 5) обеспечивает устойчивость системы с ДПЧВ, что подтверждается экспериментальными исследованиями.

Таким образом, разработанная методика позволяет анализировать влияние присоединенных к регуляторам гидравлических цепей высокого, командного давлений и слива на устойчивость гидромеха-



Р и с. 4. Логарифмические амплитудно-частотные и фазочастотные характеристики по входному импедансу гидравлической цепи командного давления, соответствующие границе устойчивости системы $L_2^0(j\bar{\omega})$, $\arg z_2^0(j\bar{\omega})$ (а) и реальной емкостной цепи $L_2(j\bar{\omega})$, $\arg z_2(j\bar{\omega})$ (б)

нических систем управления, а также, при необходимости, определить характеристики КУ, обеспечивающих устойчивость систем.



Р и с. 5. Области реализации характеристик корректирующих устройств, обеспечивающих устойчивость гидромеханической цепи

Л и т е р а т у р а

1. Ш о р и н В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах.-М.:Машиностроение, 1980.- 156 с.
2. К о р о б о ч к и н Б.Л. Динамика гидравлических систем станков.-М.:Машиностроение, 1976. - 240 с.
3. Ш е в я к о в А.А. Автоматика авиационных и ракетных силовых установок.-М.:Машиностроение, 1970.- 660 с.
4. Г л и к м а н В.Ф. Нестационарные течения в пневмогидравлических цепях.-М.:Машиностроение, 1979.- 256 с.

Б. Б е с е к е р с к и й В.А., П о п о в В.П. Теория систем автоматического регулирования. - М.:Наука, 1972.- 706 с.

Б. Ш а х м а т о в Е.В. К исследованию пульсационного воздействия в магистралях гидравлической системы управления механической сопла и компрессора ГТД. - В сб.: Труды I НТК молодых ученых и специалистов КуАИ.-Жуйбышев, 1981, с.130-142. Док. ВИНТИ " 1210-81.

УДК 629.7.036

В.Е.Годлевский, В.Е.Нигодок, Л.Я.Шумихина

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДОЗИРУЮЩЕЙ СИСТЕМЫ НА ГРАНИЦЫ УСТОЙЧИВОСТИ МАЛОРАЗМЕРНЫХ ГАЗОГЕНЕРАТОРОВ

Малоразмерные газогенераторы на жидком топливе имеют ряд особенностей в организации рабочего процесса, обусловленных, в частности, необходимостью дозирования малых расходов компонентов и, как следствие, необходимостью применения в дозирующих системах (ДС) сложных устройств, например, капиллярных трубок значительной относительной длины. Особенность дозирования топлива в этих газогенераторах определяется ламинарным характером течения в трактах ДС, что приводит к зависимости коэффициента ее гидравлического сопротивления (ξ_{DC}) от числа Рейнольдса, характеризуемой функцией чувствительности $\alpha_{\xi Re} = \partial \ln \xi_{DC} / \partial \ln Re$, а также наличием постоянной времени ДС.

Обеспечение малых расходов топлива связано либо с применением малых проходных сечений дозирующих элементов, что, однако, имеет технологические ограничения, либо с необходимостью уменьшать перепад давления на ДС, что может привести к неустойчивости статических параметров и изменению динамических характеристик газогенератора, а также к появлению низкочастотной неустойчивости рабочего процесса. Границы устойчивой работы газогенератора при передаточной функции ДС как идеального усилительного (биперационного) звена приведены в [1,2].

Влияние реальных параметров дозирующей системы, характерных для малоразмерных газогенераторов, на низкочастотную неустойчивость рабочего процесса рассмотрено ниже.