

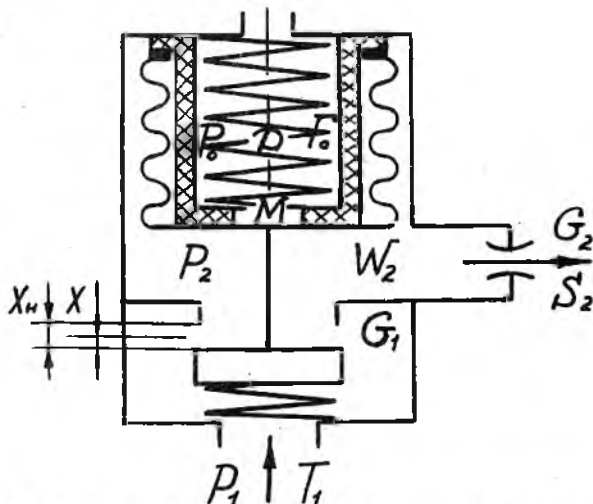
УСТОЙЧИВОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ И СИСТЕМ

УДК 621.532.1-503.4

Ю.С.Анисимкин, В.В.Чибизов

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ НА ТРЕБУЕМОЕ ДЕМПФИРОВАНИЕ РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ

Для обеспечения устойчивости регуляторов давления в пневмо-гидравлических системах двигателей и летательных аппаратов, заданного качества процесса регулирования и ресурса, минимального веса и габаритов, необходимо при проектировании, изготовлении и доводке осуществлять определенное демпфирование их подвижных элементов. Величину потребного демпфирования подвижных элементов регулятора для заданных условий эксплуатации можно определить, если рассмотреть упрощенную динамическую модель регулятора в виде [1], [2] (рис.1).



Р и с. 1. Расчетная схема регулятора давления

$$\begin{aligned} \frac{dp_2}{dt} &= \frac{KRT_2}{W_2} (G_1 - G_2 - \frac{p_2}{RT_2} F_2 \frac{dx}{dt}); \\ M \frac{d^2x}{dt^2} + D \frac{dx}{dt} + Jx &= p_1 f + p_2 F_2 - p_0 F_0 - R_n; \\ G_1 &= \mu_1 [S_H - S_1(x)] \frac{p_1}{\sqrt{T_1}} \sqrt{\frac{gK}{R}} \left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{K+1}{K-1}}; \\ G_2 &= \mu_2 S_2 \frac{p_2}{\sqrt{T_2}} \sqrt{\frac{gK}{R}} \left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{K+1}{K-1}}, \end{aligned} \quad (1)$$

где G_1 , p_1 , T_1 - расход, абсолютное давление и температура газа на входе в регулятор; G_2 , p_2 , T_2 - расход, абсолютное давление и температура газа в полости регулятора и объекта регулирования; S_H , $S_1(x)$, S_2 - площадь начального и дросселирующего сечения регулятора и объекта регулирования; W_2 - объем полости регулятора и объекта регулирования; μ_1 , μ_2 - коэффициенты расхода в дросселирующих сечениях регулятора и объекта регулирования; M - приведенная масса подвижных элементов регулятора; D - коэффициент демпфирования, эквивалентный вязкому трению; J - жесткость упругих элементов; F_0 , F_2 , f - эффективная площадь сильфона, чувствительного элемента и клапана; R , K - газовая постоянная и показатель адиабаты; g - ускорение силы тяжести; R_n - усилие затяжки пружины при $x = 0$; x_H , x - координата начальная и текущая перемещения регулирующего органа регулятора.

При этом приняты следующие допущения.

В дросселирующих сечениях регулятора и объекта регулирования срывает сверхкритический перепад давления; процесс течения газа в полости чувствительного элемента изотермический; коэффициент расхода не зависит от параметров дросселирующего сечения и высоты подъема регулирующего органа регулятора; сила демпфирования эквивалентна силе вязкого трения и линейно зависит от скорости; силы сухого трения отсутствуют.

Линеаризуем исходную систему уравнений (1), принимая за базисные значения переменных их величину в установившемся режиме; получим систему уравнений в относительных координатах и операторном виде при нулевых начальных условиях

$$\begin{aligned} C_{10} p \varphi &= C_{11} \varphi + C_{12} p x + C_{13} x; \\ C_{20} p^2 x &= C_{21} \varphi + C_{22} p x + C_{23} x, \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned}
 \text{где } C_{10} &= \frac{W_{20} P_{20} \sqrt{T_{10}}}{\mu_1 [S_H - S_{10}(x_0)] \rho_{10} K_0} & C_{11} &= -K R T_{10}; \\
 C_{12} &= -\frac{K P_{20} F_{20} x_0 \sqrt{T_{10}}}{\mu_1 [S_H - S_{10}(x_0)] \rho_{10} K_0}; & C_{13} &= -\frac{K R T_{10} \pi d_0 x_0}{S_H - S_{10}(x_0)}; \\
 C_{20} &= \frac{M x_0}{F_{20} P_{20}}; & C_{21} &= 1; \\
 C_{22} &= -\frac{D x_0}{F_{20} P_{20}}; & C_{23} &= -\frac{J(\rho_{10} + P_{20}) x_0}{F_{20} P_{20}}; \\
 K_0 &= \sqrt{\frac{g K}{R} \left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{K+1}{K-1}}}; & y &= \frac{\Delta p_2}{P_{20}}; & x &= \frac{\Delta x}{x_0}; & p &= \frac{d}{dt}.
 \end{aligned} \tag{3}$$

Освобождаясь в уравнениях (2) от промежуточной переменной X , получим характеристическое уравнение системы в виде

$$A_3 p^3 + A_2 p^2 + A_1 p + A_0 = 0, \tag{4}$$

где $A_3 = C_{20} C_{10}$; $A_2 = -C_{22} C_{10} - C_{20} C_{11}$;

$$A_1 = C_{22} C_{11} - C_{23} C_{10} - C_{21} C_{12};$$

$$A_0 = C_{23} C_{11} - C_{21} C_{13}.$$

Условие устойчивости системы, описываемой характеристическим уравнением (4), по критерию Гурвица [3] имеет вид

$$\begin{aligned}
 A_3 > 0; & A_2 > 0; & A_1 > 0; & A_0 > 0; \\
 A_1 A_2 - A_0 A_3 > 0.
 \end{aligned} \tag{5}$$

Преобразуем неравенство в условиях (5)

$$C_{22}^2 (-C_{10} C_{11}) + C_{22} (A_1^* C_{10} - A_2^* C_{11}) + A_1^* A_2^* - A_0 A_3 > 0, \tag{6}$$

где $A_2^* = C_{20} C_{11}$; $A_1^* = C_{23} C_{10} + C_{21} C_{12}$.

Из условия (6) определяем выражение для относительной величины требуемого демпфирования регулятора

$$|C_{22}| > \frac{-(A_1^* C_{10} - A_2^* C_{11}) - \sqrt{(A_1^* C_{10} - A_2^* C_{11})^2 - 4(A_1^* A_2^* - A_0 A_3)(-C_{10} C_{11})}}{2(-C_{10} C_{11})}. \tag{7}$$

Эквивалентный коэффициент демпфирования подвижных элементов регулятора определяется из выражения (7) с учетом (3) в виде

$$|D| > \frac{F_{20} P_{20}}{\chi_0} C_{22} \quad (8)$$

Из выражений (3) - (8) видно, что эквивалентный коэффициент демпфирования регулятора зависит от конструктивных и эксплуатационных параметров системы регулирования.

Используя данное выражение (8) для границы устойчивости и значения параметров серийного регулятора, $M = 0,126$ кг; $F_2 = 12,2 \cdot 10^{-4}$ м²; $F_0 = 12,25 \cdot 10^{-4}$ м²; $f = 0,38 \cdot 10^{-4}$ м²; $d_c = 7 \cdot 10^{-3}$ м; $J = 80 \cdot 10^3$ Н/м; $\mu = 0,7$; $K = 1,4$ на ЭВМ ЕС-1030 были рассчитаны характеристики требуемого демпфирования регулятора (рис.2) для заданного диапазона изменения его эксплуатационных параметров.

На основании анализа данных характеристик можно сделать следующие выводы.

Изменение расхода рабочей среды от $1 \cdot 10^{-4}$ до $10 \cdot 10^{-4}$ кг/с практически не влияет на требуемое демпфирование регулятора.

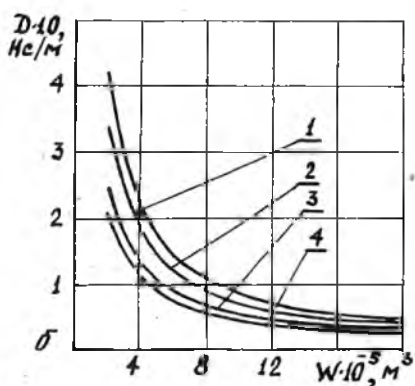
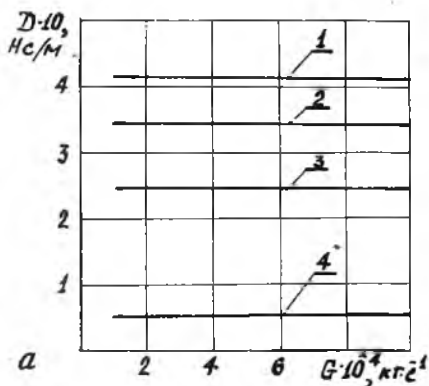
Увеличение давления рабочей среды на входе в регулятор от 0,5 до 1,3 МПа приводит к увеличению эквивалентного коэффициента демпфирования регулятора от 24,6 до 34,5 Нс/м.

Увеличение температуры рабочей среды на входе в регулятор от 213 до 423 К приводит к увеличению эквивалентного коэффициента демпфирования от 20,9 до 29,5 Нс/м.

Увеличение объема полости чувствительного элемента регулятора и объекта регулирования от $2 \cdot 10^{-5}$ до $20 \cdot 10^{-5}$ м³ приводит к уменьшению эквивалентного коэффициента демпфирования от 24,6 до 2,6 Нс/м. Следует отметить, что дальнейшее увеличение объема объекта регулирования приводит к незначительному изменению эквивалентного коэффициента демпфирования.

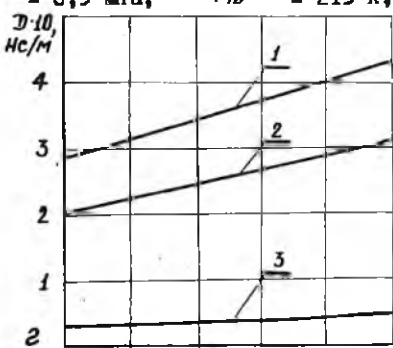
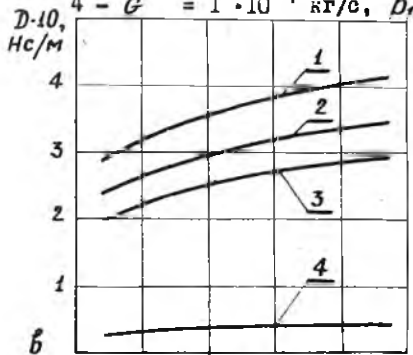
Следовательно, устойчивая работа серийного регулятора давления может быть обеспечена во всем диапазоне эксплуатационных параметров системы, если в его конструкции реализовать демпфирование подвижных элементов с эквивалентным коэффициентом $D > 42$ Нс/м.

Экспериментальная проверка серийного регулятора давления с указанными выше параметрами и технической реализацией заданного эквивалентного коэффициента демпфирования в конструкции сетчатого демфера [4] показала устойчивую его работу во всем диапазоне изменения эксплуатационных параметров системы.



Р и с. 2. Влияние эксплуатационных параметров системы регулирования на потребное демпфирование регулятора давления

- а) 1 - $W_{20} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$, $T_{10} = 423 \text{ К}$, $p_{10} = 1,3 \text{ МПа}$,
 2 - $W_{20} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$, $T_{10} = 293 \text{ К}$, $p_{10} = 1,3 \text{ МПа}$,
 3 - $W_{20} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$, $T_{10} = 293 \text{ К}$, $p_{10} = 0,5 \text{ МПа}$,
 4 - $W_{20} = 20 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$, $T_{10} = 293 \text{ К}$, $p_{10} = 0,5 \text{ МПа}$;
- б) 1 - $G = 1 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с}$, $p_{10} = 1,3 \text{ МПа}$, $T_{10} = 423 \text{ К}$,
 2 - $G = 1 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с}$, $p_{10} = 1,3 \text{ МПа}$, $T_{10} = 293 \text{ К}$,
 3 - $G = 1 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с}$, $p_{10} = 0,5 \text{ МПа}$, $T_{10} = 293 \text{ К}$,
 4 - $G = 1 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с}$, $p_{10} = 0,5 \text{ МПа}$, $T_{10} = 213 \text{ К}$;



- в) 1 - $G = 1 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с}$, $W_{20} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$, $T_{10} = 423 \text{ К}$,
 2 - $G = 1 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с}$, $W_{20} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$, $T_{10} = 293 \text{ К}$,
 3 - $G = 1 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с}$, $W_{20} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$, $T_{10} = 213 \text{ К}$,
 4 - $G = 1 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с}$, $W_{20} = 20 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$, $T_{10} = 423 \text{ К}$;
- г) 1 - $G = 1 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с}$, $W_{20} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$, $p_{10} = 1,3 \text{ МПа}$,
 2 - $G = 1 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с}$, $W_{20} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$, $p_{10} = 0,5 \text{ МПа}$,
 3 - $G = 1 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с}$, $W_{20} = 20 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$, $p_{10} = 1,3 \text{ МПа}$.

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