

УДК 621.532.1-503.4

А.В.Окорочков, В.Я.Свербялов

ПРИМЕНЕНИЕ ОТВЕТВЛЕННОГО РЕЗОНАТОРА ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ УСТОЙЧИВОСТИ ГАЗОВЫХ РЕДУКТОРОВ

Исследование устойчивости фрагмента пневмоцепи, содержащего газовый редуктор, показывает /1/, что для обеспечения требуемой надежности существуют два основных пути: увеличение демпфирования механического звена редуктора и увеличение проводимости отводящей магистрали. Поскольку с введением демпфера усложняется конструкция редуктора и ухудшается точность регулирования, во многих случаях целесообразен второй подход.

Однако величина проводимости отводящего участка трубопроводной цепи, требуемая для устойчивости слабо демпфированного редуктора, значительно превышает необходимую для обеспечения заданной пропускной способности, и ее реализация связана с увеличением габаритов отводящего участка: увеличением диаметра трубопровода, установкой емкостей и т.д.

Минимальное увеличение габаритов системы достигается при использовании специальных корректирующих устройств резонансного типа /2/, позволяющих увеличивать входную проводимость лишь в узком частотном диапазоне.

В статье изложена методика расчета резонатора, показана эффективность его применения для устранения автоколебаний газового редуктора.

Линейная расчетная модель редуктора (рис. 1), полученная в работе /1/, имеет вид

$$\left. \begin{aligned} \tau_v s \bar{p}_3 &= \bar{G}_2 - \bar{G}_3 + \tau_{0v} s \bar{x}; \\ (s^2 + \tau_{\varphi} s + 1) \bar{x} &= -H_F \bar{p}_3; \end{aligned} \right\}$$

$$\left. \begin{aligned} \bar{G}_2 &= \bar{x} + \bar{p}_4; \\ \bar{G}_1 &= \bar{G}_2; \\ \bar{G}_3 &= Y_3(s) \bar{p}_3; \\ \bar{G}_4 &= -Y_1(s) \bar{p}_1, \end{aligned} \right\} \quad (I)$$

где $\tau_v = \frac{V g_{30}}{G_o} \omega_o$; $\tau_g = \frac{D}{J} \omega_o$; $\tau_{dv} = \frac{(F-f) x_o g_{30}}{G_o} \omega_o$;

$$H_F = \frac{(F-f) p_{30}}{J x_o}; \quad \omega_o = \sqrt{\frac{J}{M}}; \quad Y_3(s) = y_3(s) \frac{p_{30}}{G_o}; \quad Y_1(s) = y_1(s) \frac{p_{10}}{G_o}$$

- нормированные передаточные функции входной проводимости;

$$s = \frac{1}{\omega_o} \frac{d}{dt}; \quad \bar{p} = (p - p_o) / p_o; \quad \bar{G} = (G - G_o) / G_o;$$

$\bar{x} = (x - x_o) / x$ - относительные вариации давления, весового расхода

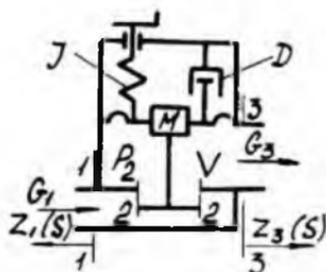
газа и перемещения клапана; g - плотность газа; V - объем полости регулируемого давления; F - площадь чувствительного элемента; f - площадь седла клапана; M, J, D - масса блока чувствительного элемента, жесткость пружины, коэффициент демпфирования механического звена.

Рассматривая наихудший вариант линии питания $Y_1 \rightarrow \infty / I$, запишем характеристическое уравнение, соответствующее системе (I), в форме

$$A(s) + B(s) Y_3(s) = 0, \quad (2)$$

где $A(s) = \tau_v s(s^2 + \tau_g s + 1) + H_F (1 + \tau_{dv} s)$;

$$B(s) = s^2 + \tau_g s + 1.$$



Р и с. I. Расчетная схема газового регулятора

На основании уравнения (2) АФХ разомкнутой системы определяется
 зависимость

$$W(j\omega) = \frac{B(j\omega)Y_3(j\omega)}{A(j\omega)} = -\frac{Y_3(j\omega)}{Y_3^*(j\omega)}; \quad (3)$$

$$\text{mod } W = \frac{\text{mod } Y_3(j\omega)}{\text{mod } Y_3^*(j\omega)}; \quad (4)$$

$$\text{arg } W = \pi + \text{arg } Y_3(j\omega) - \text{arg } Y_3^*(j\omega), \quad (5)$$

где $Y_3^*(j\omega) = \frac{A(j\omega)}{B(j\omega)}$ - зависит только от параметров редуктора, а $Y_3(j\omega)$ - от структуры и параметров трубопроводной цепи.

Используя критерий устойчивости Найквиста, сформулируем требования к АФХ $Y_3(j\omega)$ трубопроводной цепи, регламентируя ее расположение по отношению к АФХ $Y_3^*(j\omega)$ регулятора согласно формулам (3)-(5).

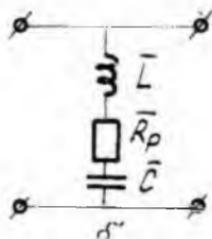
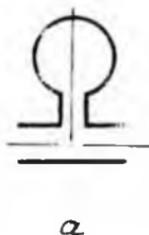
Устойчивость разомкнутой системы с передаточной функцией $W(s) = \frac{B(s)Y_3(s)}{A(s)}$ определяется только корнями полинома $A(s)$, так как полюс передаточной функции $Y_3(s)$ расположен в левой полуплоскости (рассматривается диссипативная присоединенная система, устойчивая без редуктора).

Анализ уравнения $A(s) = 0$ показывает, что при малой величине коэффициента демпфирования механического звена редуктора

$$\tau_g < \frac{H_F}{\tau_v + H_F \tau_{\Delta v}} \quad (6)$$

разомкнутая система неустойчива, причем число корней с положительной вещественной частью равно 2 (при выполнении условия (6) становится неустойчивым редуктор, работающий на дроссель со сверхкритическим режимом истечения).

Тогда, согласно критерию Найквиста, замкнутая система устойчива, если число положительных (сверху вниз) переходов АФХ $W(j\omega)$ через интервал $]-\infty; -1[$ действительной оси $Re W$ на единицу больше числа отрицательных переходов при возрастании частоты ω от 0 до ∞ .



Р и с. 2. Принципиальная (а) и эквивалентная (б) схема ответвленного резонатора

Пусть резонатор (рис. 2) установлен в сечении 3-3 (см. рис. 1) в ответвлении от основной магистрали: $Y_3 = Y_p - Y_n$.

Пренебрегая проводимостью Y_n линии нагрузки в сравнении с проводимостью Y_p резонатора, получим

$$Y_3(j\omega) \cong Y_p(j\omega),$$

где

$$Y_p(j\omega) = \left[\bar{R}_p + j(\bar{\omega}\bar{L} - \frac{1}{\bar{\omega}\bar{C}}) \right]^{-1}; \quad (7)$$

$$\bar{L} = \frac{L G_0 \omega_0}{F_p F_{30}}$$

- приведенная индуктивность горла резонатора;

$$\bar{C} = \frac{V_p F_{30} \omega_0}{a^2 G_0}$$

- приведенная емкость резонатора;

$$\bar{R}_p = R_p \frac{G_0}{F_p F_{30}}$$

- приведенное активное сопротивление горла резонатора;

$$V_p$$

- объем полости резонатора;

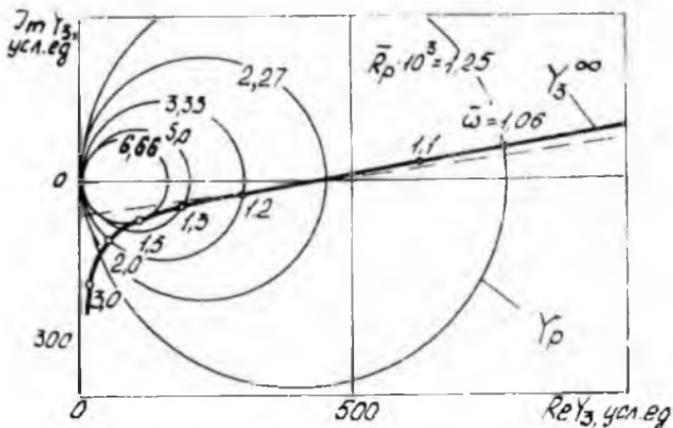
$$L, F_p$$

- длина и площадь поперечного сечения горла;

$$\bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_0}$$

График $Y_p(j\omega)$ имеет вид окружности радиуса $(2\bar{R}_p)^{-1}$ с центром в точке $[(2\bar{R}_p)^{-1}; j0]$ (рис. 3).

При $\bar{R}_p < \bar{R}_{min}$ АФХ редуктора $Y_3^*(j\omega)$ и резонатора $Y_p(j\omega)$ пересекаются. В этом случае для выполнения указанного выше условия устойчивости необходимо удовлетворение следующих соотношений:



Р и с. 3. АФХ $Y_3^*(j\omega)$ недемпфированного серийного редуктора и $Y_p(j\omega)$ соответственного резонатора при различной величине \bar{R}_p активного сопротивления горла

$$\text{mod } Y_p(\bar{\omega}_1) = \text{mod } Y_3^*(\bar{\omega}_1);$$

$$\text{arg } Y_3^*(\bar{\omega}_1) - \text{arg } Y_p(\bar{\omega}_1) = \Delta\alpha_1 > 0;$$

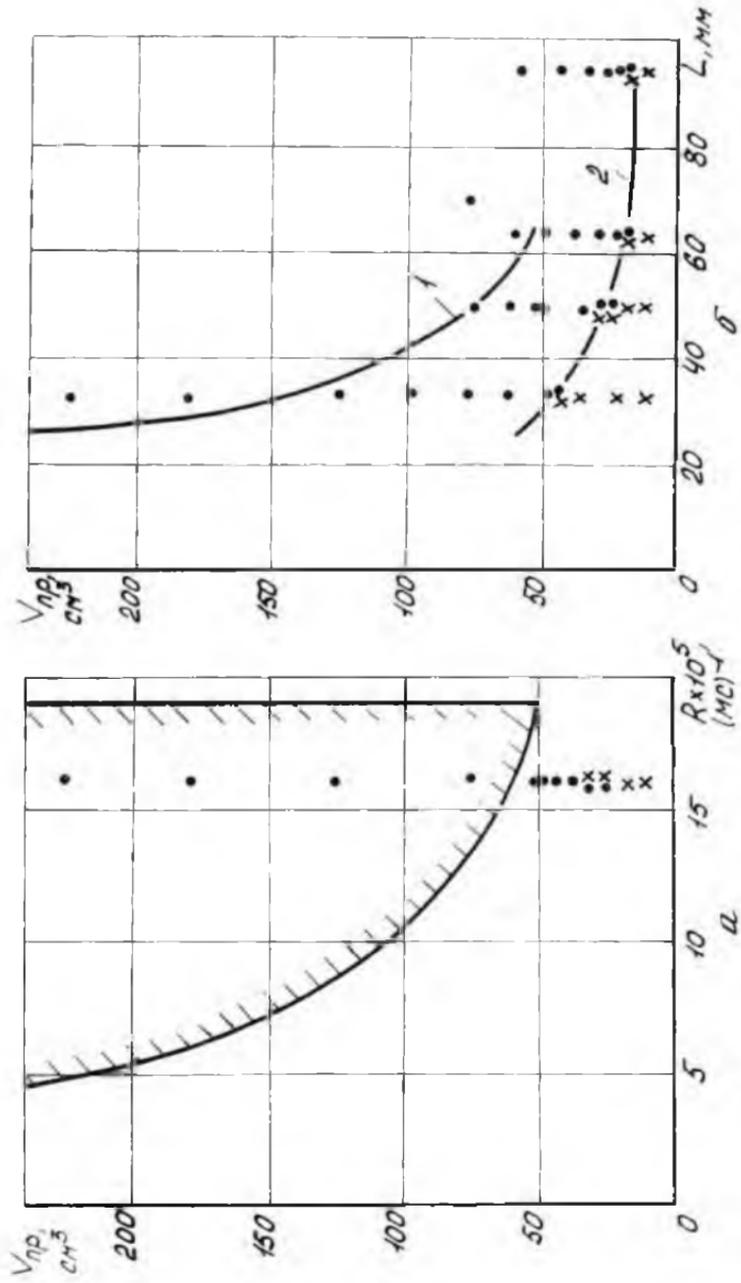
$$\text{mod } Y_p(\bar{\omega}_2) = \text{mod } Y_3^*(\bar{\omega}_2),$$

$$\text{arg } Y_p(\bar{\omega}_2) - \text{arg } Y_3^*(\bar{\omega}_2) = \Delta\alpha_2 > 0,$$

где $\bar{\omega}_2 > \bar{\omega}_1 > 1$; $\Delta\alpha_1 \geq \gamma$; $\Delta\alpha_2 \geq \gamma$ - запас устойчивости по фазе.

Анализ соотношений (7), (8) при $\tau_0 = 0$ показал, что при равном активном сопротивлении горла резонатора \bar{R}_p его габариты (величина \bar{C}) уменьшаются с уменьшением запасов устойчивости $\Delta\alpha_1, \Delta\alpha_2$. Наименьшие габариты резонатора реализуются на границе устойчивости

$$\bar{C}_{T2} = \frac{H_F}{\tau_Y \bar{R}_p \bar{\omega}_1^2 \bar{\omega}_2^2}; \quad (9)$$



Р и с. 4. Зависимость объема полости резонатора от сопротивления (а) и длины горла резонатора (б): ● — режим устойчивой работы; 2 — режим автоколебаний; 1 — расчетная граница устойчивости; 2 — экспериментальная граница устойчивости

$$\bar{L}_{rp} = \bar{R}_p \left[\frac{\tau_v}{H_p} (\bar{\omega}_1^2 + \bar{\omega}_2^2 - 1) - \tau_{dv} \right],$$

где $\bar{\omega}_1$ и $\bar{\omega}_2$ - частоты по годографу $Y_3^*(j\omega)$ в точках пересечения с АФХ $Y_p(j\bar{\omega})$ - являются решениями уравнения

$$\bar{\omega} \left[\tau_{dv} - \frac{\tau_v}{H_p} (\bar{\omega}^2 - 1) \right] = \pm \sqrt{\frac{\bar{\omega}^2 - 1}{H_p \bar{R}_p} - 1}.$$

Методика расчета границ устойчивости редуктора реализована в виде программ для ЭВМ. Рассчитанная по формулам (9) граница устойчивости для одного из семейства серийных редукторов приведена на рис. 4 при следующих значениях параметров: $M = 0,113$ кг; $J = 29,4$ кН²/м; $F = 12$ см²; диаметр седла $\alpha = 6$ мм; $V = 28,5$ см³; $p_{ro} = 0,7$ МПа; $p_{zo} = 0,35$ МПа; $G_o = 14 \cdot 10^{-3}$ кг/с; $x_o = 0,3$ мм.

Как следует из рис. 4, результаты испытаний редуктора при различных параметрах резонатора хорошо согласуются с расчетными данными.

Теоретическая граница устойчивости оказывается определенной с некоторым запасом устойчивости, вызванным неучетом в расчетной модели ряда демпфирующих факторов, в частности сил трения чувствительного элемента редуктора.

Библиографический список

1. Свербиллов В.Я., Анисимкин Ю.С. Исследование влияния динамических характеристик присоединенных систем на устойчивость газовых регуляторов давления в системах двигателей летательных аппаратов // Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. Вып. 10. - М.: Машиностроение, 1984. - С. 126-131.
2. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. - М.: Машиностроение, 1980. - 156 с.