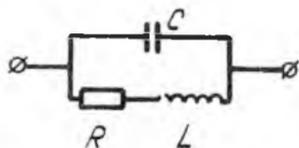


УДК 62.567:62I.66

В.П.Шорин, В.И.Санчугов

РАСЧЕТ ГАСИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ ЖИДКОСТИ ТИПА ПАРАЛЛЕЛЬНОГО РЕЗОНАТОРА

Для сглаживания колебаний рабочей среды в гидравлических и топливных системах летательных аппаратов и двигателей в настоящее время с успехом применяют гасители пульсаций акустического типа и, в частности, резонансные гасители. Гасители пульсаций жидкости в виде параллельного резонатора (конструкцию см. в [1]) при меньших габаритах и сопротивлении стационарной составляющей расхода в сравнении с гасителями других схем обеспечивают эффективное подавление колебаний в области низких частот.



Р и с. I

Принципиальная схема гасителя и ее электрический аналог показаны на рис. I. Гаситель состоит из центральной трубки и обводного канала, в котором установлена упругая непроницаемая перегородка. При пульсирующем течении жидкости на центральной трубке возникает инерционный перепад давления, изменяющийся по периодическому закону. Под действием этого перепада колеблется упругая перегородка, генерируя при своем движении расход, изменяющийся также по периодическому закону. Так как

центральная трубка обладает инерционным сопротивлением, а перегородка - упругим, параллельное соединение трубки и перегородки представляет собой колебательный контур, в котором переменная составляющая расхода через центральную трубку сдвинута по отношению к расходу, генерируемому за счет движения перегородки на угол π . При совпадении

собственной частоты с частотой колебаний жидкости контур оказывает существенное сопротивление переменной составляющей расхода, вследствие чего в значительной мере сглаживаются колебания жидкости в части гидросистемы, расположенной за гасителем. Постоянная составляющая стока с малыми потерями проходит через центральную трубку.

Величины "индуктивности", "емкости" и "активного сопротивления" гасителя определяются соотношениями:

$$L = \frac{\rho l}{S}; C = \frac{F^2}{\gamma}; R = \left(\lambda \frac{l}{d} + \zeta_n \right) \frac{\rho Q_0}{S^2},$$

где ρ - плотность жидкости;

$l, S = \frac{\pi d^2}{4}$ - длина и площадь поперечного сечения центральной трубки,
 F, γ - площадь и жесткость перегородки;

λ, ζ_n - коэффициенты потерь на трение и местных гидравлических потерь.

Эффективность действия гасителя определяется коэффициентом вносимого затухания и рассчитывается по формуле

$$K_{\text{вн}} = \left| 1 + \frac{1}{(Z_{\text{вн}} + Z_{\text{н}}) Y_{\text{г}}} \right|, \quad (1)$$

где $K_{\text{вн}}$ - коэффициент вносимого затухания;

$Z_{\text{вн}}, Z_{\text{н}}$ - соответственно внутренний акустический импеданс эквивалентного источника колебаний и входной акустический импеданс части гидросистемы, расположенной за гасителем;

$Y_{\text{г}}$ - акустическая проводимость гасителя.

Акустическая проводимость гасителя, согласно схемы аналога выражается зависимостью

$$Y_{\text{г}} = \frac{R}{R^2 + \omega^2 L^2} + j \left(\omega C - \frac{\omega L}{R^2 + \omega^2 L^2} \right), \quad (2)$$

где ω - круговая частота;

$$j = \sqrt{-1}.$$

Увеличение потерь в центральной трубке, как это следует из формулы (2), приводит к увеличению модуля проводимости в области частот, близких к резонансной, и снижению резонансной частоты.

При достаточно больших потерях резонансные явления в гасителе не реализуются и модуль проводимости гасителя монотонно возрастает

тает с частотой колебаний. Ширина полосы частот, в которой $|y_r| \leq \varepsilon$ (где ε - наперед заданное положительное число) при прочих равных условиях зависит от отношения $\frac{L}{C}$. Чем больше это отношение, тем шире полоса частот, в которой $|y_r| \leq \varepsilon$ и тем, следовательно, шире полоса эффективного сглаживания колебаний.

Выбор параметров гасителя будем производить из условия минимизации его сопротивления постоянной составляющей расхода рабочей среды при обеспечении в заданном диапазоне частот $[\omega_1, \omega_2]$ величины коэффициента вносимого затухания не ниже заданной.

Связь между потребным значением модуля проводимости гасителя и коэффициентом вносимого затухания на основании формулы (I) можно представить в виде:

$$|y_r| = \frac{|z_{ucm} + z_n|}{\sqrt{\cos^2(\varphi_z + \varphi_y) - K_{Bn}^2 - 1 - \cos(\varphi_z - \varphi_y)}}, \quad (3)$$

где $\varphi_y = \arctan y_r$; $\varphi_z = \arctan(z_{ucm} + z_n)$.

При известных акустических характеристиках гидросистемы и источника колебаний, т.е. известных зависимостях $|z_{ucm}(\omega)|$, $|z_n(\omega)|$, $\varphi_z(\omega)$ и заданном законе изменения по частоте коэффициента вносимого затухания $K_{Bn}(\omega)$ с помощью зависимости (3) можно построить зависимости потребного значения модуля проводимости гасителя $M_{пр}$ как функции частоты и аргумента φ_y .

Располагаемый модуль проводимости гасителя M_p - функция с явно выраженным минимумом в полосе $[\omega_1, \omega_2]$ (см. зависимость [2]) при выполнении условия $\omega_1 < \omega_0 < \omega_2$, где $\omega_0 = \frac{1}{\sqrt{LC}}$ - собственная частота гасителя. Поэтому для обеспечения в диапазоне частот $[\omega_1, \omega_2]$ величины коэффициента вносимого затухания не ниже заданной, достаточно обеспечить требуемые значения $M_{пр}$ на границах диапазона. Последнее условие выполняется при удовлетворении равенств

$$M_{пр}(\varphi_{y_1}; \omega_1) = M_{p_1}; \quad (4)$$

$$M_{пр}(\varphi_{y_2}; \omega_2) = M_{p_2},$$

где индексами 1 и 2 обозначены значения модулей $M_{пр}$ и M_p соответствующие граничным частотам диапазона гашения колебаний.

С использованием (2) уравнения (4) можно свести к виду

$$M_{np}(\varphi_{y_1}; \omega_1) = \frac{R\sqrt{1+tg^2\varphi_{y_1}}}{R^2 + \omega_1^2 L_1^2}; \quad (5)$$

$$M_{np}(\varphi_{y_2}; \omega_2) = \frac{R\sqrt{1+tg^2\varphi_{y_2}}}{R^2 + \omega_2^2 L_2^2}.$$

Решая систему уравнений (5) относительно L и R , получим

$$L = \frac{\sqrt{\omega_2^2 M_{np}(\varphi_{y_2}; \omega_2) \cos \varphi_{y_2} - \omega_1^2 M_{np}(\varphi_{y_1}; \omega_1) \cos \varphi_{y_1} - M_{np}(\varphi_{y_2}; \omega_2) \cos \varphi_{y_2}}}{(\omega_2^2 - \omega_1^2) M_{np}(\varphi_{y_1}; \omega_1) M_{np}(\varphi_{y_2}; \omega_2) \cos \varphi_{y_1} \cos \varphi_{y_2}}; \quad (6)$$

$$R = \frac{\omega_2^2 M_{np}(\varphi_{y_2}; \omega_2) \cos \varphi_{y_2} - \omega_1^2 M_{np}(\varphi_{y_1}; \omega_1) \cos \varphi_{y_1}}{(\omega_2^2 - \omega_1^2) M_{np}(\varphi_{y_1}; \omega_1) M_{np}(\varphi_{y_2}; \omega_2) \cos \varphi_{y_1} \cos \varphi_{y_2}}. \quad (7)$$

В выражениях (6) и (7) неизвестны φ_{y_1} и φ_{y_2} . Связь между φ_{y_1} и φ_{y_2} можно получить исходя из условий $C = const$. Значение "емкости" гасителя при удовлетворении условий (4) на основании (2) выразим соотношениями:

$$C = \frac{1}{\omega_1} \left[\frac{\omega_1 L}{R^2 + \omega_1^2 L^2} - M_{np}(\varphi_{y_1}; \omega_1) \sin \varphi_{y_1} \right];$$

$$C = \frac{1}{\omega_2} \left[M_{np}(\varphi_{y_2}; \omega_2) \sin \varphi_{y_2} - \frac{\omega_2 L}{R^2 + \omega_2^2 L^2} \right], \quad (8)$$

откуда получим, исключая C

$$\sqrt{\frac{M_{np}(\varphi_{y_1}; \omega_1) \cos \varphi_{y_1} - M_{np}(\varphi_{y_2}; \omega_2) \cos \varphi_{y_2}}{\omega_2^2 M_{np}(\varphi_{y_2}; \omega_2) \cos \varphi_{y_2} - \omega_1^2 M_{np}(\varphi_{y_1}; \omega_1) \cos \varphi_{y_1}}} = \frac{1}{\omega_1 \omega_2} \frac{\omega_1 M_{np}(\varphi_{y_2}; \omega_2) \sin \varphi_{y_2} + \omega_2 M_{np}(\varphi_{y_1}; \omega_1) \sin \varphi_{y_1}}{M_{np}(\varphi_{y_1}; \omega_1) \cos \varphi_{y_1} + M_{np}(\varphi_{y_2}; \omega_2) \cos \varphi_{y_2}} \quad (9)$$

С помощью (9) и исходных функциональных зависимостей

$M_{np}(\varphi_{y_2}; \omega_2)$, $M_{np}(\varphi_{y_1}; \omega_1)$ можно получить следующие уравнения:

$$M_{np}(\varphi_{y_2}; \omega_2) = \Phi_1(\omega_1; \omega_2; \varphi_{y_1}); \quad (10)$$

$$\cos \varphi_{y_2} = \Phi_2(\omega_1; \omega_2; \varphi_{y_1}), \quad (11)$$

где Φ_1 и Φ_2 - некоторые функции соответствующих аргументов.

С использованием (10) и (11) выражение (7) для определения активной составляющей сопротивления запишем в виде:

$$R = \frac{\omega_2^2 \Phi_1(\omega_1; \omega_2; \varphi_{y_1}) \Phi_2(\omega_1; \omega_2; \varphi_{y_1}) - \omega_1^2 M_{np}(\varphi_{y_1}; \omega_1) \cos \varphi_{y_1}}{(\omega_2^2 - \omega_1^2) M_{np}(\varphi_{y_1}; \omega_1) \Phi_1(\omega_1; \omega_2; \varphi_{y_1}) \Phi_2(\omega_1; \omega_2; \varphi_{y_1}) \cos \varphi_{y_1}}.$$

Неизвестное значение φ_{y_1} , определяется из условия минимума сопротивления центральной трубки гасителя:

$$\frac{\partial R}{\partial \varphi_{y_1}} = 0. \quad (12)$$

По вычисленному из уравнения (12) значению φ_{y_1} определяется $M_{\text{пр}}(\varphi_{y_1}; \omega_1)$ и с помощью формул (10) и (11) — φ_{y_2} и $M_{\text{пр}}(\varphi_{y_2}; \omega_2)$. При известных φ_{y_1} , φ_{y_2} , $M_{\text{пр}}(\varphi_{y_1}; \omega_1)$ и $M_{\text{пр}}(\varphi_{y_2}; \omega_2)$ по соотношениям (6), (7), (8) рассчитываются потребные значения L , R , C и геометрические размеры гасителя.

Приведенная последовательность выбора параметров гасителя не во всех случаях может оказаться приемлемой по следующим причинам:

полученное из расчета значение активной составляющей импеданса центральной трубки может быть таким, что сопротивление гасителя для постоянной составляющей расхода превысит допустимое значение;

полученные из расчета величины R и L могут соответствовать таким соотношениям геометрических размеров центральной трубки, при которых ее длина окажется сравнимой с длиной волны колебаний, т.е. гаситель не может рассматриваться как элемент со сосредоточенными параметрами;

соотношение потребных модулей и аргументов акустической проводимости гасителя на граничных частотах ω_1 и ω_2 может оказаться таким, что в полосе частот гашения отсутствует экстремум активной составляющей импеданса трубки.

При реализации данных ограничений задача оптимизации гасителя может решаться в смысле обеспечения максимально возможной ширины полосы сглаживания колебаний при заданных величинах сопротивления гасителя стационарной составляющей расхода и максимально допустимых габаритов гасителя, определяемых условиями сосредоточенности параметров.

Ширина полосы эффективного сглаживания колебаний, как было указано выше, зависит от величины $\sqrt{\frac{L}{C}}$, а положение ее на оси частот определяется собственной частотой контура $\omega_0 = \frac{1}{\sqrt{LC}}$. При заданном расположении полоса оказывается тем шире, чем больше "индуктивность" гасителя L . Поэтому достижение максимальной ширины эффективного сглаживания колебаний может быть обеспечено выбором максимально допустимого значения "индуктивности" L_g .

Максимально допустимое значение индуктивности гасителя L_g может быть определено на основе ограничений по сопротивлению ста-

ционной составляющей потока и условий сосредоточенности параметров, исходя из следующих соотношений:

$$L_g = \frac{\rho L_{max}}{S}; \quad (13)$$

$$L_{max} = K \delta_{min}, \quad (14)$$

где δ_{min} - минимальная длина волны колебаний в полосе гашения;

K - коэффициент пропорциональности, характеризующий степень приближенности расчетной модели гасителя к модели сосредоточенных параметров (обычно K колеблется в пределах $\frac{1}{8} - \frac{1}{4}$);

$$\Delta P_{og} = \left(\lambda \frac{L_{max}}{d} + \xi_m \right) \frac{\rho Q_0^2 \max}{2S^2} \quad (15)$$

(ΔP_{og} - допустимый статический перепад давления на гасителе).

Вводя понятие максимально допустимой относительной "индуктивности" гасителя,

$$\bar{L}_g = \frac{L_g}{\rho} K \delta_{min} \quad (16)$$

из соотношений (13) - (16) получим уравнение, связывающее величины

\bar{L}_g , ΔP_{og} и δ_{min} :

$$\frac{\lambda \sqrt{\pi} \rho Q_0^2 \max}{4 (K \delta_{min})^4 \Delta P_{og}} \bar{L}_g^{3/2} + \xi_m \frac{\rho Q_0^2 \max}{2 (K \delta_{min})^4 \Delta P_{og}} \bar{L}_g^2 = 1. \quad (17)$$

Проектирование гасителя в случае реализации ограничений производится с использованием уравнения (17) в следующем порядке: по заданным величинам комплексов

$$a = \frac{\lambda \sqrt{\pi} \rho Q_0^2 \max}{4 (K \delta_{min})^4 \Delta P_{og}} \quad \text{и} \quad b = \xi_m \frac{\rho Q_0^2 \max}{2 (K \delta_{min})^4 \Delta P_{og}}$$

определяется максимально допустимая величина \bar{L}_g , и следовательно, L_g и $\frac{L_{max}}{S}$. При известной величине $\frac{L_{max}}{S}$ из уравнения (15) вычисляется площадь поперечного сечения центральной трубки. По известной геометрии трубки из условия расположения собственной частоты гасителя в середине полосы гашения (возможны и другие варианты) определяется величина "емкости" гасителя C .

Л и т е р а т у р а

1. Ш о р и н В.П., С а н ч у г о в В.И., Г и м а д и е в А.Г.
Гидравлический демпфер. Авт.свид. № 391346, б.и. № 31, 1973.

2. Ш о р и н В.П. К вопросу о гашении колебаний давления
в гидравлических системах детательных аппаратов и двигателей.
Труды КуАИ, 1967, вып. XXX.
