

АКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И ПАРАМЕТРЫ ЭЛЕМЕНТОВ ГАСИТЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ

Головин А.Н.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

При создании гасителей пульсаций давления для топливных и гидравлических систем машин и энергетических установок всегда приходится решать несколько компромиссных задач. Основное содержание этих задач состоит в определении гасителя, при применении которого достигается равновесие между показателями эффективности подавления колебаний и показателями, характеризующими изменение массы и коэффициента полезного действия системы.

Эффективность подавления колебаний в диапазоне частот $[\omega_1, \omega_2]$ зависит от динамических характеристик гасителя, основными из которых являются: коэффициент собственного затухания, $K_c = K_c(\omega)$, и волновые сопротивления, $Z_{ci} = Z_{ci}(\omega)$. Изменение коэффициента полезного действия системы определяется величиной гидравлического сопротивления стационарному потоку, которое вносит гаситель и от объемов полостей гасителя. Поэтому при проектировании гасителя необходимо обеспечить выполнение требований (1.1)

$$K_c \geq [K_c]; |Z_{ci}| = \eta \cdot Z_{вт}; \Delta P_z \leq [\Delta P_r] \quad (1)$$

при минимальных габаритах устройства.

В формулах (1) $[K_c]$, $[\Delta P_r]$ - допустимые значения коэффициента собственного затухания и величины гидравлических потерь. $Z_{вт}$ - волновое сопротивление трубопровода в который устанавливается гаситель. Значение коэффициента η определяется как и значение $[K_c]$ из условия требуемой эффективности подавления колебаний и может изменяться в пределах $0 \leq \eta \leq \infty$.

Рассмотрим расчет параметров элементов гасителей на примере схемы акустического фильтра низких частот. Особенностью такого устройства является наличие расширительной полости и центральной проточной инерционной трубки.

Схема реактивного акустического фильтра низких частот приведена на рис. 1.

Формулы собственных характеристик гасителя имеют вид

$$K_c = \left| \sqrt{1 - (\overline{\omega})^2} + j\overline{\omega} \right|, |Z_{c1}| = \frac{1}{\left| \sqrt{1 - (\overline{\omega})^2} \right|}, |Z_{c2}| = \left| \sqrt{1 - (\overline{\omega})^2} \right|. \quad (2)$$

Z_{c1}, Z_{c2} - волновые сопротивления, соответственно, со стороны входа и выхода.

$d_{гр}, d_{цтр}, d_k, l_{рас}$ - соответственно: диаметр подводящего трубопровода; диаметр центральной трубки гасителя; диаметр расширительной полости гасителя; длина гасителя.

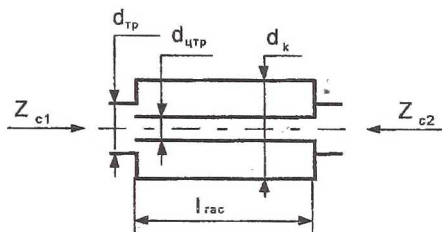


Рис. 1. Принципиальная схема гасителя колебаний типа акустического фильтра низких частот

На рис. 2 приведены графики изменения характеристик гасителя, построенные по формулам (2)

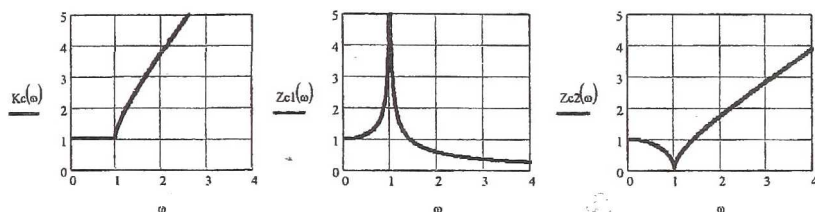


Рис. 2. Зависимости собственных характеристик реактивного акустического фильтра низких частот

В формулах (2) характеристики определены при условии сосредоточенности параметров элементов гасителя в зависимости от относительной частоты

$$\bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_{гр}} = \omega \sqrt{LC_{пр}}, \quad (3)$$

где $\omega_{гр}$ - граничная частота; ω - текущая круговая частота колебаний; L - инерционность центральной проточной трубки гасителя; $C_{пр}$ - приведенная упругость полостей гасителя.

Параметры L и $C_{пр}$ рассчитываются следующим образом:

$$L = \frac{\rho \ell_{ц}}{S_{ц}}; C_{пр} = \frac{(V_k + V_{ц})}{\rho a^2}, \quad (4)$$

где $\rho, \ell_{ц}, S_{ц}$ - соответственно плотность рабочей жидкости, протяженность и площадь поперечного сечения центральной проточной трубки; V_k и $V_{ц}$ - соответственно объем расширительной полости

гасителя, и объем центрального канала гасителя; a - скорость звука в рабочей среде.

Подставим выражения (4) в соотношение (3) и, приняв $\ell_{ц} = \ell_{к} = \ell_{гас}$ ($\ell_{к}$ - протяженность расширительной полости гасителя), получим

$$\bar{\omega} = \omega \frac{\ell_{ц}}{a} \sqrt{S_v + 1}, \quad (5)$$

где $S_v = \frac{V_{к}}{V_{ц}}$ - степень расширения полости гасителя.

Относительные и абсолютные значения волновых сопротивлений гасителя связаны соотношением

$$\bar{Z}_{ci} = Z_{ci} \sqrt{\frac{C_{пр}}{L}}. \quad (6)$$

Из формулы (6) следует, что для выполнения требований к характеристикам волновых сопротивлений необходимо иметь определенное соотношение между инерционностью центральной трубки и упругостью расширительной полости. В связи с этим возникает задача оптимизации величины гидравлических потерь на гасителе при требуемой величине инерционности, L , центральной трубки. Для решения этой задачи воспользуемся условием

$$LC_{пр} = idem, \quad (7)$$

следующее из выражения (3) и формулами

$$C_{пр} = \frac{|\bar{Z}_{ci}| \cdot \bar{\omega}}{\omega \cdot Z_{вт} \cdot \eta}; \quad L = \frac{\bar{\omega} \cdot Z_{вт} \cdot \eta}{\omega \cdot |\bar{Z}_{ci}|}, \quad (8)$$

которые получены из выражений (1), (3), (6).

Для реализации минимальных размеров расширительной полости гасителя при заданной величине гидравлических потерь необходимо, чтобы инерционность L была максимальной. Удовлетворить противоречивым требованиям по гидравлическому сопротивлению и инерционности можно профилированием проточной части канала. Некоторые варианты профилирования представлены на рис.3,а.

Из приведенных схем следует, что проточный канал имеет центральный цилиндрический участок и участки входа и выхода, которые могут быть выполнены:

- в виде продолжения цилиндрической части (1; 7), т.е. вход в канал и выход из канала ступенчатые;
- либо в виде конфузора (2) и полного (6) или ступенчатого(5) диффузора, имеющего при такой же протяженности и такой же степени пережатия

$$n = \frac{S_r}{S_u} = \left(\frac{d_r}{d_u} \right)^2, \quad (9)$$

что и полный диффузор, значительно меньше гидравлическое сопротивление, но большую, чем полный диффузор, инерционность. При выполнении выходного участка в виде ступенчатого диффузора наименьшие гидравлические потери на гасителе будут при угле конусности $\alpha = \alpha_{\text{опт}} \approx 6^\circ$ [1];

- либо другой специальной формы (3;4).

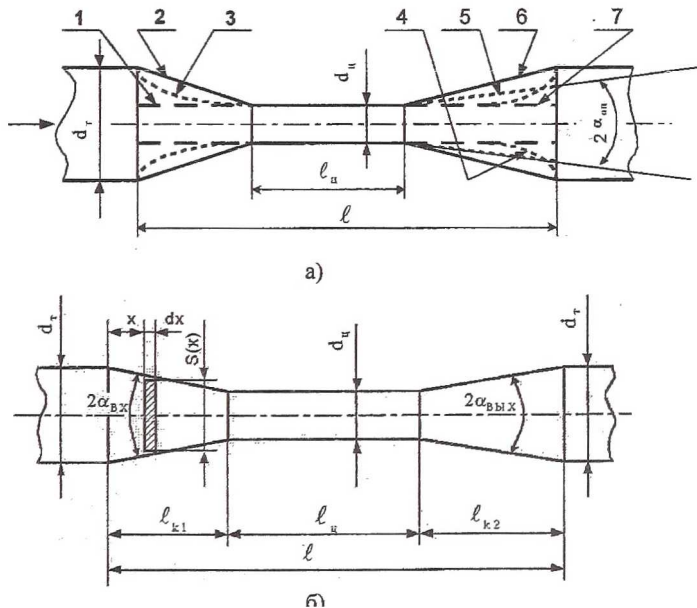


Рис.3. Схема профилирования (а) и расчетная схема (б) проточного канала гасителя: 1, 2, 3 – типы профилей входного участка; 4, 5, 6, 7 – типы профилей выходного участка

Выполнение входного и выходного участков проточного канала в виде 1 и 7 позволяет реализовать максимальную инерционность, однако

при этом гидравлические потери будут наибольшими. Сочетание профилей 3 и 4 обеспечивает наименьшие гидравлические потери и инерционность, незначительно отличающуюся от максимальной. Но при этом возникают трудности технологического порядка, связанные с изготовлением специальных профилей. Схемы профилей 2; 5 и 6 сочетают достоинства схем профилирования 3 и 4 при достаточно простом расчете и минимальных трудностях в изготовлении.

Приведем методику проектирования проточного канала гасителя при условии, что входной и выходной участки проточного канала являются конусными с одинаковыми степенями пережатия n . Используя эту методику можно рассчитать параметры элементов гасителя имеющего любой профиль проточного канала, введя соответствующие поправки.

Инерционность, L , проточного канала, расчетная схема которого изображена на рис. 3, складывается из инерционности цилиндрической части, $L_{ц}$, рассчитываемой по формуле (4) и инерционностей конусных участков входа и выхода L_{ki} ($i=1, i=2$).

Формулы для определения величин L_{ki} получим, записав в соответствии с (4) выражение для инерционности элементарного участка протяженностью dx и сечением $S(x)$ (рис.3,б.) и проинтегрировав полученное соотношение при изменениях x в пределах $[0; L_{ki}]$. В результате будем иметь

$$L_{ki} = \frac{\rho}{S_{\pi}} \frac{d_{\pi}}{d_{ц}} l_{ki}. \quad (10)$$

С учетом формул (4), (9), (10) при одинаковых величинах пережатия n обоих конусных участков получим

$$L = \frac{\rho}{S_{\tau}} \left[\frac{d_{\tau}(\sqrt{n}-1)}{2} \left(\frac{1}{\operatorname{tg}\alpha_{\text{вх}}} + \frac{1}{\operatorname{tg}\alpha_{\text{вых}}} \right) + n l_{ц} \right]. \quad (11)$$

В выражение (11) входят три неизвестные величины: $L, n, l_{ц}$. Для их определения воспользуемся соотношением (8) и после соответствующих преобразований будем иметь

$$l_{ц} = \frac{a\bar{\omega}}{n|\bar{Z}_{ci}|\omega} - \frac{d_{\tau}(\sqrt{n}-1)}{2n} \left(\frac{1}{\operatorname{tg}\alpha_{\text{вх}}} + \frac{1}{\operatorname{tg}\alpha_{\text{вых}}} \right). \quad (12)$$

Определим выражение для суммарных гидравлических потерь на проточном канале гасителя, ΔP_{τ} , отдельные составляющие которых оцениваются зависимостями [1]:

$$\left. \begin{aligned} \Delta P_{\kappa 1} &= \frac{\rho Q^2}{\pi^2 d_{\text{ц}}^4} \lambda_{\text{тр}} \left(1 - \frac{1}{n^2} \right) \frac{1}{\sin \alpha_{\text{вх}}}; \\ \Delta P_{\text{ц}} &= \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d_{\text{ц}}^4} \lambda_{\text{тр}} \frac{\ell_{\text{ц}}}{d_{\text{ц}}}; \\ \Delta P_{\kappa 2} &= \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d_{\text{ц}}^4} \left[\frac{\lambda_{\text{тр}}}{8} \left(1 - \frac{1}{n^2} \right) \frac{1}{\sin \alpha_{\text{вых}}} + k \left(1 - \frac{1}{n} \right)^2 \right]. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Сложим составляющие ΔP_r и, учтя соотношения (9) и (12), получим

$$\xi_r = \lambda_{\text{тр}} \left\{ \frac{n^2 - 1}{8} \left(\frac{1}{\sin \alpha_{\text{вх}}} + \frac{1}{\sin \alpha_{\text{вых}}} \right) + n\sqrt{n} \left[\frac{a\bar{\omega}}{n|\bar{Z}_{\text{сг}}|\bar{\omega}} - \frac{\sqrt{n} - 1}{2} \left(\frac{1}{\text{tg} \alpha_{\text{вх}}} + \frac{1}{\text{tg} \alpha_{\text{вых}}} \right) \right] \right\} + k(n-1)^2 \leq [\xi_r]. \quad (14)$$

Для частного случая, при значениях $\alpha_{\text{вх}} = \alpha_{\text{вых}} = \alpha$, из формулы (14) будем иметь

$$\xi_r = \lambda_{\text{тр}} \left[\frac{n^2 - 1}{4 \sin \alpha} + n\sqrt{n} \left(\frac{a\bar{\omega}}{d_{\text{т}}|\bar{Z}_{\text{сг}}|\bar{\omega}} - \frac{\sqrt{n} - 1}{\text{tg} \alpha} \right) \right] + k(n-1)^2 \leq [\xi_r]. \quad (15)$$

В соотношениях (13)...(15) приняты следующие обозначения:

Q – расход рабочей жидкости через проточный канал гасителя;

k – коэффициент смягчения удара на выходном участке,

$k = 3,2 \text{tg} \alpha_{\text{вых}} \sqrt{\text{tg} \alpha_{\text{вых}}}$ или $k \approx \sin 2\alpha_{\text{вых}}$;

$\xi_r = \frac{\Delta P_r \pi^2 d_{\text{т}}^4}{8\rho Q^2}$ – коэффициент гидравлического сопротивления

проточного канала гасителя;

$[\xi_r]$ – допустимая величина коэффициента гидравлического сопротивления проточного канала гасителя;

$\lambda_{\text{тр}}$ – коэффициент потерь на трение о стенки конусных и цилиндрических участков проточного канала.

Зависимости (14), (15) устанавливают взаимосвязь между геометрическими параметрами элементов гасителя, его динамическими характеристиками и параметрами подводящих трубопроводов.

Порядок расчетов геометрических размеров элементов гасителя следующий. По формулам (2) и графикам на рис.2 определяют значение $\omega = \omega_1$ когда начинают выполняться требования к динамическим характеристикам гасителя, которые установлены соотношением (1). После расчета коэффициента ξ_r по формуле (14) вычисляют значение коэффициента η и определяют остальные размеры профиля проточного инерционного канала гасителя колебаний. По формуле (11) вычисляют фактическое значение инерционности, L проточного канала и, используя соотношения (3), (4) рассчитывают требуемый объем, V_k , расширительной полости гасителя.

Список литературы

1. Некрасов Б.Б. Гидравлика и ее применение на летательных аппаратах. - М.: Машиностроение, 1967. - 368с.

ТРАНСФОРМАТОР АКТИВНЫХ ВОЛНОВЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ

Головин А.Н.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

Известна конструкция симметричного акустического гасителя, имеющего активные волновые сопротивления Z_{ci} [1]. Гидравлическая схема устройства приведена на рис.1,а. Электрический аналог гидравлической схемы гасителя изображен на рис.1,б.

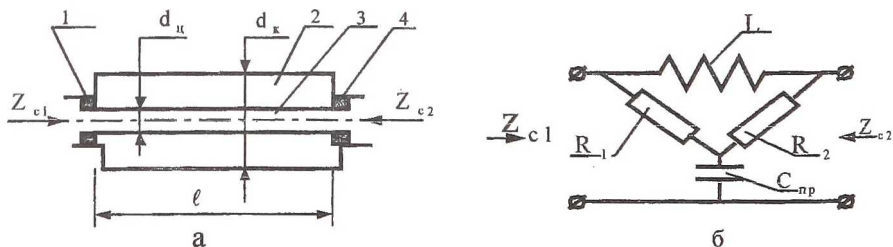


Рис.1. Принципиальная гидравлическая схема гасителя колебаний (а) и ее электрический аналог (б): d_n , d_k – диаметры центральной трубки (3) и расширительной камеры (2) гасителя; l – протяженность; Z_{c1} , Z_{c2} – волновые сопротивления гасителя; L – инерционность проточной трубки; C_{np} – упругость расширительной полости; R_1 , R_2 – сопротивления шунтов 1 и 4