

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.

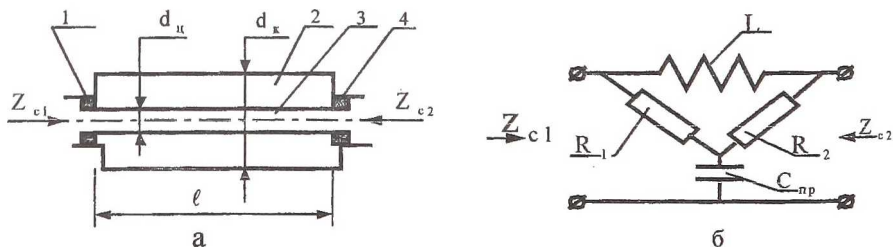


Рис.1. Принципиальная гидравлическая схема гасителя колебаний (а) и ее электрический аналог (б): d_n , d_k – диаметры центральной трубки (3) и расширительной камеры (2) гасителя; l – протяженность; Z_{c1} , Z_{c2} – волновые сопротивления гасителя; L – инерционность проточной трубки; $C_{пр}$ – упругость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

Особенность гасителя состоит в том, что он обеспечивает гарантированное подавление колебаний в гидравлических системах независимо от их акустических характеристик. Для этого, при достаточной величине коэффициента затухания, K_c , необходимо согласовать волновые сопротивления гасителя, Z_{ci} , с волновым сопротивлением трубопровода, $Z_{вт}$, в который устройство устанавливается. Согласование достигается подбором параметров элементов гасителя, а именно параметров гидравлических дросселей, инерционной трубки и расширительной емкости из условия выполнения требований, которые определяются следующими уравнениями:

$$R_1 = R_2 = R = \sqrt{\frac{L}{C_{пр}}}; \quad (1)$$

$$Z_{c1} = Z_{c2} = Z_c = \sqrt{\frac{L}{C_{пр}}} = Z_{вт}; \quad (2)$$

$$K_c = \sqrt{1 + \bar{\omega}^2} \geq 2 \dots 2,5. \quad (3)$$

В формуле (3)

$$\bar{\omega} = \omega \sqrt{LC_{пр}}, \quad (4)$$

где $\omega = 2\pi f$ – круговая и f – циклическая частоты колебаний.

Соотношения (1)...(3) используют при условии сосредоточенности параметров в элементах гасителя.

При учете продольной распределенности параметров в расширительной полости и центральной трубке, формулы (1)...(3) приобретут следующий вид:

$$\bar{R}_i = R_i \frac{\sqrt{S+1}}{Z_{вц}}; \quad (5)$$

$$\bar{Z}_{ci} = Z_{ci} \frac{\sqrt{S+1}}{Z_{вц}}; \quad (6)$$

$$K_c = \sqrt{1 + S \sin^2(2\pi \bar{\ell})}. \quad (7)$$

В выражениях (5)...(7) $\bar{\ell} = \ell/\lambda$; λ – длина волны подавляемых колебаний; ℓ – длина гасителя; $S = S_k/S_{цтр}$ – степень расширения гасителя; $S_k, S_{цтр}$ – соответственно площади поперечного сечения расширительной камеры и центральной трубки; $Z_{вц} = \rho a/S_{цтр}$ – волновое

сопротивление центральной трубки гасителя; ρ – плотность рабочей жидкости; α – скорость звука в рабочей жидкости.

Из анализа формул (1) и (2) следует, что для согласования волновых сопротивлений гасителя и подводящего трубопровода необходимо обеспечить определенное соотношение между инерционностью, L , проточного канала и приведенной упругостью, $C_{пр}$, полости гасителя. При сохранении расчетного или требуемого значения волнового сопротивления гасителя, для увеличения коэффициент затухания K_c , как следует из формул (3) и (4), необходимо пропорционально увеличивать значения параметров L и $C_{пр}$. Это ведет одновременно и к увеличению гидравлических потерь и габаритов устройства, что является основным недостатком методик расчета, ограничивающих применение гасителя.

Рассмотрим характеристики этого гасителя как частный случай характеристик устройства, имеющего более общую структуру. Расчетная схема для определения обобщенных характеристик такого устройства изображена на рис. 2.

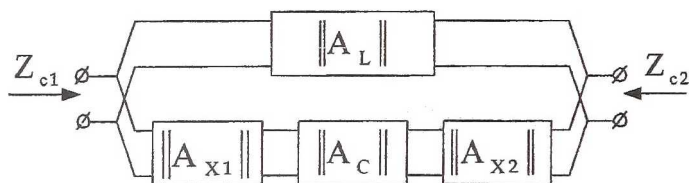


Рис. 2. Расчетная схема обобщенного гасителя

$$\|A_L\|, \|A_C\|, \|A_{X1}\|, \|A_{X2}\|$$

- матрицы передачи как четырехполосников соответственно центральной трубки; расширительной полости; элементов, шунтирующих расширительную полость на входе и выходе

Используя результаты работы [2], запишем выражения для коэффициентов передачи гасителя как пассивного четырехполосника в следующем виде:

$$A = \frac{\cos \beta}{p} \times \left\{ S^2 (S+1) \cdot (\bar{X}_1 + \bar{X}_2)^2 + \left[(S+1)^2 + \bar{X}_1 \bar{X}_2 S^2 \right]^2 - \right. \\ \left. - \bar{X}_1 S^3 (\bar{X}_1 + \bar{X}_2) \cdot (S+1) \right\} \cdot \left\{ \operatorname{tg}^2 \beta + j \bar{X}_1 S \cdot \left[(S+1)^2 + \bar{X}_1 \bar{X}_2 S^2 \right] \times \right. \\ \left. \times S \sqrt{(S+1)} \cdot \operatorname{tg}^3 \beta \right\} \quad (8)$$

$$B = \frac{Z_{\text{вц}} \sin \beta}{P \sqrt{S+1}} \left\{ S^2 (\bar{X}_1 + \bar{X}_2) \cdot (S+1)^2 \cdot \text{tg} \beta + j \sqrt{S+1} \times \right. \\ \left. \left\{ S^2 (S+1) \cdot (\bar{X}_1 + \bar{X}_2)^2 + [(S+1) + \bar{X}_1 \bar{X}_2 S^2] \times \right. \right. \\ \left. \left. [(S+1)^2 + \bar{X}_1 \bar{X}_2 S^2] \cdot \text{tg}^2 \beta \right\} \right\}, \quad (9)$$

$$C = \frac{\sin \beta}{P Z_{\text{вц}} \sqrt{S+1}} \left\{ S^4 (S+1) \bar{X}_1 \bar{X}_2 (\bar{X}_1 + \bar{X}_2) \cdot \text{tg} \beta + j \sqrt{S+1} \times \right. \\ \times \left\{ S^2 (S+1)^2 (\bar{X}_1 + \bar{X}_2)^2 + [(S+1)^3 + \bar{X}_1 \bar{X}_2 S^2] \times \right. \\ \left. \times [(S+1)^2 + \bar{X}_1 \bar{X}_2 S^2] \cdot \text{tg}^2 \beta \right\} \right\}, \quad (10)$$

$$D = \frac{\cos \beta}{P} \times \left\{ S^2 (S+1) \cdot (\bar{X}_1 + \bar{X}_2)^2 + \left\{ [(S+1)^2 + \bar{X}_1 \bar{X}_2 S^2]^2 - \right. \right. \\ \left. \left. - \bar{X}_2 S^3 (\bar{X}_1 + \bar{X}_2) \cdot (S+1) \right\} \text{tg}^2 \beta + j \bar{X}_2 S \cdot [(S+1)^2 + \bar{X}_1 \bar{X}_2 S^2] \times \right\}, \quad (11) \\ \times S \sqrt{S+1} \cdot \text{tg}^3 \beta \left. \right\},$$

где $P = S^2 (S+1) (\bar{X}_1 + \bar{X}_2)^2 + [(S+1)^2 + \bar{X}_1 \bar{X}_2 S^2]^2 \text{tg}^2 \beta$;

$\beta = \frac{\omega \ell}{\alpha} = \frac{2\pi \ell}{\lambda} = 2\pi \bar{\ell}$ - параметр, характеризующий продольную

распределенность параметров в элементах гасителя.

Примем в формулах (8)...(11) $\bar{X}_1 = \bar{R}_1$, $\bar{X}_2 = \bar{R}_2$. Запишем соотношения для относительных волновых сопротивлений гасителя, подставив соответствующие выражения в формулы (12)

$$\bar{Z}_{\text{ci}} = \frac{Z_{\text{ci}} \sqrt{S+1}}{Z_{\text{вц}}}, Z_{\text{c1}} = \sqrt{\frac{AB}{CD}}, Z_{\text{c2}} = \sqrt{\frac{DB}{CA}} \quad (12)$$

и проведем их анализ в зависимости от изменения параметра $\bar{\ell}$. В результате исследований получим, что волновые сопротивления гасителя являются активными когда $\bar{\ell} = 0$, $\bar{\ell} = 1/4$ и $\bar{\ell} = 1/2$. Причем, если $\bar{\ell} = 0$ и $\bar{\ell} = 1/2$ значения волновых сопротивлений гасителя одинаковые и равны

$$\bar{Z}_{\text{ci}} = 1. \quad (13)$$

При этих значениях $\bar{\ell}$ коэффициент затухания $K_c = 1$.

Когда $\bar{\ell} = 1/4$ выражения для определения волновых сопротивлений имеют следующий вид:

$$\bar{Z}_{c1} \Big|_{\bar{\ell}=\frac{1}{4}} = \sqrt{\frac{\bar{R}_1 (S+1) \cdot [(S+1) + \bar{R}_1 \bar{R}_2 S^2]}{\bar{R}_2 \bar{R}_1 \bar{R}_2 S^2 + (S+1)^3}}; \quad (14)$$

$$\bar{Z}_{c2} \Big|_{\bar{\ell}=\frac{1}{4}} = \sqrt{\frac{\bar{R}_2 (S+1) \cdot [(S+1) + \bar{R}_1 \bar{R}_2 S^2]}{\bar{R}_1 \bar{R}_1 \bar{R}_2 S^2 + (S+1)^3}}. \quad (15)$$

Исследуем зависимость коэффициента K_c при значении $\bar{\ell} = 1/4$. Подставим в формулу для коэффициента K_c

$$K_c = \left| \sqrt{A \cdot D} + \sqrt{B \cdot C} \right| \quad (16)$$

выражения (8)...(11). После соответствующих преобразований при $\bar{\ell} = 1/4$ получим

$$K_c \Big|_{\bar{\ell}=\frac{1}{4}} = \frac{S^2(S+1)\sqrt{\bar{R}_1 \bar{R}_2} + \sqrt{[(S+1)^2 + S^2(S+1)\bar{R}_1 \bar{R}_2][(S+1)^3 + S^2\bar{R}_1 \bar{R}_2]}}{[(S+1)^2 + \bar{R}_1 \bar{R}_2 S^2]\sqrt{S+1}} \quad (17)$$

Анализ соотношения (17) показывает, что величина коэффициента K_c при $\bar{\ell} = 1/4$ может изменяться в пределах

$$1 \leq K_c \Big|_{\bar{\ell}=\frac{1}{4}} \leq \sqrt{S+1}, \quad (18)$$

причем максимальное значение коэффициента K_c , равное

$$K_{c\max} = \sqrt{S+1} \quad (19)$$

будет при выполнении условия

$$\bar{R}_1 \bar{R}_2 = \left(\frac{S+1}{S} \right)^2, \quad (20)$$

а минимальное значение K_c , равное единице когда $\bar{R}_1 \bar{R}_2 = 0$ или $\bar{R}_1 \bar{R}_2 = \infty$. Максимальные значения коэффициентов K_c , подсчитанные по формулам (7) и (19), одинаковые. В первом случае гаситель должен иметь значения сопротивлений, шунтирующих расширительную полость $\bar{R}_1 = 1$. При этом относительные волновые сопротивления гасителя равны единице.

Во втором случае, при том же максимальном значении коэффициента K_c , которое реализуется при выполнении условия (20), значения волновых сопротивлений вычисляются по формулам:

$$\bar{Z}_{c1} \Big|_{\bar{\ell}=\frac{1}{4}} = \sqrt{\frac{\bar{R}_1}{\bar{R}_2}} = \sqrt{m}; \quad (21)$$

$$\bar{Z}_{c2} \Big|_{\bar{\ell}=\frac{1}{4}} = \sqrt{\frac{\bar{R}_2}{\bar{R}_1}} = \sqrt{\frac{1}{m}}. \quad (22)$$

Из соотношений (21) и (22) следует, что при $\bar{\ell} = 1/4$ волновые сопротивления гасителя являются активными при любых значениях сопротивлений \bar{R}_i , определенных условием (20), и взаимнообратными. Причем величины волновых сопротивлений при максимальном значении K_c и фиксированных габаритах гасителя нетрудно изменять в широких пределах. Следовательно, на фиксированной частоте или в окрестности частоты, при которой реализуется $\bar{\ell} = 1/4$, гаситель можно использовать как “трансформатор” активных волновых сопротивлений.

Графики изменения характеристик гасителя, при выполнении условия (20), в зависимости от параметра $\bar{\ell}$ приведены на рис. 3, рис.4. На рис 3 проиллюстрированы изменения коэффициента K_c , на рис. 4 - модулей волновых сопротивлений гасителя.

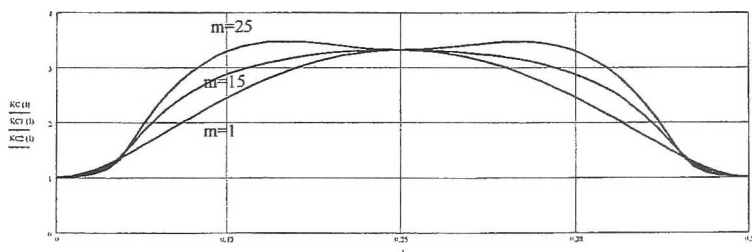


Рис.3. Зависимости коэффициента затухания, K_c , гасителя при различных значениях параметра несимметричности m .

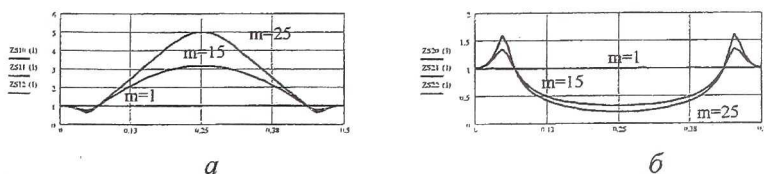


Рис. 4. Зависимости модулей волнового сопротивления гасителя Z_{c1} (а) и Z_{c2} (б) при различных значениях параметра m

Оценку изменения волновых сопротивлений при отклонении величины $\bar{\ell}$ от значения $\bar{\ell} = 1/4$ можно провести с помощью коэффициента рассогласования Γ_{ω} , учитывающего изменение модуля и аргумента волнового сопротивления гасителя по формуле

$$\Gamma_{\omega} = \sqrt{\frac{|\bar{Z}_{ci}|^2 - 2 \cdot |\bar{Z}_{ci}| \cdot \bar{Z}_{cia} \cdot \cos \varphi_{ci} + \bar{Z}_{cia}^2}{|\bar{Z}_{ci}|^2 + 2 \cdot |\bar{Z}_{ci}| \cdot \bar{Z}_{cia} \cdot \cos \varphi_{ci} + \bar{Z}_{cia}^2}}, \quad (23)$$

где $|\bar{Z}_{ci}|, \varphi_{ci}$ - текущие значения модуля и аргумента волнового сопротивления гасителя; \bar{Z}_{cia} - величина активного волнового сопротивления гасителя при частоте, соответствующей значению $\bar{\ell} = 1/4$.

Список литературы

1. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. - М.: Машиностроение, 1980. - 156с.
2. Головин А.Н. Разработка гасителей колебаний жидкости для трубопроводных цепей двигателей и систем летательных аппаратов: Диссертация на соиск. учен. степ. канд. техн. наук.- Куйбышев, 1983.- 164 с.

АНАЛИЗ МЕТОДИК РАСЧЁТА ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КРИВОЛИНЕЙНОГО ТРУБОПРОВОДА ПРИ ЕГО СИЛОВОМ ВОЗБУЖДЕНИИ

Шахматов Е.В., Прокофьев А.Б., Макарянц Г.М.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

Необходимость исследования виброакустических характеристик трубопроводов обусловлена требованиями повышения надёжности гидромеханических систем. В частности, заслуживает серьёзного внимания вопрос возбуждения вибрации трубопроводов пульсациями давления рабочей жидкости.

Авторами была разработана конечно-элементная модель для расчёта виброакустических характеристик коленообразного трубопровода [1], проведено её сравнение с существующими аналитическими моделями, показана высокая сходимость результатов. Однако, вопрос исследования распределения вибропараметров по длине трубопровода заслуживает более тщательного рассмотрения, так как существующие в настоящее время