

РАСЧЁТНЫЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГАСИТЕЛЯ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ ДЛЯ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ

© 2024

Т. Б. Миронова кандидат технических наук, доцент кафедры автоматических систем энергетических установок имени академика В.П. Шорина; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва;
mironova.tb@ssau.ru

П. Д. Рекадзе кандидат технических наук, старший научный сотрудник НИИ-201 (Институт акустики машин); Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва;
rekadze.pd@ssau.ru

А. Б. Прокофьев доктор технических наук, заведующий кафедрой теории двигателей летательных аппаратов имени В.П. Лукачева; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва;
prok@ssau.ru

Л. В. Родионов кандидат технических наук, доцент кафедры автоматических систем энергетических установок имени академика В.П. Шорина; начальник отдела сопровождения научных исследований; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва;
rodionov.lv@ssau.ru

Представлена аналитическая модель гасителя пульсаций давления для трубопроводных систем обобщённой структуры, полученная с помощью метода четырёхполосников. Данная модель получена в сосредоточенных и в распределённых параметрах. Учёт распределённости параметров проведён для центрального инерционного канала гасителя введением в аналитическую модель вместо матрицы инерционного сопротивления матрицы для распределённого элемента. В программе Ansys разработана конечно-элементная параметрическая модель двухкаскадного гасителя колебаний реактивного типа. Пульсационные процессы в гасителе смоделированы с помощью акустического анализа. По трём моделям проведён расчёт частотнозависимых коэффициентов матрицы передачи гасителя с помощью трёх численных экспериментов, в которых используется участок трубопроводной системы, для которого динамические характеристики известны заранее. Рассчитаны характеристические параметры двухкаскадного гасителя колебаний реактивного типа: волновые (характеристические) сопротивления на входе и на выходе и коэффициент собственного затухания. Расчёт проведён с использованием аналитических и конечно-элементных моделей. Разработан однокаскадный гаситель колебаний давления, с регулируемыми параметрами, позволяющий изменять сопротивления жиклёров и резонансных трубок, длину центрального канала и ёмкость расширительной полости. Для разработанного однокаскадного гасителя колебаний проведено сравнение собственных характеристик, рассчитанных по аналитической модели и по результатам экспериментальных исследований.

Гаситель колебаний; давление; пульсации; математическая модель; программа Ansys

Цитирование: Миронова Т.Б., Рекадзе П.Д., Прокофьев А.Б., Родионов Л.В. Расчётные и экспериментальные исследования гасителя пульсаций давления для трубопроводных систем // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2024. Т. 23, № 4. С. 144-154.
DOI: 10.18287/2541-7533-2024-23-4-144-154

Введение

В настоящее время гасители колебаний широко применяются в различных гидромеханических системах в таких отраслях, как авиация, машиностроение, сельское хозяйство и др. для снижения пульсаций давления, которые приводят к увеличению виб-

рации агрегатов и систем и могут привести не только к снижению надёжности таких систем, но и к аварийным ситуациям [1; 2]. Преимуществом установки гасителей колебаний в гидромеханические системы для снижения пульсационных и, как следствие, вибрационных нагрузок является тот факт, что это требует минимальных изменений в системе и для разного диапазона частот можно подобрать необходимый гаситель колебаний, который обеспечит снижение виброакустических нагрузок до требуемого диапазона.

Для расчёта гасителей колебаний используются результаты работ [3 – 6], которые основаны на использовании линейных или линеаризованных математических моделей периодического течения жидкости и метода электроакустических аналогий. Наиболее известным и широко распространённым является метод, основанный на универсальной расчётной модели гасителя колебаний в виде гасителя обобщённой структуры, из которой можно получить расчётную схему гасителя для снижения виброакустических нагрузок в рассматриваемой гидромеханической системе [3 – 9]. Обычно динамические характеристики системы, в которую будет установлен гаситель колебаний, определяются заранее либо с помощью расчётов, либо с помощью проведения экспериментальных исследований [3; 4; 7]. Чаще всего при проектировании гасителей выбирают подход, основанный на расчёте эффективности гасителя в гидромеханической системе.

Математическая модель гасителя колебаний обобщённой структуры

В настоящей статье рассмотрена расчётная модель для обобщённой структуры гасителя колебаний (рис. 1), полученная с помощью метода четырёхполюсников в сосредоточенных параметрах [1].

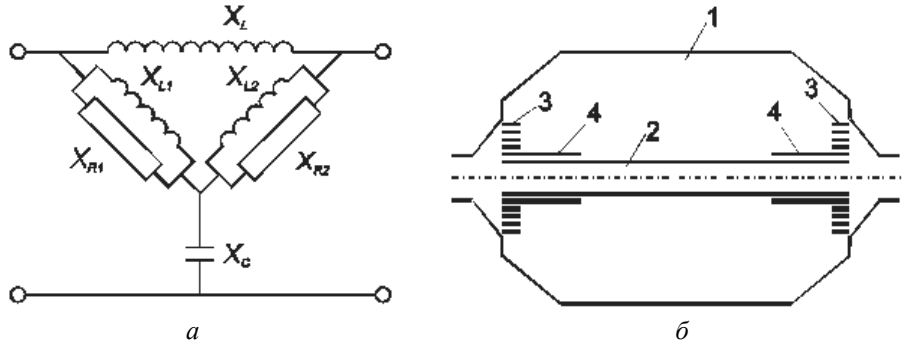


Рис. 1. Гаситель колебаний обобщённой структуры:
а – электрический аналог; б – принципиальная схема.

1 – расширительная полость (ёмкость x_C); 2 – центральный трубопровод (индуктивность x_L);
3 – жиклёры (сопротивления x_{R1} и x_{R2}); 4 – резонансные трубки (индуктивности x_{L1} и x_{L2})

С помощью электрогидравлических аналогий каждый элемент гасителя колебаний возможно представить в виде матрицы: расширительную полость как матрицу для ёмкостного сопротивления x_C , трубопровод в виде матрицы инерционного сопротивления x_L , диссипативные элементы в виде дросселей, жиклёров и т.п. в виде матриц активного сопротивления x_R

$$x_L = \begin{bmatrix} 1 & j\omega L \\ 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad x_C = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ j\omega C & 1 \end{bmatrix}; \quad x_R = \begin{bmatrix} 1 & R \\ 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (1)$$

где L – инерционность проточного канала гасителя; C – ёмкость расширительной полости; ω – круговая частота колебаний.

Была рассчитана матрица передачи обобщённого гасителя колебаний в виде:

$$\begin{bmatrix} \frac{L(1-\omega^2 Cx_1)+x_1+x_2-\omega^2 Cx_1x_2}{L+x_1+x_2-\omega^2 Cx_1x_2} & \frac{j\omega L(x_1+x_2-\omega^2 Cx_1x_2)}{L+x_1+x_2-\omega^2 Cx_1x_2} \\ -\frac{1}{j\omega} \left(\frac{\omega^2 LC}{L(x_1+x_2-\omega^2 Cx_1x_2)} \right) \left((x_1+x_2) - \frac{\omega^2 CLx_1x_2}{L+x_1+x_2-\omega^2 Cx_1x_2} \right) & \frac{L(1-\omega^2 Cx_2)+x_1+x_2-\omega^2 Cx_1x_2}{L+x_1+x_2-\omega^2 Cx_1x_2} \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$x_1 = \frac{L_1 R_1}{R_1 + j\omega L_1}; \quad x_2 = \frac{L_2 R_2}{R_2 + j\omega L_2},$$

где L_1 и L_2 – инерционность резонансных трубок.

Были определены частотнозависимые коэффициенты матрицы передачи обобщённого гасителя A, B, C, D [1; 8]. Полученные выражения (2) были подставлены в уравнения для определения характеристических параметров устройства – сопротивления со стороны входа Z_{c1} и выхода Z_{c2} и коэффициента собственного затухания K_c [1; 8]:

$$K_c = \left| \sqrt{1 - \left[\frac{\omega^2 LC}{Y} \right] \cdot \left[(X_1 + X_2) - \frac{\omega^2 LCX_1X_2}{Y} \right]} + \sqrt{- \left[\frac{\omega^2 LC}{Y} \right] \cdot \left[(X_1 + X_2) - \frac{\omega^2 LCX_1X_2}{Y} \right]} \right|;$$

$$Z_{c1} = Z_{c2} = \sqrt{\frac{\omega^2 L(x_1+x_2-\omega^2 cx_1x_2)^2}{(L+x_1+x_2-\omega^2 cx_1x_2)\omega^2 Lc \left(x_1+x_2 - \frac{\omega^2 cx_1x_2 L}{L+x_1+x_2-\omega^2 cx_1x_2} \right)}}; \quad (3)$$

$$X_i = \left(\frac{L_i R_i}{R_i + j\omega_i L_i} \right); \quad Y = L + X_1 + X_2 - \omega^2 C X_1 X_2.$$

В гасителе колебаний давления есть участки с размерами, близкими к длине волны, на которых параметры рабочей среды изменяются по их длине. Распределённость параметров учитывалась введением в обобщённую расчётную модель гасителя колебаний матрицы передачи одномерного распределённого элемента взамен матрицы, характеризующей индуктивность X_L . Матрицу передачи одномерного распределённого элемента можно записать в виде:

$$\begin{bmatrix} ch \frac{j\omega l}{a} & \frac{\rho a}{\pi_1^2} sh \frac{j\omega l}{a} \\ \frac{\pi_1^2}{\rho a} sh \frac{j\omega l}{a} & ch \frac{j\omega l}{a} \end{bmatrix}, \quad (4)$$

где a – скорость звука; l – длина центрального трубопровода; r_1 – радиус центрального трубопровода; ρ – плотность.

Таким образом, была получена матрица гасителя колебаний обобщённой структуры с учётом распределённости параметров:

$$x = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix}, \quad (5)$$

где

$$A = \frac{Z_1 \frac{\rho a}{\pi r_1^2} \operatorname{sh} \frac{j\omega l}{a} + Z \operatorname{ch} \frac{j\omega l}{a}}{\frac{\rho a}{\pi r_1^2} \operatorname{sh} \frac{j\omega l}{a} + Z}; \quad D = \frac{Z_2 \frac{\rho a}{\pi r_1^2} \operatorname{sh} \frac{j\omega l}{a} + Z \operatorname{ch} \frac{j\omega l}{a}}{\frac{\rho a}{\pi r_1^2} \operatorname{sh} \frac{j\omega l}{a} + Z}; \quad B = \frac{Z \frac{\rho a}{\pi r_1^2} \operatorname{sh} \frac{j\omega l}{a}}{\frac{\rho a}{\pi r_1^2} \operatorname{sh} \frac{j\omega l}{a} + Z};$$

$$C = \frac{\left(Z_2 \frac{\rho a}{\pi r_1^2} \operatorname{sh} \frac{j\omega l}{a} + Z \cdot \operatorname{ch} \frac{j\omega l}{a} \right) \left(Z_1 \frac{\rho a}{\pi r_1^2} \operatorname{sh} \frac{j\omega l}{a} + Z \cdot \operatorname{ch} \frac{j\omega l}{a} \right)}{\left(Z \frac{\rho a}{\pi r_1^2} \operatorname{sh} \frac{j\omega l}{a} \right) \left(\frac{\rho a}{\pi r_1^2} \operatorname{sh} \frac{j\omega l}{a} + Z \right)} - \frac{1}{\frac{\rho a}{\pi r_1^2} \operatorname{sh} \frac{j\omega l}{a}} + j\omega c + \frac{(Z_1 Z_2)}{Z};$$

$$Z = j\omega(x_1 + x_2 - \omega^2 c x_1 x_2), \quad Z_1 = 1 - \omega^2 c x_1, \quad Z_2 = 1 - \omega^2 c x_2, \quad Y_1 = \frac{\rho a}{\pi r_1^2} \operatorname{sh} \frac{j\omega l}{a}.$$

Затем частотнозависимые коэффициенты матрицы передачи гасителя колебаний обобщённой структуры с учётом распределённости параметров из выражения (5) были подставлены в виде уравнений для определения характеристических параметров гасителя колебаний Z_{c1} , Z_{c2} и K_c :

$$Z_{c1} = \sqrt{\frac{V(ZY_1)^2}{W(VW-U)}}; \quad Z_{c2} = \sqrt{\frac{W(ZY_1)^2}{V(VW-U)}}; \quad K_c = \left| \frac{\sqrt{VW} + \sqrt{VW-U}}{Y_1 + Z} \right|,$$

где

$$W = Z_2 Y_1 + \operatorname{ch} \frac{j\omega l}{a} Z; \quad V = Z_1 Y_1 + \operatorname{ch} \frac{j\omega l}{a} Z; \quad U = (Z + Y_1) \left(Z + \frac{\omega c}{j} Y_1 Z - Y_1 Z_1 Z_2 \right).$$

Расчёт собственных характеристик гасителя колебаний в распределённых параметрах

С помощью программы Ansys и расчётно-экспериментальной методики определения динамических характеристик гидравлических устройств, описываемых пассивными четырёхполюсниками, были определены такие характеристические параметры двухкаскадного гасителя колебаний реактивного типа, как волновые (характеристические) сопротивления на входе Z_{c1} , на выходе Z_{c2} и коэффициент собственного затухания K_c . Были определены частотнозависимые коэффициенты матрицы передачи гасителя A , B , C , D .

Геометрическая модель и параметры исследуемого гасителя колебаний представлены на рис. 2, а. Геометрические размеры гасителя: $LEN = 0,4$ м; $L1 = 0,37$ м; $L3 = 0,08$ м; $L4 = 0,03$ м; $L5 = 0,2005$ м; $L6 = 0,05$ м; $r1 = 0,007$ м; $r2 = 0,01$ м; $r3 = 0,08$ м.

В программе Ansys разработана конечно-элементная параметрическая модель двухкаскадного гасителя колебаний реактивного типа (рис. 2, б). Расчёт силового гармонического возбуждения проводился в модуле Ansys Harmonic.

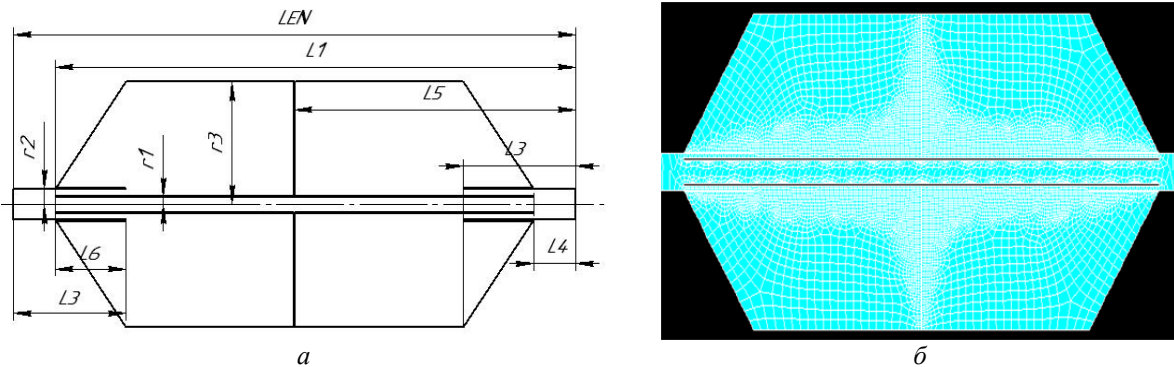


Рис. 2. Двухкаскадный гаситель колебаний реактивного типа:
 а – геометрическая модель гасителя; б – конечно-элементная модель гасителя

В качестве рабочей жидкости в гасителе используется АМГ-10. Скорость звука в рабочей жидкости $c = 1300$ м/с, плотность рабочей жидкости $\rho_{ж} = 870$ кг/м³. Параметры материала гасителя колебаний (сталь Ст 40): плотность материала $\rho = 7850$ кг/м³, модуль упругости $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па, коэффициент Пуассона $\nu = 0,2$. Граничные условия для конечно-элементной параметрической модели двухкаскадного гасителя заданы в виде частоты и амплитуды колебаний давления рабочей жидкости на входе в трубопровод.

Пульсационные процессы в гасителе были смоделированы с помощью акустического анализа, который включает моделирование процессов в жидкой среде. Задача решалась в осесимметричной постановке.

Частотнозависимые коэффициенты для матрицы передачи гасителя колебаний давления были определены по результатам трёх численных исследований (рис. 3). В них используется участок трубопроводной системы, для которого динамические характеристики уже известны заранее. Далее определяются комплексные амплитуды колебаний давления A, B, C, D в трёх разных сечениях системы [8]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{P'_1}{P'_2} = A_1 + \frac{B_1}{Z'_2}; \frac{P'_2}{P'_3} = A_x + \frac{B_x}{Z'_n}; \frac{P'_2}{P'_3 \cdot Z'_2} = C_x + \frac{D_x}{Z'_n}; \frac{P''_1}{P''_2} = A_1 + \frac{B_1}{Z''_2}; \\ \frac{P''_2}{P''_3} = D_x + \frac{B_x}{Z''_n}; \frac{P''_2}{P''_3 \cdot Z''_2} = C_x + \frac{A_x}{Z''_n}; \frac{P'''_1}{P'''_2} = A_x + \frac{B_x}{Z'''_2}; \frac{P'''_2}{P'''_3} = A_1 + \frac{B_1}{Z'''_n}; \frac{P'''_2}{P'''_3 \cdot Z'''_2} = C_1 + \frac{D_1}{Z'''_n} \end{aligned} \right\}, \quad (6)$$

где $A_x = \frac{P'_2}{P'_3}$; $B_x = \frac{P'''_1 - A_x P'''_2}{C_1 P'''_3}$; $C_x = \frac{P'_1 - A_1 P'_2}{B_1 P'_3}$; $D_x = \frac{P''_1 - A_1 P''_2}{B_1 P''_3}$; $D_x = \frac{P''_2}{P''_3}$;

A_x, B_x, C_x, D_x – исследуемые характеристики в виде комплексных амплитуд колебаний давления; A_1, B_1, C_1, D_1 – параметры участка с известными частотными характеристиками

ками; $Z'_H = Z''_H = Z'''_H$ – импеданс нагрузки в трёх сечениях; P'_1 – давление в первом сечении для первого численного исследования; P''_1 – давление в первом сечении для второго численного исследования; P'''_1 – давление в первом сечении для третьего численного исследования; P_i^j – i номер сечения, j – номер численного исследования.

Оценка точности решения проводилась по совпадению значений коэффициента C_x в двух расчётах и с помощью определения детерминанта матрицы передачи гасителя: $AD - BC = 1$.

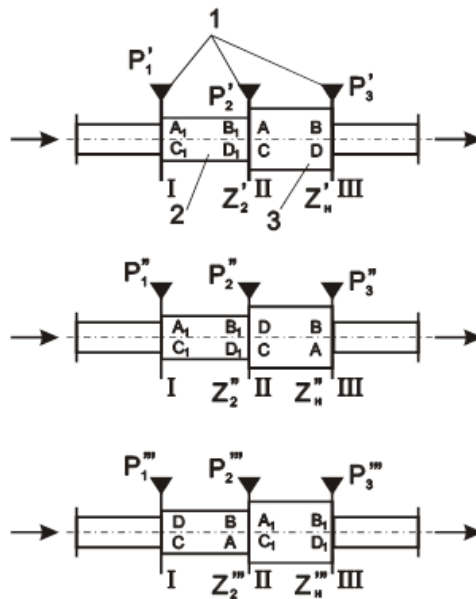


Рис. 3. Схема проведения трёх численных исследований для расчёта динамических характеристик гасителя колебаний:

1 – сечения, для которых определяются комплексные амплитуды давления;
2 – элемент с известными частотными характеристиками; 3 – исследуемый гаситель колебаний

Результаты расчёта в программе Ansys получены в виде распределения давления в системе гаситель – трубопровод. Они позволили определить величины комплексных амплитуд колебаний давления в сечениях I, II и III и по соотношениям (6) рассчитать коэффициенты A_x , B_x , C_x , D_x матрицы передачи с помощью программного комплекса MathCAD. Полученные значения частотнозависимых коэффициентов были подставлены в уравнения для определения характеристических параметров устройства: сопротивления на входе Z_{c1} , на выходе Z_{c2} и коэффициента собственного затухания K_c .

Были рассчитаны частотнозависимые коэффициенты матрицы передачи гасителя в сосредоточенных параметрах, которые затем были подставлены в уравнения для определения характеристических параметров гасителя: волновых сопротивлений на входе и выходе гасителя и коэффициента собственного затухания:

$$Z_{c1} = Z_{c2} = (1 - \omega^2 L_{01} C) \sqrt{\frac{L}{C(1 - \omega^2 C(L_{01} + L))}}; \quad (7)$$

$$K_c = 1 - \frac{2\omega^2 LC}{1 - \omega^2 L_{01} C} + 2j\omega \sqrt{\frac{LC}{1 - \omega^2 L_{01} C} \left(1 - \frac{\omega^2 LC}{1 - \omega^2 L_{01} C}\right)}.$$

Результаты расчёта собственных характеристик гасителя колебаний с помощью численной модели в Ansys и аналитической модели показаны на рис. 4, где цифрами обозначены: 1 – результаты расчёта по аналитической модели в сосредоточенных параметрах; 2 – результаты расчёта по численной модели с использованием программы Ansys; 3 – результаты расчёта по аналитической модели с учётом распределённости параметров центрального канала. Волновые сопротивления со стороны входа Z_{c1} и выхода Z_{c2} получаются в виде комплексных чисел и для построения графиков берутся по модулю.

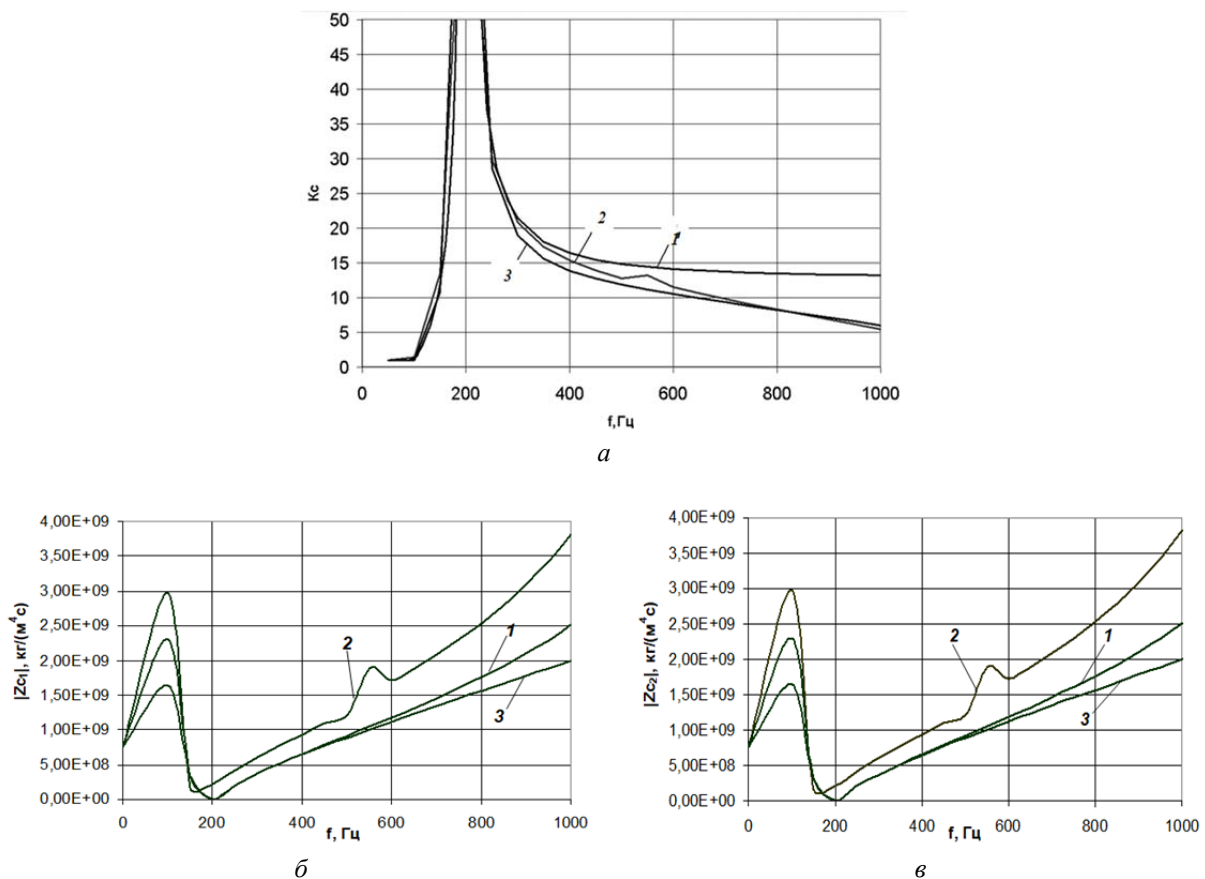


Рис. 4. Собственные частотные характеристики гасителя колебаний:
 а – коэффициент собственного затухания; б – модуль волнового сопротивления на входе гасителя;
 в – модуль волнового сопротивления на выходе гасителя

Из рис. 4 видно, что результаты, полученные с помощью трёх моделей, на низких частотах практически совпадают. Однако на высоких частотах есть расхождение. Это можно объяснить отсутствием учёта распределённости параметров в аналитической модели для центрального инерционного канала и расширительной полости гасителя колебаний.

Учесть данную распределённость можно введением в аналитическую модель вместо матрицы инерционного сопротивления X_L матрицы для распределённого элемента. Тогда матрицу для гасителя колебаний можно будет записать в виде:

$$x = \begin{bmatrix} \bar{A} & \bar{B} \\ \bar{C} & \bar{D} \end{bmatrix}, \quad (8)$$

где

$$\bar{A} = \bar{D} = 2 \left(\frac{j\omega C}{1 - \omega^2 L_0 C} \frac{\rho a}{\pi r_1^2} sh \frac{j\omega l}{a} ch \frac{j\omega l}{a} \right) + 2 \left(ch \frac{j\omega l}{a} \right)^2 - 1;$$

$$\bar{B} = 2 \left(ch \frac{j\omega l}{a} \right) \left(\frac{\rho a}{\pi r_1^2} sh \frac{j\omega l}{a} \right);$$

$$\bar{C} = 2 \left(\left(\frac{j\omega C}{1 - \omega^2 L_0 C} \right)^2 \frac{\rho a}{\pi r_1^2} sh \frac{j\omega l}{a} ch \frac{j\omega l}{a} + 2 \frac{j\omega C}{1 - \omega^2 L_0 C} \left(ch \frac{j\omega l}{a} \right)^2 + \frac{\pi r_1^2}{\rho a} \cdot \left(ch \frac{j\omega l}{a} \right)^3 - \frac{j\omega C}{1 - \omega^2 L_0 C} \frac{\pi r_1^2}{\rho a} \cdot \frac{ch \frac{j\omega l}{a}}{sh \frac{j\omega l}{a}} \right).$$

В соответствии с представленной на рис. 5 структурной схемой была разработана конструктивная схема для гасителя колебаний давления с регулируемыми параметрами (рис. 6), в котором можно изменять сопротивление жиклёров и сопротивление резонансных трубок, длину центрального канала и ёмкость расширительной полости. Данные регулируемые параметры позволяют настраивать гаситель и получать нужное снижение динамических нагрузок трубопроводной системы.

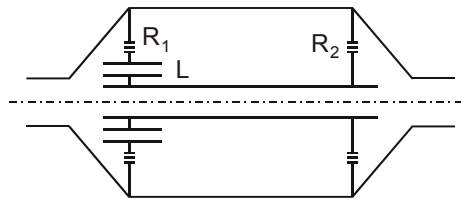


Рис. 5. Схема гасителя колебаний давления с регулируемыми параметрами

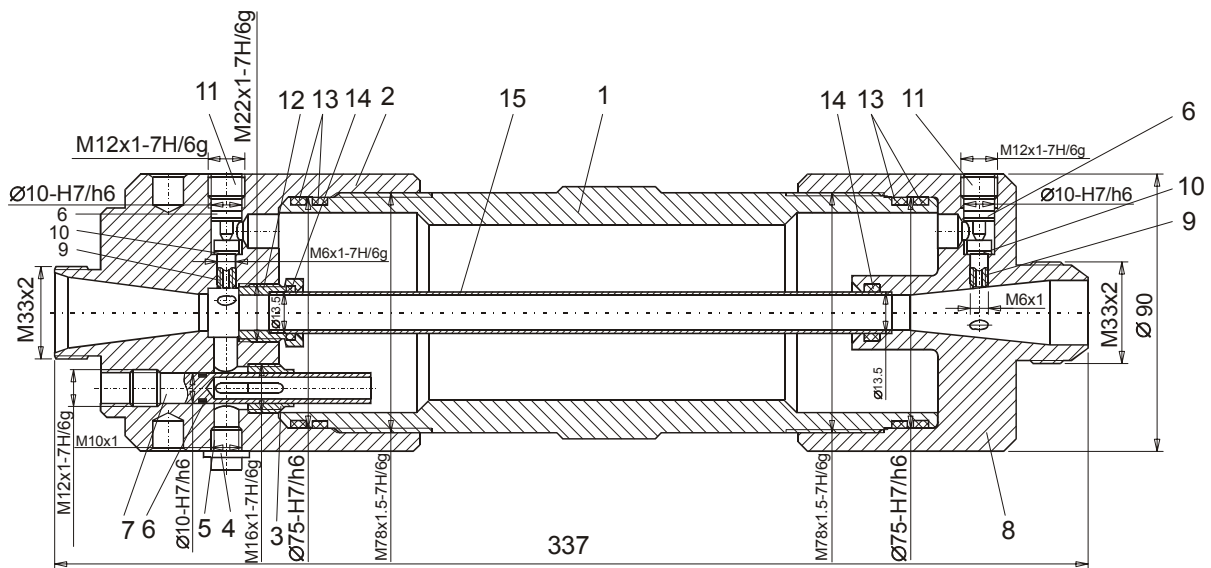


Рис. 6. Конструкция гасителя колебаний давления с регулируемыми параметрами:
1 – корпус; 2 – передняя крышка; 3 – втулка; 4 – шайба; 5 – винт; 6; 13; 14 – уплотнительные кольца;
7 – винт-трубка (резонансная трубка); 8 – задняя крышка; 9 – винт-жиклёр; 10 – шайба;
11 – упор; 12 – державка; 15 – проточная трубка

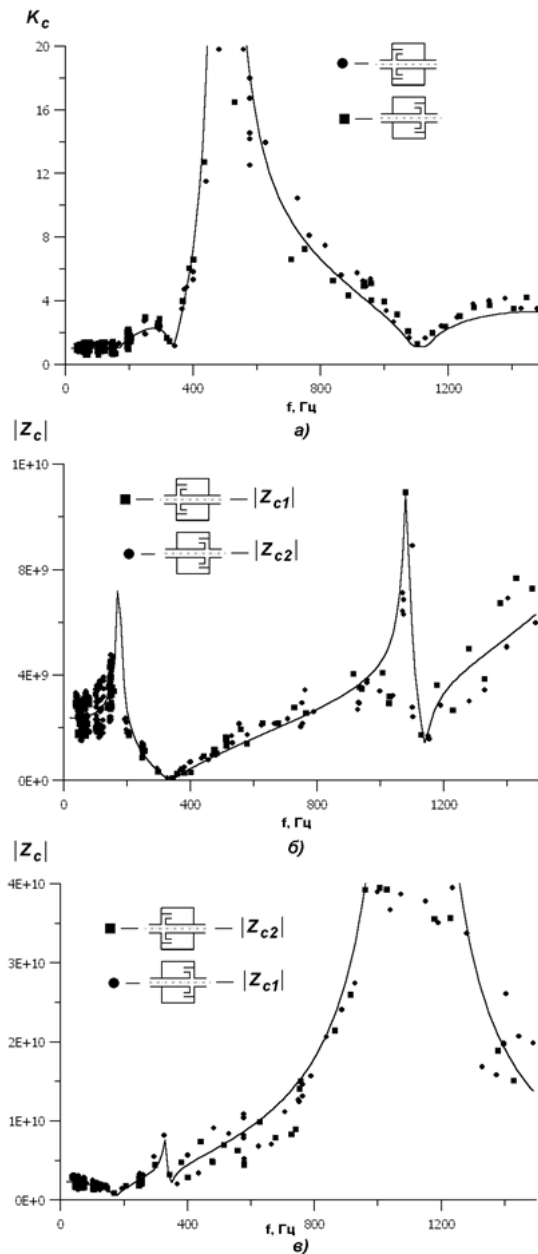


Рис. 7. Собственные частотные характеристики гасителя колебаний с регулируемыми параметрами, полученные с помощью расчётов (линии) и экспериментальных исследований (точки):

- а – коэффициент собственного затухания;*
- б – модуль волнового сопротивления на входе гасителя;*
- в – модуль волнового сопротивления на выходе гасителя*

Были проведены численные и экспериментальные исследования собственных характеристик гасителя по представленной выше методике. На рис. 7 приведены результаты экспериментальных исследований в виде точек, а результаты, полученные по расчётным моделям, в виде линий.

На графиках рис. 7 видно, что результаты по расчётной модели хорошо совпадают с результатами экспериментальных исследований на всём диапазоне частот, исключая высокие частоты и резонансные зоны.

Результаты исследования были получены в рамках выполнения государственного задания Минобрнауки России (Проект №FSSS-2024-0015)

Библиографический список

1. Иголкин А.А., Крючков А.Н., Макарьянц Г.М., Прокофьев А.Б., Прохоров С.П., Шахматов Е.В., Шорин В.П. Снижение колебаний и шума в гидромеханических системах. Самара: СГАУ, 2005. 314 с.
2. Макарьянц Г.М., Прокофьев А.Б., Шахматов Е.В. Обеспечение работоспособности трубопроводной обвязки стенда для наземных испытаний рулевых машин // Труды III Международной научно-технической конференции «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» (7-9 июня 2005 г., Санкт-Петербург). СПб: Изд-во Политехнического ун-та, 2005. С. 268-272.
3. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. М.: Машиностроение, 1980. 159 с.
4. Алексеев А.М., Сборовский А.К. Судовые виброгасители. Л.: Судпромгиз, 1962. 196 с.
5. Башта Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1967. 495 с.
6. Гризодуб Ю.Н. К исследованию переменного движения жидкости в многоузловых гидравлических системах машин и автоматических устройств // Автоматика и телемеханика. 1952. Т. 13, № 1. С. 55-60.
7. РТМ 1672-82. Гасители колебаний давления жидкости с активным волновым сопротивлением. Методика расчёта параметров. М.: НИИСУ, 1982. 21 с.
8. Прокофьев А.Б. Исследование процессов виброакустического взаимодействия в элементах гидромеханических систем двигателей летательных аппаратов. Дис. ... канд. техн. наук. Самара, 2001. 256 с.
9. Гимадиев А.Г., Крючков А.Н., Леньшин В.В., Прокофьев А.Б., Шахматов Е.В., Шестаков Г.В., Шорин В.П. Снижение виброакустических нагрузок в гидромеханических системах. Самара: СГАУ, 1988. 270 с.

COMPUTATIONAL AND EXPERIMENTAL STUDIES OF A PRESSURE PULSATION DAMPER FOR PIPELINE SYSTEMS

© 2024

- T. B. Mironova** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Power Plant Automatic Systems named after Academician V.P. Shorin; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; mironova.tb@ssau.ru
- P. D. Rekadze** Candidate of Science (Engineering), Senior Researcher at NII-201 (Institute of Machine Acoustics); Samara National Research University, Samara, Russian Federation; rekadze.pd@ssau.ru
- A. B. Prokofiev** Doctor of Science (Engineering), Head of the Department of Aircraft Engine Theory named after V.P. Lukachev; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; prok@ssau.ru
- L. V. Rodionov** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Power Plant Automatic Systems named after Academician V.P. Shorin; Head of the Department of Research Support; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; rodionov.lv@ssau.ru

A generalized-structure analytical model of a pressure pulsation damper for pipeline systems is presented. The model was obtained using the four-pole method. The model is obtained in lumped and distributed parameters. The distributed-element model and finite element model are used for calculating the inherent characteristics of the pressure pulsation damper. The analytical distributed-element model takes into account the distribution parameters of the central inertial channel by introducing into the analytical model a matrix for the distributed element instead of the matrix of inertial resistance. A finite element parametric model of a two-stage reactive-type oscillation damper is developed in the Ansys software. Pulsation processes in the damper are modeled using acoustic analysis. The frequency-dependent coefficients of the damper transfer matrix are calculated for three models using three numerical experiments with a section of the pipeline system with the dynamic characteristics known in advance. The characteristic parameters of the pressure pulsation damper are calculated. These are the wave input impedance, wave output impedance and the inherent vibration damping. The calculation was carried out using analytical and finite element models. A single-stage reactive pressure pulsation damper is developed. The damper is designed in such a way that its settings such as the resistance of the jets and resonance tubes, the length of the central channel and the capacity of the expansion cavity can be changed. The results of experimental and numerical research of the inherent characteristics of a single-stage reactive of a vibration damper are presented.

Vibration damper; pressure; pulsations; mathematical model; software Ansys

Citation: Mironova T.B., Rekadze P.D., Prokofiev A.B., Rodionov L.V. Computational and experimental studies of a pressure pulsation damper for pipeline systems. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2024. V. 23, no. 4. P. 144-154. DOI: 10.18287/2541-7533-2024-23-4-144-154

References

1. Igolkin A.A., Kryuchkov A.N., Makaryants G.M., Prokofiev A.B., Prokhorov S.P., Shakhmatov E.V., Shorin V.P. *Snizhenie kolebaniy i shuma v gidromekhanicheskikh sistemakh* [Suppression of vibrations and noise in hydromechanical systems]. Samara: Samara State Aerospace University, 2005. 314 p.
2. Makaryants G.M., Prokofiev A.B., Shakhmatov E.V. Obespechenie rabotosposobnosti truboprovodnoy obvyazki stenda dlya nazemnykh ispytaniy rulevykh mashin. *Trudy III Mezhdunarodnoy Nauchno-tekhnicheskoy Konferentsii «Gidravlicheskie Mashiny, Hidroprivody i Hidropnevmoavtomatika» (June, 7-9, 2005, Saint Petersburg)*. St. Petersburg: Polytechnic University Publ., 2005. P. 268-272. (In Russ.)
3. Shorin V.P. *Ustranenie kolebaniy v aviatsionnykh truboprovodakh* [Suppression of vibrations in aircraft pipelines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1980. 159 p.
4. Alekseev A.M., Sborovskiy A.K. *Sudovye vibrogasiteli* [Marine vibration dampers]. Leningrad: Sudpromgiz Publ., 1962. 196 p.
5. Bashta T.M. *Gidravlicheskie privody letatel'nykh apparatov* [Aircraft hydraulic drives]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1967. 495 p.
6. Grizodub Yu.N. On the study of variable fluid motion in multi-node hydraulic systems of machines and automatic devices. *Avtomatika i Telemekhanika*. 1952. V. 13, no. 1. P. 55-60. (In Russ.)
7. RTM 1672-82. Dampers of fluid pressure fluctuation with active wave impedance. Methodology for calculating parameters. Moscow: NIISU Publ., 1982. 21 p. (In Russ.)
8. Prokofiev A.B. *Issledovanie protsessov vibroakusticheskogo vzaimodeystviya v elementakh gidromekhanicheskikh sistem dvigateley letatel'nykh apparatov. Dis. ... kand. tekhn. nauk* [Study of vibroacoustic interaction processes in elements of hydromechanical systems of aircraft engines. Thesis for a Candidate Degree (Engineering)]. Samara, 2001. 256 p.
9. Gimadiev A.G., Kryuchkov A.N., Len'shin V.V., Prokofiev A.B., Shakhmatov E.V., Shestakov G.V., Shorin V.P. *Snizhenie vibroakusticheskikh nagruzok v gidromekhanicheskikh sistemakh* [Reduction of vibroacoustic loads in hydromechanical systems]. Samara: Samara State Aerospace University Publ., 1988. 270 p.