

ХАРАКТЕРИСТИКИ АКУСТИЧЕСКИХ ГАСИТЕЛЕЙ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНОЙ МОДЕЛИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ

© 2004 А.Н. Головин

Самарский государственный аэрокосмический университет

Приведена методика исследования динамических характеристик акустических гасителей колебаний при различных моделях движения рабочей среды.

Для исследования динамических процессов в трубопроводных линиях применяются три модели течения рабочей среды. Модель гидравлической линии без потерь. Модель с линейным трением, когда потери пропорциональны средней скорости. И модель, учитывающую эффекты вязкого трения и частотную диссипацию колебаний. Диссипативная модель наиболее точно описывает протекание колебательных процессов и является в ряде случаев предпочтительнее других, особенно при изучении измерительных систем с распределенными параметрами. Основная сложность применения диссипативной модели связана с использованием математических вычислений с комплексными функциями. Однако существующая необходимость уменьшения габаритов устройств, при увеличении их эффективности действия оправдывает детальное исследование динамических процессов, в том числе с эффектами вязкого трения.

Целью статьи является изучение собственных характеристик гасителей при введении в расчетные формулы параметров, учитывающих вязкость рабочей среды и сравнение этих характеристик с идеальными зависимостями, полученными при отсутствии потерь в элементах гасителей.

Акустические характеристики гасителей, в том числе при распределенных параметрах обычно исследуют без учета гидравлических потерь в реактивных элементах устройств, иногда при квазистационарной модели гидравлических потерь. В качестве реактивных элементов применяют отрезки трубопроводов различных протяженностей и

диаметров, которые определенным образом стыкуются друг с другом. Типовые гидравлические схемы таких гасителей приведены на рис. 1. У рассматриваемых гасителей цилиндрический проточный инерционный канал и упругая полость цилиндрической формы, имеют одинаковую протяженность и конструируются либо коаксиально, либо байпасно. Переход к различным схемам устройств осуществляется за счет изменения сопротивлений дросселей, шунтирующих поток через расширительную полость. Так приняв $Z_1 = 0$, $Z_2 = \infty$ получаем схему реактивного акустического фильтра низких частот, и т.д.

Схемы гасителей и их характеристики, построенные на базе модели распространения колебаний без потерь, изложены в работе [1]. Не учет диссипации энергии колебаний упрощает формулы, описывающие исследуемые процессы. Это позволяет преобразовать зависимости характеристик до выражений, в которых соотношения между параметрами элементов устанавливаются из условия унификации всех исследуемых схем гасителей. Такие соотношения также определены в работе [1]. Поэтому для обобщения результатов исследований характеристик гасителей при нестационарных процессах будем использовать уже установленные взаимосвязи между параметрами элементов этих устройств полученные при не учете явлений диссипации колебаний.

Обобщенная расчетная схема гасителей в виде соединения четырехполюсников, описывающих свойства элементов гасителей, приведена на рис. 2. На этой схеме динами-

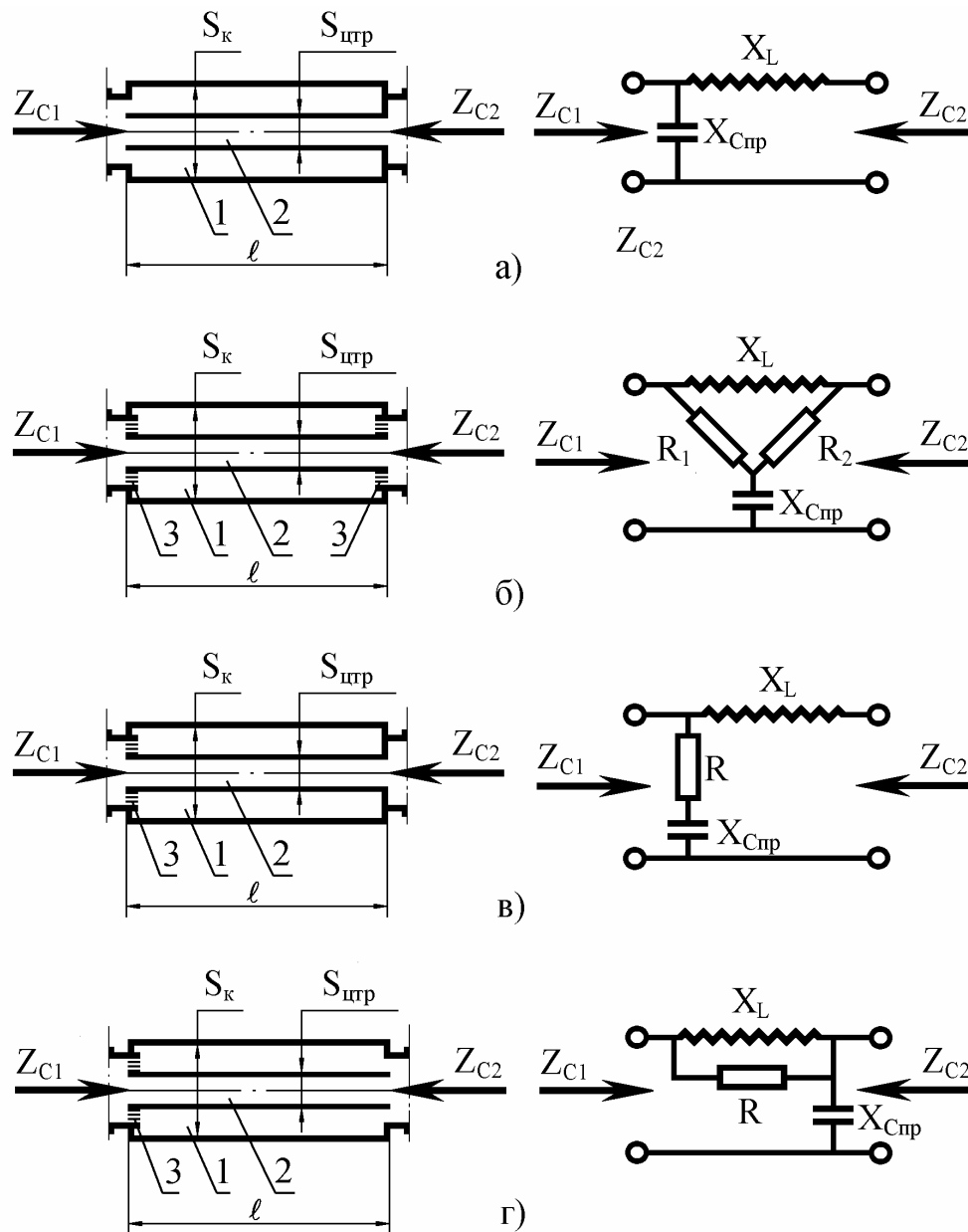


Рис.1. Принципиальные гидравлические схемы базовых однозвенных гасителей и их электрические аналоги:
 1 – расширительная полость; 2 – проточный канал; 3 – гидродроссели;

$S_k, S_{цтр}$ – площади поперечных сечений расширительной полости и проточной трубки; l – протяженность гасителя; X_L – инерционное сопротивление проточного канала; $X_{Спр}$ – приведенное упругое сопротивление расширительной полости; R_i – сопротивление гидродросселей; Z_{ci} – волновые сопротивления гасителей

ческие процессы в инерционной трубке и в расширительной полости представляются четырехполюсниками с коэффициентами передачи, полученными из решения уравнения движения вязкой жидкости по цилиндрическому трубопроводу [2].

Для сохранения адекватности зависимостей движение вязких жидкостей в цилиндрических трубопроводах и в реактивных элементах конструкции гасителя, примем у гасителя байбасное расположение расшири-

тельной полости и проточного канала.

Основные формулы, на базе которых сформированы параметры "телеграфных" уравнений следующие.

Коэффициент распространения колебаний является комплексным и имеет вид

$$\gamma(j\omega) = \pm(\delta + j\varepsilon). \quad (1)$$

Знак "+" в формуле (1) принимается в расчетах, когда исследуются колебания по направлению распространения потока. При изучении колебаний, распространяющихся

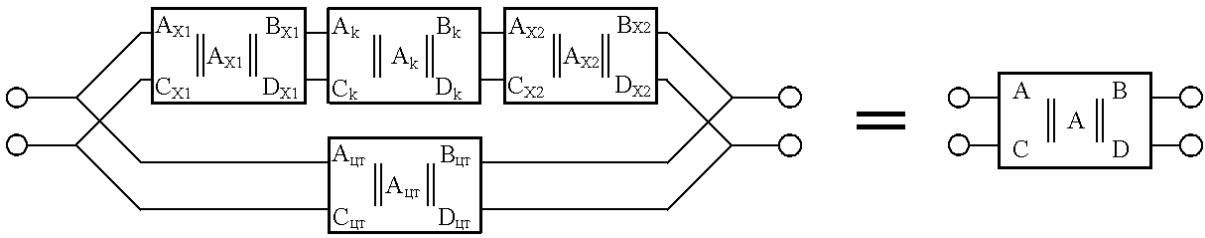


Рис. 2. Расчетная схема гасителя колебаний обобщенной структуры

против направления потока в формуле (1) принимается противоположный знак. Параметр δ является коэффициентом затухания, а параметр ε - коэффициентом фазы. Коэффициент затухания определяет уменьшение по длине трубопровода амплитуды давления или амплитуды скорости в волне возмущения, распространяющегося по трубопроводу с фазовой скоростью

$$c = \frac{\omega}{\varepsilon}, \tag{2}$$

где ω - круговая частота колебаний.

Параметры δ и ε для гармонических колебаний потока рассчитываются по формулам:

$$\delta = \varepsilon_0 \sqrt{\frac{k_2}{2k_1} \left(\sqrt{1 + \frac{1}{k_2^2}} - 1 \right)}; \tag{3}$$

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \sqrt{\frac{k_2}{2k_1} \left(\sqrt{1 + \frac{1}{k_2^2}} + 1 \right)}, \tag{4}$$

$$\varepsilon_0 = \omega \sqrt{\frac{\rho_0}{B_{тр}}}. \tag{5}$$

В формуле (5) ρ_0 - плотность рабочей среды; $B_{тр}$ - приведенная упругость рабочей жидкости.

Коэффициент ε_0 определяет фазовую скорость колебаний в трубопроводе при неучете потерь. Соотношения для вычисления коэффициентов k_1 и k_2 следующие:

$$k_1 = \frac{(2\sqrt{\omega} - 1)(4\bar{\omega} - 2\sqrt{\omega} + 1)}{4\bar{\omega} - \sqrt{\omega}}; \tag{6}$$

$$k_2 = \frac{4\bar{\omega}(2\sqrt{\omega} - 1)}{4\bar{\omega} - \sqrt{\omega}}. \tag{7}$$

Коэффициенты k_1 и k_2 зависят от безразмерной частоты колебаний

$$\bar{\omega} = \frac{R_{тр}^2 \omega}{8\nu}, \tag{8}$$

где $R_{тр}$ - радиус внутреннего сечения трубопровода, по которому распространяются колебания; ν - кинематическая вязкость рабочей среды.

При исследованиях не гармонических колебаний потока уравнение движения жидкости необходимо разложить в ряд Фурье и к каждой гармонике применить вычисления аналогичные изложенным для гармонических колебаний. Весь колебательный процесс получится в результате суммирования параметров распространения составляющих гармоник.

Применительно к расчету характеристик гасителей уравнения (3)...(8) используются для вычисления коэффициентов распространения колебаний (1) как для инерционной трубки, так и для трубки, образующей расширительную полость гасителей. Для каждого расчета учитываются геометрические размеры соответствующего отрезка трубопровода. Соотношения между ними следующие

$$l = l_{цт} = l_k; S = S_k / S_{цт}. \tag{9}$$

В формулах (9) $\ell_{цт}$, ℓ_k , $S_{цт}$, S_k - соответственно, протяженности и площади поперечных сечений инерционной трубки и трубки, являющейся расширительной полостью гасителя.

Волновое сопротивление трубопровода с вязкой средой вычисляется по формуле

$$Z_е(j\omega) = Z_{е0} \left[\sqrt{\frac{k_2}{2k_1} \left(\sqrt{1 + \frac{1}{k_2^2}} + 1 \right)} - j \cdot \sqrt{\frac{k_2}{2k_1} \left(\sqrt{1 + \frac{1}{k_2^2}} - 1 \right)} \right], \quad (10)$$

где

$$Z_{в0} = \frac{\sqrt{\rho_0 B_{тр}}}{S_{тр}} \quad (11)$$

– волновое сопротивление трубопровода с невязкой средой. Если формула (10) применяется для расчета нестационарного волнового сопротивления инерционной трубки гасителя, то обозначения параметров следующие:

$$Z_в(j\omega) = Z_{вцт}(j\omega). \quad (12)$$

Когда вычисляется нестационарное волновое сопротивление расширительной полости формула (10) преобразуется к виду

$$Z_в(j\omega) = Z_{вк}(j\omega). \quad (13)$$

При изучении характеристик гасителей необходимо определить зависимости волновых сопротивлений по формуле (10) соответственно для инерционной трубки и трубки, образующей расширительную полость устройств в параметрах этих элементов. В расчетах следует учесть, что волновые сопротивления исследуемых трубок при невязких средах связаны между собой соотношением

$$Z_{вцт0} = S \cdot Z_{вк0}. \quad (14)$$

Из выражений для коэффициентов распространения и волновых сопротивлений составим матрицы передачи в форме $\|A\|$, которые имеют следующий вид. Для отрезка

трубопровода, образующего инерционный канал гасителей

$$\|A_{ум}\| = \begin{vmatrix} \frac{ch[\gamma_{ум}(j\omega) \cdot \ell]}{sh[\gamma_{ум}(j\omega) \cdot \ell]} & Z_{ум}(j\omega) \cdot sh[\gamma_{ум}(j\omega) \cdot \ell] \\ Z_{ум}(j\omega) & ch[\gamma_{ум}(j\omega) \cdot \ell] \end{vmatrix}. \quad (15)$$

Для трубопровода, образующего расширительную камеру устройств

$$\|A_k\| = \begin{vmatrix} \frac{ch[\gamma_k(j\omega) \cdot \ell]}{sh[\gamma_k(j\omega) \cdot \ell]} & Z_{ек}(j\omega) \cdot sh[\gamma_k(j\omega) \cdot \ell] \\ Z_{ек}(j\omega) & ch[\gamma_k(j\omega) \cdot \ell] \end{vmatrix}. \quad (16)$$

Матрицы передачи, описывающие динамические свойства дросселей X_i ($i = 1; 2$), шунтирующих с обеих сторон расширительную камеру, имеют следующий вид

$$\|A_i\| = \begin{vmatrix} 1 & X_i \\ 0 & 1 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 1 & \frac{\bar{X}_i \cdot Z_{ум0}}{\sqrt{S+1}} \\ 0 & 1 \end{vmatrix}. \quad (17)$$

В формуле (17) параметром \bar{X}_i обозначено сопротивление дросселя в безразмерном виде. Безразмерное сопротивление \bar{X}_i связывает в единый комплекс параметры реактивных элементов гасителей и сопротивление дросселя. В общем случае сопротивление \bar{X}_i комплексное. Например, если сопротивление \bar{X}_i инерционное, то имеем гаситель с резонансным контуром.

После формирования зависимостей коэффициентов передачи элементов гасителей, как четырехполюсников необходимо определить коэффициенты передачи в форме $\|A\|$ в целом для схемы гасителя. Имея соотношения для коэффициентов передачи в форме $\|A\|$, зависимости собственных характеристик гасителей рассчитываются по формулам.

Коэффициент собственного затухания гасителя

$$K_c(j\omega) = \left| \sqrt{A(j\omega) \cdot D(j\omega)} + \sqrt{B(j\omega) \cdot C(j\omega)} \right| \quad (18)$$

Волновое сопротивление гасителя со стороны входа

$$Z_{c1}(j\omega) = \sqrt{\frac{A(j\omega) \cdot B(j\omega)}{C(j\omega) \cdot D(j\omega)}} \quad (19)$$

и волновое сопротивление со стороны выхода

$$Z_{c2}(j\omega) = \sqrt{\frac{D(j\omega) \cdot B(j\omega)}{C(j\omega) \cdot A(j\omega)}} \quad (20)$$

Безразмерные зависимости для расчета волновых сопротивлений, полученные на базе соотношений (19), (20) имеют следующий вид:

$$\bar{Z}_{ci}(\omega) = \frac{Z_{ci}(\omega) \cdot \sqrt{S+1}}{Z_{вцт}(j\omega)} \quad (21)$$

Аналитические зависимости для характеристик (18)...(21) при значениях $\delta = \delta_n$ являются громоздкими, а их исследования трудоемкие. Поэтому расчеты характеристик гасителей были проведены с использованием программы "Mathcad", вычисляющей комплексные функции при касадном и параллельном соединении четырехполюсников по определенному алгоритму. Расчеты собственных характеристик гасителей проводились при вариациях сопротивлений гидродросселей \bar{R}_i и следующих параметрах устройств и рабочей среды. Радиус поперечного сечения инерционной трубки $R_{цт} = 0,5\text{см}$. Протяженность гасителя $\ell = 1\text{м}$. Такая длина гасителя выбрана для усиления эффекта влияния продольной распределенности параметров на исследуемые характеристики. Степень расширения гасителя $S = 10$. Приведенный модуль упругости рабочей жидкости внутри элементов гасителя $B_{тр} = 1470\text{МПа}$. Вязкость рабочей среды $\nu = 50 \cdot 10^{-2} \text{см}^2/\text{с}$. В варианте исследования собственных характеристик гасителя без уче-

та гидравлических потерь, вычисления проводились при значении вязкости $\nu = 0$. При квазистационарной модели течения колебательного потока коэффициенты k_1 и k_2 для соответствующих выражений определялись по формулам

$$k_1 = k_2 = \frac{\omega R_{тр}^2}{8\nu} \quad (22)$$

Результаты расчетов коэффициентов собственного затухания гасителей для модели колебательного движения жидкости без потерь, $\delta = 0$, и для нестационарной модели гидравлических потерь, $\delta = \delta_n$, приведены на рис.3а; б; в; г. Графики коэффициентов собственного затухания гасителей без потерь построены точками, а зависимости коэффициентов собственного затухания, рассчитанные с использованием нестационарной модели течения, построены сплошными линиями. Значения шунтирующих сопротивлений \bar{R}_i , при которых проводились расчеты, приведены на графиках.

Исходя из значений сопротивлений \bar{R}_i , применена следующая классификация гасителей. На рис.3а графики отражают зависимости K_c "классического" реактивного акустического фильтра низких частот - "ДФНЧ". На рис. 3 г зависимости построены для симметричного гасителя с постоянными, активными волновыми сопротивлениями - "ПАС". Два промежуточных графика показывают этапы трансформации зависимостей K_c при изменении параметров \bar{R}_i . Все графики являются периодическими функциями относительной длины гасителя

$$\bar{\ell} = \frac{\ell}{\lambda}, \quad (23)$$

где ℓ - протяженность гасителя; λ - длина волны подавляемых колебаний.

В окрестностях значений $\bar{\ell} = 1/4 + n/2$ ($n = 1; 2; \dots$) характеристики K_c имеют особые точки. В этих точках реактивные составляющие модулей входных импедансов инерцион-

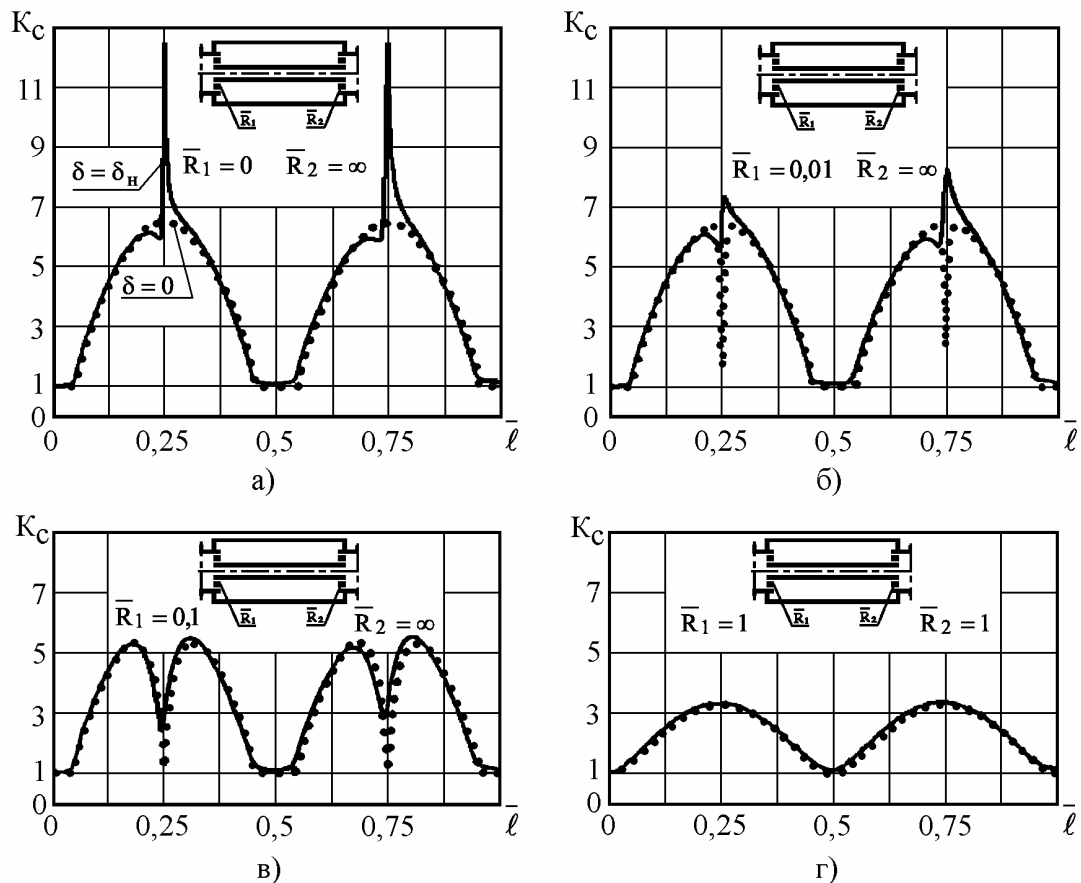


Рис. 3. Сравнение зависимостей коэффициентов собственного затухания гасителей при нестационарной модели гидравлических потерь (сплошные линии) и при отсутствии потерь в инерционной трубке и расширительной камере

ного канала и расширительной емкости достигают экстремальных значений. У "ДФНЦ", при $\delta = 0$ и относительной протяженности устройства $\bar{\ell} = 1/4$ максимальное значение модуля входного импеданса инерционной трубки равно "бесконечности", а минимальное значение модуля входного импеданса расширительной полости равно нулю. Запасаемая расширительной полостью потенциальная энергия равна количеству кинетической энергии, в которую преобразуется в инерционной трубке потенциальная энергия расширительной полости. Этому процессу соответствует волнообразная кривая K_c , проведенная точками на рис.3а.

В реальной трубопроводной системе на работу гасителя оказывают влияние гидравлические потери в инерционной трубке и расширительной полости. В инерционной трубке нестационарные потери больше, чем нестационарные потери в расширительной по-

лости устройства. Существующие потери в реактивных элементах гасителей изменяют условия преобразования потенциальной энергии в кинетическую энергию и наоборот. В результате трансформируются собственные характеристики гасителя. При значении $\delta = \delta_H$ появляется местное "пиковое" изменение графика зависимости K_c в окрестности $\bar{\ell} = 1/4 + n/2$. Эта зависимость K_c приведена на графике рис.3а сплошной линией. При увеличении суммарных гидравлических потерь в расширительной полости, например за счет увеличения сопротивления дросселя \bar{R}_1 "пик" на зависимости K_c трансформируется в "впадину". Графики K_c , в пределах интервалов частот $0 < \bar{\ell} < 1/2$ и т. д. приобретают вид "m – образных" кривых, которые являются специфическими для гасителей с несимметричным шунтированием расшири-

тельной полости. Изменения другого сопротивления дросселя \bar{R}_2 , а именно его уменьшение также изменяет характеристики K_c гасителя. При значениях сопротивлений дросселей $\bar{R}_1 = \bar{R}_2 = 1$, когда реализуется схема симметричного гасителя, зависимость K_c снова приобретает "синусоидальные" вид, имеющий максимумы при относительной частоте $\bar{\ell} = 1/4 + n/2$. Отличия этой кривой от зависимостей K_c "АФНЧ" состоят в следующем. Отсутствуют "пиковые" трансформации характеристик. Максимальные значения K_c у симметричного гасителя примерно в два раза меньше чем у гасителя "АФНЧ" при значении $\delta = 0$.

Общие закономерности изменения характеристик гасителей при моделях гидравлических потерь $\delta = 0$ и $\delta = \delta_n$ за исключением характеристик гасителя близкого по параметрам к схеме "АФНЧ" следующие. Графики K_c отличаются незначительно. До частот колебаний, при которых зависимости K_c достигают максимумов текущие значения K_c несколько больше при расчетной модели $\delta = \delta_n$, а для частот, при которых графики K_c изменяются от максимальных значений до минимальных значений, наоборот, рис.3. Зависимости K_c при квазистационарной модели течения жидкости занимают промежуточное положение между зависимостями, построенными при значениях $\delta = 0$ и $\delta = \delta_n$.

Характеристики волновых сопротивлений (19)...(21), при различных моделях

течения жидкостей в трубопроводных цепях имеют ту же тенденцию изменения, что и характеристики K_c . В рабочих диапазонах частот затухания характеристики волновых сопротивлений гасителей, построенные при значении $\delta = \delta_n$ незначительно отличаются от характеристик волновых сопротивлений, построенных при значении $\delta = 0$.

Полученные результаты позволяют сделать следующие выводы.

Влияние нестационарности процессов в гидравлических системах с типовыми акустическими и гидромеханическими параметрами на собственные характеристики гасителей проявляются незначительно. Поэтому для проектных расчетов гасителей целесообразно использовать модель распространения колебаний без потерь. Эта модель существенно проще и позволяют отыскать аналитическим путем базовые оптимальные соотношения между характеристиками гасителей и параметрами его элементов. Сформированные базовые параметры гасителей в последующем могут быть скорректированы по результатам испытаний с учетом нестационарной модели динамических процессов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. 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.
2. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро - и пневмосистем. Учеб. для машиностроительных вузов. М.: Машиностроение, 1976.

ACOUSTIC DAMPER CHARACTERISTICS UNDER NONSTATIONARY MODEL OF RESISTANCE HEAD

© 2004 A.N. Golovin

Samara State Aerospace University

The research method of acoustic damper characteristics under nonstationary model of resistance head is presented.