

УДК 621.6

## ГАСИТЕЛЬ КОЛЕБАНИЙ ЖИДКОСТИ С ПОПЕРЕЧНО РАЗВИТОЙ СТРУКТУРОЙ

© 2018 А.Н. Головин

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва

Статья поступила в редакцию 20.04.2018

В статье изложены данные о разработке автором комбинированного гасителя, схема которого развита в поперечном направлении. Цель создания такого устройства состоит в обеспечении повышенной эффективности действия по снижению колебаний давления жидкости в максимально широком частотном диапазоне. Структура комбинированного гасителя включает в себя центральный проточный канал и два колебательных контура: внутренний и внешний. Внутренний контур образован инерционностью центрального проточного канала и упругостью внутренней полости гасителя. Внешний контур - инерционностью центрального проточного канала и упругостью внешней полости устройства. Динамические потоки жидкости в элементах гасителя регулируются подбором параметров дросселирующих элементов и изменением геометрических размеров трубки, образующей совместно с упругостью внешней полости резонансный контур. Приводятся частотные зависимости коэффициента собственного затухания комбинированного гасителя и устройства взятого в качестве базового. Особенности разработанной методики расчёта гасителя состоят в том, что устанавливаются соотношения между собственными акустическими характеристиками устройства, требуемыми геометрическими характеристиками элементов гасителя и параметрами потока в подводящих трубопроводах. Гидравлические потери на гасителе минимизируются за счёт подбора геометрии входного и выходного участков проточного канала устройства.

*Ключевые слова:* комбинированная структура, гаситель колебаний, центральный проточный канал, расширительная полость, акустические характеристики, коэффициент собственного затухания, дросселирующие элементы.

Потребительские свойства технических объектов связаны с качеством функционирования всех взаимосвязанных между собой систем. Широкое распространение получили гидромеханические системы, которые включают источники энергии (насосы), трубопроводы и исполнительные механизмы. На техническое состояние этого гидравлического оборудования и его ресурс оказывают влияние пульсации давления. Среди существующих методов и средств устранения пульсаций давления выделяют применение гасителей колебаний, что во многих случаях является наиболее рациональным технически и экономически, особенно для многократного ослабления амплитуд колебаний давления. Для таких случаев рекомендуется применять комбинированные гасители, структуры которых развиты продольно или поперечно [1].

Развитие структуры гасителя зависит от ряда обстоятельств, основными из которых являются частотный диапазон подавляемых колебаний, место размещения устройства в системе и ограничения по гидравлическому сопротивлению.

В статье приводятся данные о разработке автором комбинированного гасителя, схема которого развита в поперечном направлении. Цель создания такого гасителя состоит в обеспечении

повышенной эффективности действия устройства по снижению колебаний в максимально широком непрерывном частотном диапазоне.

Принципиальная схема комбинированного гасителя приведена на рис.1 и включает в себя центральный проточный канал и два колебательных контура: внутренний и внешний. Внутренний контур образован инерционностью центрального проточного канала и упругостью внутренней полости гасителя. Внешний контур - инерционностью центрального проточного канала и упругостью внешней полости устройства. Динамические потоки жидкости в элементах гасителя регулируются подбором параметров дросселирующих элементов и изменением геометрических размеров трубки, образующей совместно с упругостью внешней полости резонансный контур.

Исходные условия для расчёта параметров элементов гасителей примем следующие:

$$K_c \geq [K_c]; \quad (1)$$

$$|Z_{ci}| \geq Z_{вт} \text{ или } |Z_{ci}| \leq Z_{вт}; \quad (2)$$

$$\Delta P_r \leq [\Delta P_r], \quad (3)$$

где  $[K_c]$ ,  $[\Delta P_r]$  – соответственно, допустимые значения коэффициента собственного затухания и гидравлических потерь на гасителе  $|Z_{ci}|$ ,  $Z_{вт}$  - соответственно, модуль волнового сопротивления

Головин Александр Николаевич, доктор технических наук, профессор. E-mail: golovin@mail.ru

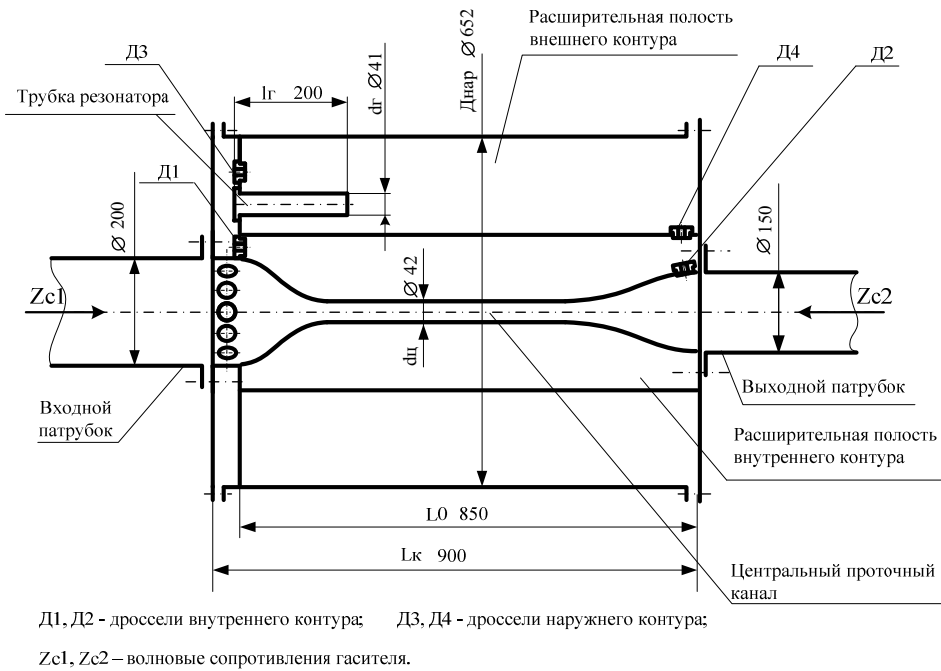


Рис. 1. Гидравлическая схема комбинированного гасителя

гасителя, и волновое сопротивление трубопровода, в который устанавливается устройство;  $i=1, 2$ .

Совместное выполнение требований (1), (2) обеспечивает эффективность подавления колебаний не ниже заданной на входном и выходном участках системы, а условие (3), ограничивает гидравлические потери на гасителе и учитывает его влияние на быстродействие системы.

Гидравлические потери, создаваемые гасителем, образуются за счёт потока рабочей жидкости через центральный канал устройства, выполняющий одновременно роль инерционности  $L$ . Для получения минимальных размеров расширительных полостей гасителя при заданной величине гидравлических потерь необходимо, чтобы инерционность проточного канала  $L$  была максимальной. Удовлетворить противоречивые требования по гидравлическому сопротивлению и инерционности проточного канала можно его профилированием. Некоторые варианты профилирования проточного канала представлены на рис. 2. Из приведенного рисунка следует, что проточный тракт канала состоит из цилиндрического участка постоянного сечения и участков входа и выхода, которые могут быть выполнены:

- как продолжение цилиндрической части, т. е. вход и выход из канала ступенчатые (профили 1; 7);
- либо в виде конфузора (профиль 2) и полного (профиль 6) или ступенчатого (профиль 5) диффузора, имеющего при такой же длине и такой же степени пережатия  $n$ , что и полный диффузор, значительно меньшее гидравлическое сопротивление [2], но большую инерционность  $L$ .

Пережатие подводящего трубопровода определяется по формуле

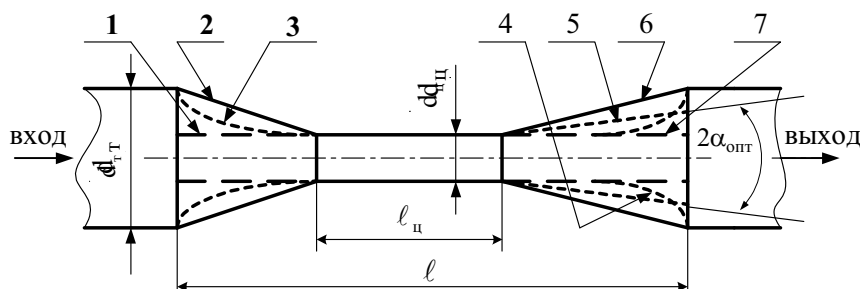
$$n = \frac{S_T}{S_{ц}} = \left( \frac{d_T}{d_{ц}} \right)^2 \quad (4)$$

В формуле (4)  $S_T$  и  $d_T$  площадь поперечного сечения и внутренний диаметр подводящего трубопровода. При использовании ступенчатого диффузора минимальные гидравлические потери на гасителе будут при угле конусности (рис. 2)  $\alpha = \alpha_{\text{опт}} \approx 6^\circ$  [2] либо при другой специальной форме диффузора (например, профили 3 и 4).

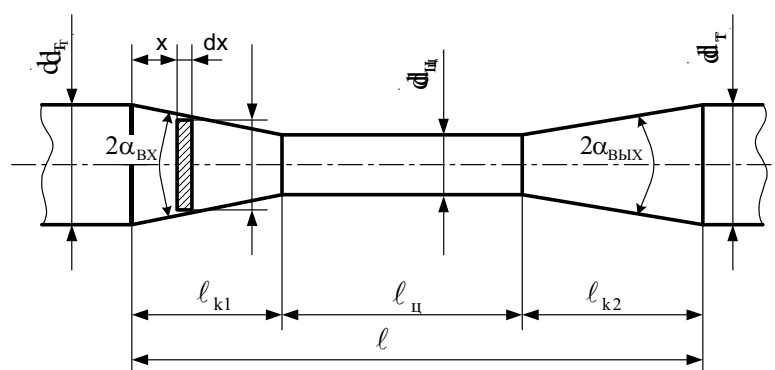
Выполнение входного и выходного участков проточного канала в виде профилей 1 и 7 позволяет реализовать максимальную инерционность, однако при этом гидравлические потери будут наибольшими. Сочетание профилей 3 и 4 обеспечивает наименьшие гидравлические потери и инерционность, незначительно отличающуюся от максимальной, но при этом возникают трудности связанные с изготовлением проточной части профиля. Схемы профилей 5 и 6 сочетают преимущества профилей 3 и 4 при достаточно простом расчете и минимальной трудоемкости их изготовления.

Ниже методика расчёта гасителей изложена для варианта, когда входной и выходной участки проточного канала являются конусными с одинаковыми степенями пережатия  $n$ , однако, используя её можно рассчитать гаситель с любыми входным и выходным участками, введя соответствующие поправки.

Инерционность  $L$  проточного канала, расчётная схема которого изображена на рис. 3, складывается из инерционности его цилиндрической части



**Рис. 2.** Схемы профилирования проточных каналов гасителей:  
1, 2, 3 – типы выполнения входного участка проточного канала;  
4, 5, 6 – типы выполнения выходного участка проточного канала



**Рис. 3.** Расчетная схема проточного канала гасителя

$$L_i = \frac{\rho \ell_i}{S_i} \quad (5)$$

и инерционностей конусных участков на входе и выходе цилиндрической трубки  $L_i$ , ( $i=1, 2$ ). Формулы для вычисления параметров  $L_i$  получим, записав, в соответствии с соотношением (5), выражение для инерционности элементарного участка протяженностью  $dx$  и сечением  $S(x)$  и проинтегрировав полученное соотношение при изменениях  $dx$  в пределах  $[0; L_{ki}]$ . В результате будем иметь

$$L_i = \frac{\rho}{S_{ti}} \frac{d_{ti}}{d_{ci}} \ell_{ki} \quad (6)$$

С учетом формул (5), (6) при одинаковых степенях пережатия  $n$  обоих конусных участков получим

$$L = \frac{\rho}{S_T} \left[ \frac{d_T (\sqrt{n} - 1)}{2} \left( \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_{\text{вх}}} + \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_{\text{вых}}} \right) + n \ell_{\text{ц}} \right]. \quad (7)$$

В формулах (6), (7) обозначения следующие:  $S_{ti}$ ,  $d_{ti}$  – соответственно, площади поперечных сечений и диаметры подводящих трубопроводов со стороны входа в проточный канал гасителя и выхода из него;  $S_{\text{ц}}$ ,  $d_{\text{ц}}$ ,  $\ell_{\text{ц}}$  – соответственно, площадь поперечного сечения, диаметр и протяженность цилиндрической части проточного канала;  $\ell_k$  – протяженности конусных участков;  $\alpha_{\text{вх}}$ ,  $\alpha_{\text{вых}}$  – углы конусности от оси до образующей конфузора и диффузора.

В выражение (6) входят три неизвестных параметра:  $L$ ,  $n$ ,  $\ell_{\text{ц}}$ . Для однозначного их определения воспользуемся соотношениями (1)... (3) учтя, что для получения минимальных габаритов расширительной полости в формуле (3) выбирается знак равенства. Принимая во внимание выражение (2) и формулы для расчёта  $L$  и  $C_{\text{пр}}$  [1] при условии

$$LC_{\text{пр}} = \text{idem} \quad (8)$$

получим

$$C_{\text{пр}} \begin{cases} < \frac{|Z_{\text{ci}}| \bar{\omega}}{\omega Z_{\text{вт}}} \\ > \frac{\bar{\omega}}{\omega |Z_{\text{ci}}|} \end{cases}; \quad (9)$$

$$L \begin{cases} > \frac{\bar{\omega}}{\omega} \frac{Z_{\text{вт}}}{|Z_{\text{ci}}|} \\ < \frac{\bar{\omega}}{\omega |Z_{\text{ci}}|} \end{cases}. \quad (10)$$

В соотношениях (9), (10) и всех последующих положение знаков неравенств соответствует принятому их направлению в соотношении (2). Подставив выражение (7) для параметра  $L$  в неравенство (10) и проведя преобразования, получим

$$\ell_{\text{ц}} \begin{cases} > \frac{\bar{\omega}}{\omega} \frac{\alpha_{\text{зв}}}{|Z_{\text{ci}}|} - \frac{d_T (\sqrt{n} - 1)}{2n} \left( \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_{\text{вх}}} + \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_{\text{вых}}} \right) \\ < \frac{\bar{\omega}}{\omega n |Z_{\text{ci}}|} \end{cases}. \quad (11)$$

Определим выражение для суммарных гидравлических потерь

$$\Delta P_{\Gamma} = \Delta P_{k1} + \Delta P_{\text{ц}} + \Delta P_{k2} \quad (12)$$

на проточном канале гасителя. В формуле (12):

$\Delta P_{k1}$ ,  $\Delta P_{k2}$  – соответственно, гидравличес-

кие потери на входном и выходном участках проточного канала;

$\Delta P_{\text{ц}}$  - гидравлические потери в цилиндрической части проточного канала.

Отдельные составляющие этих потерь оцениваются следующими зависимостями [2, 3]

$$\left. \begin{aligned} \Delta P_{\text{к1}} &= \frac{\rho Q^2}{\pi^2 d_{\text{ц}}^4} \lambda_{\text{тр}} \left(1 - \frac{1}{n^2}\right) \frac{1}{\sin \alpha_{\text{вх}}}; \\ \Delta P_{\text{ц}} &= \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d_{\text{ц}}^4} \lambda_{\text{тр}} \frac{\ell_{\text{ц}}}{d_{\text{ц}}}; \\ \Delta P_{\text{к2}} &= \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d_{\text{ц}}^4} \left[ \frac{\lambda_{\text{тр}}}{8} \left(1 - \frac{1}{n^2}\right) \frac{1}{\sin \alpha_{\text{вых}}} + k \left(1 - \frac{1}{n}\right)^2 \right]. \end{aligned} \right\} (13)$$

Подставив в формулу (12) составляющие (13) и учтя соотношение (11) будем иметь

$$\xi_{\text{г}} \begin{cases} > \\ < \end{cases} \lambda_{\text{тр}} \left\{ \frac{n^2 - 1}{8} \left( \frac{1}{\sin \alpha_{\text{вх}}} + \frac{1}{\sin \alpha_{\text{вых}}} \right) + n \sqrt{n} \left[ \frac{\bar{\omega} \alpha_{\text{вб}}}{\omega d_{\text{ц}} |\bar{Z}_{\text{сг}}|} - \frac{\sqrt{n} - 1}{2} \left( \frac{1}{\text{tg} \alpha_{\text{вх}}} + \frac{1}{\text{tg} \alpha_{\text{вых}}} \right) \right] \right\} + k(n-1)^2 \leq [\xi_{\text{г}}] \quad (14)$$

Из выражения (14) для частного случая, когда  $\alpha_{\text{вх}} = \alpha_{\text{вых}} = \alpha$  следует

$$\xi_{\text{г}} \begin{cases} > \\ < \end{cases} \lambda_{\text{тр}} \left[ \frac{n^2 - 1}{4 \sin \alpha} + n \sqrt{n} \left( \frac{\bar{\omega} \alpha_{\text{вб}}}{\omega d_{\text{ц}} |\bar{Z}_{\text{сг}}|} - \frac{\sqrt{n} - 1}{\text{tg} \alpha} \right) \right] + k(n-1)^2 \leq [\xi_{\text{г}}]. \quad (15)$$

В формулах (13)...(15) обозначения следующие:  $Q$  - расход рабочей жидкости через проточный канал гасителя;  $k$  - коэффициент смягчения удара на выходном участке,  $k = 3,2 \text{tg} \alpha_{\text{вых}}^4 \sqrt{\text{tg} \alpha_{\text{вых}}}$  или  $k \approx \sin 2\alpha_{\text{вых}}$  [2];

$$\xi_{\text{г}} = \frac{\Delta P_{\text{г}} \pi^2 d_{\text{г}}^4}{8\rho Q^2} \quad (16)$$

- коэффициент гидравлического сопротивления проточного канала гасителя;  $[\xi_{\text{г}}]$  - допустимая величина коэффициента гидравлического сопротивления гасителя;  $\lambda_{\text{тр}}$  - коэффициент потерь на трение о стенки конусных и цилиндрических участков проточного канала. Значение  $\lambda_{\text{тр}}$  выбирается из справочников или можно рассчитать по формуле А. Д. Альтшуля, которая в параметрах подводящего трубопровода имеет вид [3]

$$\lambda_{\text{тр}} = \left[ 1,8 \ell g \frac{\sqrt{n} \text{Re}_{\text{г}}}{\frac{k'}{d_{\text{г}}} n \text{Re}_{\text{г}} + 7} \right]^{-2}, \quad (17)$$

где  $\text{Re}_{\text{г}} = \frac{4Q\sqrt{n}}{\pi v d_{\text{г}}}$  - число Рейнольдса для по-

тока в подводящем трубопроводе;  $v$  - кинематическая вязкость рабочей среды;  $k'$  - размер, пропорциональный абсолютной шероховатости

внутренних стенок конусных и цилиндрических участков проточного канала. При тщательной обработке этих поверхностей значение  $k'$  в формуле (17) следует принимать равным  $2 \cdot 10^{-6}$  м [2].

Особенность формул (14), (15) состоит в том, что они устанавливают соотношение между акустическими и геометрическими характеристиками гасителя и его элементами, параметрами потока и подводящих трубопроводов.

Если установить взаимосвязь между характеристиками  $K_{\text{с}}$  и  $|\bar{Z}_{\text{сг}}|$ , то соотношения (14), (15) позволяют определить степень пережатия  $n$  и все параметры элементов гасителя с учетом требований (1)...(3).

Внутренний контур комбинированного гасителя выполнен по схеме гасителя постоянного активного волнового сопротивления - ПАС, внешний - по схеме акустического фильтра низких частот с резонатором - АФНЧ с резонатором [1]. Собственные характеристики гасителя ПАС и АФНЧ с резонансным контуром являются периодическими функциями их относительной протяженности  $l = \ell/\lambda$  с интервалом периодичности равным  $\pi$ , где  $\ell$  - длина гасителя,  $\lambda$  - длина волны демпфируемых колебаний. При одинаковом интервале периодичности коэффициент собственного затухания,  $K_{\text{с}}$  гасителя ПАС достигает максимальных значений при частотах, когда его относительная протяженность равна  $\pi/2$ . Коэффициент собственного затухания АФНЧ при такой относительной протяженности становится минимальным, т.е. реализуется полоса пропускания.

При низких частотах коэффициент собственного затухания гасителя ПАС имеет небольшие значения. У АФНЧ, за счёт введения в структуру резонансного контура, коэффициент собственного затухания на низких частотах можно существенно увеличить. В результате взаимодействия колебательных процессов в контурах гасителя достигаются наибольшие показатели эффективности устройства в максимальном диапазоне частот. На рис. 4 приведены графики изменения  $K_{\text{с}}$  двух вариантов схем гасителей при учёте продольной распределённости параметров в реактивных элементах устройств. Пунктирной линией построен график  $K_{\text{с}}$  гасителя, приведённого на рис. 1. На этом же рисунке сплошной линией показана зависимость  $K_{\text{с}}$  гасителя без внутреннего контура - АФНЧ с резонатором.

Объём расширительной полости АФНЧ с резонатором принят равным сумме объёмов расширительных полостей комбинированного гасителя. Геометрические размеры трубки резонатора у АФНЧ и комбинированного гасителя подобраны так, что частоты настройки резонансных контуров у обоих устройств совпадают. Это позволяет сравнить коэффициенты собственного затухания гасителей при одинаковых габаритах и одинаковой геометрии проточного канала.

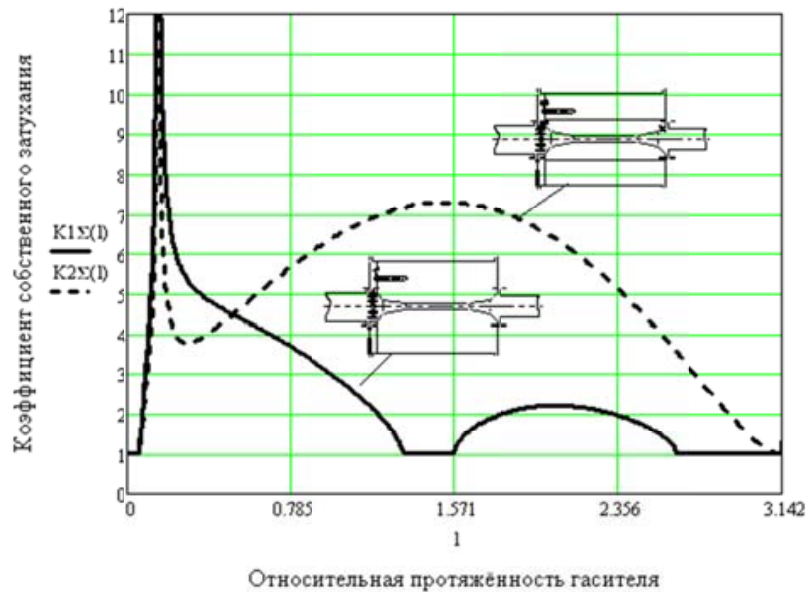


Рис. 4. Зависимости коэффициентов собственного затухания гасителей

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Головин А.Н. Шорин В.П. Гасители колебаний для гидравлических систем Самара: Изд-во Самарского научного центра РАН, 2005. 168 с.
2. Некрасов Б.Б. Гидравлика и её применение на летательных аппаратах: учебник. 2-е изд., перераб. и доп. Репринтное воспроизведение издания 1967 г. М.: ЭКОЛИТ, 2011. 368 с.
3. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. М.: Машиностроение, 1980, 157 с.

#### DAMPER OF FLUCTUATIONS OF LIQUID WITH CROSS DEVELOPED STRUCTURE

© 2018 A.N. Golovin

Samara National Research University of a name of the academician S. P. Korolyov

In article data on development by the author of the combined damper which scheme is developed crosswise are explained. The purpose of creation of such device consists in ensuring the increased effectiveness of action for decrease in pressure roughness of liquid in the widest frequency range. The structure of the combined damper includes the central flowing channel and two spark circuits: internal and external. The internal contour is formed by an inertance of the central flowing channel and an elasticity of the shank bore of a damper. An external contour - an inertance of the central flowing channel and an elasticity of an external cavity of the device. Dynamic fluid flows in elements of a damper are regulated by selection of parameters of the choking elements and change of the geometrical sizes of the tube forming a resonance circuit together with an elasticity of an external cavity. The frequency profiles of coefficient of a nonreflection attenuation of the combined damper and the device taken as basic are provided. Features of the developed method of calculation of a damper consist that ratios between characteristic acoustic characteristics of the device demanded by geometrical characteristics of elements of a damper and flow parameters in admission lines are established. Hydraulic losses on a damper are minimized due to selection of geometry of entrance and output sites of the flowing canal of the device.

*Keywords:* combined structure, vibration suppressor, central flowing channel, expansive cavity, acoustic characteristics, coefficient of a nonreflection attenuation choking elements.