

Головин А.Н. **РАСЧЁТ ГАСИТЕЛЕЙ ТИПА АКУСТИЧЕСКИХ ФИЛЬТРОВ НИЗКИХ ЧАСТОТ**

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва

Московское шоссе, 34,
г. Самара, Российская Федерация,
443086

an-golovin@mail.ru

В статье приводятся аналитические зависимости, позволяющие согласовать требуемые динамические характеристики гасителей пульсаций давления жидкости с параметрами их основных элементов при заданном уровне гидравлических потерь на устройствах.

Ключевые слова: гаситель; собственные характеристики; гидравлические потери; оптимизация параметров

1 Введение

Одним из способов устранения колебаний рабочей среды в трубопроводных системах различных машин и оборудования является применение гасителей колебаний [1]. Среди многообразия типов гасителей широкое применение нашли гасители, построенные по типу акустического фильтра низких частот. Особенностью конструкции акустического фильтра низких частот является то, что канал, соединяющий входной и выходной патрубки устройства выполняет две функции. Во – первых, через этот канал проходит стационарная составляющая потока от источника к потребителям, во – вторых, - канал выполняет роль основного инерционного элемента гасителя, на котором формируется динамический перепад давления, создающий условия для эффективной работы устройства в целом.

Основными показателями, характеризующими совершенство конструкции гасителя, являются эффективность действия по подавлению колебаний, надёжность, масса, габаритные размеры и гидравлическое сопротивление стационарному потоку. Оптимальный выбор соотношений между перечисленными показателями представляет собой узловую задачу, которую необходимо решать при проектировании конкретных схем гасителей с учётом обеспечения предъявляемых требований по установленным показателям.

2 Формирование расчётной модели

Исходными условиями для расчёта параметров элементов гасителей, предназначенных для установки в трубопроводных системах прием следующие [1]:

$$K_c \geq [K_c] \quad (1.1)$$

$$|Z_{ci}| \geq Z_{em} \text{ или } |Z_{ci}| \leq Z_{em} \quad (1.2)$$

$$\Delta P_e \leq [\Delta P_e] \quad (1.3)$$

где $[K_c]$, $[\Delta P_e]$ - соответственно, допустимые значения коэффициента собственного затухания и гидравлических потерь на гасителе; Z_{ci} , Z_{em} - соответственно, волновые сопротивления гасителя и волновое сопротивление трубопровода, в который устанавливается гаситель; $i = 1, 2$.

Совместное выполнение требований (1.1), (1.2) обеспечивает эффективность подавления колебаний не ниже заданной на входном и выходном участках трубопроводной системы, а условие (1.3), ограничивает гидравлические потери на гасителе и учитывает влияние гасителя на быстродействие системы.

Обращает внимание обстоятельство, что в условиях (1.1)... (1.3) в явном виде отсутствует требование к габаритам гасителя, также являющееся немаловажным для трубопроводных систем, особенно для систем авиационной и ракетно-космической техники. Однако прямое наложение условия по габаритам сделало бы задачу проектирования гасителей в ряде случаев

неразрешимой в той по-становке, как она сформулирована требованиями (1.1)...(1.3) по причинам, которые изложены ниже.

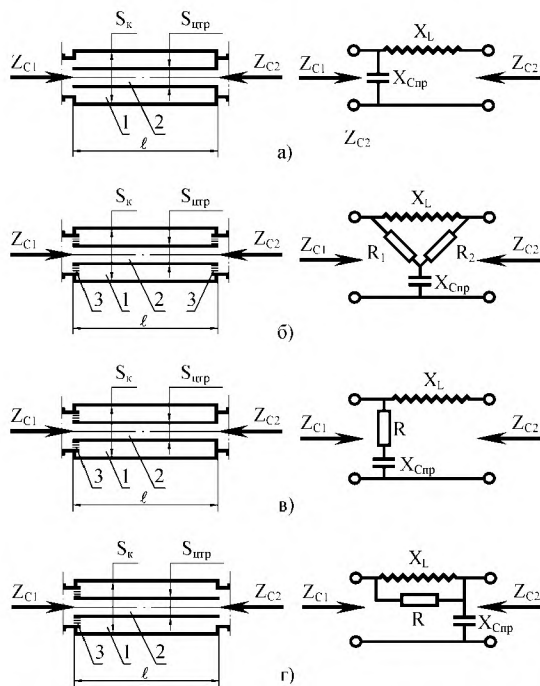


Рисунок 1. Принципиальные гидравлические схемы однозвенных гасителей и их электрические аналоги: 1 - расширительная полость; 2 - проточный канал; 3 - гидродроссели (активные сопротивления); S_k, S_{np} - площади поперечных сечений расширительной полости и проточного канала; l - длина гасителей (продольные размеры расширительных полостей и проточных каналов равны); X_L - инерционное сопротивление проточного канала; X_{Cnp} - приведенное упругое сопротивление расширительной полости; R_i - сопротивление гидродросселей; Z_{ci} - волновые сопротивления гасителей.

Рассмотрим, например, схему гасителя, приведённую на рисунке 1.г и соответствующие графики (рисунок 2), отображающие зависимости K_c и $|\bar{Z}_{ci}|$ этого гасителя при различных значениях сопротивления R , шунтирующего расширительную полость 1. При значении $\bar{R} = \bar{R}_{opt} = 0,79$ волновое сопротивление гасителя \bar{Z}_{ci} становится близким к активному [1]. Для сравнения на график зависимостей коэффициентов собственного затухания K_c пунктирной линией нанесена зависимость K_c гасителя с постоянными активными волновыми

сопротивлениями - ПАС [1]. Графики построены при условии сосредоточенности параметров в реактивных элементах устройств.

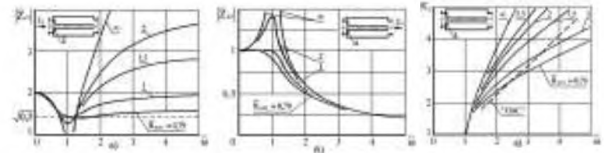


Рисунок 2. Зависимости собственных характеристик гасителя при вариациях сопротивления \bar{R} и условии сосредоточенности параметров во всех элементах устройства

Следует отметить, что приведённые ниже выводы будут справедливыми и для всех других схем гасителей, построенных по принципу акустических фильтров нижних частот, включая гасители, содержащие в структуре резонансные контуры, характеристики которого в схемах гасителей отображаются параметром

$$\mu = \frac{L_p}{L} \quad (1.4)$$

где L_p - инерционность "горла" резонансно-го контура, L инерционность проточного канала 2 гасителя [1].

Из анализа графиков на рисунке 2 следует, что функции K_c и $|\bar{Z}_{ci}|$ для гасителя без резонансного контура зависят от параметров $\bar{\omega}$, \bar{R}_i , а для гасителя с резонансным контуром и от параметра μ , т. е. в общем случае:

$$K_c = K_c(\bar{\omega}, \bar{R}, \mu); |\bar{Z}_{ci}| = |\bar{Z}_{ci}|(\bar{\omega}, \bar{R}, \mu) \quad (1.5)$$

$$\bar{\omega} = \omega \sqrt{LC_{np}} \quad (1.6)$$

где C_{np} - упругость расширительной полости гасителя.

Закономерности изменения зависимостей модулей волновых сопротивлений от частоты колебаний в полосе гашения следующие. Если волновое сопротивление \bar{Z}_{ci} имеет инерционный характер, то его модуль возрастает; если упругий - то убывает. Функции K_c и $|\bar{Z}_{ci}|$ при фиксированных значениях \bar{R}_i и μ однозначно определяются пара-

метром $\bar{\omega}$ (1.5). Учитывая характер поведения функций K_c и $|\bar{Z}_{ci}|$ отметим, что условия (1.1), (1.2) могут выполняться одновременно с некоторого значения относительной $\bar{\omega}$. Но параметр $\bar{\omega}$, как следует из формулы (1.6), при фиксированной частоте ω связан с геометрическими размерами проточного канала и расширительной полости через параметры L и $C_{пр}$. Причем инерционность проточного канала L в формуле (1.6), определяемая соотношением (1.3) может изменяться в пределах

$$L_{мин} \leq L \leq L_{макс} \quad (1.7)$$

Изменение же инерционности проточного канала связано с изменением его профиля и, следовательно, с изменением гидравлических потерь. При этом значению $L_{мин}$ соответствуют минимальные гидравлические потери $\Delta P_2_{мин}$, а значению $L_{макс}$ соответствуют максимальные гидравлические потери равные допустимым гидравлическим потерям на гасителе, т. е. $\Delta P_2_{макс} = [\Delta P_2]$. При этом:

- если реализуется $L_{мин}$, то при фиксированных значениях $\bar{\omega}$ и ω из формулы (1.6) следует, что $C_{пр} = C_{пр\ макс}$, т. е. требуется максимальный объём расширительной полости. Следовательно, габариты и масса гасителя будут наибольшими.

- если реализуется $L_{макс}$, то $C_{пр} = C_{пр\ мин}$ и, соответственно, габариты и масса гасителя, при выполнении соотношений (1.1)...(1.3), будут минимальными.

Следовательно, при проектировании гасителя назначение условий (1.1)...(1.3) подразумевает также и назначение требования по габаритам. Причем, для получения минимальных габаритов необходимо стремиться к выполнению равенства в соотношении (1.3) при одновременной реализации наибольшей величины инерционности проточного канала L .

Другой путь уменьшения габаритов гасителя, как следует из формулы (1.6), связан с уменьшением значения $\bar{\omega}$. Но это, как правило, ведет к нарушению условий (1.1), (1.2). Допустимое отклонение от их невыполнения должно определяться в каждом конкретном варианте отдельно путём отыскания компромиссного решения с привлечением экспериментальных результатов.

Таким образом, при выполнении требований (1.1)...(1.3), параметр $\bar{\omega}$ интегрально оценивает гидравлические потери на гасителе и его габариты, т. е. характеризует совершенство гасителя. Поэтому лучшим из двух вариантов гасителей следует считать тот, у которого при выполнении условий (1.1)...(1.3) на частоте ω величина параметра $\bar{\omega}$ будет меньше.

Если гаситель предназначен для работы в некотором диапазоне частот $[\bar{\omega}_1; \bar{\omega}_2]$, то параметры его элементов, при обеспечении требований (1.1)...(1.3), необходимо выбирать на частоте, соответствующей нижней границе частотного диапазона, т. е. при условии $\bar{\omega} = \bar{\omega}_1$. В пределах рабочего диапазона частот соотношения (1.1)...(1.3) будут выполняться автоматически при следующем условии. Частоты, при которых коэффициент собственного затухания K_c достигает максимального значения, а волновые сопротивления \bar{Z}_{ci} изменяют характер зависимостей, должны находиться выше частоты $\bar{\omega} = \bar{\omega}_2$. Когда зависимость коэффициента K_c достигает максимального значения в пределах рабочего диапазона частот, но характер волновых сопротивлений не изменяется, то для удовлетворения требований (1.1)...(1.3) необходимо убедиться, что при частоте $\bar{\omega} = \bar{\omega}_2$ соотношение (1.1) выполняется. При его невыполнении следует провести корректировку требований (1.1)...(1.3) либо выбрать другую схему гасителя и т. д.

Гидравлические потери у всех исследуемых гасителей образуются за счёт протока рабочей жидкости через

центральный канал, выполняющий одновременно роль инерционности L . У гасителей с проточной полостью часть потока жидкости проходит через расширительную полость и шунтирующие её активные сопротивления (гидродроссели). Однако доля этого потока, определяемая соотношением гидравлических сопротивлений дросселей и центрального канала, как показывают расчёты, более чем на порядок меньше потока, проходящего через центральный канал. Поэтому будем считать, что у гасителей с проточной и не проточной расширительными полостями, гидравлические сопротивления стационарному потоку определяется течением жидкости только через центральный канал.

Для получения минимальных размеров расширительной полости 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 рисунке 3.

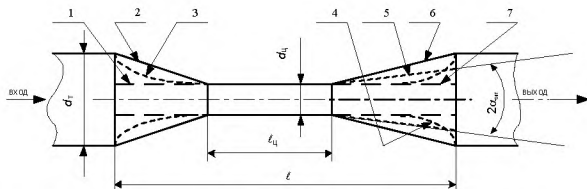


Рисунок 3. Схема профилирования проточных каналов гасителей.

Цифрами на рисунке обозначены:

- 1, 2, 3 - виды входных участков проточного канала;
- 4, 5, 6, 7 – виды выходных участков проточного канала.

Из приведённого 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 ступенчато-го (профиль 5) диффузора, имеющего при такой же длине и такой же степени пережатия

$$n = \frac{S_m}{S_y} = \left(\frac{d_m}{d_y} \right)^2, \quad (1.8)$$

что и полный диффузор, значительно меньшее гидравлическое сопротивление [2], но большую инерционность L . В формуле (1.8) S_m и d_m площадь поперечного сечения и внутренний диаметр подводящего трубопровода. При использовании ступенчатого диффузора минимальные гидравлические потери

на гасителе будут при угле конусности (рисунок 4) $\alpha = \alpha_{\text{ндо}} \approx 6^\circ$ [2].

- либо другой специальной формы (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 расчёте и минимальной трудоёмкости их изготовления.

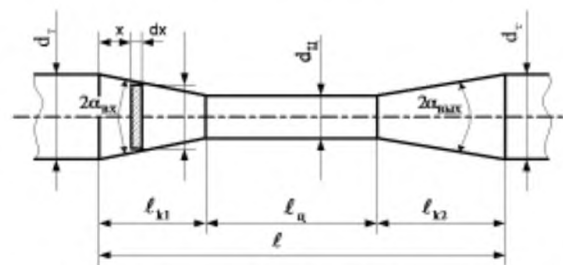


Рисунок 4. Расчётная схема проточного канала гасителя

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 рисунке 4, складывается из инерционности цилиндрической части

$$L_y = \frac{\rho \ell_y}{S_y} \quad (1.9)$$

и инерционности каждого конусного участка входа и выхода L_i ($i=1, 2$). Формулы для вычисления параметров L_i получим, записав, в соответствии с соотношением (1.9), выражение для инерционности элементарного участка протяженностью dx и сечением $S(x)$ и проинтегрировав полученное соотношение при изменениях x в пределах $[0; L_{ki}]$. В результате будем иметь

$$L_i = \frac{\rho}{S_{mi}} \frac{d_{mi}}{d_y} \ell_{ki} \quad (1.10)$$

С учётом формул (1.9), (1.10) при одинаковых степенях пережатия n обоих конусных участков получим

$$L = \frac{\rho}{S_m} \left[\frac{d_m(\sqrt{n}-1)}{2} \left(\frac{1}{\operatorname{tg}\alpha_{\text{вх}}} + \frac{1}{\operatorname{tg}\alpha_{\text{вых}}} \right) + n\ell_y \right] \quad (1.11)$$

В формулах (1.10)...(1.11) обозначения следующие: S_{mi}, d_{mi} - соответственно, площади поперечных сечений и диаметры подводящих трубопроводов со стороны входа в проточный канал и выхода из него; S_y, d_y, ℓ_y - соответственно, площадь поперечного сечения, диаметр и протяженность цилиндрической части проточного канала; ℓ_k - протяженности конусных участков; $\alpha_{\text{вх}}, \alpha_{\text{вых}}$ - углы конусности от оси до образующей конфузора и диффузора.

В выражение (1.11) входят три неизвестных параметра: L, n, ℓ_y . Для однозначного их определения воспользуемся соотношениями (1.1)... (1.3) утя, что для получения минимальных габаритов расширительной полости в формуле (1.3)

следует принять знак равенства. Из неравенства (1.2) и формул (1.5), (1.6) получим, что при условии

$$LC_{np} = idem \quad (1.12)$$

параметры L и C_{np} определяются соотношениями

$$C_{np} < \frac{\overline{Z_{ci}} \overline{\omega}}{\omega \overline{Z_{em}}} \quad (1.13)$$

$$L > \frac{\overline{\omega}}{\omega} \frac{\overline{Z_{em}}}{\overline{Z_{ci}}} \quad (1.14)$$

В формулах (1.13), (1.14) и всех последующих положение знаков неравенств соответствует принятому их направлению в соотношении (1.2). Подставив выражение (1.11) для параметра L в неравенство (1.14) и проведя преобразования, получим

$$\ell_y > \frac{\overline{\omega}}{\omega n} \frac{\alpha_{3\phi}}{\overline{Z_{ci}}} - \frac{d_m(\sqrt{n}-1)}{2n} \left(\frac{1}{\operatorname{tg}\alpha_{\text{вх}}} + \frac{1}{\operatorname{tg}\alpha_{\text{вых}}} \right) \quad (1.15)$$

где $\alpha_{3\phi}$ - скорость звука в рабочей среде.

Определим теперь выражение для суммарных гидравлических потерь на проточном канале гасителя.

$$\Delta P_{\Sigma} = \Delta P_{\kappa 1} + \Delta P_y + \Delta P_{\kappa 2} \quad (1.16)$$

В формуле (1.16):

- $\Delta P_{\kappa 1}, \Delta P_{\kappa 2}$ - соответственно, гидравлические потери на входном и выходном участках проточного канала;
- ΔP_y - гидравлические потери на цилиндрической части проточного канала.

Отдельные составляющие этих потерь оцениваются следующими зависимостями [2]

$$\left. \begin{aligned} \Delta P_{\kappa 1} &= \frac{\rho Q^2}{\pi^2 d_y^4} \lambda_{mp} \left(1 - \frac{1}{n^2} \right) \frac{1}{\sin \alpha_{\text{вх}}}; \\ \Delta P_y &= \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d_y^4} \lambda_{mp} \frac{\ell_y}{d_y}; \\ \Delta P_{\kappa 2} &= \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d_y^4} \left[\frac{\lambda_{mp}}{8} \left(1 - \frac{1}{n^2} \right) \frac{1}{\sin \alpha_{\text{вых}}} + \kappa \left(1 - \frac{1}{n} \right)^2 \right]. \end{aligned} \right\} \quad (1.17)$$

Подставив в формулу (1.16) составляющие (1.17) и утя соотношение (1.15) будем иметь:

$$\xi_z \begin{matrix} > \\ < \end{matrix} \lambda_{mp} \left\{ \frac{n^2-1}{8} \left(\frac{1}{\sin \alpha_{ex}} + \frac{1}{\sin \alpha_{vbx}} \right) + n\sqrt{n} \left[\frac{\bar{\omega} \alpha_{36}}{\omega d_m |\bar{Z}_{ci}|} - \frac{\sqrt{n}-1}{2} \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_{ex}} + \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_{vbx}} \right) \right] \right\} + (1.18)$$

$$+ k(n-1)^2 \leq [\xi_z]$$

Из выражения (1.18) для частного случая, когда $\alpha_{ex} = \alpha_{vbx} = \alpha$ следует

$$\xi_z \begin{matrix} > \\ < \end{matrix} \lambda_{mp} \left[\frac{n^2-1}{4 \sin \alpha} + n\sqrt{n} \left(\frac{\bar{\omega} \alpha_{36}}{\omega d_m |\bar{Z}_{ci}|} - \frac{\sqrt{n}-1}{\operatorname{tg} \alpha} \right) \right] +$$

$$+ k(n-1)^2 \leq [\xi_z]$$

(1.19)

В формулах (1.17)...(1.19) обозначения следующие: Q - расход рабочей жидкости через проточный канал гасителя; k - коэффициент смягчения удара на выходном участке, $k = 3,2 \operatorname{tg} \alpha_{vbx} \sqrt{\operatorname{tg} \alpha_{vbx}}$ или $k \approx \sin 2\alpha_{vbx}$ [2];

$$\xi_z = \frac{\Delta P_z \pi^2 d_m^4}{8 \rho Q^2} \quad (1.20)$$

- коэффициент гидравлического сопротивления проточного канала гасителя;
 - допустимая величина коэффициента гидравлического сопротивления гасителя;
 $[\xi_z]$ - коэффициент потерь на трение о стенки конусных и цилиндрических участков проточного канала. Значение λ_{mp} выбирается из справочников или можно рассчитать по формуле А.Д. Альтшуля [2], которая в параметрах подводящего трубопровода имеет вид:

$$\lambda_{mp} = \left[1,8 \ell g \frac{\sqrt{n} \operatorname{Re}_m}{\frac{k'}{d_m} n \operatorname{Re}_m + 7} \right]^{-2} \quad (1.21)$$

где $\operatorname{Re}_m = \frac{4Q\sqrt{n}}{\pi \nu d_m}$ - число Рейнольдса для

потока в подводящем трубопроводе; ν - 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 (1.21) следует принимать равное $2 \cdot 10^{-6} \text{ м}$ [2].

Если теперь установить взаимосвязь между параметрами K_c , \bar{R} , μ , $\bar{\omega}$, $|\bar{Z}_{ci}|$, то соотношения (1.18), (1.19) позволяют определить степень пережатия n , а затем и все другие параметры элементов гасителей с учётом требований (1.1)...(1.3).

3 Заключение

Установлены соотношения между акустическими характеристиками гасителя колебаний, параметрами его элементов и параметрами трубопроводов системы, для которой проектируется гаситель. Полученные зависимости позволяют оптимизировать гидравлические потери на устройстве и его габариты при обеспечении требуемых уровней ослабления колебаний в системе.

Список использованных источников

- [1] Головин, А.Н. Гасители колебаний для гидравлических систем. Текст /А.Н. Головин, В.П. Шорин. - Самара: Изд - во Самарского научного центра РАН, 2005. - 168 с.
- [2] Некрасов Б.Б. Гидравлика и её применение на летательных аппаратах. М.: Машиностроение, 1967. 370 с.

Golovin A.N.

CALCULATION OF DAMPERS OF LOW-FREQUENCY ACOUSTIC FILTERS TYPE

Samara National Research University

34, Moskovskoe shosse, Samara,
443086, Russian Federation

an-golovin@mail.ru

The article provides analytical dependencies that allowing harmonization the required dynamic characteristics of fluid pressure pulsation dampers with the parameters of their main elements at the given level of hydraulic losses on the devices.

Key words: *damper, own characteristics, hydraulic losses, optimization of parameters*

References

- [1] Golovin, A. N. Oscillation dampers for hydraulic systems. Text / A.N. Golovin, V.P. Shorin. - Samara: Publishing House of the Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences, 2005. - 168 p.
- [2] Nekrasov B.B. Hydraulics and its application in aircraft. Moscow: Mashinostroenie, 1967. 370 p