

Подставляя (17) в (21), выражение для определения мощности можно привести к виду

$$N = \frac{1}{\eta_m} \left[\frac{A^2 \cos \varphi_n}{2\rho_0 |Z_n|} + 3,1416AS_n \cdot \omega \sqrt{X^2 - \left(\frac{V_0 A}{S_n k_{ж}} \right)^2 - \frac{3,1416A^2}{\rho_0 |Z_n|}} \right]. \quad (22)$$

Акустическая мощность, развиваемая гидропульсатором,

$$N_a = \frac{A^2 \cos \varphi_n}{2\rho_0 |Z_n|}. \quad (23)$$

Акустический к. п. д.

$$\eta_a = \frac{N_a}{N\eta_m} = \frac{1}{1 + \frac{6,2832S_n \cdot \omega \rho_0 |Z_n|}{A \cdot \cos \varphi_n} \sqrt{X^2 - \left(\frac{V_0 A}{S_n k_{ж}} \right)^2 - \frac{6,2832}{\cos \varphi_n}}}. \quad (24)$$

Полученные выражения для определения основных конструктивных параметров гидропульсатора и потребляемой мощности позволяют спроектировать плунжерный гидропульсатор в соответствии с заданными техническими условиями.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бурмака В. Л., Плотников А. И., Платонов В. А. Пульсатор гидравлический для вибропитателей. А. с. № 247573, 1969.
2. Потапенко Е. Н., Донченко Ю. В. Гидропульсатор. А. с. № 171627, 1965.

В. П. ШОРИН, В. И. САНЧУГОВ

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОТВЕТВЛЕННОГО РЕЗОНАТОРА КАК ГАСИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧЕЙ СРЕДЫ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

l_p — длина горла резонатора; S_p — площадь поперечного сечения горла резонатора; V_p — объем полости резонатора; v_1 — объемная скорость в горле резонатора; A_{y1} — амплитуда объемной скорости в горле резонатора; β, ξ — коэффициенты линейной и квадратичной составляющих гидравлических потерь в горле резонатора; R_{ey}, J_{my} — действительная и мнимая части сум-

марной проводимости источника колебаний и присоединенной гидравлической системы; $A_{ист}$ — амплитуда объемной скорости эквивалентного источника колебаний; P_1 — давление в магистрали; P_2 — давление в полости резонатора; ρ — плотность жидкости; α — скорость звука в трубопроводе с жидкостью; ω — круговая частота.

Для устранения пульсаций давления жидкости в авиационных гидравлических системах перспективным является применение гасителей, выполненных по схеме ответвленного резонатора. Это объясняется тем, что установка резонатора в гидравлическую систему не приводит к значительному увеличению гидравлического сопротивления, кроме того, резонатор прост по конструкции и имеет в сравнении с другими типами гасителей меньшие габариты и вес.

Снижение амплитуды колебаний в системе за резонатором происходит за счет «перекачки» энергии переменной составляющей потока из источника в полость резонатора и обратно. При этом часть энергии потока рассеивается за счет активных потерь в горле резонатора.

В ранее опубликованной работе [1] решена задача выбора основных параметров резонатора исходя из условия обеспечения заданной эффективности действия на одной частоте. Для практики более важным является определение основных параметров резонатора из условия обеспечения величины сглаживания пульсаций давления не ниже заданной в некоторой полосе частот $[\omega_1, \omega_2]$. Ниже приводится решение данной задачи с учетом нелинейности закона гидравлических потерь в горле. Резонатор рассматривается как элемент с сосредоточенными параметрами.

Как показали проведенные исследования, закон гидравлических потерь в горле с достаточной степенью точности можно аппроксимировать зависимостью в виде суммы линейной и квадратичной составляющих сопротивления.

С учетом сказанного уравнения, описывающие процессы в горле и полости резонатора, соответственно записываются в виде

$$\frac{\rho l_p}{S_p} \cdot \frac{dv_1}{dt} + \beta \frac{\rho v_1}{2S_p} + \xi \frac{\rho v_1^2}{2S_p^2} \cdot \text{sign } v_1 = P_1 - P_2; \quad (1)$$

$$\frac{V_p}{\rho a^2} \cdot \frac{dP_2}{dt} = v_1.$$

Эффективность действия резонатора будем оценивать коэффициентом вносимого затухания $K_{вн}$, представляющим собой отношение амплитуды колебаний давления в системе без резонато-

ра к амплитуде колебаний в системе с резонатором. Формула для $K_{\text{вн}}$ [2] имеет вид

$$K_{\text{вн}} = \left| 1 + \frac{1}{Z_p (Rey + jImy)} \right|. \quad (2)$$

Импеданс резонатора Z_p , под которым понимается отношение первых гармоник давления на входе в резонатор к объемному расходу в горле, можно определить совместным решением системы уравнений (1), применяя метод гармонической линеаризации:

$$Z_p = \beta \frac{\rho}{2S_p} + \frac{4}{3\pi} \xi \frac{\rho}{S_p^2} \cdot A_{v_1} + j \left(\frac{\rho l_p}{S_p} \omega - \frac{\rho a^2}{\omega V_p} \right). \quad (3)$$

Умножив и разделив второе слагаемое на $A_{\text{ист}}$, формулу импеданса можно записать:

$$Z_p = K_{\text{л}} + K_{\text{н}} \Psi + jImZ_p, \quad (4)$$

где $K_{\text{л}} = \beta \frac{\rho}{2S_p}$ — линейная часть активного сопротивления горла резонатора;

$K_{\text{н}} = \frac{4}{3\pi} \xi \frac{\rho}{2S_p^2} \cdot A_{\text{ист}}$ — часть активного сопротивления горла резонатора, обусловленная квадратичной составляющей потерь, подсчитанная по амплитуде колебаний источника;

$\psi = \frac{A_{v_1}}{A_{\text{ист}}}$ — отношение амплитуды объемной скорости в горле резонатора к амплитуде объемной скорости источника колебаний;

$ImZ_p = \frac{\rho l_p}{S_p} \omega - \frac{\rho a^2}{\omega V_p}$ — мнимая часть импеданса резонатора.

С использованием выражения (4) формулу для коэффициента вносимого затухания можно записать следующим образом:

$$K_{\text{вн}} = \left| 1 + \frac{1}{(K_{\text{л}} + K_{\text{н}} \psi + jImZ_p)(Rey + jImy)} \right|. \quad (5)$$

Выражение (5) показывает, что для определения величины коэффициента вносимого затухания при известных характеристиках системы, источника и геометрии резонатора необходимо знать величину Ψ . Для определения Ψ запишем выражение для объемной скорости в горле резонатора:

$$v_p = v_{\text{ист}} \cdot \frac{1}{Z_p (Rey + jImy) + 1},$$

откуда

$$A_{v_i} = A_{\text{ист}} \left| \frac{1}{Z_p (Rey + jImy) + 1} \right|$$

$$\psi = \frac{A_{v_i}}{A_{\text{ист}}} = \left| \frac{1}{(K_{\text{л}} + K_{\text{н}} \psi + jImZ_p)(Rey + jImy)} \right|.$$

После соответствующих преобразований из последнего выражения получим

$$(MyK_{\text{н}}\psi + MyK_{\text{л}} + \cos \varphi y)^2 + (MyIm^2Z_p - \sin \varphi y)^2 = \frac{1}{\psi^2}, \quad (6)$$

где

$$My = \sqrt{R^2ey + Im^2y}; \quad \varphi = \arctg \frac{Imy}{Rey}.$$

Для отыскания решения данного уравнения, которое является уравнением четвертой степени относительно Ψ , построена номограмма (рис. 1).

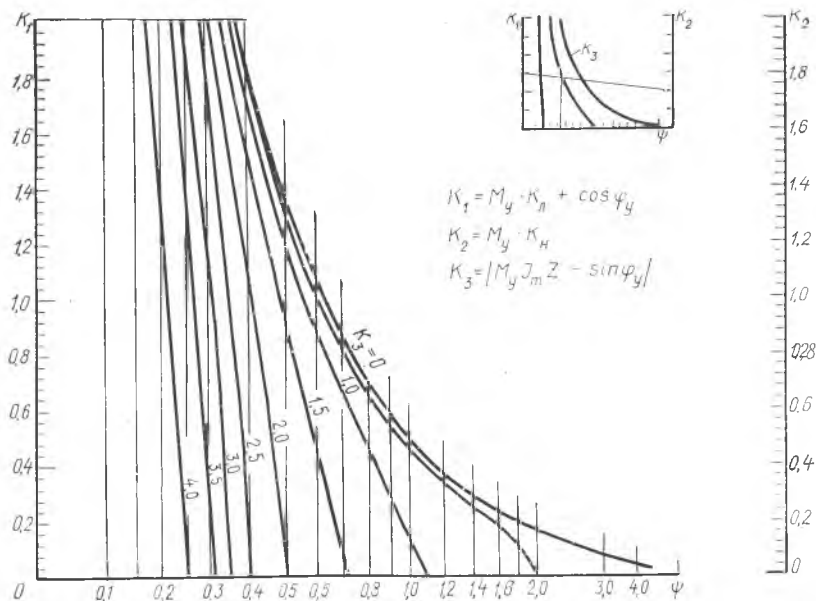


Рис. 1.

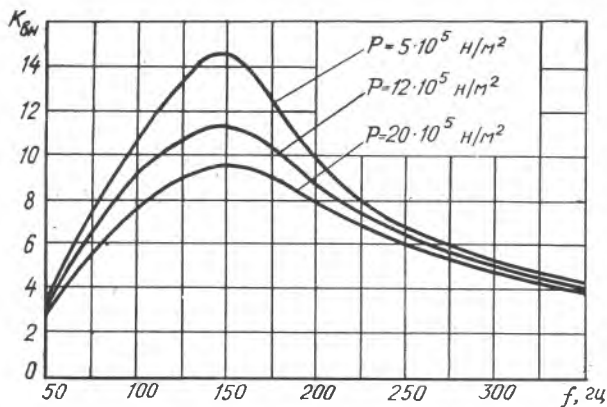


Рис. 2.

С использованием выражения (6) формула коэффициента вносимого затухания для произвольной гидравлической системы имеет вид:

$$K_{вн} = \frac{1}{M\psi \sqrt{(K_{л} + K_{н}\psi)^2 + I^2 m Z_p}}. \quad (7)$$

Полученное выражение позволяет рассчитывать эффективность действия гасителей при установке их в произвольную гидравлическую систему. Расчет производится в следующем порядке:

1. По экспериментальным данным или теоретическим путем определяются составляющие гидравлического сопротивления горла резонатора $K_{л}$, $K_{н}$ и мнимая часть импеданса резонатора на данной частоте.

2. По известным характеристикам системы ($M\psi$, ψ , $A_{ист}$) и резонатора ($K_{л}$, $K_{н}$, $\text{Im}Z_p$) с помощью номограммы определяется отношение амплитуды объемной скорости в горле резонатора к амплитуде объемной скорости в источнике колебаний — (ψ).

3. По формуле (7) определяется коэффициент вносимого затухания резонатора на данной частоте.

В качестве примера рассчитана эффективность действия резонатора, устанавливаемого за источником расхода на входе в магистраль бесконечной длины. Геометрические параметры резонатора: $I_p = 21,1 \text{ мм}$, $d_p = 2,11 \text{ мм}$, $V_p = 326 \text{ см}^3$. Диаметр магистрали $d_m = 6 \text{ мм}$. Скорость звука в магистрали с жидкостью $a = 1260 \text{ м/сек}$. Кривые вносимого затухания (рис. 2) рассчитаны

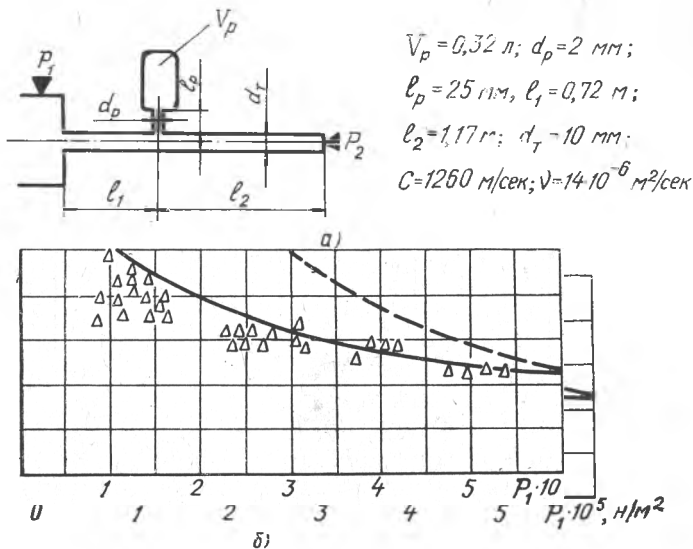


Рис. 3.

для значений амплитуд колебаний давления в магистрали до установки резонатора, равных 5, 12, 20 кг/см².

Экспериментальная проверка методики расчета резонатора была проведена по схеме, представленной на рис. 3, а. Там же приведены исходные данные расчета и эксперимента. Результаты эксперимента представлены на рис. 3, б. Здесь же нанесены результаты расчета резонатора с учетом линейной составляющей гидравлических потерь в горле (сплошная линия) и в предположении наличия только квадратичного закона гидравлических потерь [1].

Из приведенных кривых видна существенная зависимость эффективности действия резонатора от амплитуды колебаний в системе.

Выбор основных размеров ответвленного резонатора будем проводить из условия минимизации его объема при обеспечении в заданном диапазоне частот ($\omega_1; \omega_2$) величины $K_{\text{вн}}$ не ниже заданной.

Как видно из рис. 3, б при уровне исходной амплитуды давления за источником более 4÷5 кг/см² в области гашения колебаний основную долю гидравлических потерь в горле составляют

потери, пропорциональные квадрату скорости, поэтому при синтезе характеристик резонатора будем полагать $K_{\text{п}}=0$.

Общая форма уравнений (6) и (7) позволяет анализировать процессы в системе не только при размещении в ней ответвленного резонатора, но и любого другого импеданса утечки, имеющего вещественную часть, пропорциональную амплитуде расхождения. Поэтому из (6) и (7) можно получить уравнение, связывающее характеристики системы и некоторого импеданса утечки, при которых обеспечиваются заданные значения коэффициента внешнего затухания.

Это уравнение имеет следующий вид:

$$\left\{ \sqrt{V (M_p My)^4 K_{\text{вн}}^4 \sin^4 \varphi_p + 4 (M_p My)^2 K_{\text{вн}}^2 \cos^2 \varphi_p - (M_p My)^2 K_{\text{вн}}^2 \sin^2 \varphi_p} + \sqrt{2} K_{\text{вн}} \cos \varphi_y \right\}^2 - 2 K_{\text{вн}}^2 [M_p My \sin \varphi_p - \sin \varphi_y]^2 \quad (8)$$

$$\left[V (M_p My)^4 K_{\text{вн}}^4 \sin^4 \varphi_p + (M_p My)^2 K_{\text{вн}}^2 \cos^2 \varphi_p - (M_p My)^2 K_{\text{вн}}^2 \sin^2 \varphi_p \right] = 4 K_{\text{вн}}^4 (M_p My)^2 \cos^2 \varphi_p.$$

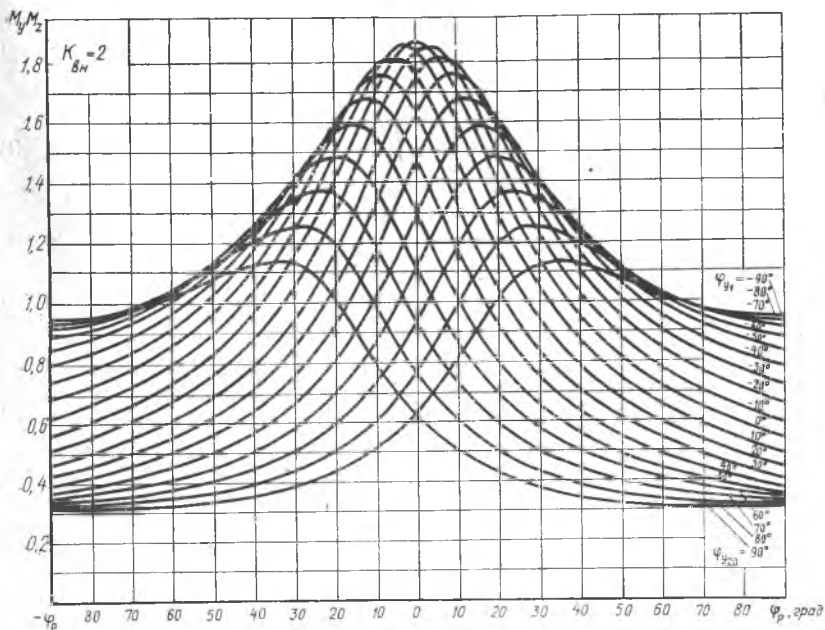


Рис. 4.

Кривые, соответствующие уравнению (8) для $K_{\text{вн}} = \text{const}$ показаны на рис. 3.

При известных законах изменения $M_y(\omega)$, $\varphi_y(\omega)$, $K_{\text{вн}}(\omega)$ с помощью набора подобных кривых для данного диапазона частот можно построить зависимости потребных значений модуля импеданса утечки как функции аргумента и частоты, т. е. $M_{\text{пр}} = M_{\text{пр}}(\varphi_p; \omega)$, обеспечивающие требуемые значения коэффициента вносимого затухания на частоте $K_{\text{вн}} = K_{\text{вн}}(\omega)$.

Так как применение ответвленного резонатора в качестве гасителя вынужденных колебаний жидкости целесообразно для систем с источниками колебаний расхода и оптимальным является размещение резонатора непосредственно за источником колебания, функция $M_{\text{пр}}$ в полосе гашения обычно имеет значения большие или равные в сравнении с ее значениями на границах интервала $[\omega_1; \omega_2]$.

Модуль импеданса резонатора M_p — функция с явно выраженным минимумом в полосе $(\omega_1; \omega_2)$ при выполнении условия $\omega_1 < \omega_p < \omega_2$ (ω_p — собственная частота резонатора). Поэтому для обеспечения в диапазоне частот $[\omega_1; \omega_2]$ величины $K_{\text{вн}}$ не ниже заданной достаточно обеспечить требуемые значения $M_{\text{пр}}$ на границах диапазона. Последнее условие выполняется при удовлетворении равенств

$$\begin{aligned} M_{\text{пр}}(\varphi_{p1}; \omega_1) &= M_{p1}; \\ M_{\text{пр}}(\varphi_{p2}; \omega_2) &= M_{p2}, \end{aligned} \quad (9)$$

где индексами 1 и 2 обозначены значения модулей $M_{\text{пр}}$ и M_p , соответствующие граничным частотам ω_1 и ω_2 диапазона гашения колебаний. Раскрывая выражения для M_{p1} и M_{p2} уравнения (9) запишем в форме:

$$\begin{aligned} M_{\text{пр}}(\varphi_{p1}; \omega_1) &= \left(\frac{1}{\omega_1 C} - \omega_1 L \right) \sqrt{1 + \text{ctg}^2 \varphi_{p1}}; \\ M_{\text{пр}}(\varphi_{p2}; \omega_2) &= \left(\omega_2 L - \frac{1}{\omega_2 C} \right) \sqrt{1 + \text{ctg}^2 \varphi_{p2}}, \end{aligned} \quad (10)$$

где $L = \frac{\rho l_p}{S_p}$ — «индуктивность» горла резонатора, (11a)

$$C = \frac{V_p}{\rho a^2} \text{ — «емкость резонатора»}. \quad (11б)$$

Решая систему уравнений (10) относительно L и C , получим:

$$C = \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{\omega_1 \omega_2} \cdot \frac{\sqrt{1 + \operatorname{ctg}^2 \varphi_{p1}} \sqrt{1 + \operatorname{ctg}^2 \varphi_{p2}}}{\omega_1 M_{\text{нр}}(\varphi_{p2}; \omega_2) \sqrt{1 + \operatorname{ctg}^2 \varphi_{p1}} + \omega_2 M_{\text{нр}}(\varphi_{p1}; \omega_1) \sqrt{1 + \operatorname{ctg}^2 \varphi_{p2}}}; \quad (12)$$

$$L = \frac{1}{\omega_2^2 - \omega_1^2} \cdot \frac{\omega_2 M_{\text{нр}}(\varphi_{p2}; \omega_2) \sqrt{1 + \operatorname{ctg}^2 \varphi_{p1}} + \omega_1 M_{\text{нр}}(\varphi_{p1}; \omega_1) \sqrt{1 + \operatorname{ctg}^2 \varphi_{p2}}}{\sqrt{1 + \operatorname{ctg}^2 \varphi_{p2}} \sqrt{1 + \operatorname{ctg}^2 \varphi_{p1}}}; \quad (13)$$

$$LC = \frac{1}{\omega_p^2} = \frac{1}{\omega_1 \omega_2} \cdot \frac{\omega_2 M_{\text{нр}}(\varphi_{p2}; \omega_2) \sqrt{1 + \operatorname{ctg}^2 \varphi_{p1}}}{\omega_1 M_{\text{нр}}(\varphi_{p2}; \omega_2) \sqrt{1 + \operatorname{ctg}^2 \varphi_{p1}}} + \\ + \frac{\omega_1 M_{\text{нр}}(\varphi_{p1}; \omega_1) \sqrt{1 + \operatorname{ctg}^2 \varphi_{p2}}}{\omega_2 M_{\text{нр}}(\varphi_{p1}; \omega_1) \sqrt{1 + \operatorname{ctg}^2 \varphi_{p2}}}. \quad (14)$$

В выражениях (12—14) неизвестны φ_{p1} и φ_{p2} . Уравнение связи между φ_{p1} и φ_{p2} можно получить исходя из заданного закона изменения вещественной части сопротивления резонатора в диапазоне частот $[\omega_1; \omega_2]$.

Так как вещественная часть сопротивления резонатора пропорциональна амплитуде эквивалентного источника расхода, закон изменения которой известен и в общем случае имеет вид $A_{\text{ист}} = f(\omega)$, можем записать:

$$\operatorname{Re} Z_p = K A_{\text{ист}} = K f(\omega); \\ \frac{\operatorname{Re} Z_p(\omega_1)}{\operatorname{Re} Z_p(\omega_2)} = \frac{f(\omega_1)}{f(\omega_2)}. \quad (15)$$

Но $\operatorname{Re} Z_p = \frac{\omega L - \frac{1}{\omega C}}{\operatorname{tg} \varphi_p}$, поэтому

$$\frac{\operatorname{tg} \varphi_{p1}}{\operatorname{tg} \varphi_{p2}} = \frac{f(\omega_1)}{f(\omega_2)} \cdot \frac{\omega_2 L - \frac{1}{\omega_2 C}}{\omega_1 L - \frac{1}{\omega_1 C}}.$$

Преобразуя последнее равенство относительно LC , получим:

$$LC = \frac{1}{\omega_1 \omega_2} \cdot \frac{\omega_2 f(\omega_2) \operatorname{tg} \varphi_{p2} - \omega_1 f(\omega_1) \operatorname{tg} \varphi_{p1}}{\omega_1 f(\omega_2) \operatorname{tg} \varphi_{p2} - \omega_2 f(\omega_1) \operatorname{tg} \varphi_{p1}}. \quad (16)$$

Из (14) и (16) следует уравнение связи между φ_{p1} и φ_{p2} :

$$M_{\text{нр}}(\varphi_{p1}; \omega_1) / (\omega_1) \operatorname{ctg} \varphi_{p1} = M_{\text{нр}}(\varphi_{p2}; \omega_2) f(\omega_2) \cos \varphi_{p2}. \quad (17)$$

С помощью (17) и исходных функциональных зависимостей $M_{\text{пр}}(\varphi_{p2}; \omega_2)$, $M_{\text{пр}}(\varphi_{p1}; \omega_1)$, можно получить следующие уравнения:

$$M_{\text{пр}}(\varphi_{p2}; \omega_2) = \Theta_1(\omega_1; \omega_2; \varphi_{p1}); \quad (18)$$

$$\sin \varphi_{p2} = \Theta_2(\omega_1; \omega_2; \varphi_{p1}); \quad (19)$$

С использованием соотношений (18) и (19) выражение (12) для определения емкости резонатора запишем в форме:

$$C = \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{\omega_1 \omega_2} \cdot \frac{1}{\omega_1 \Theta_1(\omega_1; \omega_2; \varphi_{p1}) \Theta_2(\omega_1; \omega_2; \varphi_{p1}) + \omega_2 M_{\text{пр}}(\omega_1; \varphi_{p1}) \sin \varphi_{p1}}. \quad (20)$$

Неизвестное значение аргумента φ_{p1} определим из условия минимума объема резонатора, т. е. условия $\frac{\partial C}{\partial \varphi_{p1}} = 0$

Из (20) и (21) будем иметь:

$$\begin{aligned} \omega_1 \left[\frac{\partial \Theta_1(\omega_1; \omega_2; \varphi_{p1})}{\partial \varphi_{p1}} \cdot \Theta_2(\omega_1; \omega_2; \varphi_{p1}) + \frac{\partial \Theta_2(\omega_1; \omega_2; \varphi_{p1})}{\partial \varphi_{p1}} \cdot \Theta_1(\omega_1; \omega_2; \varphi_{p1}) \right] = \\ = \omega_2 \left[\frac{\partial M_{\text{пр}}(\omega_1; \varphi_{p1})}{\partial \varphi_{p1}} \cdot \sin \varphi_{p1} + M_{\text{пр}}(\omega_1; \varphi_{p1}) \cos \varphi_{p1} \right]. \quad (22) \end{aligned}$$

При определенных значениях ω_p , L , C основные геометрические размеры резонатора t_p , S_p , V_p могут быть выражены из соотношений (11а) и (11б) и

$$\text{tg } \varphi_p = \frac{\frac{\rho l_p}{S_p} \omega_1 - \frac{\rho a^2}{\omega_1 V_p}}{\frac{4\xi_p}{3\pi S_p^2} A_{\text{ист}}}. \quad (23)$$

В формуле (23) $\xi = \xi(S, \frac{l}{d})$ известная функция, определяемая расчетным или экспериментальным путем.

С использованием разработанной методики проектировочного расчета были определены геометрические параметры резонатора минимального объема, устанавливаемого за источником расхода на входе в магистраль бесконечной длины. Исходные данные были приняты следующими: диаметр магистрали $d_y = 10$ мм; амплитуда давления в магистрали $P = 20$ кг/см²; диапазон гашения колебаний, в котором резонатор должен обеспечить $K_{\text{вн}} \geq 4$ $\Delta f = 250 - 600$ Гц.

Геометрические параметры резонатора, полученные в результате расчета, равны: $V_p = 202,4$ см³, $l_p = 5,05$ мм, $d_p = 2,2$ мм.

ЛИТЕРАТУРА

Шорин В. П. Использование ответвленного резонатора в качестве гасителя вынужденных колебаний давления в гидравлических системах летательных аппаратов и двигателей. Труды КуАИ, 1969, вып. XXXVI.

2. Шорин В. П. К вопросу о гашении вынужденных колебаний давления в гидравлических системах летательных аппаратов и двигателей. Труды КуАИ, 1967, вып. XXX.

3. Попов Е. П., Пальтов И. П. Приближенные методы исследования нелинейных автоматических систем. М., Физматгиз, 1960.

РЕФЕРАТЫ

УДК. 629. 7.

Способ определения собственных частот колебаний нелинейных систем с полигональной характеристикой и его применение к кусочно-линейной аппроксимации. Бузицкий В. Н., Филекин В. П. Сб. «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов», КуАИ, 1975 г., вып. 2(73), стр. 3—9.

В работе предлагается способ определения частот свободных колебаний консервативных систем с полигональной характеристикой восстанавливающей силы, основанный на разложении характеристики исходной системы на кусочно-линейные составляющие, для каждой из которых известны точные выражения частот. Такой способ дает достаточно точные значения частот в широком диапазоне изменения параметра характеристики (отношения жесткостей и отношения амплитуд участков) и легко обобщается на случай криволинейных характеристик с помощью кусочно-линейной аппроксимации.

Иллюстраций — 4, таблиц — 2, библиографий — 5.

УДК 629. 7. 036

Простейшая схема методики расчета демпферов и амортизаторов с конструкционным демпфированием. Эскин И. Д., Пономарев Ю. К. Сб. «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». КуАИ, 1975 г., вып. 2(73), стр. 9—18.

В работе предложена простейшая схема методики расчета демпферов и амортизаторов с конструкционным демпфированием, базирующаяся на теории подобия и включающая решение статических и динамических задач, а также учитывающая изменение упруго-фрикционных характеристик этих изделий при наработке.

Иллюстраций — 5, библиографий — 5.