

И.П.Токарев, А.И.Белюсов

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГРАНИЦ РАБОЧИХ РЕЖИМОВ И АМПЛИТУДНО-ЧАСТОТНЫХ
ХАРАКТЕРИСТИК АВТОКОЛЕБАТЕЛЬНЫХ ГАЗОСТАТИЧЕСКИХ
ВИБРАТОРОВ

Задачи повышения вибрационной прочности и надежности летательных аппаратов и их двигателей тесно связаны с созданием испытательных комплексов, имитирующих вибрационный спектр конструкций и полетные нагрузки, действующие на них. Такие стенды должны обладать большой мощностью, грузоподъемностью, экономичностью и широким диапазоном частот. Перспективным решением этой проблемы является создание поршневых генераторов механических колебаний на базе гидростатических опор [1].

Исследования возможности гидростатической подвески исполнительного органа вибратора ведутся в нескольких направлениях. Одно из них основано на возможности реализации в газостатических опорах неустойчивых режимов работы. Вибратор (рис. 1) представляет собой поршневое устройство, в котором поршень 1 (исполнительный орган вибратора) и обойма 2 разделены протоком газа. Внешняя нагрузка W компенсируется силами давления p_k в рабочей камере. Камера выполнена проточной, с дросселированием газа на входе и на выходе из нее. Величина выходного сопротивления регулируется длиной кольцевой щели δ . При отклонении поршня вибратора от положения равновесия возникают колебания, которые при определенных условиях оказываются незатухающими. Это возможно вследствие того, что газостатический вибратор представляет собой нелинейную автоколебательную систему. Она состоит из источника постоянной энергии (подвод газа), регулятора (дросселирующие элементы)

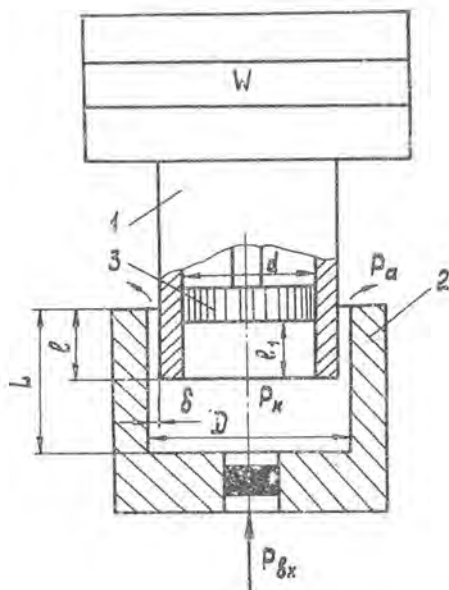


Рис. 1

и обратной связи между давлением в камере p_k и ходом поршня z . Сжимаемость газа обеспечивает запаздывание реакции сил давления на приложенную нагрузку W . Все это обеспечивает возникновение самовозбуждающих колебаний подвижной массы генератора при постоянном расходе подводимого газа. Параметры колебаний в значительной мере зависят от объема газа в рабочей камере, для регулирования которого пустотелый поршень I снабжен плунжером 3, перемещающимся с помощью штока.

Расчет рабочих характеристик вибратора сводится к определению границ рабочих режимов амплитуд и частот самовозбуждающихся колебаний при различных геометрических размерах вибратора и давлениях газа. Рабочие режимы вибратора соответствуют неустойчивым режимам газостатической опоры и могут быть выявлены при исследовании устойчивости опоры.

Динамическое состояние газостатических опор хорошо описывается в рамках модели с релаксационным механизмом демпфирования [2]. Динамическая реакция линейной модели газостатической опоры

$S_{\text{динл}}(S)$ получена в виде передаточной функции форсирующего звена

$$S_{\text{динл}}(S) = C_{\lambda} \frac{1 + T_{1\lambda} S}{1 + T_{2\lambda} S}, \quad (I)$$

где $C_{\lambda} = \frac{a_{1\lambda} - a_{2\lambda}}{b_{2\lambda} - b_{1\lambda}}$ - статическая жесткость опоры; $T_{1\lambda} = \frac{\rho_k F_k}{a_{1\lambda} - a_{2\lambda}}$ - постоянная времени опережения; $T_{2\lambda} = \frac{\rho_k V_k}{(b_{2\lambda} - b_{1\lambda}) \rho_k}$ - постоянная времени запаздывания;

$$a_{1\lambda} = \frac{\partial M_{вх}}{\partial \varepsilon}, \quad a_{2\lambda} = \frac{\partial M_{вых}}{\partial \varepsilon}, \quad b_{1\lambda} = \frac{\partial M_{вк}}{\partial p_k}, \quad b_{2\lambda} = \frac{\partial M_{вых}}{\partial p_k},$$

ρ_k - плотность газа в рабочей камере; $F_k = \frac{\pi D^2}{4}$ - площадь рабочей камеры; $V_k = F_k (L - \ell)$ - объем рабочей камеры; $M_{вх}$, $M_{вых}$ - расходы газа на входе и на выходе из опоры.

Индекс "л" определяет коэффициенты для линейной модели газостатической опоры. Коэффициенты C_{λ} , $T_{1\lambda}$ и $T_{2\lambda}$ зависят от геометрических размеров опоры, рода подводимого газа, давления питания $p_{вх}$ и противодействия p_a . Представление динамической реакции опоры в виде (I) позволило получить условие потери устойчивости в виде

$$T_{1\lambda} < T_{2\lambda}. \quad (2)$$

Область неустойчивых положений равновесия наиболее удобно строить и анализировать в пространстве безразмерных параметров

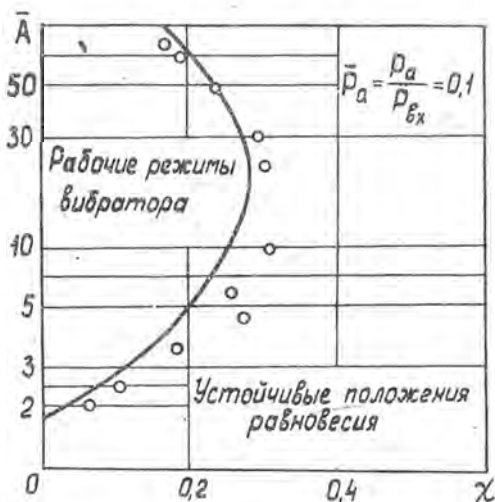


Рис. 2

\bar{A} , $\chi = \frac{e}{L}$, $\bar{p}_a = \frac{P_a}{P_{Bx}}$ (рис. 2). Влияние параметра конструкции \bar{A} газостатической опоры, представляющего собой отношение гидродинамических сопротивлений входного дросселирующего элемента и выходной кольцевой щели, на устойчивость неоднозначно. Увеличение и уменьшение этого параметра от $\bar{A} \approx 20$ повышает устойчивость опоры. К такому же результату (повышению запаса устойчивости) приводит увеличение \bar{p}_a и χ . При $\chi > 0,3$ неустойчивых режимов вообще не наблюдается. Результаты, полученные при исследовании устойчивости, позволяют выявлять границы рабочих режимов газостатических вибраторов.

Для определения частот и амплитуд автоколебаний поршня вибратора проводилось исследование нелинейной динамической модели газостатической опоры. В нестационарном уравнении неразрывности

$$M_{Bx}(p_k, e) - M_{Bbx}(p_k, e) = \frac{d}{dt} [p_k(p_k) V_k(e)] \quad (3)$$

гармонически линеаризовывались нелинейные зависимости расходов от давления в рабочей камере p_k и хода плунжера e в виде

$$M_{Bx}(p_k, e) = M_{Bx}^0(\chi_c) + a_{1n} \tilde{e} + b_{1n} \tilde{p},$$

$$M_{Bbx}(p_k, e) = M_{Bbx}^0(\chi_c) + a_{2n} \tilde{e} + b_{2n} \tilde{p},$$

$$F(p_k, e) = s(p_k \cdot V_k) = a_3 s \tilde{e} + b_3 s \tilde{p}, \quad (4)$$

где $\chi_c = \frac{e - \tilde{e}}{L}$; $a_{1n}, b_{1n}, a_{2n}, b_{2n}, a_3, b_3$ - коэффициенты гармонического разложения нелинейных функций M_{Bx}, M_{Bbx}, F ; \tilde{e}, \tilde{p} - пульсационные составляющие хода поршня e и давления p_k , которые принимались квазигармоническими.

С учетом (4) уравнение неразрывности распадается на два уравнения:

$$M_{Bx}^0(\chi_c) - M_{Bbx}^0(\chi_c) = 0 \quad (5)$$

и

$$(a_{1n} - a_{2n} - a_3 s) \tilde{e} = (b_{2n} - b_{1n} + b_3 s) \tilde{p}, \quad (6)$$

из которых определяется выражение для динамической реакции газозонного слон

$$C_{Bbxn}(s) = C_n \frac{1 + T_{1n} s}{1 + T_{2n} s},$$

$$\text{где } C_H = \frac{a_{1H} - a_{2H}}{b_{2H} - b_{1H}}, \quad T_{1H} = \frac{a_3}{a_{2H} - a_{1H}}, \quad T_{2H} = \frac{b_3}{b_{2H} - b_{1H}}$$

Индекс " H " определяет коэффициенты для нелинейной модели.

Таким образом получено, что динамическая реакция для нелинейной модели газостатической опоры имеет тот же вид, что и для линейной. Однако коэффициенты C_H , T_{1H} и T_{2H} имеют функциональную зависимость от амплитуды колебаний a . Частота Ω и амплитуда a_k автоколебаний исполнительного органа вибратора, имеющего массу m , определяются из уравнений

$$m\Omega^2 = C_H \quad (7)$$

$$T_{1H} = T_{2H} \quad (8)$$

с добавлением уравнения (5), определяющего координату центра динамического равновесия X_c . Совместное решение трех уравнений проводилось на ЭЦВМ, т.к. выражения для T_{1H} и T_{2H} достаточно сложны. Так для случая сверхкритического перепада давления на входном дросселе эти коэффициенты имеют вид

$$T_{1H} = T_{1H} \frac{0,13 \bar{A} \bar{P}_a \frac{\bar{a}_k^2}{X_c^2}}{X_c \left(\frac{X_c}{X} - 1 \right) (0,26 \bar{A} \bar{P}_a - 2 \bar{P}_c C_H) + C_H^2 (X_c^2 + 0,5 \bar{a}_k^2 - \frac{X_c^2}{X}) + 2 C_H [\bar{P}_c (X_c - X) + C_H (0,5 \bar{a}_k^2 - X_c^2 + X_c X)]}$$

$$T_{2H} = T_{2H} \frac{0,5 \bar{a}_k^2}{X_c \bar{P}_c (X_c - X) + X_c C_H (0,5 \bar{a}_k^2 - X_c^2 + X_c X)}$$

$$\text{где } \bar{P}_c = \sqrt{0,26 \bar{A} \bar{P}_a X_c + \bar{P}_a^2}, \quad X = \sqrt{X_c^2 - \bar{a}_k^2}, \quad \bar{a}_k = \frac{a_k}{L}$$

Характеристиками автоколебаний можно управлять через параметры опоры. Как показали экспериментальные исследования и теоретические расчеты, амплитуду a_k автоколебаний наиболее целесообразно регулировать давлением подачи газа P_{6X} (рис. 3). Частота автоколебаний Ω равна "псевдосообственной" частоте газостатической опоры в неустойчивом режиме и, следовательно, изменяется с изменением параметров, влияющих на жесткость опоры. Наиболее эффективным способом ее регулирования является изменение

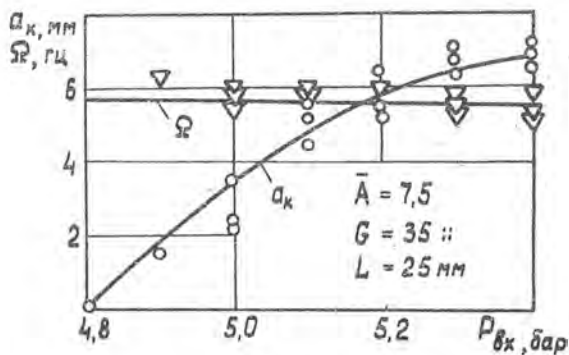


Рис. 3

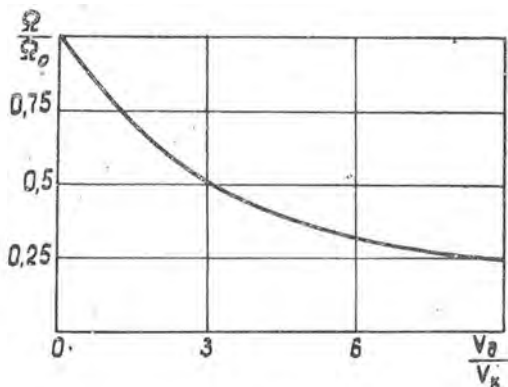


Рис. 4

длины рабочей камеры L или дополнительного объема газа $V_0 = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \ell$, (рис. 4). При этом частота автоколебаний изменяется по закону

$$\Omega = \frac{\Omega_0}{\sqrt{1 + \frac{V_0}{V_k}}}$$

где Ω_0 - частота автоколебаний при $V_0 = 0$.

Особенностью газостатических автоколебательных вибраторов

пвляется то, что в диапазоне изменения $P_{\text{гх}}$, соответствующем изменению Q_k от 0 до предельного уровня, ограниченного длиной L , частота автоколебаний практически не зависит от изменения давления $P_{\text{гх}}$ (рис. 3). Это делает возможным раздельное регулирование амплитуды и частоты генерируемых вибраций. Экспериментальные и теоретические исследования показали, что плавность регулирования амплитуды $\frac{\partial P_{\text{гх}}}{\partial Q_k}$ автоколебаний возрастает с увеличением массы исполнительного органа вибратора. Все это в сочетании с достоинствами газостатического принципа взвешивания делает генераторы этого типа весьма перспективным при создании низкочастотных большегрузных вибростендов для испытаний авиационных конструкций на вибропрочность и виброустойчивость.

Л и т е р а т у р а

1. Белоусов А.И., Макушин А.Б., Несолонов Г.Ф., Чегодаев Д.Е. Исследование гидростатической опоры большого хода. В сб. "Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей". Труды КуАИ, вып. 58, 1974.
2. Чегодаев Д.Е., Белоусов А.И. Гидростатические опоры как гасители колебаний. В сб. "Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей". Труды КуАИ, вып. 53, 1974.
3. Белоусов А.И., Токарев И.П., Чегодаев Д.Е. К устойчивости пневмо-гидростатических опор большого хода. В сб. "Вопросы виброизоляции оборудования и приборов". Ульяновск, 1974.