

Д. Е. Чегодаев, А. И. Белоусов

ГИДРОСТАТИЧЕСКИЕ ОПОРЫ КАК ГАСИТЕЛИ КОЛЕБАНИЙ

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- V_k, F_k, L — объем, площадь, длина рабочей камеры;
 $l, \alpha = \frac{l}{L}$ — длина и относительная длина выходного зазора;
 m — масса плунжера;
 z, z_1 — подвижная и неподвижная вертикальные оси координат;
 $\overline{W}_{дин}, \overline{W}_y, \overline{W}_д$ — амплитуда динамической реакции системы, ее упругая и демпфирующая составляющие;
 M — массовый расход газа;
 ρ — плотность;
 p — давление;
 n — показатель политропы;
 $C, C_{дин}$ — статическая и динамическая жесткости;
 $\overline{C} = \frac{C \cdot L}{P_{вх} \cdot F_k}$ — коэффициент жесткости;
 a_0 — амплитуда;
 Ω — круговая частота;
 t — время;
 $j = \sqrt{-1}$ — мнимая единица;
 s — оператор дифференцирования;
 T_1, T_2 — постоянные времени опережения и запаздывания;
 Δ — символ приращения;
 p, m — количество входных и выходных дросселей соответственно.

ИНДЕКСЫ

- $k, вх, вых$ определяют элементы и процессы камеры, на входе и выходе опоры соответственно;
 $0, \infty$ соответствуют параметрам системы при нулевом и бесконечно большом демпфировании соответственно;
 i, j относятся к параметрам на входе и выходе соответственно.

Гидростатические опоры (рис. 1 а, б) находят широкое применение в турбомашиностроении, станкостроении и приборостроении благодаря многим замечательным свойствам: регулируемой жесткости, малому трению между рабочими поверхностями, стабильной работе в условиях агрессивных сред, высоких и криогенных температур. Правда, необходимость в источнике энергии, свойственная всем гидростатическим устройствам, несколько ограничивает их применение.

Работу любого гидростатического устройства можно рассматривать как уравнивание действующей нагрузки давлением рабочей среды, поступающей извне в камеру опоры. Управление давлением в камере осуществляется изменением сопротивления выходных щелей при варьировании их зазора δ (рис. 1, а) или длины l (рис. 1, б).

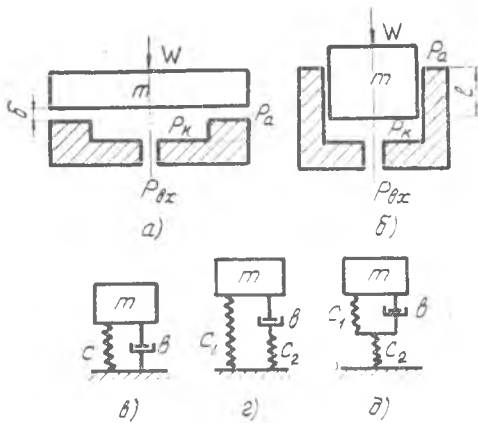


Рис. 1. Гидростатические опоры:

a — упорный гидростатический подшипник;
б — гидростатическая опора большого хода;
в — динамическая модель Кельвина; *г, д* — динамические модели с релаксационным демпфированием (модели Зенера)

активной виброзащиты [3]. Влиять на величину динамических характеристик опор можно изменением входного давления или параметра опоры, характеризующего соотношение гидродинамических сопротивлений входного дросселя и выходной щели.

Если рассматривать общий случай конструкции пневмостатических опор, следует принять во внимание, что число отводящих и подводящих каналов может быть любым, и они могут быть различной конструкции. Поэтому уравнение неразрывности через опору будет иметь следующий вид:

$$\sum_{i=1}^p \Delta M_{i\text{вх}} - \sum_{j=1}^m \Delta M_{j\text{вых}} = V_k \cdot \frac{d}{dt} \Delta p_k + p_k \frac{d}{dt} \Delta V_k. \quad (1)$$

Положив, что расходы через входные и выходные дроссели зависят только от давления в камере и хода рабочего поршня, получим:

$$dM_{i\text{вх}} = \frac{\partial M_{i\text{вх}}}{\partial p_k} dp_k + \frac{\partial M_{i\text{вх}}}{\partial l} \cdot dl; \quad (2)$$

$$dM_{j\text{вых}} = \frac{\partial M_{j\text{вых}}}{\partial p_k} \cdot dp_k + \frac{\partial M_{j\text{вых}}}{\partial l} \cdot dl. \quad (3)$$

Обозначим:

$$a_{i1} = \frac{\partial M_{i\text{вх}}}{\partial l}; \quad a_{j2} = \frac{\partial M_{j\text{вых}}}{\partial l}; \quad b_{i1} = \frac{\partial M_{i\text{вх}}}{\partial p_k}; \quad b_{j2} = \frac{\partial M_{j\text{вых}}}{\partial p_k} \quad (4)$$

Излагаемые методики расчета динамического состояния системы и оптимизации ее параметров по виброизолирующим свойствам справедливы практически для любых жидкостей и газов, поэтому в дальнейшем под термином «жидкость» будет пониматься как несжимаемая жидкость, так и газ.

Благодаря хорошим демпфирующим свойствам и регулируемым жесткостным характеристикам гидростатические опоры могут быть использованы как пассивные виброизоляторы [1, 2], так и основные исполнительные элементы в системе

Переходя в уравнениях (2) и (3) от дифференциалов к приращениям и складывая приращения входных и выходных давлений, получим:

$$\sum_{i=1}^n \Delta M_{i\text{ВХ}} = \sum_{i=1}^p b_{i1} \Delta p_k + \sum_{i=1}^p a_{i1} \Delta l; \quad (5)$$

$$\sum_{j=1}^m \Delta M_{j\text{ВЫХ}} = \sum_{j=1}^m b_{j2} \Delta p_k + \sum_{j=1}^m a_{j2} \Delta l. \quad (6)$$

Вычитая (6) из (5), получим

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^p \Delta M_{i\text{ВХ}} - \sum_{j=1}^m \Delta M_{j\text{ВЫХ}} &= \left(\sum_{i=1}^p b_{i1} - \sum_{j=1}^m b_{j2} \right) \Delta p_k + \\ &+ \left(\sum_{i=1}^p a_{i1} - \sum_{j=1}^m a_{j2} \right) \Delta l. \end{aligned} \quad (7)$$

Вследствие равенства левых частей уравнений (1) и (7), справедливо соотношение

$$\begin{aligned} V_k \frac{d}{dt} \Delta p_k + \rho_k \frac{d}{dt} \Delta V_k &= \left(\sum_{i=1}^p b_{i1} - \sum_{j=1}^m b_{j2} \right) \Delta p_k + \\ &+ \left(\sum_{i=1}^p a_{i1} - \sum_{j=1}^m a_{j2} \right) \Delta l. \end{aligned} \quad (8)$$

Учитывая, что $\Delta p_k = \frac{\rho_k}{n p_k} \cdot \Delta p_k$ и $\Delta V_k = -F_k \cdot \Delta l$, уравнение (8) пере-

писется:

$$\begin{aligned} \frac{V_k \rho_k}{n p_k} s \cdot \Delta p_k - \rho_k F_k s \Delta l &= \left(\sum_{i=1}^p b_{i1} - \sum_{j=1}^m b_{j2} \right) \Delta p_k + \\ &+ \left(\sum_{i=1}^p a_{i1} - \sum_{j=1}^m a_{j2} \right) \Delta l. \end{aligned}$$

Переходя к безразмерному давлению и перемещению и группируя члены уравнения относительно $\Delta \bar{p}_k$ и $\Delta \chi$, получим

$$\begin{aligned} \frac{p_{\text{ВХ}}}{L} \left[\frac{V_k \rho_k}{n p_k} s - \left(\sum_{i=1}^p b_{i1} - \sum_{j=1}^m b_{j2} \right) \right] \Delta \bar{p}_k &= \\ = \left[\left(\sum_{i=1}^p a_{i1} - \sum_{j=1}^m a_{j2} \right) + \rho_k F_k s \right] \Delta \chi. \end{aligned}$$

Коэффициент динамической жесткости равен

$$\bar{C}_{\text{дин}} = \frac{\Delta \bar{p}_k}{\Delta \chi} = \frac{\rho_k F_k s + \left(\sum_{i=1}^p a_{i1} - \sum_{j=1}^m a_{j2} \right)}{\frac{p_{\text{ВХ}}}{L} \left[\frac{V_k \rho_k}{n p_k} s - \left(\sum_{i=1}^p b_{i1} - \sum_{j=1}^m b_{j2} \right) \right]}. \quad (9)$$

Представим (9) в виде

$$\bar{C}_{\text{дин}} = \bar{C} \left(\frac{T_1 s + 1}{T_2 s + 1} \right), \quad (10)$$

Здесь коэффициент статической жесткости [5]

$$\bar{C} = \frac{L}{p_{\text{вх}}} \cdot \frac{\sum_{i=1}^p a_{i1} - \sum_{j=1}^m a_{j2}}{\sum_{j=1}^m b_{j2} - \sum_{i=1}^p b_{i1}}, \quad (11a)$$

постоянная времени опережения [6]

$$T_1 = \frac{p_k F_k}{\sum_{i=1}^p a_{i1} - \sum_{j=1}^m a_{j2}}, \quad (11б)$$

постоянная времени запаздывания [6]

$$T_2 = \frac{p_k V_k}{p_k \left(\sum_{i=1}^m b_{j2} - \sum_{j=1}^p b_{i1} \right)}. \quad (11в)$$

Рассмотрим наиболее простой случай с одним подводющим дросселем в виде капилляра и выходной щелью переменной длины (рис. 1, б), тогда уравнения (11) переписуются:

$$\bar{C} = \frac{L}{p_{\text{вх}}} \cdot \frac{a_1 - a_2}{b_2 - b_1}; \quad T_1 = \frac{p_k F_k}{a_1 - a_2}; \quad T_2 = \frac{p_k V_k}{n p_k (b_2 - b_1)}. \quad (12)$$

Полученное выражение (10) динамической жесткости при подстановке в него значений a_1, a_2, b_1, b_2 обращается в зависимость динамической жесткости для схемы на рис. 1, б, полученной в работе [4]. При медленных перемещениях плунжера расход газа через входной дроссель равен расходу на выходе из опоры (в кольцевой щели). При быстрых перемещениях подвижной массы входное давление не успевает скомпенсировать давление в камере. Нагрузка вследствие этого воспринимается не только гидростатической силой, но и дополнительной силой сжатия или расширения газового объема. При больших скоростях перемещения дополнительная составляющая может существенно превышать величину статической жесткости. Следовательно, существует верхний предел для жесткости подпятника независимо от метода

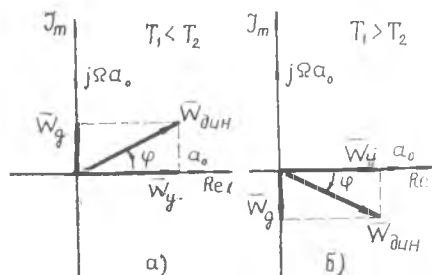


Рис. 2. Векторные диаграммы неустойчивой (а) и устойчивой (б) систем.

компенсации давления в камере. Этим предельным значением является жесткость изолированной (непроточной) поршневой системы [6]. Если на опору действует устойчивое синусоидальное перемещение

$$\Delta l = a_0 \cdot \sin \Omega t,$$

то в комплексной форме амплитуда динамической реакции системы следующая:

$$\overline{W}_{\text{дин}} = \frac{\overline{C} \cdot p_{\text{вх}} \cdot F_k}{L} \cdot \left(\frac{j\Omega T_1 + 1}{j\Omega T_2 + 1} \right) \cdot a_0.$$

Полученное уравнение можно представить графически в виде векторной диаграммы (рис. 2).

Если $T_1 < T_2$ (рис. 2, а), то амплитуда силы $\overline{W}_{\text{дин}}$ отстает от амплитуды перемещения a_0 на угол $\varphi = \text{arctg} \frac{(T_1 - T_2)\Omega}{1 + T_1 T_2 \Omega^2}$. Амплитуду динамической реакции можно разложить на составляющие — упругую \overline{W}_y и демпфирующую \overline{W}_d . Поскольку на рис. 2, а вектор демпфирования направлен в сторону скорости $j\Omega a_0$, то это указывает на отрицательное демпфирование в системе. Таким образом, подпятник будет динамически неустойчив при $T_1 < T_2$. При $T_1 > T_2$ (рис. 2, б) система будет сдемпфирована и устойчива.

Таким образом, условие устойчивости для гидростатической опоры можно записать следующим образом:

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{np_k(b_2 - b_1)}{(L-l)(a_1 - a_2)} > 1. \quad (13)$$

Если рассмотреть движение массы на газовом объеме с динамической жесткостью, описанной уравнением (9), то согласно принципу Даламбера

$$m\ddot{z} + C_{\text{дин}}(z - z_1) = 0,$$

с учетом равенства (10)

$$ms^2z + C \frac{T_1s + 1}{T_2s + 1} (z - z_1) = 0.$$

Обозначив $\frac{C}{m} = p_0^2$, найдем передаточную функцию гидростатической опоры:

$$K(s) = \frac{z}{z_1} = \frac{T_1s + 1}{\frac{T_2}{p_0^2} \cdot s^3 + \frac{1}{p_0^2} s^2 + T_1s + 1}$$

Формальной подстановкой $s = j\Omega = j\overline{\Omega}p_0$ найдем амплитудно-фазовую характеристику системы

$$K(j\Omega) = \frac{1 + j\overline{\Omega}p_0T_1}{(1 - \overline{\Omega}^2) + jT_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \overline{\Omega}^2 p_0 \right)}. \quad (14)$$

Модуль и аргумент этой функции равны соответственно:

$$R(\bar{\Omega}) = \sqrt{\frac{1 + p_0^2 \bar{\Omega}^2 T_1^2}{(1 - \bar{\Omega}^2)^2 + p_0^2 \bar{\Omega}^2 T_1^2 \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \bar{\Omega}^2\right)^2}}; \quad (15)$$

$$\Psi(\bar{\Omega}) = -\operatorname{arctg} \frac{p_0 \bar{\Omega}^3 T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right)}{(1 - \bar{\Omega}^2) + p_0^2 \bar{\Omega}^2 T_1^2 \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \bar{\Omega}^2\right)}.$$

Реакция газового объема найдена в виде дробно-линейной функции (14). Математическая модель такой системы не соответствует классической модели Кельвина (рис. 1, в) [7]. Применение этой модели может привести к ошибочным выводам при оценке или вычислении амплитудно-частотных характеристик гидростатических опор.

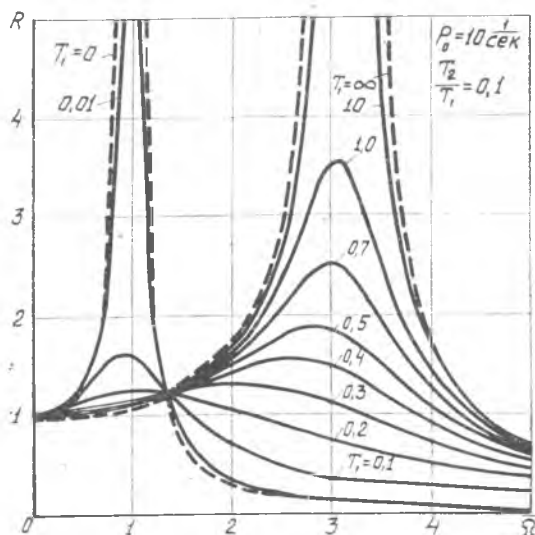


Рис. 3. Амплитудно-частотная характеристика гидростатической опоры

На рис. 1 г, д приведены динамически подобные модели с упруго присоединенными демпферами вязкого трения (модели Зенера). Демпфирующая сила для системы, приведенной на рис. 1 в, действует непосредственно между массой и опорной поверхностью, для систем, показанных на рис. 1, г и 1, д, через релаксационные пружины, которые смягчают действие демпфера. Такие модели называют моделями с релаксационным механизмом демпфирования [7]. Они хорошо отражают динамику гидростатических устройств.

К подобным системам применим метод фиксированной (инвариантной) точки. Согласно этому методу все резонансные характеристики системы с произвольным демпфированием проходят через общую (фиксированную) точку, определяемую пересечением предельных характеристик с нулевым и бесконечно большим демпфированием.

Диссипативные свойства гидростатической опоры определяются главным образом постоянной T_1 . При изменении T_1 от 0 до ∞ (с учетом того, что устойчивым положением равновесия системы соответствует условие $T_1 > T_2$) резонансная частота изменяется от $\bar{\Omega}_0 = 1$ при $T_1 = 0$ до $\bar{\Omega}_\infty = \sqrt{\frac{T_1}{T_2}}$ при $T_1 = \infty$ (при $\frac{T_2}{T_1} \neq 0$). Система в этих предельных случаях не имеет ограничений по амплитуде.

На рис. 3 и 4 представлены зависимости модуля и аргумента передаточной функции гидростатической опоры. Следует напом-

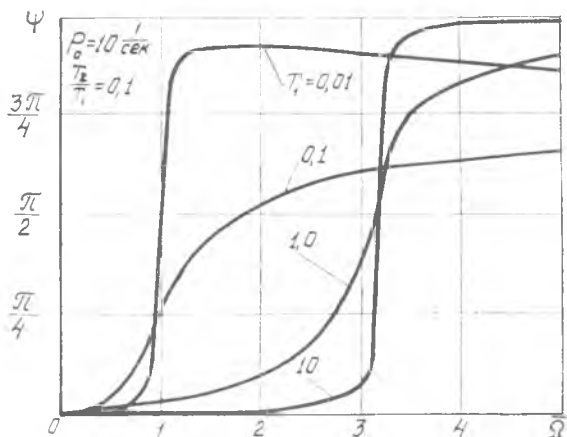


Рис. 4. Фазово-частотная характеристика гидростатической опоры.

нить, что модуль в рассматриваемом случае является коэффициентом виброизоляции гидростатической опоры, а аргумент показывает сдвиг фазы между перемещением стола и объекта. На рис. 3 отчетливо видно существование двух предельных резонансов: нижнего при $T_1 = 0$ и верхнего при $T_1 = \infty$. Амплитудно-частотные характеристики промежуточных значений T_1 проходят через общую точку пересечения предельных резонансных кривых. Для оптимальной виброизоляции необходимо получить возможно меньшую собственную частоту амортизатора при малом коэффициенте перегрузки. Этому условию соответствует одна резонансная кривая, максимум которой совпадает с фиксированной точкой. Следовательно, существует такое оптимальное соотношение постоянных T_1 и T_2 , при котором значение максимума резонансной

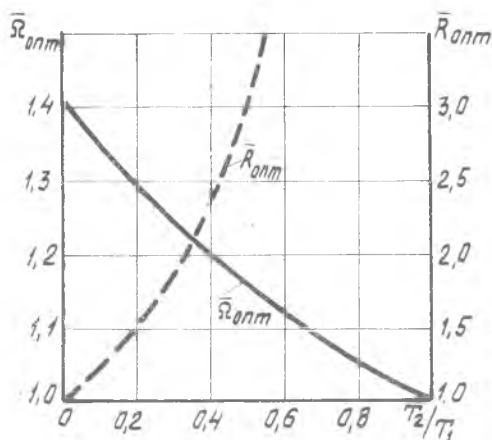


Рис. 5. Условия существования минимакса по параметру T_2/T_1

характеристики минимально. Этому положению соответствует оптимальная частота, которую можно определить из условия

$$R_0(\bar{\Omega}) = -R_\infty(\bar{\Omega}).$$

С учетом уравнения (15) оптимальная частота

$$\bar{\Omega}_{\text{опт}} = \sqrt{\frac{2}{1 + \frac{T_2}{T_1}}}.$$

Подставляя значение оптимальной частоты в выражение (15), получим

$$R_{\text{опт}}(\bar{\Omega}) = \frac{1 + \frac{T_2}{T_1}}{1 - \frac{T_2}{T_1}}$$

Эти условия существования минимакса приведены на рис. 5.

Итак, проектирование гидростатической опоры как гасителя колебаний производится следующим образом. По заданному значению коэффициента перегрузки $R_{\text{опт}}$ находится соотношение $\frac{T_2}{T_1}$ и $\bar{\Omega}_{\text{опт}} = \frac{\bar{\Omega}}{p_0}$. Поскольку величина $\bar{\Omega}$ оговаривается условиями проектирования (собственная частота p_0 и статическая жесткость s , следовательно, известны), дальнейшая задача сводится к определению параметра проектируемой опоры, связанного с ее статической жесткостью [4].

Изложенная методика позволяет рассчитать размеры камеры и дросселей, давление подачи и род рабочей жидкости по заданным коэффициенту перегрузки и резонансной частоте.

ЛИТЕРАТУРА

1. Белоусов А. И. Гидростатический амортизатор шасси. Тр. КуАИ, вып. 29, Куйбышев, 1967.
2. Уилкок Д. Ф., Бевье В. Е. Гидростатические подшипники как гасители колебаний. Тр. американского общества инженеров-механиков, серия № 3, 1968.
3. Смирнов Г. А., Филиппов И. Б. Анализ возможности компенсации возмущения в активном пневмоамортизаторе. Сб. «Вопросы виброизоляции оборудования и приборов», Ульяновск, 1974.
4. Белоусов А. И. Основы теории пневмостатических амортизаторов. Тр. КуАИ, вып. 51, Куйбышев, 1971.
5. Чегодаев Д. Е. Об устойчивости пневмостатического амортизатора. Тр. КуАИ, вып. 57, Куйбышев, 1972.

6. Ружичка И. Е. Резонансные характеристики направленных виброзащитных систем с демпфированием вязким и сухим трением. Тр. американского общества инженеров-механиков, сер. В, 89, № 4, 1967.

7. Richardson H. H., Static and Dynamic Characteristics of Compressible Gas Bearings. Trans of the ASME, N 7, vol. 80, October, 1958.

Ю. А. Кныш, С. В. Лукачев

О МЕХАНИЗМЕ НЕУСТОЙЧИВОСТИ ТЕЧЕНИЯ ЗАКРУЧЕННЫХ ПОТОКОВ ЖИДКОСТИ И ГАЗА В ЭЛЕМЕНТАХ ГТД

Закрученные течения рабочего тела широко используются в различных элементах авиационных газотурбинных двигателей. Подача жидкого и газообразного топлива центробежными форсунками, стабилизация пламени закрученным потоком топливо-воздушной смеси, очистка воздуха фильтрами циклонного типа в вертолетных двигателях и ГТД наземного применения, построение элементов струйной пневмоавтоматики регулирования — это далеко не полный перечень практической реализации закрученных струйных течений в современных двигателях. Исследованию перечисленных вихревых устройств посвящено большое количество теоретических и экспериментальных работ. Тем не менее физическая природа целого ряда особенностей течения закрученных потоков до сих пор не имеет своего полного объяснения.

Одним из наиболее важных и в то же время наименее изученных физических явлений, сопровождающих рассматриваемое течение, является потеря устойчивости стационарного движения и образование интенсивных колебаний давления в потоке и в окружающей среде.

В данной работе исследуются причины возникновения регулярного колебательного процесса в закрученном потоке, а также влияние режима работы и геометрических параметров вихревого устройства на частоту и интенсивность колебаний.

Рассмотрим модель закрученного потока жидкости на примере обычной центробежной форсунки (рис. 1а). Известно [1], что внутри камеры закручивания и сопла форсунки образуется система двух закрученных потоков. По периферии камеры движется так называемый первичный вихрь, имеющий в поперечном сечении форму кольца с наружным радиусом R и внутренним — r_m . Этот поток состоит из вещества рабочего тела, подаваемого в форсунку; распределение вращательной составляющей скорости по радиусу вихря соответствует потенциальному закону. Приосевую область камеры занимает вторичный вихрь, вращающийся как квазитвердое тело. Он образуется из вещества среды, в которую происходит истечение.