

ремещений //Фотозлектрические и волоконно-оптические преобразователи для систем управления и вычислительной техники: Сб. науч. тр. - Куйбышев: КуАИ, 1986. - С. 124-130.

3. Сидоренко М.К. Исследование диагностических свойств виброакустических сигналов механизмов с вращающимися элементами на основе моделей импульсных процессов //Динамика станков: Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. - Куйбышев, 1980. - С. 277-279.

4. Самойлович Г.С. Возбуждение колебаний лопаток турбомашин. - М.: Машиностроение, 1975. - 228 с.

5. Тьюки Дж. Анализ результатов наблюдений. - М.: Мир, 1981. - 696 с.

6. Авраменко А.А., Власов П.П. Влияние флуктуаций частоты вращения ротора на результаты спектрального анализа вибрации //Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов: Сб. науч. тр. - Куйбышев, 1977. - Вып. 4. - С. 117-124.

УДК 621.45-33

Д.Е.Чегодаев, Ф.М.Шакиров, О.П.Мулкин

ДИНАМИКА УПРУГОПОДВЕШЕННЫХ МАСС КЛАПАННЫХ МЕХАНИЗМОВ ПРИ ВИБРАЦИОННОМ ВОЗМУЩЕНИИ

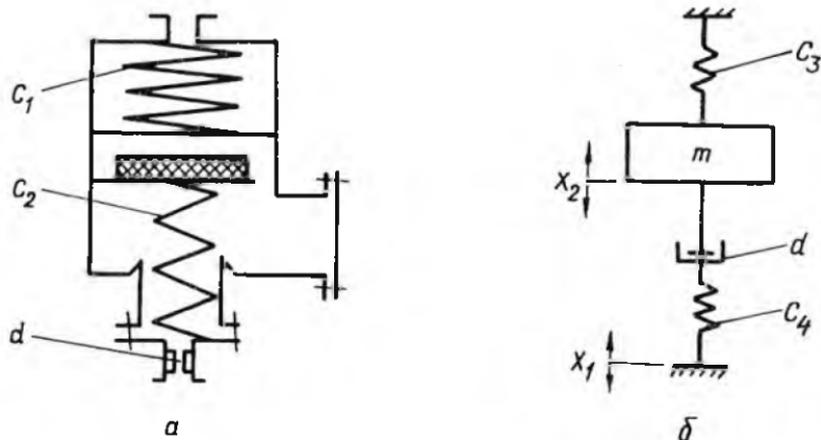
Практика эксплуатации серийной запорной арматуры свидетельствует, что часть дефектов уплотнительных поверхностей агрегатов связана с ударным контактом элементов клапанных уплотнений при раскачке упруго-подвешенных золотников в условиях транспортного вибрационного нагружения. Для предупреждения периодических ударных соприкосновений элементов клапанных уплотнений при перевозках в настоящее время используют соответствующую упаковку, способствующую снижению передаваемой на корпус агрегата вибрации. Но не всегда это дает желаемые результаты, особенно при транспортировании запорной арматуры блочного типа, включающей несколько подпружиненных золотников с различными резонансными частотами. В таких случаях целесообразно применять демпфирование непосредственно подвижных элементов агрегатов.

Одним из способов организации вязкого демпфирования золотников является применение непроточной камеры с дросселирующим элементом на выходе. При отсутствии в агрегате демпфирующего устройства (ДУ) в

качестве демпферной камеры при транспортировании может быть использована камера приводного устройства или же дополнительная полость, выполненная в клапанном механизме.

Теоретические и экспериментальные исследования демпфирующих характеристик пневматических непроточных демпферов [1,2] свидетельствуют о том, что зависимость их демпфирующей способности от частоты возмущающих колебаний имеет максимум. Однако механизм этого явления в литературе не освещен, не исследованы также и связанные с ним особенности амплитудно-частотных характеристик (АЧХ).

Рассмотрим расчетную схему и упруговязкую модель агрегата с ДУ (рис.1). Здесь m - масса золотника; C_1, C_2, C_3 - жесткости штатной



Р и с. 1. Схема агрегата с механизмом транспортной разгрузки и встроенным в заглушку дросселем (а) и его упруговязкая модель (б)

и транспортировочной пружин и их суммарная жесткость соответственно; C_4 - жесткость газового объема в демпферной камере; x_1, x_2 - смещения корпуса и золотника агрегата при вибрационном возмущении; V, p - объем демпферной камеры и давление газа в ней. При составлении математической модели приняты допущения: газ идеальный; теплообмен газа с окружающей средой и трение в сопряжениях отсутствуют; изменение расхода газа через дроссель линейно зависит от изменения давления в демпферной камере. Уравнение неразрывности для газа, протекающего через дросселирующий элемент ДУ, с учетом малости приращения переменных величин за-

пишем в виде

$$-\Delta \dot{M} = -\rho F \frac{d\Delta x_2}{dt} + \frac{V\rho}{n\rho} \frac{d\Delta p}{dt}, \quad (1)$$

где F , ρ - площадь демпферной камеры и плотность газа в ней;
 \dot{M} - массовый расход газа; n - показатель адиабаты; t - время;
 Δ - символ приращения. С учетом принятых допущений

$$\Delta \dot{M} = \delta \Delta p, \quad (2)$$

где $\delta = \alpha f \sqrt{\frac{2n}{RT(n-1)}} \rho_a \frac{\frac{1}{n} 2^{\frac{n-1}{n}} \rho^{\frac{n-2}{n}} - \frac{n-1}{n} \rho_a^{\frac{n-1}{n}} \rho^{-\frac{1}{n}}}{\sqrt{\rho^{\frac{2n-1}{n}} - (\rho_a \rho)^{\frac{n-1}{n}}}}$ для $0,528 < \rho_a/\rho < 1$, (3)

$$\delta = \alpha f \sqrt{\frac{2n}{RT(n+1)}} \left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{1}{n-1}} \quad \text{для } 0 < \rho_a/\rho \leq 0,528. \quad (4)$$

Здесь ρ_a - давление окружающей среды; α , f - коэффициент расхода и площадь проходного сечения дросселирующего элемента; R , T - удельная газовая постоянная и температура газа в камере.

Приравняв правые части выражений (1), (2) и одновременно переходя к изображениям переменных по Лапласу, получим уравнение для передаточной функции газового слоя:

$$C(S) = \frac{F \Delta \tilde{p}}{\Delta \tilde{x}_2} = \frac{\rho F^2 S}{(V\rho/n\rho)S + \delta}, \quad (5)$$

где $S = d/dt$; \sim - знак изображения величин.

Динамическая реакция подвески на возмущение включает в себя реакции газового слоя и пружин: $C_n(S) = C(S) + C_3$, или с учетом выражения (5)

$$C_n(S) = C_3(T_1 S + 1)/(T_2 S + 1), \quad (6)$$

где

$$T_1 = \frac{\rho}{\delta} \left(\frac{F^2}{C_3} + \frac{V}{n\rho} \right), \quad (7)$$

$$T_2 = V\rho/\delta n\rho - \quad (8)$$

постоянные времени механизма.

Золотник совместно с демпферной камерой, пружиной и дросселирующим элементом образует сложное динамическое звено, передаточную функцию которого можно представить на основании линеаризованного уравнения баланса сил

$$m S^2 \Delta \tilde{x}_2 - c_n(S) (\Delta \tilde{x}_2 - \Delta \tilde{x}_1) = 0$$

следующим образом:

$$W(S) = \frac{\Delta \tilde{x}_2}{\Delta \tilde{x}_1} = \frac{\omega_0^2 (T_1 S + 1)}{T_2 S^3 + S^2 - T_1 S \omega_0^2 + \omega_0^2}, \quad (9)$$

где $\omega_0^2 = c_3/m$. подставив в уравнение (9) $S = i\omega$, определим коэффициент передачи:

$$\mu(\gamma) = |W(i\omega)| = \sqrt{\frac{1 + \gamma^2 \bar{T}_1^2}{(1 - \gamma^2)^2 + \bar{T}_1^2 \gamma^2 (1 - \gamma^2 \bar{T}_2 / \bar{T}_1)^2}}. \quad (10)$$

здесь i - мнимая единица; ω - частота возмущающей силы;

$$\gamma = \omega/\omega_0; \quad \bar{T}_1 = T_1 \omega_0; \quad \bar{T}_2 = T_2 \omega_0.$$

Графики функции $\mu(\gamma)$ при постоянном отношении $k = \bar{T}_2/\bar{T}_1$ и варьировании параметра \bar{T}_1 представлены на рис. 2. Из рисунка видно, что с изменением параметра \bar{T}_1 от 0 до ∞ АЧХ устройства смещается из одного предельного положения в другое.

Анализ динамики процессов показывает, что предельные резонансы обусловлены нулевым демпфированием в системе, во-первых, при невысоких скоростях смещения золотника относительно корпуса агрегата, когда перетекание газа через дроссель не сопровождается диссипацией энергии, во-вторых, при высоких скоростях относительных смещений золотника и корпуса, когда дроссель "запирается", не успевая отслеживать высокочастот-

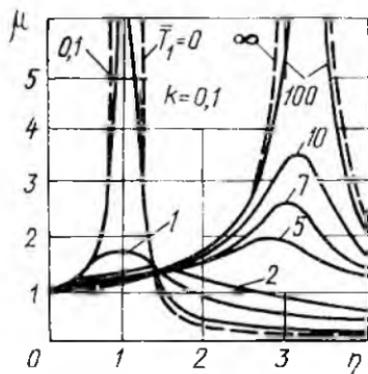


Рис. 2. Амплитудно-частотная характеристика агрегата с ДУ

ную смену знака перепада давления. Из выражения (10) следует, что первый предельный резонанс расположен на частоте $\zeta = 1(\bar{T}_1 \rightarrow 0)$ (он соответствует собственной частоте золотника, взвешенного на пружинах C_1, C_2), второй - на частоте $\zeta = \sqrt{\bar{T}_1/\bar{T}_2} = \sqrt{1/k}$ (соответствует собственной частоте золотника, взвешенного на пружинах (C_3) и газовом слое (C_4), см. рис.1). В пересечении кривых предельных резонансов расположена фиксированная точка [3], через которую при постоянной величине k проходят все кривые АЧХ независимо от уровня демпфирования в системе. Кривая, пик которой приходится на фиксированную точку, соответствует максимально достижимому вязкому демпфированию в агрегате. координаты фиксированной точки определяются выражениями [4]

$$\zeta_{\text{ф}} = \sqrt{2/(1+k)}, \quad (11)$$

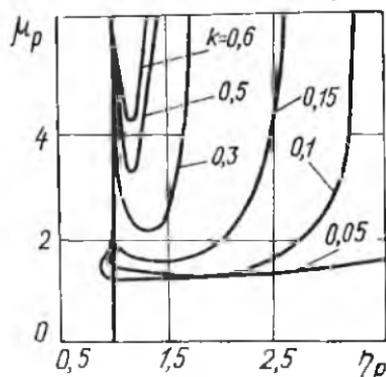
$$\mu_{\text{ф}} = (1+k)/(1-k). \quad (12)$$

Найдем максимум функции $\mu(\zeta)$ и с помощью равенств (11), (12) определим выражения постоянных времени агрегата, которые обуславливают расположение пика АЧХ в фиксированной точке [5]:

$$\bar{T}_1 = \sqrt{(1+k)/2k}, \quad (13)$$

$$\bar{T}_2 = \sqrt{(1+k)k/2}. \quad (14)$$

Траектории максимумов функции $\mu(\zeta)$ при различных величинах k представлены на рис. 3, из которого видно, что снижение минимума резонансного значения коэффициента передачи связано с уменьшением величины k . Качественный вид кривых при $1/3 < k < 1$ близок к квадратичной параболе. Прямые $\zeta = 1$ и $\zeta = \sqrt{1/k}$ являются асимптотами. При $0 < k < 1/3$ вид кривых искажается и появляются резонансы, частоты которых $\zeta_p < 1$. Подобное поведение кривых резонансных значений АЧХ имеет физическую трактовку. Случай $k=1/3$ соответствует в упруговязкой модели агрегата (рис.1,6) соотношению $C_4 = 2C_3$. При $k < 1/3$ жесткость



Р и с. 3. Траектории резонансных значений АЧХ

релаксационной связи превышает удвоенную жесткость пружины, параллельной диссипативному элементу. Чем меньше параметр K , тем больше эта разница, а при $K \rightarrow 0$ модель Зенера (рис.1,б) по своим свойствам приближается в области низких частот к упруговязкой модели Кельвина, все резонансные частоты которой меньше собственной частоты соответствующей ей консервативной системы ($\zeta_p < 1$).

Результаты проведенных исследований можно представить в виде следующего алгоритма проектирования ДУ, предназначенного для гашения резонансных колебаний золотника при транспортировке клапанного механизма.

Устанавливают допустимое максимальное значение резонансного коэффициента передачи устройства μ^* . По нему с помощью выражений (12), (11), (13), (14) определяют отношение K , безразмерные постоянные времени \overline{T}_1 и \overline{T}_2 , координату ζ_p . Зная массу золотника и жесткость штатной пружины, находят размерные значения постоянных времени, а по выражениям (7), (8), (3), (4) - геометрические и гидродинамические параметры устройства.

Данный алгоритм используется при проектировании механизмов транспортной разгрузки клапанных уплотнений.

Библиографический список

1. Скалин А.В., Беляева И.А. Расчет пневматических гасителей колебаний и оптимизация их параметров // Вестник ВНИИЖТ. - 1983. - № 2. - С. 30-35.
2. Экспериментальное исследование виброизолирующей пневматической подвески сиденья оператора / О.С.Кочетов и др. // колебания сложных упругих систем. - М.: Наука, 1981. - С. 71-77.
3. Ружичка Дж.Б. Резонансные характеристики направленных виброзащитных систем с демпфированием вязким и сухим трением // конструирование и технология машиностроения. - 1967. - № 4. - С.153-165.
4. Чегодаев Д.Б., Белоусов А.И. Гидростатические опоры как гасители колебаний // Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей: Со.науч.тр. - Куйбышев: КуАИ, 1974. - С.45-48.
5. Чегодаев Д.Б., Шакиров Ф.М., Рудман Л.М. Оптимизация динамических характеристик газостатических подпятников // Трение и смазка в машинах: Тез. докл. Всесоюз. науч. конф. - Челябинск, 1983. - ч.1. - С.152-153.