

диапазоне изменения параметра  $0 < A < 4$  совпадение экспериментальных и линеаризованных зависимостей удовлетворительное.

Таким образом, активные сопротивления неоднородностей гасителей пульсаций в трубопроводах поршневых компрессоров при  $A < 4$  можно определять из выражения (1), используя метод гармонической линеаризации.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Черный И. А. Неуставившееся течение реальной жидкости в трубах. Гостоптехиздат, 1951.
2. Ржевкин С. Н. Основы теории звука. МГУ, 1960.
3. Владиславлев А. П. и др. Трубопроводы поршневых компрессоров. М., «Машиностроение», 1972.
4. Седач В. С., Дядичев К. М. Потери в трубопроводе с местными сопротивлениями при пульсирующем течении газа. «Изв. высш. учеб. заведений. Энергетика», 1971, № 1.
5. Шорин В. П. О периодическом течении жидкости через диафрагмы. «Изв. высш. учеб. заведений. Авиацонная техника», 1970, № 4.
6. Zarek I. M., Earles S. M. Use of Sharp-edged orifices for metering pulsating flow. Proceedings of the institution of mechanical engineers v. 177, № 37, p. 997, 1963.
7. Писаревский В. М., Хохлов Ю. М. О характеристике неоднородности в неуставившемся потоке газа. «Изв. высш. учеб. заведений. Нефть и газ», 1974, № 5.

УДК 621.822.2

Д. Е. ЧЕГОДАЕВ

## ОПТИМИЗАЦИЯ ДЕМПФИРУЮЩИХ СВОЙСТВ ГАЗОСТАТИЧЕСКИХ ОПОР

Динамика любых гидрогазостатических устройств описывается в рамках модели с релаксационным механизмом демпфирования [1], [2]. Особенность таких систем в том, что демпфирование в них имеет оптимум по частоте возмущения. Это обусловлено наличием релаксационной пружины  $C_2$ , установленной последовательно вязкому демпферу  $h$  (рис. 1, а). В реальном

подшипнике уменьшение демпфирования на частотах выше оптимальных связано с проявлением сжимаемости рабочего вещества в камерах, что приводит к снижению доли расхода, вытесненного через дроссели.

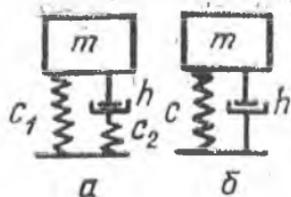


Рис. 1. Динамические модели: а — с релаксационным демпфированием; б — с вязким демпфированием

$$T_2 = \frac{\rho_k \Gamma_k}{n p_k (b_2 - l_2)} \text{ — постоянная времени запаздывания;}$$

$\omega$  — частота возмущения;  $\rho_k$  — плотность;  $f_k$  — площадь;  $V_k$  — объем камеры;  $n$  — показатель политроны;  $p_k$  — давление в камере;

$$a_1 = \frac{\partial M_{вх}}{\partial l} ; \quad a_2 = \frac{\partial M_{вых}}{\partial l} ; \quad b_1 = \frac{\partial M_{вх}}{\partial p_k} ; \quad b_2 = \frac{\partial M_{вых}}{\partial p_k} ;$$

$l$  — длина выходного канала;  $M_{вх}$ ,  $M_{вых}$  — входной и выходной расходы.

Зависимости коэффициента сопротивления от частоты возмущения (рис. 2) показывают слабое изменение демпфирования на низких частотах. Однако с некоторого значения частоты характеристики резко падают, асимптотически приближаясь к оси абсцисс. Таким образом, особенность динамических систем с релаксационным демпфированием в том, что на низких частотах демпфирование пропорционально скорости, как и в известной модели Кельвина (рис. 1, б), а на высоких частотах оно близко к нулю. Значения частот, на которых происходит уменьшение коэффициента сопротивления до нуля, лежат в пределах еди-

В работе [1] получена динамическая реакция газового слоя, откуда следует что коэффициент сопротивления в газостатических опорах определяется соотношением

$$h = C \frac{T_1 - T_2}{1 + T_2^2 \omega^2} \quad (1)$$

где  $C = \frac{a_1 - a_2}{b_2 - b_1}$  — статическая жесткость системы;

$T_1 = \frac{\rho_k f_k}{a_1 - a_2}$  — постоянная времени опережения;

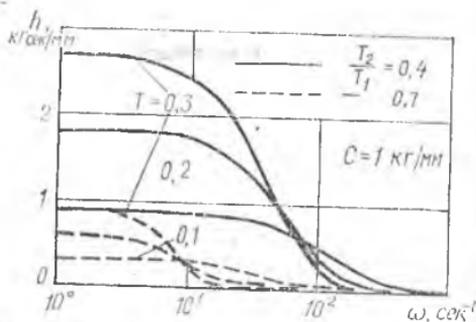


Рис. 2. Зависимость коэффициента сопротивления  $h$  от частоты  $\omega$



В работе III получено значение оптимального демпфирования минимизацией максимума амплитудно-частотной характеристики газостатической опоры при кинематическом возмущении. Показано, что при условии максимального демпфирования в системе коэффициент перегрузки  $\eta$  объекта, установленного на газостатической опоре,

$$\eta = \frac{1 + T_2/T_1}{1 - T_2/T_1}, \quad (3)$$

а безразмерная частота

$$\bar{\omega} = \frac{\bar{\omega}}{p_0} \sqrt{\frac{2}{1 + T_2/T_1}}, \quad (4)$$

где  $p_0$  — собственная частота объекта.

Выражения (3) и (4), определяющие величины коэффициента перегрузки и собственной частоты, зависят только от отношения  $\frac{T_2}{T_1}$ , т. е. отношение постоянных времени запаздывания и опережения полностью определяет выбор характеристик при максимальном демпфировании.

Из сравнения выражений (2) и (4) следует, что частота, при которой обеспечивается максимум коэффициента сопротивления демпфера в общем случае не совпадает с частотой, при которой достигается максимум демпфирования в системе при кинематическом возмущении, поскольку минимум максимального значения резонансной характеристики определяется не только величиной демпфирования, но и собственной частотой системы. Совпадение максимумов величины демпфера  $h$  и демпфирования системы происходит при условии  $p_0 = (T_2 \sqrt{\frac{2}{1 + T_2/T_1}})^{-1}$ .

Таким образом, расчет демпфирования в газостатических опорах необходимо проводить с учетом специфики их динамического состояния, свойственной всем системам с релаксационным демпфированием. Эта специфика состоит в том, что демпфирование вязким трением имеет место лишь до частот, определенных параметром  $\frac{T_2}{T_1}$ . Далее происходит уменьшение его величины до нуля. Максимум диссипативной составляющей динамической жесткости расположен на частоте  $\omega = \frac{1}{T_2}$ . Его величина инвариантна к каждому из параметров  $T_1$  и  $T_2$  и определяется лишь отношением  $T_2/T_1$ . Максимальное значение резонансной характеристики системы не определяется лишь максимумом диссипативной составляющей, а зависит еще и от собственной частоты объекта.

1. Чесодаев Д. Е., Белоусов А. И. Гидростатические опоры как гасители колебаний. — В сб.: «Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей». Труды КуАИ, 1974, вып. 67.

2. Ruzicka Jerome E. Active vibration and shock isolation SAE Preprints, s. a., 680747. (рус. пер. Активные виброзащитные системы. Экспресс-информация «Испытательные приборы и стенды», 1969, № 10, реф. 59, с. 14—25).

УДК 621.22—522.001.5

В. П. ШОРНН, А. Г. КОНЕВ

## ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПЛУНЖЕРНОГО ГИДРОИУЛЬСАТОРА

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ:

$F_{др}$  — площадь проходного сечения дросселя;  $c$  — жесткость пружины клапана постоянного перепада давлений КППД;  $x$  и  $\delta x$  — соответственно осевое перемещение золотника КППД под действием статического и динамического перепада давлений;  $g$  — ускорение свободного падения;  $\gamma_0$  — удельный вес рабочей жидкости;  $E$  — модуль упругости жидкости;  $d_1$  и  $d_2$  — соответственно диаметр золотника КППД со стороны высокого и низкого давлений;  $\lambda$  — коэффициент трения золотника КППД;  $P_1$  и  $\delta P_1$  — статическая и динамическая составляющие давления в первой емкости;  $P_2$  и  $\delta P_2$  — соответственно статическая и динамическая составляющие давления во второй емкости;  $P_{10}$  — давление начала открытия КППД (заданный перепад давления между основной и вспомогательной камерами гидроиульсатора);  $\Delta P$  и  $\delta \Delta P$  — абсолютная статическая и динамическая ошибки регулирования;  $P_1^1 = P_1 - P_{10}$  — разность между давлением в первой емкости и давлением начала открытия КППД;  $V_2$  — объем второй емкости;  $F_1$  и  $F_2$  — площади золотника со стороны высокого и низкого давления;  $Q$  — сила пружины;  $Q_0$  — сила пружины, соответствующая началу открытия КППД.

Для динамических испытаний элементов гидроавтоматики и датчиков давления часто используются объемные (плунжерные) гидроиульсаторы, реализующие форму кривой давления, близкую к синусоидальной. Они должны обеспечивать плавное изменение амплитуды и частоты колебаний в широком диапазоне, а также проведение испытаний на различных уровнях статического давления. Простейший одноплунжерный гидроиульсатор