

1. *Маковец Т. В.* Статистические характеристики четырехсекционного радиального газового подшипника.— В сб.: «Опоры скольжения с внешним источником давления». Красноярск, 1974.
2. *Шейнберг С. А.* Полускоростной вихрь в аэродинамических подшипниках.— «Станки и инструмент», 1965, № 2.
3. *Ran C. H. T.* Spectral Analysis of Gas Bearing Systems for Stability Studies Developments in mechanics, 1965, 3 (Pt 2). John Wiley and Sons Inc, New York.
4. *Березин И. С., Жидков Н. П.* Методы вычислений. Т. II. М., Физматгиз, 1962.

УДК 621.51—225:533.6

Ю. М. ХОХЛОВ

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ АКТИВНЫХ СОПРОТИВЛЕНИИ НЕОДНОРОДНОСТЕЙ ГАСИТЕЛЕЙ ПУЛЬСАЦИИ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ

Для демпфирования колебаний потока жидкости и газа, возникающих в трубопроводных системах насосов и компрессоров, в гидравлических и пневматических системах управления и ряде других установок, широко используются специальные гасители пульсации. При проектировании гасителей необходим динамический расчет трубопроводной системы. При этом влияние гасителей на колебания потока учитывают при определении граничных условий в местах их установки в трубопроводе.

В аналитических методах расчета трубопроводных систем используются линеаризованные уравнения [1], и граничные условия удобно записывать в импедансной форме:

$$\frac{P^*}{W^*} \operatorname{Re} Z + \operatorname{Im} Z, \quad (1)$$

где P^* — динамическое давление в граничном сечении трубы;

W — средняя по сечению динамическая скорость.

В общем случае импеданс гасителя пульсации состоит из активной $\operatorname{Re} Z$ и реактивной $\operatorname{Im} Z$ частей. Реактивная часть определяется с помощью методов линейной акустики [2], [3]. При определении активной составляющей обычно используется эмпирическая зависимость

$$\Delta P = \xi_{\text{ст}} \rho_0 \frac{|W| W}{2}, \quad (2)$$

где ΔP — перепад давления на неоднородности;

$\xi_{ст}$ — коэффициент гидравлического сопротивления, определенный для условий стационарного движения.

Для распределения активной составляющей $Re Z$ зависимость (1) линеаризуют, полагая $W^* \ll W_0$ (стационарная скорость движения).

В ряде работ [4], [5], [6] отмечается, что зависимость (1) для нестационарного движения несправедлива, а возмущения стационарного движения в отдельных случаях достигают значительных величин, т. е. $W^* > W_0$. Таким образом, вопрос определения активных сопротивлений неоднородностей различных гасителей пульсаций остается нерешенным до настоящего времени.

Особое значение имеет данный вопрос применительно к трубопроводным системам поршневых компрессоров, т. к. в этих системах часто используются гасители активного типа (например, «согласующая» диафрагма), а динамические составляющие скорости движения газа могут превышать стационарные в несколько раз [3]. Поэтому настоящая работа посвящена вопросу определения сопротивлений неоднородностей активных гасителей пульсации в трубопроводных системах поршневых компрессоров.

Следует отметить, что по вопросу оценки величины коэффициента гидравлического сопротивления неоднородности ξ в нестационарном движении нет единого мнения даже у одних и тех же авторов. Не определены однозначно и параметры, от которых зависит коэффициент ξ . Это объясняется сложностью данного вопроса и необходимостью проведения трудоемких экспериментальных исследований.

В связи с этим в ранее выполненной работе [7] был использован инженерный подход, при котором предлагалось при определении активного сопротивления неоднородности в расчетных формулах использовать коэффициент гидравлического сопротивления, найденный для условий стационарного движения, а влияние нестационарности потока на коэффициент ξ учитывать при определении эквивалентной скорости $\overline{W}_{экв}$. В результате были получены экспериментальные соотношения для определения активных сопротивлений диафрагмы в зависимости от пара-

$$метра $A = \frac{W_A^*}{W_0}$,$$

где W_A^* — амплитуда динамической составляющей скорости движения газа.

$$\text{Так, для } A \leq 2 \quad Re Z = \xi_{ст} \rho_0 W_0; \quad (3)$$

$$2 < A < 10 \quad Re Z = \xi_{ст} \rho_0 W_0 [1 + 0,30 (A - 2)]; \quad (4)$$

$$A > 10 \quad Re Z = 0,30 \xi_{ст} \rho_0 W_A^*. \quad (5)$$

Из формулы (1) получим линеаризованные выражения для $\text{Re } Z$ и сравним их с полученными экспериментальными данными. В соответствии с условиями эксперимента

$$W = W_0 + W_A^* \sin \omega t. \quad (6)$$

Используя метод линеаризации, изложенный в работе [1], получим для $A < 1$

$$\text{Re } Z = \xi_{\text{ст}} \rho_0 W_0 [1 - 0,33 A]. \quad (7)$$

Линеаризованное соотношение (7) существенно отличается от экспериментального (3) при $A \approx 1$. Далее используем метод гармонической линеаризации. Разлагая в ряд Фурье и выделяя первую гармонику ряда, получим (для $A < 1$):

$$\Delta P^* = \xi_{\text{ст}} \rho_0 W_0 W_A^* \sin \omega t, \quad (8)$$

откуда

$$\text{Re } Z = \xi_{\text{ст}} \rho_0 W_0. \quad (9)$$

Для $A > 1$ при нахождении коэффициентов ряда Фурье необходимо учитывать, что величина подынтегральной функции (1) определяется направлением скорости движения газа и в некоторые моменты переходит через нуль. Произведя необходимые вычисления, получим для $A > 1$:

$$\text{Re } Z = \xi_{\text{ст}} \rho_0 W_0 \frac{\left[2 \arcsin \frac{1}{A} + (1,34 + \frac{0,66}{A^2}) \sqrt{A^2 - 1} \right]}{\pi}. \quad (10)$$

На рис. 1 нанесены графические зависимости, построенные по формулам (3), (4), (9), (10).

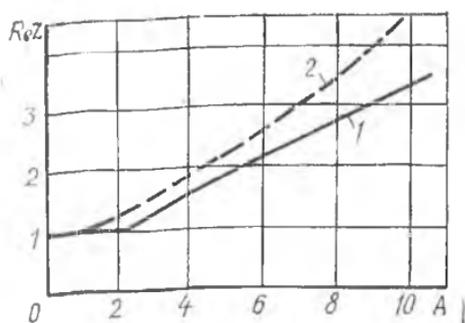


Рис. 1. Зависимость активного сопротивления диафрагмы от параметра A :

1 — экспериментальная зависимость;
2 — зависимость, полученная методом гармонической линеаризации

Сравнивая линеаризованные зависимости (9), (10) с экспериментальными (3), (4), отмечаем, что величины сопротивлений неоднородностей, определенные с помощью метода гармонической линеаризации формулы (1) в диапазоне $0 < A < 1$, совпадают с экспериментальными данными. При $A > 1$ наблюдается отличие линеаризованной зависимости от экспериментальной, с увеличением параметра A отличие увеличивается. Учитывая погрешность эксперимента порядка 10%, можно заключить, что в

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. Неустановившееся 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 неустановившемся 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