

## УПРУГО-ДЕМПФИРУЮЩИЙ ПОРИСТЫЙ МАТЕРИАЛ МР

УДК 532.559

А. И. Белоусов, А. М. Жижкин, Е. А. Изжеуров

### О ВЛИЯНИИ ВИБРАЦИЙ НА ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МАТЕРИАЛА МР

Узлы и агрегаты современных двигателей летательных аппаратов работают в условиях значительного динамического и ударного нагружения. Вибрации конструкций могут привести к значительным изменениям гидродинамических характеристик гидравлических систем [1]—[3]. Изменения гидравлического сопротивления трубопроводов, дроссельных шайб, клапанов, диафрагм зависят от параметров вибрации (частоты  $f$  и перегрузки  $n$ ), геометрических размеров и параметров стационарного потока, на который накладывается возмущение. Имеющиеся результаты указывают также на постоянство коэффициентов трения у сетчатых фильтров и капиллярных жиклеров с отношением длины жиклера к диаметру канала больше 5.

Влияние вибраций корпусных деталей на гидродинамику пористых сред в настоящее время практически не изучено. В связи с этим целью проведения настоящей работы является экспериментальное исследование влияния вибраций конструкций на гидродинамические характеристики пористых материалов. В качестве пористого тела были использованы образцы из упругого пористого металла МР. Выбор этого пористого материала обусловлен его способностью без разрушений воспринимать значительные вибрационные нагрузки.

При проведении исследований был применен метод сравнения, сущность которого заключается в том, что опыты про-

водятся последовательно на одном и том же образце в условиях вибрации и без нее.

Для проведения исследований был спроектирован и изготовлен экспериментальный стенд (рис. 1), позволяющий создавать как поперечные, так и продольные колебания экспериментальной камеры по отношению к направлению движения рабочей среды.

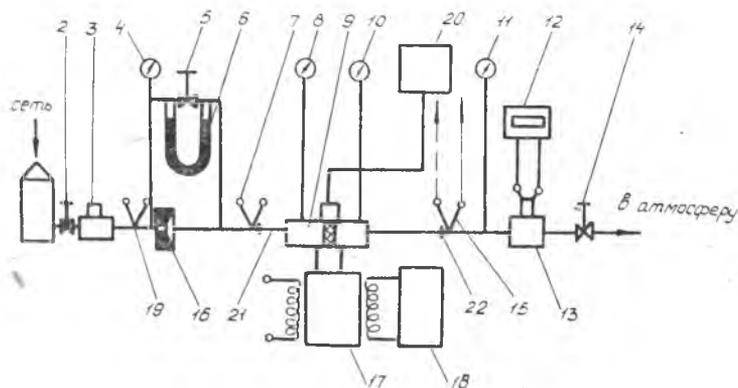


Рис. 1. Схема экспериментальной установки для продувки МР воздухом: 1—фильтр; 2—вентиль; 3—емкость; 4—манометр; 5—вентиль; 6—пьезометр; 7—датчик температуры; 8—манометр; 9—экспериментальная камера; 10—манометр; 11—манометр; 12—частотомер; 13—датчик расхода; 14—вентиль; 15—датчик температуры; 16—расходомерный участок; 17—вибростенд; 18—СУВ1; 19—датчик температуры; 20—аппаратура ВА-2; 21, 22—гибкие рукава.

Стенд состоит из устройства 1 для очистки сжатого воздуха от масла, влаги и твердых включений. На выходе из устройства 1 имеется вентиль 2 для регулировки расхода сжатого воздуха через экспериментальную камеру 9. Расход воздуха через пористый элемент измеряется дроссельным расходомерным участком 16. Параметры воздуха в расходомерном участке определялись датчиком температуры 19, манометром образцовым 4 и пьезометром 6. Уменьшение случайных изменений давления воздуха в стенде достигалось с помощью емкости 3. Образцы из материала МР закладывались в экспериментальную камеру 9, которая устанавливалась на вибростенд 17. Угол установки камеры относительно вибростола изменялся в процессе проведения экспериментов от 0 до 90°.

Параметры воздуха на входе и выходе из пористого материала измерялись манометрами 8 и 10, соединенными с экспериментальной камерой гибкими трубопроводами. Температура рабочего тела измерялась с помощью датчиков 7 и 15. Для повышения надежности полученных результатов при проведении экспериментов использовалась дублирующая система измерения расхода воздуха — расходомер тахометрического типа и частотомер. В качестве источника вибраций использовался вибростенд марки ВЭДС-300. В процессе экспериментов создавались вибрации с частотой  $f$  от 20 до 2600 Гц и перегрузкой  $n$  от 1 до 7. Параметры вибрации измерялись аппаратурой ВА-2 (позиция 20 на рис. 1).

При проливке образцов источником рабочей среды (АМГ-10) была насосная станция Г-48-22Н. При этом средний объемный расход измерялся мерной емкостью.

До обработки результатов исследований была оценена погрешность величин, измеренных в эксперименте, и вычисленных значений гидродинамических характеристик. Относительные погрешности измерения [4] давления дифманометром не превышают 0,7%, манометрами — 3% во всем диапазоне измеренных параметров. Погрешность определения температуры рабочих сред была не хуже 2%. При определении структурных характеристик образцов из МР относительные погрешности измерения геометрических размеров образцов не превышали 1%, а веса образцов — 2%. Предельная относительная погрешность при определении пористости образцов не превышала 2—4%. Наибольшая относительная погрешность определения расхода рабочего тела не превышала 2,5%. Относительная погрешность вычисления коэффициента сопротивления  $\xi$  и числа Рейнольдса  $Re$  не превышала 15%. Все погрешности определены с доверительной вероятностью  $\alpha = 0,95$ .

При проведении экспериментов использовались образцы из проволоки диаметром 0,09 мм и пористостью  $\mu$ , равной 0,332; 0,532; 0,760; 0,806. Давление воздуха изменялось от 0 до  $5 \cdot 10^5$  Па.

Результаты продувок образцов из материала МР в условиях вибрации и без нее представлены в виде зависимостей коэффициента сопротивления  $\xi$  от числа Рейнольдса  $Re$ , подсчитанных по формулам [5]:

$$\xi = \frac{2g(p_1 - p_2)\pi^3 d_n RT}{L \rho_p V^2 G \mu},$$

$$Re = \frac{\rho_{\text{ср}} V_G d_{\text{п}}}{RT g (1 - \pi) \mu},$$

где  $g$  — ускорение свободного падения;

$p_1$  и  $p_2$  — давление воздуха на входе и выходе из пористого образца;

$\pi$  — пористость;

$d_{\text{п}}$  — диаметр проволоки;

$R$  — газовая постоянная;

$T$  — температура воздуха;

$L$  — длина образца;

$p_{\text{ср}} = \frac{p_1 + p_2}{2}$  — среднее давление в образце;

$V_G$  — весовая скорость;

$\mu$  — коэффициент динамической вязкости.

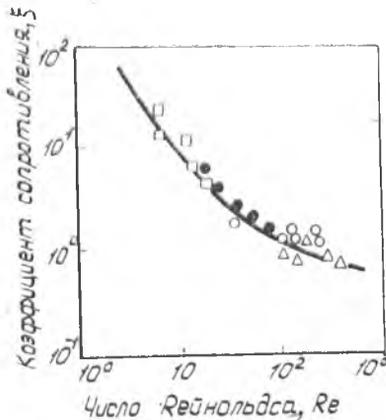


Рис. 2. Зависимость коэффициента сопротивления  $\xi$  от числа Рейнольдса  $Re$  для МР: частота вибраций  $f = 202600$  Гц; перегрузка  $n = 1-7$ ;  $\Delta$  — пористость  $\pi = 0,806$ ;  $\circ$  — пористость  $\pi = 0,760$ ;  $\bullet$  — пористость  $\pi = 0,536$ ;  $\square$  —  $\pi = 0,332$ .

На рис. 2 точками отмечены результаты экспериментов, полученные при вибрации. Сплошной линией показано изменение коэффициента сопротивления  $\xi$  от  $Re$  без воздействия вибраций.

Анализ результатов экспериментов, приведенных на рис. 2, показал, что продольные и поперечные вибрации не оказывают влияния на течение газа через пористый материал.

Поэтому при выполнении гидродинамических расчетов агрегатов, содержащих материал МР и работающих в условиях вибраций, можно пользоваться зависимостями, полученными при условии отсутствия вибраций.

Следует отметить, что полученные результаты не относятся к случаю течения через пористый материал жидкостей, особенно склонных к облитерации. Результаты проливок МР жидкостью АМГ-10 показали, что вибрации конструкции несколько увеличивают расход при определенных частотах  $f$ . При этом расход жидкости не превышает первоначального

значения (без влияния облитерации и вибрации). При проведении исследований имело место уменьшение расхода при возрастании перегрузки  $n$ .

Однако эти явления не отличаются стабильностью, что затрудняет получение аналитического выражения для количественной оценки влияния вибраций на течение жидкости в материале МР и требуют дальнейшего, более детального исследования.

## Л и т е р а т у р а

1. Латышев Л. А. и др. Экспериментальные исследования влияния вибраций трубопроводов на параметры текущих в них жидкостей. — Тр. МАН, 1965, вып. 119, с. 42—54.
2. Ломовцева Г. Г., Овчаренко И. Х. Влияние вибраций трубопровода на гидравлическое сопротивление диафрагм. — Тр. Ульяновский политехнический институт «Радиотехника», 1972, том VIII, вып. 3, с. 243—251.
3. Белов С. В. и др. Влияние вибраций конструкции на гидравлическое сопротивление дроссельных элементов. — Изв. вузов. Машиностроение, 1976, № 7, с. 62—65.
4. Кассандрова О. Н., Лебедев В. В. Обработка результатов наблюдений. М., «Наука», 1970, 104 с.
5. Изжеуров Е. А. Исследование гидродинамических характеристик материала МР. Сб. трудов КуАИ, 1972, вып. 57, с. 12—23.

УДК 620.178.311.6

А. А. Тройников, А. Г. Притулин

### ПЕТЛЯ ГИСТЕРЕЗИСА ВТУЛОЧНОГО АМОРТИЗАТОРА ИЗ МР ПРИ ПУЛЬСИРУЮЩЕМ СЖАТИИ

Втулочные амортизаторы обычно выполняются по схеме двустороннего гистерезисного упора [1] с одинаковыми предварительными встречными натягами упругих элементов. Петля гистерезиса такого амортизатора определяется суммированием петель отдельных элементов. Если характеристики этих элементов одинаковы, то суммарная петля будет симметричной [2].

Симметричная петля реализуется при циклическом нагружении амортизатора, если пренебречь его прогибом под действием веса или какой-либо другой постоянной нагрузки.