

Гаситель с чисто активным волновым сопротивлением может быть реализован как Т-образный мостиковый четырехполюсник. Конструктивная схема гасителя и ее электрический аналог представлены на рис. 1. Гаситель состоит из элемента податливости — полости 1, элемента

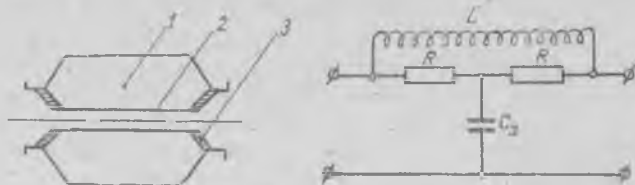


Рис. 1.

инерции — трубки 2, элементов гидравлического сопротивления 3. Волновое сопротивление гасителя будет активным и равным гидравлическому сопротивлению элементов 3 в том случае, когда выполняется равенство:

$$R = \rho \cdot c \sqrt{\frac{l}{S \cdot V}}. \quad (1)$$

Коэффициент собственного затухания гасителей в этом случае подсчитывается по формуле

$$K_c = \sqrt{1 + \frac{\omega^2 \rho \cdot V}{c^2 S}}. \quad (2)$$

В формулах (1), (2) обозначено: ρ — плотность рабочей среды; c — скорость звука; ω — круговая частота; l — длина трубки 2; S — площадь поперечного сечения трубки 2; V — объем полости 1; R — сопротивление элементов 3.

Расчет гасителя колебаний при заданном месте его расположения в системе сводится к выбору числа ячеек в гасителе и определению размеров элементов ячейки, обеспечивающих при заданном сопротивлении стационарному расходу, необходимую степень сглаживания колебаний в заданной полосе частот.

Число ячеек в гасителе предложено выбирать из условия получения его наименьших габаритов. На основе решения полученного transcendентного уравнения показано, что применение однозвенных гасителей оптимально до $K_c = 3,5$; двухзвенных — в диапазоне K_c — от 3,5 до 7,25; применение трехзвенных в диапазоне K_c — от 7,25 до 16,5; при $K_c > 16,5$ оптимально применение четырехзвенных гасителей. При выбранном числе ячеек расчет размеров ячейки может проводиться в следующем порядке:

- 1) площадь поперечного сечения трубопровода S_1 выбирается из условия пропускания стационарного потока с заданными потерями;
- 2) длина трубопровода l_1 выбирается из конструктивных соображений с учетом ограничений по пункту 1;
- 3) объем ячейки гасителя и сопротивления элементов 3 определяют при заданных ω_1 ; K_{c1} ; l_1 ; S_1 из совместного решения уравнений (1) и (2).

Г. Н. Бачурихин

ПРИМЕНЕНИЕ ТЕОРИИ НЕИЗОТЕРМИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ К РАСЧЕТУ ОБОЛОЧЕК

Нагружение определенного ряда конструкций происходит в условиях изменения во времени как температурных, так и механических нагрузок.

При этом величина изменения температуры в процессе нагружения может быть достаточно велика, что приводит к необходимости учета изменения механических характеристик материала от температуры; скорости изменения температуры и внешних нагрузок по времени могут отличаться друг от друга. Следовательно, в материале в разные моменты времени скорости нагружения могут быть различны по величине.

При решении подобных задач нестационарного нагружения расчет обычно проводится по уравнениям теории пластичности с применением диаграмм деформирования без учета влияния скорости нагружения (деформирования). В этом случае расчеты дают заниженную величину деформаций по сравнению с действительно имеющими место.

Известно, что при статических скоростях нагружения необратимую составляющую деформации нельзя считать почти атермической. Чем выше температура материала детали, тем в большей степени процесс образования необратимой составляющей деформации будет зависеть от времени (скорости нагружения).

Полученные в работе уравнения дают возможность определить напряжения и деформации, возникающие в пологих тонкостенных оболочках при неизотермическом нагружении, и учитывают изменение механических свойств материала от температуры и влияния времени (скорости нагружения) на процесс образования необратимой составляющей деформации.

Процесс развития необратимых составляющих деформации исследуется при снятии кривых деформирования с фиксированными значениями скоростей нагружения и температуры. Результаты подобных исследований могут быть обобщены в виде специальных функций $\Omega(\lambda, I_2, T)$. Возможность применения полученных функций экспериментально проверялась при испытаниях, предусматривающих мгновенное изменение скорости нагружения, и при испытаниях процессов, происходящих с переменными температурами. Сравнение теоретических и экспериментальных значений необратимой деформации показывает достаточно хорошее совпадение при правильном выборе расчетного интервала времени нагружения, в течение которого градиент изменения температуры не должен превышать заданных пределов.

А. И. Белоусов, В. П. Ржевский

УСТАНОВКА ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ МОЩНОСТИ ТРЕНИЯ В ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКАХ

Потери мощности в гидростатическом подшипнике складываются из потерь на прокачку смазки и потерь, обусловленных перемещением вала относительно обоймы. Теоретическое исследование показывает, что мощность, затрачиваемая на относительное перемещение частей гидростатического подшипника, зависит от геометрии подшипника, давления, рода смазки, скорости ее движения и смещения центра цапфы относительно центра обоймы.

Для определения мощности трения необходимо знать приведенный момент инерции движущихся масс, угловую скорость и соответствующее ей угловое ускорение.

Приведенный момент инерции можно рассчитать или определить экспериментально.

Измерение угловых скоростей и ускорений предлагается проводить с помощью прибора ИСУ-2, разработанного в КуАИ. В результате применения в схеме прибора двух дискретных электронных счетчиков и