

ОСНОВЫ ТЕОРИИ ГАЗОСТАТИЧЕСКИХ АМОРТИЗАТОРОВ

При использовании гидростатического принципа смазки для создания амортизаторов и противоударных устройств [1] в некоторых случаях целесообразно в качестве рабочей среды применять воздух. В настоящей статье излагаются теоретические основы расчета газостатических амортизаторов.

Для пояснения принципа действия амортизаторов гидростатического типа рассмотрим рис. 1. Поршень 1 и цилиндр 2 образуют камеру 3, в которую через дросселирующий элемент 4 подается рабочая жидкость (сжимаемая или несжимаемая) под давлением $p_{вх}$. В камере 3 устанавливается давление p_k , зависящее от гидродинамического сопротивления дросселирующего элемента и кольцевой щели между поршнем 1 и цилиндром 2.

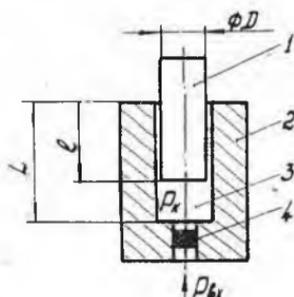


Рис. 1.

Равновесному положению поршня соответствует равенство сил, приложенных к поршню. В общем случае это условие означает, что

$$p_k = \frac{W - T}{\frac{\pi D^2}{4}}, \quad (1)$$

где W — действующая нагрузка;

T — вертикальная составляющая приложенных к поршню сил трения, обусловленных течением жидкости в зазоре между поршнем и цилиндром;

D — диаметр цилиндра.

Было установлено [2], что сила трения для рассматриваемой схемы амортизатора на два-четыре порядка меньше действующей нагрузки W , поэтому силой трения T можно пренебречь.

При увеличении нагрузки W длина l кольцевой щели увеличится, что приведет к уменьшению расхода через щель и увеличению

давления в камере до значения, соответствующего уравнению равновесия (1).

При исследовании статических характеристик амортизатора исходим из уравнения сплошности.

Массовый расход газа через дросселирующий элемент

$$M_{вх} = \alpha f p_{вх} \frac{1}{\sqrt{gRT_{вх}}} \sqrt{\frac{2n}{n-1} \left(\frac{p_k}{p_{вх}}\right)^{\frac{1}{n}}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_k}{p_{вх}}\right)^{\frac{n-1}{n}}} \quad (2)$$

равен массовому расходу через кольцевую щель с радиальным зазором δ_0 при концентричном положении, длиной l в направлении потока и шириной πD

$$M_{вых} = \frac{\pi D \delta_0^3}{12 \mu l} \cdot \frac{p_k^2 - p_a^2}{gRT_k} f(\epsilon) \quad (3)$$

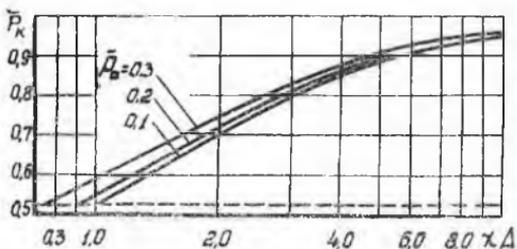


Рис. 2.

В уравнениях (2) и (3)

α — коэффициент расхода дросселирующего элемента;

$T_{вх}$ и T_k — температура газа на входе в амортизатор и в камере;

n — показатель адиабаты (для воздуха $n=1,4$);

R — газовая постоянная;

μ — вязкость газа;

p_a — давление окружающей среды;

$f(\epsilon)$ — функция, зависящая от эксцентриситета кольцевой щели.

Тогда для случая изотермического течения газа ($T = \text{const}$), вводя безразмерный параметр амортизатора

$$A = \frac{12 \alpha \mu l f \sqrt{gRT}}{\pi D \delta_0^3 f(\epsilon) p_{вх}} \sqrt{\frac{2n}{n-1}} \quad (4)$$

получаем

$$\gamma A = \frac{\bar{p}_k^2 - \bar{p}_a^2}{\bar{p}_k^{\frac{1}{n}} \sqrt{1 - \bar{p}_k^{\frac{n-1}{n}}}} \quad (5)$$

где $\gamma = \frac{l}{L}$ — относительный ход амортизатора;

L — полный ход;

$\bar{p}_k = \frac{p_k}{p_{вх}}$ и $\bar{p}_a = \frac{p_a}{p_{вх}}$ — относительное давление в камере и окружающей среде.

Задаваясь различными значениями \bar{p}_k и \bar{p}_a , можно найти γA (рис. 2).

Уравнения (2) и (5) справедливы, если поток в дросселирующем устройстве дозвуковой, т. е. если

$$\bar{p}_k \leq \bar{p}_{кр} = \left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{n}{n-1}}. \quad (6)$$

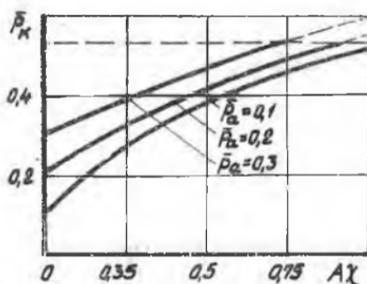


Рис. 3.

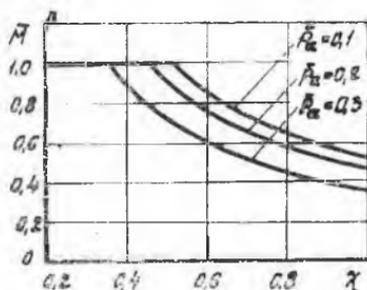


Рис. 4.

Для критического перепада в уравнении (2) необходимо вместо $\frac{p_k}{p_{вх}}$ подставить $\bar{p}_{кр}$ согласно (6).

Тогда приравнявая вновь полученное выражение и уравнение (3), имеем

$$\chi A = \left(\frac{n+1}{2}\right)^{\frac{1}{n-1}} \sqrt{\frac{n+1}{n-1}} (\bar{p}_k^2 - \bar{p}_a^2). \quad (7)$$

Для воздуха

$$\chi A = 3,86 \cdot (\bar{p}_k^2 - \bar{p}_a^2). \quad (8)$$

Зависимость относительного давления в камере от параметра амортизатора для критического потока представлена на рис. 3.

Максимальный расход газа через амортизатор определится после замены p_k на $p_{кр}$ в формуле (2). Относительный расход через амортизатор

$$\bar{M} = \frac{M_{вх}}{M_{кр}} = \frac{1}{\chi A} \left(\frac{n+1}{2}\right)^{\frac{1}{n-1}} \sqrt{\frac{n+1}{n-1}} (\bar{p}_k^2 - \bar{p}_a^2). \quad (9)$$

показан на рис. 4 для некоторых величин \bar{P}_a .

Статическая жесткость амортизатора

$$C = \frac{dW}{dl} = \frac{\pi D^2 p_{вх}}{4L} \frac{d\bar{p}_k}{d\chi} = \frac{\pi D^2 p_{вх}}{4L} \bar{C}, \quad (10)$$

где $\bar{C} = \frac{d\bar{p}_k}{d\chi}$ — коэффициент статической жесткости.

Из выражений (5) и (7) можно найти коэффициент статической жесткости соответственно для докритического и критического потока в дросселирующем элементе:

$$\bar{C} = \frac{2n\bar{p}_k^{\frac{2}{n}} \left(1 - \bar{p}_k^{\frac{n-1}{n}}\right)^{\frac{3}{2}} A}{4n\bar{p}_k^{\frac{n+1}{n}} \left(1 - \bar{p}_k^{\frac{n+1}{n}}\right) - (\bar{p}_k^2 - \bar{p}_a^2) \left(2\bar{p}_k^{\frac{1-n}{n}} - n - 1\right)} \quad (11)$$

и

$$\frac{1}{\bar{v}_k}, \quad (12)$$

амортизатора А, от
ра χ давление в ка-
мостей (11) и (12)
ртизатора.

ески изменяющейся
ущая способность и

ход. Отношение изменений несущей способности и хода в этом слу-
чае назовем динамической жесткостью.

Согласно закону сохранения массы разность между вытекаю-
щим из камеры и втекающим в нее количеством жидкости равна
секудному изменению массы в камере, т. е.

$$M_{\text{вых}} - M_{\text{вх}} = \frac{d}{dt} (\rho_k V_k), \quad (13)$$

где $V_k = \frac{\pi D^2}{4} (L-l)$ — объем камеры;

ρ_k — плотность газа в камере;

t — время.

В работе [3] было получено, что

$$\Delta M_{\text{вых}} - \Delta M_{\text{вх}} = V_k \frac{d}{dt} \Delta \rho_k + \rho_k \frac{d}{dt} \Delta V_k, \quad (14)$$

где знаком Δ обозначено приращение соответствующих парамет-
ров.

Считая расход газа через амортизатор зависящим от давления
в камере и хода амортизатора, запишем уравнение сплошности по-
тока в дифференциальной форме:

$$\begin{aligned} dM_{\text{вх}} &= \frac{\partial M_{\text{вх}}}{\partial p_k} dp_k + \frac{\partial M_{\text{вх}}}{\partial l} dl; \\ dM_{\text{вых}} &= \frac{\partial M_{\text{вых}}}{\partial p_k} dp_k + \frac{\partial M_{\text{вых}}}{\partial l} dl. \end{aligned} \quad (15)$$

Если ввести обозначения

$$\begin{aligned} a_1 &= \frac{\partial M_{\text{вх}}}{\partial l}; & a_2 &= \frac{\partial M_{\text{вых}}}{\partial l}; \\ b_1 &= \frac{\partial M_{\text{вх}}}{\partial p_k}; & b_2 &= \frac{\partial M_{\text{вых}}}{\partial p_k} \end{aligned} \quad (16)$$

и перейти в (15) от дифференциалов к приращениям, получим

$$\Delta M_{\text{вых}} - \Delta M_{\text{вх}} = (b_2 - b_1) \Delta p_k + (a_2 - a_1) \Delta l, \quad (17)$$

Ниже исследуются гармонические перемещения поршня, равные $\Delta l = a_0 e^{j\Omega t}$, с малой амплитудой a_0 по сравнению с ходом l амортизатора (здесь $j = \sqrt{-1}$).

Используя связь давления с плотностью

$$\frac{p_k}{\rho_k^n} = \text{const},$$

находим

$$\frac{\Delta p_k}{p_k} = n \frac{\Delta \rho_k}{\rho_k}, \quad (18)$$

Приравняв выражения (14) и (17), после преобразований с учетом (18) будем иметь

$$\frac{d}{dt} \Delta p_k + B \Delta p_k = j E a_0 e^{j\Omega t}, \quad (19)$$

где

$$\begin{aligned} B &= \frac{4ngRT(b_1 - b_2)}{\pi D^2 L (1 - \chi)}; \\ E &= \frac{4j(a_2 - a_1) - p_k \pi D^2 \Omega}{\pi D^2 L (1 - \chi)} nRT. \end{aligned}$$

Решение линейного неоднородного уравнения (19) с постоянными коэффициентами представляется в виде

$$\Delta p_k = \frac{E\Omega}{B^2 + \Omega^2} a_0 e^{j\Omega t} + j \frac{BE}{B^2 + \Omega^2} a_0 e^{j\Omega t}. \quad (20)$$

Тогда динамическая жесткость газостатического амортизатора

$$\begin{aligned} C_{\text{дин}} &= \frac{\Delta W}{a_0 e^{j\Omega t}} = \frac{\Delta p_k \pi D^2}{4 a_0 e^{j\Omega t}} = \\ &= - \frac{16(a_1 - a_2)(b_1 - b_2)(nRT)^2 + \pi^2 D^3 L n p_k RT (1 - \chi) \Omega^2}{[4(b_1 - b_2)nRT]^2 + [\Omega \pi D^2 L (1 - \chi)]^2} \cdot \frac{\pi D^2}{4} - \\ &- j \Omega \frac{4(a_2 - a_1)nRT \pi D^2 L (1 - \chi) + 4(b_1 - b_2)(nRT)^2 \pi D^2 p_k}{[4(b_1 - b_2)nRT]^2 + [\Omega \pi D^2 L (1 - \chi)]^2} \cdot \frac{\pi D^2}{4}. \end{aligned} \quad (21)$$

Из (21) следует, что динамическая жесткость состоит из двух составляющих. Одна из них, представленная действительным членом уравнения (21), характеризует упругость газового объема камеры, так как синфазна с перемещением. Другая составляющая,

представленная мнимым членом уравнения (21), характеризует демпфирование, так как сдвинута по фазе на угол $\frac{\pi}{2}$.

Вектор неупругой жесткости (демпфирования) отстает от вектора упругой жесткости на угол $\frac{\pi}{2}$.

Полученные выражения позволяют в каждом конкретном случае определить статические и динамические характеристики пневмостатических амортизаторов.

Допустимость сделанных предложений и принятой расчетной схемы, а следовательно, достоверность полученных зависимостей можно оценить только сравнением теоретических и экспериментальных данных.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. И. Белоусов. Гидростатический амортизатор шасси. «Вопросы прочности элементов авиационных конструкций». Труды КуАИ, вып. 29. Куйбышев, 1967.
2. В. Т. Анискин, А. И. Белоусов. Гидростатический динамометр для замера силы тяги. «Некоторые вопросы исследования тепловых машин», Труды КуАИ, вып. 37, Куйбышев, 1969.
3. А. И. Белоусов. Динамическая жесткость гидростатических подшипников. «Исследование вибраций, прочности и конструкции деталей авиадвигателей». «Машиностроение», М., 1968.