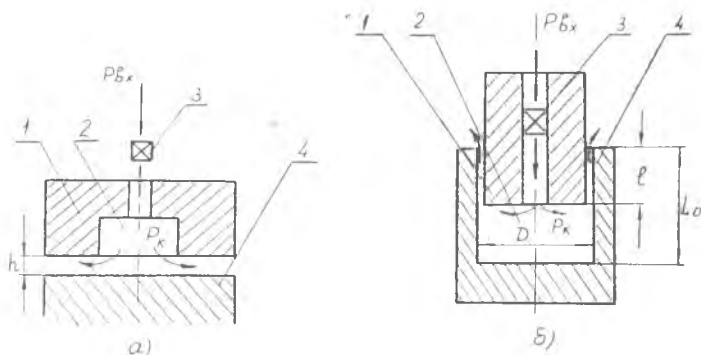


А. И. БЕЛОУСОВ

ГИДРОСТАТИЧЕСКИЙ АМОРТИЗАТОР ШАССИ

Применяемые в настоящее время в различных отраслях техники гидростатические опоры обладают повышенной демпфирующей способностью [1] и жесткостью [2]. Вместе с тем гидростатические подшипники являются опорами с изменяемыми характеристиками [2]. Это позволяет использовать их в качестве амортизаторов и противоударных устройств.



Фиг. 1.

Принцип действия гидростатической опоры поясним на примере однокамерного упорного подшипника (фиг. 1 а). В пяте 1 выполнена камера 2, подача смазки в которую производится под давлением $P_{вх}$ через дросселирующий элемент 3. При уменьшении зазора h между пятой 1 и подпятником 4 гидродинамическое сопротивление истечению смазки из камеры 2 увеличится, давление в камере P_k (и несущая способность опоры) возрастет.

Опора, представленная на фиг. 1а, имеет зазор h не более $0,1 \div 0,4$ мм.

Для использования гидростатической опоры в качестве противоударного устройства предлагается регулировать давление в камере не величиной зазора h выходной щели, а ее длиной.

Схема рассматриваемого амортизатора показана на фиг. 1б. Дросселирование жидкости на выходе из камеры 2 происходит в кольцевой щели длиной l .

При исследовании статических характеристик амортизатора будем исходить из уравнения неразрывности:

$$Q_{вх} = Q_{вых}, \quad (1)$$

где $Q_{вх}$ — количество втекающей в камеру 2 жидкости, зависящее от типа дросселирующего элемента 3,

$Q_{вых}$ — количество вытекающей из камеры 2 жидкости.

Рассмотрим два типа дросселирующих элементов 3: капилляр диаметром d_k и длиной l_k и диафрагму диаметром d_d , имеющую коэффициент расхода α .

Тогда при ламинарном режиме течения жидкости в капилляре и выходной щели имеем [3]:

$$Q_{вхк} = \frac{\pi d_k^4 (p_{вх} - p_k)}{128 \mu l_k}, \quad (2)$$

$$Q_{вхд} = \alpha \frac{\pi d_d^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{вх} - p_k)}, \quad (3)$$

$$Q_{вых} = \frac{\pi D \delta_0^3 p_k}{12 \mu l}. \quad (4)$$

В уравнениях (2) — (4)

μ и ρ — коэффициент динамической вязкости и плотность жидкости;

D — диаметр камеры;

δ_0 — радиальный зазор при концентричном расположении подпятника 4 и пяты 1;

$p_{вх}$ и p_k — избыточное над выходным давлением давление подачи и в камере 2.

Тогда согласно (1) относительное давление в камере для амортизатора соответственно с капилляром и диафрагмой:

$$\bar{p}_k = \frac{p_k}{p_{вх}} = \frac{1}{1 + 10,67 \Phi \chi}, \quad (5)$$

$$\bar{p}_d = 3 \frac{\sqrt{9 + 2B\chi^2} - 3}{B\chi^2}, \quad (6)$$

где $\Phi = \frac{D \delta_0^3 l_k}{d_k^4 L}$ — безразмерный параметр конструкции, характеризующий соотношение гидродинамических сопротивлений кольцевой щели и капилляра;

$B = \left(\frac{D\epsilon_0^3}{\alpha d_d^2 \mu L} \right)^2 \rho p_{\text{вх}}$ — безразмерный параметр амортизатора с диафрагмой;

$\kappa = \frac{1}{\epsilon} = \frac{L}{l}$, — относительное смещение амортизатора;

$L = L_0 - l_0$ — полный ход амортизатора,

L_0 — полная высота камеры,

l_0 — минимально допустимая длина кольцевой щели.

Из формул (5) и (6) следует, что характеристики амортизаторов с диафрагмами зависят от внешних условий (температуры). На статические характеристики амортизаторов с капиллярами внешние условия не влияют.

При исследовании динамических характеристик амортизатора исходим из закона сохранения массы, согласно которому разность между вытекающим из камеры и втекающим в нее количеством жидкости равна секунднему изменению массы в камере, т. е.

$$\rho Q_{\text{вых}} - \rho Q_{\text{вх}} = \frac{d}{dt} (\rho V), \quad (7)$$

где V — объем камеры 2.

Для несжимаемой жидкости $\rho = \text{const}$ и

$$Q_{\text{вых}} - Q_{\text{вх}} = \dot{f} \cdot \overset{\circ}{l}. \quad (8)$$

Здесь $\overset{\circ}{l} = \frac{dl}{dt}$ — скорость перемещения пяты 1 относительно подпятника 4, а \dot{f} — площадь камеры.

Для определения полного осевого усилия в амортизаторе необходимо знать давление в камере. Из (8) с учетом (2) — (4) имеем:

$$\bar{p}_k = \frac{1 + a_k}{1 + 10,67\Phi\gamma}, \quad (9)$$

$$\bar{p}_d = 3 \sqrt{\frac{9 + 2B\gamma^2 - 6\gamma \cdot a_d \cdot \sqrt{2B} - 3 + \gamma a_d \sqrt{2B}}{B\gamma^2}}, \quad (10)$$

где

$$a_k = 40,75 \frac{\mu \cdot \dot{f} \cdot l \cdot l_k}{d_k^4 \rho_{\text{вх}}},$$

$$a_d = 0,9 \frac{\dot{f} l}{\alpha d_d^2} \sqrt{\frac{\rho}{\rho_{\text{вх}}}}.$$

В обозначениях a_k и a_d $l > 0$, когда объем камеры уменьшается (прямой ход), и $l < 0$, когда объем камеры увеличивается (обратный ход).

Принципиальная зависимость относительного давления $p_{к1д}$ в камере от относительного смещения ϵ (или диаграмма работы амортизатора) при произвольных значениях параметров конструкции, свойств жидкости и скорости перемещения \dot{l} представлена на фиг. 2.

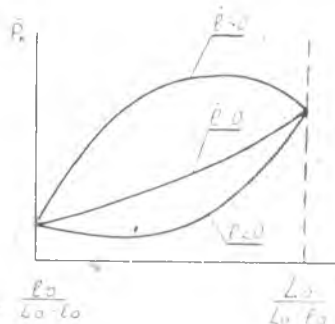
Верхняя кривая характеризует прямой ход, нижняя — обратный, а кривая между ними — статическое нагружение.

Площадь, ограниченная кривыми прямого и обратного ходов, представляет (с учетом масштаба) рассеянную амортизатором энергию.

Так как осевая сила амортизатора

$$R = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \bar{p}_{к.д} \cdot p_{вх}, \quad (11)$$

то, регулируя давление подачи в амортизатор $p_{вх}$ по желаемому закону, можно изменять зависимость осевой силы от хода амортизатора.



Фиг. 2.

Если регулировать не давление подачи $p_{вх}$, а производительность насоса Q (в этом случае дросселирующие элементы Z отсутствуют, дросселирование жидкости происходит только в кольцевой щели), то давление в камере будет равно

$$p_{к} = \frac{12\mu l(Q + fl)}{\pi D_0^3}, \quad (12)$$

а осевая сила амортизатора

$$R = \frac{3\mu l D}{D_0^3} (Q + fl). \quad (13)$$

Используя полученные выражения, можно в каждом конкретном случае построить диаграмму работы амортизатора.

ЛИТЕРАТУРА

1. K. Honrath. Hydrostatische Gleitlager im Werkzeugmaschinenbau, и «Industrie—Anzeiger», № 70, 1961.
2. А. И. Белоусов, К вопросу о жесткости гидростатических подшипников. «Теория трения и износа», изд. «Наука», М., 1965.
3. Н. Е. Кочин, И. А. Кибель, Н. В. Розе. «Теоретическая гидромеханика». ч. II, Физматгиз, М., 1963.