

9. Тройников А.А. Некоторые представления об упругих свойствах материала МР // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов: Сб. науч. тр. / Куйбыш. авиац. ин-т. - Куйбышев, 1975. - Вып. 2. - С. 65-69.

УДК 621.45-33

Ф.М. Шакиров

#### ВЛИЯНИЕ ОСТАТОЧНОГО ОБЪЕМА ДЕМПФЕРНОЙ КАМЕРЫ НА ДИНАМИКУ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА КЛАПАННОГО МЕХАНИЗМА

В работах [1, 2], посвященных динамике исполнительных органов (ИО) клапанных механизмов при срабатывании, была исследована возможность использования газовых демпфирующих устройств (ДУ) для формирования требуемого закона перемещения подвижного звена. Также было выявлено влияние основных параметров ДУ на динамику ИО и даны рекомендации по определению рациональных величин этих параметров. В настоящей работе рассматриваются вопросы влияния остаточного ("мертвого") объема камеры ДУ на динамические свойства ИО клапанного механизма, а также учета выявленных закономерностей при проектировании агрегатов.

Остаточный объем  $V_{ост}$  определяет неизменяемое в переходном процессе пространство демпферной камеры, предназначенное для расположения конструктивных элементов ДУ (например, возвратной пружины). Наличие остаточного объема снижает жесткость газового слоя в ДУ, что ведет к уменьшению усилия, препятствующего перемещению ИО в конце его хода, и к увеличению динамических нагрузок на уплотнитель клапана. Последнее обстоятельство является причиной снижения ресурса агрегата.

Для оценки влияния остаточного объема на динамику ИО клапанного механизма с ДУ воспользуемся представленной в работе [2] математической моделью. При этом учтем, что объем демпферной камеры  $V_2$  имеет переменную  $V_n$  и постоянную  $V_{ост}$  составляющие:  $V_2 = V_n + V_{ост}$ . Представленные в нормальной форме Коши и безразмерных параметрах уравнения, входящие в математическую модель переходных процессов клапана с ДУ, будут иметь следующий вид:

$$\frac{d\dot{X}}{dX} = \frac{R-P-CX}{M\dot{X}}, \quad (1)$$

при  $I < P < [2/(n+1)]^{\frac{n}{n-1}}$

$$\frac{dP}{dX} = \frac{nP}{1+\Lambda-X} \left[ 1 - \left( \frac{2n}{n-1} \right)^{\frac{1}{2}} KFP^{\frac{n-3}{2n}} (1-P^{\frac{n-1}{n}})^{\frac{1}{2}} / \dot{X} \right], \quad (2)$$

при  $P \geq [2/(n+1)]^{\frac{n}{n-1}}$

$$\frac{dP}{dX} = \frac{nP}{1+\Lambda-X} \left\{ 1 - \left[ n \left( \frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n+1}{n-1}} \right]^{\frac{1}{2}} KFP^{\frac{n-1}{2n}} / \dot{X} \right\}. \quad (3)$$

Здесь безразмерные параметры:  $F = f/f_d$  - площадь дросселирующего элемента;  $X = x/\ell_d$  - перемещение ИО;  $\dot{X} = \dot{x}/\dot{x}_0$  - скорость движения ИО;  $P = p_d/p_a$  - давление в демпферной камере;

$M = m\dot{x}_0^2/f_d \ell_d p_a$  - масса ИО;  $C = c\ell_d/f_d p_a$  - жесткость пружины;

$R = r/f_d p_a$  - усилие привода;  $\Lambda = V_{ост}/f_d \ell_d$  - остаточный объем;

$K = \alpha (B_y T_a)^{1/2} / \dot{x}_0$  - коэффициент;  $\alpha$  - коэффициент расхода дросселирующего элемента ДУ;  $n$  - показатель политропы ( $n = 1,4$  для воздуха при адиабатном процессе). Размерные параметры:  $f$  - площадь

проходного сечения дросселирующего элемента ДУ;  $f_d, \ell_d$  - площадь и длина демпферной камеры;  $x, \dot{x}, \dot{x}_0$  - перемещение, текущая и начальная скорости ИО;  $p_d, p_a$  - давление газа в демпферной камере и окружающей среде;  $B_y, T_a$  - удельная газовая постоянная и абсолютная температура газа в окружающей среде;  $m, c$  - масса ИО и жесткость присоединенной к нему пружины;  $r$  - усилие привода.

Начальные условия переходных процессов:  $X = 0, P = 1, \dot{X} = 1$ , а при  $X = 1$  необходимо обеспечить  $\dot{X} < \dot{X}(1) < \dot{X}_{noc}$  при соблюдении требования по быстрдействию  $T < T^*$ . (Здесь  $\dot{X}_{noc} = \dot{x}_{noc}/\dot{x}_0, T = t\dot{x}_0/\ell_d, T^* = t^*\dot{x}_0/\ell_d$  - безразмерные величины скорости посадки клапана на седло, времени протекания процесса торможения и ограничения на время торможения ИО;  $\dot{x}_{noc}, t, t^*$  - соответствующие размерные величины).

Рациональное торможение подвижных масс механизмов осуществляется при выполнении закономерности  $\dot{X} = \dot{X} d\dot{X}/dX = const$ , где  $\dot{X}$  - безразмерное ускорение ИО [3]. Неизменяемые параметры конструкции не

позволяют строго выдерживать в переходных процессах указанное условие [4]. Вместе с тем характеристики системы с хорошо подобранными параметрами в этом случае должны приближаться к указанным свойствам, т.е. законы ускорения и скорости перемещения подвижного звена с определенной степенью точности должны приближаться к следующим:

$$\begin{aligned} \ddot{X} &= \ddot{X}_0 = -0,5, \\ \dot{X}(X) &= (1 + 2\ddot{X}_0 X)^{\frac{1}{2}}, \end{aligned} \quad (4)$$

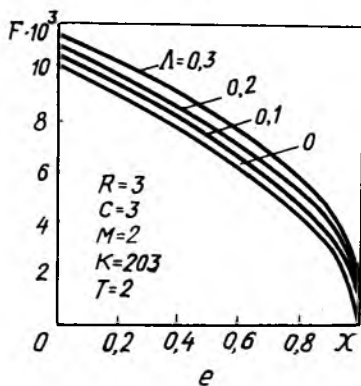
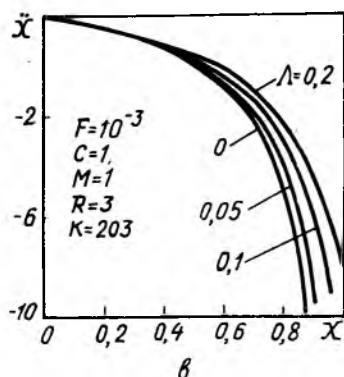
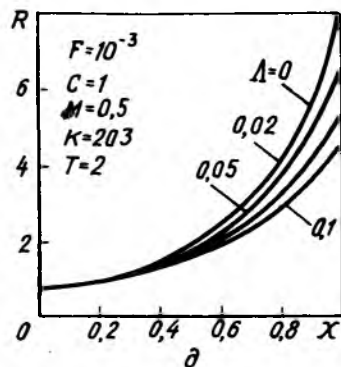
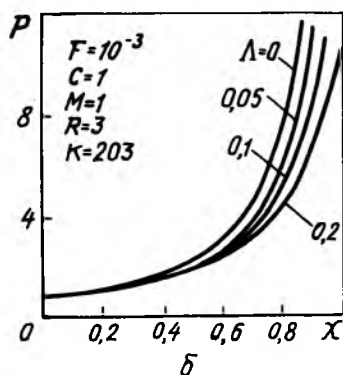
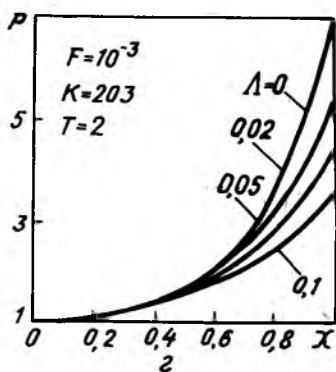
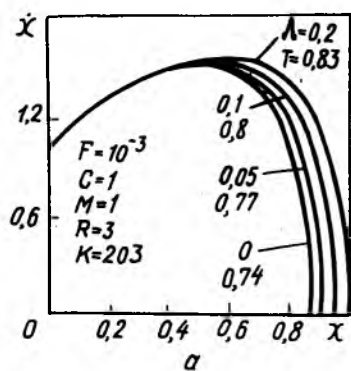
а безразмерное время — стремиться к  $\tau = 2$  [5].

Рассмотрим агрегат с постоянным усилием привода и неизменными по ходу ИО параметрами ДУ. Значения функций  $\dot{X}(X)$ ,  $\ddot{X}(X)$  и  $P(X)$ , а также время  $\tau$  прохождения ИО тормозного пути находятся из уравнений (1)–(3) численным интегрированием. Полученные в результате расчетов методом Рунге–Кутты данные приведены на рис. 1, а – в и иллюстрируют влияние параметра  $\Lambda$  на переходные процессы.

Наличие остаточного объема снижает темп нарастания давления в демпферной камере при торможении ИО (рис. 1, б), причем чем больше параметр  $\Lambda$ , тем более пологим становится график функции  $P(X)$ . В соответствии с этим снижается величина противодействия движению ИО (рис. 1, в) и растет путь, потребный для его полного торможения (рис. 1, а). Поскольку с увеличением параметра  $\Lambda$  рост тормозного пути опережает рост средней скорости на этапе торможения, время прохождения тормозного пути также возрастает (рис. 1, а).

Неучет величины имеющегося остаточного объема демпферной камеры приводит при расчетах к заниженным величинам  $\dot{X}(t)$  и потребного тормозного пути. Это, в свою очередь, обуславливает завышенную оценку ресурсных возможностей создаваемого агрегата.

Рациональное торможение ИО (в соответствии с зависимостями (4)) возможно обеспечить с помощью определенным образом изменяемого на этом этапе параметра  $R$ . При фиксированных параметрах ДУ существует однозначная закономерность изменения давления в демпферной камере по ходу ИО, определяемая численным интегрированием из уравнений (2), (3). По функции  $P(X)$  из уравнения (1) находится зависимость  $R(X)$ , обеспечивающая требуемый вид функции  $\dot{X}(X)$ . Графики найденных функций  $P(X)$ ,  $R(X)$  при варьировании параметра  $\Lambda$  представлены на рис. 1, г, д. Как уже отмечалось выше, величина  $\Lambda$



Переходные процессы клапанного механизма с ДУ с учетом остаточного объема демпферной камеры

влияет на изменение давления в демпферной камере при торможении ИО. Закономерность трансформации графика функции  $P(X)$  видна на рис. I, г (с ростом параметра  $\Lambda$  он становится более пологим). В соответствии со снижением противодействия движению ИО, для соблюдения радиального закона его торможения требуется и меньшая величина усилия привода. Поэтому график функции  $R(X)$  также становится более пологим (рис. I, д).

Требуемый закон торможения ИО можно обеспечить варьированием параметров ДУ при неизменном усилии привода. Конструктивно наиболее просто изменять проходное сечение дросселирующего элемента. В работе [2] представлены зависимости  $F(X)$ , обеспечивающие соблюдение условия  $\dot{X} = const$  при отсутствии остаточного объема демпферной камеры. С учетом параметра  $\Lambda$  они приобретают следующий вид:

$$F(X) = \frac{[n(R - M\ddot{X}_0) + C(1 + \Lambda - X - nX)](1 + 2\ddot{X}_0 X)^{1/2} (1 + \Lambda - X)}{n \left(\frac{2n}{n-1}\right)^{1/2} K(R - M\ddot{X}_0 - CX)^{\frac{3n-3}{2n}} [1 - (R - M\ddot{X}_0 - CX)^{\frac{1-n}{n}}]^{1/2}} \quad (5)$$

при  $1 < p < 1,894$  и

$$F(X) = \frac{[n(R - M\ddot{X}_0) + C(1 + \Lambda - X - nX)](1 + 2\ddot{X}_0 X)^{1/2} (1 + \Lambda - X)}{\left[n \left(\frac{2}{n-1}\right)^{\frac{n-1}{n+1}}\right]^{1/2} K(R - M\ddot{X}_0 - CX)^{\frac{n-1}{2n}}} \quad (6)$$

при  $p \geq 1,894$ .

Графики этих зависимостей, приведенные на рис. I, е, показывают, что варьирование параметра  $\Lambda$  не влияет на характер функции  $F(X)$  и величину  $\dot{X}(1)$  в отличие от остальных параметров агрегата ( $R, C, M$ ) [2].

С учетом изложенного выше можно сделать следующие выводы:

1. При фиксированных параметрах ДУ и переменном усилии привода в расчетах скоростей посадки клапана на седло можно пренебречь остаточным объемом, составляющим 2...5% от объема демпферной камеры. В случае больших величин  $\Lambda$  (например,  $\Lambda = 0,1$ ) неучет данного параметра приводит к значительной (более 30%) погрешности при оценке скорости ИО в момент контакта элементов клапанного уплотнения.

2. При проектировании агрегата с изменяемой по ходу ИО площадью проходного сечения дросселя ДУ (для соблюдения условия  $\dot{X} = const$ ) остаточным объемом демпферной камеры можно пренебречь.

## Библиографический список

1. Исследование динамики исполнительных органов клапанных механизмов с демпфирующими устройствами /Чегодаев Д.Е., Шакиров Ф.М., Квасов В.М. и др. //Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей: Сб.науч.тр. /Куйбыш. авиац. ин-т. - Куйбышев, 1985. - С. 154-159.
2. Шакиров Ф.М. Оптимизация параметров демпфирующего устройства клапанных механизмов систем пневмогидроавтоматики ДЛА //Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов:Сб. науч.тр. /Куйбыш. авиац. ин-т. - Куйбышев, 1985. - С. III-III8.
3. Мэйн Р.У. Влияние податливости жидкости и конструкции на характеристики гидравлического амортизатора //Конструирование и технология машиностроения. - 1974. - № 1. - С. 1-6.
4. Афимивала К.А., Мэйн Р.У. Оптимальное проектирование ударного амортизатора //Конструирование и технология машиностроения. - 1974. - № 1. - С. 24-30.
5. Севин Е. Автоматизированная идентификация конструктивных параметров //Динамические системы и управление. - 1972. - № 2. - С. 123-125.