

оптимальных конструкций ПТ, использующих различные типы смешительных головок и камер сгорания.

#### Библиографический список

1. Месарович М., Мако Д., Такахара Я. Теория иерархических многоуровневых систем. - М.: Мир, 1973. - 344 с.
2. Поляк Б.Т. Введение в оптимизацию. - М.: Наука, 1983. - 384 с.
3. Годлевский В.Е., Нягодок В.Е., Шумихина Л.Я. Влияние параметров дозирующей системы на границы устойчивости малоразмерных газогенераторов //Динамические процессы в силовых энергетических установках летательных аппаратов. - Куйбышев: КуАИ, 1985. - С. 21-26.

УДК 621.005

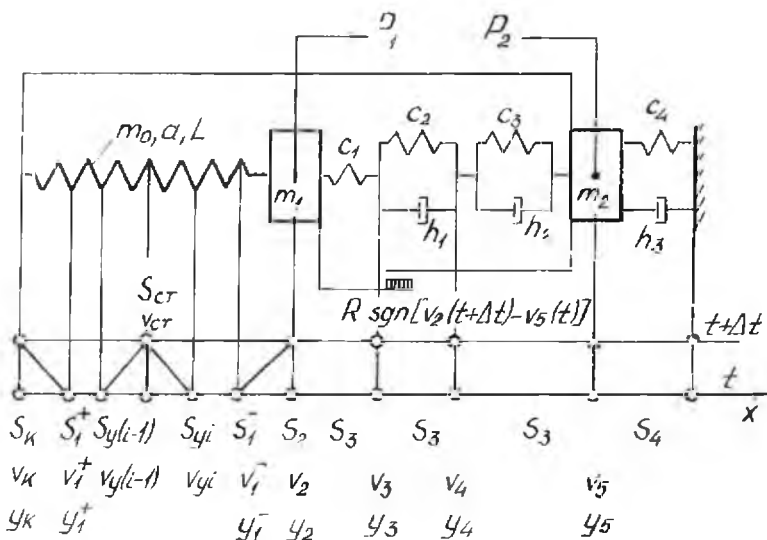
И.И. Дулявичюс, П.Ю. Жилкоас

#### ДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ПРИ СРАБАТЫВАНИИ КЛАПАНОВ

В настоящее время ресурс клапанов с пневмо- и электромагнитным управлением недостаточен. Отчасти это обусловлено повреждениями клапанных уплотнений (КУ) при срабатывании клапанов, вызываемыми ударными нагрузками /1/. Уменьшение скоростей перемещения подвижных элементов клапана при помощи демпфирующих устройств ведет к снижению ударов, но их применение требует четких представлений об ударных процессах в КУ. Известным решениям подобной задачи свойственны чрезмерные упрощения контактного взаимодействия в КУ, приводящие к ошибочным результатам /2/.

В данной работе излагаются вопросы определения параметров ударных процессов при срабатывании клапанов с учетом реологических свойств КУ.

Рассмотрим математическую модель пружинного клапана с пневмоприводом одностороннего действия /2/. В расчетной схеме такого клапана (рис. 1) пружина принимается как элемент с распределенными параметрами, а подвижные элементы (поршень, шток, тарель) и корпус клапана представляются сосредоточенными массами  $m_1$  и  $m_2$ , со-



Р и с. I. Расчетная схема клапана

длинными пятиэлементной реологической моделью /3/. При составлении исходных уравнений полагается, что время соударения масс  $m_1$  и  $m_2$  мало. Поэтому вычисление переменных процесса соударения производится с использованием метода характеристик и принципа кусочно-линейной и многоступенчатой аппроксимации функций при сдвиге характеристик на шаг времени  $\Delta t \ll \tau_{пр}$  ( $\tau_{пр}$  - время прохождения звуковой волны по пружине или ей эквивалентному стержню). При этом пружина делится на участки, длины которых  $\Delta L = a \Delta t$  ( $a$  - скорость звука в пружине,  $L$  - высота пружины).

В общем случае стык таких участков описывается уравнениями /2/

$$\begin{aligned}
 S_{CT}(t+\Delta t) - S_{y(i-1)}(t) + a m_0 [v_{CT}(t+\Delta t) - v_{y(i-1)}(t)] &= 0; \\
 S_{CT}(t+\Delta t) - S_{y(i)}(t) - a m_0 [v_{CT}(t+\Delta t) - v_{y(i)}(t)] &= 0;
 \end{aligned}
 \quad (I)$$

где  $S_{CT}$ ,  $S_{y(i-1)}$ ,  $S_{y(i)}$ ,  $v_{CT}$ ,  $v_{y(i-1)}$ ,  $v_{y(i)}$  - внутренние усилия и скорости на стыке  $(i-1)$ -го и  $i$ -го участков,  $m_0$  - эквивалентная погонная масса участков.

Решение системы уравнений (I) имеет вид

$$S_{cr}(t+\Delta t) = -\frac{S_{y_2}(t) + S_{y_1(t-1)}(t)}{2} - am_0 \frac{v_{y_2}(t) - v_{y_1(t-1)}(t)}{2}; \quad (2)$$

$$v_{cr}(t+\Delta t) = \frac{v_{y_2}(t) + v_{y_1(t-1)}(t)}{2} - \frac{S_{y_2}(t) - S_{y_1(t-1)}(t)}{2am_0}.$$

Системы уравнений, описывающие стык концевых сечений пружины с корпусом (масса  $m_2$ ) и с подвижной системой (масса  $m_1$ ), дополняются соответствующими крайними условиями.

Так, стык пружины с корпусом описывается уравнениями вида

$$S_{\kappa}(t+\Delta t) - S_{\kappa}^+(t) - am_0 [v_{\kappa}(t+\Delta t) - v_{\kappa}^+(t)] = 0; \quad (3)$$

$$v_{\kappa}(t+\Delta t) = v_5(t),$$

где  $S_{\kappa}$ ,  $S_{\kappa}^+$ ,  $v_{\kappa}$ ,  $v_{\kappa}^+$  - внутренние усилия и скорости в стыке пружины с корпусом и в ближайшем стыке двух участков пружины;  $v_5$  - скорость корпуса; "+" - индекс, обозначающий направление отсчета по координате  $x$ .

Решение первого из уравнений (3) имеет вид

$$S_{\kappa}(t+\Delta t) = S_{\kappa}^+(t) + am_0 [v_5(t) - v_{\kappa}^+(t)]. \quad (4)$$

Второе из уравнений (3) введено для исключения параллельных связей в расчетной схеме. Оно означает, что воздействие корпуса на концевое сечение пружины передается с запаздыванием на шаг времени  $\Delta t$ . При малом  $\Delta t$  такое допущение приемлемо [2].

Для стыка участка пружины с подвижной частью клапана (масса  $m_1$ ) система уравнений выражается следующими зависимостями:

$$S_2(t+\Delta t) - S_1^-(t) + am_0 [v_2(t+\Delta t) - v_1^-(t)] = 0;$$

$$S_2(t+\Delta t) + P_1(t+\Delta t) - S_3(t+\Delta t) - R \operatorname{sgn}[v_2(t+\Delta t) - v_5(t)] - \frac{v_2(t+\Delta t) - v_2(t)}{\Delta t} = 0;$$

$$S_3(t+\Delta t) + c_1 [y_3(t+\Delta t) - y_2(t+\Delta t)] = 0;$$

$$S_3(t+\Delta t) + c_2 [y_4(t+\Delta t) - y_3(t+\Delta t)] + h_1 [v_4(t+\Delta t) - v_3(t+\Delta t)] = 0;$$

$$S_3(t+\Delta t) + c_3 [y_5(t+\Delta t) - y_4(t+\Delta t)] + h_2 [v_5(t+\Delta t) - v_4(t+\Delta t)] = 0;$$

$$v_1(t+\Delta t) + P_2 - S_4(t+\Delta t) + R \operatorname{sgn}[v_2(t+\Delta t) - v_5(t)] - \frac{v_5(t+\Delta t) - v_5(t)}{\Delta t} = 0; \quad (5)$$

$$S_4(t+\Delta t) - c_4 y_6(t+\Delta t) - h_3 v_5(t+\Delta t) = 0;$$

$$v_k(t+\Delta t) = \frac{y_k(t+\Delta t) - y_k(t)}{\Delta t}; \quad k=2,3,4,5,$$

где  $S_2, S_3, S_4$  - внутренние силы между пружиной и массой  $m_1$ , между массами  $m_1, m_2$  и в креплении массы  $m_2$  к основанию;  $v_2, v_3, v_4, v_5, y_2, y_3, y_4, y_5$  - скорости и смещения массы  $m_1$ , промежуточных узлов реологической модели КУ и массы  $m_2$  (см. рис. I); "-" - индекс, обозначающий направление отсчета по координате  $x$ ;  $c_1, c_2, c_3, c_4, h_1, h_2, h_3$  - жесткости упругих безверсионных элементов и коэффициенты элементов вязкого трения;  $P_1, P_2$  - равнодействующие внешних сил от пневмопривода, давления рабочей среды и усилия сжатия пружины ( $P_2 = P_1 + S_k$ );  $R$  - приведенная сила сухого трения в уплотнениях поршень-корпус, шток-корпус и в КУ.

Отметим, что начальные скорости отдельных участков пружины различны и их значения принимаются в соответствии со ступенчатой аппроксимацией линейно-убывающей зависимости вплоть до нулевого значения в стыке с корпусом, т.е.  $v_k(t) = v_5(t) = 0$ . Решение уравнений (5) осуществляется методом исключения [2].

При анализе относительного движения элементов КУ имеют место четыре случая:

- |                            |   |
|----------------------------|---|
| $y_4(t-\Delta t) < y_5(t)$ | - ослабленная взаимосвязь между массами $m_1$ и $m_2$ ; |
| $y_4(t+\Delta t) > y_5(t)$ | - внедрение седла в уплотнитель тарели КУ;              |
| $v_4(t+\Delta t) < v_5(t)$ | - разгрузка КУ;   |
| $v_4(t+\Delta t) = v_5(t)$ | - застой в КУ.  |

Использование для этих случаев единой математической модели возможно за счет подбора жесткостей и коэффициентов демпферов реологической модели КУ.

Для определения параметров реологической модели КУ использован расчетно-экспериментальный метод. В качестве исходных предположек принималось, что реологические свойства уплотнителя не зависят от пространственных координат конструкции /4/, а спектр времен запаздывания при вязко-упругом деформировании уплотнителя выражается суммой экспоненциальных слагаемых со слабой степенью перекрытия /5/. Учитывая малую продолжительность динамических процессов при срабатывании клапанов (0,1...10 мс), экспериментальные данные вязко-упругого деформирования уплотнителя определялись при постоянной скорости нагружения. При таких условиях процесс деформирования описывается зависимостью /6/

$$y(t) = \frac{Ft}{C_0} + \frac{F}{C_B} \left[ t - \sum_{i=1}^n (1 - e^{-\frac{C_{Bi}}{h_i} t}) \right], \quad (6)$$

где  $y(t)$  - текущее значение деформации уплотнителя;  $F$  - скорость нагружения;  $C_0$  - мгновенная жесткость уплотнителя;  $C_B$  - суммарная жесткость упругих элементов моделей Кельвина-Фойгта;  $\frac{1}{C_B} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{C_{Bi}}$ ;  $C_{Bi}$ ,  $h_i$  - жесткости упругих элементов и коэффициенты демпферов моделей Кельвина-Фойгта;  $n$  - число времен запаздывания (моделей Кельвина-Фойгта).

Практическое использование зависимости (6) для определения значений параметров  $C_0$ ,  $C_B$ ,  $C_{Bi}$  по кривым вязко-упругого деформирования уплотнителя КУ, получаемым при постоянной скорости нагружения, связано со значительными вычислительными трудностями. Решение задачи упрощается, если выделяются интервалы времени, в которых вязко-упругая деформация описывается отдельным экспоненциальным слагаемым, и расчет параметров  $C_{Bi}$  и  $h_i$  производится при фиксированных уровнях нагрузок  $F$ . Указанные интервалы находятся из соотношения  $h_{i+1}/h_i \approx const$ , определяемого по результатам испытаний уплотнителей, приводимых при постоянной нагрузке /5, 6/.

В найденных интервалах времени по результатам испытаний для фиксированных уровней нагрузок  $F$  строится семейство кривых в ко-

ординатах: деформация уплотнителя  $y$ , натуральный логарифм времени деформирования  $t$ . В трех произвольных точках каждой из кривых определяются значения деформации  $y_1, y_2, y_3$  и соответствующие им времена  $t_1, t_2, t_3$ , которые связаны между собой двумя разностными уравнениями, содержащими искомые параметры  $c_{Bl}$  и  $h_l$  и имеющие следующий вид:

$$\frac{Fh_l}{c_{Bl}^2} \left[ \frac{1}{t_1} \left( e^{-\frac{c_{Bl} t_1}{h_l}} - 1 \right) - \frac{1}{t_3} \left( e^{-\frac{c_{Bl} t_3}{h_l}} - 1 \right) \right] = y_1 - y_3;$$

$$\frac{Fh_l}{c_{Bl}^2} \left[ \frac{1}{t_2} \left( e^{-\frac{c_{Bl} t_2}{h_l}} - 1 \right) - \frac{1}{t_3} \left( e^{-\frac{c_{Bl} t_3}{h_l}} - 1 \right) \right] = y_2 - y_3, \quad (7)$$

где  $F = \dot{F}_1 t_1 = \dot{F}_2 t_2 = \dot{F}_3 t_3$ .

Для краткости систему уравнений представим в виде

$$\begin{aligned} f_{13}(c_{Bl}, h_l) &= 0; \\ f_{23}(c_{Bl}, h_l) &= 0. \end{aligned} \quad (8)$$

Система уравнений (8) нелинейна и решается численно путем минимизации суммы квадратов значений невязок ее правых частей

$$\text{мин } \Phi, \quad (9)$$

$$c_{Bl}, h_l$$

где  $\Phi = f_{13}^2 + f_{23}^2$  — функция цели.

Отыскание неизвестных  $c_{Bl}, h_l$  осуществляется методом поординатного спуска. Задача (9) может и не иметь решения в смысле  $\Phi = 0$ . В этом случае ищется решение, обеспечивающее удовлетворительную точность. После выполнения расчетов сохраняется минимальное число экспоненциальных слагаемых, позволяющих описать кривые  $y = \ln t$  с минимально допустимой погрешностью. После нахождения  $c_{Bl}$  и  $h_l$  мгновенная жесткость  $c_0$  определяется по формуле (6).

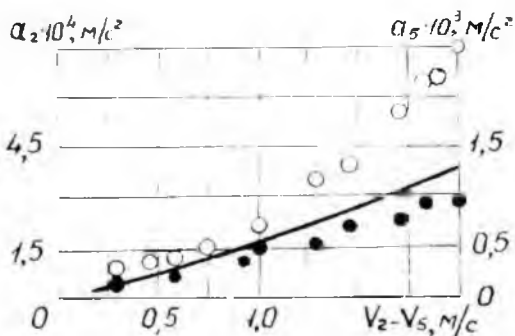
Численные расчеты показали, что функция цели имеет, как правило, ряд локальных экстремумов, что обуславливает возможность попадания процесса минимизации в тупиковые ситуации при начальных значениях  $c_{Bl}, h_l$ , сильно отличающихся от истинных. Хорошая сходимость обеспечивается, если указанное различие не превышает одного порядка.

В качестве примера рассмотрим результаты расчета и эксперимента,

полученные для пружинного отсеочного клапана с пневмоприводом одностороннего действия и КУ "полимер по металлу" при следующих исходных данных:  $m_1 = 0,2$  кг;  $m_2 = 2,22$  кг;  $m_0 = 0,9$  кг/м;  $a = 36,7$  м/с;  $L = 0,045$  м;  $\Delta L = 5 \cdot 10^{-4}$  м;  $C_2 = C_3 = 1,2 \cdot 10^9$  Н/м;  $C_1 = 1,4 \cdot 10^5$  Н/м;  $h_1 = 9 \cdot 10^6$  кг/с;  $h_2 = 3 \cdot 10^8$  кг/с;  $h_3 = 10^3$  кг/с;  $P = 100$  Н;  $P_1 = (180 + 13330 t)$  Н;  $y_2 - y_3 = \sqrt{S_3/2,25}$  мм, если  $y_2 > y_3$ ;  $S_3 = 0$ , если  $y_2 < y_3$ .

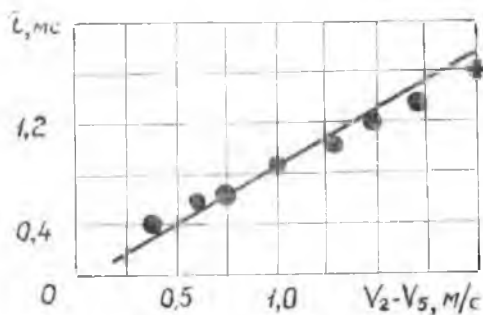
Для измерения ударов использовалась система "СМАРТ" (Эндивко, США). С целью исключения не учитываемых в расчетной схеме высокочастотных составляющих производилась фильтрация, ограничивающая спектр вибраций до 20 кГц.

Основные результаты расчета и эксперимента приведены на рис. 2, 3. Сравнение результатов производилось по величинам ускорений при



Р и с. 2. Зависимость пикового значения ускорений корпуса  $a_5$  и подвижной части  $a_2$  от начальной скорости соударения  $V_2 - V_5$  при закрытии клапана: —  $(a_2, a_5)$  — расчет;  $\bullet$   $(a_2)$ ,  $\circ$   $(a_5)$  — эксперимент

основном и повторном соударениях в КУ и по интервалам времени. Как следует из рис. 2 наилучшую сходимость имеют данные расчета и эксперимента при пиковых значениях ускорений подвижной части клапана. Экспериментальные точки пиковых значений ускорения корпуса при скоростях соударения более 1 м/с выше теоретических. Это различие связано с пренебрежением волновыми процессами в корпусе клапана. Удовлетворительную сходимость с экспериментом имеют также результаты расчета интервалов времени между основным и повторным соударением



Р и с. 3. Зависимость интервала времени  $\tau$  между основным и повторным соударением от начальной скорости  $V_2 - V_5$ ; — расчет; ■ — эксперимент

(рис. 3). Некоторые расхождения результатов можно объяснить влиянием скорости движения поршня пневмопривода на развиваемое им усилие.

Предлагаемый подход целесообразно использовать при расчетах динамических нагрузок в КУ быстродействующих клапанов с полимерными уплотнителями и при решении задач повышения их надежности.

#### Библиографический список

1. Бугаенко О.Ф. Пневматика ракетно-космических систем. — М.: Машиностроение, 1979. — 168 с.
2. Гедримас Э.А., Яблокас П.Ю., Кондрашов Ю.И. Определение динамических нагрузок в клапанных уплотнениях //Динамические процессы в силовых и энергетических устройствах летательных аппаратов. — Куйбышев: КуАИ, 1985. — С. 73–82.
3. Миненков Б.В., Стасенко И.В. Прочность деталей из пластмасс. — М.: Машиностроение, 1977. — 264 с.
4. Теоретико-экспериментальный метод исследования ползучести в конструкциях: Сб. науч. тр. — Куйбышев: КИТИ, 1984. — 196 с.
5. Самарин Ю.П. Построение экспоненциальных аппроксимаций для кривых ползучести методом последовательного выделения экспоненциальных слагаемых //Проблемы прочности, — 1974. — № 9. — С. 24–27.



УДК 629.7.036

В.И.Есин, М.Н.Буслаев, Ю.Т.Прядко

### ОСОБЕННОСТИ ПОСТРОЕНИЯ ДИАГНОСТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК

Одним из важных условий повышения точности решения задач контроля и диагностирования состояния силовой установки при допусковом контроле установившихся режимов является применение обоснованных допусков на изменения контролируемых параметров. Допустимые значения параметров определяются областью работоспособности в пространстве состояний, внутри которой система сохраняет какое-то заданное качество. Предельные допустимые значения параметров образуют гиперповерхность области, могущей иметь, в общем случае, сложную форму, поэтому определение допусков на каждый параметр может быть произведено лишь приближенно, заменой области гиперпараллелепипедом с гранями, параллельными осям координат /1/. Существует значительное число расчетных и экспериментальных методов назначения однозначных допусков на контролируемые параметры /1, 2, 3/. Применение однозначных допусков просто, но приводит при контроле и диагностировании состояния системы к риску заказчика или изготовителя.

В работе /4/ показано, что из-за сложности и дороговизны силовых установок, ограниченности числа испытаний при отработке и т.д. создание эффективных систем функционального диагностирования (СФД) возможно лишь на основе имитационных методов, использующих математические модели объекта контроля и диагностирования.

В данной статье предлагается модификация одного из методов диагностирования, основанного на теории распознавания образов, при допусковом контроле установившихся режимов силовой установки. Суть метода в том, что неисправные состояния, объединенные в один класс, характеризуются совокупностью общих признаков, характерной именно для этого класса. Эта совокупность образует описание класса или его изображение и представляется чаще всего в виде эталонного вектора состояния /4, 5/