

# ДИНАМИКА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ

УДК 621. 646.001.5

Ю. С. Анисимкин, В. М. Квасов, В. В. Чибизов

## О ДЕМПФИРОВАНИИ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ КЛАПАНОВ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Условные обозначения:

$G_k, G_{кл}, G_{жк}$  — секундный массовый расход газа соответственно от компрессора двигателя, через дросселирующее сечение клапана и жиклер непроточной полости;  $P_T, P_{II}, P_{II}$  — давление газа в трубопроводе, в непроточной полости клапана и давление окружающей среды;  $T$  — температура газа;  $X, X_0$  — координата регулирующего органа клапана — текущее значение и значение в установившемся режиме;  $F_{II}, F_K, f_p$  — площади регулирующего органа, находящиеся соответственно под действием окружающей среды, давления в непроточной полости и в трубопроводе;  $R_{II}$  — суммарное усилие предварительной затяжки пружины;  $I$  — суммарная жесткость пружины;  $S_K, S_{жк}$  — площади дросселирующих сечений клапана и жиклера непроточной полости;  $\mu_K, \mu_{жк}$  — коэффициенты расхода в дросселирующих сечениях клапана и в жиклере непроточной полости;  $k_{в-т}$  — коэффициент вязкого трения;  $F_{с-т}(x_0), F_T$  — сила сухого трения в подвижных элементах конструкции и суммарная сила трения;  $M$  — приведенная масса регулирующего органа;  $W_T, W_б, W_{II}$  — объем полости трубопровода, воздушной подушки в баке и непроточной полости;  $k_p$  — коэффициент аэродинамической силы;  $t$  — текущее время.

В настоящее время в эксплуатации применяются несколько десятков различных конструктивных разновидностей и типоразмеров предохранительных клапанов, работающих в широких диапазонах температур рабочей и окружающей сред (от 213°K до 473°K), расходов (от 0 до 0,44 кг/с) и давлений (от 0,006 до 1,4 МПа).

Тенденция развития летательных аппаратов предъявляет к предохранительным клапанам все более жесткие эксплуатационные и конструктивные требования — минимальный вес и габариты, максимальный ресурс наработки и малые допуски на регулируемый параметр ( $\Delta P_T = \pm 0,002$  МПа), герметичность при нормальном функционировании системы (утечки не более  $10^{-4}$  м<sup>3</sup>/с). Разработанные ранее и находящиеся в настоящее время в эксплуатации предохранительные клапаны не отвечают данным требованиям. Кроме того, существующие конструкции часто работают в режиме автоколебаний, что приводит к нежелательным динамическим нагрузкам на запорную пару клапан-седло и, следовательно, к снижению ресурса. Для обеспечения работоспособности предохранительных клапанов необходимо при проектировании предусмотреть демпфирование регулирующего органа.

В данной работе, в результате качественного анализа расчетных и экспериментальных динамических характеристик системы регулирования, приводится обоснование выбора типа демпфера для унифицированных конструкций предохранительных клапанов избыточного давления системы наддува топливных баков.

Топливный бак наддувается воздухом с расходом не более 0,056 кг/с от шестой ступени компрессора двигателя. Объектом регулирования является масса газа, находящаяся в полости трубопровода, соединяющего предохранительный клапан с топливным баком, и в топливном баке.

Расчетно-конструктивные схемы клапанов с непроточной полостью (пневмодемпфером) и с цангой (демпфером сухого трения), положенные в основу исследования динамических характеристик системы регулирования, соответственно приведены на рис. 1.

В соответствии с расчетной схемой предохранительного клапана и основными зависимостями термодинамики тела переменной массы [1] для изотермического течения газа систему уравнений, описывающих его работу в переходном режиме, можно записать в виде:

$$\begin{aligned} \frac{dP_T}{dt} &= \frac{kRT}{W_T + W_0} \left( G_k - G_{кл} - \frac{P_T}{RT} \frac{dW_0}{dt} \right); \\ \frac{dP_{II}}{dt} &= \frac{kRT}{W_{II}} \left( G_{ж} - \frac{P_{II}}{RT} \frac{dW_{II}}{dt} \right); \end{aligned} \quad (1)$$

$$M \frac{d^2x}{dt^2} = P_{II} F_{к} + k_p P_T f_p - P_{II} F_{II} - R_{II} - Ix - F_T;$$

$$\frac{dW_6}{dt} = Q_{II},$$

где

$$G_{кн} = \mu_{кн} S_{кн} \frac{1,53}{\sqrt{T}} P_T \sqrt{\left(\frac{P_{II}}{P_T}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_{II}}{P_T}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}};$$

$$G_{ж} = \mu_{ж} S_{ж} \frac{1,53}{\sqrt{T}} \begin{cases} P_{II} \sqrt{\left(\frac{P_T}{P_{II}}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_T}{P_{II}}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}}, & \text{при } P_{II} > P_T \\ 0, & \text{при } P_{II} = P_T; \\ -P_{II} \sqrt{\left(\frac{P_{II}}{P_T}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_{II}}{P_T}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}}, & \text{при } P_{II} < P_T \end{cases}$$

$$\frac{dW_{II}}{dt} = \bar{F}_{\kappa} \frac{dx}{dt};$$

$$F_I = k_{в.т} \frac{dx}{dt} - F_{с.т}(x_0) \operatorname{sign} \frac{dx}{dt}.$$

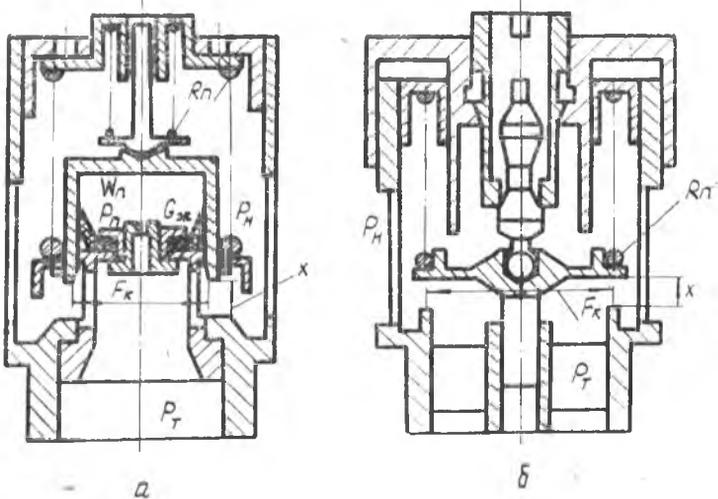


Рис. 1. Расчетная схема предохранительного клапана: а—с пневмодемпфером; б—с демпфером сухого трения

Динамические характеристики предохранительных клапанов исследовались по виду кривых переходных процессов, полученных в результате решения системы дифференциальных уравнений (1) на АВМ. Это позволило с достаточной точ-

ностью определить границы устойчивой работы, а также значительно сократить сроки исследования.

Теоретические исследования характеристик системы проводились в нормальных климатических условиях при самом неблагоприятном, с точки зрения эксплуатации, режиме работы — скачкообразном возмущении расхода (от 0 до 0,056 кг/с) воздуха от компрессора. В связи с тем, что ряд параметров зависит от типоразмера клапана, величина параметров при исследовании изменялась в соответствии с экспериментальными данными в следующих пределах:  $k_{в.т}$  от 10 нс/м до 150 нс/м;  $k_p$  от 0,3 до 0,7;  $F_{с.т}$  от 1Н до 4Н;  $I$  от 250 н/м до 2000 н/м;  $R_{п}$  от 9 Н до 70 Н;  $M$  от 0,04 кг до 0,05 кг;  $W_6$  от 0,005 м<sup>3</sup> до 0,1 м<sup>3</sup>.

Отсутствие демпфирующего элемента в конструкции предохранительного клапана с параметрами  $W_6 = 0,1$  м<sup>3</sup>;  $I = 2000$  н/м;  $P_{кл} = 0,04$  МПа;  $F_k = 0,75 \cdot 10^{-3}$  м<sup>2</sup>;  $l_{п.р} = 0,4 \cdot 10^{-3}$  м<sup>2</sup>;  $R_{п} = 70$  Н;  $d_k = 3,1 \cdot 10^{-2}$  м;  $F_{п} = 1,15 \cdot 10^{-3}$  м<sup>2</sup>;  $M = 0,05$  кг;  $x_{\max} = 0,6 \cdot 10^{-2}$  м;  $\mu_k = 0,8$ ;  $k = 1,4$  при скачкообразном изменении расхода от 0 до 0,056 кг/с приводит к возникновению устойчивых автоколебаний регулирующего органа с амплитудой  $2,5 \cdot 10^{-3}$  м и частотой 30 Гц.

Введение демпфера сухого трения  $F_{с.т} = 1$  Н в предохранительный клапан делает систему устойчивой. Увеличение силы сухого трения от 1 Н до 2,5 Н на качество переходного процесса влияет незначительно.

Жесткость пружины и объем объекта регулирования оказывают существенное влияние на переходные характеристики клапана. Так, увеличение жесткости от 1000 до 2000 Н/м (при наличии  $W_6 = 0,03$  м<sup>3</sup>;  $F_{с.т} = 2,5$  Н) приводит к снижению времени регулирования от 2 до 0,4 с и к уменьшению колебательности в 12 раз. При объеме объекта регулирования  $W_6 = 0,01$  м<sup>3</sup> и  $F_{с.т} = 2,5$  Н;  $I = 2000$  Н/м возникают устойчивые автоколебания регулирующего органа клапана с амплитудой 0,003 м и частотой 30 Гц. Увеличение объема полости объекта регулирования до 0,03 м<sup>3</sup> приводит к гашению в системе автоколебаний.

Проведенные экспериментальные испытания данного клапана показали, что при наличии в трущейся паре конус-цилиндр сил сухого трения более 1 Н автоколебания в системе регулирования не возникают. Однако данный демпфер имеет ряд недостатков. Так, например, характеристика сил сухого трения в зависимости от температуры и от количества срабатываний клапана является величиной нестабильной. После

3000 срабатываний в зоне контакта цанги со штоком, при разборке клапана обнаружены следы притертости. Другим существенным недостатком такого демпфера является недостаточное обеспечение демпфирования при посадке клапана на седло, что влияет на качество поверхности запорной пары. Это приводит к разрушению поверхности и нарушению герметичности клапана после 7000 срабатываний регулирующего органа в месте контакта его с седлом.

Аналогичные переходные характеристики были получены и для предохранительного клапана с пневмодемпфером.

На рис. 2 в качестве примера приведены теоретические и экспериментальные характеристики предохранительного клапана с пневмодемпфером, полученные при следующих значениях параметров:

$W_6 = 0,005 \text{ м}^3$ ;  $I = 250 \text{ Н/м}$ ;  $d_k = 3,1 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ ;  $P_{кл} = 0,015 \text{ МПа}$ ;  $F_k = 0,75 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ ;  $f_p = 0,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ ;  $F_{п} = 1,15 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ ;  $R_{п} = 9 \text{ Н}$ ;  $M = 0,04 \text{ кг}$ ;  $W_{п} = 0,8 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$ ;  $d_{ж} = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  $\mu_k = 0,8$ ;  $\mu_{ж} = 0,9$ ;  $x = 0,6 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ ;  $k_{в,т} = 10 \text{ Нс/м}$ . Отсутствие пневмодемпфера (кривая 1) приводит к возникновению колебаний давления в системе — для расчетной кривой с амплитудой

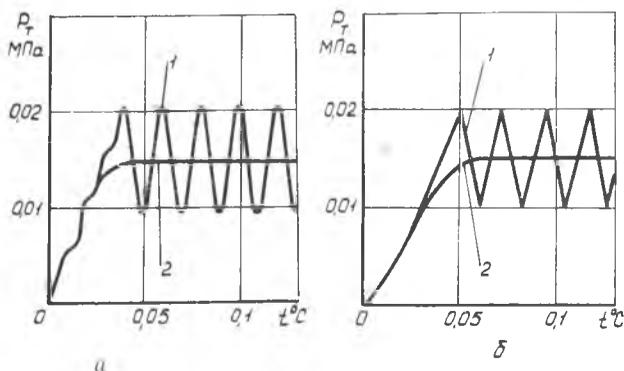


Рис. 2. Переходные характеристики предохранительного клапана без пневмодемпфера (кривая 1) и с пневмодемпфером (кривая 2): а — теоретические; б — экспериментальные

0,006 МПа и частотой 53 Гц, а для экспериментальной — с амплитудой 0,005 МПа и частотой 45 Гц. Несовпадение расчетных данных с экспериментальными составляет: по амплитуде колебаний давлений — 20%, а по частоте — 18%.

Введение пневмодемпфера обеспечивает устойчивую работу системы, причем увеличение коэффициента вязкого трения свыше 10 нс/м на качество ее функционирования не влияет.

Результаты исследований показали, что при разработке унифицированных конструкций предохранительных клапанов с малым весом и габаритами, с жестким допуском на регулируемый параметр следует предусматривать пневматические демпфирующие элементы, которые обеспечивают мягкую посадку клапана на седло и значительно повышают (до 13000 срабатываний) ресурс агрегатов.

## Л и т е р а т у р а

1. *Мамонтов М. А.* Некоторые случаи течения газа. М., Оборонгиз, 1951, 450 с.

УДК 532.595.001

Л. И. Брудков

### АНАЛИТИЧЕСКОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СХЕМЫ АКУСТИЧЕСКОГО ДЕМПФЕРА ДЛЯ ТОПЛИВНЫХ И ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Демпферы, представляющие собой акустические фильтры со свойствами «четырёхполюсника постоянного активного сопротивления» (ЧПАС) [1], являются перспективным средством коррекции частотных характеристик трубопроводных систем, прежде всего, из-за возможности снижения волновых отражений [1], [2]. Однако эффективное использование демпфероздерживается малочисленностью принципиальных схем, определенных единственной известной [2] структурой Т-образной перекрытой ( $\bar{T}$ ) цепи.

Ниже рассматривается синтез демпфера на этапах структурной реализации и формирования принципиальных схем. Синтез структур проводится по двум базовым передаточным функциям [1]:

$$z_{12(1)} = k_1 (s + a)^{-1}; \quad (1)$$