

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ ГАЗА НЕПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ ДЛЯ ТОПЛИВНЫХ БАКОВ РАКЕТЫ-НОСИТЕЛЯ С УЧЁТОМ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЗАПАСА УСТОЙЧИВОСТИ

© 2016

- А. Г. Гимадиев** доктор технических наук, профессор кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, gimadiev_ag@mail.ru
- В. Я. Свербилов** кандидат технических наук, доцент кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, v.sverbilov@mail.ru
- Д. М. Стадник** кандидат технических наук, ассистент кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, sdm-63@bk.ru

Методика расчёта разработана на основе математической модели регулятора давления газа непрямого действия с учётом параметров канала обратной связи, газового демпфера, газодинамической силы потока, действующей на тарель основного клапана, и динамических процессов в системе наддува топливных баков ракеты-носителя (РН). Приведены результаты исследования влияния газового демпфера, встроенного в конструкцию дренажно-предохранительного клапана, на характеристики системы автоматического регулирования (САР) давления газа в топливных баках РН. Рассчитаны области устойчивости в пространстве параметров регулятора. Дана оценка запаса устойчивости САР при изменении параметров газового демпфера. Выполнение расчёта регулятора по предложенной методике обеспечивает необходимый запас устойчивости САР при сохранении статической точности регулирования давления газа.

Ракета-носитель; система наддува; регулятор давления газа; устойчивость; запас устойчивости; переходные характеристики; методика расчёта.

Цитирование: Гимадиев А.Г., Свербилов В.Я., Стадник Д.М. Определение параметров регулятора давления газа непрямого действия для топливных баков ракеты-носителя с учётом обеспечения запаса устойчивости // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2016. Т. 15, № 4. С. 33-46. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-33-46

Введение

Как известно из всех требований, предъявляемых к агрегатам автоматики пневмогидравлических систем ракетно-космической техники, главным и наиболее общим является требование по надёжности [1], которое неразрывно связано с обеспечением требуемых динамических характеристик. В связи с этим при обеспечении устойчивости САР давления газа в топливных баках РН необходимо стремиться к сокращению количества деталей, особенно движущихся, что позволяет уменьшить вероятность появления надиров, заклинивания и других дефектов. Часто регуляторы давления жидкости и газа, ввиду своих конструктивных и технологических особенностей, имеют полости, соединённые с проточной частью посредством каналов и отверстий, выполненных в перегородках, направляющих элементах или исполнительных органах (поршнях, тарелках) и обеспечивающих течение рабочей среды при движении клапана. Как показывают исследования в работах [1-5], геометрические параметры приведённых конструктивных элементов могут оказывать существенное влияние на динамику системы. С учётом данных особенностей в конструкции регулятора течение рабочей среды через отверстие или по каналу может сопровождаться потерями, обусловленными силой вязкого трения, которое способствует диссипации энергии колебаний клапана. В связи с

отсутствием необходимости применения дополнительных элементов демпфирование за счёт использования сил вязкого трения является наиболее приемлемым вариантом обеспечения устойчивости системы с точки зрения надёжности.

Имеются работы, посвящённые методике выбора параметров регуляторов давления газа непрямого действия с учётом их динамических характеристик [6; 7]. Однако в них не дана оценка влияния на запас устойчивости газодинамической силы потока, действующей на тарель основного клапана, а также параметров канала обратной связи. В статье разработана математическая модель регулятора непрямого действия и методика расчёта с учётом требуемого запаса устойчивости САР и обеспечения статической точности регулирования давления газа.

В статье приняты следующие обозначения:

D – коэффициент вязкого демпфирования,	p – давление,
d – диаметр,	R – газовая постоянная,
F – сила,	S – площадь,
G – массовый расход,	T – температура,
J – жёсткость упругих элементов,	V – объём,
k – коэффициент адиабаты,	μ – коэффициент расхода,
l – длина,	ν – кинематическая вязкость,
M – масса,	ρ – плотность,
x – высота подъёма тарели над седлом основного клапана,	y – высота подъёма тарели над седлом пилотного клапана.

Индексы «0», «1», «2», «3», «4», «а», «к», «х», «у», «р1», «р2» относятся к параметрам в соответствии с рис. 1; индекс «ОК» относится к основному клапану.

Математическая модель

Разработанная математическая модель основывается на модели регулятора [8; 9] с учётом дополнительных зависимостей, описывающих динамические процессы в газовом демпфере. Газовый демпфер встроен в конструкцию основного клапана и состоит из глухой полости объёмом V_k и канала длиной l_k диаметром d_k , соединяющего её с проточной частью регулятора (рис. 1). Для регулирования давления p_2 в полости сильфона основного клапана в системе предусмотрен канал обратной связи, состоящий из пилотного клапана 12, трубопроводов 13, 14 и дросселя 10. Математическая модель канала обратной связи описана в [10].

Уравнения, описывающие динамические процессы в газовом демпфере, записаны при следующих допущениях: рабочее тело – совершенный газ; силы нелинейного трения отсутствуют; течение газа в канале газового демпфера – ламинарное.

Уравнение равновесия тарели основного клапана с учётом давления p_k , действующего в демпфирующей полости, записано в следующем виде:

$$M_{OK} \frac{d^2x}{dt^2} + (D_{OK} - G_x) \frac{dx}{dt} + J_{OK}x - (S_{OK}^c - S_{OK}^n)(\varphi p_1 - p_{10}') - S_{OK}^n \times$$

$$\times (p_k - p_{10}') + S_{OK}^s (p_2 - p_{10}') - \frac{A_2^2 p_1 R T_1}{S_{OK}^c} x^2 + \left(\frac{(S_{OK}^n)^2}{S_{OK}^c} - S_{OK}^n \right) \rho_1 \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 = 0, \quad (1)$$

где S_{OK}^H – площадь поперечного сечения направляющей б; S_{OK}^C – площадь седла; $\frac{dx}{dt}$ – скорость движения тарели основного клапана; p_{10} – настроечное давление, $G_x = A_2 x p_1$ – массовый расход газа через проточную часть основного клапана; $A_2 = \mu_2 \pi d_c \sqrt{\frac{k}{RT_1}} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}$; φ – коэффициент газодинамической силы потока [1].

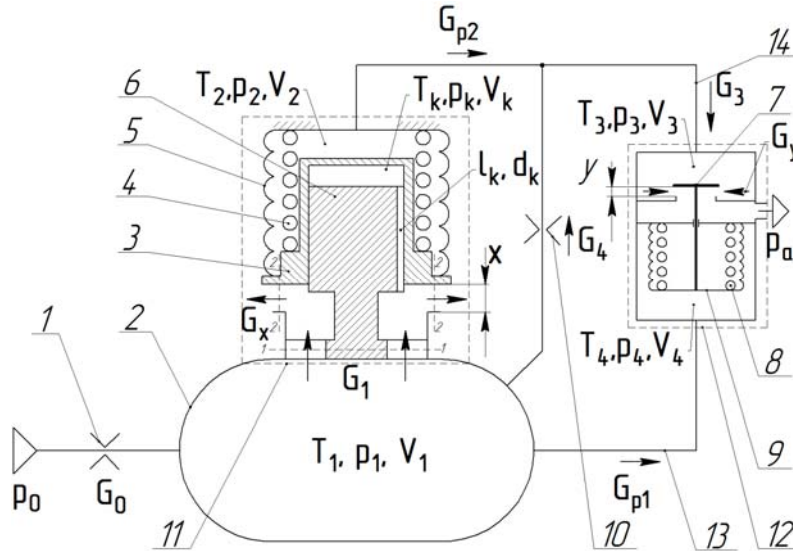


Рис. 1. Схема САР давления газа в топливном баке РН:

1 – дроссельная расходная шайба; 2 – ёмкость, имитирующая газовую подушку; 3 – тарель основного клапана; 4, 8 – пружина; 5, 9 – сильфон; 6 – направляющая фланца; 7 – шток пилотного клапана (запорно-регулирующий элемент); 10 – постоянный дроссель; 11 – основной клапан; 12 – пилотный клапан; 13, 14 – трубопровод

Полагая, что состояние газа в полости К изменяется в отсутствие теплообмена с окружающей средой, запишем [11]:

$$C_k \frac{dp_k}{dt} = G_k - S_{OK}^H \frac{p_k}{RT_k} \cdot \frac{dx}{dt}, \quad (2)$$

где $C_k = \frac{V_k}{kRT_k}$ – акустическая ёмкость.

Уравнение движения газа в канале без учёта упругих свойств среды и с учётом гидравлических потерь имеет вид:

$$p_1 - p_k - R_k G_k = L_k \frac{dG_k}{dt}, \quad (3)$$

где $R_k = \frac{128\nu l_k}{\pi d_k^4}$ – гидравлическое сопротивление канала для ламинарного режима течения [12]; l_k – длина канала; d_k – диаметр канала; $L_k = \frac{l_k}{S_k}$ – инерционность столба газа

в канале; G_k – массовый расход газа в соединительном канале.

Таким образом, учитывая приведённые выше зависимости в моделях [8; 9], можно исследовать совокупное влияние газового демпфера, канала обратной связи и газодинамической силы потока на характеристики САР.

Газодинамическая сила потока принимается в расчёт путём задания коэффициента φ , определяемого согласно выражению

$$\varphi = \frac{F}{F_2}, \quad (4)$$

где F – сила давления потока газа на тарель, определяемая численно или экспериментально; F_2 – сила, равная произведению площади седла и давления в ёмкости.

На рис. 2 представлен график изменения коэффициента φ от относительной высоты подъёма тарели над седлом клапана $\bar{x} = \frac{x}{x_{\max}}$ (x_{\max} – максимальная высота подъёма тарели над седлом клапана). Результаты расчёта коэффициента φ получены для клапана с коническим запорно-регулирующим элементом [13].

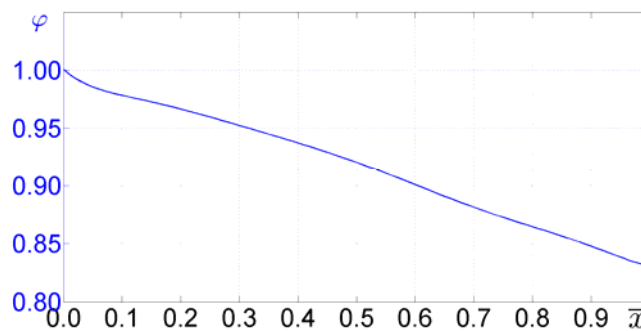


Рис. 2. Зависимость коэффициента газодинамической силы потока от относительной высоты подъёма тарели над седлом основного клапана

В разработанной модели учитывается статическая характеристика канала обратной связи, представляющая собой зависимость давления p_2 в полости сильфона основного клапана от изменения давления p_1 в ёмкости (рис. 3). В [10] было установлено, что ввиду низкого значения полосы пропускания канала обратной связи ($<0,3$ Гц) при анализе устойчивости можно использовать упрощённую модель канала в виде пропорционального звена:

$$p_2 = p_{20} - K_p (p_1 - p_{10}), \quad (5)$$

где p_{10} , p_{20} – давления в ёмкости и полости сильфона основного клапана при установившемся режиме работы САР; K_p – коэффициент усиления канала обратной связи. Коэффициент усиления K_p определяет наклон касательной к статической характеристике канала обратной связи в точке установившегося режима.

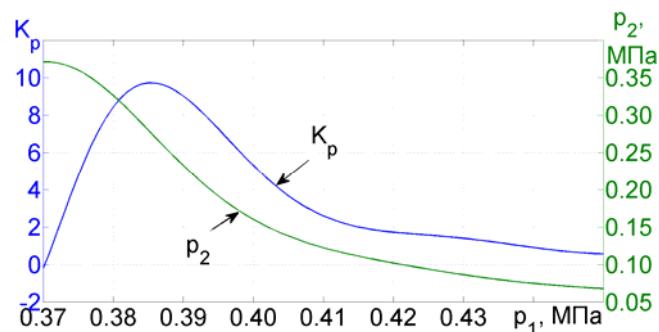


Рис. 3. Статическая характеристика канала обратной связи

Влияние газового демпфера на устойчивость

Исследование влияния параметров на устойчивость системы требует линеаризации записанных выше уравнений. Выражения (1), (2), (3), (5) можно линеаризовать по методу малых отклонений в окрестностях точек установившегося режима с координатами: p_{10} , p_{20} , G_{x_0} , x_0 .

В результате преобразований система линейных уравнений в изображениях по Лапласу для относительных вариаций переменных имеет вид:

$$\begin{cases} \left(\bar{s}^2 + \tau_{\Delta} \bar{s} + k \right) \bar{x} = H_{F1-k} \bar{p}_1 + H_{Fk} \bar{p}_k - H_{F2} \bar{p}_2, \\ \tau_{V_k} \bar{s} \bar{p}_k = \bar{G}_k - \tau_{\Delta V_k} \bar{s} \bar{x}, \\ \bar{p}_1 - \bar{p}_k = \left(\tau_{Rk} + \tau_{Lk} \bar{s} \right) \bar{G}_k, \\ \left(\tau_{V1} \bar{s} + 1 \right) \bar{p}_1 = - \left(\tau_{\Delta V1} \bar{s} + 1 \right) \bar{x}, \\ \bar{p}_2 = -K_p \bar{p}_1. \end{cases} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \text{Здесь } \bar{s} &= \frac{d}{dt} \sqrt{\frac{M_{OK}}{J_{OK}}}; \quad \bar{p}_1 = \frac{\Delta p_1}{p_{10}}; \quad \bar{p}_k = \frac{\Delta p_k}{p_{10}}; \quad \bar{p}_2 = \frac{\Delta p_2}{p_{20}}; \quad \bar{G}_k = \frac{\Delta G_k}{G_{y_0}}; \quad \tau_{\Delta} = \frac{D_{OK}}{J_{OK}} \omega_0; \\ k &= 1 - \left(\frac{d\varphi}{dx} \right)_0 \left(S_{OK}^c - S_{OK}^h \right) \frac{p_{10}}{J_{OK}}; \quad H_{F1-k} = \varphi(x_0) \frac{\left(S_{OK}^c - S_{OK}^h \right)}{J_{OK} x_0} p_{10}; \quad H_{Fk} = \frac{S_{OK}^h p_{10}}{J_{OK} x_0}; \quad H_{F2} = \frac{S_{OK}^s p_{20}}{J_{OK} x_0}; \\ \tau_{V_k} &= \frac{C_k \omega_0}{A_2 x_0}, \quad \tau_{\Delta V_k} = \frac{A_{OK}^h \omega_0}{A_2 R T_k}; \quad \tau_{Rk} = A_2 x_0 R_k, \quad \tau_{Lk} = A_2 x_0 L_k \omega_0; \quad \tau_{V1} = \frac{C_1 \omega_0}{A_2 x_0}; \quad \tau_{\Delta V1} = \frac{S_{OK}^c \omega_0}{A_2 R T_1}; \\ \omega_0 &= \sqrt{\frac{J_{OK}}{M_{OK}}}. \end{aligned}$$

Система уравнений (6) представляют собой линейную математическую модель САР давления газа в топливном баке РН, отражающую её функционирование в установившемся режиме в зависимости от граничных условий.

В результате анализа устойчивости САР определены области устойчивости в пространстве параметров регулятора с учётом газодинамической силы потока при различных значениях коэффициента усиления K_p канала обратной связи. Установлено, что необходимое демпфирование в системе достигается за счёт уменьшения диаметра (рис. 4) и/или увеличения длины (рис. 5) соединительного канала газового демпфера.

На рис. 4, 5 изображены поверхности, представляющие собой предельные значения диаметра и длины соединительного канала, при которых система находится на границе устойчивости при изменении относительной высоты подъёма тарели над седлом клапана \bar{x}_0 и объёма газовой подушки V_1 .

В результате преобразований системы уравнений (6) получена передаточная функция $H(j\bar{\omega})$ (где $\bar{\omega}$ – круговая частота, приведённая к собственной частоте пружинно-массовой системы основного клапана) разомкнутого контура САР с учётом газодинамической силы потока, канала обратной связи с коэффициентом усиления K_p при наличии соединительного канала и демпфирующей полости в конструкции основного клапана.

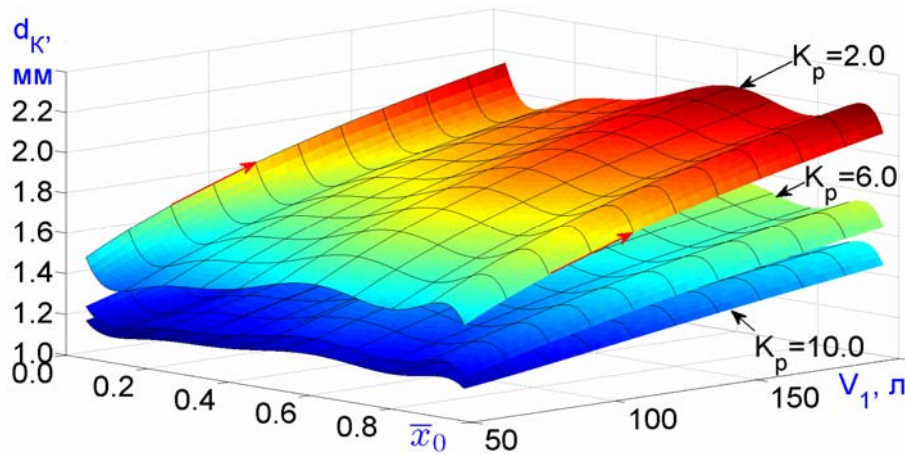


Рис. 4. Зависимость максимально допустимых значений диаметра соединительного канала d_k , при которых САР находится на границе устойчивости, от относительной высоты подъёма тарели над седлом клапана \bar{x}_0 и объёма ёмкости V_1 ; $l_k = 57$ мм, $V_k = 8$ мл

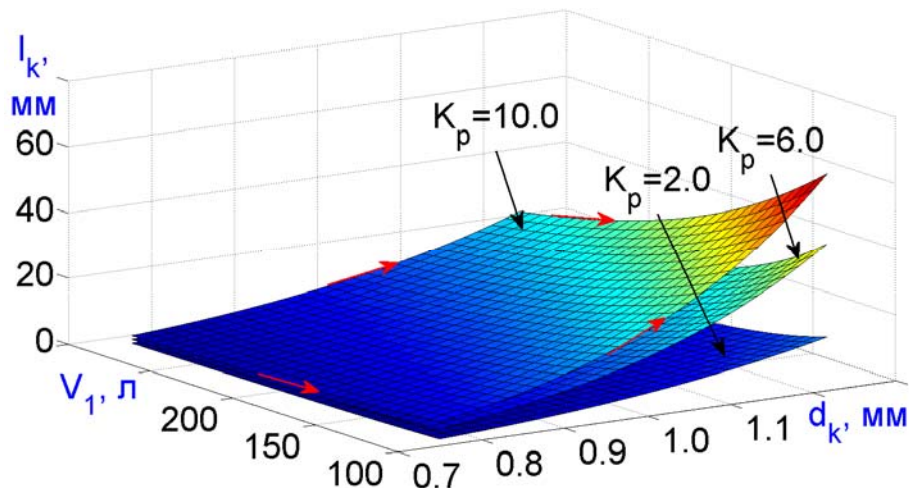


Рис. 5. Зависимость минимально допустимых значений длины l_k соединительного канала, при которых САР находится на границе устойчивости, от изменения его диаметра d_k и объёма ёмкости V_1 ; $\bar{x}_0 = 1$, $V_k = 8$ мл

Исследование полученной передаточной функции (5) проведено в программе Simulink при использовании встроенного инструмента Control Design. Результаты моделирования в виде годографов Найквиста представлены на рис. 6. Уменьшение диаметра d_k соединительного канала и, как следствие, увеличение его активного и реактивного сопротивления позволяет повысить запасы устойчивости по усилению $\gamma = 1/|H(j\omega_0)|$ и фазе $\Delta\varphi$. Длина канала также влияет на его активное и инерционное сопротивления: её увеличение приводит к повышению запасов устойчивости системы. Увеличение объёма демпфирующей полости способствует повышению запасов устойчивости.

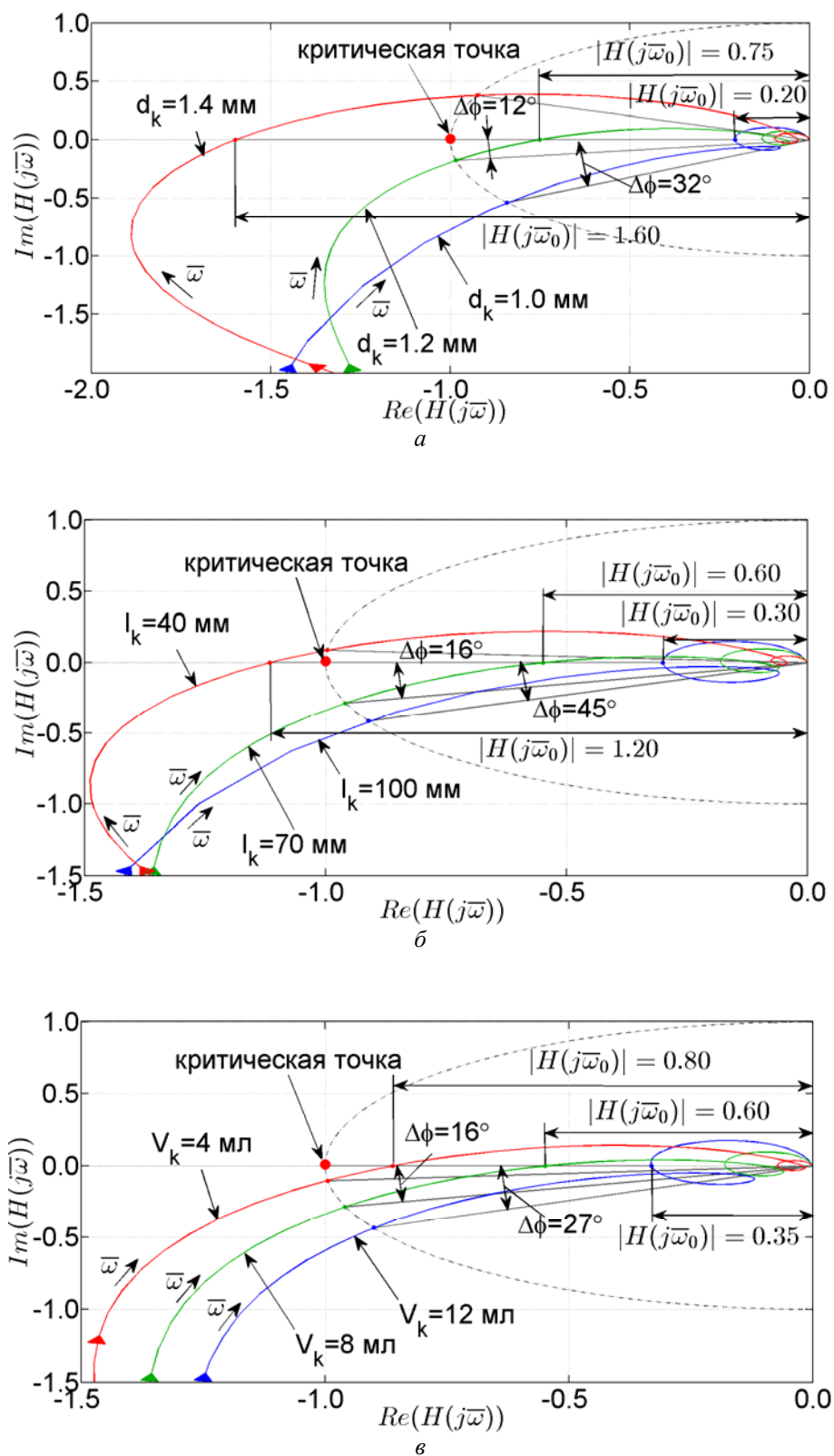


Рис. 6. Амплитудно-фазовая частотная характеристика разомкнутого контура САР при изменении диаметра d_k ($l_k = 57$ мм; $V_k = 8$ мл) (а) и длины l_k ($d_k = 1,2$ мм; $V_k = 8$ мл) (б) соединительного канала и объёма V_k ($d_k = 1,2$ мм; $l_k = 70$ мм) демпфирующей полости (в); $\tau_D = 0$; $\bar{x}_0 = 1,0$; $K_p = 10$; $V_1 = 150$ л

Таким образом, из определённых расчётным путём областей устойчивости можно подобрать геометрические параметры демпфера основного клапана (длины и диаметра соединительного канала, объёма демпфирующей полости), которые должны обеспечивать необходимый запас устойчивости САР.

Влияние газового демпфера на переходные процессы

Полученные ранее результаты согласуются с результатами расчёта переходных характеристик САР. Как показывает анализ графиков на рис. 7–9, полученных при ступенчатом возмущении в виде изменения массового расхода газа G_0 на входе в ёмкость от 0 до 0,47 кг/с, повышению устойчивости системы способствует увеличение активного и реактивного сопротивлений соединительного канала, а также объёма демпфирующей полости. При этом при изменении рассматриваемых параметров сохраняется точность регулирования, которая зависит от жёсткости J_{OK} упругих элементов основного клапана, газодинамической силы и коэффициента усиления K_p канала обратной связи.

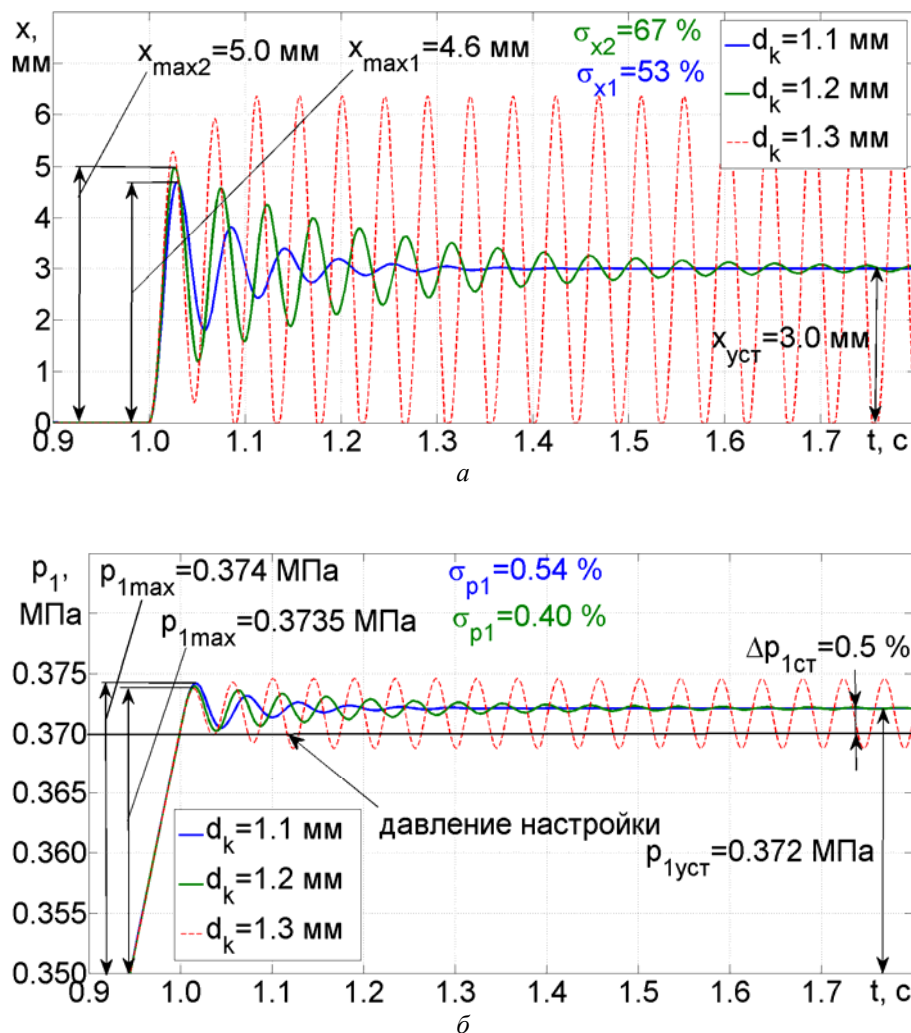


Рис. 7. Переходные процессы движения тарели x (а) и изменения давления в ёмкости p_1 (б) при варьировании диаметра соединительного канала d_k ; $D_{OK} = 0$; $\bar{x}_0 = 0,3$; $K_p = 3$; $V_1 = 150$ л

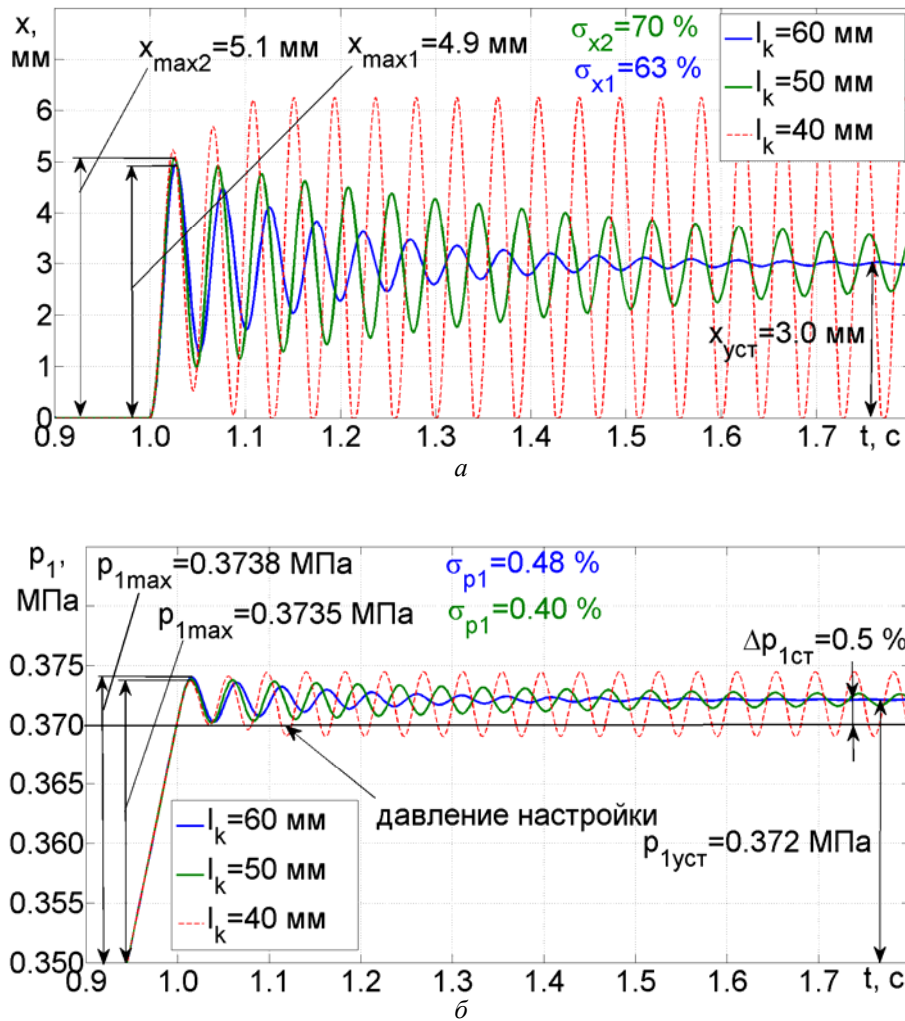


Рис. 8. Переходные процессы движения тарели x (а) и изменения давления в ёмкости p_1 (б) при варьировании длины соединительного канала l_k ; $D_{ок} = 0$; $\bar{x}_0 = 0,3$; $K_p = 3$; $V_1 = 150$ л

Из анализа графика, представленного на рис. 7, а, следует, что уменьшение диаметра d_k соединительного канала сопровождается снижением колебательности движения тарели. Однако чрезмерное уменьшение площади проходного сечения соединительного канала может привести к снижению быстродействия клапана и увеличению перерегулирования σ_{p1} давления в ёмкости. Увеличение длины соединительного канала, а также объёма демпфирующей полости положительно сказывается на качестве переходных процессов и негативно влияет на быстродействие клапана. Снижение быстродействия и увеличение перерегулирования обусловлены изменением давлений в ёмкости p_1 и демпфирующей полости p_k в противофазе, возникающей при колебаниях тарели. Скорость открытия клапана уменьшается в связи с падением давления в демпфирующей полости, компенсация которого происходит за счёт роста давления в ёмкости, что, в свою очередь, приводит к увеличению перерегулирования (рис. 10).

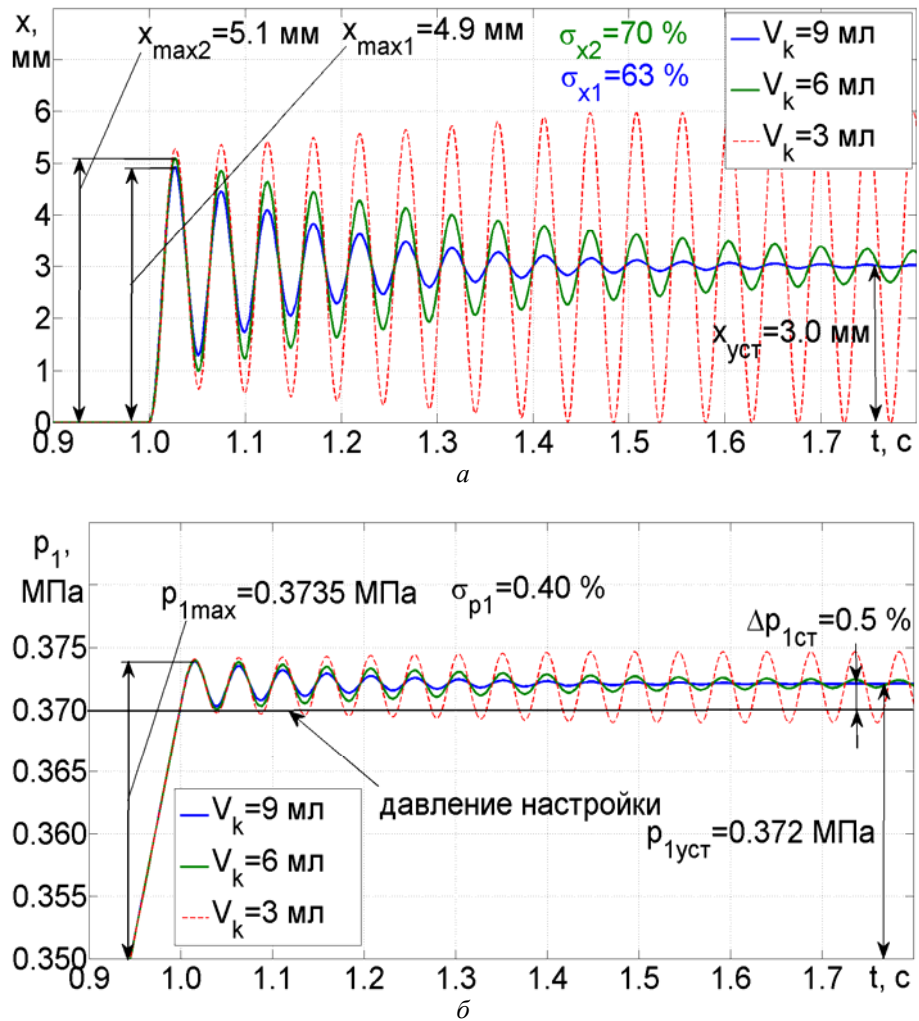


Рис. 9. Переходные процессы движения тарели x (а) и изменения давления в ёмкости p_1 (б) при варьировании объёма V_k демпфирующей полости; $D_{OK} = 0$; $\bar{x}_0 = 0,3$; $K_p = 3$; $V_1 = 150$ л

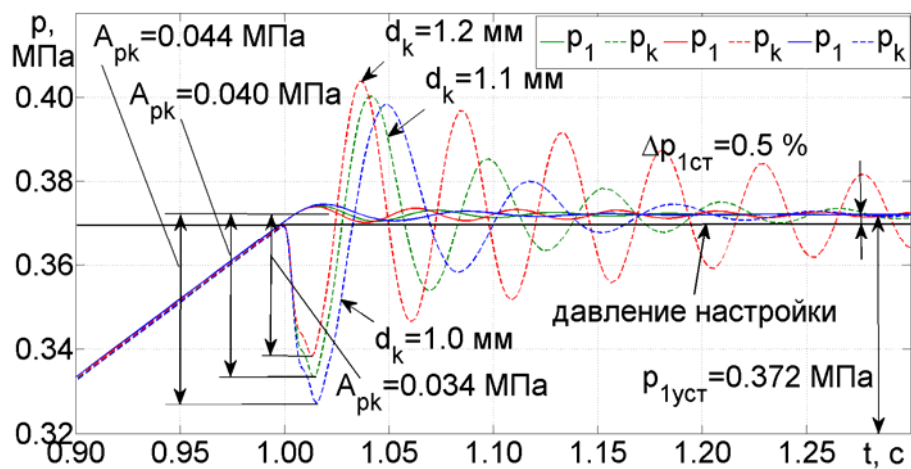


Рис. 10. Переходные процессы изменения давлений в ёмкости p_1 и демпфирующей полости p_k при варьировании диаметра d_k соединительного канала; $D_{OK} = 0$; $\bar{x}_0 = 0,3$; $K_p = 3$; $V_1 = 150$ л

Определение конструктивных параметров регулятора

На основе проведённых исследований и результатов работ [8-10] разработана методика расчёта конструктивных параметров регулятора давления газа с относительно большим номинальным расходом, позволяющая определять параметры его газового демпфера, выполненного конструктивно в корпусе основного клапана, которые обеспечивают запас устойчивости системы по фазе и усилению не менее 25 % при сохранении точности. Перечислим основные этапы расчёта геометрических параметров регулятора по предлагаемой методике.

1. Выбор схемы газового демпфера, сформированного с учётом особенностей конструкции основного клапана.

2. Реализация в программном пакете Matlab/Simulink разработанной математической модели САР давления в газовой подушке топливного бака РН, учитывающей совокупное влияние характеристик канала обратной связи клапана, газодинамической силы потока и газового демпфера основного клапана.

3. Расчёт амплитудной частотной характеристики и определение полосы пропускания канала обратной связи. Коррекция конструктивных параметров канала из условия обеспечения максимально допустимой частоты пропускания. При значении полосы пропускания канала обратной связи меньше собственной частоты пружинно-массовой системы основного клапана исключается возможность наличия автоколебательного контура, связанного с каналом обратной связи, что позволяет при исследовании устойчивости САР представить его передаточную функцию звеном более низкого порядка.

4. Расчёт статической характеристики пилотного клапана и определение его коэффициента усиления. Коррекция конструктивных параметров для обеспечения требуемой статической точности регулирования давления.

5. Определение областей устойчивости в пространстве параметров регулятора и газового демпфера основного клапана. Выбор значений параметров газового демпфера, обеспечивающих необходимые запасы устойчивости.

6. Уточнение выбранных значений параметров газового демпфера и коэффициента усиления канала пилотного клапана на основе анализа качества переходных процессов.

Заключение

Разработанная математическая модель динамических процессов в САР давления газа в топливных баках РН с регулятором непрямого действия учитывает влияние канала обратной связи, газодинамической силы потока, действующей на тарель основного клапана, и газового демпфера на статические и динамические характеристики системы.

Для повышения запасов устойчивости и улучшения качества переходных процессов в системе наиболее приемлемым является уменьшение проходного сечения и увеличение длины соединительного канала.

Разработана методика выбора геометрических параметров газового демпфера в регуляторе с каналом обратной связи, обеспечивающих его устойчивое функционирование при сохранении статической ошибки регулирования давления газа в подушке.

Разработанная методика выбора параметров регулятора давления газа используется при создании средств повышения устойчивости и устранения автоколебаний дренажно-предохранительного клапана системы наддува и дренажа топливных баков РН «Союз 2-1в».

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках выполнения Государственного задания (проект 2760).

Библиографический список

1. Бугаенко В.Ф. Пневмоавтоматика ракетно-космических систем. М.: Машиностроение, 1979. 168 с.
2. Dasgupta K., Karmakar R. Dynamic analysis of pilot operated pressure relief valve // *Simulation Modelling Practice and Theory*. 2002. V. 10, Iss. 1-2. P. 35-49. DOI: 10.1016/s1569-190x(02)00061-8
3. Dasgupta K., Karmakar R. Modelling and dynamics of single-stage pressure relief valve with directional damping // *Simulation Modelling Practice and Theory*. 2002. V. 10, Iss. 1-2. P. 51-67. DOI: 10.1016/s1569-190x(02)00059-x
4. Shin Y.C. Static and Dynamic Characteristics of a Two Stage Pilot Relief Valve // *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 1991. V. 113, Iss. 2. P. 280-288. DOI: 10.1115/1.2896376
5. Yanping J., Chibing S., Qinglian L., Lin L., Youpeng L. Simulation Research on the Dynamic Processes of Gas Pressure Reducing Valve // 46th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. 2010.
6. Арзуманов Ю.Л., Петров Р.А., Халатов Е.М. Системы газоснабжения и устройства пневмоавтоматики ракетно-космических комплексов. М.: Машиностроение, 1997. 464 с.
7. Эдельман А.И. Редукторы давления газа. М.: Машиностроение, 1980. 167 с.
8. Sverbilov V., Makaryants G., Ilyukhin V., Makaryants M., Shakhmatov E. On Self-excited Oscillations of a Pilot-Operated Gas Pressure Control Valve // *Proceedings of the 12th Scandinavian International Conference on Fluid Power*. 2011. V. 1. P. 115-124.
9. Sverbilov V., Stadnik D., Makaryants G. Study on dynamic behavior of a gas pressure relief valve for a big flow rate // *Proceedings of the ASME/BATH 2013 Symposium on Fluid Power & Motion Control*. 2013. DOI: 10.1115/fpmc2013-4479
10. Stadnik D.M., Sverbilov V.Ya., Gimadiev A.G. Researches on self-excited oscillations and pressure accuracy in power plant automatic control systems // *22rd International Congress On Sound And Vibration From Ancient To Modern Acoustics*. 2015.
11. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчёт пневмоприводов. М.: Машиностроение, 1975. 272 с.
12. Andersen B.W. The analysis and design of pneumatic systems. New York: John Wiley & Sons Inc., 1967. 302 p.
13. Макарьянц Г.М. Разработка методов и средств снижения динамических нагрузок в пневматических и гидромеханических системах: дис. ... д-ра техн. наук. Самара, 2014. 225 с.

PROCEDURE OF DESIGNING A PILOT OPERATED GAS PRESSURE REGULATOR FOR LAUNCH VEHICLE FUEL TANKS

© 2016

- A. G. Gimadiev** Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Power Plant Automatic Systems, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, gimadiev_ag@mail.ru
- V. Ya. Sverbilov** Candidate of Science (Engineering), Assistant Professor of the Department Power Plant Automatic Systems, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, v.sverbilov@mail.ru
- D. M. Stadnik** Candidate of Science (Engineering), Assistant Lecturer of the Department of Power Plant Automatic Systems, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, sdm-63@bk.ru

The paper presents a calculation procedure based on the mathematical model of a pilot operated gas pressure regulator. The model takes into account the parameters of the feedback channel, the gas damper, the flow force at the main valve poppet and the dynamics of the fuel tank pressurization system of a launch vehicle. We analyzed the influence of the gas damper incorporated in the pressure relief valve on the pressure control system performance. Stability domains in the space of the regulator parameters are calculated. We assessed the control system stability margin for varying gas damper parameters. The proposed procedure of regulator design ensures the required stability margin of the gas pressure control system. The static accuracy of the system remains unchanged.

Launch vehicle; pressurized system; gas pressure regulator; stability; margin stability; transient response; design procedure.

Citation: Gimadiev A.G., Sverbilov V.Ya., Stadnik D.M. Procedure of designing a pilot operated gas pressure regulator for launch vehicle fuel tanks. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2016. T. 15, № 4. C. 33-46. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-33-46

References

1. Bugaenko V.F. *Pnevmoavtomatika raketno-kosmicheskikh system* [Pneumatic control components of space-rocket systems]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1979. 168 p.
2. Dasgupta K., Karmakar R. Dynamic analysis of pilot operated pressure relief valve. *Simulation Modelling Practice and Theory*. 2002. V. 10, Iss. 1-2. P. 35-49. DOI: 10.1016/s1569-190x(02)00061-8
3. Dasgupta K., Karmakar R. Modelling and dynamics of single-stage pressure relief valve with directional damping. *Simulation Modelling Practice and Theory*. 2002. V. 10, Iss. 1-2. P. 51-67. DOI: 10.1016/s1569-190x(02)00059-x
4. Shin Y.C. Static and Dynamic Characteristics of a Two Stage Pilot Relief Valve. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 1991. V. 113, Iss. 2. P. 280-288. DOI: 10.1115/1.2896376
5. Yanping J., Chibing S., Qinglian L., Lin L., Youpeng L. Simulation Research on the Dynamic Processes of Gas Pressure Reducing Valve // 46th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. 2010.
6. Arzumanov Yu.L., Petrov R.A., Halatov E.M. *Sistemy gazosnabzheniya i ustrojstva pnevmoavtomatiki raketno-kosmicheskikh kompleksov* [Gas supply systems and pneumatic control components of space rocket complexes]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1997. 464 p.
7. Edel'man A.I. *Reduktory davleniya gaza* [Gas pressure reducers]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1980. 167 p.

8. Sverbilov V., Makaryants G., Ilyukhin V., Makaryants M., Shakhmatov E. On Self-excited Oscillations of a Pilot-Operated Gas Pressure Control Valve. *Proceedings of the 12th Scandinavian International Conference on Fluid Power*. 2011. V. 1. P. 115-124.

9. Sverbilov V., Stadnik D., Makaryants G. Study on dynamic behavior of a gas pressure relief valve for a big flow rate. *Proceedings of the ASME/BATH 2013 Symposium on Fluid Power & Motion Control*. 2013. DOI: 10.1115/fpmc2013-4479

10. Stadnik D.M., Sverbilov V.Ya., Gimadiev A.G. Researches on self-excited oscillations and pressure accuracy in power plant automatic control systems. *22rd International Congress On Sound And Vibration From Ancient To Modern Acoustics*. 2015.

11. Gerts E.V., Kreynin G.V. *Raschet pnevmoprivodov* [Calculation of pneumatic drives]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1975. 272 p.

12. Andersen B.W. The analysis and design of pneumatic systems. New York: John Wiley & Sons Inc., 1967. 302 p.

13. Makaryants G.M. *Razrabotka metodov i sredstv snizheniya dinamicheskikh nagruzok v pnevmaticheskikh i gidromekhanicheskikh sistemakh*. Dis. doktora tekhn. nauk [Methods and means of reducing dynamic loads in pneumatic and hydromechanical systems. Doctoral dissertation (Engineering)]. Samara, 2014. 225 p.