

При решении указанной задачи соотношение L/R варьировалось от 0,2 до 3 с шагом 0,05 L/R , при изменении $W_0/R(\theta=0)$ от 0,01 до 0,1 для каждого шага L/R .

Анализ результатов проведенные расчетов показал, что независимо от соотношения W_0/R в сечении $\xi=0$ при $L=2R$ перемещения $W=0$, а при $L>2R$ меняют знак, причем убывание (возрастание) перемещений W при удалении от деформированного сечения происходит по линейной зависимости (рис. 2).

Такой результат хорошо объясняет существующие рекомендации по выбору длины гибкого колеса – $L \cong D$.

Выводы. Отметим, что, как показали расчеты, уменьшение L до $(0,7...0,8)D$, даже при шлицевом соединении гибкого колеса с валом, приводит к возрастанию нагрузки на гибкий подшипник генератора волн деформации и значительному (до 20 – 30%) росту напряжений изгиба σ_ξ в области перехода зубчатого венца гибкого колеса к самой его оболочке.

Список литературы: 1. Тимошенко С.П. Курс теории упругости. «Наукова думка», Киев, 1972 г. 2. Власов В.З. Избранные труды, Т.1, II. Изд-во АН СССР, 1963 г.

Bibliography (transliterated): 1. Timoshenko, S. P. *Kurs teorii uprugosti*. Kiev: Naukova dumka, 1972. Print. 2. Vlasov, V. Z. *Izbrannye trudy*. Vol. 1, 2. Izd-vo AN SSSR, 1963. Print.

Поступила (received) 31.03.2014

УДК 621.646.42

С.А. ШЕВЧЕНКО, вед. инженер-конструктор, ГКБ «Южное»,
Днепропетровск;

С.А. ВАЛИВАХИН, канд. техн. наук, вед. науч. сотр., ГКБ «Южное»,
Днепропетровск

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ ГАЗА

Представлена математическая модель, описывающая динамику регулятора давления газа с учётом разрыва связей между элементами его подвижной системы. Дискретная модель включает уравнения движения поршней и сжатия газа в полостях регулятора. Модель предназначена для выбора конструктивных параметров системы управления пусковой турбиной жидкостного ракетного двигателя, а также пневматических и гидравлических агрегатов автоматики для аналогичных устройств.

Ключевые слова: регулятор давления газа, отрыв элементов подвижной системы, нелинейная математическая модель, динамические характеристики.

© С. А. Шевченко, С. А. Валивахин, 2014

Введение. В пневмосистемах запуска жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) многократного включения верхних ступеней ракетносителей (РН) используются регуляторы давления газа (рис. 1). В момент запуска двигателя они должны поддерживать постоянное давление газа на входе в коллектор пусковой турбины для её раскрутки. Такие регуляторы работают при высоких темпах роста входного давления, имеют большую пропускную способность, а продолжительность их работы при одном включении двигателя составляет менее 1 с. В связи с этими особенностями к ним предъявляется ряд специфических требований – малое время переходного процесса при включении и выключении, минимальные забросы регулируемого давления и устойчивая работа. Кроме того, эти регуляторы должны иметь минимальную массу и габариты. Поэтому на стадии проектирования подобных агрегатов для расчета их динамических характеристик важно иметь адекватную математическую модель.

Анализ последних исследований. В системе дифференциальных уравнений, описывающих динамику газовых регуляторов давления, всегда присутствуют *существенные нелинейности*, обусловленные наличием ограничений на ход подвижных частей.

Во многих источниках, в которых освещаются вопросы динамики этих агрегатов [1 – 10], подвижная система регулятора рассматривается как одно целое, то есть делается допущение, что клапан и чувствительный элемент жёстко соединены между собой и перемещаются совместно. Такое допущение оправдано, если рассматривать стационарные режимы работы регулятора. Однако, на переходных режимах, например, при резкой подаче давления на вход, а также при его сбросе, может произойти кратковременный разрыв кинематических связей между подвижными элементами регулятора, что, безусловно, влияет на динамику. Отрыв составных элементов подвижной системы друг от друга может происходить и во время работы регулятора в *режиме автоколебаний*. При разработке математической модели это обстоятельство вынуждает рассматривать подвижную систему регулятора в виде нескольких дискретных и описывать движение каждой массы в отдельности. Строго говоря, из-за наличия зазоров между подвижными элементами регулятора мы имеем дело с виброударной системой [11, 12].

В [13] рассмотрена нелинейная динамическая модель регулятора, в которой предполагается, что чувствительный элемент должен продолжать движение после разрыва контакта с клапаном в момент посадки клапана на седло. При этом приведенная масса чувствительного элемента уменьшается на сумму масс клапана и его пружины. Эта модель не описывает движение клапана после его соударения с седлом в виду принятого допущения, что при посадке клапана на седло *коэффициент восстановления* равен нулю. Уравнение движения чувствительного элемента видоизменяется в зависимости от расположения клапана относительно седла, то есть массы и силы, действующим на клапан, приводятся или не приводятся к чувствительному элементу в зависимости от значения его текущей координаты. В реальных условиях коэффициент восстановления при соударении клапана с седлом не равен нулю.

Для учёта перемещения клапана после удара в модель необходимо ввести уравнение удара и дифференциальное уравнение движения клапана после удара [14, 15].

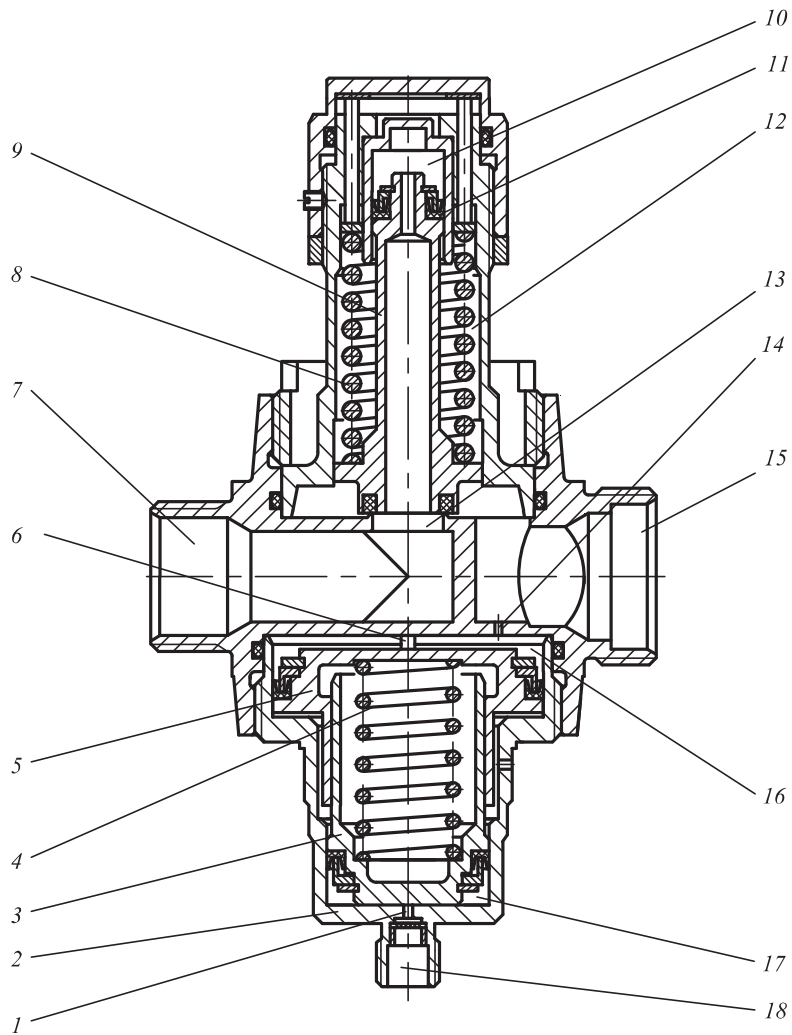


Рис. 1 – Конструкция регулятора давления.

В [15] описывается обобщенная математическая модель регулятора, в которую входят дифференциальные уравнения с ограничениями, учитывающими допустимые пределы хода подвижных частей и возникновение ударных явлений. Система решается без ограничений, когда значения перемен-

ных хода x клапана находятся в пределах между упорами x_{\max} и x_{\min} , то есть когда клапан находится между седлом и своим ограничителем хода (вторым упором). При нарушении любого из пределов полная система уравнений решается с новыми начальными условиями, учитывающими возможность появления удара с «отскоком» для той переменной, для которой нарушен предел. Например, при $x > x_{\max}$ вводятся новые начальные условия

$$x(t) = x_{\max} \quad \dot{x}(t) = -k_r \cdot \dot{x},$$

где k_r – коэффициент восстановления. Авторы учитывают разрыв элементов регулятора только при достижении одним из них ограничений (упоров), но не учитывают разрыв между упорами. На практике в рассматриваемом авторами этой статьи регуляторе обратного хода такие случаи вряд ли возможны. Однако, в регуляторах, выполненных по схеме прямого хода, когда поток рабочего тела направлен в сторону открытия регулирующего клапана, на некоторых режимах работы разрыв может быть не только на упорах, но и когда клапан или чувствительный элемент находятся между упорами. Например, при резкой подаче давления на вход в регулятор клапан под действием перепада давлений может оторваться от чувствительного элемента. Или, если при движении клапана в сторону седла интенсивный рост давления в полости чувствительного элемента (в демпфирующей полости) приведет к росту усилия, отрывающего чувствительный элемент от клапана.

В литературе подробно не описаны особенности математических моделей, которые учитывают такие отрывы.

Постановка задачи. Задачей данной работы является разработка математической модели регулятора давления газа, в которой учтена возможность отрыва элементов подвижной системы друг от друга при движении между упорами.

Регулятор давления. Регулятор давления газа предназначен для поддержания постоянного давления на входе в коллектор пусковой турбины при запуске двигателя.

Регулятор выполнен по *схеме прямого хода*, отличается большой пропускной способностью (до 0,4 кг/с гелия) а, кроме того, он нормально закрыт, и имеет пневмоуправление. Конструкция регулятора подробно описана в [16]. Здесь приведём описание только основных особенностей его работы.

Регулятор (рис. 1) включает в себя чувствительный элемент – блок поршней 3 и 5, и исполнительный элемент – дроссель типа сопло-заслонка, образованный клапаном 9 и седлом 13. Клапан и поршни кинематически связаны друг с другом толкателями 6.

В нерабочем положении усилием пружины 8 клапан 9 прижат к седлу, усилием пружины 4 поршень 3 отжат вниз до упора в доньшко крышки 2, а поршень 5 – вверх до упора в толкатели 6 (рис 3). Газ высокого давления подводится во входную полость 7. Настройка регулятора на требуемое выходное давление и приведение его в рабочее положение осуществляется подачей управляющего давления в полость 17.

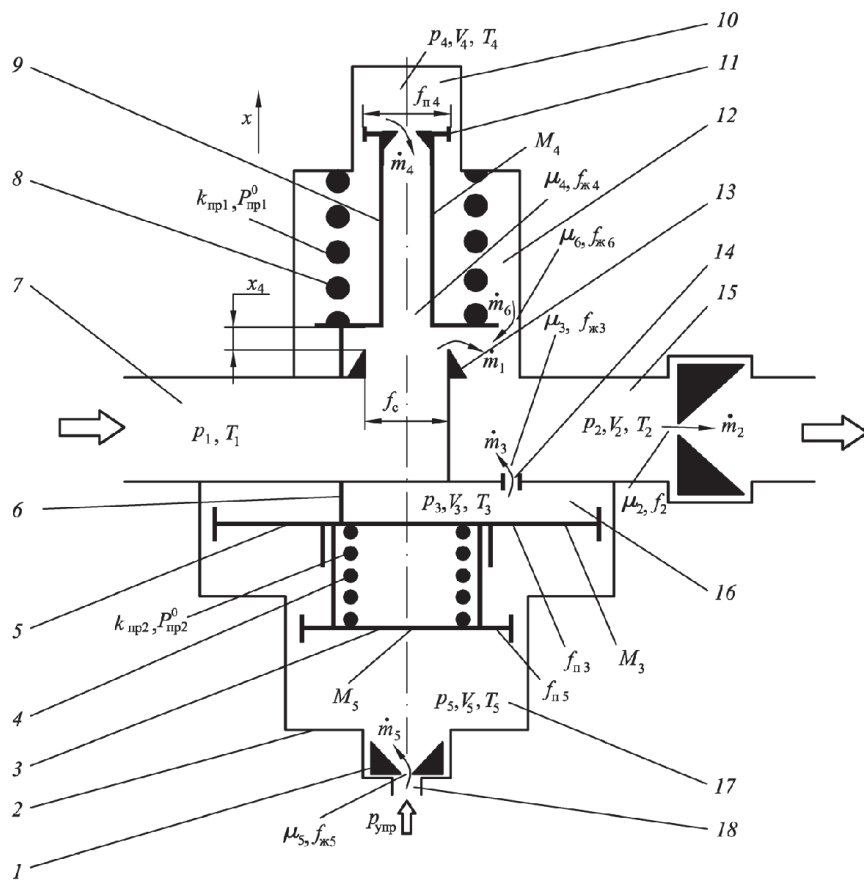


Рис. 2 – Расчетная схема регулятора давления газа (позиции те же, что и на рис. 1).

Через осевое отверстие в клапане 9 высокое давление поступает в полость 10 над хвостовиком клапана. Диаметры уплотнения 11 хвостовика клапана и седла одинаковы, поэтому входное давление не может открыть клапан, и он остается в закрытом положении до тех пор, пока не будет подано управляющее давление. После его подачи в штуцер 18 заполняется управляющая полость 17, и усилие, действующее на блок поршней 3 и 5, преодолевает усилие пружины 8, отжимает клапан от седла. Газ из входной полости 7, пройдя через дросселирующий зазор x_4 (обозначен на рис. 2), проходит в выходную полость 15, а через демпфирующий жиклёр 14 попадает и в демпфирующую полость 16 над поршнем 5. При этом давление понижается до величины, отрегулированной при изготовлении регулятора. Из выходной полости газ отводится в коллектор пусковой турбины.

При несоответствии давления настроенному изменяется баланс сил на

подвижных элементах, клапан перемещается относительно седла, и за счет изменения расхода газа это несоответствие устраняется. Если выходное давление уменьшится, усилие от управляющего давления сместит блок поршней в сторону увеличения зазора между клапаном и седлом, расход газа увеличится и выходное давление повысится до первоначального значения. При увеличении выходного давления процесс регулирования идет в обратном направлении.

Пружина 4 фиксирует положение поршней в нерабочем положении клапана. В рабочем положении под действием сил давления поршни прижаты друг к другу, и поэтому усилие пружины 4 не влияет на настройку и точность.

Для обеспечения требований по динамике в доньшке крышки 2 выполнен дозирующий жиклёр 1.

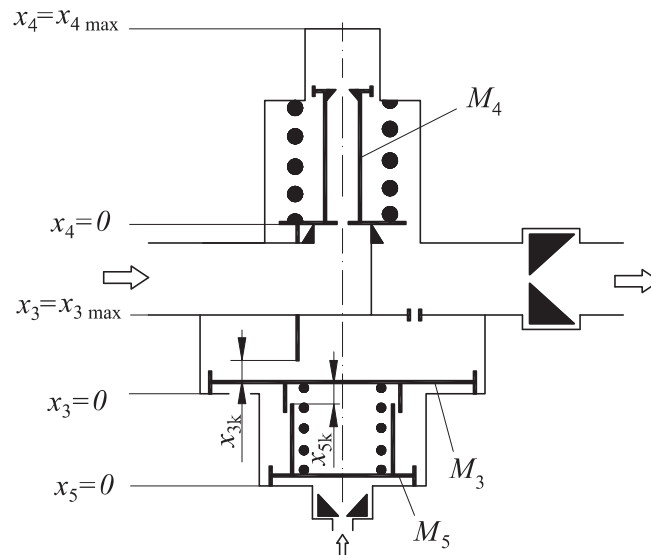


Рис. 3 – Координаты ограничительных упоров (все массы находятся на своих нижних упорах).

Математическая модель регулятора давления. Расчетная схема регулятора в рабочем положении представлена на рис. 2.

При выводе системы уравнений были приняты следующие допущения:

- рабочее тело – идеальный газ;
- теплообмен между газом и стенками регулятора отсутствует;
- температура газа по проточной части остается постоянной;
- переходные процессы течения газа в дросселях квазистационарны.

В качестве положительного направления перемещения подвижной системы выбрано направление на открытие седла 13. Каждая масса имеет свои

ограничительные упоры и может перемещаться между ними. Нижний упор каждой массы является началом отсчёта. Движение каждой массы рассматривается в своей системе координат.

На рис. 3 указаны координаты ограничительных упоров каждого из элементов подвижной системы (положение элементов подвижной системы показано до подачи управляющего давления). Здесь x_{3k} – ход массы M_3 до соприкосновения с массой M_4 (до упора в толкатели 6), при $x_4=0$, то есть когда масса M_4 находится на своём нижнем упоре, а x_{5k} – ход массы M_5 до соприкосновения с массой M_3 , при $x_3 = 0$.

Динамика процессов в регуляторе описывается уравнениями изменения давления в выходной 14, демпфирующей 15, управляющей 16 полостях, в полости 10 над хвостовиком клапана, в пружинной полости 12 клапана.

Изменение массы газа в i -й полости определяется суммарным приходом и расходом газа через дросселирующее сечение

$$\frac{dm_i}{dt} = \dot{m}_{i \text{ прих}} - \dot{m}_{i \text{ расх}}, \quad (1)$$

где m_i , $\dot{m}_{i \text{ прих}}$, $\dot{m}_{i \text{ расх}}$ – масса газа в i -й полости, массовый приход газа в i -ю полость, массовый расход газа из i -й полости.

В соответствии с уравнением Менделеева-Клапейрона для идеального газа масса газа в i -й полости равна

$$m_i = \frac{V_i}{R \cdot T_i} \cdot p_i,$$

где V_i – объем i -й полости, T_i – температура газа в i -й полости, R – газовая постоянная, p_i – давление в i -й полости.

С учетом этого уравнение (1) примет вид

$$\frac{dp_i}{dt} = (\dot{m}_{i \text{ прих}} - \dot{m}_{i \text{ расх}}) \cdot \frac{RT_i}{V_i}$$

– для постоянного объёма V_i и $\frac{dp_i}{dt} = (\dot{m}_{i \text{ прих}} - \dot{m}_{i \text{ расх}}) \pm \frac{p_i}{RT_i} \cdot f_{\text{пр}} \frac{dx_i}{dt} \frac{RT_i}{V_i^0 \mp f_{\text{пр}} x_i}$

– для переменного объёма V_i .

Здесь $f_{\text{пр}}$ – площадь поршня в i -й полости, x_i – перемещение i -го поршня, V_i^0 – объем i -й полости при $x_i=0$.

Знак «+» внутри скобок и «-» в знаменателе дроби соответствуют случаю, когда при увеличении x_i объём V_i уменьшается, а противоположное сочетание этих знаков – тому случаю, когда объём V_i увеличивается.

Указанные уравнения дополняются уравнениями динамического равновесия на элементах подвижной системы.

$$M_i \cdot d^2 x_i / dt^2 = \sum F_i, \quad (2)$$

где M_i – масса i -го элемента подвижной системы; $\sum F_i$ – равнодействующая сил на i -м элементе подвижной системы.

Система нелинейных дифференциальных уравнений, отражающая функционирование регулятора, имеет вид:

$$\dot{p}_2 = (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_6) \cdot \frac{RT_2}{V_2}, \quad (3)$$

$$\dot{p}_3 = (-\dot{m}_3 + \frac{p_3}{RT_3} f_{п3} \dot{x}_3) \frac{RT_3}{V_3^0 - f_{п3} x_3}, \quad (4)$$

$$\dot{p}_4 = (-\dot{m}_4 + \frac{p_4}{RT_4} f_{п4} \dot{x}_4) \frac{RT_4}{V_4^0 - f_{п4} x_4}, \quad (5)$$

$$\dot{p}_5 = (\dot{m}_5 - \frac{p_5}{RT_5} f_{п5} \dot{x}_5) \frac{RT_5}{V_5^0 + f_{п5} x_5}, \quad (6)$$

$$\dot{p}_6 = (-\dot{m}_6 + \frac{p_6}{RT_6} f_{п6} \dot{x}_4) \frac{RT_6}{V_6^0 - (f_{кл} - f_{п4}) x_4}, \quad (7)$$

$$\ddot{x}_i = \sum_{i=3}^5 F_i / M_i, \quad i = 1, 2, 3, \quad (8)$$

$$\sum F_3 = P_{пр2} - p_3 f_{п3} + p_h f_{п3} - F_{тр3} \text{sign}(\dot{x}_3), \quad (9)$$

$$\sum F_4 = p_1 (f_c - f_{ж4}) - P_{пр1} - p_4 (f_{п4} - f_{ж4}) + p_2 (f_{кл} - f_c - f_{ж6}) - p_6 (f_{кл} - f_{п4} - f_{ж6}) - F_{тр4} \text{sign}(\dot{x}_4), \quad (10)$$

$$\sum F_5 = p_5 f_{п5} - P_{пр2} - p_h f_{п5} - F_{тр5} \text{sign}(\dot{x}_5), \quad (11)$$

где $\dot{x}_i = dx_i / dt$; $\ddot{x}_i = d^2 x_i / dt^2$, $\dot{p}_i = dp_i / dt$; p_h – атмосферное давление; f_c , $f_{ж4}$, $f_{ж6}$ – площади поперечного сечения седла клапана, осевого отверстия в клапане и проходного сечения окон в тарели клапана (сюда также включена площадь радиального кольцевого зазора между тарелью клапана и стаканом); $F_{тр3}$, $F_{тр4}$, $F_{тр5}$ – силы трения в уплотнениях хвостовика клапана, чувствительного элемента, поршня пневмопривода; $P_{пр1}$, $P_{пр2}$ – усилия пружины 8 и пружины 4 пневмопривода,

$$P_{пр1} = P_{пр1}^0 + k_{пр1} x_4, \quad P_{пр2} = P_{пр2}^0 + k_{пр2} (x_5 - x_3);$$

$P_{пр1}^0$, $P_{пр2}^0$ – начальные усилия пружины 8 при $x_4 = 0$ и пружины 4 при $x_3 = 0$, $x_5 = 0$; $k_{пр1}$, $k_{пр2}$ – коэффициенты жесткости пружин 8 и 4.

Индексы переменных соответствуют рис. 2.

Расходы \dot{m}_1 через дросселирующую щель между клапаном и седлом, через жиклеры \dot{m}_2 , \dot{m}_3 , \dot{m}_4 , \dot{m}_5 , а также суммарный расход \dot{m}_6 через окна в тарели клапана и зазор между тарелью и стаканом, вычислялись с учётом сжимаемости газа по формулам Сен-Венана и Венцеля:

$$\dot{m} = \mu \cdot f \cdot p_{\text{вх}} \sqrt{\frac{2k}{RT_{\text{вх}}(k-1)} \left[\left(\frac{p_{\text{вых}}}{p_{\text{вх}}} \right)^{2/k} - \left(\frac{p_{\text{вых}}}{p_{\text{вх}}} \right)^{(k+1)/k} \right]}, \text{ при } \frac{p_{\text{вых}}}{p_{\text{вх}}} > \beta_{\text{кр}}, \quad (12)$$

$$\dot{m} = \frac{\mu \cdot f \cdot A}{\sqrt{RT_{\text{вх}}}} p_{\text{вх}}, \text{ при } \frac{p_{\text{вых}}}{p_{\text{вх}}} < \beta_{\text{кр}}, \quad (13)$$

где $p_{\text{вх}}$, $p_{\text{вых}}$ – давление на входе и выходе из дросселирующего сечения; μ – коэффициент расхода; f – площадь проходного сечения; $T_{\text{вх}}$ – температура газа на входе в дросселирующее сечение; $\beta_{\text{кр}}$ – критическое отношение давлений

$$\beta_{\text{кр}} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}},$$

k – показатель адиабаты; A – газодинамический коэффициент

$$A = \sqrt{2k/(k+1)(2/(k+1))^{2/(k-1)}}.$$

Приведенная выше система уравнений (8) описывает движение каждого из трёх выделенных элементов и не отличается от используемых в цитируемых работах. Она видоизменяется при описании движения объединяющихся масс. Для того чтобы определить вид системы уравнений на каждом шаге интегрирования необходимо решить несколько задач:

- определить условия для объединения масс;
- определить скорость масс после объединения;
- определить условия для разъединения объединённых масс.

Необходимым условием для объединения масс является их взаимный контакт, наличие которого определяется текущей координатой каждой массы. Например, чтобы соединились массы M_3 и M_4 необходимо выполнение условия $x_3 \geq x_{3k} + x_4$. Чтобы соединились массы M_3 и M_5 необходимо выполнение условия $x_3 \geq x_{5k} + x_3$. При одновременном выполнении обоих условий $x_3 \geq x_{3k} + x_4$ и $x_3 \geq x_{5k} + x_3$ объединяются все три массы.

При объединении массы M_3 с массой M_4 ($x_3 = x_{3k} + x_4$) уравнения движения этих масс примут иной вид:

$$\ddot{x}_3 = (\sum F_3 + \sum F_4)/(M_3 + M_4), \quad \ddot{x}_4 = \ddot{x}_3, \quad \ddot{x}_5 = \sum F_5 / M_5. \quad (14)$$

Когда объединяется массы M_3 и M_5 ($x_3 = x_{5k} + x_3$), то

$$\ddot{x}_3 = (\sum F_3 + \sum F_5)/(M_3 + M_5), \quad \ddot{x}_4 = \sum F_4 / M_4, \quad \ddot{x}_5 = \ddot{x}_3. \quad (15)$$

Если объединяются все три массы ($x_3 = x_{3k} + x_4$ и $x_3 = x_{5k} + x_3$), то

$$\ddot{x}_3 = (\sum F_3 + \sum F_4 + \sum F_5)/(M_3 + M_4 + M_5), \quad \ddot{x}_4 = \ddot{x}_3, \quad \ddot{x}_5 = \ddot{x}_3. \quad (16)$$

Отдельным вопросом является моделирование механики взаимодействия масс в момент контакта. В разработанной модели сделано предположение о том, что удар абсолютно неупругий, то есть коэффициент восстановления равен нулю. С учётом этого вычисляем скорость масс после их объединения по одной из формул

$$\dot{x}_3 = \dot{x}_4 = (M_3 \cdot \dot{x}'_3 + M_4 \cdot \dot{x}'_4) / (M_3 + M_4), \quad (17)$$

$$\dot{x}_3 = \dot{x}_5 = (M_3 \cdot \dot{x}'_3 + M_5 \cdot \dot{x}'_5) / (M_3 + M_5), \quad (18)$$

$$\dot{x}_3 = \dot{x}_4 = \dot{x}_5 = (M_3 \cdot \dot{x}'_3 + M_4 \cdot \dot{x}'_4 + M_5 \cdot \dot{x}'_5) / (M_3 + M_4 + M_5), \quad (19)$$

где \dot{x}'_i – скорости масс до объединения (берутся по результатам предыдущего шага интегрирования).

Для того чтобы определить момент отрыва одной массы от другой, когда они находятся между своими упорами, можно сравнивать равнодействующие сил, действующие на каждую из масс в отдельности.

То есть, когда равнодействующая сил, действующих на массу M_3 , станет меньше равнодействующей сил, действующих на массу M_4 ($\sum F_3 < \sum F_4$) эти массы должны разъединиться.

Но это условие не универсальное: например, когда $M_3 \gg M_4$, то при равенстве сил M_3 может отстать от M_4 , хотя на самом деле из-за инерции M_3 ещё какое-то время должна толкать массу M_4 . В этом случае более универсальным будет не сравнение сил, а ускорений. Ускорения нужно определять для каждой массы в отдельности, то есть $\sum F_3 / M_3$ и $\sum F_4 / M_4$. Условием отставания M_3 от M_4 будет неравенство

$$\sum F_3 / M_3 < \sum F_4 / M_4.$$

Аналогично условием разъединения масс M_3 и M_5 будет неравенство

$$\sum F_5 / M_5 < \sum F_3 / M_3.$$

Однако имеется случай, когда и такого условия для проверки возможности отрыва масс будет недостаточно. Он возникает, когда толкающая масса останавливается на ограничительном упоре. Например, M_4 достигает своего нижнего упора (клапан садится на седло). В этот момент её скорость и ускорение обнуляется:

$$\dot{x}_4 = 0, \quad \sum F_4 / M_4 = 0, \quad \text{а } \sum F_3 / M_3 < 0,$$

то есть условие отрыва $\sum F_3 / M_3 < \sum F_4 / M_4$ не выполняется. Но толкаемая масса M_3 должна оторваться и продолжать движение в том же направлении со скоростью, полученной до отрыва. То есть в алгоритме, в котором сравниваются ускорения масс, отрыва не происходит, хотя на самом деле он есть.

Для отделения масс друг от друга необходимо в алгоритм ввести дополнительную процедуру, в которой связь между массами будет разрываться, в момент, когда толкающая масса достигает своего упора, то есть когда $\dot{x}_4 = 0$. Однако, можно обойтись и без такой процедуры, если в условии отрыва сравнивать не ускорения масс, а их скорости \dot{y} , вычисляемые для каждой массы в отдельности. Для вычисления такой скорости для какой-либо массы на каждом шаге интегрирования берётся ускорение этой массы, вычисленное по действующим на неё силам (относительное ускорение), а начальная скорость берётся равной реальной скорости массы, полученной для предыдущего шага. Например, для случая, если система дифференциальных уравнений реша-

ется методом Эйлера, эти скорости для масс M_3 и M_4 на каждом шаге интегрирования будут определяться равенствами

$$\dot{y}_3 = \dot{x}_3 + \frac{\sum F_3}{M_3} \Delta t \text{ и } \dot{y}_4 = \dot{x}_4 + \frac{\sum F_4}{M_4} \Delta t,$$

для объединённой массы ($M_3 + M_5$) – равенством $\dot{y}_{35} = \dot{x}_3 + \frac{\sum F_3 + \sum F_5}{M_3 + M_5} \Delta t$,

а для объединённой массы ($M_3 + M_4$) – равенством $\dot{y}_{34} = \dot{x}_3 + \frac{\sum F_3 + \sum F_4}{M_3 + M_4} \Delta t$.

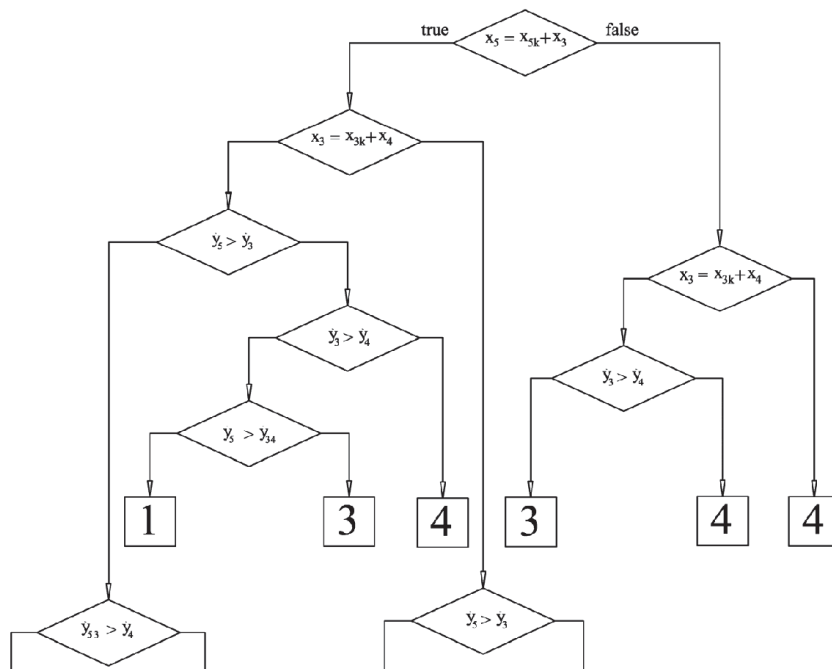


Рис. 4 – Фрагменты алгоритма: 1 – решается система (16), три массы объединены и перемещаются совместно, 2 – решается система (15), объединены массы M_3 и M_5 , а масса M_4 перемещается отдельно; 3 – решается система (14), объединены массы M_3 и M_4 , а масса M_5 перемещается отдельно; 4 – решается система (8) – все три массы перемещаются независимо друг от друга.

Таким образом, для разрыва связи между массами M_3 и M_4 необходимо выполнение условия $\dot{y}_3 < \dot{y}_4$, между массами M_3 и M_5 – условия $\dot{y}_5 < \dot{y}_3$. Если объединены и совместно перемещаются все три массы, то для того, чтобы от этой связки отделилась масса M_4 , должно выполниться условие $\dot{y}_{53} < \dot{y}_4$, а масса M_5 – условие $\dot{y}_5 < \dot{y}_{34}$.

На рис. 4 изображён алгоритм проверок для определения момента отрывов масс на каждом шаге интегрирования системы уравнений.

Необходимо коснуться ещё одной особенности подобных расчетов, связанных с применением условных операторов в языках программирования при решении задач на ЭВМ. Проверка равенства $x_3 = x_{3k} + x_4$ может дать неправильный результат, то есть левая и правая части не будут равны, хотя на самом деле массы прижаты друг к другу. Проблема в том, что в компьютерах вещественные числа не имеют точного двоичного представления. Выбрать правильную процедуру точного сравнения чисел с плавающей точкой (запятой) сложно. В некоторых источниках, например в [17], предлагаются варианты такого сравнения. Однако, в нашем случае для упрощения ситуации можно ввести дополнительную переменную целого или логического типа, которой присваивается одно из двух различных значений в зависимости от результата выполнения условия $x_3 \geq x_{3k} + x_4$. В разработанном алгоритме при выполнении этого условия, то есть когда массы объединяются, целочисленной переменной N_{34} присваивается значение 1, а при отрыве масс друг от друга – значение 0. Например, для того, чтобы на каждом шаге интегрирования проверить объединены ли массы, проверяется равенство $N_{34} = 1$ вместо проверки равенства $x_3 = x_{3k} + x_4$. На рис. 5 изображены фрагменты алгоритма для определения момента объединения и разъединения масс M_4 и M_3 . Аналогичным образом эта процедура организована и для масс M_3 и M_5 .

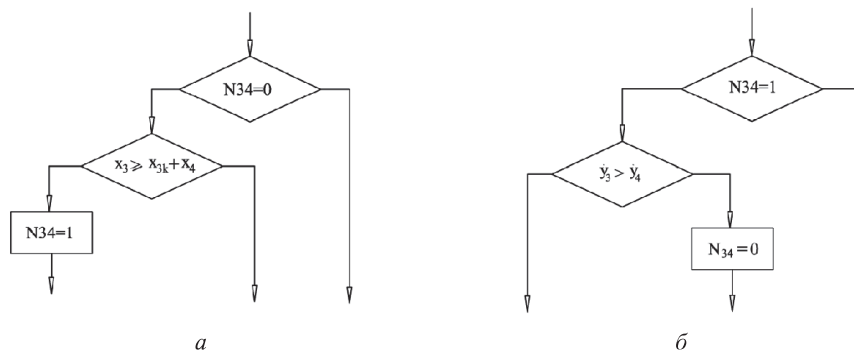


Рис. 5 – Фрагменты алгоритма: а – условие для объединения масс M_4 и M_3 ;
 б – условие для разъединения масс M_4 и M_3 .

Подобным же образом организована процедура проверки нахождения какой-либо массы на своём упоре.

Кроме прочего в предлагаемой модели был уточнен алгоритм учета сил трения, уже применявшийся нами ранее в подобных расчетах. В ситуациях, когда сила трения по модулю становится больше, чем перестановочное усилие ΣS_i от давлений и пружины, принятые изменения исключают возможность движения подвижных элементов под действием сил трения. При этом исходили из очевидного факта, что сила трения не может вызвать движение, а может только остановить его или поменять знак ускорения. Математически это выражается в виде проверки одновременного выполнения двух следующих условий

$$|\Sigma S_i| < |F_{mp}| \text{ и } \left| \frac{dx_i}{dt} \right| \leq \left| \frac{d^2 x_i}{dt^2} \cdot \Delta t \right|, \quad (20)$$

где Δt – шаг интегрирования.

Если на каком-либо шаге условие (20) выполнялось, то скорость приравнялась нулю, $dx_i / dt = 0$. Присутствие такой процедуры в алгоритме не меняет результат ввиду малости шага интегрирования, однако позволяет добиться строгости в вычислениях и устраняет пилообразные участки на графиках расчётных скоростей элементов подвижной системы.

Выводы. Разработана нелинейная математическая модель для расчёта динамических характеристик регулятора давления газа, в которой элементы подвижной системы рассматриваются как отдельные массы, и учтена возможность отрыва этих масс друг от друга. Принципы, изложенные в данной работе, могут быть использованы для разработки математических моделей пневматических и гидравлических агрегатов автоматики с многомассовой подвижной системой.

Детализация математической модели регулятора потребовалась для описания его работы в условиях больших темпов роста входного давления (до 10^4 МПа/с.) при вступлении в работу и выключении. Использование модели позволило еще на этапе проектирования выбрать конструктивные параметры регулятора, обеспечивающие требуемые динамические характеристики.

Список литературы: 1. Цай Д.Г., Кассиди Е.Ц. Динамические характеристики воздушного редуктора давления // Труды ASME, сер. Д, – 1961. – № 2. – С. 57 – 80. 2. Подчуфаров Б.М., Малиованов М.В., Сахлаков Ю.П. Динамическая модель пружинного редуктора давления газа, подчиняющегося уравнению состояния Абея // Вопросы оптимизации и автоматизации конструкторских работ. – Тула, 1971. Вып. 9. – С. 7 – 16. 3. Халатов Е.М. Динамика газового агрегатного редуктора давления // Вопросы оптимизации и автоматизации конструкторских работ. – Тула, 1971. – Вып. 9. С. 17 – 28. 4. Томаев А.М., Зайцев А.Г. Анализ влияния погрешностей параметров пружинного редуктора давления на его динамические характеристики // Вопросы оптимизации и автоматизации конструкторских работ. – Тула, 1975. – Вып. 28. – С. 70 – 77. 5. Малиованов М.В., Подчуфаров Ю.Б., Нечаева О.А. Динамическая модель пружинного редуктора давления реального газа // Вопросы оптимизации и автоматизации конструкторских работ. – Тула, 1973. – Вып. 21. – С. 112 – 123. 6. Дзитоев В.Л., Есин В.И., Кузнецова В.Ф., Прядко Ю.Г. Исследование устойчивости газового редуктора с трубопроводами // Вопросы оптимизации и автоматизации конструкторских работ. – Тула, 1975. – Вып. 28. – С. 70 – 77.

торских работ. – Тула, 1975. – Вып. 28. – С. 100 – 111. **7.** Кудрявцев А.И., Крутиков Г.А., Лимонов Ю.М. О влиянии дросселя обратной связи в редукционных клапанах на демпфирование колебаний давления // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – Киев, 1978. – Вып. 14. – С. 44 – 48. **8.** Крутиков Г.А., Ефремов А.П., Пенчев В.Д. Исследование на ЭЦВМ газовых редукционных клапанов с демпфирующей камерой // Проблемы машиностроения. – Киев, 1977. – Вып. 5. – С. 94 – 98. **9.** Моринага Т. Динамические характеристики редукционного клапана // Кэйсоку дзидо сэйгё гаккай ромбунсю. – 1970. Т. 6. – №1. – С. 68 – 73. **10.** Артёмов В. П. Обобщённая динамическая модель газового двухступенчатого редуктора давления // Динамика и точность функционирования тепломеханических систем. – Тула, 1973. – Вып. 4. – С. 194 – 197. **11.** Рагульскене В.Л. Виброударные системы (Теория и применение) // Вильнюс, «Минтис», – 1974. – 320 с. **12.** Кобринский А.Е., Кобринский А.А. Виброударные системы (Динамика и устойчивость) // Главная редакция физико-математической литературы изд-ва «Наука», Москва, – 1973. – 592 с. **13.** Ермилов В.А., Нестеренко Ю.В., Николаев В.Г. Газовые редукторы // Л.: Машиностроение. Ленингр. Орд-ние, – 1981. – 176 с. **14.** Балакшин О.Б. Исследование и расчёт на ЭЦВМ регуляторов давления газа различных способов действия // Решение задач машиноведения на вычислительных машинах. – М.: Наука, 1974. – С. 60 – 78. **15.** Балакшин О.Б., Дейкун В.К., Елаев И.П., Махов В.М. Разработка нелинейных моделей и исследование при помощи ЭЦВМ динамики магистральных газовых редукторов // Решение задач машиноведения на вычислительных машинах. М.: Наука, 1977, с. 108 – 115 **16.** Пат. 76857 Украина, МПК⁽⁷⁾ G05D 16/10 Регулятор тиску газу / Валівяхін С.О., Порубаймех В.І., Шевченко С.А.; власник Державне підприємство «Конструкторське бюро «Південне» ім. М.К. Янгеля». – № u20120527; заявл.26.03.2012; опубл. 25.01.2013, Бюл. №2. **17.** Dawson B. Comparing floating point numbers [Електронний ресурс] – Режим доступу до статті: <http://www.cygnum-software.com/papers/comparingfloats/comparingfloats.htm>.

Bibliography (transliterated): **1.** Caj, D. G., and E. C. Kassidi. "Dinamicheskie harakteristiki vozdušnogo reduktora davlenija." *Trudy ASME. ser. D. No. 2.* 1961. 57 – 80. Print. **2.** Podchufarov, B. M., M. V. Maliovanov and Ju. P. Saklakov. "Dinamicheskaja model' pruzhinnoho reduktora davlenija gaza, podčinjajushhegosja uravneniju sostojanija Abelja." *Voprosy optimizacii i avtomatizacii konstruktorskih rabot.* No. 9. Tula, 1971. 7–16. Print. **3.** Halatov, E. M. "Dinamika gazovogo agregatnogo reduktora davlenija." *Voprosy optimizacii i avtomatizacii konstruktorskih rabot.* No. 9. Tula, 1971. 17–28. Print. **4.** Tomaev, A. M., and A. G. Zajcev. "Analiz vlijanija pogreshnostej parametrov pruzhinnoho reduktora davlenija na ego dinamicheskie harakteristiki." *Voprosy optimizacii i avtomatizacii konstruktorskih rabot.* No. 28. Tula, 1975. 70–77. Print. **5.** Maliovanov, M. V., Ju. B. Podchufarov and O. A. Nechaeva. "Dinamicheskaja model' pruzhinnoho reduktora davlenija real'nogo gaza." *Voprosy optimizacii i avtomatizacii konstruktorskih rabot.* No. 21. Tula, 1973. 112–123. Print. **6.** Dzitoev, V. L., et al. "Issledovanie ustojchivosti gazovogo reduktora s truboprovodami." *Voprosy optimizacii i avtomatizacii konstruktorskih rabot.* No. 28. Tula, 1975. 100–111. Print. **7.** Kudrjavcev, A. I., G. A. Krutikov and Ju. M. Limonov. "O vlijanii drosselja obratnoj svjazi v redukcijnyh klapanaх na dempfirovanie kolebanij davlenija." *Gidroprivod i gidropnevmoavtomatika.* No. 14. Kiev, 1978. 44–48. Print. **8.** Krutikov, G. A., A. P. Efremov and V. D. Penchev. "Issledovanie na JeCVM gazo-vyh redukcijnyh klapanov s dempfirujushhej kameroj." *Problemy mashinostroenija.* No. 5. Kiev, 1977. 94–98. Print. **9.** Morinaga, T. "Dinamicheskie harakteristiki redukcijnoho klapana." *Kjejsoku dzido szejgjo gakkaj rombunsju.* Vol. 6. No. 1. 1970. 68–73. Print. **10.** Artjomov, V. P. "Obobshhjonnaja dinamicheskaja model' gazovogo dvuhstupenчатого reduktora davlenija." *Dinamika i tochnost' funkcionirovanija teplomehanicheskijh sistem.* No. 4. Tula, 1973. 194–197. Print. **11.** Ragul'skene, V. L. *Vibroudarnye sistemy (Teorija i primenenie).* Vil'njus: Mintis, 1974. Print. **12.** Kobrinskij, A. E., and A. A. Kobrinskij. *Vibroudarnye sistemy (Dinamika i ustojchivost').* Moscow: Glavnaja redakcija fiziko-matematicheskijh literatury izd-va «Наука», 1973. Print. **13.** Ermilov, V. A., Ju. V. Nesterenko and V. G. Nikolaev. *Gazovye reduktory.* Leningrad: Mashinostroenie. Leningr. Otd-nie, 1981. Print. **14.** Balakshin, O. B. "Issledovanie i raschjot na JeCVM reguljatorov davlenija gaza razlichnyh sposobov dejstvija." *Reshenie zadach mashinovedenija na vychislitel'nyh mashinah.* Moscow: Nauka, 1974. 60–78. Print. **15.** Balakshin, O. B., et al. "Razrabotka nelinejnyh modelej i is-sledovanie pri pomoshhi JeCVM dinamiki magistral'nyh gazovyh reduktorov." *Reshenie zadach mashinovedenija na vychislitel'nyh mashinah.* Moscow: Nauka, 1977. 108–115.

Print. 16. Valivahin S.O., Porubajmeh V.I., Shevchenko S.A. Reguljator tisku gazu. Derzhavne pidpriemstvo «Konstruktors'ke bjuro «Pivdenne» im. M.K. Jangelja». Ukraïna, assignee. Patent. 76857, MPK(7) G05D 16/10. № u 20120527. 25 January 2013. 17. Dawson, B. Comparing floating point numbers. Web. 05 May 2014 <<http://www.cygnus-software.com/papers/comparingfloats/comparing-floats.htm>>

Поступила (received) 31.03.2014

УДК 629.017:681.532.58

С. Н. ШУКЛИНОВ, д-р техн. наук, доц., ХНАДУ, Харьков

АДАПТИВНАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ТОРМОЖЕНИЕМ АВТОМОБИЛЯ С ПЕРЕНАСТРАИВАЕМОЙ МОДЕЛЬЮ

Предложена структурная схема адаптивной автоматизированной системы управления тормозами автомобиля с перенастраиваемой моделью. Разработан метод определения порогового значения задающего воздействия, по которому определяется момент перенастройки коэффициента эффективности модели. Сформирована статическая характеристика управления торможением перенастраиваемой модели автомобиля.

Ключевые слова: автомобиль, торможение, управление, адаптивная система, перенастраиваемая модель, задающее воздействие, статическая характеристика.

Введение. Тормозное управление автомобиля в существенной мере определяет безопасность движения. В этой связи исследователи и разработчики тормозных систем уделяют значительное внимание их совершенствованию. Работы направлены на повышение эффективности торможения, сохранение устойчивости движения автомобиля при торможении, а также на повышение эффективности и качества управления. В последнем случае результаты исследований позволяют повысить комфортабельность управления торможением, которая оценивается коэффициентом эффективности тормозного управления $k = j_a / P_n$ (j_a – замедление автомобиля; P_n – усилие на педали тормоза) [1]. Следует заметить, что при эксплуатации автомобилей различные возмущающие факторы изменяют коэффициент эффективности тормозного управления. Вследствие этого водителю приходится адаптироваться к изменившимся условиям, что увеличивает напряженность его работы и как следствие снижает безопасность движения. В этой связи при служебных торможениях автомобиля функции адаптации к меняющимся условиям рационально переложить на автоматическую систему с эталонной моделью. Для помощи водителю и повышения эффективности управления в случае экстренного торможения предлагаются автоматические системы – *Brake Assist* [2]. В этом случае обеспечивается автоматическое повышение коэффициента эффективности тормозного управления, что помогает водителю адаптироваться к изменившимся условиям и создать задающее воздействие, обеспечивающее быстрое формирование максимального управляющего воздействия на тормозные механизмы.

© С. Н. Шуклинов, 2014