

На правах рукописи

Илюхин Владимир Николаевич

**ДИНАМИКА РЕГУЛЯТОРОВ ДАВЛЕНИЯ
ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ СТАНЦИЙ**

**Специальность 01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и
аппаратуры**

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Самара – 2006

Работа выполнена в государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева» на кафедре автоматических систем энергетических установок

Научный руководитель:

доктор технических наук, профессор, Заслуженный работник высшей школы РФ Гимадиев Асгат Гатьятович

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Фалалеев Сергей Викторович,
кандидат технических наук, доцент, Заслуженный конструктор России
Кондрашов Юрий Иванович

Ведущая организация: ОАО «СКБМ» (г. Самара)

Защита состоится «22» декабря 2006 г. в 13⁰⁰ часов на заседании диссертационного совета Д 212.215.02 при государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева» (СГАУ) по адресу: 443086, Самара, Московское шоссе, 34.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке СГАУ

Автореферат разослан «21» ноября 2006 г.

Ученый секретарь диссертационного совета
д.т.н., профессор

Матвеев В.Н.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Регуляторы давления газа являются одними из основных агрегатов в системе автоматического регулирования (САР) давления газа газораспределительных станций (ГРС). Регуляторы служат для редуцирования потока газа, поддержания давления за собой с требуемой точностью и, в основном, определяют динамические процессы в САР давления газа на ГРС.

В процессе эксплуатации регуляторов нередко возникают колебания давления газа, которые являются причиной дополнительной погрешности диафрагменных расходомеров, источником шума на ГРС и могут приводить к усталостной поломке газовой арматуры.

Колебания давления в системе с регулятором носят автоколебательный характер. Важной особенностью таких колебаний является их непредсказуемость и нестабильность в проявлении. Известно, что автоколебания в системе с регуляторами давления газа возникают при наличии существенно нелинейных элементов, к которым относится исполнительный клапан с сухим трением в узлах уплотнения. Поэтому актуальным является исследование влияния сил сухого трения движения, покоя и их соотношений на амплитуду и частоту автоколебаний и определение параметров сухого трения, при которых отсутствуют автоколебания в САР.

Цель и задачи исследования. Цель работы – разработка методики определения параметров уплотнительных элементов для обеспечения заданных динамических характеристик САР давления газа на основе теоретического и экспериментального исследования влияния сил сухого трения в подвижных элементах регулятора на характеристики САР.

Для достижения поставленной цели решены следующие **задачи**:

- разработка математической модели регулятора прямого действия с учетом модели силы трения, зависящей от скорости, давления, температуры и свойств уплотнительного материала;
- определение влияния сил сухого трения покоя, движения и их соотношений, а также параметров цепи обратной связи регулятора на автоколебания в САР давления газа;
- разработка методики устранения автоколебаний в САР давления газа путем реализации сил сухого трения с заданными параметрами в уплотнительных узлах подвижного элемента регулятора;
- экспериментальная проверка разработанных математических моделей и оценка эффективности разработанной методики по устранению автоколебаний.

Объект исследования. Объектом исследования являются САР давления газа ГРС с регуляторами прямого действия.

Предмет исследований. Предметом исследований являются:

- параметры автоколебаний САР давления газа, вызванные наличием сил сухого трения в подвижных элементах регулятора давления газа;

– области изменения параметров сухого трения и цепи обратной связи регулятора, при которых отсутствуют автоколебания в САР.

Методы исследований. Методологической базой теоретических исследований являются труды отечественных и зарубежных ученых, исследовавших процессы и явления, происходящие в САР давления газа с регуляторами прямого действия.

Теоретические исследования основаны на положениях теории автоматического регулирования, методах газовой динамики, термодинамики, трибологии. Исследования проведены с применением математического и компьютерного моделирования и постановкой экспериментов.

Научная новизна:

1. Разработана и экспериментально подтверждена математическая модель регулятора давления газа прямого действия с учетом зависимости сил сухого трения в уплотнениях от давления, температуры, скорости движения и свойств уплотнительного материала.
2. Теоретически и экспериментально исследовано влияние на амплитуду и частоту автоколебаний в САР силы сухого трения покоя, движения и их соотношений в узлах уплотнения регулятора давления газа прямого действия.
3. Разработана методика определения параметров уплотнительных элементов и цепи обратной связи регулятора прямого действия для устранения автоколебаний в САР давления газа.

Практическая ценность.

Полученные результаты могут в дальнейшем использоваться при доводке и разработке новых регуляторов давления газа прямого действия для САР давления газа.

Достоверность научных исследований подтверждается использованием математического аппарата, адекватного решаемым задачам. Удовлетворительным совпадением теоретических и экспериментальных результатов, опытом промышленной эксплуатации регуляторов давления газа на ГРС.

Основные положения, выносимые на защиту:

1. Математическая модель регулятора давления газ с учетом зависимости сил сухого трения в уплотнениях от давления, температуры, скорости движения и свойств уплотнительного материала.
2. Методика определения параметров уплотнительных элементов и цепи обратной связи регулятора с целью устранения автоколебаний в САР давления газа.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы доложены и обсуждены на 5-ти Международных и 3-х Всероссийских конференциях, на НТС предприятия ОАО «Агрегат» и кафедры автоматических систем энергетических установок СГАУ.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 11 работ. Из них 3 статьи и 8 тезисов докладов.

Структура диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, 4 глав, заключения, списка использованных источников из 130 наименований, приложений. Общий объем диссертации 145 страниц, 88 рисунков и 7 таблиц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы и выбранного направления исследований, дана краткая характеристика диссертационной работы, сформулированы основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе дается обзор регуляторов давления газа, применяемых на ГРС, и научных работ, посвященных исследованию динамических характеристик систем с регуляторами давления, методам и средствам обеспечения устойчивости, рассматриваются расчетные модели регуляторов давления газа, сил сухого трения в уплотнениях и трубопроводных магистралей.

Анализ литературных источников показывает, что для устранения автоколебаний в САР с регуляторами давления газа много внимания уделялось применению акустических корректирующих устройств (гасителей колебаний), изученные в работах Шорина В.П., Гимадиева А.Г., Свербилова В.Я.. Однако, применение таких устройств на ГРС с большими расходами газа было бы проблематично.

Много работ посвящено устройствам, реализующим сухое трение в регуляторах в качестве демпфирующего элемента. В работах Дейкуна В.К., Эдельмана А.И., Подчуфарова Ю.Б., Гладких П.А., Хачатуряна С.А. рассматривается влияние сухого трения на динамику САР при его упрощенном (релейном) представлении с использованием методов гармонической линеаризации. Однако такой подход не позволяет анализировать влияние сил сухого трения на автоколебательные процессы в САР. Более детально модели сухого трения представлены в работах Харкевича А.А., Пановко Я.Г., Крагельского И.В., Гитиса Н.В., Толстого Д.М., Подольского Ю.Ю., Дмитриченко Н.Ф., Armstrong-Helouvy В., Dupont Р., Canudas De Wit, Н. Olsson, Astrom К. J., но они как правило, ограничивались изучением самого процесса трения и не затрагивали процессы в САР давления газа. Наиболее полно, с учетом влияния давления и температуры рабочей среды, скорости движения исполнительного клапана регулятора, изучен автоколебательный процесс в САР в работах Горячева Г.М., Малиюанова М.В., Арзуманова Ю.Л., Петрова Р.А., Халатова Е.М., Голубева А.И., Кондакова Л.А.. Однако, в указанных работах не дан анализ влияния соотношения сил трения покоя и движения в регуляторе на автоколебательные процессы в САР.

Автором на основе анализа рассмотренных характеристик сухого трения разработана обобщенная модель (1), которая была использована в дальнейшем в математической модели регулятора.

$$F_{mp} = \begin{cases} F_{mp\partial} \left(P, T, \frac{dX}{dt} \right), \text{ при } \frac{dX}{dt} \neq 0 \\ + F_{mpn}(P, T), \text{ при } \frac{dX}{dt} = 0 \text{ и } F_{\Sigma} > F_{mpn} \\ - F_{mpn}(P, T), \text{ при } \frac{dX}{dt} = 0 \text{ и } F_{\Sigma} < -F_{mpn} \\ F_{\Sigma}, \text{ при } \frac{dX}{dt} = 0 \text{ и } |F_{\Sigma}| \leq F_{mpn} \end{cases}, \quad (1)$$

где

$$F_{mp\partial} \left(P, T, \frac{dX}{dt} \right) = \sigma_0 z + \sigma_1 \left(\frac{dX}{dt} - \frac{\left| \frac{dX}{dt} \right| z \sigma_0}{F_{mp\partial}(P, T) + [F_{mpn}(P, T) - F_{mp\partial}(P, T)] e^{-\left(\frac{dX}{dt} / v_s \right)^2}} \right),$$

$$F_{mp\partial, n}(P, T) = f(P, E, f_{mp\partial, mpn}(P, T)),$$

F_{mp} - сила трения; $F_{mp\partial}$ — уровень Кулонова трения (трение движения); F_{mpn} - уровень статического трения (трение покоя); F_{Σ} - сумма всех сил, действующих на подвижный элемент, за исключением F_{mp} ; dX/dt - скорость движения клапана; z - переменная, характеризующая отклонение микронеровностей, расположенных между трущимися поверхностями; σ_0 - коэффициент упругой жесткости, характеризующий пружиноподобное поведение системы с трением для малых смещений; σ_1 — коэффициент вязкого трения для скоростей, близких к нулю, v_s - скорость Штрибека; $f_{mp\partial}$ - коэффициент трения движения; f_{mpn} - коэффициент трения покоя; E - модуль упругости уплотнительного материала.

При описании динамических процессов в САР с регуляторами давления газа обязателен учет граничных условий. Присоединенные к регулятору давления газа магистрали с учетом малости частот возможных автоколебаний можно описывать в сосредоточенных параметрах:

$$\begin{cases} P_{\text{вх}} - P_{\text{вых}} = \lambda \frac{l V_{\text{ср}}^2}{d^2} \rho + \frac{l}{S} \frac{dG_{\text{вх}}}{dt}, \\ G_{\text{вх}} - G_{\text{вых}} = \frac{Sl}{a^2} \frac{dP_{\text{вх}}}{dt} \end{cases}, \quad (2)$$

где $G_{\text{вх}}, P_{\text{вх}}, G_{\text{вых}}, P_{\text{вых}}$ - соответственно массовый расход газа и давление на входе и выходе трубопровода; λ - коэффициент сопротивления в формуле Дарси-Вейсбаха для потери напора на трение; $V_{\text{ср}}$ - скорость стационарного потока в трубопроводе; ρ - плотность рабочей среды; a - скорость звука; l - длина трубопровода; S - площадь поперечного сечения отрезка трубопровода; d - диаметр трубопровода.

На основании проведенного анализа литературных источников по динамике регуляторов прямого действия в диссертации сформулированы цель и задачи исследований.

Во второй главе приводится описание разработанной автором математической модели регулятора давления газа прямого действия с учетом обобщенной модели трения, проводится моделирование газодинамических процессов в САР с регулятором давления газа прямого действия в программном комплексе Simulink и анализируются влияния сил сухого трения в подвижных уплотнениях регулятора на статические и динамические характеристики САР с регулятором давления газа, строятся области устойчивости САР в плоскости параметров сил трения исполнительного клапана и сопротивления цепи обратной связи регулятора.

Рассматривается расчетная схема регулятора давления, поддерживающего постоянное давление за собой (рисунок 1) в газопроводе на ГРС.

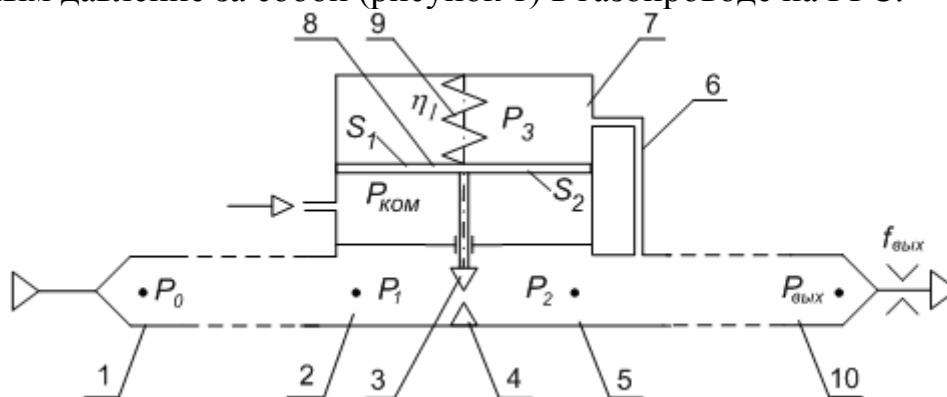


Рисунок 1 - Расчетная схема САР с регулятором давления прямого действия

Газ высокого давления P_0 из входной магистрали 1 с сопротивлением R_{k1} поступает в полость регулятора 2 с давлением P_1 . Далее газ с давлением P_1 через дросселирующую щель между клапаном 3 и седлом 4 поступает в рабочую (выходную) полость 5. Из полости 5 газ поступает в полость 7 через канал 6 (обратная связь) с сопротивлением R_{k2} и к потребителю с давлением $P_{вых}$ через выходную магистраль 10 с сопротивлением R_{k3} . В полости 7 газ вместе с пружиной 9 действует на чувствительный элемент регулятора - поршень 8. С другой стороны поршень находится под действием командного давления $P_{ком}$ от редуктора-задатчика (на схеме не показан). При заданном расходе газа через регулятор и требуемом значении давления на выходе $P_{вых}$ на его подвижных частях устанавливается определенный баланс сил.

При изменении расхода газа через регулятор, например, за счет увеличения потребления газа, давление на его выходе $P_{вых}$ будет уменьшаться. Вследствие чего нарушится баланс сил, действующих на чувствительный элемент регулятора - поршень, что приведет к увеличению площади дросселирующего сечения между клапаном и седлом. Давление на выходе возрастает до заданного значения (в пределах статической погрешности). При уменьшении расхода газа процесс регулирования давления на выходе из регулятора происходит аналогичным образом.

Исследование работы регулятора давления на различных режимах автор проводит с использованием методов математического моделирования.

Основным при этом является построение математической модели исследуемого регулятора с учетом характеристик присоединенных магистралей и нелинейной модели сил сухого трения в подвижных уплотнениях регулятора.

Математическая модель регулятора давления газа строится на основе фундаментальных термодинамических законов сохранения массы и энергии для рабочего тела переменной массы, а также второго закона Ньютона для подвижного элемента.

В расчетной модели приняты следующие допущения: рабочее тело - идеальный газ; давление и температура на входе регулятора постоянны; режим втекания газа в полость потребителя – критический; клапан жестко связан с подвижными частями регулятора; теплообмен между газом и стенками корпуса агрегата отсутствует.

В соответствии с принятыми допущениями получены следующие зависимости:

уравнения, описывающие газодинамические процессы в регуляторе давления газа

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{kR}{W_1} \left[T_0 G_{0-1} - T_1 G_{1-2} - \frac{P_1}{R} \frac{dW_1}{dt} \right], \quad (3)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{kR}{W_2} \left[T_1 G_{1-2} - T_2 (G_{2-вых} + G_{2-3}) - \frac{P_2}{R} \frac{dW_2}{dt} \right], \quad (4)$$

$$\frac{dP_3}{dt} = \frac{kR}{W_3} \left[T_2 G_{2-3} - \frac{P_3}{R} \frac{dW_3}{dt} \right]; \quad (5)$$

уравнение движения клапана

$$M \frac{d^2 X}{dt^2} = P_{ком} S_2 - P_3 S_1 - F_0 - \eta_1 X - h \frac{dX}{dt} - F_{мп}, \quad (6)$$

уравнения расходов

$$G_{0-1} = f_1(P_0, t), \quad (7)$$

$$G_{1-2} = b_1 X \frac{P_1}{\sqrt{RT_1}} \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} Y_1, \quad (8)$$

$$G_{2-3} = \frac{P_2 - P_3}{R_{k2}}, \quad (9)$$

$$G_{2-вых} = \frac{P_2 - P_{вых}}{R_{k3}}, \quad (10)$$

$$G_{вых} = \mu_2 f_{вых} \frac{P_{вых}}{\sqrt{RT_{вых}}} \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}; \quad (11)$$

зависимости для температуры и давления газа на соответствующих участках

$$T_i^k P_i^{1-k} = T_{i+1}^k P_{i+1}^{1-k}, \quad i = 1, 2, 3, \quad (12)$$

где $P_0, P_1, P_2, P_3, P_{ком}, P_{вых}$ - давления соответственно на входе в регулятор, в полости регулятора до клапана, на выходе из регулятора, в полости чувствительного элемента, командное давление, давление на входе к потребителю соответственно; $T_0, T_1, T_2, T_3, T_{вых}$ - температура газа

соответственно на входе в регулятор, в полости регулятора до клапана, на выходе из регулятора, в полости чувствительного элемента и на входе потребителя; S_1, S_2 - площади подвижных частей, на которые действуют выходное давление в полости чувствительного элемента и командное давление; t - текущее время; X - координата клапана; F_0, η_l - сила предварительного поджатия и жесткость эквивалентной пружины; h - коэффициент вязкого трения на подвижных частях; F_{mp} - сила трения на подвижных частях, определяется уравнением (1); M - приведенная к клапану масса подвижных частей регулятора; W_1, W_2, W_3 - объемы полостей регулятора; $G_{0-1}, G_{1-2}, G_{2-вых}, G_{2-3}$ - массовые расходы газа соответственно на входе в регулятор, через клапан, на выходе из регулятора, в полость чувствительного элемента; R_{k1}, R_{k2}, R_{k3} - сопротивление, соответственно, входной магистрали, канала обратной связи, выходной магистрали; $f_{вых}$ - площадь выходного дросселя; μ_2 - коэффициент расхода выходного дросселя; k - показатель адиабаты; R - газовая постоянная; $b_l = \mu_1 \pi d_{cl}$; μ_1 - коэффициент расхода клапанной пары; d_{cl} - диаметр седла; Y_l - расходная характеристика клапанной пары.

Полученная математическая модель реализована в программном комплексе Matlab, в пакете Simulink (см. рисунок 2).

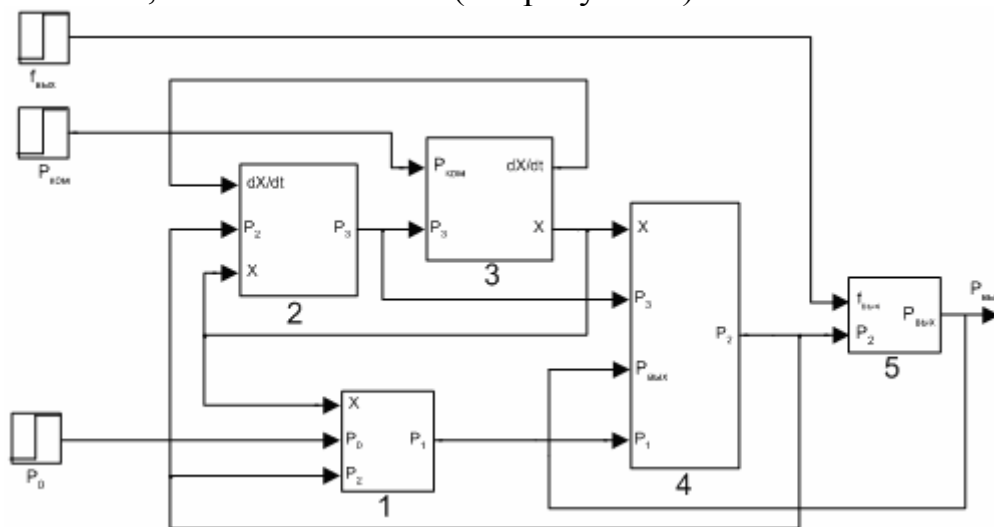


Рисунок 2 - Реализация математической модели САР давления газа в пакете Simulink.

В макроблоках 1, 2, 3 реализованы уравнения (3), (5), (6) описывающие физические процессы, протекающие, соответственно, в полости регулятора до клапана, на выходе из регулятора, в полостях чувствительного элемента и командного давления. В макроблоке 4 реализовано уравнение движения клапана (4), а в макроблоке 5 – уравнения (2), описывающие процессы, протекающие в присоединенных магистралях.

Принятой расчетной схеме регулятора прямого действия (рисунок 1) соответствует регулятор давления газа типа РДПП80-50М (рисунок 3), который характеризуется наличием пяти узлов уплотнения в виде резиновых колец со значительными силами сухого трения.

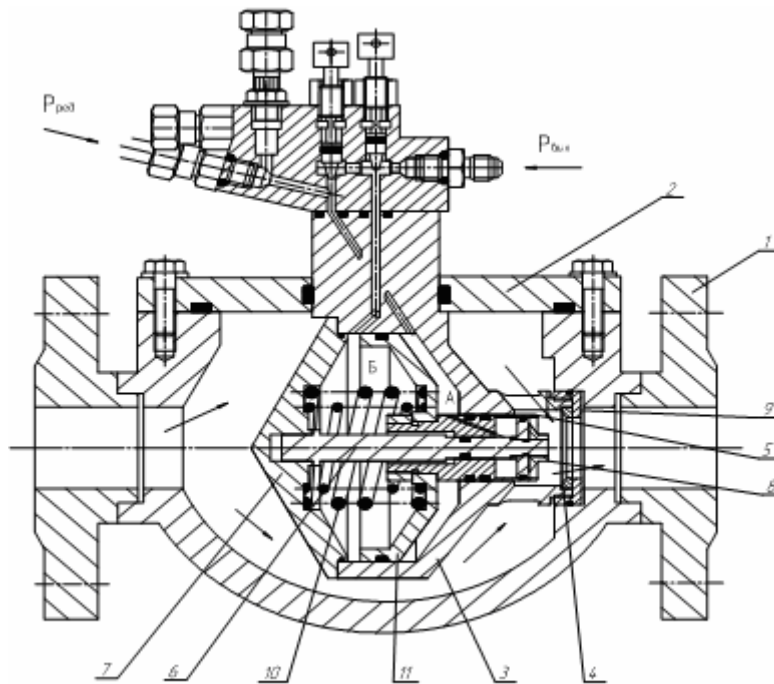


Рисунок 3 – Принципиальная схема регулятора давления газа прямого действия для ГРС: 1 – корпус; 2 - вставка; 3 - гильза; 4 - седло; 5 – затвор; 6 – шток; 7 – крышка; 8 – гайка; 9 – гайка; 10 – пружина; 11 – поршень

Теоретическое исследование заключается в определении влияния сил сухого трения в регуляторе на его статические и динамические характеристики.

Статические характеристики и зависимость погрешности от сил трения в регуляторе давления газа РДПП 80-50М представлены на рисунках 4 и 5 соответственно.

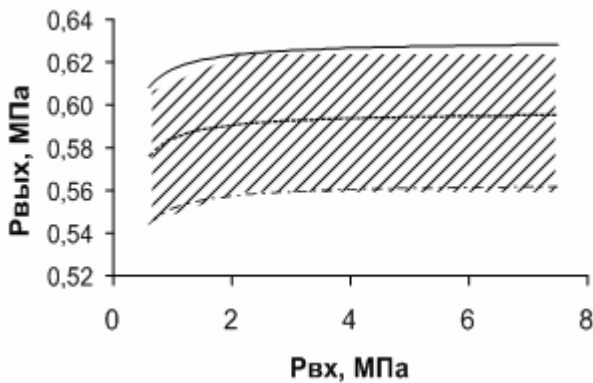


Рисунок 4 - Статическая характеристика регулятора

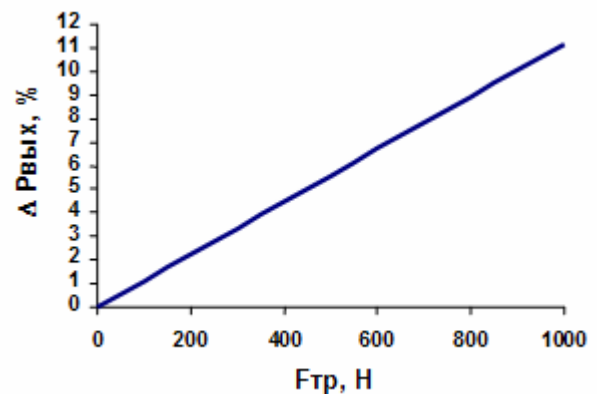
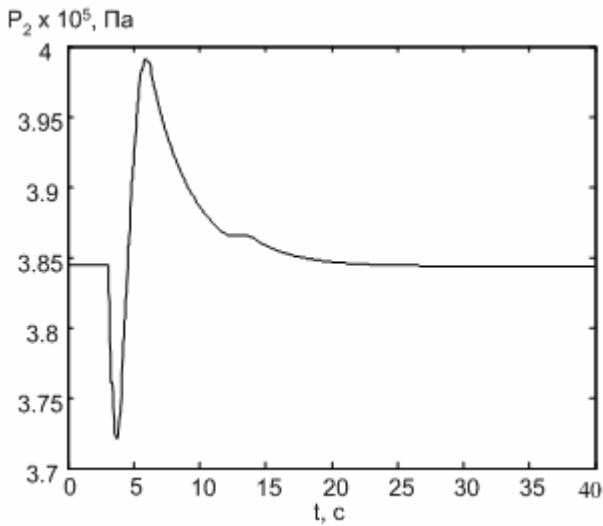


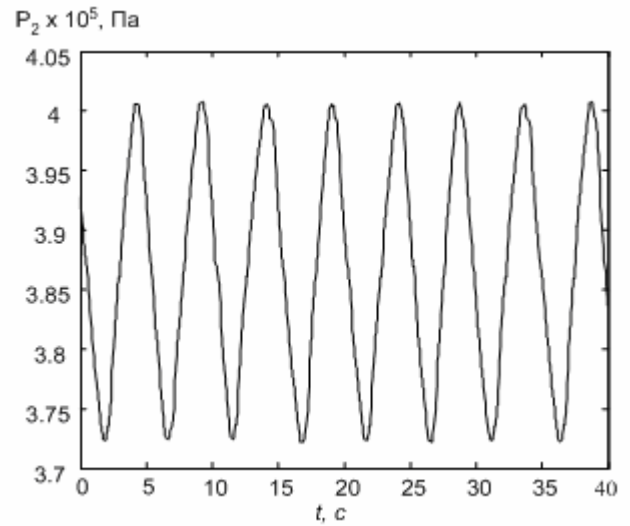
Рисунок 5 – Зависимость статической погрешности от силы трения в регуляторе

В результате математического моделирования динамических процессов получены следующие результаты:

- при силе трения покоя равной силе трения движения $F_{трн} = F_{трд}$ переходный процесс является затухающим (рисунок 6, а);
- при силе трения покоя больше силы трения движения $F_{трн} > F_{трд}$, переходный процесс является незатухающим, колебательным (рисунок 6, б).



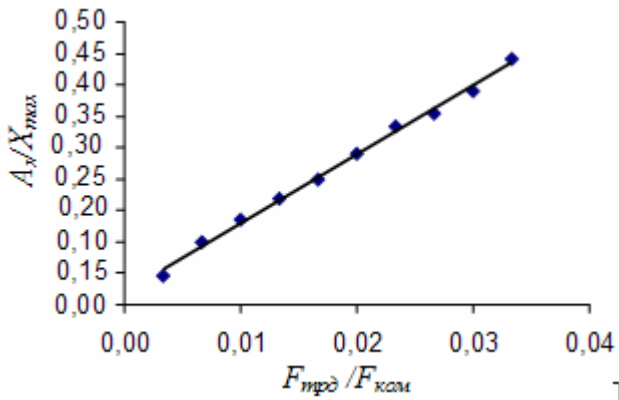
а)



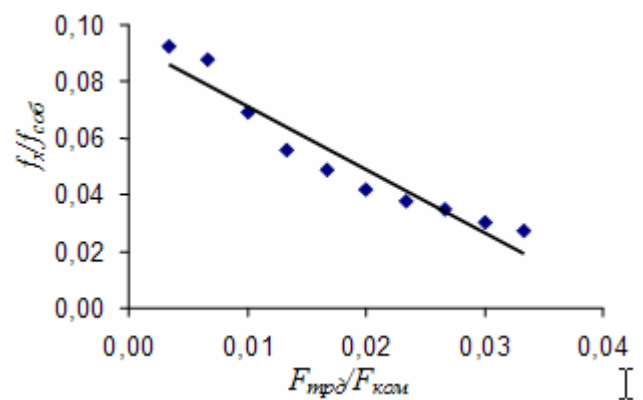
б)

Рисунок 6 - Переходный процесс в САР при $P_0=2$ МПа, $P_{ком}=0,41$ МПа, $G=2,7$ кг/с и силах трения: а - $F_{трн}=F_{трд}=180$ Н; б - $F_{трн}=200$ Н, $F_{трд}=180$ Н

На рисунке 7 показаны зависимости относительных амплитуды A_x/X_{max} (X_{max} - максимальный ход клапана) и частоты автоколебаний $f_x/f_{соб}$ ($f_{соб}$ - собственная частота клапана) от силы трения движения $F_{трд}/F_{ком}$ ($F_{ком}$ - сила, создаваемая командным давлением $P_{ком}$) при постоянной разнице между силой трения покоя и движения $\Delta F_{тр}=F_{трн}-F_{трд}$.



а)



б)

Рисунок 7 – Зависимость параметров автоколебаний от силы трения движения $F_{трд}$ при $\Delta F_{тр} = \text{const}$: а – относительная амплитуда автоколебаний; б – относительная частота автоколебаний

На рисунке 8 показаны зависимости относительной амплитуды A_x/X_{max} (рисунок 8,а) и относительной частоты $f_x/f_{соб}$ (рисунок 8,б) автоколебаний для различных $\Delta F_{тр}/F_{трд}$ при $F_{трд} = \text{const}$.

На основании полученных результатов моделирования можно сделать выводы о том, что при увеличении силы трения движения $F_{трд}$ при $\Delta F_{тр} = \text{const}$ амплитуда автоколебаний увеличивается, а частота уменьшается; при увеличении $\Delta F_{тр}$ и $F_{трд} = \text{const}$ увеличиваются и амплитуда и частота автоколебаний в САР.

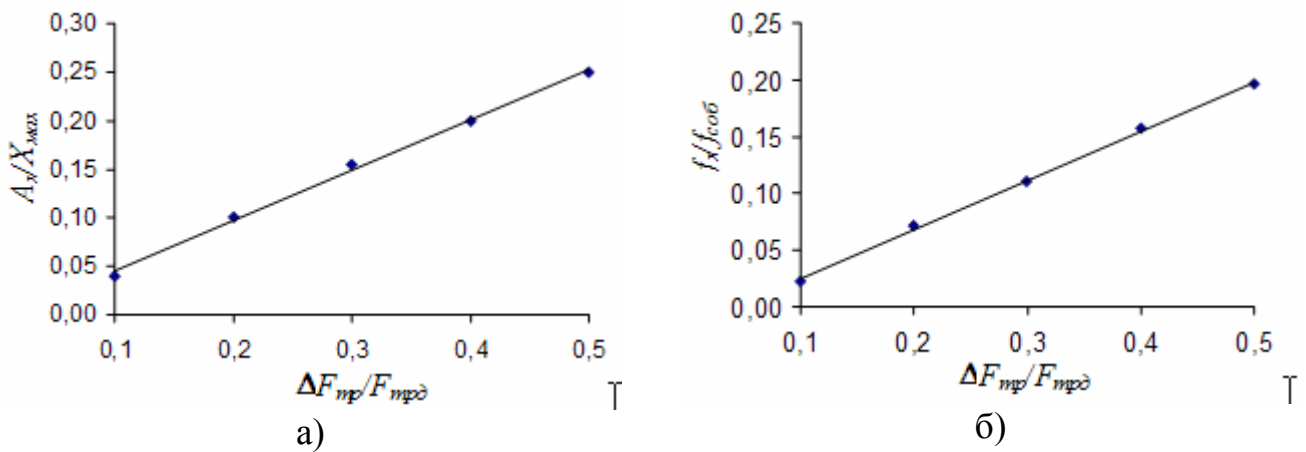


Рисунок 8 – Зависимость относительной амплитуды (а) и относительной частоты (б) автоколебаний в САР от $\Delta F_{тр}$ при $F_{тр0} = \text{const}$

Области устойчивости САР в пространстве нескольких параметров показаны на рисунке 9. На рисунках 9,а,б обозначено: $R_{др}$ – сопротивление дросселирующего элемента регулятора. На рисунке 9,в внутри «пирамиды» расположена устойчивая область, вне пирамиды - неустойчивая.

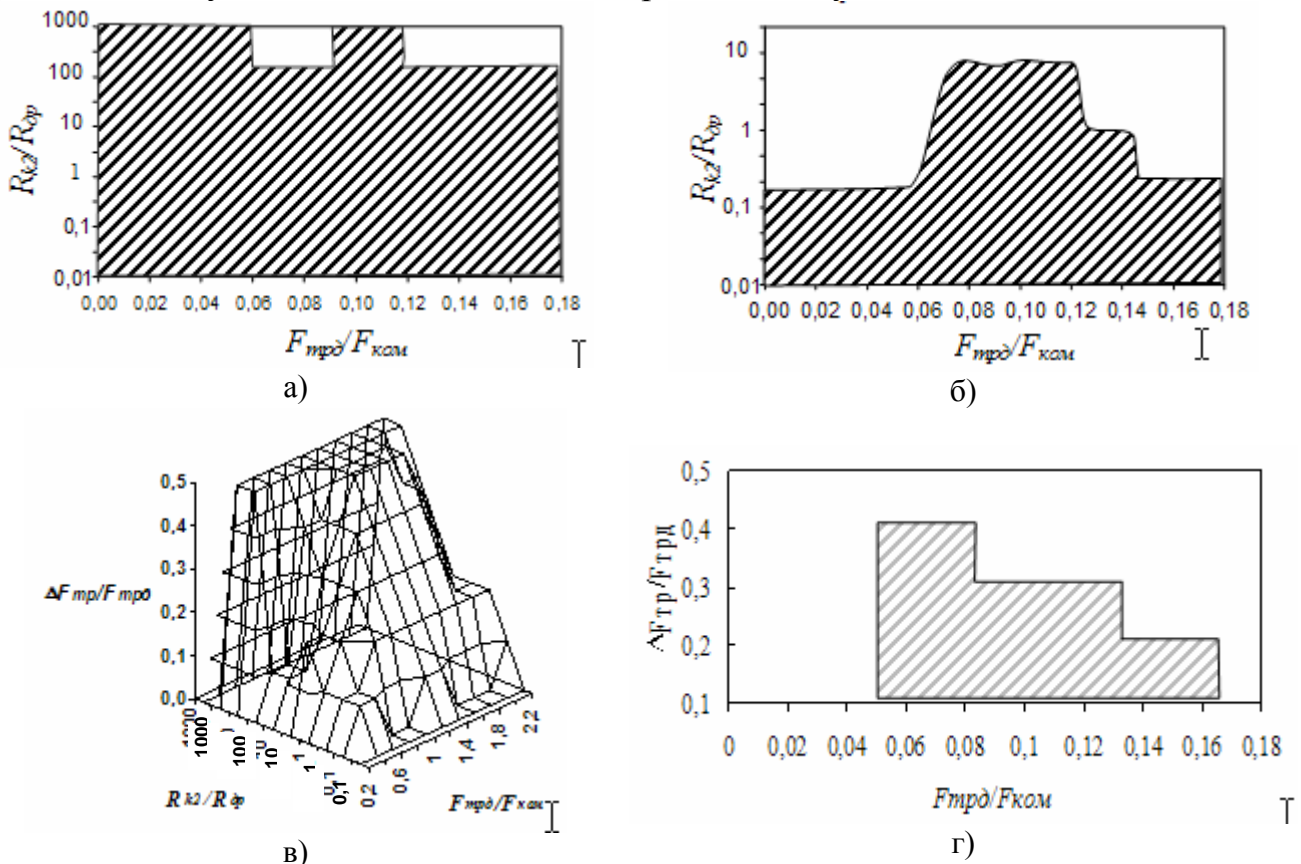


Рисунок 9 - Области устойчивости САР (заштрихованная область – устойчивый режим): а - при $\Delta F_{тр}=0,1$; б - при $\Delta F_{тр}=0,5$; в - в пространстве трех параметров $\Delta F_{тр}/F_{тр0}$, $R_{к2}/R_{др}$, $F_{тр0}/F_{ком}$; г – в плоскости $(\Delta F_{тр}/F_{тр0}, F_{тр0}/F_{ком})$ при относительном сопротивлении обратной связи $R_{к2}/R_{др}=2$

С помощью полученных графиков в дальнейшем выбирается сила трения в уплотнениях для реализации заданных динамических характеристик САР давления газа.

В третьей главе излагается методика определения параметров уплотнительных элементов для обеспечения заданных динамических характеристик САР давления газа и проводится расчет параметров уплотнения регулятора согласно предложенной методике.

Методика определения параметров уплотнительных элементов (рисунок 10):

1. Определяются по известным методикам параметры уплотнения, обеспечивающие герметичность подвижного уплотнения регулятора.

2. Рассчитывается статическая погрешность и если она находится в допустимых пределах, то проводится расчет переходных характеристик САР давления газа в диапазоне реализующихся возмущений, иначе переходят к пункту 1.

3. Если по рассчитанным переходным характеристикам САР оказалась устойчивой, то переходят к конструированию узла уплотнения, в противном случае рассчитывают области устойчивости САР в плоскости параметров сил трения и сопротивления обратной связи регулятора.

4. Из построенной области устойчивости определяются новые значения параметров сил трения и при их реализации проверяется герметичность узла уплотнения и рассчитывается статическая погрешность. Если требования по герметичности и статической погрешности выполняются, то переходят к конструированию узла уплотнения, иначе переходят к пункту 4 для выбора других сил трения.

Предложенная автором методика подтверждается данными из инженерной практики: для снижения статической погрешности и устранения автоколебаний в САР давления газа в уплотнительных узлах регулятора резиновые кольца заменяются на кольца, обранные фторопластом.

В четвертой главе, посвященной экспериментальным исследованиям, дается описание стендового оборудования и методики экспериментальных исследований САР давления газа с регулятором прямого действия, приводятся результаты экспериментального исследования влияния сил сухого трения в



Рисунок 10 – Основные этапы методики определения параметров уплотнительных элементов регулятора

подвижных уплотнениях регулятора на динамические характеристики САР давления газа.

Внешний вид стенда приведен на рисунке 11. В измерительный комплекс стенда входят датчики давления и температуры, преобразователи разности давлений для измерения перепада давления на диафрагме, усилительная аппаратура.

Для регистрации измеряемых параметров и обработки экспериментальных данных применяется программно-аппаратный комплекс на базе персонального компьютера.

Проведенные экспериментальные исследования показали, что в САР с регулятором давления газа типа РДПП с резиновыми уплотнительными кольцами наблюдаются низкочастотные автоколебания (рисунок 12), а с уплотнением из резиновых колец, обрамленных фторопластом-4 наблюдается устойчивый переходный процесс (рисунок 13).

Экспериментальные данные подтверждают результаты, полученные математическим моделированием.

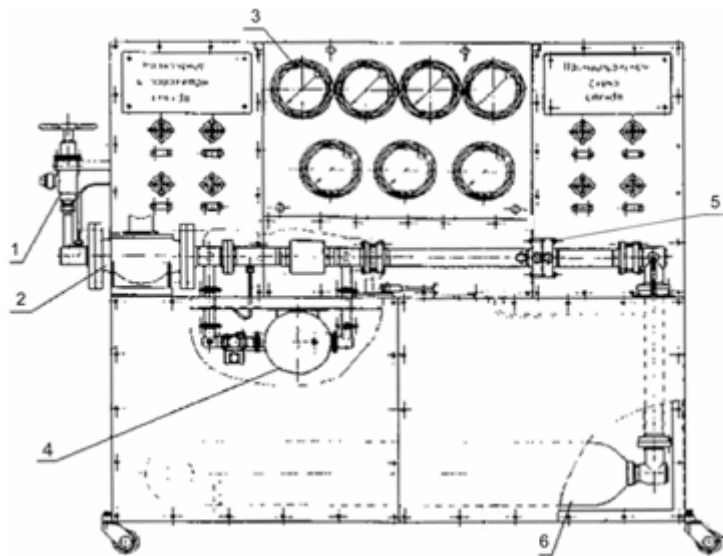


Рисунок 11 – Внешний вид стенда: 1- входной редуктор; 2 – исследуемый регулятор; 3 – манометр; 4 – пульсатор; 5 – диафрагма; 6 - ресивер

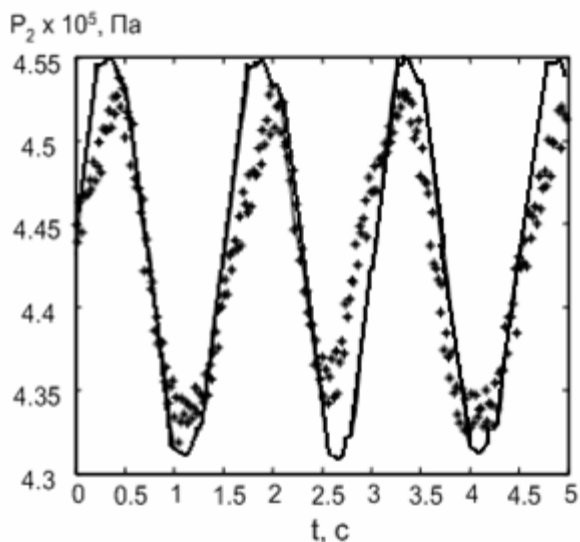


Рисунок 12 - Автоколебания в САР с регулятором давления газа типа РДПП с резиновыми уплотнительными кольцами при $P_0 = 2$ МПа, $P_{ком} = 0,45$ МПа (– расчет; * - эксперимент)

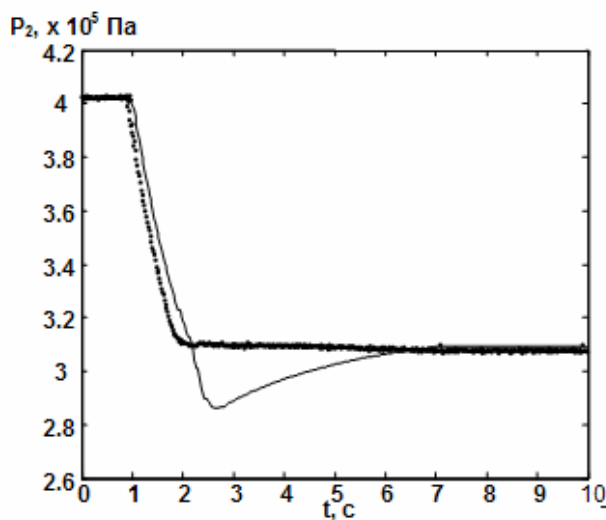


Рисунок 13 - Переходный процесс в устойчивой САР с регулятором давления газа типа РДПП с уплотнением из резиновых колец, обрамленных фторопластом Ф-4 при $P_0 = 2$ МПа, $P_{ком} = 0,4$ МПа (– расчет; •-эксперимент)

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Разработана математическая модель регулятора давления газа прямого действия газораспределительных станций с учетом обобщенной силы сухого трения.
2. Моделированием газодинамических процессов в САР с регулятором давления газа прямого действия в ПК Simulink установлено, что режим автоколебаний в САР во многом определяется соотношением разницы между силами трения покоя и движения исполнительного элемента регулятора. Автоколебания в САР могут возникать при разнице этих сил, отнесенной к силе трения движения $0 \dots 0,5$, причем, чем больше эта разность, тем больше амплитуда и период автоколебаний.
3. В плоскости параметров сил трения исполнительного клапана и сопротивления цепи обратной связи регулятора построены области устойчивости САР, позволяющие определять необходимую силу трения, при которой отсутствует режим автоколебаний в системе.
4. Разработана методика определения параметров узла уплотнения исполнительного клапана регулятора, при которых обеспечивается герметичность и устойчивость САР с регулятором прямого действия.
5. Экспериментальные исследования на разработанном автором стендовом оборудовании подтвердили адекватность расчетной модели регулятора давления газа реальным процессам и эффективность предложенных мероприятий по устранению режима автоколебаний в САР давления газораспределительной станции.

Основное содержание работы изложено в следующих публикациях:

1. Илюхин В.Н., Гимадиев М.А. Разработка математической модели регулятора давления прямоточного типа // Гидравлические машины, гидропривод и гидропневмоавтоматика: Тезисы докладов Международной студенческой науч.-технич. конференции. М.: Издательство МЭИ, 2000. – С. 21.
2. Илюхин В.Н., Гимадиев М.А. Исследование устойчивости регуляторов давления газа прямого действия в составе газораспределительной станции // Сборник материалов Всероссийской студенческой олимпиады, научно-практической конференции и выставки студентов, аспирантов и молодых учёных «Энерго- и ресурсосбережение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии». Екатеринбург: Изд-во УГТУ-УПИ. 2001. – С. 63.
3. Гимадиев А.Г., Игонин А.А., Илюхин В.Н. О снижении погрешности диафрагменных расходомеров, обусловленной пульсациями давления газа // Современное состояние и перспективы развития гидромашиностроения в XXI веке: Труды Международной научно-технической конференции. СПб.: Нестор, 2003. – С.295-296.
4. Илюхин В.Н., Гимадиев А.Г. Регуляторы давления газа как источники шума // VII Королёвские чтения: Тезисы докладов Всероссийской молодежной научной конференции. – Самара: СНЦ РАН, 2003. – с. 129-130.

5. Илюхин В.Н. Математическая модель регулятора давления газа // Сборник трудов Всероссийской заочной молодежной научно-технической конференции – Ульяновск: УлГТУ, 2004.- С. 68-69.

6. Илюхин В.Н., Панков С.Н. Математическая модель регулятора давления газа с учетом силы сухого трения // VIII Королевские чтения: Тезисы докладов Всероссийской молодежной научной конференции. – Самара: СНЦ РАН, 2005. – С. 131-132.

7. Илюхин В.Н., Панков С.Н. Математическая модель регулятора давления газа // Материалы Международной молодежной научной конференции, посвященной 1000-летию города Казани.–Казань: Изд-во КГТУ, 2005.–С. 50-51.

8. Илюхин В.Н., Игонин А.А. Исследование влияния силы сухого трения в регуляторе прямого действия на динамические свойства системы автоматического регулирования давления газа. // Самар. госуд. аэрокосмич. ун-т. - Самара, 2006. - 13 С. Деп. в ВИНТИ, №. 557-В2006 от 27.04.2006г.

9. Илюхин В.Н. Динамика регуляторов давления магистральных газопроводов // Изв. СНЦ РАН. – Самара, СНЦ РАН, 2006, №4 – С. 305-314

10.Илюхин В.Н., Свербилов В.Я., Игонин А.А. Исследование влияния присоединенных магистралей и конструктивных параметров регулятора давления газа на устойчивость системы автоматического регулирования давления газа // Проблемы и перспективы развития двигателестроения. Материалы докладов междунар. науч.-техн. конф. – Самара: СГАУ, 2006. – С. 153-154.

11.Гимадиев А.Г., Илюхин В.Н., Свербилов В.Я. Исследование влияния конструктивных параметров регулятора прямого действия на динамические свойства системы автоматического регулирования давления газа // Труды IV Международной научно-технической конференции «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика». – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2006. – С. 231-233.

Подписано в печать 17.11.2006 г.

Тираж 100 экз.

Отпечатано с готовых оригинал-макетов
РИО СГАУ 443086, Самара, Московское шоссе, 34.