

На правах рукописи

УДК 62-522.7; 536.7

Васильева Вера Александровна

**РАЗРАБОТКА МЕТОДА РАСЧЕТА И ИССЛЕДОВАНИЕ
РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ РЕГУЛЯТОРОВ ДАВЛЕНИЯ С УЧЕТОМ
АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ СОСТАВЛЯЮЩЕЙ НАГРУЗКИ
НА РЕГУЛИРУЮЩИЙ ЭЛЕМЕНТ**

Специальность 05.04.06 – Вакуумная, компрессорная техника и
пневмосистемы

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва – 2015

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана (МГТУ им. Н.Э. Баумана).

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
ФГБОУ ВПО «МГТУ им. Н.Э. Баумана»
Чернышев Андрей Владимирович

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
ВИ (ЖДВ и ВОСО) ВА МТО
имени генерала армии А.В. Хрулева
Долотов Алексей Митрофанович

доктор технических наук, профессор
Самарского государственного
университета путей сообщения
Мулюкин Олег Петрович

Ведущее предприятие: Акционерное общество
«Научно- производственная фирма
«Центральное конструкторское бюро
арматуростроения»

Защита диссертации состоится «18» ноября 2015 г. в 14-30 час. на заседании диссертационного совета Д 212.141.16 при Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, 2-я Бауманская улица, д.5, стр.1

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВПО «МГТУ им. Н.Э. Баумана» и на сайте <http://www.bmstu.ru>.

Ваш отзыв на автореферат в 2 экз., заверенных печатью учреждения, просим направлять по адресу: 105005, Москва, 2-я Бауманская улица, д.5, стр.1
Ученому секретарю диссертационного совета Д 212.141.16.

Автореферат разослан «___» _____ 2015г.

Ученый секретарь
диссертационного совета Д 212.141.16
кандидат технических наук, доцент



М. А. Колосов

Общая характеристика работы

Актуальность исследования

Регуляторы давления (РД) являются разновидностью трубопроводной арматуры (ТА) и представляют собой устройства, предназначенные для поддержания давления рабочей среды в объекте регулирования (ОР) в заданном диапазоне значений. Принцип работы РД основан на изменении расхода рабочей среды в дроссельном сечении, образуемом между седлом и регулирующим элементом РД. Регулирующий элемент часто выполняют в форме тарели клапана.

РД широко используются в различных пневмогидравлических системах (ПГС). Надежность ПГС во многом определяется надежностью установленной в ней ТА. Важным фактором, влияющим на надежность работы РД, является скорость посадки тарели клапана на седло. Высокие скорости приводят к большим ударным нагрузкам и, как следствие, к разрушению материала уплотнения и выходу из строя оборудования. Кроме того, РД вместе с ОР представляют собой замкнутую систему автоматического регулирования, и при изменении расхода рабочей среды из ОР (входной параметр) происходит изменение давления рабочей среды (выходной параметр). При этом система переходит в новое состояние, которое для нормального функционирования системы должно быть устойчивым. Переходный процесс может быть плавным, а может сопровождаться колебаниями. Все это приводит к повышенным вибрациям и шуму, что может явиться причиной поломки или даже разрушения оборудования и выходу из строя всей ПГС.

Для предупреждения возникновения подобных явлений при разработке новых РД всегда проводят предварительные расчеты, которые включают в себя силовые расчеты, позволяющие определить действующие на тарель клапана силы и подобрать силовые элементы конструкции (пружины, привод), и расчеты статических и динамических характеристик, позволяющие оценить точность и устойчивость работы устройства.

Тем не менее, известны случаи, когда успешно работающий в одних условиях РД под воздействием каких-либо факторов выходит на нерасчетный режим. Для выявления и устранения этих факторов проводятся экспериментальные исследования работы устройств в лабораторных условиях на моделях. Однако, не всегда удается получить нужный результат, поскольку проведение эксперимента всегда трудоемко и требует больших затрат времени и ресурсов. Для упрощения этого процесса и предварительной оценки степени влияния различных факторов на работу РД более простым решением может оказаться численное моделирование рабочих процессов РД, которое позволило бы в более короткие сроки и с меньшими затратами воспроизвести работу устройства и оценить влияние на нее различных факторов.

Разработка математических моделей рабочих процессов в РД и проведение предварительных расчетно-теоретических исследований являются важными этапами проектирования и наладки РД.

Однако сложность протекающих в РД процессов вызывает трудности при разработке таких математических моделей. Главным образом они заключаются

в определении газовых сил, действующих на регулирующий элемент (тарель клапана) РД со стороны рабочей среды. Дело в том, что давление по тарели клапана распределяется неравномерно, что обуславливается наличием аэродинамической составляющей газовой силы. Кроме того, картина распределения давлений в проточной части РД меняется по мере изменения высоты подъема клапана. В технической литературе отличие действительной газовой силы от газостатической учитывается коэффициентом подъемной силы φ , значение которого принимают по экспериментальным данным. Величина коэффициента зависит от большого числа факторов, в том числе от формы регулирующего элемента и величины действующего на него перепада давлений, и меняется в широком диапазоне значений, поэтому в случае разработки новых устройств накопленной базы данных бывает недостаточно, а проведение новых экспериментов связано с дополнительными затратами.

В настоящее время уровень развития компьютерной техники позволяет решить эту проблему путем математического моделирования рабочих процессов в проточной части РД и проведения расчетно-теоретических исследований, направленных на определение коэффициента подъемной силы. Кроме того, актуальной задачей является создание и обоснование методов расчета и математических моделей рабочих процессов во всем устройстве, учитывающих наличие аэродинамической составляющей нагрузки и связанного с ней распределения давления по тарели клапана, которые необходимы для проведения предварительных расчетов РД.

Объектом исследования является регулятор давления «после себя» с тарельчатым клапаном.

Предметом исследования являются рабочие процессы, протекающие в полостях РД и определяющие его технические и эксплуатационные характеристики.

Целью работы является:

Разработка метода расчета и математической модели рабочих процессов в РД с учетом аэродинамической составляющей нагрузки на регулирующий элемент для проведения предварительных расчетов при разработке и усовершенствовании конструкций РД.

Задачи исследования:

1. Разработка метода расчета и математической модели рабочих процессов в РД с учетом аэродинамической составляющей нагрузки на регулирующий элемент, позволяющих определить изменение распределения давлений и скоростей газа в полостях РД и скоростей подвижных элементов конструкции во времени.
2. Проведение расчетно-теоретических исследований рабочих процессов в РД.
3. Разработка методики и проведение экспериментальных исследований для проверки адекватности математической модели рабочих процессов в РД.

4. Внедрение результатов работы в практику проектирования и наладки РД.

Научная новизна

1. Впервые в приложении к РД созданы метод расчета и математическая модель рабочих процессов с учетом распределенной аэродинамической составляющей нагрузки на регулирующий элемент.
2. При помощи созданных метода расчета и математической модели рабочих процессов в РД впервые получены результаты расчетно-теоретических исследований рабочих процессов в РД: распределение давления в проточной полости устройства; влияние силы трения, изменения расхода потребителя, диаметра делительной дюзы, объема ОР на рабочие процессы в РД.
3. Предложенный в работе метод расчета позволяет провести детальный анализ рабочих процессов в РД в переходном режиме, что практически невозможно осуществить при использовании экспериментальных методов исследования.
4. Разработана методика и проведены экспериментальные исследования рабочих процессов в РД, подтвердившие адекватность разработанной математической модели рабочих процессов в РД.

Практическая ценность

1. Создан метод расчета и математическая модель рабочих процессов в РД, позволяющие повысить эффективность проектирования подобных устройств, а также сократить сроки их разработки за счет возможности внесения изменений в конструктивную схему устройства на этапах разработки.
2. Результаты работы использованы при выполнении НИР «Создание научной базы разработки вакуумного и пневмоэлектромеханического оборудования с применением методов быстрого прототипирования» (Шифр ГБ3301сп) в МГТУ им. Баумана, Москва.
3. Результаты диссертационной работы внедрены в практику проектирования и исследования рабочих процессов в РД в ЗАО НПО «Аркон», г. Москва, а также использованы при проведении исследовательских работ в ОАО «РКК «Энергия», г. Королев (договор №07/01-13), и внедрены в учебный процесс МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, что подтверждено актами о внедрении.

Достоверность полученных данных подтверждена совпадением полученных в работе результатов с приведенными в научно-технической литературе данными по результатам испытаний, направленных на исследование рабочих процессов в конкретных устройствах.

Положения, выносимые на защиту

Метод расчета и математическая модель рабочих процессов в регуляторе давления с учетом аэродинамической составляющей нагрузки на регулирующий элемент РД. Результаты численно-теоретических и экспериментальных исследований рабочих процессов в РД.

Апробация работы

Основные результаты работы докладывались и обсуждались на конференциях:

1. Четвертая Всероссийская конференция молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения России». Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011;
2. Вторая научно-техническая конференция аспирантов, магистрантов, студентов, творческой молодежи профильных предприятий и организаций, учащихся старших классов, посвященной 70-летию ОмГТУ. Омск, ОмГТУ, 2012;
3. Пятая Всероссийская конференция молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения России». Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012;
4. Международная конференция «Проблемы внедрения перспективных разработок и инноваций в арматуростроении», проводимая в рамках 13-й международной выставки PVCEXPO «Насосы. Компрессоры. Арматура. Приводы и двигатели». Москва, МВЦ «Крокус Экспо», 2014;
5. Арматуростроительный форум Valve Industry Forum&Expo. Москва, ВДНХ, 2015.

Личный вклад автора заключается в разработке метода расчета и математической модели рабочих процессов в РД с учетом аэродинамической составляющей нагрузки на регулирующий элемент, проведении расчетно-теоретических исследований, а также разработке методики проведения эксперимента и проведении экспериментальных исследований.

Публикации

По результатам проведенных исследований опубликовано 7 научных работ, из них 3 работы в журналах, включенных в Перечень ВАК РФ, общим объемом 5 п. л.

Структура и объем диссертации

Работа состоит из введения, четырех глав, общих выводов, списка литературы и приложения. Работа изложена на 124 страницах текста, включая 35 иллюстрации и 4 таблицы. Библиография насчитывает 97 наименований.

Содержание работы

Во введении дана общая характеристика работы, обоснована актуальность исследуемого вопроса, сформулирована научная проблема, определены объект и предмет исследования.

В первой главе приведены общие сведения об РД и их основных характеристиках, перечислены необходимые для проектирования РД расчеты. Подробно рассмотрен вопрос определения нагрузки, действующей на регулирующий элемент РД, и обозначены проблемы, возникающие при определении газовых сил.

Действительная газовая сила отличается от газостатической и в общем случае складывается из двух составляющих: газостатической силы $F_{г.ст}$ и силы активного и реактивного воздействия движущейся среды на регулирующий элемент с учетом распределения ее по площади диска $F_{г.дин}$:

$$F_g = F_{г.ст} + F_{г.дин}.$$

Отличие действительной газовой силы от газостатической при расчетах учитывается коэффициентом подъемной силы (в некоторых источниках - коэффициент давления потока) φ :

$$F_g = \varphi \cdot S_{эф} (p_1 - p_2).$$

Коэффициент φ учитывает наличие сил активного и реактивного воздействия движущейся среды на рабочий элемент клапана с условием распределения их по площади диска.

Проведенный литературный обзор показал, что законы распределения давления в дроссельном сечении клапана до сих пор мало изучены, и расчет распределения давления по тарели клапана представляет некоторые трудности. Поэтому для определения действительной газовой силы используются в основном экспериментальные методы. Исследованию действительной газовой силы и коэффициента подъемной силы φ посвящены работы Т.Ф. Кондратьевой, В.Г. Бугаенко, И.Ф. Ляковского, Б.С. Плюгина, D.H. Tsai, E.C. Cassidy и др. Экспериментальному определению коэффициента расхода и коэффициента расширения, от величины которых также зависит коэффициент подъемной силы φ , посвящены работы Баха, И.Г. Есьмана, В.К. Дейкуна и др. Полученные авторами результаты подтверждают, что коэффициент подъемной силы меняется в широком диапазоне значений в зависимости от условий работы и конструктивных особенностей клапанного узла, и применение методов аппроксимации и параметро-геометрической аналогии при определении коэффициента подъемной силы недопустимо. Несмотря на большой объем проведенных исследований, для разработки новых устройств накопленной экспериментальной базы данных недостаточно.

Настоящий уровень развития вычислительной техники позволяет исследовать термодинамические параметры состояния газа (p, T) при помощи математического моделирования рабочих процессов, протекающих в рассматриваемой пневматической системе. Математические модели могут описывать рабочие процессы в приближении сосредоточенных и в приближении распределенных термодинамических параметров состояния. Каждая из моделей имеет свои достоинства и недостатки, которые определяют область ее применения.

На основе проведенного анализа существующих методов определения действительной газовой силы сформулированы цели и задачи исследования.

Вторая глава посвящена созданию методов расчета и математических моделей рабочих процессов в РД с учетом аэродинамической составляющей нагрузки на регулирующий элемент на примере РД непрямого действия «после

себя», регулирующий элемент которого выполнен в форме тарели клапана, а чувствительным элементом является мембрана.

Расчетная схема показана на Рисунке 1. Пневматическая система, состоящая из РД и ОР, представляет собой набор газовых полостей постоянного и переменного объема, соединенных каналами постоянного и переменного сечения. В каждой газовой полости происходят одинаковые по всему объему физические процессы и явления, и параметры рабочей среды считаются независимыми от координаты точки внутри рассматриваемого объема. Подвижные элементы конструкции нагружены газовыми силами, силами упругости и силами трения. Процессы течения рабочей среды во внутренних каналах заменены процессами истечения рабочей среды через условные дроссели.

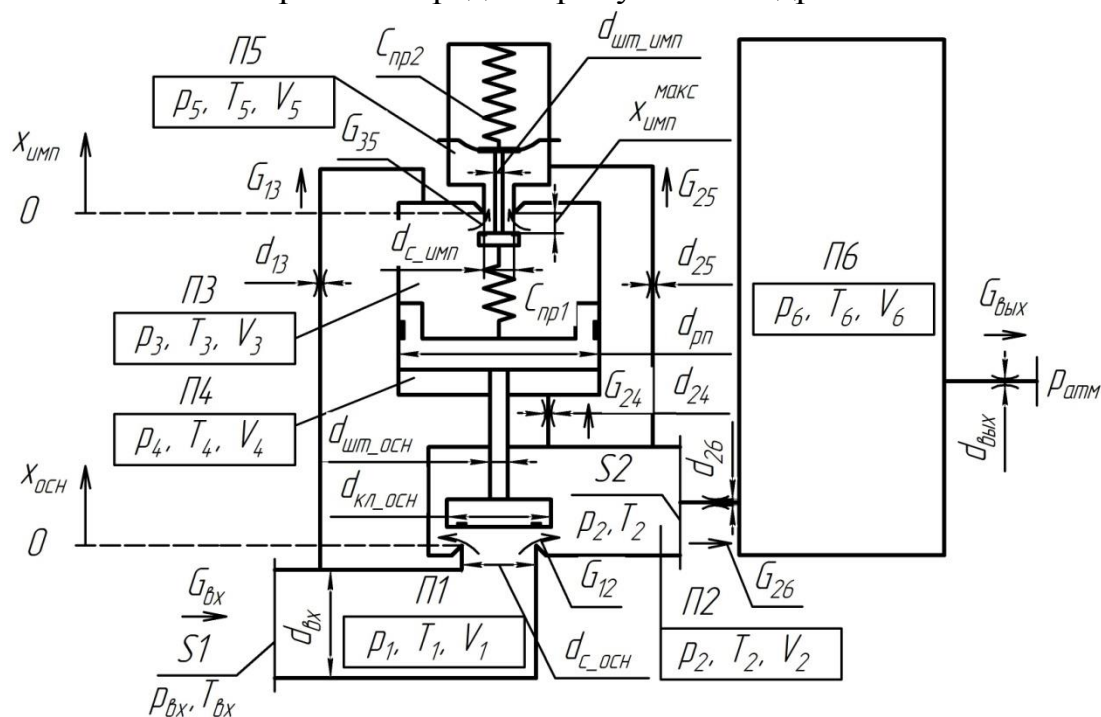


Рисунок 1. Расчетная схема регулятора давления «после себя» с учетом присоединенных магистралей

Разработка математической модели рабочих процессов ведется в три этапа.

На первом этапе рабочие процессы в пневматической системе, состоящей из РД и ОР, описываются в приближении сосредоточенных термодинамических параметров состояния газа. На начальном этапе моделирования, когда коэффициент подъемной силы неизвестен, считается, что действительная газовая сила равна газостатической. На этом этапе проводится отладка программы, а также определение начальных условий, необходимых для решения системы ДУ, описывающих параметры газа в проточной части устройства в приближении распределенных термодинамических параметров состояния газа (второй этап).

На втором этапе моделирования определяется коэффициент подъемной силы φ . Для этого рабочие процессы в проточной части устройства (полости

П1, П2) описываются в приближении распределенных термодинамических параметров состояния газа. Только таким способом можно получить картину распределения давлений и определить коэффициент подъемной силы φ , действующий на регулирующий элемент РД.

На третьем этапе создания проводится интеграция: рассчитанное значение коэффициента подъемной силы вводится в систему уравнений, описывающую рабочие процессы в пневматической системе, состоящей из РД и ОР.

Далее второй и третий этапы повторяются до тех пор, пока отклонение значений коэффициента подъемной силы для всех положений клапана не будет превышать 5%. По окончании проводятся расчетно-теоретические исследования рабочих процессов.

Первый этап.

Математическая модель строится в предположении, что процессы носят квазистатический характер, течение рабочей среды во внутренних полостях регулятора считается адиабатическим, а рабочее тело – идеальный газ. В этом случае рабочие процессы можно в полостях РД описать уравнениями сохранения массы и энергии, уравнением состояния идеального газа. Эти уравнения для каждой газовой полости приводятся к виду дифференциальных уравнений изменения давления и температуры рабочей среды. Для расчетной схемы, приведенной на Рисунке 3, система уравнений выглядят следующим образом:

$$\begin{aligned} \frac{dp_1}{dt} &= \frac{k}{V_1} \cdot \left(R(\sum T_j G_{j1} - \sum T_1 G_{1j}) - p_1 \frac{dV_1}{dt} + \frac{dQ_T}{dt} \left(\frac{k-1}{k} \right) \right) \\ \frac{dT_1}{dt} &= \frac{T_1}{p_1 V_1} \cdot \left(V_1 \frac{dp_1}{dt} + p_1 \frac{dV_1}{dt} - R(\sum T_j G_{j1} - \sum T_1 G_{1j}) + \frac{dQ_T}{dt} \left(\frac{k-1}{k} \right) \right) \\ &\dots \\ \frac{dp_6}{dt} &= \frac{k}{V_6} \cdot \left(R(\sum T_j G_{j6} - \sum T_6 G_{6i}) - p_6 \frac{dV_6}{dt} + \frac{dQ_T}{dt} \left(\frac{k-1}{k} \right) \right) \\ \frac{dT_6}{dt} &= \frac{T_6}{p_6 V_6} \cdot \left(V_6 \frac{dp_6}{dt} + p_6 \frac{dV_6}{dt} - R(\sum T_j G_{j6} - \sum T_6 G_{6j}) + \frac{dQ_T}{dt} \left(\frac{k-1}{k} \right) \right). \end{aligned}$$

Дополнительно записываются уравнения движения основного и импульсного клапанов РД. С учетом того, что сила упругости пружин вычисляется в соответствии с законом упругости Гука, который в общем виде можно представить как $F_{упр} = -C \cdot x$, уравнения движения имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} m_{осн} \frac{d^2 x_{осн}}{dt^2} + C_{np1} \cdot (x_{осн} - x_{умн}) &= \frac{\pi \cdot (d_{c-осн})^2}{4} \cdot (p_1 - p_2) \cdot \varphi + \\ &+ \left(\frac{\pi \cdot (d_{PI} - d_{ум-осн})^2}{4} \cdot p_4 - \frac{\pi \cdot (d_{PI})^2}{4} \cdot p_3 \right) - F_{упр-np1} - F_{mp} - m_{осн} g; \end{aligned}$$

$$m_{\text{умн}} \frac{d^2 x_{\text{умн}}}{dt^2} - C_{\text{np1}} \cdot (x_{\text{осн}} - x_{\text{умн}}) + C_{\text{np2}} \cdot x_{\text{умн}} =$$

$$S_{\text{эф_мембр}} \cdot (p_5 - p_{\text{атм}}) + F_{\text{унр_np1}}^0 - F_{\text{унр_np2}}^0 - m_{\text{умн}} g,$$

где $F_{\text{унр_np1}}^0$ и $F_{\text{унр_np2}}^0$ - силы упругости пружин, обуславливаемые их предварительным поджатием при закрытых клапанах.

Уравнения движения клапанов представляют собой ОДУ 2-го порядка. Для решения системы уравнений необходимо свести их к системе ОДУ 1-го порядка следующего вида:

$$\frac{dx_{\text{осн}}}{dt} = v_{\text{н.ч.}_\text{осн}}; \quad \frac{dx_{\text{умн}}}{dt} = v_{\text{н.ч.}_\text{умн}};$$

$$m_{\text{осн}} \frac{dv_{\text{н.ч.}_\text{осн}}}{dt} + C_{\text{np1}} \cdot (x_{\text{осн}} - x_{\text{умн}}) = \frac{\pi \cdot (d_{\text{с_осн}})^2}{4} \cdot (p_1 - p_2) \cdot \varphi +$$

$$+ \left(\frac{\pi \cdot (d_{\text{РП}} - d_{\text{умн_осн}})^2}{4} \cdot p_4 - \frac{\pi \cdot (d_{\text{РП}})^2}{4} \cdot p_3 \right) - F_{\text{унр_np1}}^0 - F_{\text{тр}} - m_{\text{осн}} g;$$

$$m_{\text{умн}} \frac{dv_{\text{н.ч.}_\text{умн}}}{dt} - C_{\text{np1}} \cdot (x_{\text{осн}} - x_{\text{умн}}) + C_{\text{np2}} \cdot x_{\text{умн}} =$$

$$S_{\text{эф_мембр}} \cdot (p_5 - p_{\text{атм}}) + F_{\text{унр_np1}}^0 - F_{\text{унр_np2}}^0 - m_{\text{умн}} g.$$

На первом этапе, когда коэффициент подъемной силы неизвестен, действительная газовая сила принимается равной газостатической силе.

Расход рабочей среды через элементы пневматической системы определяется уравнением Сен-Венана – Ванцеля, которое при докритическом режиме

истечения ($1 > \frac{p_j}{p_i} > \beta_{\text{кр}}$) имеет вид: $G_{ij} = S_{\text{эф}_{ij}} \cdot p_i \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \frac{1}{RT_i} \cdot \left(\left(\frac{p_j}{p_i} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_j}{p_i} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right)},$

а при сверхкритическом режиме ($0 < \frac{p_j}{p_i} < \beta_{\text{кр}}$): $G_{ij} = S_{\text{эф}_{ij}} \cdot p_i \cdot \sqrt{\frac{k}{RT_i} \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}},$

где $S_{\text{эф}_{ij}} = \mu_{ij} \cdot f_{ij}$ - эффективная площадь проходного сечения; μ_{ij} - коэффициенты расхода в условных проходных сечениях; f_{ij} - условные площади проходных сечений, $\beta_{\text{кр}}$ - критический перепад давлений. Параметры с индексом i относятся к текущей емкости, с индексом j - к емкости, с которой происходит тепломассообмен.

Тепловой поток между рабочим телом и стенками емкостей рассчитывается по формуле Ньютона – Рихмана:

$$dQ_T = \alpha_T \cdot S_{\text{нов}} (T_s - T) dt.$$

где Q_T -тепловой поток; T и T_s - температура рабочей среды и стенки емкости соответственно; α_T - коэффициент теплоотдачи; $S_{нов}$ – площадь поверхности теплообмена.

Сила трения складывается из двух составляющих: сил сухого и вязкого трения: $F_{тр} = F_{тр.вяз} + F_{тр.сух}$.

Силу вязкостного трения рассчитывают по следующей зависимости:

$$F_{тр.вяз} = \frac{\mu_T \cdot v_{н.ч.} \cdot S}{dr},$$

где $v_{н.ч.}$ - скорость поршня; S - площадь поверхности касания; dr - рабочий зазор;

$\mu_T = \mu_0 \cdot \left(\frac{T}{273} \right)^{0,683}$ - динамическая вязкость при температуре T ; T – температура; μ_0 - динамическая вязкость при 273К.

Сила сухого трения уплотнительных колец определяется предварительным обжатием материала уплотнения и величиной действующего перепада давления уплотняемой среды:

$$F_{тр.сух} = \beta \cdot (2 \cdot d \cdot \pi \cdot D_k \cdot \varepsilon \cdot E + d \cdot \pi \cdot D_k \cdot p).$$

Полученная система уравнений представляет собой систему ОДУ 1-го порядка и в общем случае аналитического решения не имеет. Дополненная начальными условиями, она сводится к решению задачи Коши и решается методом Эйлера.

Начальные условия выглядят следующим образом:

$$t = 0; x_{осн} = 0; x_{имп} = x_{имп}^{макс}$$

$$p_1 = p_2 = p_3 = p_4 = p_5 = p_6 = p_{атм}; p_{вх} > p_{атм}$$

$$T_{вх} = T_1 = T_2 = T_3 = T_4 = T_5 = T_6 = 300K.$$

Второй этап.

Для определения коэффициента подъемной силы φ рабочие процессы в проточной части устройства (полости П1, П2) описываются в приближении распределенных термодинамических параметров состояния газа. Система уравнений рабочих процессов в РД в приближении распределенных термодинамических параметров состояния выглядит следующим образом:

$$\text{Уравнение неразрывности: } \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0.$$

$$\text{Уравнения движения: } \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i - \tau_{ij}) = - \frac{\partial p}{\partial x_i},$$

где компоненты тензора напряжений для ньютоновской жидкости τ_{ij} :

$$\tau_{ij} = 2\mu S_{ij} - \frac{2}{3}\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} - \overline{\rho u'_i u'_j}$$

и тензора скоростей деформации $S_{ij} : S_{ij} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$,

где δ_{ij} - оператор Кронекера, x_i - оси декартовой системы координат ($i=1, 2, 3$); u_i - проекция вектора скорости u на ось x_i ; p - статическое давление; μ - динамическая вязкость, ρ - плотность; S - источник объемных сил.

Турбулентные напряжения $-\rho \overline{u'_i u'_j}$, обусловленные наличием пульсационных составляющих вектора скорости u'_i , u'_j , определяются по следующим зависимостям:

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} + \rho k \right) \delta_{ij},$$

где k - кинетическая энергия турбулентных пульсаций, μ_t - турбулентная динамическая вязкость, u - вектор скорости, u' - пульсационная составляющая вектора скорости.

Уравнение энергии:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho H u_j - \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho \overline{u'_j h'} \right) \right) = u_j \frac{\partial p}{\partial x_j} + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}; \quad \rho \overline{u'_j h'} = - \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial h}{\partial x_j},$$

где $H = h + u_i^2 / 2$ - полная энтальпия, h - статическая энтальпия, λ - коэффициент теплопроводности, T - температура, μ_t - турбулентная динамическая вязкость, Pr_t - турбулентное число Прандтля.

Для расчета используется $k - \omega$ SST -модель турбулентности.

Полученная система уравнений решается методом контрольных объемов.

Граничными условиями являются распределения давлений на входе и выходе из расчетной области, а также условия прилипания на границе контакта газа с твердым телом.

Результатом расчета является распределение давления в проточной части устройства. Для определения действительной газовой силы необходимо проинтегрировать давление рабочей среды по поверхности тарели клапана $S_{кл}$:

$$F_z = \iint_{(S_{кл})} p(x, y, z) ds.$$

Тогда коэффициент подъемной силы можно определить по формуле:

$$\varphi = \frac{F_z}{F_{z.cm}}.$$

Третий этап.

Разработанная на 1-ом этапе модель рабочих процессов в пневматической системе, состоящей из РД и ОР, уточняется полученным значением коэффициента подъемной силы.

По завершении расчетов с учетом принятой точности определения коэффициента подъемной силы проводятся численные исследования рабочих процессов.

Третья глава посвящена проведению численно-теоретических исследований с помощью созданных математической модели и метода расчета рабочих процессов на примере РД АРТ-85-50/16.

Предварительные исследования показали, что учет теплообмена со стенками РД не оказывает существенного влияния на результаты расчета, поэтому с целью упрощения математической модели и сокращения времени вычислений в дальнейшем теплообмен не учитывался.

В работе проведены расчетно-теоретические исследования давления в проточной части РД и коэффициента подъемной силы ϕ в зависимости от высоты подъема клапана. Поля давлений в проточной полости РД для крайних рабочих положений клапана показаны на Рисунке 2.

Полученные результаты подтверждают, что давление по поверхности клапана распределено неравномерно, а зона пониженного давления под клапаном увеличивается с увеличением высоты подъема клапана. Процессы изменения распределения давления по тарели клапана в зависимости от высоты подъема качественно совпадают с выявленными экспериментально и описанными в технической литературе.

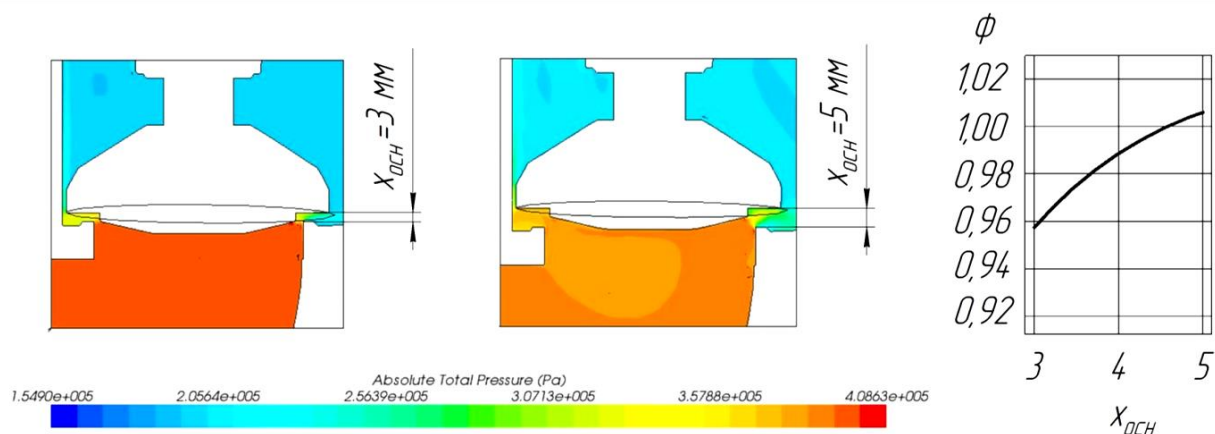


Рисунок 2. Распределения давления по тарели клапана РД и график изменения коэффициента подъемной силы

Проведены исследования влияния изменения расхода потребителя на давление в выходной полости П2 РД. Графики представлены на Рисунке 3.

Проведены исследования влияния силы трения на давление в выходной полости П2 РД при использовании различных материалов уплотнения разгрузочного поршня (фторопластовое кольцо: марка материала фторопласт-4, резиновое кольцо: марка резины ИРП-1345 по ГОСТ 9833-73, ГОСТ 18829-73). Результаты (Рисунок 4) показали, что наличие трения оказывает положительное влияние на характер рабочих процессов, уменьшая колебания в системе, но уменьшает точность регулятора в статическом режиме, что также находит подтверждение в литературных источниках.

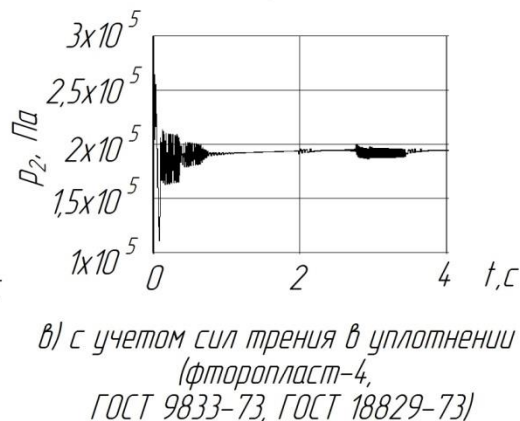
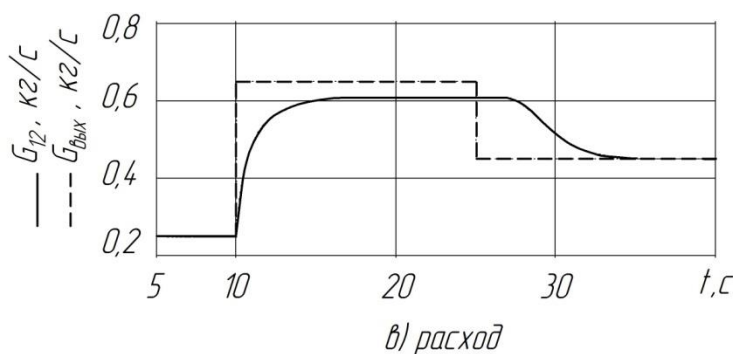
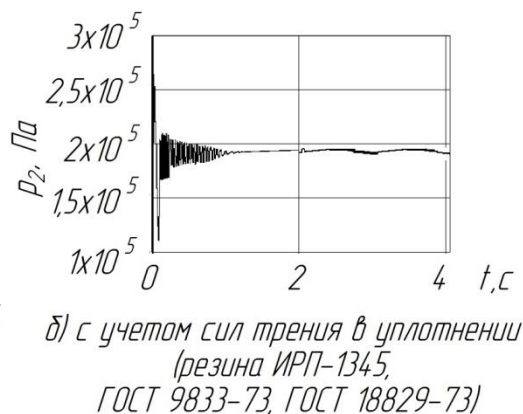
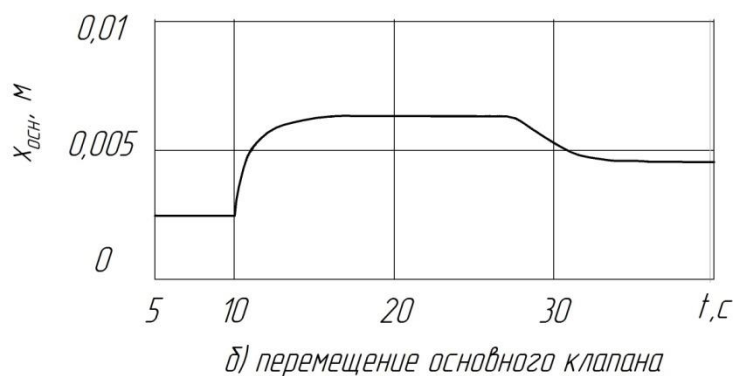
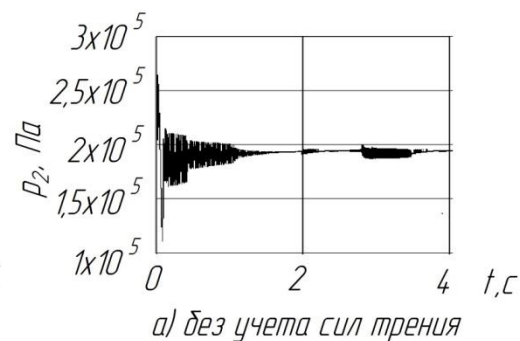
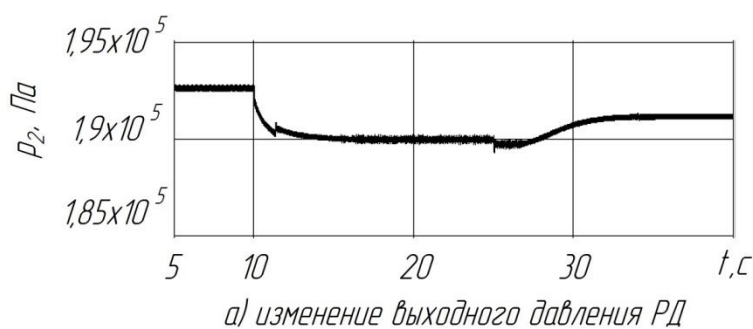


Рисунок 3. Влияние изменения расхода потребителя на давление в выходной полости П2 РД

Рисунок 4. Влияние силы трения на давление в выходной полости РД

Проведены исследования влияния объема объекта регулирования на динамику работы регулятора. Результаты показали, что объем ОР неоднозначно влияет на характер колебательного процесса. При увеличении объема ОР до значения $0,7...1\text{ м}^3$ колебания в системе демпфируются, а после – усиливаются. Эти явления не нашли подтверждения в литературных источниках и требуют проведения дополнительных исследований.

Проведены исследования влияния диаметра делительной дюзы на время выхода системы на режим. Результаты показали, что до значения давления

$2,4 \times 10^5$ Па с увеличением диаметра делительной дюзы время выхода системы на режим увеличивается, а после – убывает (Рисунок 5).

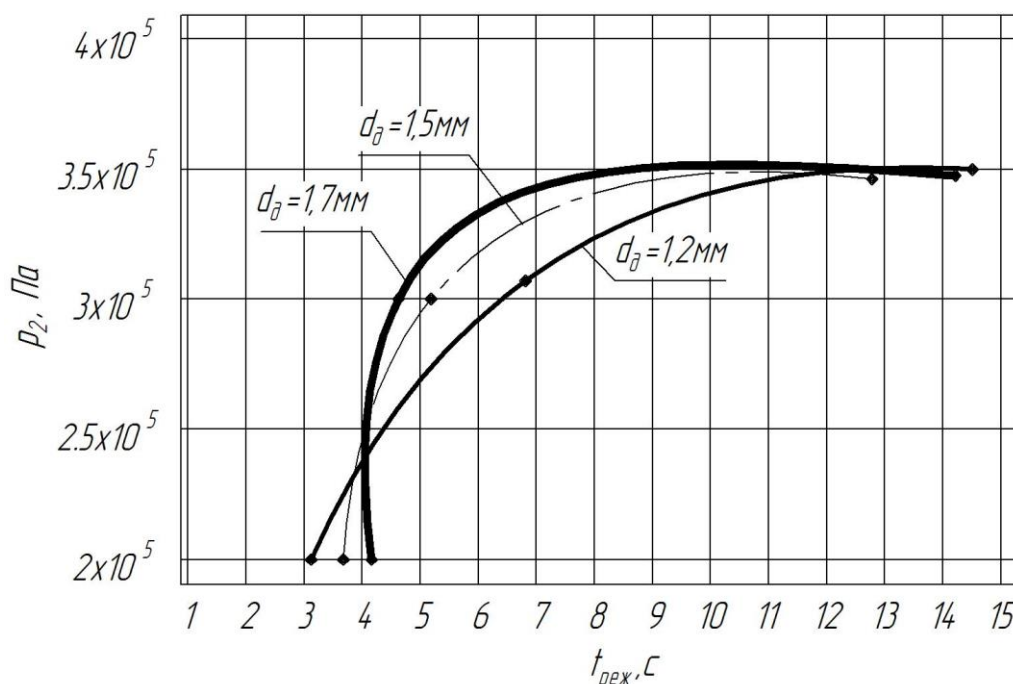


Рисунок 5. Влияние диаметра делительной дюзы d_d на время выхода РД на режим

В четвертой главе разработана методика проведения эксперимента и приведены результаты экспериментальных исследований.

Экспериментальный стенд позволяет проводить измерения давлений в полостях РД в динамическом режиме. Результаты измерений обрабатываются и представляются в виде графиков $p_i = p_i(t)$, где индексом i обозначен номер газовой полости РД. Оценка полученных в диссертационной работе результатов осуществлялась путем сравнения длительности переходных процессов, полученных экспериментально и рассчитанных при помощи разработанных метода расчета и математической модели рабочих процессов в РД, которые возникают в выходной полости регулятора П2 при внесении в систему внешних возмущений. Внешним возмущением считалось мгновенное открытие дросселя на выходе из РД после наступления в системе установившегося режима. Длительностью переходного процесса считалось время с момента оказания на систему внешнего возмущающего воздействия (открытие дросселя) до достижения установившегося значения давления в полости П2 РД во временной области.

Схема экспериментального стенда приведена на Рисунке 6.

Экспериментальные исследования проводились последовательно для РД АРТ-85-50/16 с разными делительными дюзами. Ряд значений диаметров делительных дюз составляет: 1,2 мм; 1,5 мм; 1,7 мм. В каждом случае значения давлений в выходной полости П2, на которые настраивают РД, последовательно принимались 0,2 МПа; 0,3 МПа; 0,35 МПа. Давление воздуха в ресивере во всех случаях принималось равным 0,4 МПа.

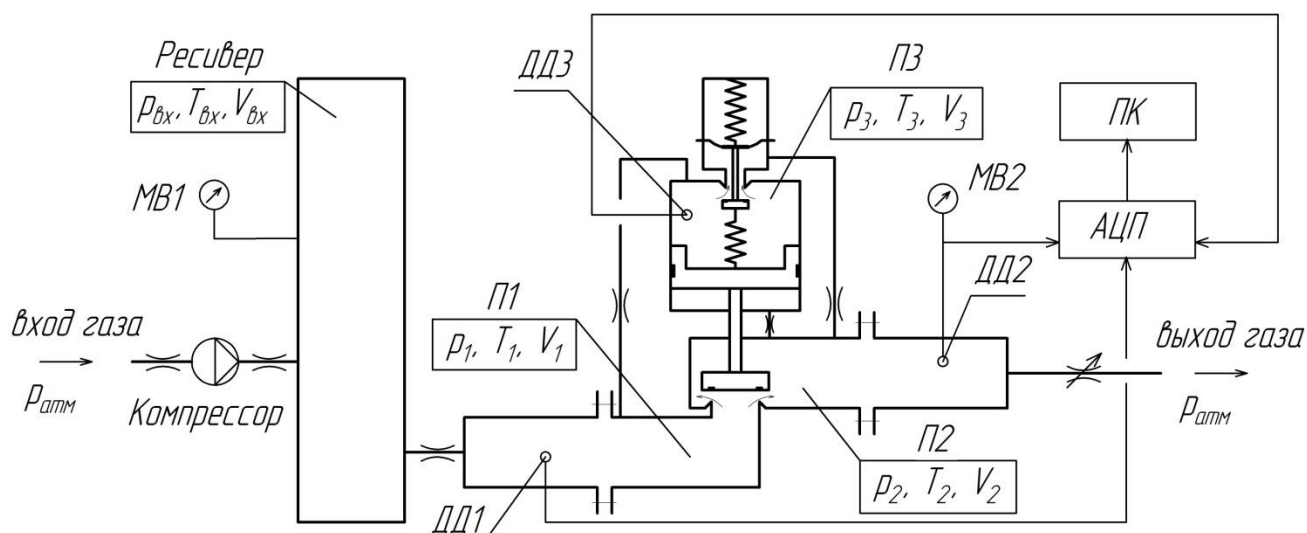


Рисунок 6. Схема экспериментального стенда

Результаты экспериментов и численно-теоретических исследований длительности переходных процессов, возникающих в выходной полости П2 РД при внесении в систему внешних возмущений, которые проводились при помощи разработанных метода расчета и математической модели рабочих процессов в РД с учетом коэффициента подъемной силы и без него, представлены на Рисунке 7.

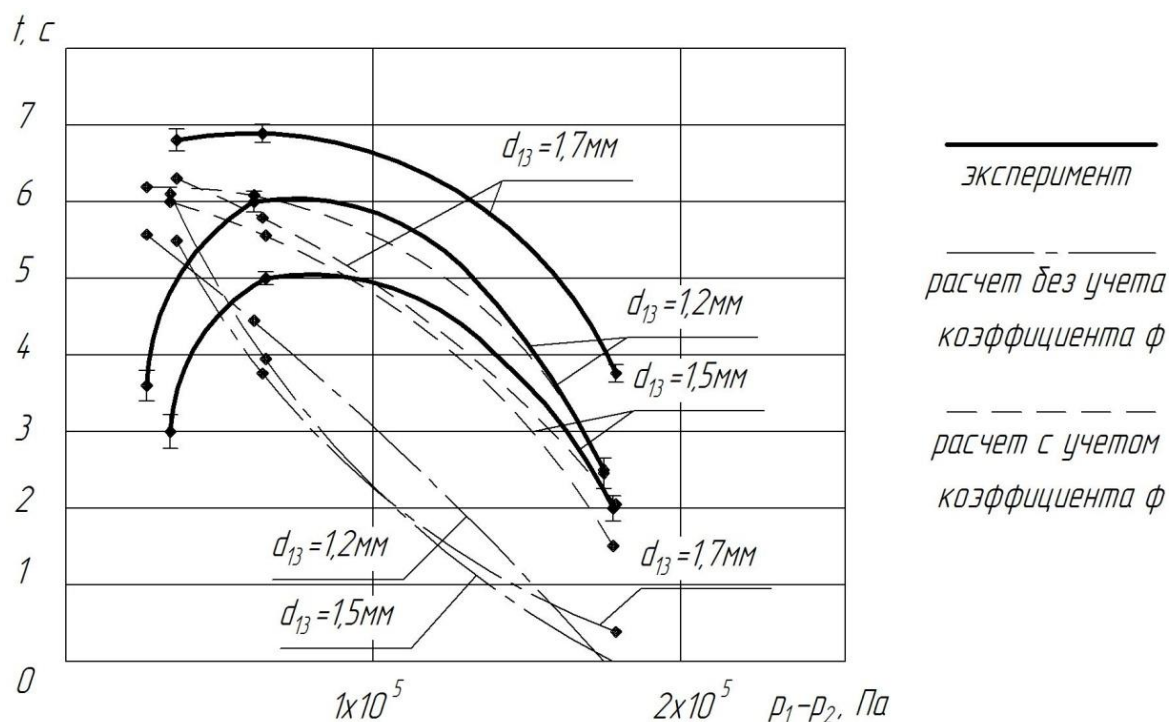


Рисунок 7. Результаты экспериментальных и численно-теоретических исследований длительности переходных процессов в выходной полости П2 РД

Основные результаты и выводы

1. Впервые разработаны метод расчета и математическая модель рабочих процессов в РД с учетом аэродинамической составляющей нагрузки на регулирующий элемент, позволяющие определить изменение распределения давлений и скоростей газа в полостях РД и скоростей подвижных элементов конструкции во времени.
2. На основе разработанных метода расчета и математической модели впервые проведены расчетно-теоретические исследования рабочих процессов в РД, в числе которых:
 - 2.1. Исследования зависимости коэффициента подъемной силы от высоты подъема тарели клапана РД. Результаты показали, что с увеличением высоты подъема тарели клапана коэффициент подъемной силы увеличивается. Его значение изменяется в диапазоне от 0,96 до 1,01 при диаметре делительной дюзы 1,2 мм. Это объясняется тем, что, с одной стороны, по мере увеличения высоты подъема тарели клапана из-за отклонения потока рабочей среды от плоскости, параллельной уплотнению, в подклапанной области образуется зона пониженного давления. С другой стороны, увеличение значения коэффициента подъемной силы связано с конструкцией клапанного узла: тарель клапана имеет больший диаметр, чем седло клапана, и является препятствием на пути отклоняющегося к оси клапана потока, воспринимая т.о. часть нагрузки. Подобные явления, полученные экспериментально, описаны в технической литературе.
 - 2.2. Исследования влияния силы трения на динамику работы РД. Результаты показали, что наличие механического трения в узлах системы положительно влияет на характер рабочих процессов, уменьшая колебания в системе, но увеличивает отклонение давления в выходной полости РД от настроенного значения, что также подтверждается данными, приведенными в литературных источниках. Исследования влияния материала уплотнения показали, что время выхода на режим в системе с резиновым уплотнением больше на 0,4с., чем в системе с использованием фторопластового кольца, а рабочие процессы в системе с резиновым уплотнением имеют более плавный характер.
 - 2.3. Исследования влияния диаметра делительной дюзы на время выхода системы на режим. Результаты показали, что до значения давления на выходе из РД $2,4 \times 10^5$ Па с увеличением диаметра делительной дюзы время выхода системы на режим увеличивается, а после – убывает.
 - 2.4. Исследования влияния объема объекта регулирования на динамические рабочие процессы в РД. Результаты показали, что объем ОР неоднозначно влияет на характер колебательного процесса. При увеличении объема ОР до значения $0,7 \dots 1 \text{ м}^3$ колебания в системе демпфируются, а после – усиливаются. Полученные данные требуют дополнительного исследования.
3. Разработана методика и проведены экспериментальные исследования, подтверждающие адекватность математической модели рабочих процессов в РД. Погрешность экспериментального определения длительности переходных процессов не превышает 16,6%. Сравнение результатов численно-теоретических и

экспериментальных исследований показало, что учет коэффициента подъемной силы увеличивает точность определения длительности переходных процессов в РД. Максимальное расхождение расчетных и экспериментальных данных 31,7% для дюзы 1,7 мм в диапазоне перепада давлений на тарели клапана 0,08 МПа и выше. В области перепада давлений ниже 0,08 МПа наблюдается рассогласование экспериментальных и расчетных данных, что связано с близостью рассматриваемой области к границе потери работоспособности РД.

4. Разработанный метод расчета может быть рекомендован для проведения предварительных расчетов при разработке и усовершенствовании РД. Результаты диссертационной работы внедрены в практику проектирования и исследования рабочих процессов в РД в ЗАО НПО «Аркон», г. Москва, а также использованы при проведении исследовательских работ в ОАО «РКК «Энергия», г. Королев (договор №07/01-13), и внедрены в учебный процесс МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, что подтверждено актами о внедрении.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах

1. Исследование динамической нагрузки, действующей на рабочий орган пневматического регулирующего исполнительного устройства / В.А. Васильева [и др.] // Вестник МГТУ им. Баумана. Спец. выпуск «Вакуумные и компрессорные машины и пневмооборудование». 2011. С. 150-167. (2,0 п.л./1,8 п.л.)
2. Васильева В. А. Проблемы определения аэродинамической нагрузки, действующей на рабочий орган регулирующего исполнительного устройства на примере регулятора давления // Будущее машиностроение России. Сборник трудов. 2011. С. 221-222. (0,2 п.л./0,2 п.л.)
3. Петропавлов П. И., Васильева В. А., Чернышев А. В. Математическое моделирование рабочих процессов РД с учетом диссипации энергии // Компрессорная техника и пневматика. 2012. №8. С. 24-32. (1,0 п.л./0,5 п.л.)
4. Васильева В. А., Петропавлов П. И., Чернышев А. В. Разработка математической модели нестационарных рабочих процессов регуляторов давления газа // Техника и технология современного нефтехимического и нефтегазового производства. Материалы 2-й научно-технической конференции аспирантов, магистрантов, студентов, творческой молодежи профильных предприятий и организаций, учащихся старших классов, посвященной 70-летию ОмГТУ. 2012. С. 159-170. (1,3 п.л./1,0 п.л.)
5. Васильева В. А., Чернышев А. В. Математическое моделирование нестационарных рабочих процессов регуляторов давления газа // Вестник МГТУ им. Баумана. Серия «Машиностроение». 2012. С. 66-78. (0,9 п.л./0,7 п.л.)
6. Васильева В. А., Чернышев А. В. Исследование аэродинамической составляющей нагрузки, действующей на клапан запорно-регулирующего устройства // Компрессорная техника и пневматика. 2014. №8. С. 14-19. (0,7 п.л./0,5 п.л.)
7. Борисов Ю. А., Васильева В. А., Чернышев А. В. Применение численных методов для расчета процессов, протекающих в вакуумных и пневмогидравлических системах // Электронный научно-технический журнал: Инженерный вестник (эл №. ФС77-51036. ISSN 2307-0595). 2014. №11. С. 54-58. (0,6 п.л./0,3 п.л.)

Подписано в печать: 18.09.2015
Объем: 1,0 усл.п.л.
Тираж: 100 шт. Заказ № 184
Отпечатано в типографии «Реглет»
125009, г. Москва, Страстной бульвар, д. 4
+7(495) 978-43-34; www.reglet.ru