

На правах рукописи

УДК 62-522

Труханов Кирилл Алексеевич

**МЕТОДЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ОПТИМАЛЬНЫХ СЛЕДЯЩИХ  
ПНЕВМАТИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ СИСТЕМАМИ  
С ЖИДКИМИ РАБОЧИМИ СРЕДАМИ**

05.04.13 – Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты

АВТОРЕФЕРАТ

Диссертации на соискание ученой степени  
доктора технических наук



Москва – 2019

Работа выполнена на кафедре «Гидромеханики, гидромашин и гидропневмоавтоматики» «Московского государственного технического университета имени Н.Э. Баумана» (национальный исследовательский университет)

---

Официальные оппоненты:

**Градецкий Валерий Георгиевич** доктор технических наук, профессор, Гл. научный сотрудник Лаборатории робототехники и мехатроники Института проблем механики им. А.Ю. Ишлинского Российской академии наук (ФГБУН ИПМех РАН)

**Халатов Евгений Михайлович** доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Гидропневмоавтоматики и гидропривода», Ковровская государственная технологическая академия им. В.А. Дегтярева

**Афонин Вячеслав Леонидович** доктор технических наук, профессор, Гл. научный сотрудник Лаборатории управления технологическими процессами и системами Института машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

Ведущая организация: Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет), Кафедра «Гидравлика и гидропневмосистемы»

Защита диссертации состоится «12» февраля 2020 г. в 14 час. 30 мин. в конференц-зале (ауд. 314э) на заседании диссертационного совета Д 212.141.16 при ФГБОУ ВО МГТУ им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, г. Москва, Лефортовская наб., д.1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Ваши отзывы на автореферат в 2-х экземплярах, заверенные печатью, просим высылать по адресу: 105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5 стр. 1, ученый совет факультета «Энергомашиностроение», ученому секретарю диссертационного совета Д 212.141.16.

Автореферат разослан «    »

2019 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета Д 212.141.16  
кандидат технических наук, доцент



О.В. Белова

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы.** В пневмосистемах, применяющихся в промышленности повсеместно для управления системами с жидкими рабочими средами, в качестве исполнительных механизмов наиболее широкое распространение получили пневмодвигатели с возвратно-поступательным движением выходного звена (штока), реже используются пневмодвигатели с полноповоротным или неполноповоротным движением выходного звена (вала). Устойчивость пневмосистем играет важную роль в современной технике, где требования надежности, точности и быстродействия выходят на первый план, поскольку обеспечивают эффективность использования разрабатываемых систем и их экономическую целесообразность. Точное позиционирование, управление и остановка в желаемом месте пространства с минимальной ошибкой позиционирования такими пневмодвигателями осуществляется с помощью, как правило, пропорциональных распределительных устройств с электроуправлением. Совокупность элементов автоматической системы управления, позволяющая изменять и контролировать закон движения выходного звена (вала или штока) в зависимости от управляющего воздействия, образует следящее пневматическое устройство (пневмопривод).

Исследуемые системы отличаются тем, что процессы в жидкой среде являются нестационарной нагрузкой для следящего пневматического устройства, предназначенного для управления этой системой. Вопросы, связанные с синтезом и устойчивостью пневматического устройства, остаются открытыми. Определение нестационарного коэффициента трения и для системы с жидкой средой позволит повысить точность расчета; решить научно-техническую задачу, связанную с нестационарными процессами и с устойчивостью систем с распределенными параметрами.

К основным требованиям, предъявляемым к следящим пневматическим устройствам, в настоящее время относят: устойчивость, быстродействие и точность. Таким образом, необходимо иметь критерии, позволяющие оценивать условия работы и появление автоколебаний в следящих пневматических устройствах для управления системами с жидкими рабочими средами.

Использование следящего пневматического устройства позволило бы решить задачу использования контурного управления и точного позиционирования. В результате этого проблема точного, а также промежуточного позиционирования выходного звена исполнительного механизма оказалась бы также решена.

Разработка методов оптимального проектирования следящих пневматических устройств для управления системами с жидкими рабочими средами позволит решить актуальную, сложную техническую и технологическую задачу, связанную с определением и прогнозированием условий работы следящих пневматических устройств при действии случайных нагрузок; поможет без проведения дорогостоящих, а иногда и невыполнимых экспериментов, выявить «начало катастроф», приводящих к выходу из строя систему, в состав которой включено следящее пневматическое устройство; а также выбрать оптимальные параметры системы в целом.

Исходя из вышеизложенного, тема диссертационной работы «Методы проектиро-

вания оптимальных пневматических устройств для управления систем с жидкими рабочими средами» является актуальной.

**Объект исследования.** Объектом исследований, результаты которых приведены в диссертации, служит следящее пневматическое устройство для управления системами с жидкими рабочими средами, рассмотренное для управления и регулирования запорной арматурой в трубопроводах.

**Цель проведенных исследований** состоит в создании методов проектирования следящего пневматического устройства с оптимальными параметрами, ориентированных на определение границ отсутствия в системе автоколебаний и условий работы привода при изменении внешних нагрузок; их верификации и применения в промышленности.

**Задачи исследования.** Для достижения поставленной цели в диссертационной работе были решены следующие задачи:

- 1) Создать метод получения нагрузки на исполнительное следящее пневматическое устройство для управления системой с жидкой рабочей средой. При этом нагрузка носит нестационарный характер.
- 2) Создать расчетный способ получения закона для касательного напряжения на стенки трубы для определения коэффициента гидравлического сопротивления трения для нестационарного режима течения среды и экспериментальным путем доказать полученный закон для касательного напряжения на стенки.
- 3) Создать метод идентификации передаточной функции для управляющих пневматических устройств, которыми осуществляется управление следящим пневматическим устройством.
- 4) Создать метод статической оптимизации следящих пневматических устройств. Данный метод должен позволять выбрать оптимальные параметры создаваемого следящего пневматического устройства, исходя из массогабаритных показателей.
- 5) Создать метод динамической оптимизации следящих пневматических устройств. Т.е. определить параметры устройства или регулятора, с тем, чтобы обеспечить устойчивость следящего пневматического устройства при действии возмущений, отсутствие колебаний, исключить ошибку выходного сигнала (перемещение штока исполнительного следящего пневматического устройства).
- 6) Создать метод выбора параметров цифрового ПИД-регулятора для управления следящим пневматическим устройством.
- 7) Создать метод оптимизации уплотнения поршня/штока следящего пневматического устройства для того, чтобы выполнять расчетным путем оценку сил трения и снизить их влияние на систему.
- 8) Разработка опытного образца следящего пневматического устройства (СПУ) с целью уточнения и верификации разработанной математической модели СПУ и ее коэффициентов.

**Методы исследования.** Задачи в данной работе решались на основе теоретических и экспериментальных исследований. Теоретические исследования базируются на известных положениях в области расчетов и оптимального проектирования технических систем с пневмоприводом.

Для изучения динамических процессов применялось математическое моделирование проектируемого следящего пневматического устройства. Расчеты ди-

намических характеристик следящего пневмопривода и параметров его элементов проведены по разработанной с этой целью нелинейной объектно-ориентированной компьютерной модели.

Оценка и прогнозирование условий работы выполнялась при помощи созданной математической модели.

Верификация теоретических положений подтверждена испытаниями опытного образца, созданного, в соответствии с предложенными в диссертации методами.

**Научная новизна** выполненной диссертационной работы состоит в следующем:

Созданы методы проектирования оптимальных следящих пневматических устройств для управления системами с жидкими средами, работающих при изменении внешних нагрузок, позволяющие оценивать качество работы создаваемой системы по степени устойчивости и по отсутствию колебаний:

1) Создана математическая модель нагрузки, действующей на СПУ; представляющей собой длинную гидравлическую линию; устанавливающая однозначную взаимосвязь волновых процессов, определяемых граничными условиями на входе и выходе линии при внезапном изменении нагрузки на выходе из линии. Модель учитывает реологические особенности среды, протекающей по линии и нестационарный характер коэффициента гидравлического сопротивления трения при значениях чисел Рейнольдса  $Re = 3100 \dots 28000$ .

2) Получен теоретический закон для касательного напряжения на стенки трубы, который подтвержден экспериментальным путем. Полученная математическая модель может быть применена для описания поведения жидкостей с погрешностью до 12%.

3) Разработанный метод идентификации передаточной функции пневматического распределителя позволяет определять запасы устойчивости следящего пневматического устройства, в состав которого он входит.

4) Разработан метод синтеза следящего пневмопривода. В качестве критерия оптимальности выбрана целевая функция, учитывающая связь параметров исполнительного пневмопривода и его развиваемой мощности.

5) Создана объектно-ориентированная компьютерная модель следящего пневматического устройства, в отличие от существующих, построена в виде блок-схем уравнений, описывающих связи между исходными физическими величинами, и обладающая принципом модульности. Модель позволяет определять оптимальные параметры адаптивного цифрового ПИД-регулятора.

6) Разработан метод выбора оптимальных параметров уплотнения поршня пневмоцилиндров, учитывающий устойчивость поршня и использующий принцип Парето. В качестве критериев при оптимизации использованы механический и объемный КПД исполнительного механизма.

7) Получены коэффициенты, позволяющие уточнить математическую модель с помощью экспериментальных исследований опытного образца следящего пневмопривода.

**Практическая ценность результатов.** С помощью разработанных в диссертации методов проектирования оптимальных пневматических устройств с жидкими рабочими средами:

- 1) Получены обобщающие зависимости для инженерных расчетов модели длинной линии при нестационарном коэффициенте гидравлического сопротивления. Показано его отличие от квазистационарного коэффициента.
- 2) Полученные результаты по идентификации передаточной функции пневмоаппарата могут применяться в инженерной практике лицом принимающее решение при структурной оптимизации и синтезе систем управления с их использованием.
- 3) Разработанный метод выбора оптимальных параметров СПУ нашел применение при их создании для управления в реальных технологических объектах промышленности РФ, США, Германии.
- 4) Введение и выбор оптимальных параметров ПИД-регулятора в состав структуры системы управления пневмоприводом привело к сокращению времени переходного процесса в 1,83 раза, т.е. увеличило быстродействие системы с сохранением ее устойчивости, а также уменьшило максимальное перерегулирование в 2,85 раза. Это сказывается на ресурсе системы пневмопривода, ее точности и надежности.
- 5) Приведены рекомендации и способ нахождения времени дискретизации цифровых систем управления пневмоприводом с ПИД-регулятором.
- 6) Принятые критерии оптимальности уплотнения могут быть применены для выбора размеров уплотнения поршня исполнительных механизмов. Предложенный метод выбора оптимальных параметров конструкции уплотнения поршня используется не на заключительном этапе разработки, а на стадии проектирования вновь разрабатываемого изделия, что позволяет экономить средства, время и затраты на проведение дорогостоящих испытаний.
- 7) Стоимость созданного и внедренного в серийное производство привода в 1,45 раза меньше, чем аналогичного зарубежного серийно выпускаемого аналога.

**Достоверность полученных результатов** обеспечена применением обоснованных допущений, принятых при создании методов проектировании оптимальных пневматических устройств для систем с жидкими рабочими средами. Справедливость разработанных методов проектирования оптимальных пневматических устройств и полученных результатов компьютерного моделирования подтверждена экспериментальными исследованиями созданных опытных образцов, проведенными с участием автора диссертации, а также применением созданных с участием автора устройств в отраслях промышленности РФ, США, Германии.

**Реализация работы.** Методы, созданные на основе представленных в диссертации результатов теоретических и экспериментальных исследований проектирования оптимальных следящих пневматических устройств для управления системами с жидкими рабочими средами внедрены, использованы в профессиональной деятельности Обществом с ограниченной ответственностью «Специальное конструкторско-технологическое бюро прикладной робототехники» (ООО «СКТБ ПР») в проектах по заказу АО «КОНЦЕРН РОСЭНЕРГОАТОМ». Место внедрения (использование результатов выполненных работ): Ленинградская АЭС-2.

Внедрение результатов работы заключается в применении и использовании методов разработки оптимальных следящих пневматических устройств для управления системами с жидкими рабочими средами, работающих при изменении внешних нагрузок. По критериям, полученным в методах, были оценены условия и устойчивость работы созданного роботизированного комплекса, в состав которого вошли созданные следящие пневматические устройства. Комплекс применяется для ремонтных работ бассейна выдержки Ленинградской АЭС-2.

Также методы разработки оптимальных следящих пневматических устройств для управления системами с жидкими рабочими средами внедрены в серийное производство компании FESTO (Германия): ООО «Фесто РФ» – мирового лидера и производителя промышленного оборудования и систем автоматизации. Выпуск следящих пневматических устройств, используя созданные методы, составляет 150-200 штук в год.

Кроме того, разработанные методы внедрены также при разработке серийно выпускаемых систем компании ООО «ТОМС инжиниринг» и ПАО «ФосАгро» – крупнейшего европейского производителя фосфорных удобрений, мирового производителя высокосортного фосфорного сырья и второго в мире (без учета Китая) производителя аммофоса и диаммонийфосфата (по данным Fertecon), ведущего в Европе и единственного в России производителя кормового монокальцийфосфата (МСР), а также единственного в России производителя нефелинового концентрата.

Положения методов нашли применения при создании запасных частей буровых насосов, а в нефтедобывающей отрасли промышленности они легли в основу создания телеметрических систем бурения скважин, и внедрены компанией GeoTrend (США). Патент: US 10,113,420 B2.

Кроме того, разработанные методы нашли применение при создании устройств, используемых в коленных суставах для людей с ограниченными возможностями.

Таким образом, созданные и представленные в диссертационной работе методы нашли широкое применение в следующих отраслях промышленности РФ, США и мира, а именно: в атомной, сельскохозяйственной, общем машиностроении, нефтедобывающей отрасли и медицинской промышленности.

Основные положения диссертации отражены в печатных работах, которые докладывались и обсуждались на заседаниях кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика» МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2015, 2017, 2018г.; на Московской научно-технической конференции студентов и аспирантов 2015г., Всероссийской научно-технической конференции «Гидравлика 2018», Москва; Открытом семинаре в Институте проблем механики имени А.Ю. Ишлинского РАН (Лаборатория робототехники и мехатроники), Москва, 2019г.; Открытом семинаре в Институте машиноведения им. А.А. Благоднарова РАН (Лаборатория механики и систем управления приводами), Москва, 2019г.

**Научные работы.** По материалам диссертации опубликованы 19 научных работ, из них 16 в журналах, рецензируемых ВАК РФ, 1 патент США. Научные работы посвящены созданию методов проектирования оптимальных пневматиче-

ских устройств, вопросам идентификации параметров и синтезу (выбору оптимальной структуры и параметров) следящих пневматических устройств.

**Структура и объем диссертации.** Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы из 107 наименований, содержит 301 страницу текста, 23 таблицы и 110 рисунков.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность выбранной темы исследования, определены цель, объект и задачи работы. Приводятся научная новизна работы, ее апробация, структура и краткое содержание работы по главам.

**В первой главе** выполнен обзор и анализ проблем проектирования и расчета следящих пневматических устройств. Выполнен сравнительный анализ существующих схемных решений следящих пневматических устройств и их элементов, сформулированы проблемы, возникающие при их разработке. Показана эволюция развития следящих пневматических устройств.

Рассмотрены и проанализированы научные работы, публикации, результаты исследований, связанные с проблемами разработки и расчета оптимальных следящих пневматических устройств.

На Рис.1, а) приведена выбранная принципиальная схема следящего пневматического устройства для создания и исследования.

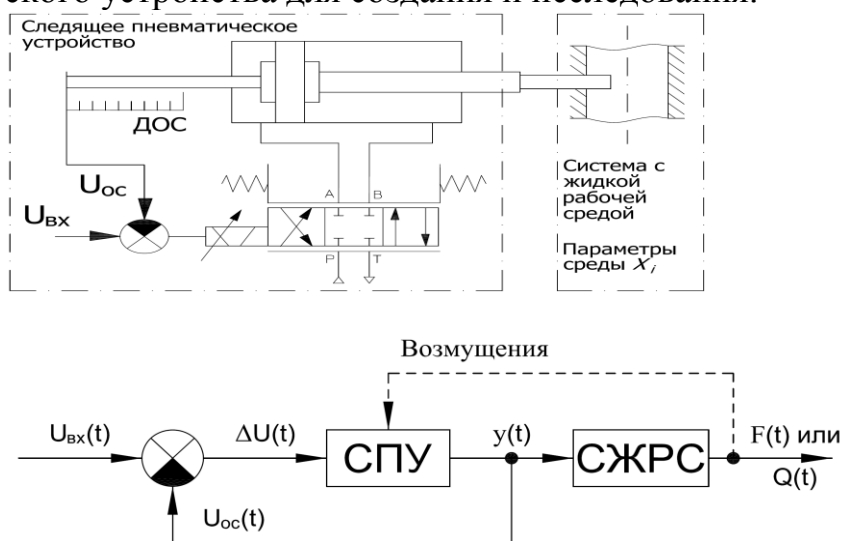


Рис.1. а) Принципиальная схема следящего пневматического устройства  
 б) Созданное автором и установленное следящее пневматическое устройство для управления задвижкой трубопровода. 1 – следящий пневмопривод; 2 – датчик обратной связи; 3,4 – пневматические линии штоковой и поршневой полостей; 5 – шток ПП; 6 – вилкообразная головка; 7 – шаровая задвижка трубопровода.

Результатом проведенного обзора и анализа стало формирование задач и цели научного исследования, формулировка цели диссертационной работы, задач исследования и методов их решения.

**Во второй главе** изложены вопросы, связанные с созданием нелинейной объектно-ориентированной модели следящего пневматического устройства. Приведены нелинейные математические модели пневмопривода с пропорциональным



или дискретным распределителем, с учетом электродинамических свойств катушки управления. Показано влияние постоянного и переменного значений индуктивности на переходные процессы при расчете систем с распределителем.

Автором предложен метод идентификации коэффициентов передаточной функции пневмоаппаратов, при помощи полученных экспериментальным путем характеристик. Приведен способ получения амплитудной и фазовой частотных характеристик пневмоаппаратов. Получены динамические свойства рассматриваемых пневмоаппаратов, произведена оценка устойчивости всей системы совместно с указанными пневмоаппаратами.

В главе решается задача, связанная с получением закона коэффициента трения среды по длине линии  $\lambda = \frac{8 \cdot \tau_w}{\rho \cdot U_\tau^2}$ , где  $U_\tau$  – динамическая скорость,  $\tau_w$  – касательное напряжение на стенке линии.

Для получения и верификации закона для коэффициента трения по длине линии среды был рассмотрен случай движения жидкой среды в ЦСК между двумя цилиндрами, один из которых вращается, а второй – неподвижен.

Конструкция предлагаемой измерительной системы была разработана автором работы и представлена на Рис.2:

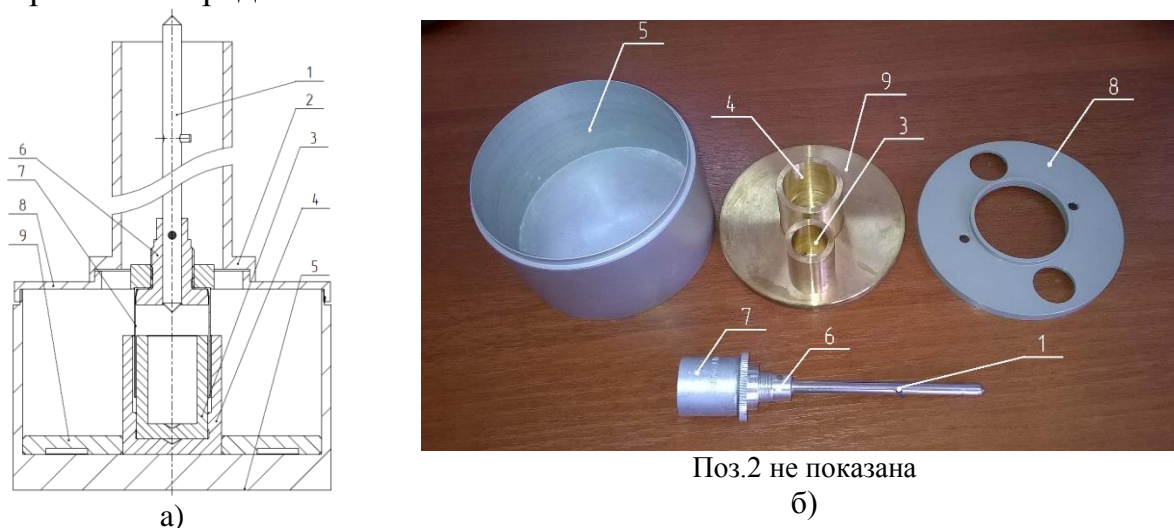


Рис.2. Схема разработанной и используемой измерительной системы для определения реологических параметров жидкостей: а) Чертеж общего вида, б) Изготовленный образец измерительной системы: 1 – вал, 2 – суппорт, 3 – внутренний стакан, 4 – внешний стакан, 5 – корпус измерительной системы, 6 – фиксатор ротора, 7 – ротор, 8 – крышка, 9 – дно

При движении жидкости в описанной измерительной системе имеем:

- компоненты  $u_z$  и  $u_r$  отсутствуют в силу симметрии;
- движение жидкости – установившееся, т.е. производные компонент по времени равны нулю;
- частные производные компонент  $\partial/\partial\varphi$  и  $\partial/\partial z$  равны нулю.

Момент сопротивления, действующий на цилиндры, определили из условия, что на единицу поверхности внутреннего цилиндра действует сила трения, направленная по касательной к поверхности и равная:  $P_i = -\sigma_{ik} \cdot n_k = p \cdot n_i - \sigma'_{ik} \cdot n_k$ , где  $\mathbf{n}$  – единичный вектор нормали, внешний по отношению к поверхности жидкости, т.е. внутренний по отношению к твердой поверхности.

Момент, действующий на цилиндр высотой  $h$ :

$$M_1 = 4 \cdot \pi \cdot \eta \cdot h \cdot \frac{\omega \cdot R_2^2 \cdot R_1^2}{R_2^2 - R_1^2}. \quad (1)$$

Учитывая значение коэффициента динамической вязкости  $\eta$  воды по справочнику, равное  $8,937 \cdot 10^{-4}$  Па · с при  $+25$  °С, получили согласно (1) значение момента сопротивления для  $M_1$ . Результаты расчета и эксперимента приведены на Рис.4-а, соответственно.

При движения газа,  $\text{div } \mathbf{v} \neq 0$ ;  $n = 1$ , имеем: нелинейный член  $(\mathbf{v} \nabla) \mathbf{v}$  тождественно исчезает из уравнений, определяющих распределение скоростей. По этой же причине все решения тождественно удовлетворяют уравнениям движения идеальной жидкости.

Коэффициента динамической вязкости  $\eta$  газа (воздуха)  $18,4 \cdot 10^{-6}$  Па · с при  $+25$  °С, получили согласно (1) значение момента сопротивления для газа  $M_r$ . Результаты расчета и эксперимента приведены на Рис.4-б, соответственно.

В случае течения псевдопластичной жидкости  $0 < n < 1$ .

$$M_1 = \frac{4 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot R_2^3 \cdot h \cdot \omega^n \cdot K \cdot \left( R_2^{\frac{2}{n}-1} - R_1^{\frac{2}{n}-1} \right)}{\left( 2 \cdot R_1 \cdot R_2^{\frac{2}{n}} - 2 \cdot R_2^{\frac{2}{n}+1} - R_1^{\frac{2}{n}} \cdot R_2 \cdot n + R_2^{\frac{2}{n}+1} n \right)^n} * \\ * \left( 2 \cdot R_1^{\frac{2}{n}} \cdot R_2 - 2 \cdot R_2^{\frac{2}{n}+1} - R_1^{\frac{2}{n}} \cdot R_2 \cdot n + R_2^{\frac{2}{n}+1} \cdot n \right)^{n-1}. \quad (2)$$

Результаты расчета и эксперимента приведены на Рис.4-в, соответственно.

Максимальное относительное отклонение момента сопротивления, полученного в эксперименте при движении среды, от теоретического значения, полученного по зависимости (1) и (2):

$$\Delta_{max} = \frac{\max |V_1 - V_3|}{V_3} \cdot 100 \%, \quad (3)$$

где  $V_1$  – значения момента сопротивления, полученные по соотношению (1), (2);  $V_3$  – значения момента сопротивления, возникающего при движении среды, полученные в ходе эксперимента, составило  $\Delta_{max} = 6,89\%$  – для воды,  $\Delta_{max} = 5,24\%$  – для газа,  $\Delta_{max} = 11,90\%$  – для неньютоновской жидкости.

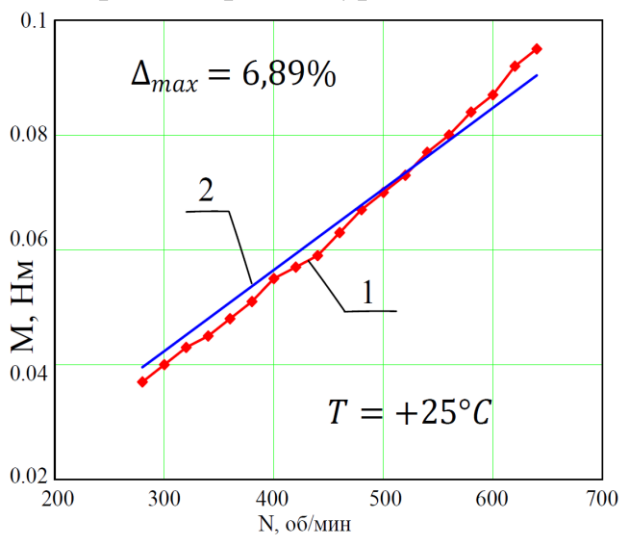
Зная величину момента сопротивления, определяем значение напряжения трения  $\tau(r)$  в радиальном направлении с учетом того, что ротор с двух сторон омывается средой:

$$\tau(r) = \frac{M}{2 \cdot r \cdot A} = \frac{M}{4 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot H}, \quad (4)$$

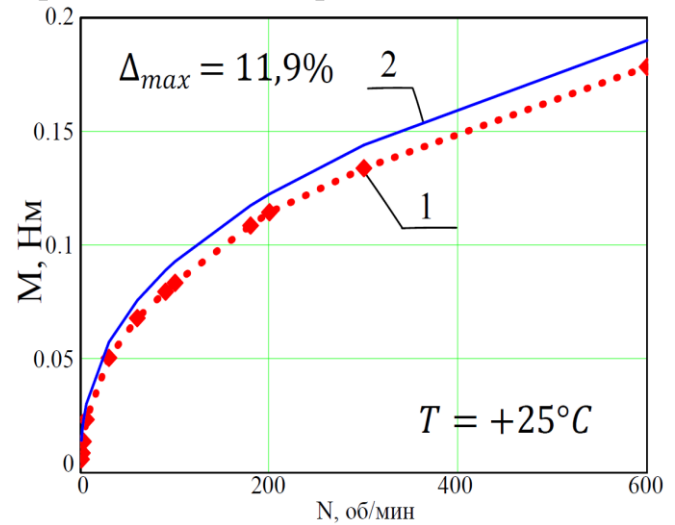
где  $r$  – средний радиус зазора,  $A$  – площадь поверхности трения омытой средой,  $H$  – глубина погружения ротора в жидкость,  $M$  – момент сопротивления вращению.

Соединение всех элементов пневмосистем осуществляется с помощью пневматических линий. В том случае, если время закрытия задвижки или иного другого элемента, препятствующего движению рабочей среды и установленного на выходе пневмолинии, меньше времени распространения ударной волны по ли-

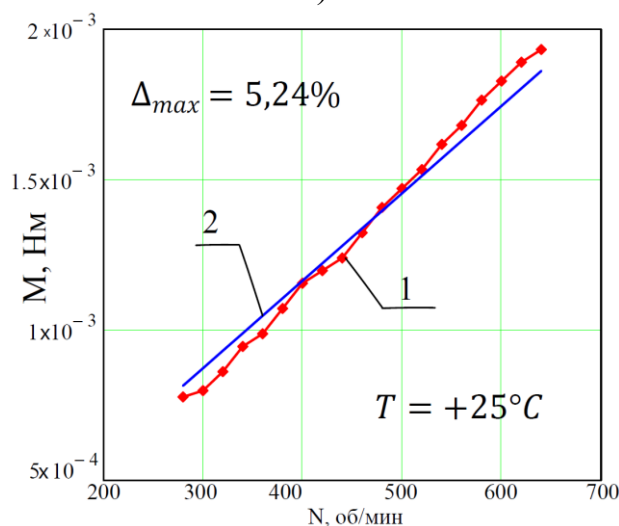
нии, то такая линия считается длинной. Математическое описание нестационарных процессов в системах с длинными линиями указывает на возможность возникновения в пневмолниях волновых колебаний, для расчета которых необходимо рассматривать уравнения движения среды в частных производных.



а)



б)



в)

В случае движения жидкости и учитывая, что среда несжимаемая, т.е.  $div = 0$  имеем два случая: а) -  $n = 1$ , б) -  $n = 0 < n < 1$ . В случае движения газа и учитывая  $div \neq 0$ , что среда сжимаемая, в) -  $n = 1$ .

1 - Экспериментальная характеристика момента сопротивления,  
2 - Теоретическая зависимость момента сопротивления.

Рис.4. а) Зависимости момента сопротивления, возникающего при движении воды, от скорости вращения цилиндра;  
б) Зависимости момента сопротивления, возникающего при движении неньютоновской жидкости, от скорости вращения цилиндра  
в) Зависимости момента сопротивления, возникающего при движении газа, от скорости вращения цилиндра

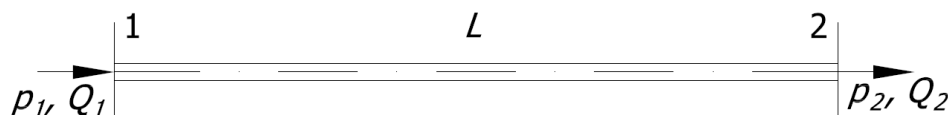


Рис.5. Схема длинной линии

Модель системы длинной линии (далее – трубе), схема которой приведена на Рис.5, с учетом распределенных параметров по длине трубы и после преобразования по Лапласу при нулевых начальных условиях будет:

$$\begin{cases} \rho s v(s) + \frac{2 \cdot \tau_{0H}(s)}{r_0} = -\frac{dp(s)}{dx}, \\ \frac{dv}{dx} = -\frac{s}{B_{\text{тр}}} p(s), \end{cases} \quad (5)$$

где  $\tau_{0H}(s)$  – изображение по Лапласу нестационарного касательного напряжения в месте контакта среды и стенки трубы,  $p(s)$ ,  $v(s)$  – изображения по Лапласу, соответственно, величины давления и скорости жидкости в трубе,  $\rho$  – плотность среды,  $r_0$  – внутренний радиус сечения трубы,  $B_{\text{тр}}$  – приведенный модуль упругости линии, связанный со скоростью распространения возмущений (приведенный модуль упругости среды, заключенной в упругую трубу); связь давления  $p(s)$  и плотности  $\rho$  в случае сжимаемой среды определяет зависимость  $\frac{p(s)}{\rho} = R \cdot T$ , где  $R$  – универсальная газовая постоянная,  $T$  – температура среды в линии.

Нестационарные процессы в трубе, схема которой приведена на Рис.5, описана с помощью матричного уравнения или так называемого уравнения четырех-полюсника:

$$\begin{bmatrix} p_2(s) \\ Q_1(s) \end{bmatrix} = G_{\text{л}}(s) \times \begin{bmatrix} p_1(s) \\ Q_2(s) \end{bmatrix}, \quad (6)$$

где  $p_1$  – давление в начале трубы,  $p_2$  – давление в конце трубы,  $Q_1$  – объемный расход среды в начале трубы,  $Q_2$  – объемный расход среды в конце трубы,  $G_{\text{л}}(s)$  – передаточная матрица трубы:

$$G_{\text{л}}(s) = \begin{bmatrix} \frac{1}{\cosh[\vartheta(s) \cdot L]} & -\frac{\vartheta(s)}{W_{\text{сж}}(s) \cdot A} \frac{\sinh[\vartheta(s) \cdot L]}{\cosh[\vartheta(s) \cdot L]} \\ \frac{W_{\text{сж}}(s) \cdot A}{\vartheta(s)} \frac{\sinh[\vartheta(s) \cdot L]}{\cosh[\vartheta(s) \cdot L]} & \frac{1}{\cosh[\vartheta(s) \cdot L]} \end{bmatrix}, \quad (7)$$

где  $v(s, x) = -\frac{W_{\text{сж}}(s)}{\vartheta(s)} \sinh[\vartheta(s)x] p_1(s, 0) + \cosh[\vartheta(s)L] v_1(s, 0)$  – изображение по Лапласу средней скорости по сечению трубы скорости нестационарного потока;  $W_{\text{сж}}(s)$  – передаточная функция, определяемая как  $s/B_{\text{тр}}$ .

Уравнение вида (6) с учетом (7) представляет собой уравнение гиперболического типа. Современные методы решения уравнений вида (6) основываются на результатах аппроксимации передаточной матрицы вида (7) и представления ее элементов в виде рациональных дробей.

Для представления элементов передаточной функции в (7) в виде рациональных дробей использовали разложение в ряд гиперболических функций:

$$\frac{1}{\cosh \Gamma} = \sum_{i=1}^{\infty} \frac{(-1)^{i+1} \frac{2\lambda_{ci}}{D_n \alpha^2}}{\bar{s}^2 + 8 \frac{\beta}{\alpha} \bar{s} + \frac{\lambda_{ci}^2}{\alpha^2}}, \quad Z \frac{\sinh \Gamma}{\cosh \Gamma} = \sum_{i=1}^{\infty} \frac{\frac{2Z_0}{D_n} (\bar{s} + 8 \frac{\beta}{\alpha})}{\bar{s}^2 + 8 \frac{\beta}{\alpha} \bar{s} + \frac{\lambda_{ci}^2}{\alpha^2}}, \quad \frac{\sinh \Gamma}{Z \cosh \Gamma} = \sum_{i=1}^{\infty} \frac{\frac{2}{Z_0 D_n \alpha^2} \bar{s}}{\bar{s}^2 + 8 \frac{\beta}{\alpha} \bar{s} + \frac{\lambda_{ci}^2}{\alpha^2}},$$

где  $\lambda_{ci} = (\pi(i - 1/2))/D_n$ ,  $i = 1, 2, 3, \dots$  – показатели корня в уравнениях.

Для всех устройств устанавливается связь между их мощностью и быстродействием. Согласно данной характеристике, вся современная пневмо- и гидроаппаратура работает в пределах до 1000 Гц. Количество корней  $i$  определяется пределом рабочих частот устройств. Приняв  $i=10$ , получим зависимости для аппроксимированных элементов передаточной матрицы  $G_{\text{л}}(s)$  (7). Проверку результатов быстродействия выполнили путем сравнения частотных характеристик, найден-

ных по сходным передаточным функциям элементов матрицы  $G_L(s)$  (7) и аппроксимированных ее членов. Результаты проверки приведены на Рис.6.

Рассмотренные характеристики показывают, что выполненная аппроксимация элементов передаточной матрицы (7) путем разложения гиперболических функций в степенные ряды дает небольшую погрешность в области выбранных частот. Из приведенного сравнения был сделан вывод о том, что выполненную аппроксимацию передаточной матрицы  $G_L(s)$  (7) возможно использовать на практике при расчете динамических процессов в длинных линиях.

Для сжимаемой среды уравнения, определяющие скорость, давление и плотность в линии, получены с учетом ускорения элемента среды и изменения плотности среды при ее движении вдоль линии. При условии радиальной симметрии выделенный объем свободного тела кольцевого элемента длиной  $du$  и радиальной толщиной  $dr$ . Уравнение, связывающее температуру и давление, имеет вид:

$$\frac{\partial P}{\partial y} = \frac{\mu}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial u}{\partial r} \right) - \frac{P}{g \cdot R \cdot T} \cdot \frac{\partial u}{\partial t}. \quad (8)$$

где  $P$  – среднее давление среды,  $\tau$  – напряжение сдвига (касательное напряжение),  $r$  – радиус (радиальная координата),  $y$  – линейная координата,  $u$  – линейная скорость.  $dP = \frac{\partial P}{\partial y} dy$ , где  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости,  $x$  – линейная координата, перпендикулярная  $y$ .

$$\begin{cases} \frac{\partial P}{\partial y} = -\frac{32\mu}{D^2} u - \frac{P}{g \cdot R \cdot T} \cdot \frac{\partial u}{\partial t} \\ \frac{\partial P}{\partial t} = -n \cdot P \frac{\partial u}{\partial y} \end{cases}, \text{ и гран. услов. } \begin{cases} P = P_1 & \text{при } y = 0, \\ \frac{dP_2}{dt} = \frac{n \cdot P_2 \cdot A}{\bar{V}_2} u_2 & \text{при } y = L, \end{cases} \quad (9)$$

Объем среды на выходе  $V_2$  определяется, учитывая равномерное распределение давления  $P_2$  по сечению,  $n$  – показатель политропы,  $V$  – объем среды,  $W_2$  – массовый расход среды на выходе линии,  $T_2$  – температура среды на выходе линии,  $\bar{V}_2 = (1 + k_p/k_z) \cdot V_2$  – эффективный объем, коэффициент упругости среды  $k_p = (n \cdot P_2 \cdot A^2)/V_2$ ,  $A$  – площадь сечения линии,  $k_z$  – коэффициент упругости стенок линии.

Предполагая экспоненциальную зависимость от времени для скорости и давления, получили:

$$\begin{cases} u = u(y) \cdot e^{j\omega \cdot t}, \\ P = p(y) \cdot e^{j\omega \cdot t} + P_0, \end{cases} \text{ или } \begin{cases} u = -\frac{dp/d\eta}{(n \cdot P_0/\beta \cdot L)(E_2 + s/\beta)}, \\ \frac{d^2 p}{d\eta^2} = \left(E_2 + \frac{s}{\beta}\right) \cdot \frac{s}{\beta} \cdot p, \end{cases} \quad (10)$$

где  $j\omega = s$  – комплексная частота,  $P_0$  – установившееся значение давления,  $\eta = y/L$ ,  $\beta = \frac{\sqrt{n \cdot g \cdot R \cdot T}}{L}$ ,  $E_2 = 32 \cdot 10^2 \cdot \mu \cdot \left(\frac{g \cdot R \cdot T}{n}\right)^{0,5} \cdot \frac{L}{(10D)^2 \cdot P_0} = C_4 \cdot \left(\frac{T}{T_0}\right)^{0,5} \cdot \frac{L}{(10D)^2 \cdot P_0}$ , для воздуха  $C_4 = 1,51$  кг/м.

При  $y = L$ , получили соотношение для  $p_2$  и  $p_1$ , имеющее вид:

$$p_2 = \frac{p_1}{\cosh(\alpha) + (\bar{V}/A \cdot L) \cdot \alpha \cdot \sinh(\alpha)}, \alpha = \left[\left(E_2 + \frac{s}{\beta}\right) \cdot \frac{s}{\beta}\right]^{0,5} \quad (11)$$

Скорость среды на входе в линию  $u_1$ , на выходе из линии –  $u_2$ .

Массовый расход среды на входе в линию  $G_{12} = u_1 \cdot \rho \cdot A$ , т.е.:

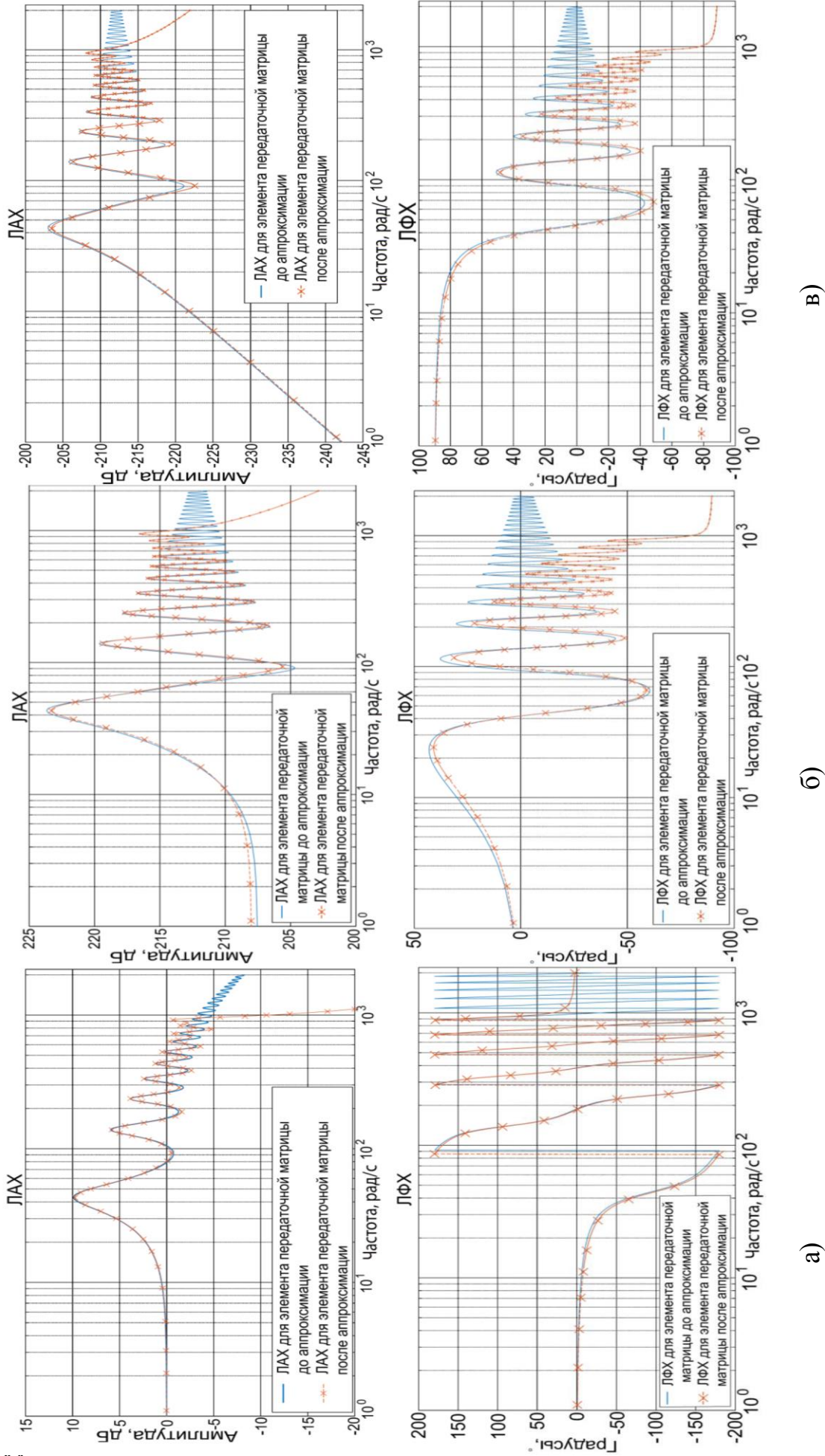


Рис.6. Сравнение: а) ЛАХ и ЛФХ по элементу передаточной матрицы  $G_L(s)$  (14):  $1/\cosh \Gamma$ , соответственно, б) Сравнение: ЛАХ и ЛФХ по элементу передаточной матрицы  $G_L(s)$  (14):  $Z \cdot \sinh \Gamma / \cosh \Gamma$ , соответственно, в) Сравнение: ЛАХ и ЛФХ по элементу передаточной матрицы  $G_L(s)$  (14):  $\sinh \Gamma / Z \cdot \cosh \Gamma$ , соответственно.



$$G_{12} = \frac{A \cdot L \cdot s}{n \cdot R \cdot T} \cdot \left[ \frac{\alpha^{-1} \cdot \sinh(\alpha) + (\bar{V}/A \cdot L) \cdot \cosh(\alpha)}{\cosh(\alpha) + (\bar{V}/A \cdot L) \cdot \alpha \cdot \sinh(\alpha)} \right] \cdot p_2. \quad (12)$$

Поскольку, уравнения (11) и (12) – трансцендентные, то они имеют только приближенное решение.

Для небольших значений  $s/\beta$ , что соответствует низким частотам или коротким линиям, разложение функций в степенной ряд до члена  $s^2$ , дало хорошее совпадение с результатами испытаний.

Решение и вид уравнений (11) и (12) в виде передаточных функций второго порядка ( $\cosh(\alpha) = 1 + \alpha^2/2 + \alpha^4/4$  и  $\sinh(\alpha) = \alpha + \alpha^3/6 + \alpha^5/120$ ), пренебрегая степенями  $s$  выше второго, будет:

$$p_2 = \frac{p_1}{1 + \left( \frac{1}{2} + \frac{\bar{V}}{A \cdot L} \right) \left\{ E_2 \frac{s}{\beta} + \left[ 1 + \frac{1 + 4(\bar{V}/A \cdot L) E_2^2}{1 + 2(\bar{V}/A \cdot L) \frac{E_2^2}{12}} \right] \left( \frac{s}{\beta} \right)^2 \right\}}, \quad (13)$$

и

$$G_{12} = \left( A + \frac{\bar{V}}{L} \right) \left( \frac{g}{nRT} \right)^{0,5} \times \frac{1 + \frac{1}{6} \left( \frac{1 + 3(\bar{V}/A \cdot L)}{1 + (\bar{V}/A \cdot L)} \right) \left\{ E_2 \frac{s}{\beta} + \left[ 1 + \frac{1 + 5(\bar{V}/A \cdot L) E_2^2}{1 + 3(\bar{V}/A \cdot L) \frac{E_2^2}{20}} \right] \left( \frac{s}{\beta} \right)^2 \right\}}{1 + \left( \frac{1}{2} + \frac{\bar{V}}{A \cdot L} \right) \left\{ E_2 \frac{s}{\beta} + \left[ 1 + \frac{1 + 4(\bar{V}/A \cdot L) E_2^2}{1 + 2(\bar{V}/A \cdot L) \frac{E_2^2}{12}} \right] \left( \frac{s}{\beta} \right)^2 \right\}} \frac{s}{\beta} p_1. \quad (14)$$

Увеличение длины линии увеличивает демпфирование и снижает  $\beta$ . Результатом этого является то, что для длинных линий уравнения, полученные выше, дают увеличенные значения коэффициента демпфирования  $\zeta_n$ . Поэтому уравнения, определяющие  $G_{12}$  и  $p_2$  могут быть заменены уравнениями первого порядка.

Уравнения первого порядка для  $G_{12}$  и  $p_2$ :

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{e^{-s/\beta}}{1 + \left( \frac{1}{2} + \frac{\bar{V}}{A \cdot L} \right) E_2 \frac{s}{\beta}}, \quad (15)$$

$$\frac{G_{12}}{p_1} = \left( A + \frac{\bar{V}}{L} \right) \left( \frac{g}{nRT} \right)^{0,5} \frac{1 + \frac{1}{6} \left( \frac{1 + 3(\bar{V}/A \cdot L)}{1 + (\bar{V}/A \cdot L)} \right) E_2 \frac{s}{\beta}}{1 + \left( \frac{1}{2} + \frac{\bar{V}}{A \cdot L} \right) E_2 \frac{s}{\beta}}. \quad (16)$$

Задержка по времени представлена экспоненциальным законом и выражается:  $T_L = \frac{1}{\beta} = \frac{L}{\sqrt{ngRT}}$ , которая требуется импульсу давления, чтобы пройти расстояние  $L$  со скоростью  $u = \sqrt{ngRT}$ , постоянная времени  $\tau_L = \left( \frac{1}{2} + \frac{\bar{V}}{A \cdot L} \right) E_2 \frac{1}{\beta}$ .

Сравнение результатов математического моделирования приведено на Рис.7. Для расчета были приняты параметры экспериментальной установки: дли-

на линии  $L = 50\text{м}$ ; диаметр условного прохода линии  $D = 4,8\text{мм}$ ; объем присоединенных полостей а) –  $V_2 = 0,1\text{л}$ ; б) –  $V_2 = 1,5\text{л}$ .

Из анализа решения, результаты которого приведены Рис.7, следует: получена математическая модель для пневматических линий. Приведены две передаточные функции линий для сжимаемой среды. Первая передаточная функция является квадратичной по  $s$  и приведена в уравнениях (11) и (12). Второе приближение имеет вид звена чистого запаздывания первого порядка с временной задержкой. Это приближение дано в уравнениях (15) и (16).

Целесообразно при расчетах использовать уравнение (13), даже в том случае, когда коэффициент относительного демпфирования близок к единице. Для коэффициентов относительного демпфирования больше 1,2 уравнение (15) дает хороший результат.

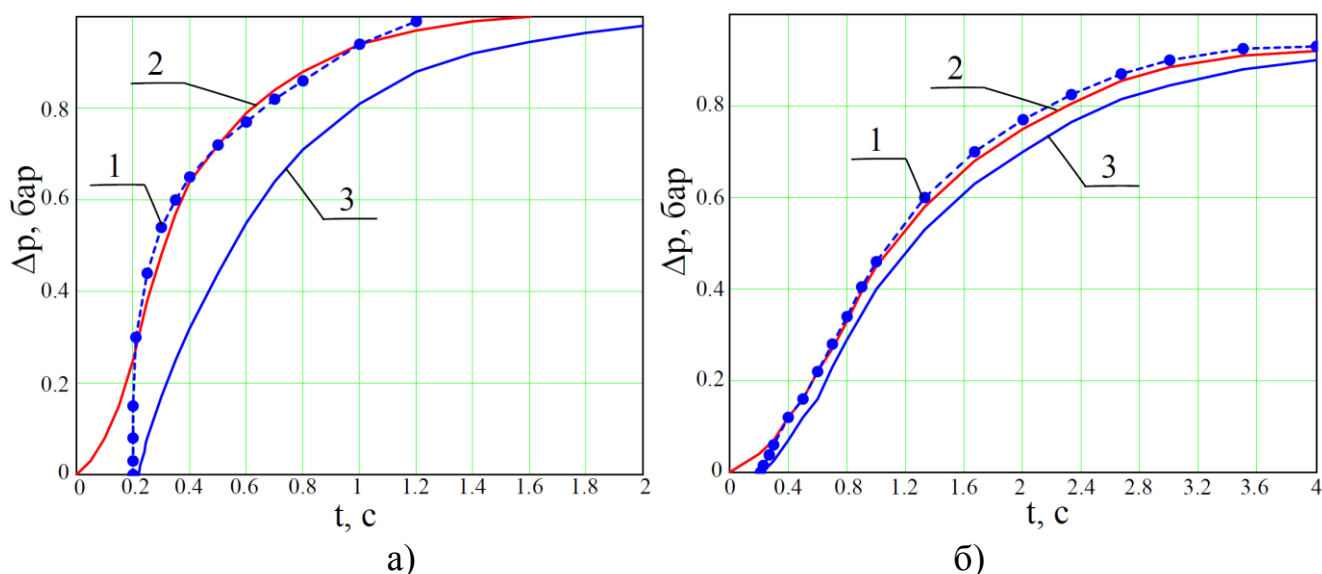


Рис.7. Переходные процессы в длинной линии при сжимаемой среде.  
а) – присоединенный объем  $V_2 = 0,1\text{л}$ ; б) –  $V_2 = 1,5\text{л}$ . 1 – экспериментальные точки, взятые из; 2 – переходный процесс при использовании передаточной функции вида (13); 3 – переходный процесс при использовании передаточной функции вида (15)

При разработке математической модели следящего пневматического устройства была принята схема устройства (далее СПУ), приведенная на Рис.8.

При составлении математической модели СПУ приняты следующие допущения:

- газодинамические процессы, протекающие при установившихся режимах течения, – квазистационарные;
- температура и давление газа в линиях приняты постоянными;
- утечки воздуха из полостей пневмоагрегатов отсутствуют;
- процесс течения газа в линиях считается изотермическим;
- теплообменом в полостях пневмопривода пренебрегается;
- связь выходного звена с нагрузкой принимается абсолютно жесткой.

Пневмосистема описана уравнениями и блок-схемами элементов, входящих в ее состав. Уравнение движения штока пневмоцилиндра:

$$M \cdot \frac{d^2x}{dt^2} = p_1 \cdot F_1 - p_2 \cdot F_2 - p_t \cdot (F_1 - F_2) - N - P_{\text{трц}}, \quad (17)$$



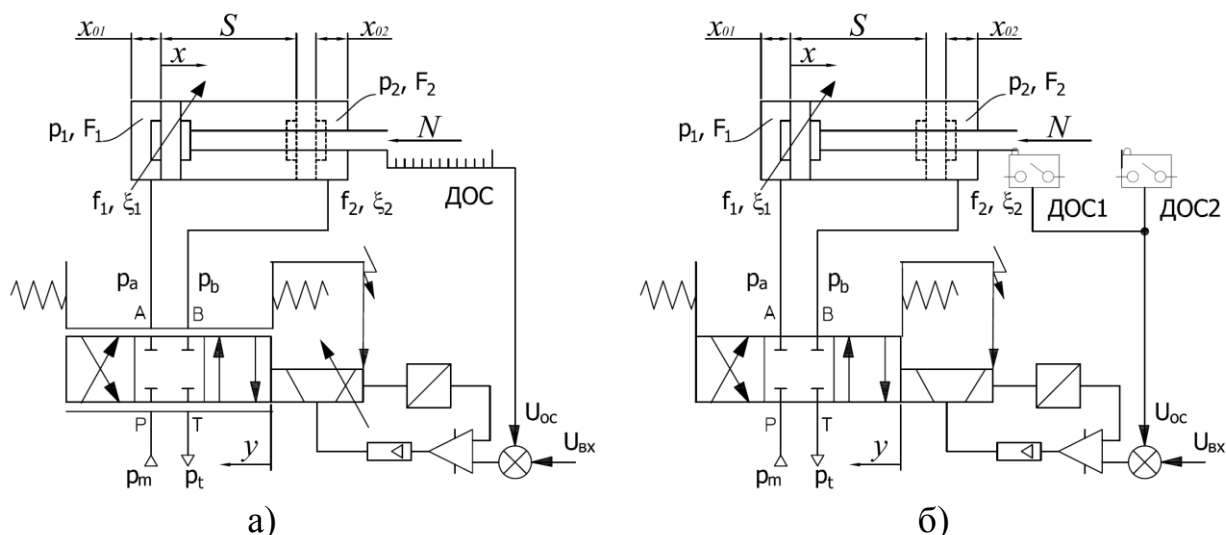


Рис.8. Принципиальная схема управления пневмоцилиндром с помощью распределителя: а) схема с пропорциональным распределителем; б) схема с дискретным распределителем;  $p_a$  – давление в поршневой полости;  $p_b$  – давление в штоковой полости;  $p_m$  – давление в подводящей магистрали;  $p_t$  – давление в отводящей магистрали (на выхлопе).  $U_{вх}$  – входной (задающий) сигнал,  $U_{ос}$  – сигнал обратной связи, ДОС – пропорциональный датчик обратной связи, ДОС1 и ДОС2 – дискретные датчики обратной связи (герконы)

где  $M$  – масса подвижных частей пневмоцилиндра;  $x$  – координата перемещения штока пневмоцилиндра;  $F_1, F_2$  – площадь поршневой и штоковой полости пневмоцилиндра;  $p_1, p_2$  – давление в поршневой и штоковой полостях пневмоцилиндра;  $p_t$  – атмосферное давление;  $N$  – статическая нагрузка на штоке пневмоцилиндра;  $P_{трц}$  – сила трения в уплотнениях пневмоцилиндра, вызванная действием вязкого и сухого трения, при смешанном трении:  $P_{трц} = P_{трц}(v_{шт})$ , где  $v_{шт} = dx/dt$ ;  $d/dt$  – оператор дифференцирования, применяемый далее во всех уравнениях. Уравнение для силы трения будет иметь вид:  $P_{трц} = k_{тр} \cdot \frac{dx}{dt} + F_{с.тр} \cdot \text{sign}\left(\frac{dx}{dt}\right)$ , где  $k_{тр}$  коэффициент трения,  $F_{с.тр}$  – сила сухого трения: в расчетах приведена к статической нагрузке ( $N$ ) на шток пневмоцилиндра.

Уравнения, описывающие изменение давления  $p_1$  и  $p_2$ , были найдены, используя первый закон термодинамики.

При разработке, исследовании и эксплуатации систем управления с любым исполнительным механизмом необходимо оценить динамические характеристики создаваемого привода. Для управляющих устройств был получен вид передаточной функции, устанавливающую однозначную взаимосвязь полученных экспериментальным путем частотных характеристик пневмораспределителя, позволяющую проводить исследование устойчивости пневмораспределителя в составе системы. При использовании цифровой системы управления необходимость в частотном анализе отпадает. Тогда основным аппаратом исследования цифровых систем является анализ переходных процессов во временной области.

Все существующие реальные системы являются нелинейными, поэтому применять методы анализа и синтеза как для линейных систем нельзя. Нелинейные системы – это системы, в которых хотя бы одно звено описывается нелинейным уравнением (обладает нелинейной характеристикой). Рассмотренные типо-

вые нелинейные характеристики следящего пневматического устройства даны в таблице 1.

Важным для нелинейных систем является возникновение в них автоколебаний. Автоколебания – это собственные периодические колебания, происходящие при отсутствии внешнего периодического воздействия, причем амплитуда и частота автоколебаний не зависят от начальных условий, а определяется внутренними свойствами системы. Для исследования условий работы пневмосистем был применен метод исследования во временной области. В его основе лежит метод гармонической линеаризации нелинейных систем.

Таблица 1. Типовые нелинейности в пневмосистемах

Тип нелинейности	Описание
Статические	характеристика расхода газа при разных давлениях в зависимости от открытия клапана или золотника распределителя
	зависимость скорости привода от управляющего сигнала при разных нагрузках
	зависимость смещения золотника распределителя от управляющего сигнала
	зависимость силы трения от времени
Динамические	нелинейности, связанные с дифференциальными уравнениями, описывающими динамику звеньев и нагрузки

Предполагалось, что на входе в нелинейное звено действует гармонический сигнал. На выходе нелинейного звена - сигнал, кроме первой гармоники, содержит спектр гармонических составляющих с более высокими частотами. При замкнутом контуре системы эти высокие гармоники не будут существенно искажать гармонический сигнал на входе в нелинейное звено только в том случае, если они, проходя через линейные звенья, включенные в систему до и после нелинейного звена, значительно уменьшаются по амплитуде, т.е. фильтруются. Также стоит отметить, несколько нелинейных звеньев можно предварительно объединить в одно нелинейное звено, после чего получить одноконтурную структурную схему. Для статических нелинейностей амплитудно-фазовая характеристика зависит только от амплитуды входного сигнала, и не зависит от частоты. Для динамических нелинейностей амплитудно-фазовая характеристика зависит и от амплитуды, и от частоты.

Для экспериментального определения частотных характеристик пневмораспределителя применена схема, изображенная на Рис.10.

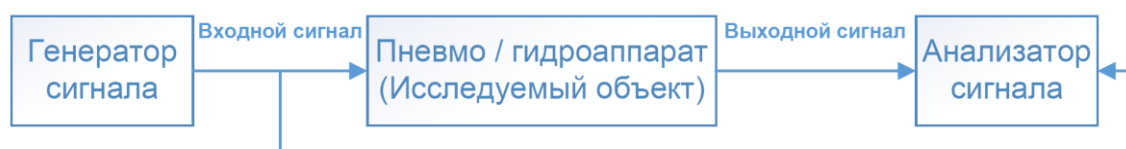


Рис.10. Структурная схема экспериментальной установки

С помощью генератора сигнала на исследуемый объект подается гармоническое значение входного воздействия  $x_{вх}(t) = A_{вх} \sin(\omega t + \varphi_{вх})$ , где  $\omega$  – круговая (угловая) частота (рад/с),  $A_{вх}$  – амплитуда входного сигнала,  $\varphi_{вх}$  – начальная фаза колебаний. Тогда на выходе исследуемого объекта в установившемся режи-

ме будет гармонический сигнал  $y_{\text{ВЫХ}}(t)$  той же частоты, но с другой амплитудой  $A_{\text{ВЫХ}}$  и сдвинутый по фазе относительно входного сигнала на угол  $\varphi_{\text{ВЫХ}}$ , т.е.  $y_{\text{ВЫХ}}(t) = A_{\text{ВЫХ}} \sin(\omega t + \varphi_{\text{ВЫХ}})$ , что показано на Рис.11, а).

Для исследуемых пневмораспределителей входным воздействием будет сигнал, подаваемый на перемещение золотника, выходным воздействием – сигнал обратной связи по перемещению золотника.

Измерение сдвига фаз входного и выходного сигналов выполнялось по фигуре Лиссажу – на экране анализатора сигнала, Рис.11, б). По оси «Х» откладывается входное воздействие (входное напряжение), подаваемое с генератора сигнала, а по оси «Y» откладывается величина выходного сигнала (напряжение обратной связи).

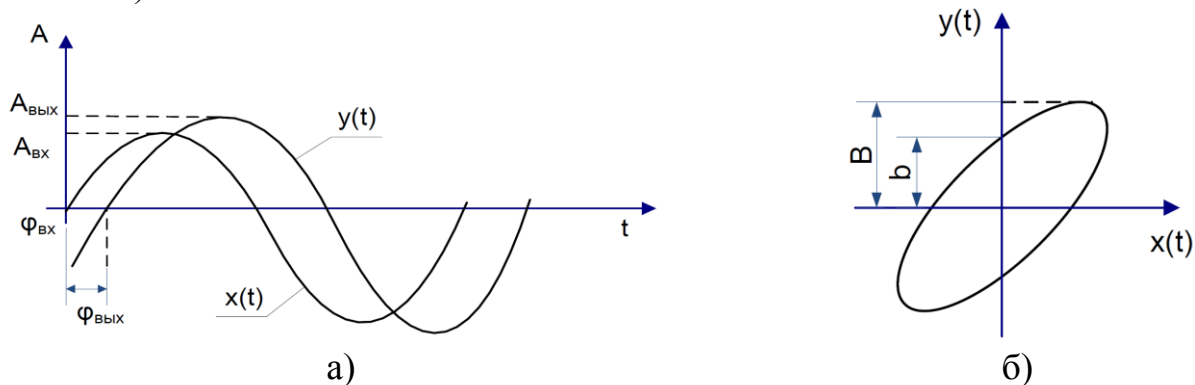


Рис.11. а) - Графическая представление изменения выходного сигнала относительно входного для исследуемого объекта; б) --Вид фигуры Лиссажу для определения сдвига фаз

Угол сдвига фаз  $\varphi(\omega)$ :  $\sin(\varphi(\omega)) = b/B$ , где  $b$  – координата точки пересечения эллипса с положительной осью ординат,  $B$  – координата проекции вершины эллипса на ось ординат.

Для правильного определения угла сдвига фаз необходимо учитывать, что при  $\varphi(\omega) = 90^\circ$  фигура Лиссажу представляет собой окружность, при дальнейшем увеличении частоты эллипс меняет свой наклон относительно осей координат и к полученному по выражению для угла сдвига фаз  $\varphi(\omega)$  необходимо прибавить  $90^\circ$ , т.е.  $\varphi(\omega) = \varphi(\omega) + 90^\circ$ . Для колебательных звеньев необходимо все полученные значения для угла  $\varphi(\omega)$  брать со знаком минус. Анализ характеристик дает:

- наклон низкочастотной асимптоты равен 0 дБ/дек, т.к. в области низких частот амплитудная частотная характеристика – горизонтальная линия;
- наклон высокочастотной асимптоты равен -12 дБ/окт или -40 дБ/дек;
- характеристика имеет характерный всплеск в области пересечения асимптот;
- аналогично для всех исследуемых распределителей.

В качестве передаточной функции для исследуемых распределителей необходимо использовать колебательное звено второго порядка:

$$W(s) = \frac{K}{T^2 s^2 + 2\zeta Ts + 1}, \quad (18)$$

где  $K$  – коэффициент усиления,  $T$  – постоянная времени,  $\zeta$  – коэффициент относительного демпфирования,  $s \equiv d/dt$  – комплексная переменная в преобразовании Лапласа, с нулевыми начальными условиями.

Коэффициент усиления для передаточной функции вида (18) исследуемого распределителя  $K = 1$ , т.к. низкочастотная асимптота совпадает с осью абсцисс (частот) и параллельна ей. Высокочастотная асимптота проходит через точку  $\omega_0 = 1/T$  [1], откуда  $T = \frac{1}{\omega_0}$ . Коэффициент относительного демпфирования может быть найден по соотношения, Рис.12, а):  $L(\omega) = 20 \cdot \lg\left(\frac{1}{2\zeta}\right)$ .

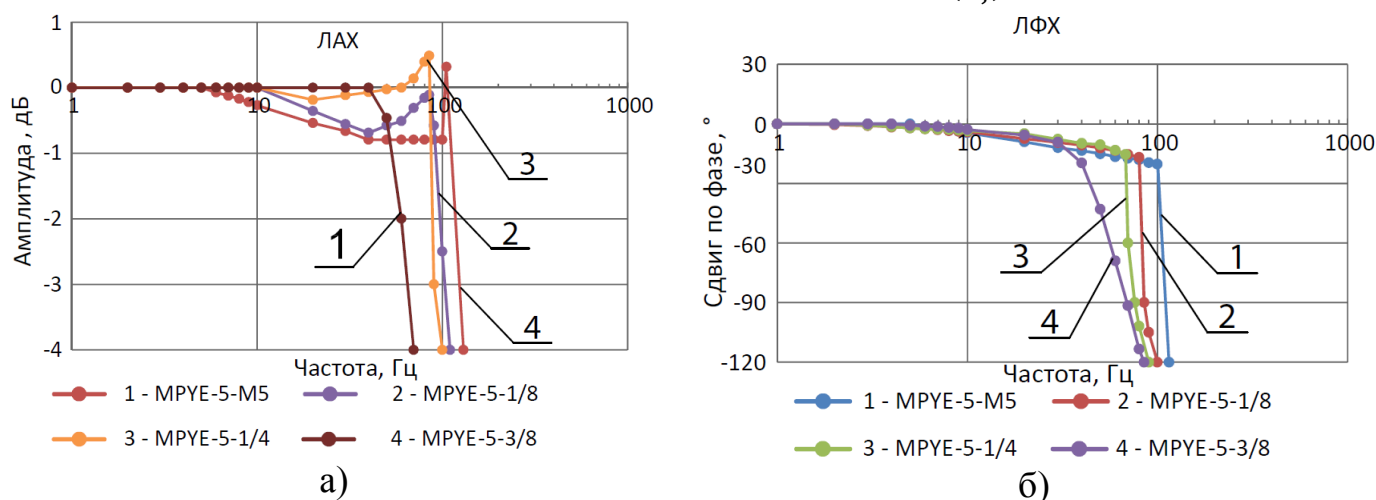


Рис.12. а) - Логарифмические амплитудные частотные характеристики для рассмотренных распределителей; б) - Логарифмические фазовые частотные характеристики для рассмотренных распределителей.

В случае, если амплитудная частотная характеристика исследуемого распределителя имеет вид апериодического звена второго порядка, передаточную функцию (18) необходимо представить:

$$W_a(s) = \frac{K}{(T_1s + 1) \cdot (T_2s + 1)}, \quad (19)$$

где  $T_1 = 1/\omega_1$ ,  $T_2 = 1/\omega_2$ ,  $\omega_1 < \omega_2$ . Частоты  $\omega_1$  и  $\omega_2$  – частоты пересечения асимптот.

Таким образом, логарифмическая амплитудная характеристика апериодического звена второго порядка приближенно заменены тремя прямыми: с наклоном 0 дБ/дек, с наклоном -20 дБ/дек и с наклоном -40 дБ/дек.

Для исследуемых распределителей были найдены постоянные передаточной функции (19), представленные в таблице 2.

Таблица 2. Параметры передаточной функции

№	Тип пневмоаппарата	$T$ , с	$\zeta$
1	МРУЕ-5-М5-010В	0,050	0,416
2	МРУЕ-5-1/8HF-010В	0,063	0,441
3	МРУЕ-5-1/4-010В	0,070	0,430
4	МРУЕ-5-3/8-010В	0,157	0,628

Применяя передаточную функцию вида (18), согласно данным таблицы 2, построены переходные процессы рассмотренных распределителей. Полученные переходные процессы приведены на Рис.13.

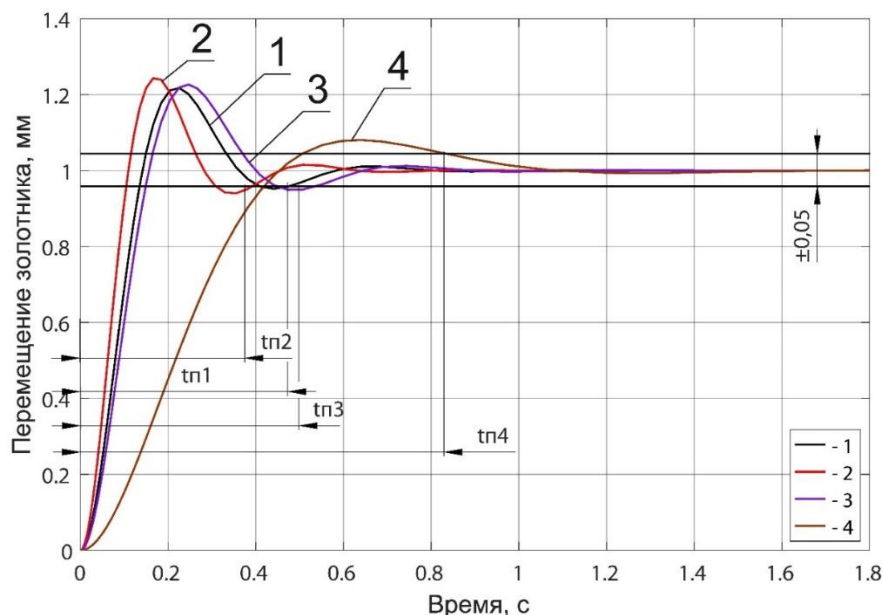


Рис.13. Вид переходных процессов в рассматриваемых пневмоаппаратах

Оценка качества получившихся переходных процессов выполнена по следующим показателям:

- время переходного процесса  $t_n$ , по истечении которого переходный процесс попадает в «канал» допустимых отклонений. Величину отклонения регулируемой величины приняли равной  $\pm 0,05$  от установившегося значения;
- максимальная динамическая ошибка:  $\sigma_{max} = \frac{|y_{max} - y_{\infty}|}{y_{\infty}} \cdot 100\%$ , где  $y_{max}$  – максимальное значение регулируемой величины,  $y_{\infty}$  – установившееся значение регулируемой величины при  $t \rightarrow \infty$ .

Полученные результаты показателей качества переходных процессов приведены в таблице 3.

Таблица 3. Показатели качества переходных процессов рассматриваемых распределителей

№	$t_n$ , с	$\sigma_{max}$ , %
1	0,45	21
2	0,38	25
3	0,51	22
4	0,83	10

При разработке нового пропорционального распределителя удобно воспользоваться соотношением для передаточной функции, связывающей перемещение золотника распределителя и задающего напряжения:

$$x = \frac{K_s \cdot |U - U_0|}{\frac{1}{\omega_n^2} \cdot s^2 + \tau \cdot s + 1}, \quad (20)$$

где  $\tau = \frac{b_{тр1}}{C_{пр}}$  – постоянная времени,  $\omega_n = \sqrt{\frac{C_{пр}}{m_3}}$  – собственная частота колебаний.

Реальный процесс течения газа в пневмоустройствах носит политропный характер, однако в качестве допущения принимаются адиабатический режим течения газа для пневмораспределителей и изотермический для пневмолиний.

Массовый расход, поступающий и выходящий из полостей пневмоцилиндра, определяется выражением Сен-Венана-Ванцеля:

$$G_m = \frac{A_0 \cdot p_{\text{вх}}}{\sqrt{T_{\text{вх}}}} \cdot \left[ \frac{2}{R} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[ \left( \frac{p_{\text{вых}}}{p_{\text{вх}}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_{\text{вых}}}{p_{\text{вх}}} \right)^{\frac{1+k}{k}} \right] \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (21)$$

где  $A_0 = K_0 \cdot y$  – площадь проходного сечения пневмолинии,  $K_0$  – коэффициент пропорциональности, связывающий площадь проходного сечения пневмолинии и перемещением золотника  $y$ ,  $p_{\text{вых}}$  – давление на выходе из пневмораспределителя,  $p_{\text{вх}}$  – давление на входе пневмораспределителя,  $T_{\text{вх}}$  – температура воздуха перед распределителем. Запишем выражения массового расход воздуха, поступающего в полость пневмоцилиндра и выходящего из нее, с учетом динамики пропорционального/дискретного распределителя, а также, учитывая  $K_s \cdot |U - U_0|$ :

$$G_{m1} = \frac{K_s \cdot |U - U_0| \cdot K_0}{T^2 s^2 + 2\zeta Ts + 1} \cdot \left[ \frac{2 \cdot p_m \cdot (p_m - p_1)}{R \cdot T_m} \cdot \left[ 1 - \frac{3}{2 \cdot k} \cdot \frac{p_m - p_1}{p_m} \right] \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (22)$$

и

$$G_{m2} = \frac{K_s \cdot |U - U_0| \cdot K_0}{T^2 s^2 + 2\zeta Ts + 1} \cdot \left[ \frac{2 \cdot p_2 \cdot (p_2 - p_t)}{R \cdot T_2} \cdot \left[ 1 - \frac{3}{2 \cdot k} \cdot \frac{p_2 - p_t}{p_2} \right] \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (23)$$

Выражения для  $p_1$  и  $p_2$

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{k \cdot \sqrt{R \cdot T_m}}{F_1 \cdot (x + x_{01})} \cdot \frac{K_s \cdot |U - U_0| \cdot K_0}{T^2 s^2 + 2\zeta Ts + 1} \cdot \left[ 2 \cdot p_m \cdot (p_m - p_1) \cdot \left[ 1 - \frac{3}{2 \cdot k} \cdot \frac{p_m - p_1}{p_m} \right] \right]^{\frac{1}{2}} - \frac{k \cdot p_1}{x + x_{01}} \cdot \frac{dx}{dt}, \quad (24)$$

и

$$\frac{dp_2}{dt} = - \frac{k \cdot \sqrt{R \cdot T_m}}{F_2 \cdot (S - x + x_{02})} \cdot \frac{K_s \cdot |U - U_0| \cdot K_0}{T^2 s^2 + 2\zeta Ts + 1} \cdot \left[ 2 \cdot p_2 \cdot (p_2 - p_t) \cdot \left[ 1 - \frac{3}{2 \cdot k} \cdot \frac{p_2 - p_t}{p_2} \right] \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{k \cdot p_2}{S - x + x_{02}} \cdot \frac{dx}{dt}. \quad (25)$$

Для подбора коэффициентов  $K_s$ ,  $K_0$  и закона  $|U - U_0|$  необходимо иметь статическую характеристику пневмораспределителя и расходные характеристики для серийно выпускаемых пропорциональных пневмораспределителей. Стоит отметить, что зона нечувствительности у данных распределителей составляет  $\pm 0,1$  В. Утечка воздуха по кромкам распределителя составляет от 1,75% до 3,57% в зависимости от типоразмера распределителя.

На Рис.16 приведены переходные процессы, полученные в результате математического моделирования системы с пропорциональным пневмораспределителем.

**В третьей главе** приведен анализ нагрузок и методы их оценки. Приводится описание двух методов расчета пневматических следящих устройств: прогнозный или эмпирический.

При прогнозном методе расчета возмущений, действующих на пневмосистемы, необходимо спрогнозировать и оценить величину возмущений. Прогноз в большинстве случаев основывается на статистических данных, полученных для ранее разработанных подобных систем или для применяющихся в похожих условиях систем. На Рис.17 показана прогнозная характеристики условий работы привода.

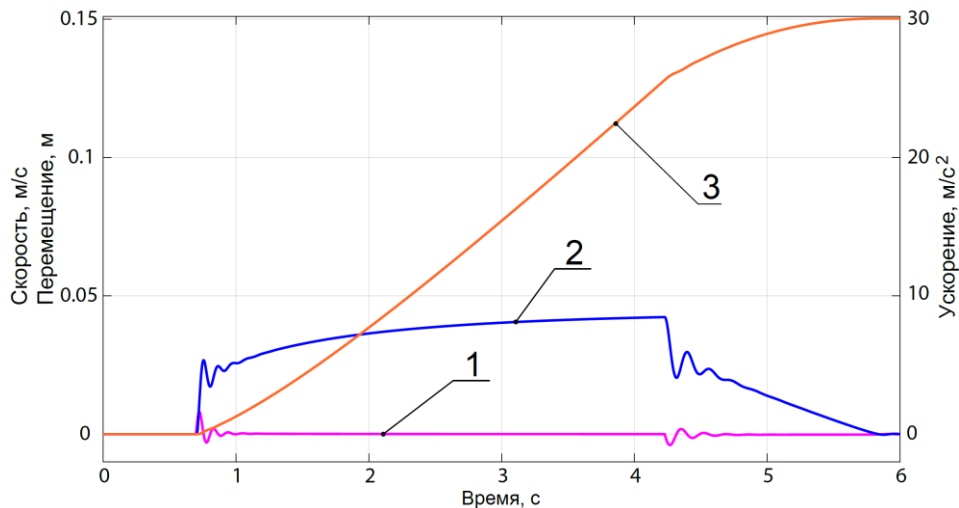


Рис.16. Переходные процессы в пневмоприводе с пропорциональным распределителем: 1 – график изменения ускорения поршня; 2 – график изменения скорости поршня; 3 – график изменения перемещения поршня

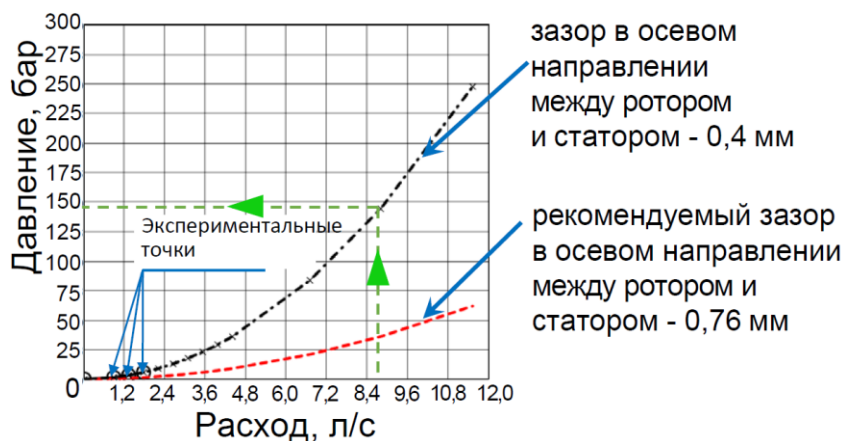


Рис.17. Прогнозная характеристика работоспособности изделия при различных параметрах

По требуемому расходу среды в системе, можно восстановить перепад давления. Так, пунктирной линией со стрелками на Рис.17. показан процесс определения уровня давления при заданном расходе среды в системе. Изменение величины осевого зазора в процессе работы связано с люфтом, износом, процессом сборки и другими особенностями изделия. Также на характеристику нанесены экспериментальные точки, которые удалось получить в лабораторных условиях.

При эмпирическом методе расчета возмущений, действующих на пневмосистему, необходимо экспериментально определить величину возмущений при варьировании всевозможных параметров. Имея экспериментальные данные, возможно спрогнозировать и оценить работоспособность исследуемой системы при ее синтезе. Примером такого подхода является метод разработки коленного сустава с пневматическим исполнительным механизмом.

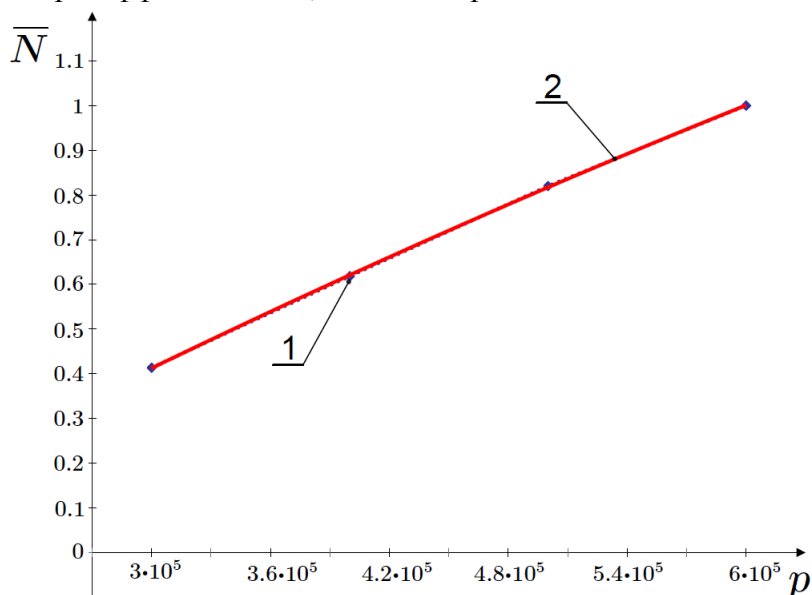
В главе приводятся критерии, определяющие условия работы пневматических следящих устройств при изменении внешних нагрузок.



Критерий, какое максимальное усилие может преодолевать созданная система в зависимости от подводимой к ней энергии – имеет вид:

$$K_{эф} < [K_{эф}], \quad (26)$$

где  $K_{эф}$  – коэффициент энергоэффективности системы,  $[K_{эф}]$  – допустимый коэффициент энергоэффективности, выше которого система оказывается неработоспособной.



Для рассмотренной пневмосистемы:

$$K_{эф} = \frac{(F_i - F_{pmin})/F_{max}}{(p_i - p_{min})/p_{max}}, \quad (27)$$

$$[K_{эф}] = \frac{(F_{pmax} - F_{pmin})/F_{max}}{(p_{max} - p_{min})/p_{max}},$$

где  $F_{max}$  – максимальное усилие, развиваемое приводом при максимальном давлении в системе,  $F_{pmax}$  и  $F_{pmin}$  – усилия, развиваемые приводом при максимальном и минимальном давлении в системе,  $p_{max}$ ,  $p_{min}$  – значения

Рис.18. Характеристика, определяющая границу развиваемого усилия как функцию давления в пневмоприводе – граница энергоэффективности привода: 1 – точки значений развиваемого усилия, полученные при математическом моделировании системы; 2 – аппроксимация полученных точек кривой 1

давления в системе, при котором развивается, соответственно, максимальное и минимальное усилие,  $F_i$  – усилие, развиваемое разрабатываемым приводом при давлении в системе  $p_i$ .

Критерий отсутствия в системе автоколебаний при изменении массы подвижных частей пневмоцилиндра (изменении инерционной нагрузки)  $M = var$  имеет вид:

$$K_{акИН} < [K_{акИН}], \quad (28)$$

где  $[K_{акИН}]$  – допустимое значение критерия возникновения автоколебаний в системе при изменении массы подвижных частей,  $K_{акИН}$  – текущее значение критерия возникновения автоколебаний при  $M = var$ , при этом значение нагрузки на шток пневмоцилиндра остается постоянным.

Значения коэффициентов в неравенстве (28):

$$K_{акИН} = \frac{(M_i - M_{min})/M_{max}}{(k_{трi} - k_{трmin})/k_{трmax}}, [K_{акИН}] = \frac{(M_{max} - M_{min})/M_{max}}{(k_{трmax} - k_{трmin})/k_{трmax}}, \quad (29)$$

где  $M_{max}$ ,  $M_{min}$  и  $M_i$  – максимальное, минимальное и текущее значения массы ( $M$ ) подвижных частей пневмоцилиндра,  $k_{трmax}$ ,  $k_{трmin}$  и  $k_{трi}$  – максимальное, минимальное и текущее значения коэффициента трения.

Пример возникновения автоколебаний в исследуемой системе с пневмоприводом приведен на Рис.19. Критерий отсутствия возникновения в системе автоколебаний при изменении нагрузки на шток пневмоцилиндра:



$$K_{акН} < [K_{акН}], \quad (30)$$

где  $[K_{акН}]$  – допустимое значение критерия возникновения автоколебаний в системе при переменной нагрузке на шток пневмоцилиндра,  $K_{акН}$  – текущее значение критерия возникновения автоколебаний при  $N = var$ . При этом значение массы подвижных частей остается постоянной.

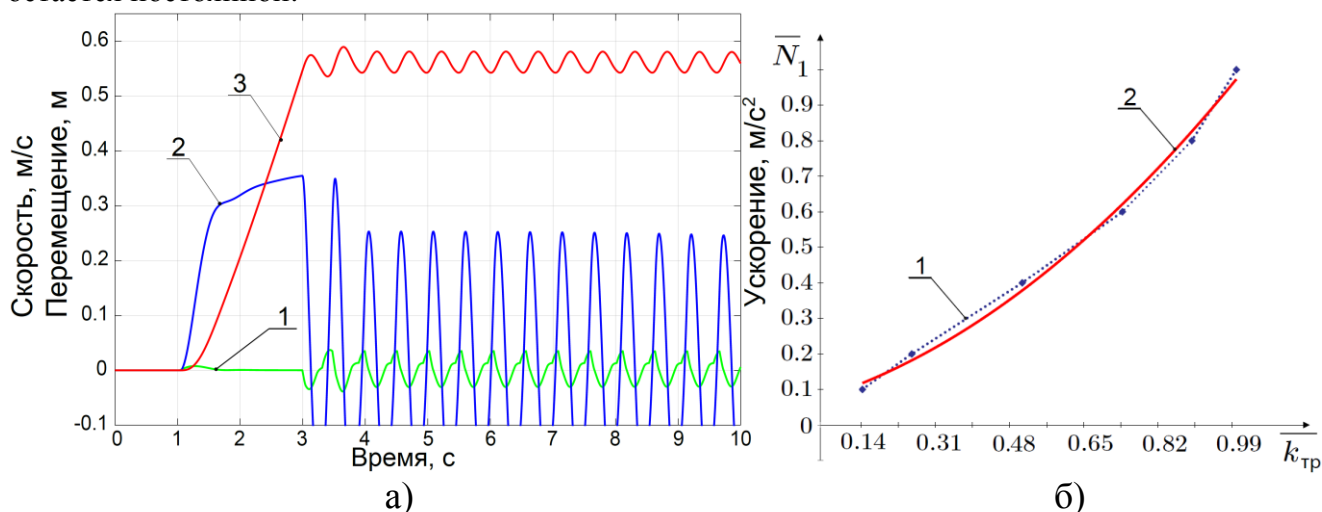


Рис.19. а) - Переходные процессы в пневмоприводе с пропорциональным распределителем: 1 – график изменения ускорения поршня ПЦ; 2 – график изменения скорости поршня ПЦ; 3 – график изменения перемещения поршня ПЦ; б) - Характеристика, определяющая границу устойчивости системы с пневмоприводом при изменении массы подвижных частей пневмоцилиндра ( $M = var$ ): 1 – кривая, полученная при математическом моделировании системы; 2 – аппроксимация полученных точек кривой 1

Указанные значения коэффициентов в неравенстве (30) критерия определяются соотношениями:

$$K_{акН} = \frac{(N_i - N_{min})/N_{max}}{(k_{трi} - k_{трmin})/k_{трmax}}, [K_{акН}] = \frac{(N_{max} - N_{min})/N_{max}}{(k_{трmax} - k_{трmin})/k_{трmax}}, \quad (31)$$

где  $N_{max}$ ,  $N_{min}$  и  $N_i$  – максимальное, минимальное и текущее значения нагрузки ( $N$ ) на шток пневмоцилиндра.

По виду переходного процесса можно определить период колебаний, а зная период – и частоту. Для найденных таким образом частот по характеристикам (28) и (30) были построены кривые устойчивости в частотной области, приведенные на Рис.20. Из анализа кривых 2 и 4 Рис.20 видно, что при изменении коэффициента трения в пневмоприводе частота автоколебаний при изменении нагрузки на его штоке изменяется в пределах 3,81 %. В то время как, при изменении массы подвижных частей пневмоцилиндра частота автоколебаний меняется в пределах 68,76 %.

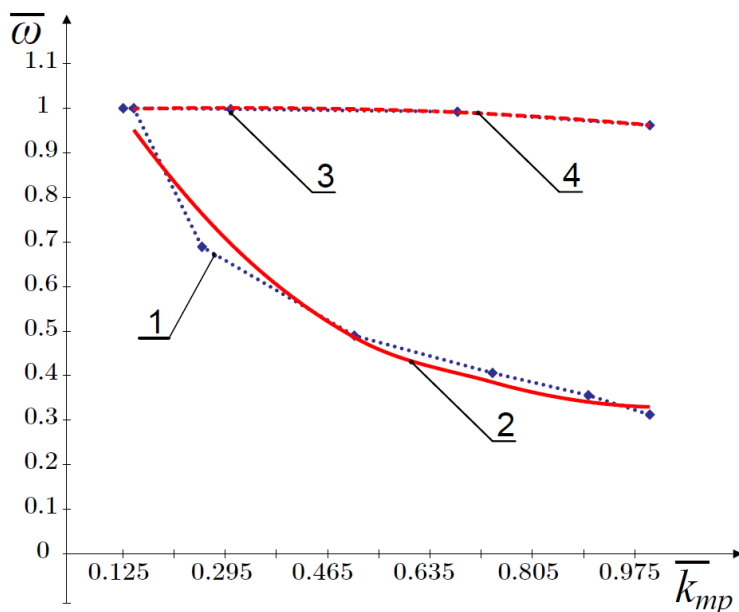


Рис. 20. Характеристики, определяющие границу устойчивости системы с пневмоприводом в частотном диапазоне: 1, 3 – кривые, полученная при математическом моделировании системы; 2, 4 – аппроксимация полученных точек кривой 1 и 3

**В четвертой главе** описано применение целевой функции, обеспечивающей определение оптимальных параметров пневмопривода с поступательным и вращательным движением выходного звена.

При оптимизации проектного варианта системы была использована целевая функция Д.Н. Попова в качестве решающего критерия. В случае пневмопривода с поступательным движением выходного звена такая функция имеет вид:

$$\mu_{мп} = \frac{m \cdot v_{п}^2}{P_{п} \cdot l}, \quad (32)$$

где индексы «т» и «п» в выражении для  $\mu_{мп}$  указывают на ее связь с массой и поступательным движением выходного звена изделия, соответственно;  $m$  – масса устройства вместе со сжатым воздухом.

Величины параметров в формуле (32) зависят от конструкции и размеров пневмоцилиндра, поэтому отсутствует возможность указать взаимосвязь данных параметров друг с другом.

Совокупность варьируемых параметров представили в виде:

$$\mathbf{X} = (x_0, x_1, x_2, x_3), \quad (33)$$

где  $x_0 \equiv D$  (мм),  $x_1 \equiv p$  (бар),  $x_2 \equiv l$  (мм),  $x_3 \equiv Q_{п}$  (л/с).

Найденному значению соответствует точка в пространстве размерных параметров:

$$\mathbf{X}_{лпт} = (117,43 \quad 5,91 \quad 182,18 \quad 27,42).$$

Для пневмопривода с неограниченным и с ограниченным по углу вращательным движением выходного звена целевая функция имеет вид:

$$\mu_{мв} = \frac{m \cdot \Omega_{в}^2 \cdot q^{2/3}}{M_{в}}, \quad \mu_{мв} = \frac{m \cdot \Omega_{в}^2 \cdot R^2}{M_{в}}, \quad (34)$$

где индексы «т» и «в» указывают на связь числа с массой и вращательным движением выходного звена устройства, соответственно,  $m$  – масса всего устройства,  $\Omega_{в}$  – угловая скорость выходного звена,  $q$  – характерный объем пневмодви-

гателя, равный  $q = \frac{V_0}{2\pi}$ , где  $V_0$  – рабочий объем пневмодвигателя,  $M_B$  – максимальный вращающий момент, действующий на выходное звено;  $R$  – радиальный размер пневмодвигателя с ограниченным углом поворота вала.

Совокупность варьируемых параметров представлена в виде:

$$X = (x_0, x_1, x_2, x_3, x_4), \quad (35)$$

где  $x_0 \equiv u_B$  (м/с),  $x_1 \equiv D_B$  (м),  $x_2 \equiv V_0$  (м<sup>3</sup>),  $x_3 \equiv M_B$  (Нм),  $x_4 \equiv m$  (кг).

Найденному значению соответствует точка в пространстве размерных параметров:

$$X_{\text{ЛП}\tau} = (75,28 \ 0,671 \ 2,15 \cdot 10^{-5} \ 72,24 \ 8,65).$$

Целевая функция вида (32), (34), (35) представляет собой безразмерный параметр подобия, оценивающий массогабаритные показатели устройства, отнесенные к его развиваемому усилию. Входящие в формулу (32), (34) величины зависят от конструкции и размеров элементов пневмопривода, что исключает возможность указать зависимости этих величин друг от друга. При решении задачи выбора оптимальных параметров пневмопривода необходимо найти такой проектный вариант, чтобы предложенная в виде (32), (34) целевая функция имела бы минимальное значение.

Для оценки результатов решения задачи по выбору параметров с помощью одного решающего критерия, используемого в генетическом алгоритме, был также применен ЛП<sub>τ</sub>-поиск при двух критериях: решающего в виде функции (34) и мощности, развиваемой пневматическим исполнительным механизмом.

Полученные решения с помощью ГА и МГА параметров исследуемой системы доставляют минимум одному критерию (34), который вследствие этого является решающим. Чтобы выяснить, потребуется ли варьировать значения параметров, если независимо от критерия (34) изменять полезную мощность пневмомотора, был использован ЛП<sub>τ</sub>-поиск для определения оптимальных параметров системы в соответствии с принципом Парето.

Критерием оптимальности служит минимальное расстояние выбранной точки в пространстве нормированных критериев от начала координат.

Результаты оптимизации системы приведены на Рис.21.

Далее приведена методика выбора оптимальных параметров уплотнения поршня пневмоцилиндра. Описано определение критериев, позволяющих выбрать оптимальные параметры уплотнения поршня. В качестве критериев предложено использовать объемный КПД  $\eta_o$ , характеризующий степень герметичности и условия работы, и гидромеханический КПД  $\eta_{\text{ГМ}}$ , учитывающий потери энергии вследствие гидравлического сопротивления каналов и трения в них. Приведены расчетные зависимости для  $\eta_o$  и  $\eta_{\text{ГМ}}$ . Созданная методика позволила расчетным путем оценить величину силы трения в уплотнении поршня пневмоцилиндра, экспериментальным путем данная величина была подтверждена. Приведены расчетные зависимости, оценивающие устойчивость поршня.

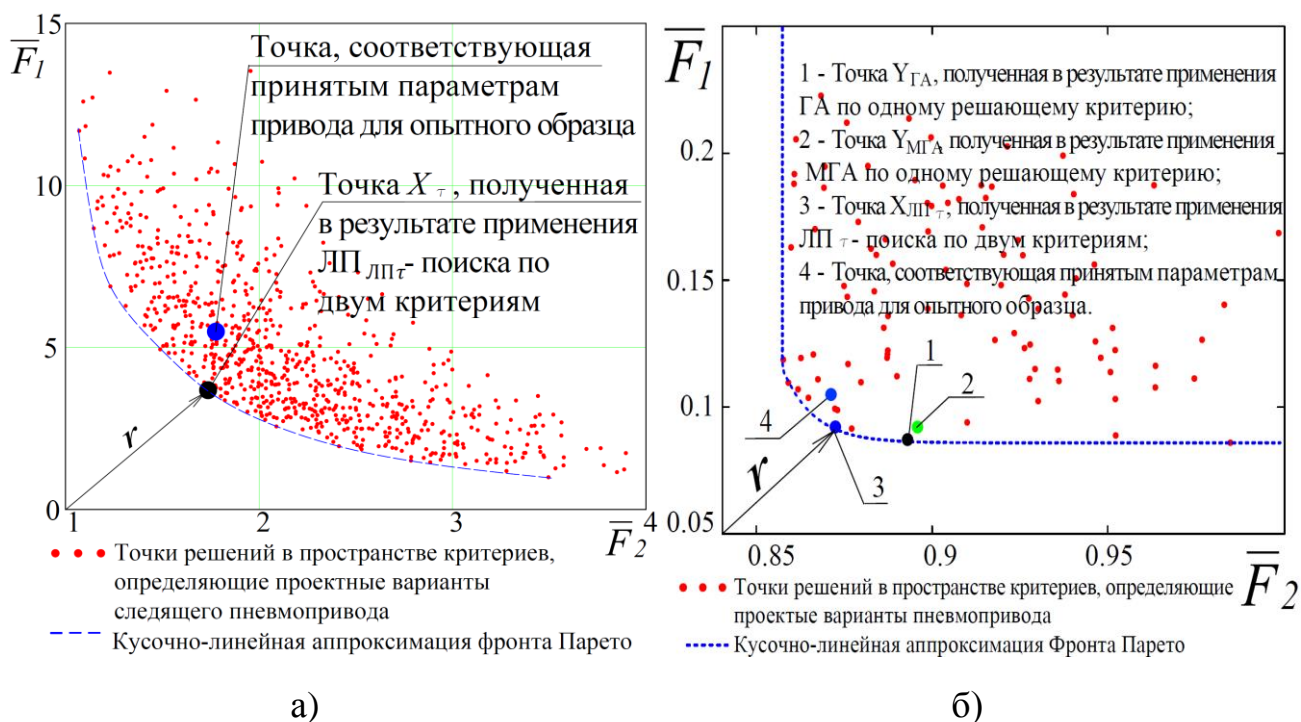


Рис.21. Результаты определения оптимальных параметров системы с пневмоприводом различными способами. а) – для пневмопривода с поступательным движением выходного звена; б) - для пневмопривода с вращательным движением выходного звена

Также в данной главе показан метод синтеза цифрового ПИД-регулятора при создании современных систем автоматического управления следящим пневмоприводом с использованием контроллера. В качестве критерия оптимальности был использован интегральный критерий, реализующий математическую зависимость

$$I(t) = \sqrt{\frac{1}{t} \cdot \int_0^t u^2(\tau) d\tau}, \quad \text{при } t > 0, \quad (36)$$

где  $u(t)$  – входной сигнал (в данном случае – ошибка по перемещению золотника, подаваемый в блок оптимизации).

Цель оптимизации – определить параметры ПИД-регулятора и определить время дискретизации для дискретной системы.

Результаты моделирования аналоговой (непрерывной) системы с ПИД-регулятором и без него приведены в Таблице 4, результаты поиска времени дискретизации - в Таблицах 5 и 6.

Таблица 4. Сравнение качества аналоговой (непрерывной) системы с ПИД-регулятором и без него в составе ее структуры

Состав структуры системы	Параметры качества системы	
Без ПИД-регулятора	$t_{п1}, c$	0,106
	$\sigma_{max1}, \%$	38,71
С ПИД-регулятором	$t_{п2}, c$	0,058
	$\sigma_{max2}, \%$	32,33

Таблица 5. Сравнение качества аналоговой (непрерывной) и цифровой системы с ПИД-регулятором при  $t_d = 0,01c$

Тип системы	Параметры качества системы	
Аналоговая (непрерывная)	$t_a, c$	0,048
	$\sigma_{maxa}, \%$	12,50
Цифровая (дискретная)	$t_{ц}, c$	0,063
	$\sigma_{maxц}, \%$	35,31

Таблица 6. Сравнение качества аналоговой (непрерывной) и цифровой системы с ПИД-регулятором при  $t_d = 0,001c$

Тип системы	Параметры качества системы	
Аналоговая (непрерывная)	$t_a, c$	0,048
	$\sigma_{maxa}, \%$	12,50
Цифровая (дискретная)	$t_{ц}, c$	0,048
	$\sigma_{maxц}, \%$	12,75

Результаты моделирования приведены на Рис.22.

**В пятой главе** детально рассмотрены вопросы верификации созданных методов на примере экспериментальных исследований, проводимых на созданных с этой целью стендах. Приведен пример создания современных систем управления экспериментальными стендами. Выполнена проверка метода разработки следящего пневматических устройств для управления системами с жидкими рабочими средами, на примере системы, включающей созданный для этого пневмопривод.

В ходе эксперимента были решены следующие задачи:

- 1) Определена чувствительность привода – т.е. минимальное отклонение задающего возмущения, при котором привод начинает движение;
- 2) Получена таблица положений штока пневмоцилиндра;
- 3) Определена величина ошибки позиционирования привода;
- 4) Определен закон адаптивного управления при изменении нагрузки на выходном звене с учетом цифрового ПИД-регулятора;
- 5) Разработаны алгоритм и программа для управления пневмоцилиндром в режиме слежения по положению;
- 6) Разработан режим работы пневмоцилиндра от ручного задатчика;
- 7) Определена скорость считывания и частота обновления сигнала модулей контроллера.

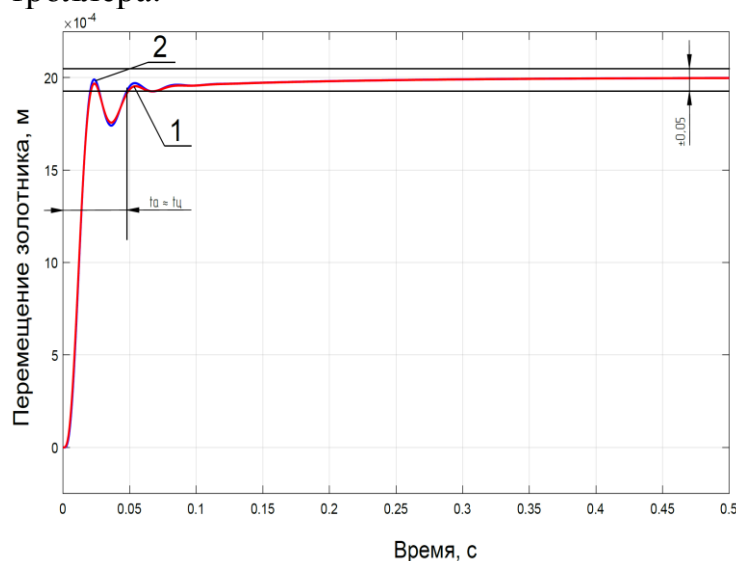


Рис.22. Результаты математического моделирования аналоговой (непрерывной) – кривая 1 и цифровой (дискретной) – кривая 2 системы, описывающая динамику пропорционального распределителя, в состав которой включена структура цифрового ПИД-регулятора при  $t_d = 0,001c$

Используя полученные экспериментальные данные, была построена экспериментальная характеристика изменения скорости следящего пневмопривода. На эту характеристику были нанесены расчетные точки скорости, полученные на основании математического моделирования системы с участвующем в эксперименте следящим пневмоприводом. Полученный график приведен на Рис.23.

Максимальная ошибка  $\Delta_{max}$ , оценивающая отклонение скорости штока ПЦ при действии непрогнозируемых возмущений при работе ПЦ на его шток (см. Рис.23), в случае использования предложенной математической модели и полученных экспериментальных данных, была найдена по формуле:

$$\Delta = \frac{|v_{\text{экс}} - v_{\text{мод}}|}{v_{\text{экс}}} \cdot 100\%, \quad (37)$$

где  $v_{\text{экс}}$  – скорость штока ПЦ, определенная в ходе эксперимента,  $v_{\text{мод}}$  – скорость штока ПЦ, определенная в ходе численных расчетов по предложенной математической модели.  $\Delta_{max}$  – составила 7,68%.

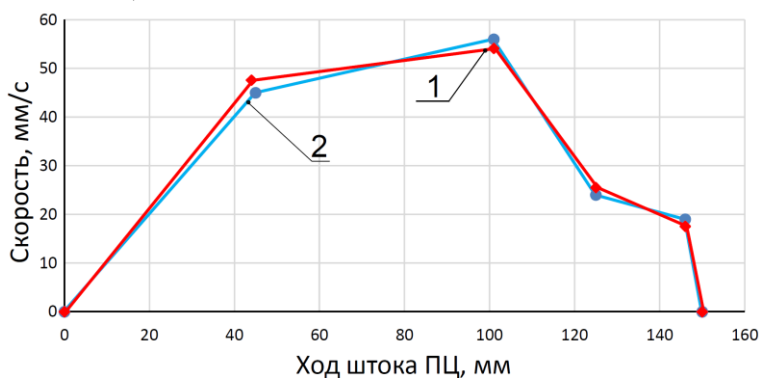


Рис.23. Характеристика, определяющая зависимость скорости поршня ПЦ в зависимости от его хода: 1 – Кривая, полученная на основании численных расчетов при помощи разработанной математической модели; 2 – Кривая, полученная в ходе проведения эксперимента.

Таким образом, разработанные методы и математическая модель могут быть использованы при проектировании оптимальных следящих пневматических устройств на стадии технического задания, что позволит сократить затраты при их создании. Также, математическая модель позволяет уточнять коэффициенты трения в паре поршень-корпус ПЦ и сопротивления в подводящих и выхлопных линиях при наличии экспериментальных данных.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

**В заключении** представлены результаты и выводы.

- 1) Создан метод выбора оптимальных параметров уплотнений поршня пневмоцилиндров, основанная на принципе Парето, учитывающая устойчивость поршня. В качестве критериев при оптимизации использованы механический и объемный КПД исполнительного механизма. Предложено расчетным способом определять силу трения, возникающую в паре трения поршень-гильза поршня.
- 2) Разработана аналитическая математическая модель длинной линии, учитывающая реологические особенности среды, а также устанавливающая однозначную взаимосвязь волновых процессов, определяемых граничными условиями на входе и выходе в линии при внезапном изменении нагрузки на выходе из линии. Модель применима для использования при блочном моделировании в среде Simulink и повышает точность расчета на 300%.

- 3) Разработан метод синтеза следящего пневмопривода, основанный на принципе Парето, где в качестве критериев предлагается целевая функция, учитывающая связь параметров исполнительного пневмопривода и его развиваемой мощности.
- 4) Создан метод идентификации передаточной функции управляющих устройств.
- 5) Получены границы и критерии, определяющие условия работы следящих пневматических устройств для управления системами с жидкими средами.
- 6) Разработан метод определения времени дискретизации цифровых систем при управлении следящим пневматическим устройством с ПИД-регулятором.
- 7) Экспериментальными исследованиями выполнена верификация численных расчетов опытного образца следящего пневматического устройства, работающего при неопределенных возмущениях.

На основании проведенных исследований могут быть сделаны следующие **выводы:**

- 1) Доказано, что разработанные методы проектирования оптимальных следящих пневматических устройств позволяют проводить исследования и выполнять анализ результатов расчета, делать выводы о условиях работы системы до проведения дорогостоящих натурных испытаний. Это дает возможность сократить время разработки и снизить затраты на изготовление следящих приводов. Созданные методы нашли применение при создании серийно выпускаемых следящих пневматических устройств компании ООО «Фесто-РФ» (150-200 шт/год). Стоимость созданного и внедренного в серийное производство привода в 1,45 раза меньше, чем аналогичного зарубежного серийно выпускаемого аналога.
- 2) Обосновано, что применение цифровой системы автоматического управления позволяет ускорить процесс разработки созданной системы управления следящим по положению пневмоприводом. Это приводит к сокращению времени изменения алгоритмов управления, модернизации и замене компонентов системы, повышает ее точность на 30% и надежность ее работы. Упрощает реализацию цифрового ПИД-регулятора для управления следящим пневматическим устройством. Позволяет контролировать в реальном времени и сохранить все технологические параметры и данные процесса управления следящим пневмоприводом.
- 3) Соотношения, полученные для уравнения движения жидкости, учитывают, как коэффициент объемной вязкости среды  $\zeta$ , так и коэффициент динамической вязкости среды  $\eta$ , которые, в отличие от уравнения Навье-Стокса, являются переменными. А это, в свою очередь, означает, что найденные соотношения могут быть использованы для исследования неньютоновских сред. Указанное нашло применение при создании телеметрических систем бурения и методов контроля параметров при бурении.
- 4) Показано, что аппроксимация передаточной матрицы  $G_d(s)$ , устанавливающую однозначную взаимосвязь параметров течения среды на входе и выходе в длинной линии, можно использовать на практике при расчете динамических процессов в пневмосистемах с распределенными параметрами.
- 5) Показано, что на основании уравнений, составляющих нелинейную математическую модель пневмопривода, включающую нелинейность нагрузки, статические и динамические нелинейности следящего пневматического устройства, со-



зданная блок-схема, позволяет выполнять анализ динамики процессов, протекающих как в самом пневмоприводе, так и в составе системы, в состав которой он может быть включен, а также определять параметры цифрового ПИД-регулятора.

6) Обосновано, что введение в состав системы управления следящим пневматическим устройством ПИД-регулятора приводит к сокращению времени переходного процесса в 1,83 раза и уменьшаем перерегулирование перемещения штока исполнительного механизма в 2,85 раз.

7) Показано, что предложенный метод по идентификации передаточной функции пневмоаппарата может применяться в инженерной практике лицами принимающими решения при структурной оптимизации и синтезе систем управления. Указанная часть диссертационной работы нашла применение при выполнении Государственного контракта № 12411.1008799.13.060 от 16 мая 2012 г.

8) Доказано, что выбранные критерии оптимальности могут быть применены для выбора оптимальных параметров конструкции пневмоприводов с поступательным и вращательным движением выходного звена. Полезная мощность созданного следящего привода отличается от расчетного значения, применяя разработанный метод, на 1,92%.

9) Обосновано, что принятые критерии оптимальности уплотнения могут быть применены для выбора размеров уплотнения поршня исполнительных механизмов. Предложенная методика выбора наилучших параметров уплотнения поршня используются не на заключительном этапе разработки, а на стадии проектирования вновь разрабатываемого изделия, что позволяет экономить средства, время и затраты на проведение дорогостоящих ее испытаний.

10) Из анализа и оценки сравнения полученных экспериментальных данных и численных расчетов при помощи созданной математической модели был сделан вывод о том, что разработанная математическая модель может быть использована при проектировании пневмосистем на стадии технического задания, что позволит сократить затраты при их создании. Также, математическая модель позволяет уточнять коэффициенты трения в паре поршень-корпус ПЦ и сопротивления подводящих и выхлопных линий при наличии экспериментальных данных с ошибкой не более 8%.

#### **Основные материалы диссертации представлены в следующих работах:**

1. **К.А. Trukhanov [et al.]**. Rotary Pulsers and associated methods. United States Patent: October 30, 2018, Patent № US 10,113,420 B2 (3,06 п.л./2,5 п.л.).
2. **Труханов К.А.** Цифровой ПИД-регулятор для пневмо/гидросистем // Известия МГТУ «МАМИ». 2018. №3 (37). С.65-75 (0,625 п.л.).
3. **Труханов К.А.** [и др]. Влияние электродинамических свойств пневмо/гидрораспределителей на расчет систем при математическом моделировании // Справочник. Инженерный журнал. 2018 №10. С.42-48 (0,375 п.л./0,3 п.л.).
4. **Труханов К.А.** [и др]. Выбор оптимальных параметров уплотнения поршня буровых насосов // Справочник. Инженерный журнал. 2018 №9. С. 7-15 (0,5 п.л./0,4 п.л.).
5. **Труханов К.А.** Использование гидравлического канала связи в технических системах // Известия МГТУ «МАМИ». 2017. №2 (32). С. 54-63 (0,56 п.л.).
6. **Труханов К.А.** [и др]. Синтез следящего пневмо/гидропривода // Наука и Образование: Научное издание. 2017; (7): С. 75-86. DOI:10.7463/0717.0001192 (0,375 п.л./0,3 п.л.).



7. **Труханов К.А.** [и др]. Методика идентификации передаточной функции пневмо/гидроаппаратов. // Известия МГТУ «МАМИ». 2016. №4 (30). С. 74-81 (0,44 п.л./0,35 п.л.).
8. **Труханов К.А.** Разговор сквозь землю. // Популярная механика. Журнал о том, как устроен мир. 2015. №10 (156). С.10 (0,06 п.л.).
9. **Труханов К.А.** [и др]. Способ идентификации нагрузки на конце длинной гидролинии насосной установки. // Справочник. Инженерный журнал. 2016 №9. С. 38-48 (0,63 п.л./0,5 п.л.).
10. **Труханов К.А.** [и др]. Способ определения реологических характеристик неньютоновских жидкостей ротационным вискозиметром // Глобальный научный потенциал. 2015 №6(51). С. 67-75 (0,5 п.л./0,45 п.л.).
11. **Труханов К.А.** [и др]. Методика определения потерь на трение в гидравлически гладкой круглой трубе для псевдопластичных жидкостей // Современные проблемы науки и образования. 2015. № 1. (1,0 п.л./0,9 п.л.).
12. **Труханов К.А.** [и др]. Математическое описание движения псевдопластичной жидкости и его применение // Справочник. Инженерный журнал. 2016 №6. С. 44-54 (0,625 п.л./0,5 п.л.).
13. **Труханов К.А.** [и др]. Анализ кинематики коленного модуля с гидравлическим исполнительным механизмом и сопоставление результатов расчета с поведением коленного сустава человека при ходьбе // Научн. техн. журн. Наука и Образование. – 2014. – №11. (1,25 п.л./1,1 п.л.).
14. **Труханов К.А.** Гидропривод вентилятора для системы охлаждения автомобильного двигателя // Известия МГТУ «МАМИ». 2011. № 2 (12). С. 78-84 (0,375 п.л.).
15. **Труханов К.А.** Математическое моделирование гидропривода вентилятора для системы охлаждения автомобильного двигателя // Известия МГТУ «МАМИ». 2012. №1 (13). С. 84-96 (0,75 п.л.).
16. **Труханов К.А.** Переходные процессы в гидроприводе вентилятора для системы охлаждения двигателя транспортного средства // Известия МГТУ «МАМИ». 2013. №1 (15). С. 195-204 (0,56 п.л.).
17. **Труханов К.А.** [и др]. Выбор оптимальных параметров гидропривода вентилятора для системы охлаждения двигателя транспортного средства // Научн. техн. журн. Наука и Образование. 2013. №7. (0,625 п.л./0,5 п.л.).