

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

Журкин Никита Андреевич

**МЕТОДИКА МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ
ПНЕВМОПРИВОДНЫХ НАСОСОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ
С ПОРШНЕВЫМИ И ЭЛАСТИЧНЫМИ ПРИВОДАМИ**

Направление подготовки: 15.06.01 «Машиностроение»
(Код и наименование)

Направленность: 15.06.01_12 «Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты»
(Код и наименование)

НАУЧНЫЙ ДОКЛАД
об основных результатах научно-квалификационной работы

Санкт-Петербург – 2020

Научно-квалификационная работа выполнена в федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет Петра Великого» в высшей школе энергетического машиностроения института энергетики.

Научный руководитель:

доктор технических наук, профессор
Жарковский Александр Аркадьевич

Официальный рецензент:

кандидат технических наук
Носков Евгений Игоревич
главный специалист службы сервиса и ремонта
ООО «ПК «РОСНА Инжиниринг»

С текстом научного доклада можно ознакомиться в библиотеке ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого».

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. В настоящее время гидравлические системы высоких и сверхвысоких давлений широко применяются в различных отраслях промышленности. Основным компонентом таких систем являются насосы высокого давления. Одним из распространенных типов насосов высокого давления, наряду с насосами, имеющими механический и гидравлический привод, являются пневмоприводные насосы высокого давления. При этом пневмоприводные насосы высокого давления имеют следующий ряд преимуществ перед насосами других типов: простота конструкции, низкая масса, возможность использования на производствах и в помещениях с повышенной пожаро- и взрывоопасностью, простота монтажа и эксплуатации, возможность получения высоких и сверхвысоких давлений, возможность использования в качестве рабочей среды приводной части различных газов (воздуха, азота и других), возможность перекачивания различных жидкостей, в том числе с низкой вязкостью и агрессивных.

Разработка и изготовление макетных и опытных образцов пневмоприводных насосов высокого давления, стендового оборудования для их испытаний является достаточно трудоемким процессом и имеет высокую стоимость, ещё более высокую стоимость имеет разработка и изготовление гидравлических систем высокого давления в целом. В связи с этим на стадии проектирования необходимо сократить возможные ошибки и с высокой точностью предсказать характеристики будущих изделий. Эффективное решение данных задач возможно с применением математического моделирования, чему посвящена настоящая работа, и что подтверждает её актуальность.

Анализ опубликованных работ по исследованию пневмоприводных насосов в целом, и пневмоприводных насосов давления позволяет сделать вывод о недостаточном изучении рассматриваемой тематики. Так, в опубликованных работах математические модели для определения характеристик пневмоприводных насосов высокого давления не учитывают динамику встроенной пневматической аппаратуры, которая может оказывать существенное влияние на характер протекающих в приводной части насосов процессов, а также на частоту его работы и, соответственно, объемную подачу насоса. В опубликованных источниках отсутствует математическое описание работы многопоршневых пневматических цилиндров, как в составе пневмоприводных насосов высокого давления, так и в качестве самостоятельного элемента пневматического привода. Также, в известных работах не исследуется влияние динамики клапанов всасывания и нагнетания на работу пневмоприводных насосов.

В дополнение к вышесказанному, в настоящее время в пневматических приводах и системах все более широкое применение находят эластичные пневматические двигатели различных конструкций, обладающие рядом преимуществ перед традиционными поршневыми пневматическими цилиндрами. Учитывая это, возможно совершенствование конструкции пневмоприводных насосов высокого давления за счет замены поршневого приводного двигателя на эластичный. В первую очередь, для такой замены, следует рассматривать пневматические эластичные двигатели типа «пневматической мышцы», представляющие собой цилиндрические эластичные оболочки, армированные кордом. Однако, возможность применения данных эластичных пневматических двигателей в конструкциях пневмоприводных насосов в настоящее время не исследована. При этом, проектирование эластичных пневматических двигателей является достаточно сложной задачей. В связи с этим, целесообразно выработать подход к определению характеристик пневматических мышц с применением математического моделирования. Возможным подходом является применение программных пакетов моделирования методом конечных элементов.

Целью работы является разработка методики математического моделирования пневмоприводных насосов высокого давления с поршневыми и эластичными приводами.

Для достижения поставленной цели в работе решались следующие задачи:

– разработка математических моделей пневмоприводных насосов высокого давления типовых конструкций, учитывающих работу всех основных узлов;

- оценка характеристик пневмоприводных насосов высокого давления, взаимного влияния их отдельных узлов и выработка практических рекомендаций по проектированию подобных насосов, выбору серийно выпускаемых образцов и применению пневмоприводных насосов в гидравлических системах.

- разработка принципиальных схем пневмоприводных насосов с эластичными пневматическими приводными двигателями, определение их характеристик, оценка целесообразности подобного совершенствования конструкции и определение области применения подобных насосов.

Научная новизна работы заключается в следующем:

- математические модели пневмоприводных насосов высокого давления, учитывающие работу их основных узлов;

- математические модели многопоршневых пневматических двигателей, учитывающие деление и объединение потоков газа;

- принципиальные схемы возможных исполнений пневмоприводных насосов высокого давления с эластичными приводными двигателями;

- математические модели пневмоприводных насосов высокого давления с эластичными приводными двигателями;

- методика расчета армированных эластичных оболочек, являющихся основным элементом эластичных пневматических двигателей различных типов, с применением метода конечных элементов.

Практическая значимость работы заключается в следующем:

- сформированы обобщенные математические модели пневмоприводных насосов типовых конструкций;

- разработана библиотека, реализующая математические модели, описывающие работу узлов пневмоприводных насосов, в среде графического программирования Matlab/Simulink;

- обоснована возможность упрощения математических моделей узлов пневмоприводных насосов;

- выработаны практические рекомендации по проектированию, выбору и применению пневмоприводных насосов высокого давления, в том числе взаимоувязаны основные геометрические параметры насоса через его характерный размер;

- обоснована возможность применения эластичных пневматических двигателей в качестве привода насосов, а также определена возможная область применения подобных насосов;

- разработана методика моделирования армированных эластичных оболочек в среде ANSYS Mechanical APDL.

Практическая значимость подтверждается актами внедрения результатов диссертационной работы в ЗАО «ЦНИИ СМ», ООО «НПО «Техобеспечение», ООО «ФЕСТО-РФ».

Апробация работы. Основные результаты работы были представлены на следующих конференциях:

- X Международная научно-техническая конференция «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития» (СПбПУ, 2018).

- XLVII Национальная научно-практическая конференция с международным участием для студентов, аспирантов и молодых исследователей «Неделя науки СПбПУ» (СПбПУ, 2018).

- EECE-2018: «International Scientific Conference on Energy, Environmental and Construction Engineering» (СПбПУ, 2018).

- XLVIII Национальная научно-практическая конференция с международным участием для студентов, аспирантов и молодых исследователей «Неделя науки СПбПУ» (СПбПУ, 2019).

- XXIII Международная научно-техническая конференция студентов и аспирантов «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» (НИУ «МЭИ», 2019).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 8 статей, 2 из них - в рецензируемых научных журналах, рекомендованных Высшей аттестационной комиссией, 1 - в журнале, индексируемом в библиографической базе данных Scopus, 5 - в журналах, индексируемых в российской библиографической базе данных РИНЦ.

На защиту выносятся следующие результаты:

- математические модели пневмоприводных насосов высокого давления с поршневыми приводами, учитывающие динамику встроенной пневматической аппаратуры и клапанов всасывающей и нагнетательной;
- математическая модель многопоршневого привода, учитывающая деление и объединение потоков газа между рабочими полостями;
- пользовательская библиотека расчетных моделей для математического моделирования пневмоприводных насосов высокого давления в среде графического моделирования Matlab/Simulink;
- принципиальные схемы пневмоприводных насосов высокого давления с эластичными пневматическими двигателями;
- математические модели пневмоприводных насосов высокого давления с эластичными пневматическими двигателями;
- методика моделирования армированных эластичных оболочек в среде ANSYS Mechanical APDL.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Техника высоких давлений широко используется в различных отраслях современной промышленности. По уровню давления можно выделить гидравлические приводы и системы низкого (до 6,3 МПа), среднего (до 25 МПа), высокого (до 70 МПа) и сверхвысокого (свыше 70 МПа) давления.

Основным компонентом гидравлических приводов и систем высокого давления являются насосы. Все насосы высокого давления являются объемными поршневыми гидравлическими машинами, перекачивание жидкости в которых происходит за счет поочередного всасывания и вытеснения её из рабочих полостей при возвратно-поступательном движении поршней. Основное отличие различных насосов высокого и сверхвысокого давления заключается в типе привода. По данному признаку можно выделить насосы высокого давления с ручным, электромеханическим, гидравлическим и пневматическим приводом.

Пневмоприводной насос высокого давления (ПНВД) - объемная пневмо-гидравлическая машина, преобразующая энергию потока сжатого газа в энергию потока перекачиваемой жидкости с повышением величины давления.

Насосы с пневматическим приводом по составу сходны с насосами с гидравлическим приводом и, в общем, случае имеют приводную и насосную части, и встроенную распределительную аппаратуру. При этом, пневмоприводные насосы высокого давления имеют большое количество разнообразных модификаций, отвечающих конкретным условиям применения.

Одним из основных параметров ПНВД является коэффициент мультипликации, являющийся отношением эффективной площади поршня (или поршней) приводной части к эффективной площади поршня (или плунжера) насосной части:

$$i_{\text{ПНВД}} = \frac{A_{\text{ПП}}}{A_{\text{НП}}}, \quad (1)$$

где: $A_{\text{ПП}}$ - эффективная площадь поршня (сумма эффективных площадей поршней) приводной части, м^2 ; $A_{\text{НП}}$ - эффективная площадь плунжера (поршня) насосной части, м^2 .

Современные серийно выпускаемые модели развивают давление до 400 МПа и выше, и обеспечивают подачу перекачиваемой жидкости до 20 л/мин на холостом ходу. Габаритные

размеры пневмоприводных насосов варьируются от миниатюрных исполнений до крупных моделей, что позволяет применять их как в стационарной, так и в мобильной технике. Мировыми лидерами в серийном производстве пневмоприводных насосов высокого давления являются фирмы Haskel (США), Autoclave Engineering (США), Maximator (ФРГ), Resato (Нидерланды). В России серийными моделями пневмоприводных насосов высокого давления являются насосы типа ПНВ, выпускаемые по ТУ У29.1057854540012002. Для судостроения применяются ПНВД по ОСТ5.4033-71. Однако, модельный ряд отечественных насосов и их характеристики уступают зарубежным аналогам.

На основании анализа существующих конструктивных и схемных исполнений ПНВД автором была сформирована их классификация по ряду конструктивных признаков, представленная на Рисунке 1.



Рисунок 1 - Классификация ПНВД по конструктивным признакам

Анализируя схемные и конструктивные исполнения ПНВД и сравнивая их с другими типами насосов высокого давления можно сделать некоторые выводы:

1. Пневмоприводные насосы высокого давления имеют ряд недостижимых для других типов насосов характеристик, в связи с чем находят широкое применение в различных отраслях промышленности.

2. Рабочий процесс пневмоприводных насосов высокого давления в отличие от насосов других типов достаточно сложен. При оценке их характеристик требуется учитывать особенности работы пневматического привода насоса, в том числе и встроенной управляющей пневматической аппаратуры.

3. Типовые конструкции пневмоприводных насосов основаны на поршневых пневматических двигателях, а вопросы возможной их замены с целью повышения рабочих характеристик на эластичные пневматические двигатели не рассмотрены.

Учитывая сделанные выводы, задачами исследования пневмоприводных насосов высокого давления являются:

1. Разработка математических моделей насосов типовых конструкций ПНВД, учитывающих работу всех наиболее важных их узлов, таких как: пневматические

распределители, пневматические конечные выключатели, клапаны всасывания и нагнетания. Также необходимо формирование подхода к моделированию многопоршневых двигателей, так как именно они применяются в большинстве насосов сверхвысокого давления (до 400 МПа)

2. Проведение серии численных экспериментов и оценка взаимного влияния различных параметров, а также влияния их на характеристики насоса.

3. Верификация результатов моделирования.

4. Выработка рекомендаций по проектированию новых пневмоприводных насосов высокого давления, рациональному выбору серийно выпускаемых моделей и их применению в гидравлических системах.

5. Разработка схемных решений для пневмоприводных насосов высокого давления с эластичными пневматическими двигателями, оценка их характеристик, выявление преимуществ и недостатков, определение возможных областей применения.

В связи с особенностями физических процессов, протекающих в ПНВД при их работе, наиболее эффективным способом определения их характеристик является математическое моделирование. Для разработки обобщенной математической модели ПНВД необходимо составить математическое описание динамики следующих его узлов:

- составной поршень;
- пневматическая приводная часть;
- пневматический контур управления, включающий пневматический распределитель и пневматические конечные выключатели;
- насосная часть, включающая клапаны нагнетания и всасывания.

На составной поршень ПНВД при работе действуют силы давления газа в приводной части и давления перекачиваемой жидкости в насосной части, силы сухого и вязкого трения в местах подвижных соединений, силы от контакта с механическими демпфирующими элементами (при их наличии) в начале и конце хода, силы от контакта с пневматическими конечными выключателями в начале и конце хода. На составной поршень ПНВД с пружинным возвратом также действует сила возвратной пружины. Таким образом, в общем случае для всех конструктивных типов ПНВД уравнение движения составного поршня можно записать следующим образом:

$$m_{сп} \ddot{x}_{сп} = F_{спнд} + F_{спнд} + F_{спт} + F_{спдэ} + F_{спвп} \quad (2)$$

где $m_{сп}$ - масса составного поршня, кг; $x_{сп}$ - координата текущего положения составного поршня, м; $F_{спт}$ - сила давления, действующая на составной поршень со стороны приводной части, Н; $F_{спн}$ - сила давления, действующая на поршень со стороны насосной части, Н; $F_{спт}$ - сила трения, действующая на составной поршень, Н. $F_{спд}$ - сила контакта с демпфирующими элементами (при их наличии), Н; $F_{сппр}$ - сила возвратной пружины (при её наличии), Н.

Сила давления, действующая на составной поршень со стороны газа в приводной части ПНВД является суммой сил давления газа в каждой рабочей полости приводной части. Сила давления газа в отдельной рабочей полости пропорциональна значению давления газа и эффективной площади приводного поршня и определяется как их произведение.

Приводные части ПНВД с одним поршнем имеют две рабочие полости. При работе ПНВД посредством пневматического распределителя происходит поочередное соединение рабочих полостей приводного двигателя с пневматическими линиями нагнетания и выхлопа, то есть происходят процессы наполнения рабочей полости сжатым газом и истечения сжатого газа из неё. Уравнение изменения во времени давления газа в рабочей полости однопоршневого привода ПНВД в общем виде можно описать следующим уравнением:

$$\dot{p}_{пп} = \frac{kA_{ппр}}{V_{пп}} \sqrt{\frac{RT_{гн}}{\zeta_{ппр}} (p_{гн}^2 - p_{пп}^2)} - \frac{kA_{ппр}}{V_{пп}} \left(\frac{p_{пп}}{p_{гн}} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \sqrt{\frac{RT_{гн}}{\zeta_{ппр}} (p_{пп}^2 - p_{гв}^2)} \pm \frac{kp_{пп}}{V_{пп}} A_{пп} \dot{x}_{сп}, \quad (3)$$

где $p_{пп}$ - давление газа в рабочей полости приводной части ПНВД, Па; k - показатель адиабаты; $A_{ппр}$, $A_{ппр}$ - эффективные площади проходных сечений линий нагнетания и выхлопа

пневматического распределителя, м²; V_{пн} - полный объем рабочей полости приводной части ПНВД, м³; R - универсальная газовая постоянная; T_{гн} - температура газа в пневматической линии нагнетания, К; ζ_{прн}, ζ_{прв} - приведенные коэффициенты сопротивления линий нагнетания и выхлопа пневматического распределителя; p_{гн} - давление газа в пневматической линии нагнетания, Па; p_{гв} - давление газа в пневматической линии выхлопа, Па; A_{пн} - эффективная площадь приводного поршня, м².

Первый член уравнения (3) описывает процесс наполнения рабочей полости газом, второй - процесс истечения газа из рабочей полости, третий - процесс адиабатического изменения давления в рабочей полости. Знак «плюс» или «минус» перед третьим членом уравнения зависит от «положительной» или «отрицательной» ориентации рабочей полости в принятой системе координат.

Работа двух- и трехпоршневых приводов ПНВД отличается тем, что при коммутации рабочих полостей приводной части посредством одного пневматического распределителя происходит деление и объединение потоков газа. Для учета этого явления автором предложен подход, при котором коммутация рабочих полостей многопоршневого привода ПНВД с пневматическими линиями нагнетания и всасывания происходит через условные промежуточные камеры. Преимущество данного подхода состоит в том, что он в целом отражает реальные конструкции ПНВД, в которых имеются соответствующие элементы соединений трубопроводов или необходимые внутренние полости, выполненные в элементах конструкции насосов.

В соответствии с предложенным подходом, в общем случае, процесс изменения давления газа во времени в промежуточной камере и в рабочих полостях при их наполнении газом описывается следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} \dot{p}_{пк} = \frac{kA_{прн}}{V_{пк}} \sqrt{\frac{RT_{гн}}{\zeta_{прн}} (p_{гн}^2 - p_{пк}^2)} - \sum_{i=1}^n \frac{kA_{пкi}}{V_{пнi}} \left(\frac{p_{пк}}{p_{гн}}\right)^{\frac{k-1}{2k}} \sqrt{\frac{RT_{гн}}{\zeta_{пк}} (p_{пк}^2 - p_{пнi}^2)}, \\ \dot{p}_{пнi} = \frac{kA_{пкi}}{V_{пнi}} \sqrt{\frac{RT_{гн}}{\zeta_{пкi}} (p_{пк}^2 - p_{пнi}^2)} \pm \frac{kp_{пнi}}{V_{пнi}} A_{пнi} \dot{x}_{сп}, \end{cases} \quad (4)$$

где: p_{пк} - давление газа в промежуточной камере, Па; V_{пк} - полный объем промежуточной камеры, м³; A_{пкi} - эффективная площадь проходного сечения коммутирующей линии, м²; ζ_{прв} - приведенный коэффициент сопротивления коммутирующей линии; i - индекс рабочей полости привода ПНВД; n - число рабочих полостей привода ПНВД.

В уравнении изменения давления в промежуточной камере первый член характеризует изотермический процесс наполнения её газом через пневматический распределитель ПНВД, второй член - процесс изотермического истечения газа из неё в определенное количество рабочих полостей привода ПНВД. В уравнении изменения давления газа в отдельной рабочей полости привода первый член характеризует процесс изотермического наполнения её газом, поступающим из промежуточной камеры, второй член - процесс адиабатического изменения давления газа. Знак «плюс» или «минус» перед вторым членом выбирается, исходя из «положительной» или «отрицательной» ориентации полости в принятой системе координат.

Система уравнений, описывающая процесс истечения газа из рабочих полостей привода через промежуточную камеру, имеет следующий вид:

$$\begin{cases} \dot{p}_{пк} = -\frac{kA_{прв} \sqrt{RT_{гн}}}{V_{пк} \sqrt{\zeta_{прв}}} \left(\frac{p_{пк}}{p_{гн}}\right)^{\frac{k-1}{2k}} \sqrt{p_{пк}^2 - p_{гв}^2} + \sum_{i=1}^n \frac{kA_{пкi}}{V_{пнi}} \left(\frac{p_{пк}}{p_{гн}}\right)^{\frac{k-1}{2k}} \sqrt{\frac{RT_{гн}}{\zeta_{пкi}} (p_{пк}^2 - p_{пнi}^2)}, \\ \dot{p}_{пнi} = -\frac{kA_{пкi}}{V_{пнi}} \left(\frac{p_{пнi}}{p_{гн}}\right)^{\frac{k-1}{2k}} \sqrt{\frac{RT_{гн}}{\zeta_{пкi}} (p_{пнi}^2 - p_{пк}^2)} \pm \frac{kp_{пнi}}{V_{пнi}} A_{пнi} \dot{x}_{сп}. \end{cases} \quad (5)$$

Предложенный подход сходным образом может применяться при описании работы

приводов ПНВД, фактически, с любым количеством поршней, а также для математического моделирования многопоршневых пневматических двигателей различного назначения и пневматических приводов с разветвленными сетями.

Непрерывное движение составного поршня обеспечивается пневматическим распределителем, устанавливаемым в приводной части ПНВД. В типовых конструкциях ПНВД применяются бистабильные или моностабильные пневматические распределители.

В общем случае на золотник пневматического распределителя действуют силы давления газа в его управляющих камерах, силы трения и сила от набегающего на пояски золотника потока газа. В связи с тем, что газодинамические силы крайне малы в сравнении с силами давления газа и силами трения, ими можно пренебречь. Тогда уравнение движения в общем случае и вне зависимости от типа пневматического распределителя имеет следующий вид:

$$m_{\text{ПРЗ}} \ddot{x}_{\text{ПРЗ}} = F_{\text{ПРЗД}} - F_{\text{ПРЗТ}}, \quad (6)$$

где $m_{\text{ПРЗ}}$ - масса золотника пневматического распределителя, кг; $x_{\text{ПРЗ}}$ - координата текущего положения золотника, м; $F_{\text{ПРЗД}}$ - суммарная сила давления газа, действующая на золотник, Н; $F_{\text{ПРЗТ}}$ - суммарная сила трения, действующая на золотник, Н.

Моностабильный пневматический распределитель имеет одну камеру управления, которая поочередно соединяется при помощи пневматических двухлинейных двухпозиционных конечных выключателей с пневматическими линиями нагнетания и выхлопа. Изменение давления газа во времени в управляющей камере пневматического распределителя данного типа определяется аналогично давлению в рабочей полости привода ПНВД:

$$\dot{p}_{\text{ПРУ}} = \frac{kA_{\text{ВК1}}}{V_{\text{ПРУ}}} \sqrt{\frac{RT_{\text{ГН}}}{\zeta_{\text{ВК1}}} (p_{\text{ГН}}^2 - p_{\text{ПРУ}}^2)} - \frac{kA_{\text{ВК2}}}{V_{\text{ПРУ}}} \left(\frac{p_{\text{ПРУ}}}{p_{\text{ГН}}} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \sqrt{\frac{RT_{\text{ГН}}}{\zeta_{\text{ВК2}}} (p_{\text{ПРУ}}^2 - p_{\text{ГВ}}^2)} - \frac{kp_{\text{ПРУ}}}{V_{\text{ПРУ}}} A_{\text{ПРУ}} \dot{x}_{\text{ПРЗ}}, \quad (7)$$

где $p_{\text{ПРУ}}$ - давление газа в управляющей камере пневматического распределителя, Па; $A_{\text{ВК1}}$, $A_{\text{ВК2}}$ - эффективные площади проходных сечений коммутирующих линий пневматических конечных выключателей, м²; $V_{\text{ПРУ}}$ - полный объем управляющей камеры пневматического распределителя, м³; $\zeta_{\text{ВК1}}$, $\zeta_{\text{ВК2}}$ - приведенные коэффициенты сопротивления коммутирующих линий пневматических конечных выключателей; $A_{\text{ПРУ}}$ - эффективная площадь хвостовика золотника, м².

Бистабильный пневматический распределитель имеет две камеры управления, которые поочередно соединяются при помощи пневматических трехлинейных двухпозиционных конечных выключателей с пневматическими линиями нагнетания и выхлопа. Изменение давлений газа во времени в управляющих камерах бистабильного пневматического распределителя описывается следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} \dot{p}_{\text{ПРУ1}} = \frac{kA_{\text{ВК11}}}{V_{\text{ПРУ1}}} \sqrt{\frac{RT_{\text{ГН}}}{\zeta_{\text{ВК11}}} (p_{\text{ГН}}^2 - p_{\text{ПРУ1}}^2)} - \frac{kA_{\text{ВК12}}}{V_{\text{ПРУ1}}} \left(\frac{p_{\text{ПРУ1}}}{p_{\text{ГН}}} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \sqrt{\frac{RT_{\text{ГН}}}{\zeta_{\text{ВК12}}} (p_{\text{ПРУ1}}^2 - p_{\text{ГВ}}^2)} - \frac{kp_{\text{ПРУ1}}}{V_{\text{ПРУ1}}} A_{\text{ПРУ1}} \dot{x}_{\text{ПРЗ}}, \\ \dot{p}_{\text{ПРУ2}} = \frac{kA_{\text{ВК21}}}{V_{\text{ПРУ2}}} \sqrt{\frac{RT_{\text{ГН}}}{\zeta_{\text{ВК21}}} (p_{\text{ГН}}^2 - p_{\text{ПРУ2}}^2)} - \frac{kA_{\text{ВК22}}}{V_{\text{ПРУ2}}} \left(\frac{p_{\text{ПРУ2}}}{p_{\text{ГН}}} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \sqrt{\frac{RT_{\text{ГН}}}{\zeta_{\text{ВК22}}} (p_{\text{ПРУ2}}^2 - p_{\text{ГВ}}^2)} + \frac{kp_{\text{ПРУ2}}}{V_{\text{ПРУ2}}} A_{\text{ПРУ2}} \dot{x}_{\text{ПРЗ}}, \end{cases} \quad (8)$$

где $p_{\text{ПРУ1}}$, $p_{\text{ПРУ2}}$ - давление газа в управляющих камерах пневматического распределителя, Па; $A_{\text{ВК11}}$, $A_{\text{ВК12}}$, $A_{\text{ВК21}}$, $A_{\text{ВК22}}$ - эффективные площади проходных сечений линий нагнетания и выхлопа пневматических конечных выключателей, м²; $V_{\text{ПРУ1}}$, $V_{\text{ПРУ2}}$ - полные объемы управляющих камер пневматического распределителя, м³; $\zeta_{\text{ВК11}}$, $\zeta_{\text{ВК12}}$, $\zeta_{\text{ВК21}}$, $\zeta_{\text{ВК22}}$ - приведенные коэффициенты сопротивления линий нагнетания и выхлопа пневматических конечных выключателей; $A_{\text{ПРУ1}}$, $A_{\text{ПРУ2}}$ - эффективные площади хвостовиков золотника, м².

С перемещением золотника связаны площади рабочих окон, которые определяют скорость наполнения и опустошения рабочих полостей привода ПНВД. Например, для

четырёхлинейного пневматического распределителя, рабочие окна которого представляют собой кольцевые щели, изменение площади одного окна вычисляется следующим образом:

$$A_{\text{ПР}i} = \begin{cases} 0, & \text{при } x_{\text{ПР}3} \leq h_{\text{ПР}3\text{П}}, \\ \pi d_{\text{ПР}3} (x_{\text{ПР}3} - h_{\text{ПР}3\text{П}}), & \text{при } h_{\text{ПР}3\text{П}} < x_{\text{ПР}3} \leq (s_{\text{ПР}3} - h_{\text{ПР}3\text{П}}), \end{cases} \quad (9)$$

где $A_{\text{ПР}i}$ - площадь проходного сечения рабочего окна, м^2 ; $h_{\text{ПР}3\text{П}}$ - перекрытие рабочего окна с пояском золотника, м ; $s_{\text{ПР}3}$ - полный ход золотника, м .

Все типовые конструкции ПНВД имеют в составе приводной части два пневматических конечных выключателя. Пневматические конечные выключатели предназначены для перемещения запорного органа пневматического распределителя путем поочередного соединения его управляющих камер с пневматическими линиями нагнетания и выхлопа. В свою очередь, движение запорных органов конечных выключателей связано с движением составного поршня ПНВД, который воздействует на них в начале и конце своего рабочего хода. Таким образом, математическое описание пневматических конечных выключателей сводится к выводу законов изменения площадей проходных сечений и математическому ограничению области их работы.

Перемещение запорных органов пневматических конечных выключателей ограничивается следующими законами:

$$\begin{cases} x_{\text{ВК}301} = x_{\text{ВК}1} - x_{\text{СП}}, & \text{при } x_{\text{СП}} \leq x_{\text{ВК}1}, \\ x_{\text{ВК}302} = x_{\text{СП}} - x_{\text{ВК}2}, & \text{при } x_{\text{СП}} \geq x_{\text{ВК}2}, \end{cases} \quad (10)$$

где $x_{\text{ВК}301}$, $x_{\text{ВК}302}$ - координаты текущего положения запорных органов пневматических конечных выключателей, м ; $x_{\text{ВК}1}$, $x_{\text{ВК}2}$ - координаты начальных положений штоков пневматических конечных выключателей, м .

Аналогично пневматическому распределителю, с перемещением запорного органа пневматического конечного выключателя связана площадь его проходного сечения, влияющая на скорость изменения давления в управляющих камерах пневматического распределителя. Например, для двухлинейного двухпозиционного пневматического конечного выключателя с тарельчатым запорным элементом площадь проходного сечения изменяется по следующему закону:

$$A_{\text{ВК}} = \pi d_{\text{ВКС}} x_{\text{ВК}30}, \quad (11)$$

где $A_{\text{ВК}}$ - площадь проходного сечения пневматического конечного выключателя, м^2 ; $d_{\text{ВКС}}$ - диаметр отверстия седла клапана, м .

В работе ПНВД для насосной его части можно выделить два такта: такт нагнетания и такт всасывания перекачиваемой жидкости.

На такте нагнетания происходит вытеснение перекачиваемой жидкости из рабочей полости через клапан нагнетания. На такте всасывания происходит заполнение рабочей полости перекачиваемой жидкостью через клапан всасывания. Так как плунжер (поршень) насосной части жестко связан с поршнем пневматической приводной части, то координата текущего положения плунжера насосной части, его скорость и ускорение соответственно равны координате, скорости и ускорению составного поршня.

Изменение давления перекачиваемой жидкости во времени в рабочей полости насосной части пропорционально модулю упругости перекачиваемой жидкости, объему рабочей полости и полному объемному расходу перекачиваемой жидкости. Полный объемный расход перекачиваемой жидкости складывается из геометрического изменения объема рабочей полости, происходящего при перемещении в ней плунжера, и объемных расходов перекачиваемой жидкости, проходящих через клапан клапаны на тактах нагнетания и всасывания. Таким образом, в общем случае уравнение изменения давления перекачиваемой жидкости во времени имеет следующий вид:

$$\dot{p}_{\text{НП}} = \frac{E_{\text{ж}}}{V_{\text{НП}}} \left(\mu_{\text{нквщ}} A_{\text{нквщ}} \sqrt{2 \frac{p_{\text{жв}} - p_{\text{НП}}}{\rho_{\text{ж}}}} - \mu_{\text{нкнщ}} A_{\text{нкнщ}} \sqrt{2 \frac{p_{\text{жв}} - p_{\text{НП}}}{\rho_{\text{ж}}}} \pm A_{\text{НП}} \dot{x}_{\text{СП}} \right), \quad (12)$$

где $p_{\text{НП}}$ - давление перекачиваемой жидкости в рабочей полости насосной части ПНВД, Па; $E_{\text{ж}}$ - объемный модуль упругости перекачиваемой жидкости, Па; $V_{\text{НП}}$ - полный объем рабочей полости насосной части ПНВД, м³; $A_{\text{нквщ}}$, $A_{\text{нкнщ}}$ - эффективные площади проходных сечений клапанов всасывания и нагнетания, м²; $\mu_{\text{нквщ}}$, $\mu_{\text{нкнщ}}$ - коэффициенты расхода щелей клапанов всасывания и нагнетания; $p_{\text{жв}}$, $p_{\text{жн}}$ - давление перекачиваемой жидкости в гидравлических линиях всасывания и нагнетания, Па; $\rho_{\text{ж}}$ - плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³; $A_{\text{НП}}$ - эффективная площадь плунжера (поршня) насосной части, м².

В уравнении (12) первый член в скобках характеризует изменение давления в рабочей полости насосной части при втекании в неё перекачиваемой жидкости через клапан всасывания, второй член - изменение давления при вытеснении жидкости через клапан нагнетания, третий член - изменение давления вследствие изменения геометрического объема рабочей полости. Знак «плюс» или «минус» перед третьим членом выбирается в зависимости от «положительной» или «отрицательной» ориентации рабочей полости в принятой системе координат.

При разработке математической модели клапана принимаются следующие допущения: в связи с тем, что площадь контактирующих направляющих поверхностей крайне мала или запорный элемент вовсе не имеет направляющих, силой сухого трения можно пренебречь; боковые силы, действующие на запорный элемент не учитываются; изменение структуры потока перекачиваемой жидкости при поворотах в корпусе клапана и его влияние на движение запорного элемента не учитывается; неразгруженная площадь запорного элемента, сжатие струи перекачиваемой жидкости на выходе клапанной щели отсутствует; при закрытии клапана посадка на седло происходит без «отскока» запорного элемента, то есть происходит абсолютно неупругий удар. Также предполагается, что в приемной камере клапана давление перекачиваемой жидкости распределено равномерно, можно принять равенство площадей лицевой и тыльной сторон запорного элемента. Дополнительно, с целью упрощения математической модели можно принять, что давление перед запорным элементом действует на площадь, равную площади посадочного отверстия седла.

На запорный элемент клапана при работе ПНВД действуют силы перепада давлений, гидродинамические силы и сила возвратной пружины и сила вязкого трения. Уравнение движения клапана имеет следующий вид:

$$m_{\text{кзэ}} \ddot{x}_{\text{кзэ}} = (p_{\text{к1}} - p_{\text{к2}}) A_{\text{кс}} + \rho_{\text{ж}} Q_{\text{ж}} \left(\frac{Q_{\text{ж}}}{A_{\text{кс}}} - \frac{Q_{\text{ж}}}{A_{\text{кщ}}} \cos \beta \right) - \mu_{\text{квт}} \dot{x}_{\text{кзэ}} - c_{\text{кп}} (x_{\text{кп0}} + x_{\text{кзэ}}), \quad (13)$$

где $m_{\text{кзэ}}$ - масса запорного элемента, кг; $x_{\text{кзэ}}$ - координата текущего положения запорного элемента, м; $p_{\text{к1}}$, $p_{\text{к2}}$ - давления перекачиваемой жидкости с лицевой и тыльной стороны запорного элемента, Па; $Q_{\text{ж}}$ - объемный расход перекачиваемой жидкости, проходящий через клапанную щель, м³/с; $A_{\text{кс}}$ - эффективная площадь отверстия седла клапана, м²; $A_{\text{кщ}}$ - эффективная площадь клапанной щели, м²; β - угол истечения струи перекачиваемой жидкости, град; $\mu_{\text{квт}}$ - коэффициент вязкого трения; $c_{\text{кп}}$ - жесткость возвратной пружины запорного элемента, Н/м; $x_{\text{кп0}}$ - предварительное сжатие возвратной пружины запорного элемента, м.

Первый член уравнения (13) характеризует влияние сил давления перекачиваемой жидкости, действующих на запорный элемент, второй член - полную гидродинамическую силу, третий член - силу вязкого трения, четвертый член - силу возвратной пружины. Полная гидродинамическая сила складывается из двух составляющих, первая выражает повышение давления вблизи центральной области лицевой поверхности запорного элемента при натекании на него перекачиваемой жидкости, вторая характеризует снижение давления перекачиваемой жидкости на входе клапанной щели. При численном решении с целью исключения ошибок вычисления, гидродинамическая сила должна быть принята равной нулю до момента открытия

клапанной щели.

Площадь проходного сечения клапанной щели связана с перемещением запорного элемента определенным законом. Например, для клапана с коническим запорным элементом изменение площади проходного сечения клапанной щели определяется следующим образом:

$$A_{\text{нкщ}} = \pi x_{\text{нкзэ}} \sin \beta_{\text{нкзэ}} \left(d_{\text{нкс}} - \frac{x_{\text{нкзэ}}}{2} \sin 2\beta_{\text{нкзэ}} \right), \quad (14)$$

где $A_{\text{нкщ}}$ - эффективная площадь клапанной щели, м^2 ; $\beta_{\text{нкзэ}}$ - угол образующей конической поверхности запорного элемента, град; $d_{\text{нкс}}$ - диаметр отверстия седла клапана, м.

К дополнительным силам, действующим на составной поршень ПНВД относятся силы демпфирующих устройств, обеспечивающих замедление движения поршня при приближении его к крайним положениям и его безударный контакт с крышками насоса. Демпфирующие устройства можно рассматривать как пружины сжатия. В связи с тем, что демпфирующие устройства действуют на ограниченных участках рабочего хода поршня, в математическую модель вводятся соответствующие логические условия. Таким образом, силы демпфирующих устройств выражаются следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} F_{\text{спд1}} = c_{\text{спд1}} (x_{\text{спд01}} + x_{\text{сп}}), \text{ при } x_{\text{сп}} \in [0, x_{\text{спд1}}], \\ F_{\text{спд2}} = c_{\text{спд2}} (x_{\text{спд02}} + x_{\text{сп}} - x_{\text{спд2}}), \text{ при } x_{\text{сп}} \in [x_{\text{спд2}}, s_{\text{сп}}], \end{cases} \quad (15)$$

где $F_{\text{спд1}}$, $F_{\text{спд2}}$ - силы демпфирующих устройств, Н; $c_{\text{спд1}}$, $c_{\text{спд2}}$ - коэффициенты жесткости демпфирующих устройств, Н/м; $x_{\text{спд01}}$, $x_{\text{спд02}}$ - предварительное сжатие пружин демпфирующих устройств, м; $x_{\text{спд1}}$, $x_{\text{спд2}}$ - начальное положение штоков демпфирующих устройств, м.

Следует отметить, что при контакте составного поршня с демпфером к его массе присоединяется масса опорного элемента и пружины. Однако, в связи с тем, что масса опорного элемента и пружины крайне малы, в сравнении с массой составного поршня, присоединенной массой в математической модели ПНВД можно пренебречь.

При работе ПНВД в его подвижных соединениях действуют силы трения, возникающие в уплотнительных узлах и силы вязкого трения. Для определения силы трения в уплотнениях высокого давления подвижных соединений насосной части ПНВД можно принять следующие допущения: контактное давление действует на уплотняемую поверхность равномерно по всей длине контактирующих поверхностей, давление перекачиваемой жидкости передается через уплотнительные детали на уплотняемую поверхность с некоторым коэффициентом, коэффициент трения материала уплотнительных деталей об уплотняемую поверхность остается не зависит от температуры и остается постоянным во времени. Таким образом, суммарная сила трения в отдельном узле подвижного соединения выражается следующим образом:

$$F_{\text{T}} = k_{\text{ту}} l_{\text{уп}} \pi d_{\text{уп}} \mu_{\text{ту}} p + \mu_{\text{вт}} \dot{x}, \quad (16)$$

где F_{T} - суммарная сила трения, Н; $k_{\text{ту}}$ - коэффициент передачи давления уплотнительного узла; $l_{\text{уп}}$ - длина уплотняемой поверхности, м; $d_{\text{уп}}$ - диаметр уплотняемой поверхности, м; $\mu_{\text{ту}}$, $\mu_{\text{вт}}$ - коэффициент вязкого трения; p - давление среды, действующее на уплотнительный элемент, Па; x - координата текущего положения подвижного элемента в уплотнительном узле, м.

Уравнения (2) - (16) в различных сочетаниях при совместном их решении позволяют описать работу ПНВД типовых конструкций.

Представленное математическое описание основных узлов и ПНВД позволяют сделать следующие выводы:

1. Задачу математического моделирования пневмоприводных насосов высокого давления можно представить в виде отдельных подзадач моделирования основных узлов. В различном сочетании математические модели узлов описывают работу всех типовых конструкций ПНВД, серийно выпускаемых в настоящее время.

2. Предлагаемые автором математические модели в отличие от опубликованных в настоящее время работ по тематике исследования, включают математическое описание пневматических распределителей и пневматических конечных выключателей, образующих пневматический контур управления, гидравлических клапанов всасывания и нагнетания.

3. Автором предложен подход к математическому моделированию многопоршневых пневматических двигателей, учитывающий деление и объединение потоков газа между рабочими полостями. Данный подход повышает точность расчетов и помимо математических моделей ПНВД может быть использован при моделировании пневматических приводов с многопоршневыми пневмоцилиндрами и независимыми однопоршневыми пневмоцилиндрами, управляемыми одним пневмораспределителем. Преимущество предложенного подхода заключается в том, что он отражает особенности реальной конструкции, что упрощает процесс задания параметров и восприятия их влияния на результаты моделирования.

4. В рамках моделирования самодействующих клапанов всасывания и нагнетания автором была применена теоретическая база расчета предохранительных гидравлических клапанов, что позволило достаточно точно описать работу клапанов насоса. Разработанная модель имеет при этом следующее преимущество. Для исключения математических ошибок, связанных с нулевым значением площади проходного сечения клапанных щелей, на уравнения гидродинамических сил наложены математические ограничения, которые исключают их из расчета при нулевом значении координаты положения запорного элемента. Математическое описание клапанов, представленной в настоящей работе может применяться для исследования любых типов гидравлических машин с клапанным и клапанно-золотниковым распределением жидкости.

5. Автором при моделировании, в отличие от принимаемых в большинстве работ допущений о постоянстве сил трения, введена зависимость силы трения от давления рабочей среды, что при численном эксперименте обеспечит более высокую точность результатов и исключит ошибки, связанные с колебаниями параметров на некоторых временных промежутках.

В связи с тем, что математическая модель ПНВД включает большое количество уравнений динамики отдельных узлов конструкции, решение её является достаточно сложной задачей. В настоящее время в ряде работ предложено решение математических моделей средствами программного пакета Mathcad. В работах рассмотрено моделирование пневматических приводов с пневматическими цилиндрами различной конфигурации. Математическое моделирование ПНВД в данном программном пакете затруднено. Другим недостатком математического моделирования в Mathcad является то, что при интегрировании уравнений применяется метод Эйлера, который требует для быстро протекающих процессов в ПНВД существенного уменьшения значения шага интегрирования. Более эффективным методом математического моделирования является применение графического программирования. Одним из программных пакетов, позволяющих строить математические модели в графическом виде, является Matlab/Simulink.

Следует отметить, что Matlab/Simulink имеет собственную библиотеку для моделирования пневмо- и гидросистем. Однако, имеющиеся в ней стандартные элементы не в полной мере отражают характеристики узлов ПНВД, а также накладывают ряд ограничений на построение расчетных моделей, в связи с чем актуальным является создание собственных расчетных схем и пользовательских элементов, соответствующих специфике решаемой задачи математического моделирования ПНВД.

Аналогично декомпозиции задачи разработки математической модели ПНВД, реализацию модели в среде Matlab/Simulink целесообразно выполнять для отдельных узлов конструкции ПНВД и затем комбинировать отдельные элементы в комплексные расчетные модели ПНВД различных конструкций. Таким образом, разрабатываются расчетные модели для рабочих полостей приводной части, пневматического распределителя, рабочих полостей насосной части, клапанов (всасывания и нагнетания), пневматических конечных выключателей, демпфирующих элементов. На Рисунке 2 представлен, в качестве примера, представлена

структура расчетной модели и пользовательский интерфейс настройки параметров гидравлического клапана, реализованные в среде Matlab/Simulink.

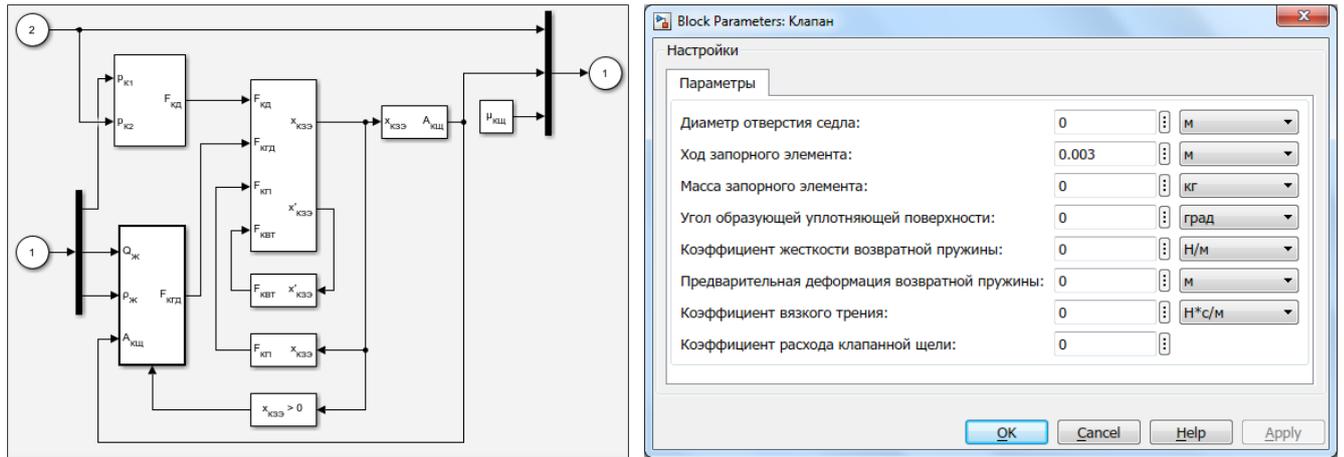


Рисунок 2 - Структура расчетной модели (слева) и пользовательский интерфейс (справа)

Аналогичным образом разработаны необходимые расчетные модели всех узлов ПНВД.

Для оценки взаимного влияния различных параметров ПНВД на их характеристики, а также для определения основных отличий различных схемных решений целесообразно рассматривать не все типовые конструкции, а лишь те, которые имеют характерные отличия друг от друга. В связи с этим математическое моделирование выполняется для трех схем ПНВД:

- однопоршневого насоса однократного действия с пневматическим возвратом поршня;
- однопоршневого насоса двухкратного действия;
- двухпоршневого насоса однократного действия.

На выбранных типах возможно проследить основные тенденции в изменении характеристик насосов при изменении кратности действия и повышении усилия в пневматическом приводе. Также, для оценки влияния учета динамики пневматической аппаратуры и заключения о необходимости включения в математическую модель работы пневматического контура управления достаточно выбрать один из двух вариантов схем управления. В связи с этим при моделировании будет рассматриваться наиболее распространенная схема с моностабильным четырехлинейным двухпозиционным пневматическим распределителем.

Зависимость подачи насоса от давления перекачиваемой жидкости на его выходе является наиболее важной характеристикой. На Рисунке 3 представлен график зависимости подачи однопоршневого ПНВД однократного действия от давления на выходе насоса при различных значениях давления воздуха на входе приводной его части.

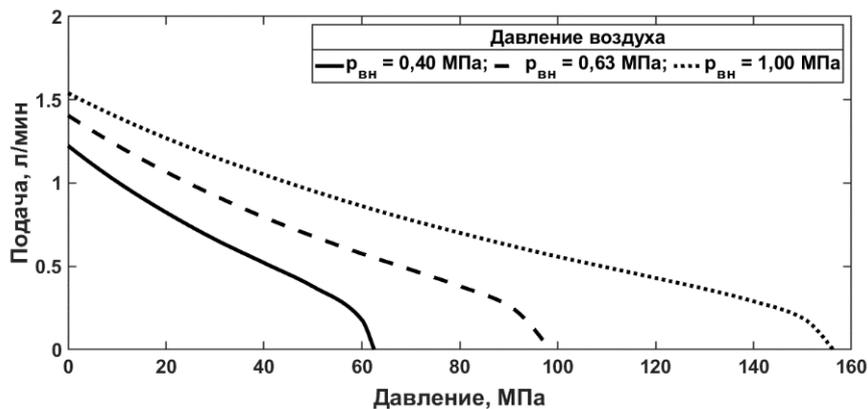


Рисунок 3 - Зависимость подачи однопоршневого ПНВД однократного действия от давления жидкости на выходе

Из Рисунка 3 видно, что подача насоса плавно снижается при повышении давления перекачиваемой жидкости на выходе практически во всем диапазоне давлений. При приближении значения давления на выходе к максимально возможному, подача резко падает до нуля. Данный режим работы насоса при остановке поршня является нормальным и не приводит к выходу насоса из строя. Сходные характеристики имеют представленные на рынке серийно выпускаемые модели насосов различных производителей. Таким образом, можно считать, что разработанная модель адекватна. Причина снижения подачи насоса заключается в снижении частоты его работы, определяющейся, фактически, балансом сил давления газа в приводной части и сил давления перекачиваемой жидкости в насосной части. Изменение частоты работы насоса отражается на мгновенной подаче. На Рисунке 4 представлен график зависимости изменения мгновенной подачи насоса от времени при постоянном значении давления воздуха на входе приводной части (0,63 МПа) и различном давлении перекачиваемой жидкости на выходе насоса.

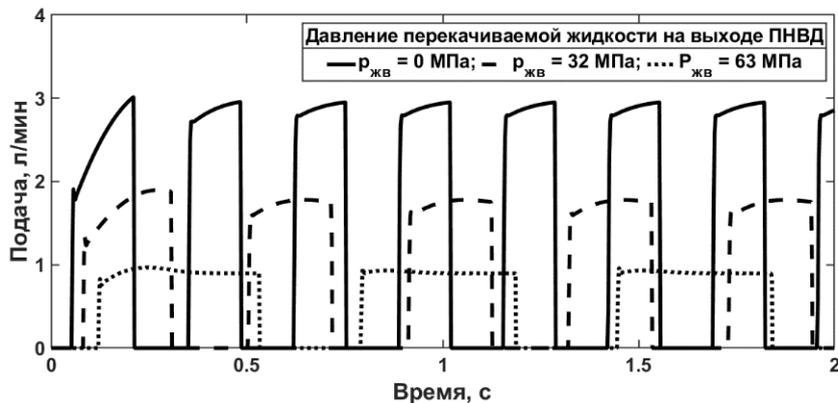


Рисунок 4 - График зависимости изменения мгновенной подачи насоса от времени

Из Рисунка 4 видно, что мгновенная подача при повышении давления перекачиваемой жидкости падает, при этом также снижается и частота работы насоса. Таким образом, разработанная модель позволяет количественно оценить пульсацию подачи, период нагнетания и всасывания, период остановки поршня в крайних положениях, что может иметь практическое применение при разработке гидравлических систем дозирования жидкости под высоким давлением.

Также разработанная модель позволяет оценить работу насоса на постоянный объем, которая является достаточно распространенным вариантом эксплуатации ПНВД. Такая работа насоса реализуется, например, в различных испытательных установка и прессах. На Рисунке 5 представлена зависимость времени нарастания давления жидкости в сосуде до заданного значения (на представленном графике до 80 МПа) при постоянном давлении воздуха (0,63 МПа) и различных значения объема сосуда.

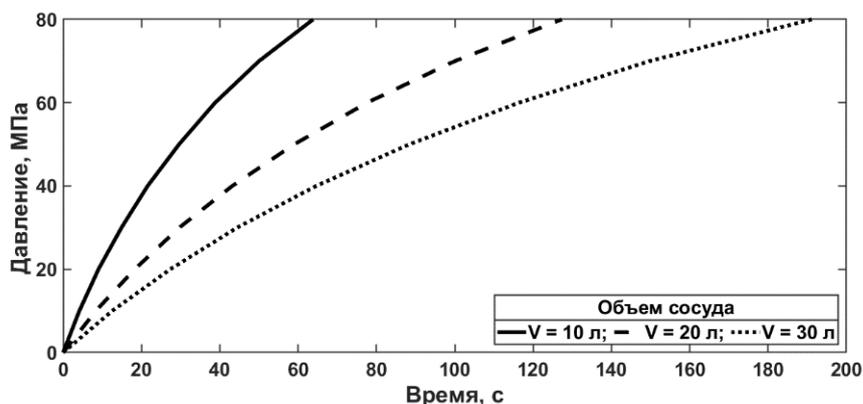


Рисунок 5 - Зависимость нарастания давления в сосуде постоянного объема

Таким образом, модель позволяет оценить, например, технологическое время испытаний сосудов или изделий под наружным давлением в испытательных камерах, что является важной практической задачей при планировании производственных технологических циклов.

Для оценки возможности упрощения математической модели и исключения из неё работы пневматического контура можно сравнить результаты, полученные для полной модели и модели, в которой работа управляющего контура заменена логическими ограничениями.

Из сравнения результатов можно сделать следующие выводы:

- при учете динамики пневматической аппаратуры частота работы насоса оказывается ниже;
- при одинаковом расположении конечных выключателей в полной модели поршень доходит до крайних положений, а в упрощенной модели останавливается в условной позиции конечного выключателя.

Указанные отличия могут существенно исказить расчетные характеристики насоса.

В продолжение второго заключения автором был выявлен следующий эффект: при снижении давления газа поршень проходит конечный выключатель на большее расстояние.

Для устранения контакта поршня с крышками, сопровождающегося ударом, следует применять настраиваемые конечные выключатели, концы штоков которых могут устанавливаться на различном расстоянии от крышек.

На этапе проектирования насосов также важна взаимная увязка основных геометрических параметров. Для поиска рациональных соотношений основных размеров автором предлагается принять за характерный размер диаметр плунжера насосной части. Также вводятся два конструктивных коэффициента K_d и K_s , через которые выражаются диаметр поршня приводной секции d_n и рабочий ход поршня l соответственно:

$$d_n = K_d d_n, \quad (17)$$

$$s = K_s d_n, \quad (18)$$

где: K_d – коэффициент пропорциональности диаметра поршня приводной и плунжера насосной секций; K_s – коэффициент пропорциональности хода поршня и диаметра плунжера насосной секции.

На Рисунке 6 представлено влияние коэффициентов K_d и K_s на подачу ПНВД.

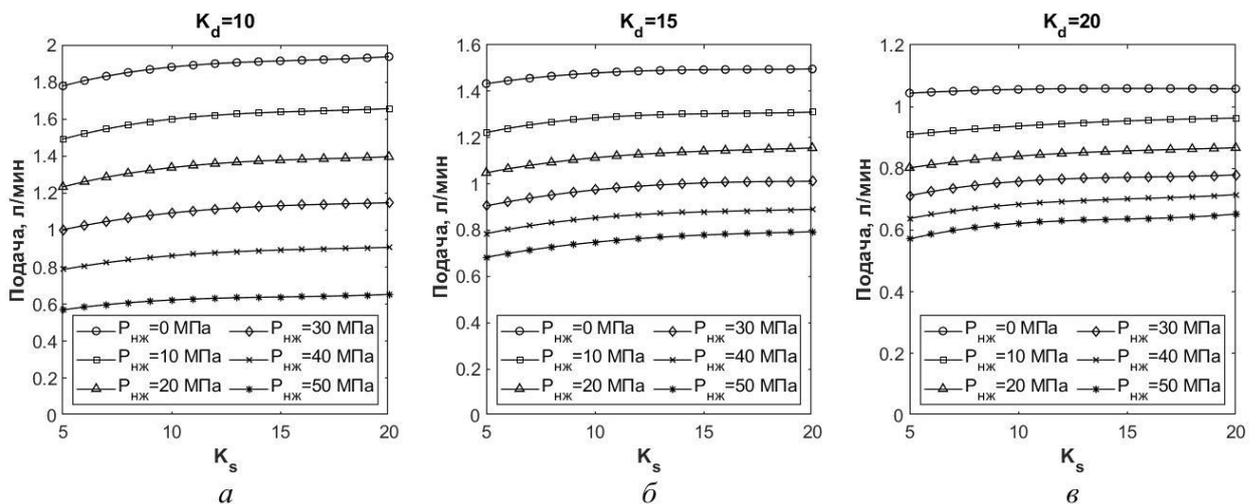


Рисунок 6 - Зависимость подачи ПНВД от коэффициентов K_d и K_s при $d_n=10$ мм

Из Рисунка 6 следует, что увеличение коэффициент K_s оказывает несущественное влияние на подачу ПНВД. Рост подачи с увеличением значения коэффициента связан с тем, что за одинаковый период работы насоса уменьшается количество реверсирований поршня, в процессе которых вытеснения перекачиваемой жидкости не происходит. Это подтверждается также зависимостью, представленной на Рисунке 3. При этом из Рисунка 6, а видно, что влияние коэффициента K_s снижается с ростом давления на выходе насоса, то есть с

приближение значения давления перекачиваемой жидкости к максимально возможному значению, определяемому коэффициентом мультипликации подача насоса практически не зависит от хода поршня. Это связано с тем, время перемещения поршня становится существенно больше, чем время реверсирования, которое перестает оказывать влияние на подачу насоса. Из Рисунков 6, б и б, в видна обратная тенденция: при повышении давления на выходе насоса влияние коэффициента K_s усиливается. Также видно, что с повышением коэффициента K_d подача ПНВД падает при тех же значениях давления перекачиваемой жидкости на выходе насоса. Снижение подачи объясняется тем, что, несмотря на повышение осевого усилия на поршне вследствие увеличения его эффективной площади, существенно увеличивается объем рабочих полостей приводной секции, что приводит к замедлению их заполнения сжатым воздухом.

Таким образом, можно сделать следующее заключение: при проектировании новых ПНВД следует учитывать условия его работы, а именно давление перекачиваемой жидкости на выходе насоса и давление сжатого воздуха, избегая избыточных значений коэффициента усиления. Исходя из полученных результатов также следует, что основным критерием для определения рабочего хода составного поршня насоса, в связи с незначительным влиянием его на подачу насоса, является минимизация габаритных размеров. Практически можно принимать рабочий ход поршня, равный 8...12 диаметрам плунжера насосной секции.

К однопоршневым ПНВД относятся также и насосы с пружинным возвратом поршня. В целом их характеристики сходны с характеристиками рассмотренного выше типа ПНВД. При этом необходимо оценить возможность упрощения их математической модели. В связи с тем, что штоковая полость насоса с пружинным возвратом поршня постоянно сообщается с пневматической линией выхлопа через отверстие, имеющее достаточно большую эффективную площадь проходного сечения можно предположить, что изменение давления газа в ней несущественно, и не может оказывать сильного влияния на характеристики насоса.

Результаты математического моделирования показывают, что изменение давления во времени в штоковой полости составляет 0,001 % от рабочего давления в пневматической линии нагнетания. Очевидно, что математическое описание изменения давления в данной полости усложняет модель и увеличивает расчетное время, при этом влияние на характеристики насоса не оказывает. В связи с этим, изменением давления в полостях как однопоршневых ПНВД с пружинным возвратом поршня, так и многопоршневых ПНВД однократного действия, постоянно сообщающихся с атмосферой можно пренебречь, считая, что давление газа в них постоянно и равно давлению в пневматической линии выхлопа.

На Рисунке 7 представлена зависимость объемной подачи ПНВД двухкратного действия от давления перекачиваемой жидкости на выходе.

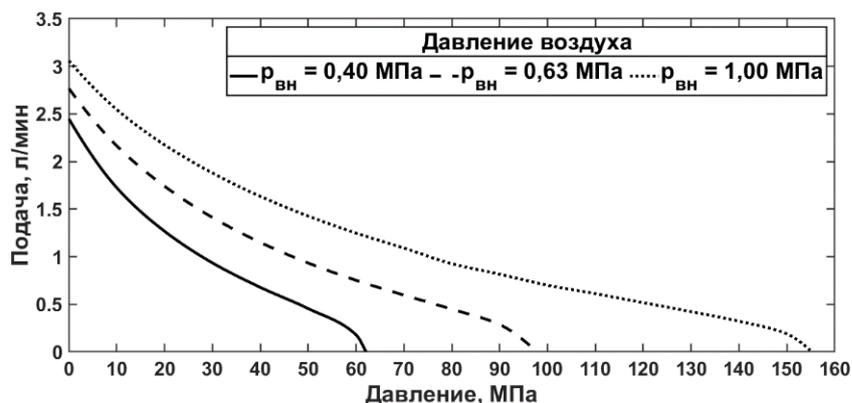


Рисунок 7 - Зависимость объемной подачи однопоршневого ПНВД двухкратного действия от давления перекачиваемой жидкости на выходе

Сравнивая характеристики насосов однократного и двухкратного действия, представленные на Рисунках 3 и 7, важно отметить, что подача второго варианта не оказывается вдвое большей, чем у первого. В связи с этим, при проектировании новых насосов

с заданными параметрами следует тщательно оценивать принимаемые геометрические параметры и отдавать предпочтение насосам однократного действия в связи с их более простой конструкцией.

На Рисунке 8 представлена зависимость объемной подачи ПНВД двухпоршневого ПНВД однократного действия от давления перекачиваемой жидкости.

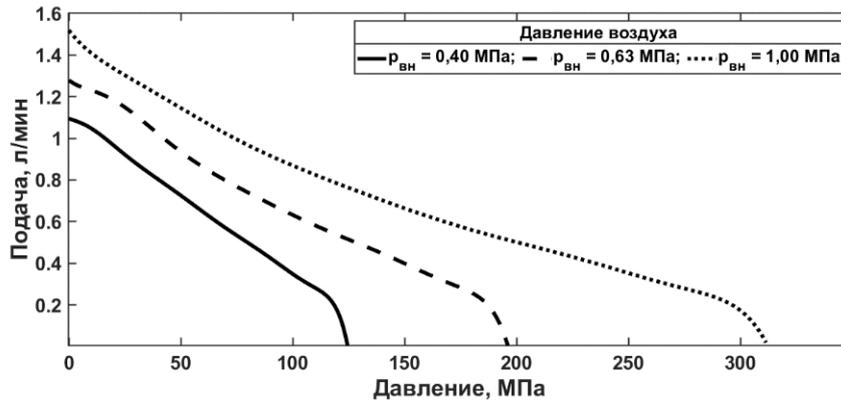


Рисунок 8 - Зависимость объемной подачи ПНВД двухкратного действия от давления перекачиваемой жидкости на выходе

Из Рисунка 8 можно видеть, что характерные для однопоршневых ПНВД зависимости сохраняются. Для насосов данного типа важен учет деления и объединения потоков воздуха между рабочими полостями и пневмораспределителем. Для подтверждения необходимости учета данных процессов автором было выполнено численное исследование тандемного приводного двигателя насоса. Результаты моделирования получены для полной модели, включающей промежуточные камеры и упрощенной эквивалентной модели с пропорционально уменьшенными площадями проходных сечений подводящих отверстий рабочих полостей. Сравнение полученных результатов представлено на Рисунке 9.

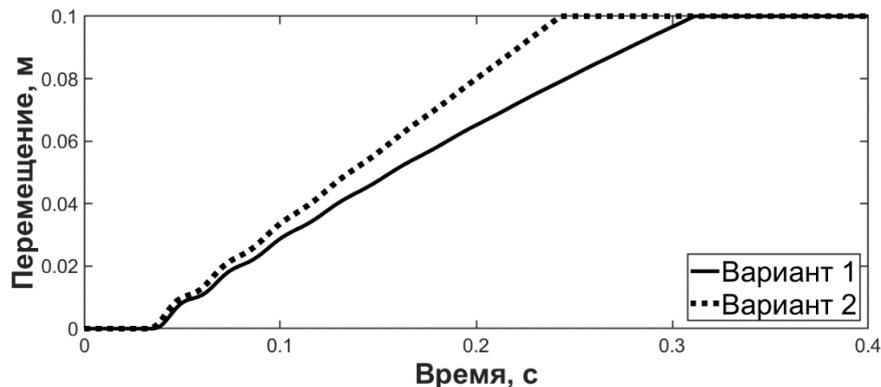


Рисунок 9 - Зависимость перемещения поршня от времени

Из Рисунка 9 видно, что характер перемещения составного поршня тандемного приводного двигателя совпадает при моделировании по двум вариантам, однако, время перемещения составного поршня при моделировании по первому варианту больше. Из рисунка также видно, что начало движения поршня при моделировании по двум вариантам происходит практически одновременно. Из этого следует, что время наполнения и опустошения условных промежуточных камер с принятыми объемами практически не оказывает влияние на время движения поршня, а увеличение времени перемещение поршня связано, в первую очередь, с учетом в математической модели процессов деления и объединения потоков воздуха.

На Рисунке 10 представлен график зависимости времени перемещения составного поршня тандемного приводного двигателя от полезной нагрузки на штоке для двух вариантов математической модели.

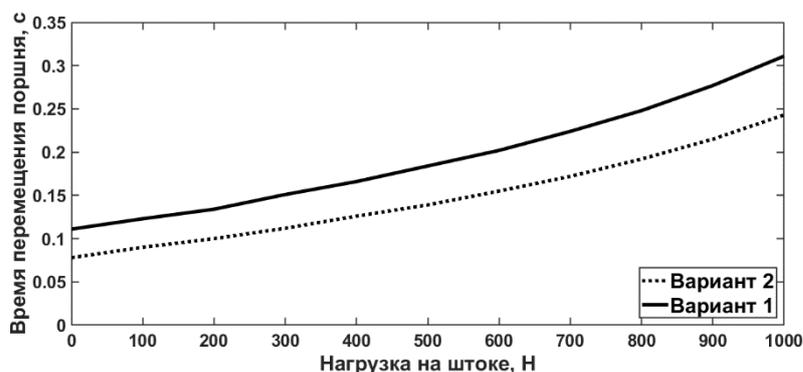


Рисунок 10 - Зависимость времени перемещения поршня от нагрузки на штоке

Из Рисунка 10 следует, что при моделировании по первому варианту время перемещения оказывается больше, что связано с дополнительным сопротивлением пневматических линий при учете процессов деления и объединения потоков воздуха и, как следствие, увеличением времени заполнения и опустошения рабочих полостей привода ПНВД. На холостом ходу отличие результатов моделирования по двум вариантам достигает более 40 %.

Таким образом, учет процессов деления и объединения потоков сжатого воздуха оказывает существенное влияние на время перемещения составного поршня ПНВД.

Ещё одним из элементов ПНВД, который требует оценки работы, является гидравлический клапан (всасывания и нагнетания). При этом в первую очередь важна оценка скорости срабатывания клапанов. Так как подачи типовых ПНВД невысоки, а развиваемые давления наоборот достигают крайне высоких значений, перепад давлений на клапанах, в сравнении с давлением жидкости в линии нагнетания будет пренебрежимо мал и не повлияет на характеристики насоса.

Результаты математического моделирования показали, что скорость работы клапана нагнетания является крайне высокой, закрытие происходит приблизительно за 0,01 с, клапан всасывания, в связи с тем, что силы давления, действующие на него невелики, перемещается медленнее, а посадка его запорного элемента на седло происходит приблизительно за 0,05 с. Однако в связи с тем, что скорость перемещения составного поршня существенно меньше, фактически математическим описанием работы клапанов можно пренебречь. При этом, исследуя всасывающую способность насоса, следует включать в математическую модель работу клапана всасывания для точной оценки понижения давления в рабочей полости насосной части с целью разработки конструкции, которая обеспечит бескавитационную работу насоса на требуемых режимах эксплуатации.

На основании полученных результатов математического моделирования трех схемных исполнений пневмоприводных насосов высокого давления можно сформировать ряд рекомендаций по проектированию новых насосов, выбору серийно выпускаемых и применению их в гидравлических системах высокого давления:

1. При отсутствии необходимости обеспечения более равномерной подачи предпочтение следует отдавать однопоршневым насосам однократного действия в связи с более простой их конструкцией.

2. При разработке гидравлических систем высокого давления в ряде случаев следует отдавать предпочтение двум насосам однократного действия вместо одного насоса двухкратного действия.

3. При пневматическом контуре управления более эффективной в плане скорости срабатывания является схема с моностабильными распределителями. Также в данной схеме упрощается конструкция пневматических конечных выключателей.

4. Для обеспечения безударного контакта составного поршня с крышками приводного двигателя следует тщательно определять положение концов штоков конечных выключателей. Учитывая выявленную зависимость перехода составного поршня через позицию контакта с конечным выключателем при понижении давления газа в пневматической линии нагнетания

следует, для эксплуатации в широком диапазоне давлений газа, следует применять регулируемые конечные выключатели, что позволит исключить контакт поршня с крышками. В остальных случаях требуется применение механических демпферов.

5. При определении характеристик клапанов всасывания и нагнетания следует учитывать, что их открытие и закрытие происходит не синхронно с движением составного поршня насоса, а с некоторым запаздыванием, в связи с чем следует принимать жесткость возвратных пружин и диаметры проходных сечений таким образом, что за время остановки поршня в крайних положениях клапаны успевают закрываться для исключения соединения гидравлических линий всасывания и нагнетания через рабочую полость насосной части.

6. При проектировании насосов, имеющих рабочие полости приводной части, постоянно сообщаемые с пневматической линией выхлопа, проходное сечение отверстий следует выбирать таким образом, чтобы обеспечивалось минимальное их сопротивление. В таком случае исключается влияние изменения давления в данной полости на работу ПНВД.

В связи с тем, что создание макетного или опытного образца ПНВД и его исследовательские испытания является крайне трудоемкой и дорогостоящей задачей, верификацию результатов математического моделирования возможно выполнить с применением лабораторного пневматического оборудования. Одним из основных параметров ПНВД является частота его работы. Для имитации работы ПНВД была разработана принципиальная пневматическая схема стенда, представленная на Рисунке 11.

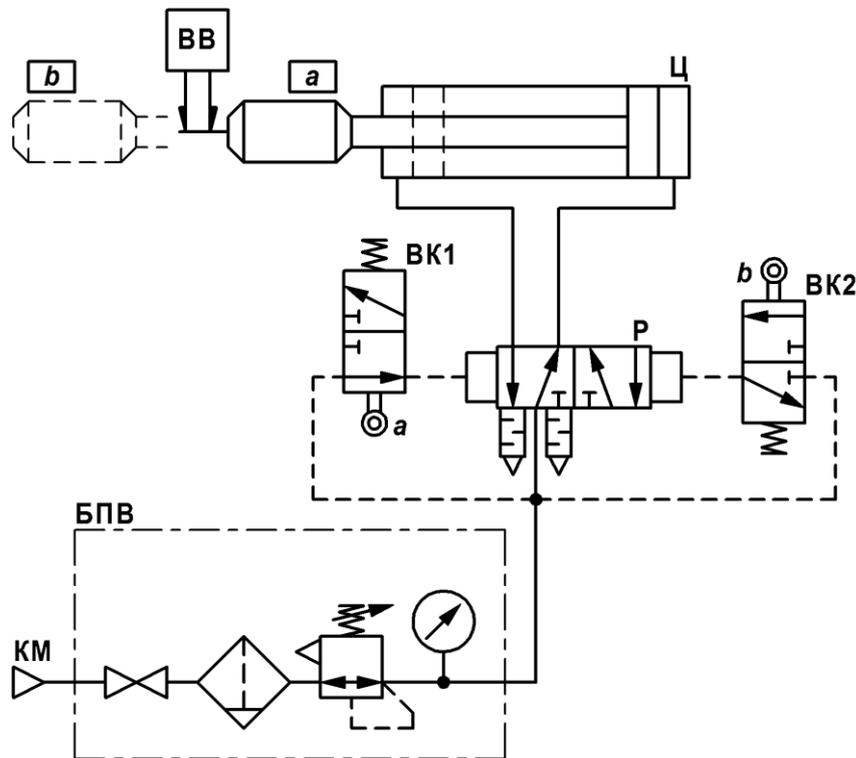


Рисунок 11 - Принципиальная схема лабораторного стенда для проверки частоты работы приводного двигателя ПНВД

Стенд включает пневматический цилиндр двухстороннего действия, пневматический пятилинейный двухпозиционный распределитель с пневматическим управлением, два пневматических конечных выключателя с рычагами, имеющими на концах ролики, пневматический трехлинейный двухпозиционный распределитель с ручным управлением, блок подготовки воздуха, компрессорную установку, датчик линейного перемещения, аналого-цифровой преобразователь, персональный компьютер. На конце штока пневматического цилиндра установлен специальный элемент с коническими поверхностями, обеспечивающими контакт с роликами пневматических конечных выключателей, при этом конические поверхности выполнены под углом 45° , таким образом, воздействуя на пневматический

конечный выключатель, ось золотника которого расположена вертикально, имитируется положение последнего параллельно оси пневматического цилиндра, что соответствует конструкции ПНВД. Также к концу штока жестко крепится подвижный шток магнитоотрицательного датчика перемещения. Положение конечных выключателей относительно рабочего хода поршня пневматического цилиндра устанавливается по линейке ГОСТ 427-75 с точностью ± 1 мм, что составляет 1 % рабочего хода поршня. Настройка положения штока датчика перемещения осуществляется по показаниям АЦП таким образом, чтобы нулевое положение штока соответствовало сигналу 1 В. Испытания проводятся при давлениях газа 0,3, 0,4, 0,5 МПа.

Для экспериментальной проверки математической модели многопоршневых была разработана принципиальная схема стенда (Рисунок 12) на базе двух пневматических цилиндров двухстороннего действия, штоки которых жестко связаны между собой.

Стенд включает два одноштоковых пневматических цилиндра двухстороннего действия, установленных соосно и встречно друг к другу так, что шток первого цилиндра полностью втянут, а шток второго - полностью выдвинут. Резьбовые концы штоков жестко связываются между собой резьбовой муфтой. Через пластину к месту соединения штоков также крепится магнитоотрицательный датчик линейного перемещения. Настройка положения штока датчика перемещения осуществляется аналогично предыдущей схеме. Коммутация рабочих полостей пневматических цилиндров с пневматическими линиями нагнетания и выхлопа осуществляется посредством пятилинейного двухпозиционного распределителя с электропневматическим управлением. Подача электрического питания на электромагнит распределителя обеспечивается блоком управления с ключом. К выходам распределителя рабочие полости подключаются попарно при помощи стандартных тройников. Для измерения изменения давления в рабочих полостях к ним поочередно подключается датчик давления с аналоговым выходом. Пневматическое питание схемы обеспечивается компрессором с ресивером, очистка и осушение воздуха осуществляется блоком подготовки воздуха. Испытания проводятся при давлениях газа 0,3, 0,4, 0,5 МПа.

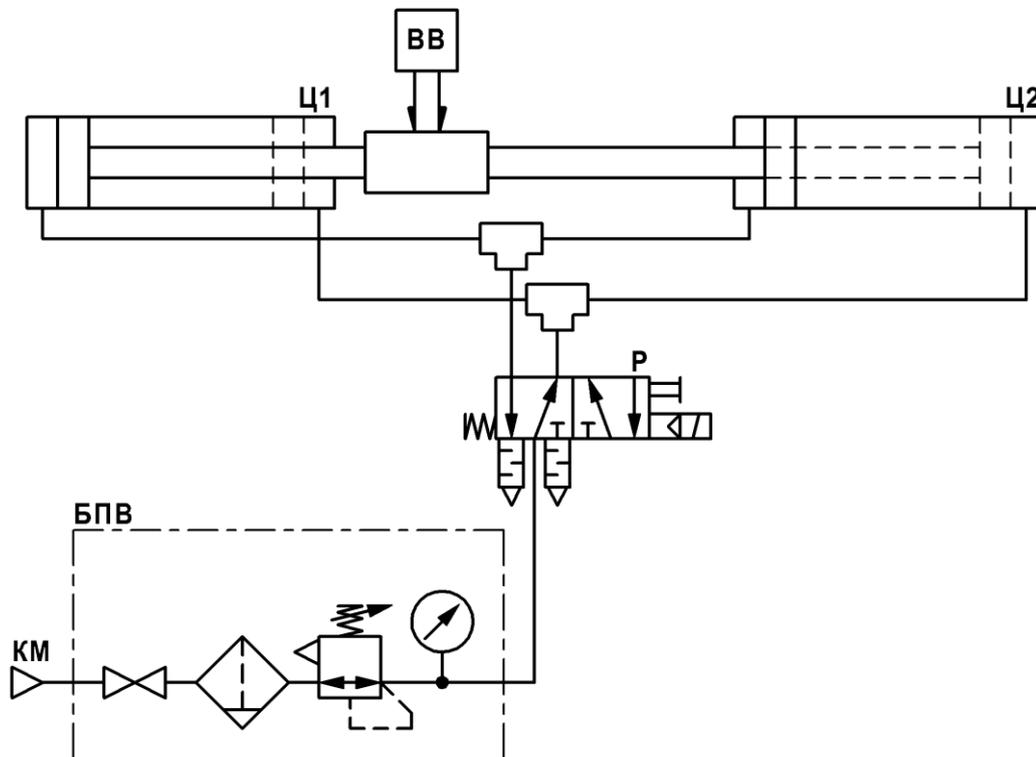


Рисунок 12 - Принципиальная схема лабораторного стенда для проверки эффектов деления и объединения потоков газа

На Рисунке 13 представлено сравнение экспериментально полученного циклического

перемещения поршня приводного пневматического двигателя во времени с циклическим перемещением поршня, определенным путем численного моделирования.

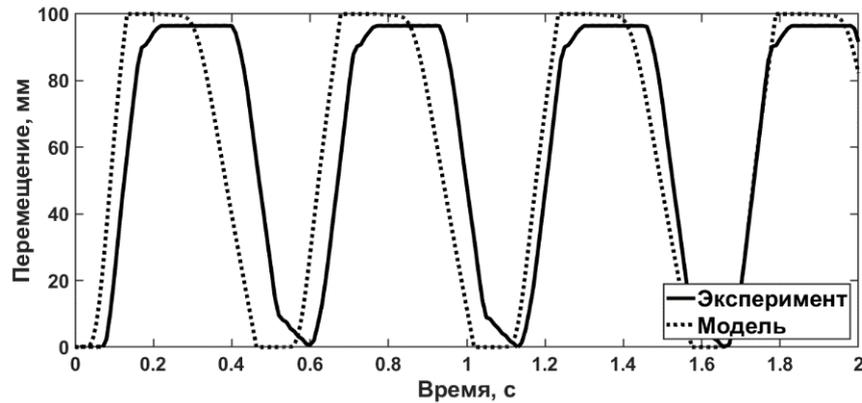


Рисунок 13 - Циклическое перемещение поршня

Из Рисунка 13 можно видеть, что время одного цикла перемещения (выдвижение и втягивание) поршня, полученное экспериментально и численно практически совпадают. Некоторое смещение кривых связано с задержкой пуска привода при проведении эксперимента. Также, первый цикл при эксперименте оказывается несколько дольше последующих, что связано с более продолжительным процессом наполнения рабочей полости и пневматических трубопроводов воздухом. При численном решении такого эффекта не наблюдается, так как моделируется установившаяся циклическая работа привода. Последующие циклы перемещения практически совпадают по времени. Экспериментальное время одного цикла составляет приблизительно 0,55 с, время одного цикла, полученное численно, составляет приблизительно 0,58 с. Ошибка численного решения по частоте работы привода составляет около 5,5 %. Также, на Рисунке 14 наблюдается некоторое отличие экспериментального графика в областях крайних положений поршня, что связано с конструктивными особенностями лабораторного образца, и является несущественным. Ошибка по максимальному перемещению составляет 4 %. Таким образом, разработанные математические модели и их в пользовательской библиотеке, созданной в среде Matlab/Simulink являются адекватными и позволяют с достаточно высокой точностью определять основные характеристики ПНВД с поршневыми приводами, а также на стадии проектирования детально исследовать физические процессы, происходящие при работе насоса без необходимости испытаний макетных образцов.

Основным недостатком традиционных конструкций ПНВД с поршневыми приводами является необходимость увеличения размеров приводной части для обеспечения высокого давления на выходе насоса, что влечет за собой увеличение потребления сжатого газа. При этом подача насосов остается невысокой. Устранение указанного недостатка возможно при применении другого типа пневматического двигателя - эластичного. Эластичный пневматический двигатель (ЭПД) - объемный пневматический двигатель, перемещение которого происходит за счет изменения размеров эластичной оболочки. В настоящее время ЭПД находят все более широкое применение благодаря следующим своим преимуществам перед традиционными поршневыми пневматическими двигателями: высокое усилие в начале хода и при небольшом диаметре; нечувствительность к загрязнению как рабочей среды, так и окружающей среды; отсутствие пар трения; абсолютная герметичность внутренней полости; высокая допустимая частота работы; плавность движения, в том числе на малых скоростях; самоторможение в конце хода без применения специальных средств. возможность использования в качестве амортизирующих элементов; низкая масса; отсутствие жестких требований по точности монтажа.

Пневмоприводные насосы высокого давления с эластичными пневматическими двигателями могут иметь различное схемное построение. Наиболее простыми вариантами являются насосы, схемы которых представлены на Рисунке 14.

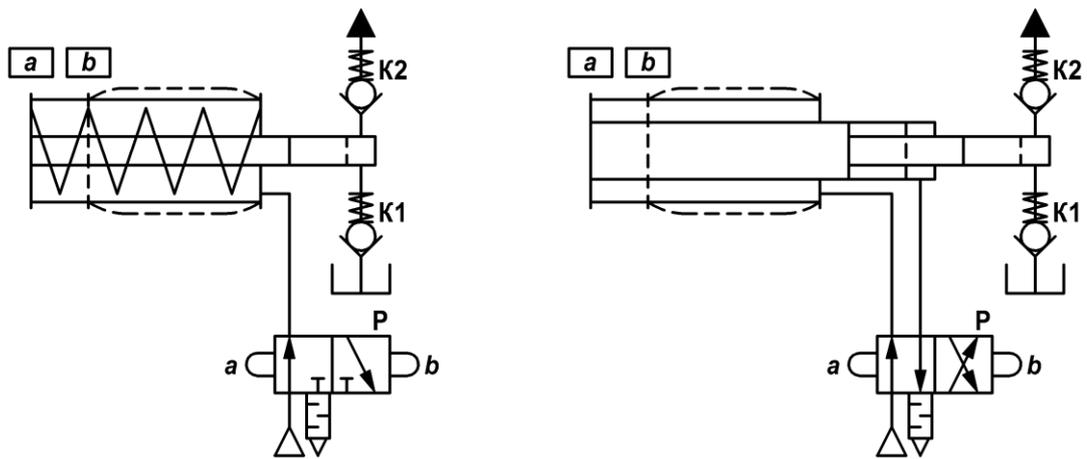


Рисунок 14 - Принципиальные пневматические схемы ПНВД с ЭПД и пружинным (слева) и пневматическим возвратом (справа)

Представленные на Рисунке 14 насосы являются насосами однократного действия. Особенностью представленного насоса является отсутствие пневматических конечных выключателей, что упрощает конструкцию пневматического контура управления. Данная схема управления может быть применена при небольшом рабочем ходе плунжера. С увеличением рабочего хода может быть реализована схема управляющего контура с пневматическими конечными выключателями, аналогичная традиционным ПНВД с поршневыми приводами.

Для оценки эффективности предлагаемых вариантов ПНВД с ЭПД требуется разработка дополнительных математических моделей. При этом основное отличие представленных насосов друг от друга заключается в способе возврата плунжера. На этапе предварительной оценки новых технических решений следует максимально упростить математические модели, в связи с чем, возможно исключить математическое описание работы пневматического распределителя и гидравлических клапанов всасывания и нагнетания, заменив их математическими ограничениями. Также, в связи с тем, что наибольшее распространение на практике получили ЭПД типа «пневматической мышцы» (ПМ), выпускаемые компанией FESTO, для насосов будут рассматриваться именно эти двигатели, причем, исходя из предполагаемой конструкции насоса и известных зависимостей развиваемого усилия от диаметра оболочки, будет рассматриваться самый большой типоразмер ПМ марки DMSP-40. При моделировании основных узлов ПНВД с ЭПД были использованы как элементы разработанной библиотеки в Matlab/Simulink, так и дополнительно разработанный блок для ЭПД. На Рисунке 15 представлен график зависимости объемной подачи ПНВД с ЭПД от давления перекачиваемой жидкости на выходе насоса для конструкции с пружинным и пневматическим возвратом плунжера.

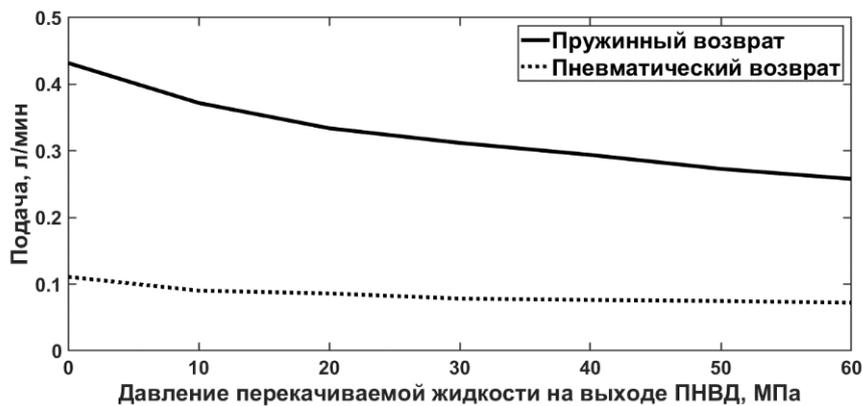


Рисунок 15 - Зависимость подачи ПНВД с ЭПД от давления перекачиваемой жидкости

Из полученных характеристик следует, что предлагаемые конструкции обеспечивают характеристики, сходные с традиционными ПНВД, при этом обладают меньшей массой и

габаритными размерами. Из рассмотренных вариантов более эффективным является ПНВД с ЭПД и пружинным возвратом плунжера.

Обеспечить ещё более высокие характеристики ПНВД с ЭПД возможно при проектировании новых конструкций армированных оболочек, обеспечивающих повышенное усилие, например, за счет увеличения их диаметра.

При этом следует отметить, что проектирование новой армированной оболочки является крайне сложной задачей, решение которой возможно с применением метода конечных элементов. В настоящее время конечно-элементный анализ широко применяется в инженерной практике, а программные комплексы позволяют достаточно быстро решать сложные междисциплинарные задачи, обеспечивая высокую точность совпадения расчетных и экспериментальных данных. В рамках решения рассматриваемой задачи данный подход может обеспечить следующие преимущества: учет реальных механических свойств материалов оболочки и армирующих нитей, учет реальной геометрической формы оболочки, учет расположения и направления слоев армирования, возможность моделирования многослойных эластичных оболочек, учет контакта между их слоями и другие. Учитывая перспективность разработанной конструкции ПНВД автором была предложена методика проектирования оболочек ЭПД с применением метода конечных элементов в среде Ansys Mechanical APDL.

Для ПНВД рассматривается ПМ с двухслойным внутренним симметричным армированием. В связи с тем, что целью является формирование подхода к моделированию, рассматривается наиболее простая задача: ПМ представляется в виде цилиндрической оболочки, на концах которой установлены жесткие крышки. Особенности конструкции заделки оболочки при этом не рассматриваются.

Одним из программных пакетов, позволяющих решить рассматриваемую задачу является ANSYS, а именно Mechanical APDL. Фактически, Mechanical APDL является языком параметрического программирования (ANSYS Parametric Design Language), что помимо указанных преимуществ МКЭ позволяет формировать тексты программ, в которых возможно удобно реализовать управление переменными данными, циклами и условиями. Также, возможна визуализация результатов моделирования в виде трехмерных моделей с распределенными рассчитанными параметрами (деформация, напряжение). В данной среде возможны два способа решения рассматриваемой задачи: в трехмерной и в осесимметричной постановке. В связи с тем, что в рассматриваемом случае ПМ имеет оболочку цилиндрической формы, задачу целесообразно решать в осесимметричной постановке, что упростит подготовку расчетной области, сократит количество элементов сетки и время расчета. Для моделирования эластичной оболочки применяется двухузловые конечные элементы типа SHELL208. Имитация армирования выполняется элементами REINF263.

Основной материал оболочки является эластомером. Для его моделирования возможно применение различных моделей, в том числе моделей гиперупругих материалов. Выбор конкретной модели определяется фактическими свойствами эластичного материала. В настоящей работе, с целью упрощения, материал оболочки моделируется как изотропный, с постоянным модулем упругости. Аналогичным образом описывается материал армирующих нитей.

Следует также отметить, что предлагаемая методика накладывает ограничение на решаемую задачу: армирующие нити не могут перемещаться относительно элемента оболочки. Данное ограничение не влияет на ПМ с оболочками, имеющими внутреннее армирование, однако, оно не позволяет моделировать оболочки с внешним армированием, при котором происходит перемещение армирующих нитей относительно друг друга и эластичной оболочки. Однако, так как оболочки с внешним армированием практически не применяются на практике вследствие их низких рабочих характеристик, указанное ограничение разработанной методики является несущественным.

На Рисунке 16 представлены деформированные формы оболочки при различном давлении сжатого воздуха в рабочей полости ПМ.

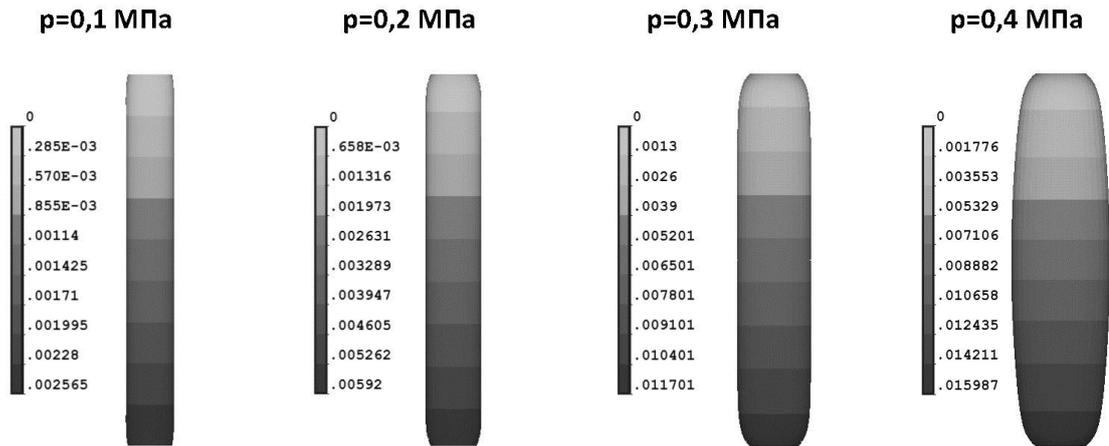


Рисунок 16 – Исходная и деформированные формы оболочки ПМ

Из результатов моделирования видно, что с ростом давления сжатого воздуха сокращение оболочки увеличивается, при этом зависимость носит нелинейный характер. Наибольшая деформация оболочки наблюдается в областях жесткой заделки её на концах. В средней части оболочки наоборот наблюдается участок практически цилиндрической формы. Полученный характер деформации оболочки ПМ качественно совпадает с деформацией оболочек серийно изготавливаемых ПМ. Для лучшего совпадения расчетных и экспериментальных результатов требуется точный учет механических свойств материалов, из которых изготовлен ПМ, учет характера армирования и конструкции заделки оболочки. Таким образом, предложенный подход к моделированию ПМ с применением МКЭ является достаточно эффективным методом моделирования, удобным для использования в научной и инженерной практике. Помимо рассмотренной задачи, метод позволяет моделировать пневматические устройства с эластичными оболочками различной конфигурации. Дальнейшее развитие предложенного метода моделирования должно быть направлено на уточнение конструктивных параметров и механических свойств материалов, а также решение междисциплинарных задач динамики механизмов с ПМ с учетом динамики рабочей среды и нагрузок, действующих на ПМ. В рамках работ по совершенствованию ПНВД требуется разработка ЭПД с большими диаметрами оболочек, что позволит повысить развиваемое усилие и, соответственно рабочей объем рабочей полости насосной части.

Исходя из полученных результатов моделирования можно выделить следующие преимущества ПНВД с ЭПД перед ПНВД с поршневыми приводными двигателями:

- уменьшение габаритных размеров насоса и его массы;
- возможность управления насосом без конечных выключателей;
- снижение трения в подвижных соединениях;
- малый рабочий объем внутренней полости ЭПД, и как следствие снижение потребления сжатого газа;
- повышенная плавность работы в сравнении с поршневыми ПНВД;
- повышенный ресурс приводной части насоса;
- возможность настройки рабочего хода поршня;
- автоматическое регулирование хода поршня для схем управления с реле давления.

Таким образом, наиболее эффективно предложенные варианты ПНВД с ЭПД могут применяться в мобильной технике и ручном инструменте, к которым предъявляются жесткие требования по габаритным размерам и массе, в установках сверхвысокого давления, для которых не требуется высокая подача, в испытательном оборудовании.

Также следует отметить, что представленные насосы могут использоваться в качестве компрессоров, что существенно расширяет возможную область их применения.

В настоящее время подготовлена заявка на получение патента на полезную модель вышеописанных схемных решений ПНВД с ЭПД.

ВЫВОДЫ ПО ВЫПОЛНЕННЫМ ИССЛЕДОВАНИЯМ

Результатами выполненных исследований являются:

- математические модели основных узлов ПНВД, в том числе модели многопоршневых пневматических двигателей, модели пневматической аппаратуры и модели насосных клапанов;
- расчетные модели и пользовательская библиотека моделирования, созданные в среде Matlab/Simulink.
- установленные зависимости характеристик ПНВД от различных конструктивных и эксплуатационных факторов и сформированные на их основе практические рекомендации по проектированию ПНВД;
- экспериментальные данные, подтверждающие адекватность предлагаемой методики математического моделирования;
- схемные решения для ПНВД с ЭПД и их расчетная оценка;
- методика моделирования эластичных армированных оболочек с применением метода конечных элементов.

Разработанные математические модели, полученные результаты численных и экспериментальных исследований могут быть использованы при проектировании новых ПНВД, проектировании гидравлических систем высокого давления, включающих в свой состав ПНВД, выборе серийно выпускаемых ПНВД, определению параметров технологических процессов, связанных с работой ПНВД. Отдельные элементы разработанных математических моделей могут быть использованы при исследовании работы многопоршневых пневматических цилиндров, приводов с несколькими пневмоцилиндрами, пневматических разветвленных сетей, насосных клапанов нагнетания и всасывания. Разработанные в среде Matlab/Simulink расчетные модели в различных комбинациях позволяют эффективно выполнять математическое моделирование как ПНВД, рассматриваемых в настоящей работе, так и отдельных элементов пневматических и гидравлических приводов. Методика моделирования армированных оболочек позволяет исследовать как пневматические мышцы, так и другие эластичные оболочки, армированные кордом, и имеющие различную геометрическую форму.

Предложенные схемные решения ПНВД с ЭПД позволяют при сохранении рабочих характеристик сократить габаритные размеры и снизить массу насосов.

СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ

В изданиях, рецензируемых ВАК:

1. Журкин Н.А. Математическое моделирование пневмоприводного насоса высокого давления / Н.А. Журкин, А.С. Донской, А.А. Жарковский // Известия МГТУ «МАМИ». - 2020. - № 1 (43). - С. 57-64. doi: 10.31992/2074-0530-2020-43-1-57-64
2. Журкин Н.А. Математическое моделирование приводов с тандемными пневматическими цилиндрами / Н.А. Журкин, А.С. Донской, А.А. Жарковский // Известия МГТУ «МАМИ». - 2020. - № 2 (44). - С. 2-9. doi: 10.31992/2074-0530-2020-44-2-2-9

В изданиях, индексируемых в базе данных Scopus:

3. Zhurkin N.A. Numeric simulation and estimating the performance characteristics of a pneumatic driven high pressure pump / N.A. Zhurkin, A.S. Donskoj, A.A. Zharkovsij // MATEC Web Conferences. - 2018. - № 245. doi: 10.1051/mateconf/201824509014

В прочих изданиях:

4. Журкин Н.А. Оценка характеристик пневмоприводного насоса высокого давления двойного действия // Неделя науки СПбПУ: материалы научной конференции с международным участием, 19-24 ноября 2018 г. Институт энергетики и транспортных систем. Ч.1. - СПб.: Политех-Пресс, 2018. - С. 109-111.

5. Журкин Н.А. Моделирование пневматического мускула в среде ANSYS Mechanical APDL / Н.А. Журкин, Л.А. Коткас, А.С. Донской // Неделя науки СПбПУ: материалы научной конференции с международным участием, 18–23 ноября 2019 г. Институт энергетики. СПб.: Политех-Пресс, 2020. - С. 238-241.

6. Журкин Н.А. Математическое моделирование пневматического привода в среде Matlab Simulink // Н.А. Журкин, Л.А. Коткас // Неделя науки СПбПУ: материалы научной конференции с международным участием, 18–23 ноября 2019 г. Институт энергетики. СПб.: Политех-Пресс, 2020. - С. 242-244.

7. Журкин Н.А. Математическое моделирование пневмоприводного насоса высокого давления с тандемным приводом / Н.А. Журкин, А.А. Жарковский // Неделя науки СПбПУ: материалы научной конференции с международным участием, 18–23 ноября 2019 г. Институт энергетики. СПб.: Политех-Пресс, 2020. - С. 245-247.

8. Журкин Н.А. Моделирование пневматических мускулов методом конечных элементов [электронный ресурс] / Н.А. Журкин, Л.А. Коткас // XXIII Международная научно-техническая конференция студентов и аспирантов «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» (Москва, 4 декабря 2019г.). Материалы конференции. - М.: Мир науки, 2019. - 1 электрон. опт. диск (CD-ROM). - С. 143-149.