

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
АМУРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
(ФГБОУ ВО «АмГУ»)

Институт компьютерных и инженерных наук
Кафедра стартовые и технические ракетные комплексы
Специальность 24.05.01 – Проектирование, производство и эксплуатация ракет
и ракетно-космических комплексов
Специализация – Эксплуатация стартовых и технических комплексов и систем
жизнеобеспечения

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ
Зав. кафедрой

_____ В.В. Соловьев
« _____ » _____ 2025 г.

ДИПЛОМНАЯ РАБОТА

на тему: Имитационное моделирование схемы гидропривода транспортно-установочного агрегата.

Исполнитель
студент группы 9111-ос



(подпись, дата)

И.В. Дудник

Руководитель
доцент, канд.техн.наук



(подпись, дата)

В.В. Соловьев

Консультант:
по безопасности
жизнедеятельности
доцент, канд.техн.наук



(подпись, дата)

А.В. Козырь

Нормоконтроль



(подпись, дата)

М.А. Аревков

Рецензент



(подпись, дата)

Д.С. Кобрахманов

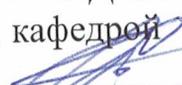
Благовещенск 2025

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
АМУРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
(ФГБОУ ВО «АМГУ»)

Институт компьютерных и инженерных наук
Кафедра стартовые и технические ракетные комплексы

УТВЕРЖДАЮ

Зав. кафедрой



В.В. Соловьев

И.О.Фамилия

« _____ » _____ 2025 г.

ЗАДАНИЕ

К выпускной квалификационной работе студента Дудника Ивана Владимировича

1. Тема выпускной квалификационной работы: Имитационное моделирование
схемы гидропривода транспортно-установочного агрегата

(утверждена приказом от 02.12.2024 г. №3236-уч)

2. Срок сдачи студентом законченной работы (проекта) 07.02.2025 г.

3. Исходные данные к выпускной квалификационной работе: внутренний
диаметр корпуса гидроцилиндра – 500 мм, внутренний диаметр штока первой
ступени гидроцилиндра – 440 мм, наружный диаметр штока второй ступени –
240 мм, минимальная длина гидроцилиндра – 3780 мм, максимальная длина
гидроцилиндра – 9100 мм, принципиальная схема гидропривода транспортно-
установочного агрегата, рабочая жидкость – АМГ-10 ГОСТ 6798-75,
максимальное рабочее давление – 28 МПа, максимальная производительность
насосных станций – 4×40 л/мин

4. Содержание выпускной квалификационной работе (перечень подлежащих
разработке вопросов): проектирование модели гидропривода при статическом
нагружении гидроцилиндра, проектирование модели гидропривода при
динамическом нагружении гидроцилиндра, гидравлический расчёт транспортно-
установочного агрегата, безопасность и экологичность производства, расчёт
экономических показателей работы по разработке модели

5. Перечень материалов приложения (наличие чертежей, таблиц, графиков, схем, программных продуктов, иллюстративного материала и т.п.): Гидропривод
схема гидравлическая принципиальная, общая схема гидропривода транспортно-
установочного агрегата в Simulink, упрощённая схема гидропривода
транспортно-установочного агрегата в Simulink, схемы моделей для выдвижения
и втягивания гидроцилиндра при статической нагрузке, схема модели
динамического нагружения телескопического гидроцилиндра

6. Консультанты по выпускной квалификационной работе (с указанием
относящихся к ним разделов): консультант по безопасности жизнедеятельности
Козырь А. В., доцент, канд.техн.наук

7. Дата выдачи задания 20.01.2025 г.

Руководитель выпускной квалификационной работы: Соловьев В.В., доцент,
канд.техн.наук.

(фамилия, имя, отчество, должность, учёная степень, учёное звание)

Задание принял к исполнению (дата): 20.01.2025 г.

(подпись студента)

РЕФЕРАТ

Дипломная работа содержит 103 с., 73 рисунка, 9 таблиц, 8 источников.

ГИДРОПРИВОД, ТРАНСПОРТНО-УСТАНОВОЧНЫЙ АГРЕГАТ,
МОДЕЛИРОВАНИЕ, ТЕЛЕСКОПИЧЕСКИЙ ГИДРОЦИЛИНДР,
НАГРУЖЕНИЕ, ПРОГРАММНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ

Целью дипломной работы является проектирование имитационной модели схемы гидропривода транспортно-установочного агрегата для симуляции операций поднятия и опускания стрелы агрегата.

Проектирование осуществляется в два этапа. На первом этапе проектируется модель для симуляции работы гидропривода при статическом нагружении гидроцилиндра. На втором этапе проектируется модель для динамического нагружения гидроцилиндра.

Для симуляции работы гидросхемы при динамическом нагружении гидроцилиндра используется модель телескопического гидроцилиндра спроектированная Остафуровым В. М. в дипломной работе на тему «Проектирование математической модели динамического нагружения стрелы транспортно-установочного агрегата».

Для проверки адекватности модели производится гидравлический расчёт транспортно-установочного агрегата при работе гидропривода на различных этапах операций поднятия и опускания стрелы агрегата.

СОДЕРЖАНИЕ

Определения, обозначения, сокращения	7
Введение	8
1 Построение общей схемы гидропривода в Simulink	11
1.1 Устройство и функции гидропривода ТУА	11
1.2 Воспроизведение схемы гидропривода ТУА в Simulink	15
1.2.1 Элементы, не отражаемые на схеме	15
1.2.2 Сложновоспроизводимые и не участвующие в симуляции элементы	15
2 Проектирование модели гидропривода при статическом нагружении гидроцилиндра	18
2.1 Описание блоков модели для отработки выдвигания гидроцилиндра	18
2.1.1 Описание насосных станций	18
2.1.2 Описание блока гидроаппаратуры	21
2.1.3 Описание схемы гидроцилиндра	30
2.2 Задание управляющих сигналов для операции выдвигания гидроцилиндра.	33
2.3 Результаты симуляции модели выдвигания штока гидроцилиндра	38
2.4 Описание блоков модели для отработки втягивания гидроцилиндра	40
2.5 Задание управляющих сигналов для операции втягивания гидроцилиндра	42
2.6 Результаты симуляции модели втягивания штока гидроцилиндра	46
3 Моделирование динамического нагружения телескопического гидроцилиндра	48
3.1 Гидравлический расчёт ТУА	48
3.1.1 Гидравлическое сопротивление гидроаппаратуры	48
3.1.2 Расчёт подъёма стрелы на угол от 0° до 42°	51
3.1.3 Расчёт подъёма стрелы на угол от 42° до 88°	55
3.1.4 Расчёт подъёма стрелы на угол от 88° до $91,5^\circ$	59

3.1.5 Расчёт опускания стрелы на угол от $91,5^\circ$ до 88°	61
3.1.6 Расчёт опускания стрелы на угол от 88° до 42°	64
3.1.7 Расчёт опускания стрелы на угол от 42° до 2°	76
3.1.8 Расчёт опускания стрелы на угол от 2° до 0°	78
3.1.9 Результаты расчёта	80
3.2 Моделирование динамического нагружения гидроцилиндра	81
4 Безопасность и экологичность производства	88
4.1 Возможные опасные ситуации при эксплуатации ТУА	88
4.2 Требования безопасности, предъявляемые к ТУА	89
4.3 Меры безопасности для обслуживающего персонала ТУА	89
4.3.1 Общие правила по мерам безопасности	89
4.3.2 Меры пожарной безопасности	92
4.3.3 Меры взрывобезопасности	93
5 Экономический расчёт работы	95
Заключение	100
Библиографический список	102

ОПРЕДЕЛЕНИЯ, ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

МИК – монтажно-испытательный корпус;

ПО – программное обеспечение;

ПУ – пусковая установка;

РКН – ракета космического назначения;

САПР – система автоматизированного проектирования;

ТУА – транспортно-установочный агрегат.

ВВЕДЕНИЕ

Транспортно-установочный агрегат предназначен для транспортировки ракеты в горизонтальном положении из МИК к ПУ, перевода ракеты в вертикальное положение, совмещения осей ракеты и ПУ, передачи веса ракеты на опоры ПУ [1].

Проектирование, создание и проведение испытаний ТУА – сложные, трудозатратные и дорогостоящие процессы. В связи со спецификой космической отрасли, для разных ракет зачастую необходимо создание специализированных для них ТУА. Современные же технологии позволяют значительно упростить некоторые этапы работ с такими объектами посредством моделирования в компьютерных программах. Применительно к гидравлическим системам имитационное моделирование применяется для симуляции их работы во времени. Такие модели позволяют следить за работой системы, контролировать её состояние, влиять на её поведение путём изменения внутренних составляющих. Для этого могут использоваться такие среды динамического моделирования как, Fluid SIM, Simcenter Amesim, Matlab/Simulink, SimulationX, SimInTech.

FluidSIM – это ПО для 1D-моделирования, которое позволяет создавать, редактировать и изучать электрогидравлические, электропневматические, цифровые и электронные схемы. В данном ПО предоставляется возможность вручную управлять элементами созданных схем в режиме реального времени, что позволяет контролировать и изменять работу модели на протяжении всего периода её функционирования с момента запуска и до момента останова. Недостатком является отсутствие возможности подключения графической модели к математической, что исключает визуализацию управляемых схемой объектов и затрудняет работу с задачами, требующими 3D объект для адекватной работы математической модели.

Simcenter Amesim – это ПО для 1D-моделирования работы сложных мехатронных систем и построения расчётных моделей, в котором не требуется

создание в CAD-системе компонентов изделия. Simcenter Amesim имеет библиотеки агрегатов из различных систем, каждый из которых является готовой расчётной моделью, что позволяет использовать их в процессе проектирования на самых ранних этапах. Так же уже созданные в CAD-системах модели могут быть импортированы в библиотеку и конвертированы в 1D-модели на основе заложенных в ПО представлениях о различных агрегатах. Для удобства создания модульных схем, подключаемых к расчётным моделям агрегатов, в Simcenter Amesim есть возможность графического редактирования модулей без их глубокой настройки.

SimulationX – это ПО для 1D-моделирования мультифизических систем и визуального воспроизведения их работы с помощью 3D-симуляции. SimulationX предоставляет пользователю возможность создания собственных элементов модели с помощью графического редактора, импорта CAD-моделей из различных САПР и математических моделей из ПО, расчёты которого основаны на методе конечных элементов. Так же в данном ПО могут создаваться 3D-симуляции перемещений графических полигональных моделей в пространстве, их взаимодействий с другими объектами и реакций на воздействие внешних сил посредством присоединения к этим CAD-моделям математических моделей спроектированных в средах динамического моделирования.

SimInTech – это ПО для 1D-моделирования, применяющееся в работе с ядерными и тепловыми энергоустановками, системами автоматического управления, следящими приводами и роботами, а также для описания динамики технических систем в виде системы дифференциально-алгебраических уравнений. Недостатками данного ПО являются недостаточно развитая возможность 3D-симуляций, ограниченная простыми перемещениями объектов в пространстве и решение задач, основывающихся на дифференциальных-алгебраических уравнениях.

В данной работе схема гидропривода ТУА будет моделироваться с помощью ПО Matlab и его подсистемы графического моделирования Simulink. Simulink предоставляет возможность 1D-моделирования гидравлической схемы

гидропривода и её совмещения с физической моделью гидроцилиндра, симуляции движения ТУА с помощью спроектированной в САПР 3D-модели агрегата, также в Simulink посредством имеющихся в библиотеке блоков можно создавать и настраивать собственные блоки, что позволяет компенсировать отсутствие каких-либо элементов в библиотеке.

1 ПОСТРОЕНИЕ ОБЩЕЙ СХЕМЫ ГИДРОПРИВОДА В SIMULINK

1.1 Устройство и функции гидропривода ТУА

ТУА представляет собой агрегат на железнодорожном ходу, оборудованный гидроприводом для подъёма стрелы с РКН в вертикальное положение и вывешивания ТУА на гидроопорах и электрооборудованием для приведения в действие исполнительных механизмов контроля за их положением.

В состав ТУА входят следующие основные узлы: платформа на тележках, стрела с откидной консолью, крылья, нижняя и средняя опоры, сменное оборудование, механизм подвески, два механизма доводки, гидропривод, состоящий из двух насосных установок, блока гидроаппаратуры, гидроцилиндра, двух гидроопор и электрооборудования.

Вертикализация стрелы производится посредством гидроцилиндра. Устойчивость ТУА с вертикально расположенной стрелой обеспечивается двумя гидроопорами, установленными на крыльях. Подача рабочей жидкости в гидроцилиндр и гидроопоры производится насосными установками по трубопроводам, закреплённым на платформе, стреле и крыльях ТУА.

В состав гидропривода входят элементы питания, аппаратура управления и регулирования, исполнительные механизмы, вспомогательная аппаратура, арматура.

Элементы питания предназначены для подачи рабочей жидкости в исполнительные механизмы гидропривода. К ним относятся:

- четыре аксиально-поршневых насоса;
- ручной насос;
- два гидробака;
- гидравлические фильтры.

Аппаратура управления и регулирования предназначена для управления механизмами и предохраняет гидропривод от перегрузок. Включает в себя:

- трёхпозиционные краны;
- распределители;

- предохранительные клапаны;
- регуляторы расхода;
- подпорный клапан;
- гидрозамки;
- обратные клапаны;
- односторонние дроссели;
- дроссельные шайбы;
- манометры.

Исполнительные механизмы обеспечивают подъём и опускание ТУА на гидроопорах при установке РКН, горизонтирование ТУА, подъём и опускание стрелы ТУА. К ним относятся двухступенчатый телескопический гидроцилиндр и две гидроопоры: левая и правая.

Вентили и демпферы относятся к вспомогательной аппаратуре.

Арматура предназначена для соединения элементов гидропривода между собой. Она включает в себя трубопроводы, тройники, крестовины, угольники и поворотные сальники.

Работа гидропривода подразделяется на тринадцать операций, каждая из которых характеризуется определённой схемой включения электромагнитов трёхпозиционных кранов, указанных на рисунке 1.1 и двигателей насосов, указанных на рисунке 2.2. Порядки включений двигателей и электромагнитов кранов, представлены в таблицах 1.1 и 1.2 соответственно.

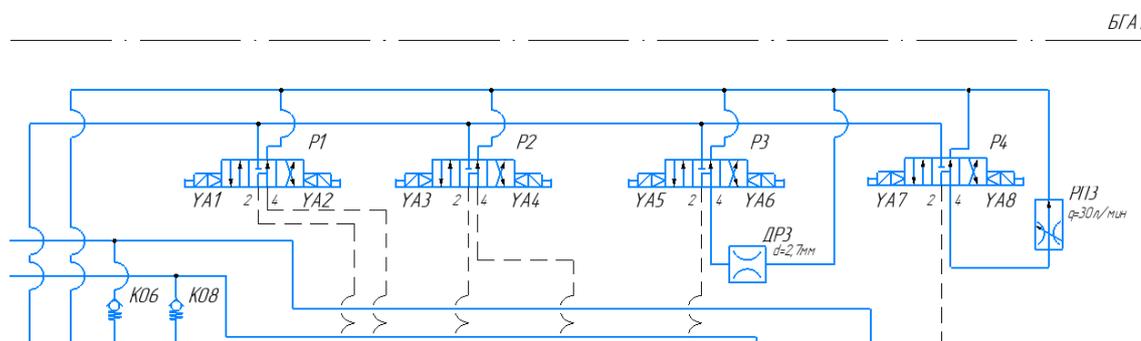


Рисунок 1.1 – Трёхпозиционные краны блока гидроаппаратуры

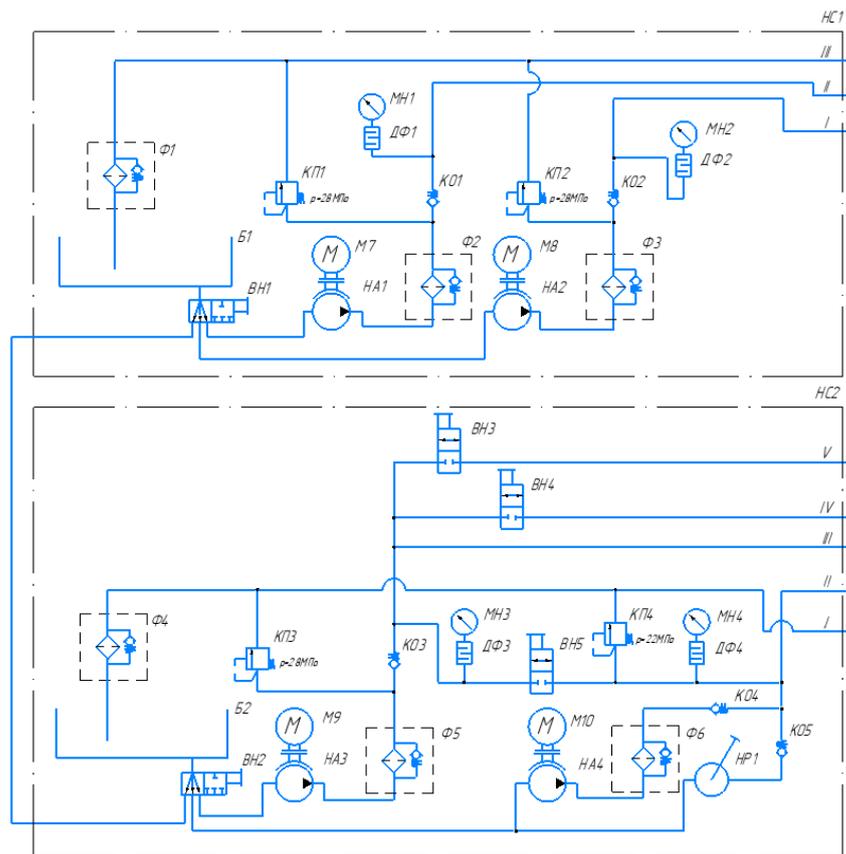


Рисунок 1.2 – Схема насосных станций

Таблица 1.1 – Порядок включения двигателей гидроопор и насосных станций

Операция	Двигатели гидроопор		Двигатели насосных станций			
	M11	M12	M7	M8	M9	M10
Подъём ТУА на двух гидроопорах	+	+	+	+		+
Опускание ТУА на двух гидроопорах	+	+	+	+		+
Подъём ТУА на левой гидроопоре	+			+		+
Опускание ТУА на левой гидроопоре	+			+		+
Подъём ТУА на правой гидроопоре		+	+			+
Опускание ТУА на правой гидроопоре		+	+			+
Подъём стрелы на угле от 0° до 40°			+	+	+	+
Подъём стрелы на угле от 40° до 88°			+	+		+
Подъём стрелы на угле от 88° до 91,5°						+
Опускание стрелы на угле от 91,5° до 88°						+
Опускание стрелы на угле от 88° до 40°					+	+
Опускание стрелы на угле от 40° до 2°						+
Опускание стрелы на угле от 2° до 0°						+

«+» – на двигатель подано напряжение

Таблица 1.2 – Порядок включения электромагнитов трёхпозиционных кранов блока гидроаппаратуры

Операция	Электромагниты кранов трёхпозиционных блока гидроаппаратуры							
	YA1	YA2	YA3	YA4	YA5	YA6	YA7	YA8
Подъём ТУА на двух гидроопорах					+		+	
Опускание ТУА на двух гидроопорах					+		+	
Подъём ТУА на левой гидроопоре							+	
Опускание ТУА на левой гидроопоре							+	
Подъём ТУА на правой гидроопоре					+			
Опускание ТУА на правой гидроопоре					+			
Подъём стрелы на угле от 0° до 40°		+	+					
Подъём стрелы на угле от 40° до 88°		+	+					
Подъём стрелы на угле от 88° до 91,5°			+					+
Опускание стрелы на угле от 91,5° до 88°				+				+
Опускание стрелы на угле от 88° до 40°	+			+				
Опускание стрелы на угле от 40° до 2°	+			+		+		
Опускание стрелы на угле от 2° до 0°				+		+		
«+» – на электромагнит крана трёхпозиционного подано напряжение								

Двигатели насосных станций М7 и М8 с подключёнными к ним насосами НА1 и НА2 соответственно работают при поднятии стрелы от 0° до 88° и вывешивании ТУА на гидроопорах. Причём НА1 отвечает за подъём и опускание правой гидроопоры, а НА2 – левой. Это обеспечивает возможность отдельного управления для корректировки горизонтального положения ТУА.

Двигатель М9 используется для включения насоса НА3 участвующего в подъёме стрелы от 0° до 40° и опускании стрелы с 88° до 40°. Также он может использоваться при неисправности двигателя М7 или насоса НА1, двигателя М8 или насоса НА2, двигателя М10 или насоса НА4.

Двигатель М10 с подключённым к нему насосом НА4 включаются на всех операциях работы ТУА для подачи насосом рабочей жидкости к трёхпозиционным кранам, управляющим положениями распределителей, открытием и закрытием гидрозамков на линиях подачи и слива жидкости из гидроцилиндра, а также для поднятия стрелы от 88° до 91,5° и её опускания от с 91,5° до 88° на микроскоростях.

1.2 Воспроизведение схемы гидропривода ТУА в Simulink

1.2.1 Элементы, не отражаемые на схеме

Так как движение жидкости по трубопроводам гидропривода сопровождается пульсациями, манометры подключаются к системе гидропривода через демпферы, гасящие колебания среды. В Simulink на манометры не оказывает влияние движение жидкости в трубопроводе, поэтому отсутствует необходимость в установке демпферов.

Ручной насос РН1, указанный на схеме рисунка 1.2, используется при проведении регулировки и наладки гидропривода, а также производства работ по техническому обслуживанию и для моделирования процессов штатной работы не нужен.

Так как рабочая жидкость, которая используется при моделировании, не будет содержать примесей, то нет необходимости в использовании фильтров.

1.2.2 Сложновоспроизводимые и не участвующие в симуляции элементы

Так как гидроопора агрегата представляет собой совокупность гидроцилиндра и редукторов, червячного и цилиндрического, а выдвигание её штока обуславливается одновременно подачей жидкости в поршневую полость и перемещением винта в сторону штока, что приводит к повышению давления в поршневой полости и изменению гидравлического сопротивления размещённого между винтом и штоком клапана, то в целях упрощения симуляции такая сложная система не будет моделироваться.

Элементы соединённые с гидроопорами, подводящие к ним рабочую жидкость, тоже отбрасываются, ввиду их малозначимого влияния на остальную систему. К ним относятся два обратных клапана и два распределителя потока, указанные на рисунке 1.3.

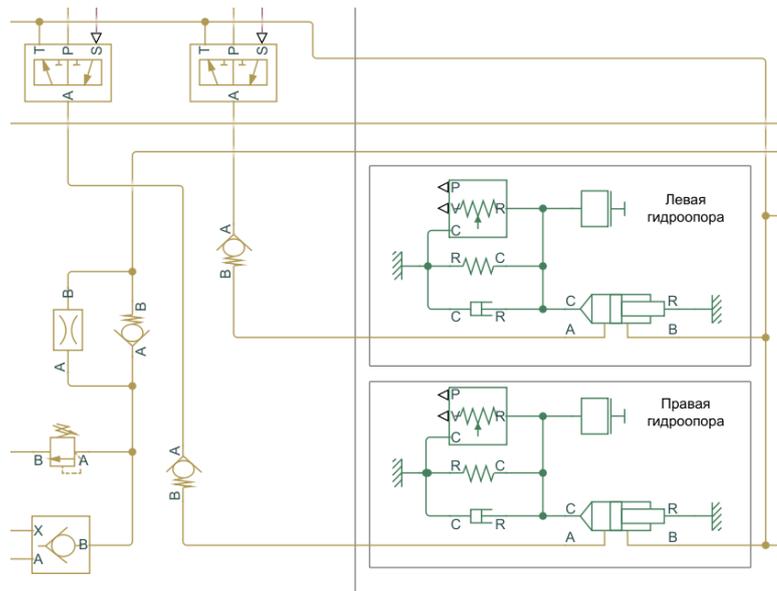


Рисунок 1.3 – Распределители потока подключённые к гидроопорам

Трёхпозиционные краны на схеме рисунка 1.4 управляют распределителями, подключёнными к гидроопорам. Электромагниты этих кранов также включаются при: подъёме стрелы на угле от 88° до $91,5^\circ$ опускании стрелы на угле от $91,5^\circ$ до 88° ; опускании стрелы на угле от 40° до 2° и от 2° до 0° , в остальное время при осуществлении манипуляций со стрелой агрегата золотники кранов находятся в нейтральных положениях. Исходя из того, что гидроопоры и сопряжённые с ними элементы отбрасываются, а полный функционал трёхпозиционных кранов не используется, их можно заменить двухпозиционными распределителями, как на рисунке 1.5.

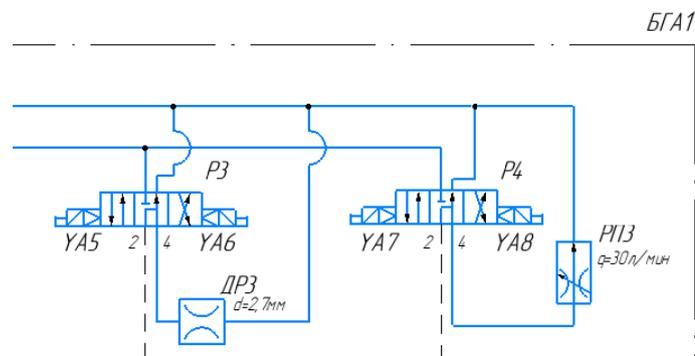


Рисунок 1.4 – Трёхпозиционные краны, управляющие положениями распределителей подключённых к гидроопорам

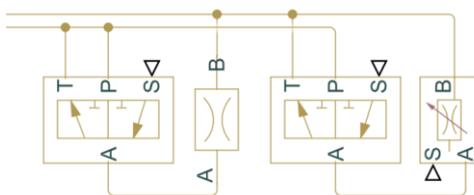


Рисунок 1.5 – Схема с замещёнными трёхпозиционными кранами

Вентили ВН3, ВН4 и ВН5, указанные на рисунке 1.2, соединяющие один из насосов второй насосной станции с трубопроводами, ведущими к гидроопорам и трёхпозиционным кранам, открываются только при нештатных ситуациях, вызванных неисправностями с другими двигателями или насосами. Так как модель гидропривода будет симулировать подъём и опускание стрелы агрегата при штатной работе, то эти элементы можно отбросить.

Вентили ВН1 и ВН2, расположенные перед гидробаками, открыты на протяжении всего времени функционирования гидропривода и нужны для ограничения доступа рабочей жидкости к насосам до начала работы гидропривода. Поэтому никакого влияния на параметры рабочей жидкости они не оказывают, вследствие чего могут быть отброшены.

Вентили, указанные на рисунке 1.6, во время проведения операций подъёма и поднятия стрелы находятся в открытом состоянии и не перекрываются. Так как эти элементы не используются, но создают гидравлическое сопротивление, то на схеме их можно заменить на блоки *Linear Hydraulic Resistance*.

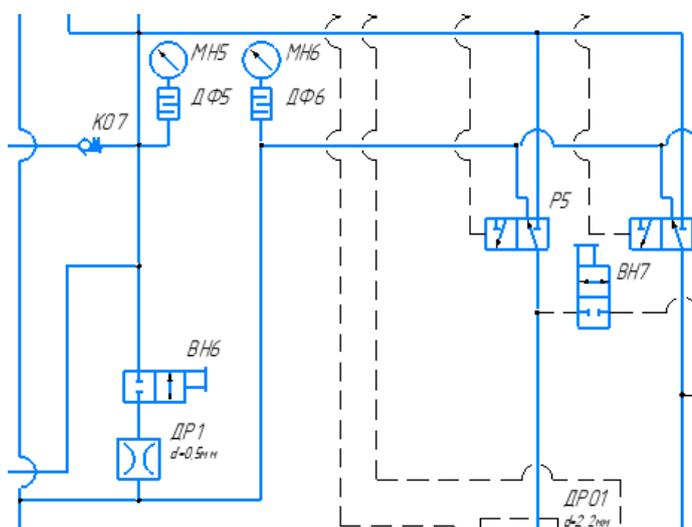


Рисунок 1.6 – Участок схемы, включающий в себя вентили ВН6 и ВН7

2 ПРОЕКТИРОВАНИЕ МОДЕЛИ ГИДРОПРИВОДА ПРИ СТАТИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ ГИДРОЦИЛИНДРА

Моделирование при статическом нагружении необходимо для отработки схемы гидропривода и проверки её функциональности для дальнейшего развития схемы с подключением к ней сложной модели гидроцилиндра.

Для упрощения моделирования операции выдвижения и втягивания гидроцилиндра при статическом нагружении будут осуществляться отдельно.

Все трубопроводы гидравлической схемы принимаются идеальными и не будут воспроизводиться отдельными блоками.

2.1 Описание блоков модели для отработки выдвижения гидроцилиндра

2.1.1 Описание насосных станций

В качестве аксиально-поршневого насоса используется блок *Fixed-Displacement Pump*, представленный на рисунке 2.1. Порт *T* подключается к блоку *Hydraulic Reference*, имитирующему безразмерный резервуар, жидкость в котором находится под атмосферным давлением.

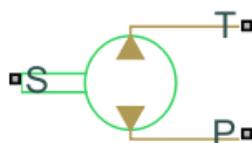


Рисунок 2.1 – Блок *Fixed-Displacement Pump*

Параметры *displacement* и *nominal shaft angular velocity* задаются согласно техническим параметрам насоса и равны соответственно 40 л/мин (0,027 л/об) и 1500 об/мин (157 рад/с).

Для того, чтобы насос нагнетал рабочую жидкость под давлением равным 32 МПа, *nominal pressure gain* устанавливается равным 32 МПа, *nominal kinematic viscosity* и *nominal fluid density* задаются равными 10 сСт и 850 кг/м³ согласно характеристикам рабочей жидкости АМГ-10, указанным в [2]. Параметр

volumetric efficiency at nominal conditions устанавливается равным 0,9. Остальные параметры не изменяются. Задаваемые параметры блока указаны на рисунке 2.2.

Fixed-Displacement Pump		<input checked="" type="checkbox"/> Auto Apply	?
Settings		Description	
NAME	VALUE		
Modeling option	Analytical or tabulated data		
▼ Parameters			
> Displacement	0.027	l/rev	▼
Leakage and friction parameteri...	Analytical		
> Nominal shaft angular velocity	157	rad/s	▼
> Nominal pressure gain	32	MPa	▼
> Nominal kinematic viscosity	10	cSt	▼
> Nominal fluid density	850	kg/m ³	▼
> Volumetric efficiency at nominal ...	0.90		
> No-load torque	0.05	N*m	▼
> Friction torque vs. pressure gain ...	0.6e-6	N*m/Pa	▼
Check if lower side pressure viol...	None		

Рисунок 2.2 – Окно настроек блока Fixed-Displacement Pump

В качестве электродвигателя используется блок *Ideal Angular Velocity Source*, представленный на рисунке 2.3, параметры которого не настраиваются. Порт *R* присоединяется к насосу. Порт *C* соединяется с блоком *Mechanical Rotational Reference*. Порт *S* соединяется с блоком *Simulink-PS Converter* с безразмерным преобразованием входного сигнала (*input signal unit* – 1) для дальнейшего задания сигнала угловой, которую будет обеспечивать блок *Ideal Angular Velocity*.

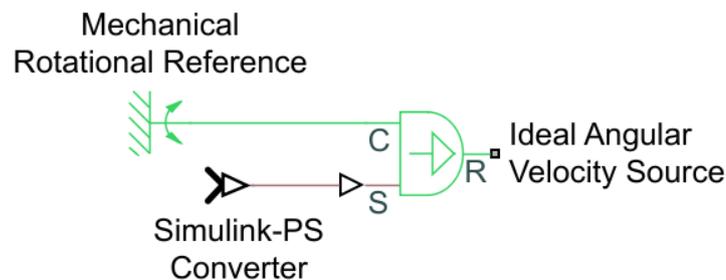


Рисунок 2.3 – Соединение блоков, имитирующих электродвигатель

После насосов устанавливаются блоки *Pressure Relief Valve*, *Check Valve* и *Hydraulic Pressure Sensor*, указанные на рисунке 2.4.

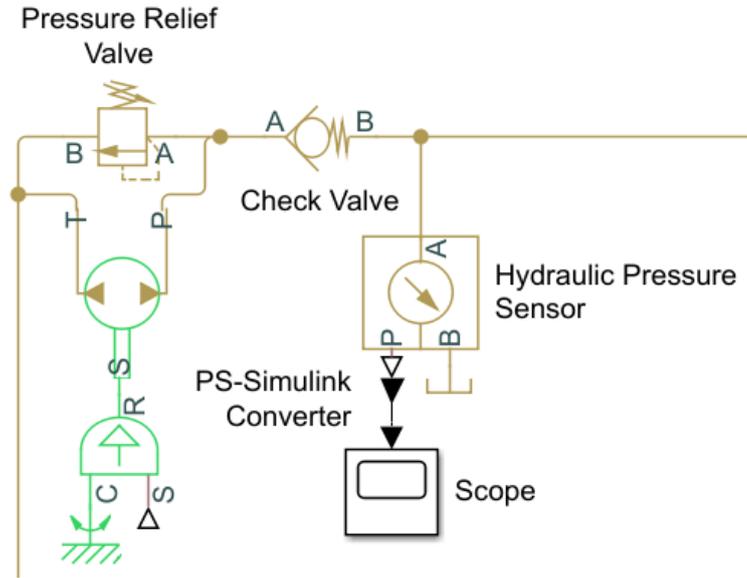


Рисунок 2.4 – Соединение блоков с насосом

Предохранительные клапаны, которые стоят после насосов НА1, НА2 и НА3, имеют настройку параметра *valve pressure setting* равную 28 МПа. Клапан после насоса НА 4 настраивается на давление 22 МПа. Остальные параметры не изменяются. Пример окна настроек блока *Pressure Relief Valve* представлен на рисунке 2.5.

Pressure Relief Valve		<input checked="" type="checkbox"/> Auto Apply	?
Settings	Description		
NAME	VALUE		
▼ Parameters			
Opening area parameterization	Linear area-pressure relationship ▼		
> Maximum passage area	1e-4	m ²	▼
> Valve pressure setting	28	MPa	▼
> Valve regulation range	0.15	MPa	▼
> Flow discharge coefficient	0.7		
> Leakage area	1e-12	m ²	▼
Laminar transition specification	Pressure ratio ▼		
> Laminar flow pressure ratio	0.999		
Opening dynamics	Do not include valve opening dynamics ▼		

Рисунок 2.5 – Окно настроек блока *Pressure Relief Valve*

К настройкам обратного клапана не предъявляется жёстких требований, поэтому этот блок будет устанавливаться с изначальными параметрами во всех частях схемы.

Блок *Hydraulic Pressure Sensor* портом *A* соединяется с линией трубопровода, портом *B* с блоком *Hydraulic Reference*, портом *P* с блоком *PS-Simulink Converter*, соединённым с блоком *Scope*, для вывода сигнала. В окне параметра *output signal unit* блока *PS-Simulink Converter*, прописывается *MPa*, для перевода сигнала от блока *Hydraulic Pressure Sensor* в МПа.

2.1.2 Описание блока гидроаппаратуры

Так как в библиотеке Simulink отсутствует четырёхлинейный трёхпозиционный распределитель конфигурации, указанной на рисунке 2.6, то он будет создан из имеющихся в библиотеке блоков *Variable Orifice* согласно схеме на рисунке 2.7.

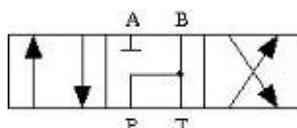


Рисунок 2.6 – Схема трёхпозиционного распределителя, используемого в гидроприводе

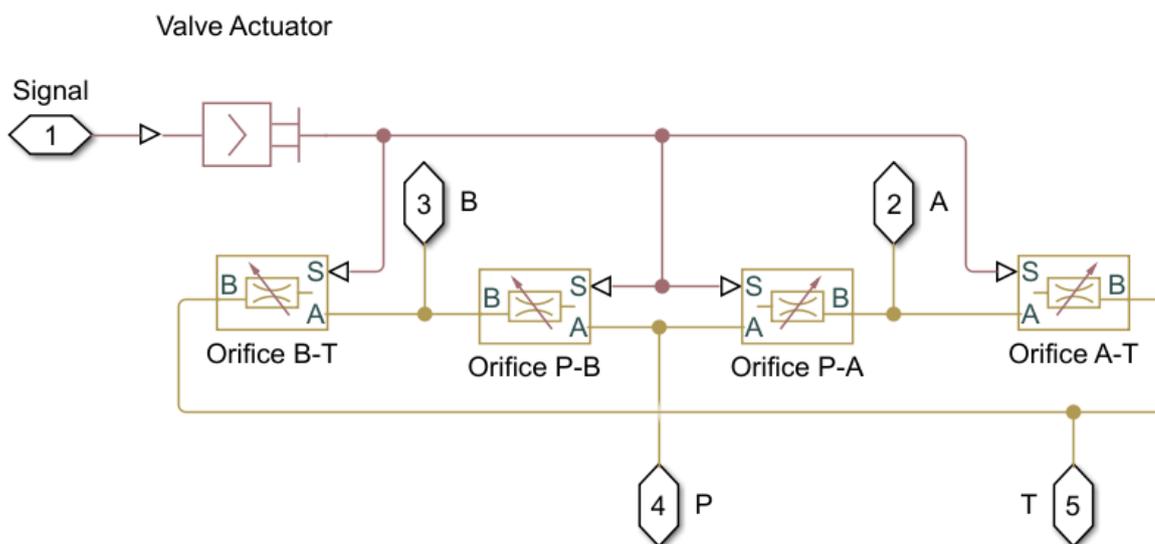


Рисунок 2.7 –Схема трёхпозиционного распределителя

Для обеспечения трёх вариантов открытия дросселей от одного входящего сигнала будут изменены их параметры *orifice orientation* и *initial opening* следующим образом:

– *Orifice B-T*:

1. *Orifice orientation* – Opens in positive direction;
2. *Initial opening* – 2,5e-3 м;

– *Orifice P-B*:

1. *Orifice orientation* – Opens in negative direction;
2. *Initial opening* – 2,5e-3 м;

– *Orifice P-A*:

1. *Orifice orientation* – Opens in positive direction;
2. *Initial opening* – -2,5e-3 м;

– *Orifice A-T*:

1. *Orifice orientation* – Opens in negative direction;
2. *Initial opening* – -2,5e-3 м.

Остальные параметры блока не изменяются. Пример задания параметров блока указан на рисунке 2.8.

Variable Orifice		<input checked="" type="checkbox"/> Auto Apply	?
Settings		Description	
NAME	VALUE		
▼ Parameters			
Model parameterization	By maximum area and opening ▼		
> Orifice maximum area	0.5e-4	m ²	▼
> Orifice maximum opening	5e-3	m	▼
Orifice orientation	Opens in positive direction ▼		
> Flow discharge coefficient	0.7		
> Initial opening	2.5e-3	m	▼
> Leakage area	1e-12	m ²	▼
Laminar transition specification	Pressure ratio ▼		
> Laminar flow pressure ratio	0.999		
> Initial Targets			
> Nominal Values			

Рисунок 2.8 – Окно настроек блока Variable Orifice

Блок *Valve Actuator* необходим для преобразования входного безразмерного сигнала в поступательное движение управляющего элемента. Параметр *valve stroke* устанавливается равным параметру *orifice maximum opening* блока *Variable Orifice*. Коэффициент усиления входящего сигнала *actuator gain* оставляется равным $5e-4$ м для задания воспринимаемой амплитуды сигнала равной 10. Пример задания параметров блока указан на рисунке 2.9.



Рисунок 2.9 – Окно настроек блока Valve Actuator

После соединения блоков, для упрощения визуального отображения, они объединяются в подсистему, как на рисунке 2.10.

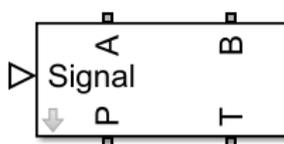


Рисунок 2.10 – Внешний вид блока трёхпозиционного распределителя

Созданный блок может воспринимать безразмерный сигнал. При нулевом его значении блок соединяет порты *P*, *B*, *T*. При значении сигнала более нуля соединяются порты *A* и *P*, *B* и *T*. При значении сигнала менее нуля соединяются порты *A* и *T*, *B* и *P*.

Трёхпозиционный кран Р2 управляет положениями распределителей Р5 и Р6 с помощью блоков *Hydraulic Single-Acting Valve Actuator*. Данный блок воспринимает давление в сети трубопровода и создаёт поступательное усилие на управляющий элемент распределителя, золотник. Он может работать либо в

положительном, либо в отрицательном направлении в зависимости от указанного значения параметра *actuator orientation*.

Стандартный блок трёхлинейного двухпозиционного распределителя, *3-Way Directional Valve*, указанный на рисунке 2.12, в библиотеке Simulink имеет три возможных положения золотника и управляется сигналом, изменяющимся от отрицательного значения до положительного.

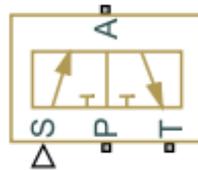


Рисунок 2.12 – Блок 3-Way Directional Valve

При значении сигнала больше или меньше нуля блок соединяет порты *P*, *T* и *A* одним из двух возможных способов согласно схеме распределителя. При нулевом значении сигнала блок разобщает все порты, и рабочая жидкость не поступает через блок.

Так как блок *Hydraulic Single-Acting Valve Actuator* не может создавать сигнал, обеспечивающий три варианта включения блока *3-Way Directional Valve*, то аналогично трёхпозиционному распределителю будет создана система блоков *Variable Orifice*, обеспечивающая два варианта соединения трубопровода и работающая от сигнала, принимающего значения ноль и более. Данная система выглядит следующим образом:

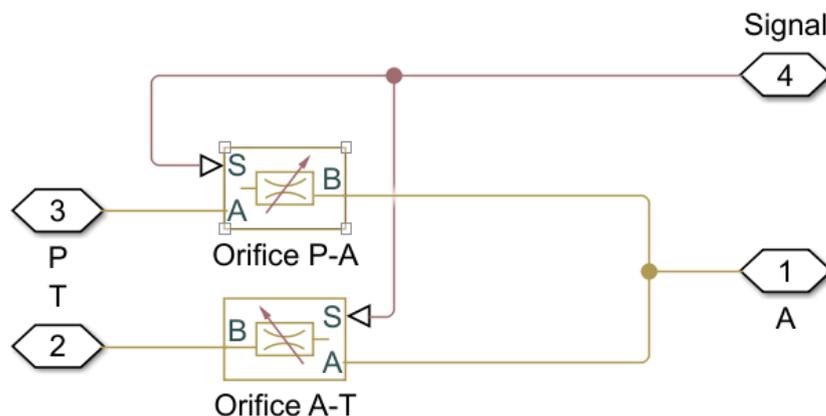


Рисунок 2.13 – Схема двухпозиционного распределителя

Для блоков *Variable Orifice* задаются следующие параметры:

– *Orifice P-A*:

1. *Orifice orientation* – Opens in positive direction;
2. *Initial opening* – $-5e-3$;

– *Orifice A-T*:

1. *Orifice orientation* – Opens in negative direction;
2. *Initial opening* – $5e-3$;

После соединения блоков, для упрощения визуального отображения, они объединяются в подсистему, как на рисунке 2.14.

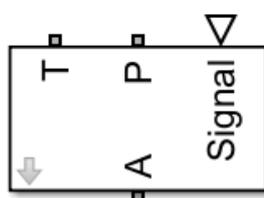


Рисунок 2.14 – Внешний вид блока двухпозиционного распределителя

Чтобы обеспечить правильную работу распределителя для блока *Hydraulic Single-Acting Valve Actuator* задаётся параметр *piston stroke* равный 0,01 м, как на рисунке 2.15.

Hydraulic Single-Acting Valve Actuator		<input checked="" type="checkbox"/> Auto Apply	?
Settings	Description		
NAME	VALUE		
Parameters			
> Piston area	2e-4	m ²	▼
> Preload force	5	N	▼
> Full stroke force	70	N	▼
> Piston stroke	0.01	m	▼
Actuator orientation	Acts in positive direction ▼		

Рисунок 2.15 – Окно настроек блока Hydraulic Single-Acting Valve Actuator

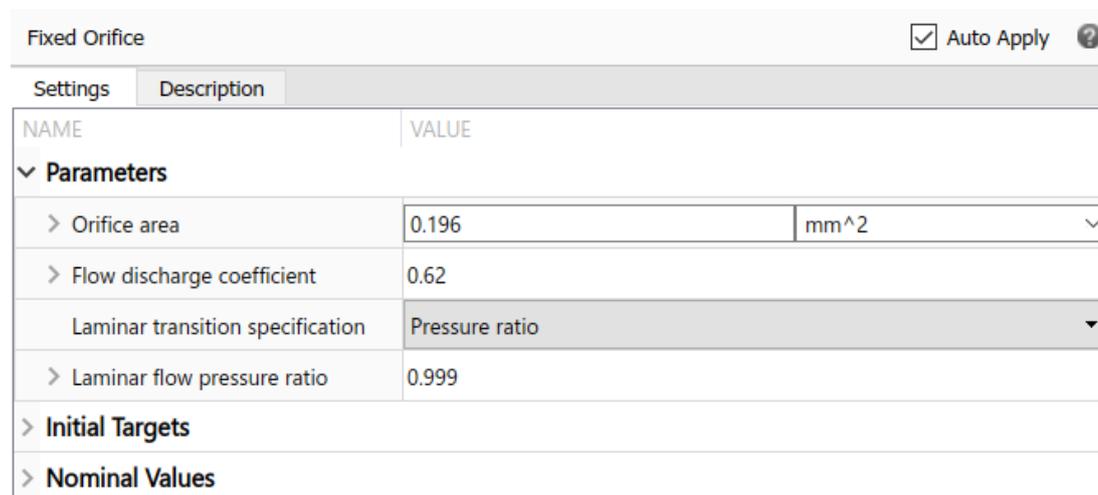
Дроссельные шайбы ДР1, ДР2 и ДР3 задаются с помощью блока *Fixed Orifice* и настраиваются согласно рисунку 2.16.

Дроссельная шайба 1: *Orifice area* – 0,196 мм².

Дроссельная шайба 2: *Orifice area* – 17,4 мм².

Дроссельная шайба 3: *Orifice area* – 5,7 мм².

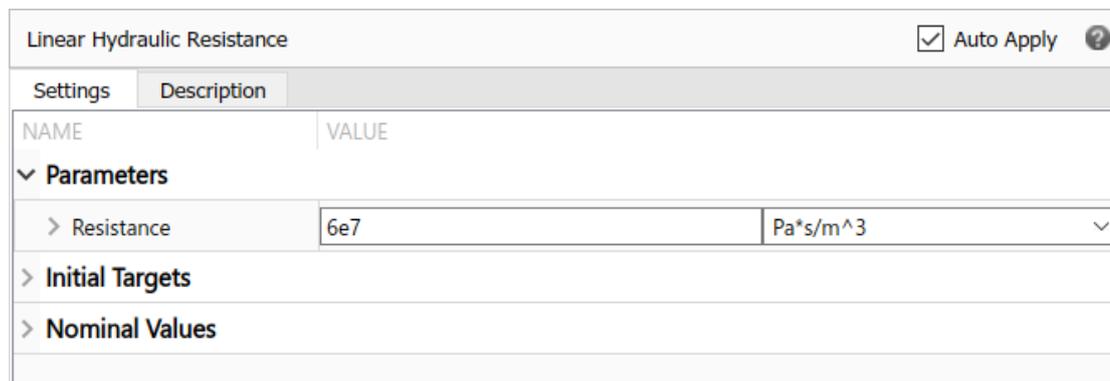
Параметр *flow discharge coefficient* для всех блок задаётся одинаковый и равен 0,62.



NAME	VALUE
Parameters	
> Orifice area	0.196 mm ²
> Flow discharge coefficient	0.62
Laminar transition specification	Pressure ratio
> Laminar flow pressure ratio	0.999
> Initial Targets	
> Nominal Values	

Рисунок 2.16 – Окно настроек блока Fixed Orifice (ДР1, ДР2, ДР3)

Вентиль ВН6, заданный блоком *Linear Hydraulic Resistance*, имеет гидравлическое сопротивление, рассчитанное по электрогидравлической аналогии, равное 6e7 Па·с/м³. Настройки блока показаны на рисунке 2.17.



NAME	VALUE
Parameters	
> Resistance	6e7 Pa*s/m ³
> Initial Targets	
> Nominal Values	

Рисунок 2.17 – Окно настроек блока Linear Hydraulic Resistance

Дроссель ДРО1 состоит из двух блоков: *Check Valve* и *Fixed Orifice*. Параметры *orifice area* и *flow discharge coefficient* блока *Fixed Orifice* устанавливаются соответственно равными 3,8 мм² и 0,62, как на рисунке 2.18

Fixed Orifice		<input checked="" type="checkbox"/> Auto Apply	?
Settings		Description	
NAME	VALUE		
▼ Parameters			
> Orifice area	3.8	mm ²	▼
> Flow discharge coefficient	0.62		
Laminar transition specification	Pressure ratio ▼		
> Laminar flow pressure ratio	0.999		
> Initial Targets			
> Nominal Values			

Рисунок 2.18 – Окно настроек блока Fixed Orifice (ДРО1)

Гидрозамки ЗМ1 и ЗМ4 представлены блоком *Pilot-Operated Check Valve*, окно настроек которого представлено на рисунке 2.19.

Pilot-Operated Check Valve		<input checked="" type="checkbox"/> Auto Apply	?
Settings		Description	
NAME	VALUE		
▼ Parameters			
Pressure control specification	Pressure at port X ▼		
> Cracking pressure	0.1	MPa	▼
> Maximum opening pressure	6	MPa	▼
> Pilot ratio	5.7		
> Maximum passage area	471.4	mm ²	▼
> Leakage area	1e-12	m ²	▼
Laminar transition specification	Pressure ratio ▼		
> Laminar flow pressure ratio	0.999		
> Flow discharge coefficient	0.7		
Opening dynamics	Include valve opening dynamics ▼		
> Opening time constant	0.1	s	▼
> Initial area	1e-12	m ²	▼

Рисунок 2.19 – Окно настроек блока Pilot-Operated Check Valve

Максимальное открытие клапана должно происходить при давлении в полости управления не более 6 МПа. На это значение настраивается параметр

maximum opening pressure. Остальные параметры настраиваются следующим образом:

- *Cracking pressure* = 0,1 МПа;
- *Pilot ratio* = 5,7;
- *Maximum passage area* = 471,4 мм².

Параметр *opening dynamics* меняется на значение *include valve opening dynamics* для правильной работы блока.

В качестве предохранительного клапана в гидрозамке будет использоваться блок *Pressure Relief Valve*, параметр *valve pressure setting* которого настроен на значение 34 МПа, как на рисунке 2.20.

Pressure Relief Valve		<input checked="" type="checkbox"/> Auto Apply	?
Settings	Description		
NAME	VALUE		
▼ Parameters			
Opening area parameterization	Linear area-pressure relationship ▼		
> Maximum passage area	1e-4	m ²	▼
> Valve pressure setting	34	MPa	▼
> Valve regulation range	0.15	MPa	▼
> Flow discharge coefficient	0.7		
> Leakage area	1e-12	m ²	▼
Laminar transition specification	Pressure ratio ▼		
> Laminar flow pressure ratio	0.999		
Opening dynamics	Do not include valve opening dynamics ▼		

Рисунок 2.20 – Окно настроек блока Pressure Relief Valve (3М4)

Регуляторы расхода РП1 и РП2, установленные в линии слива, идентичны друг другу и представлены блоком *Pressure-Compensated Flow Control Valve*. Для ограничения максимального значения расхода рабочей жидкости через регуляторы до 60 л/мин для каждого изменяются следующие параметры блока:

- *Orifice maximum area* = 6 мм²;
- *Pressure differential across the orifice* = 4 МПа;
- *Pressure reducing valve regulation range* = 0,2 МПа;

– *Flow discharge coefficient* = 0,62;

– *Initial opening* = 5e-3 м.

Настройки блока показаны на рисунке 2.21.

NAME	VALUE
Parameters	
Valve parameterization	By maximum area and opening
> Orifice maximum area	6 mm ²
> Orifice maximum opening	5e-3 m
> Pressure differential across the o...	4 MPa
> Pressure reducing valve regulati...	0.2 MPa
> Flow discharge coefficient	0.62
> Initial opening	5e-3 m
> Leakage area	1e-12 m ²
Laminar transition specification	
> Laminar flow pressure ratio	0.999

Рисунок 2.21 – Окно настроек блока Pressure-Compensated Flow Control Valve (РП1, РП2)

Блоки регуляторов расхода РП1 и РП2 одновременно подключаются к блоку Valve Actuator для управления значением открытия дроссельных отверстий на выходе регуляторов.

Регулятор расхода РП3 ограничивает максимальный расход до 30 л/мин и настраивается следующим образом:

– *Orifice maximum area* = 6 мм²;

– *Pressure differential across the orifice* = 4 МПа;

– *Pressure reducing valve regulation range* = 0,2 МПа;

– *Flow discharge coefficient* = 0,62;

– *Initial opening* = 5e-3м.

Настройки блока показаны на рисунке 2.22.

Pressure-Compensated Flow Control Valve		<input checked="" type="checkbox"/> Auto Apply	?
Settings	Description		
NAME	VALUE		
▼ Parameters			
Valve parameterization	By maximum area and opening ▼		
> Orifice maximum area	8.2	mm ²	▼
> Orifice maximum opening	5e-3	m	▼
> Pressure differential across the o...	4	MPa	▼
> Pressure reducing valve regulati...	0.3	MPa	▼
> Flow discharge coefficient	0.62		
> Initial opening	5e-3	m	▼
> Leakage area	1e-12	m ²	▼
Laminar transition specification	Pressure ratio ▼		
> Laminar flow pressure ratio	0.999		

Рисунок 2.22 – Окно настроек блока Pressure-Compensated Flow Control Valve (ППЗ)

Манометры МН5 и МН6 выполнены аналогично манометрам, описанным в пункте 2.2.1

2.1.3 Описание схемы гидроцилиндра

Для определения корректности работы схемы гидропривода к ней подключается модель одноступенчатого двунаправленного гидроцилиндра с постоянной нагрузкой.

В качестве гидроцилиндра используется блок *Double-Acting Hydraulic Cylinder*. Порт *B* соединяется с блоком *Hydraulic Reference* для беспрепятственного отвода рабочей жидкости из штоковой полости.

Блок *Double-Acting Hydraulic Cylinder* имеет рабочие площади штоковой и поршневой полостей приближённые к реальным размерам гидроцилиндра, установленного на ТУА для того, чтобы реализовать давление создаваемое гидросхемой для преодоления противодействующей силы. Для поршневой полости, *piston area A*, площадь равняется 1963,5 см², для штоковой полости, *piston area B* – 1068 см². Так как на шток гидроцилиндра будет действовать неизменяющаяся по времени нагрузка приближенная к действующей на

гидроцилиндр ТУА нагрузке в начальный период его работы, то для сокращения времени симуляции, длина штока, *piston stroke*, уменьшена до 1000 мм. Параметр *contact stiffness* увеличен до значения 10^{12} Н/м для предотвращения вхождения поверхностей гидроцилиндра друг в друга при их столкновении в крайних точках движения штока в результате. Параметр *contact damping* увеличен до $3,1 \cdot 10^8$ Н·с/м, для гашения колебаний при столкновении поверхностей гидроцилиндра в крайних точках движения штока. Параметр *hard stop model* меняется на *full stiffness and damping applied at bounds, damped rebound*, для того чтобы *contact stiffness* и *contact damping* действовали с начала симуляции, а возникающие колебания были затухающими. Настройки блока показаны на рисунке 2.23.

NAME	VALUE
Basic parameters	
> Piston area A	1963.5 cm ²
> Piston area B	1068 cm ²
> Piston stroke	1000 mm
> Dead volume A	8e-5 m ³
> Dead volume B	1e-6 m ³
> Specific heat ratio	1.4
Cylinder orientation	Pressure at A causes positive displacement of R relative to C
Hard stop properties	
> Contact stiffness	1e13 N/m
> Contact damping	3.1e8 N*s/m
Hard stop model	Full stiffness and damping applied at bounds, damped rebound
Initial conditions	

Рисунок 2.23 – Окно настроек блока Double-Acting Hydraulic Cylinder

Блок *Ideal Force Source* портом *C* соединяется с блоком *Mechanical Translational Reference*, а на порт *S* подаётся сигнал для задания величины силы, создаваемой блоком *Ideal Force Source*.

Блок *Translational Damper* имеет значение параметра *damping coefficient* равное параметру *contact damping* блока гидроцилиндра, $3,1e8$ Н·с/м. Такая настройка предотвращает колебания штока гидроцилиндра при остановке его выдвижения. Настройки блока показаны на рисунке 2.24.

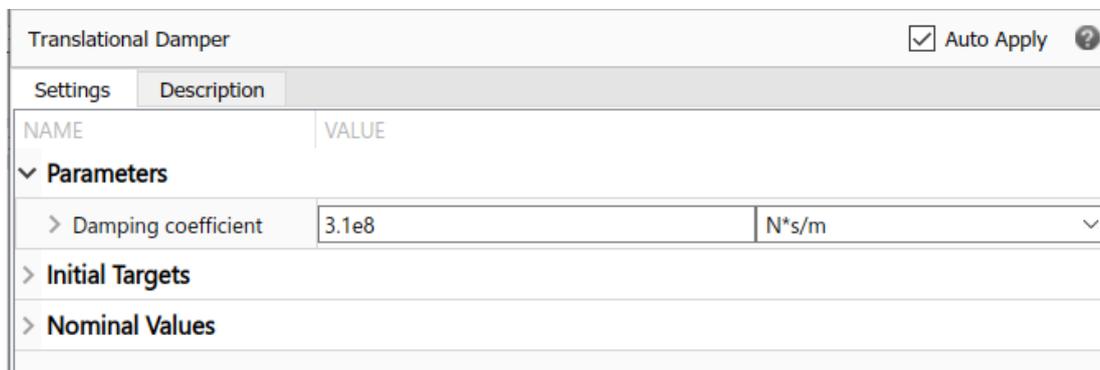


Рисунок 2.24 – Окно настроек блока Translational Damper

Блок *Ideal Translational Motion Sensor* используется для отслеживания значения перемещения штока гидроцилиндра. Начальная координата отсчёта, *initial position*, принимается равной 0 мм. Настройки блока показаны на рисунке 2.25.

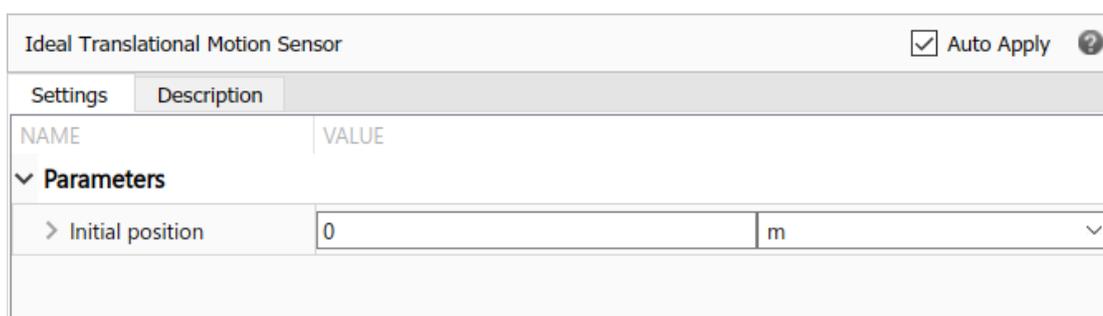


Рисунок 2.25 – Окно настроек блока Ideal Translational Motion Sensor

Порты *C* блоков *Ideal Translational Motion Sensor* и *Translational Damper* соединяются с блоком *Mechanical Translational Reference*.

В любом месте схемы модели подключаются блоки *Solver Configuration* для установки решателя модели и *Custom Hydraulic Fluid* для задания параметров рабочей жидкости. Настройки блока *Solver Configuration* не изменяются. Блок *Custom Hydraulic Fluid* настраивается в соответствии с характеристиками АМГ-10 согласно [2], как на рисунке 2.26.

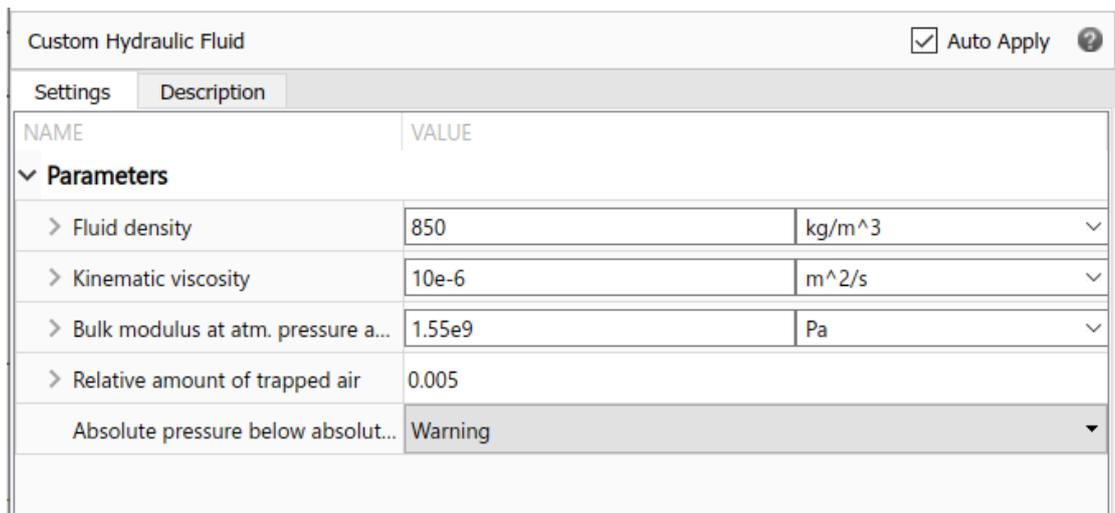


Рисунок 2.26 – Окно настроек блока Custom Hydraulic Fluid

2.2 Задание управляющих сигналов для операции выдвигания гидроцилиндра.

В соответствии с таблицей 1 на двигатели М7 – М10 с помощью блоков *Signal Builder* подаются сигналы. Для задания необходимой угловой скорости блоки *Signal Builder* соединяются с блоками *Gain*, умножающими сигнал на 157. Настройки блока *Gain* показаны на рисунке 2.27.

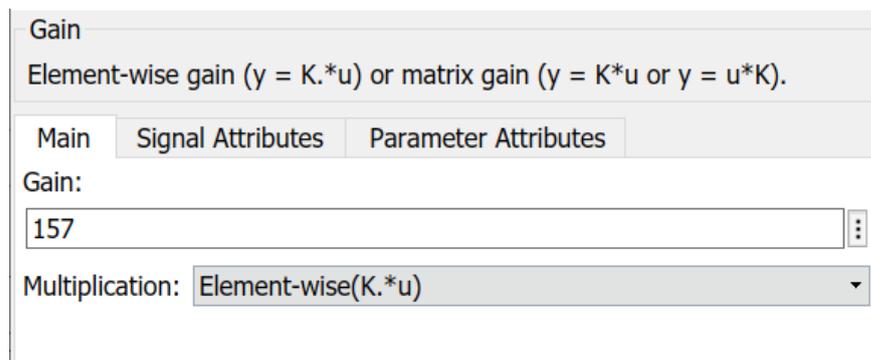


Рисунок 2.27 – Окно настроек блока Gain

Время начала включения и продолжительности работы двигателей выбирается достаточным для наблюдения этапов работы модели на результирующих графиках скорости и перемещения гидроцилиндра.

Двигатель М7 включается на 10 с и останавливается на 440 с, как на рисунке 2.28.

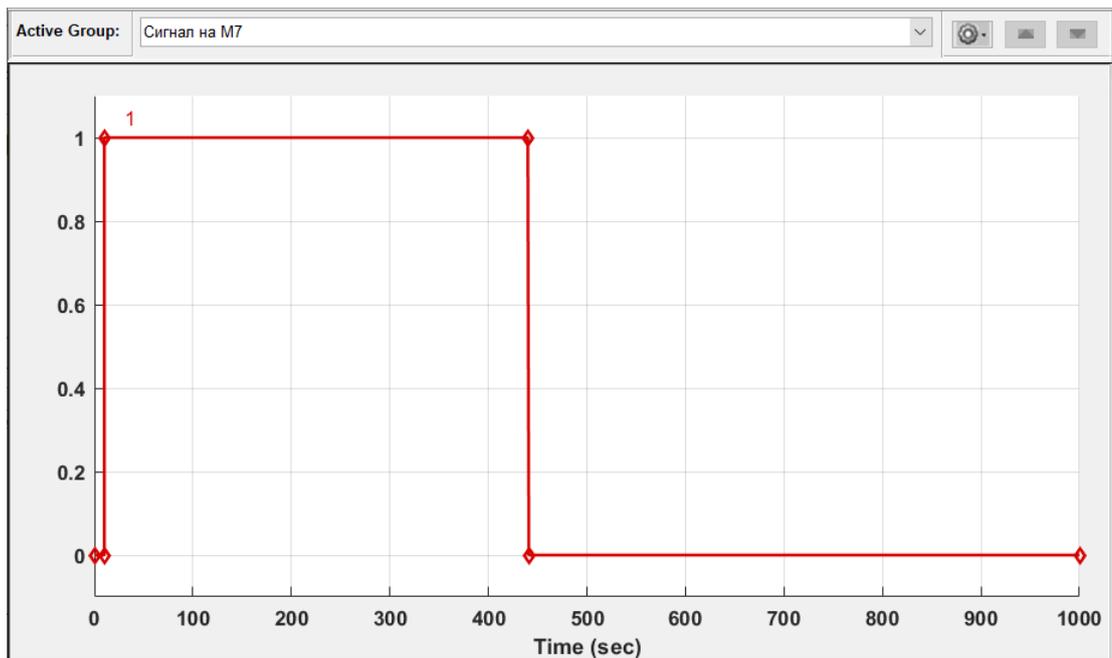


Рисунок 2.28 – Сигнал для двигателя М7 при выдвигении гидроцилиндра

Двигатель М8 включается на 10 с и останавливается на 440 с, как на рисунке 2.29.

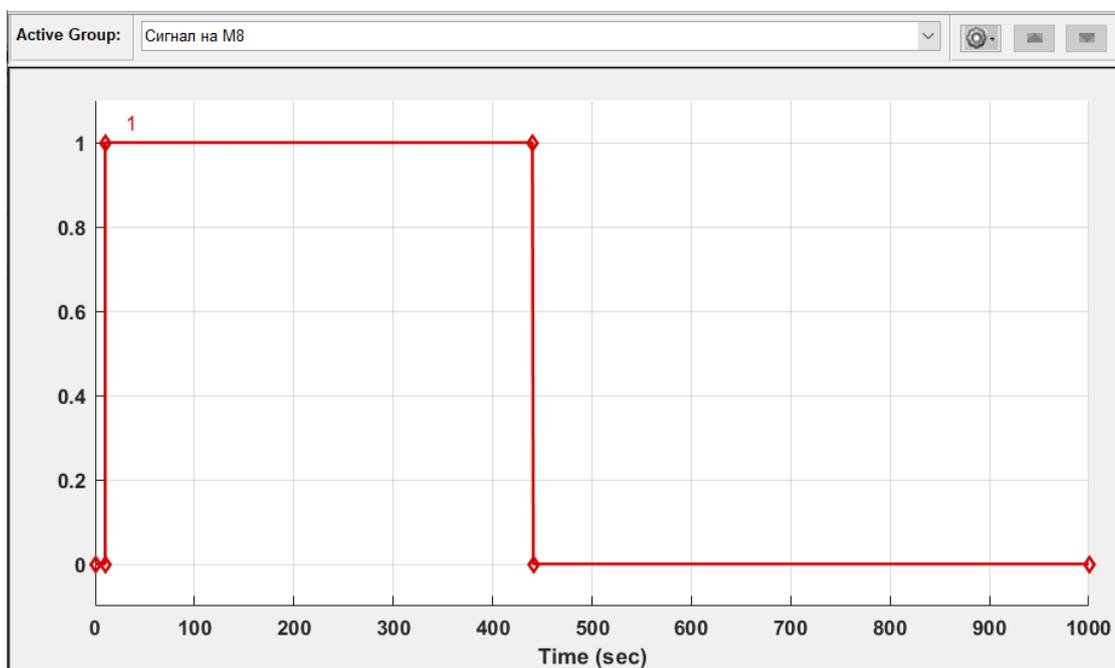


Рисунок 2.29 – Сигнал для двигателя М8 при выдвигении гидроцилиндра

Двигатель М9 включается на 10 с и останавливается на 220 с, как на рисунке 2.30.

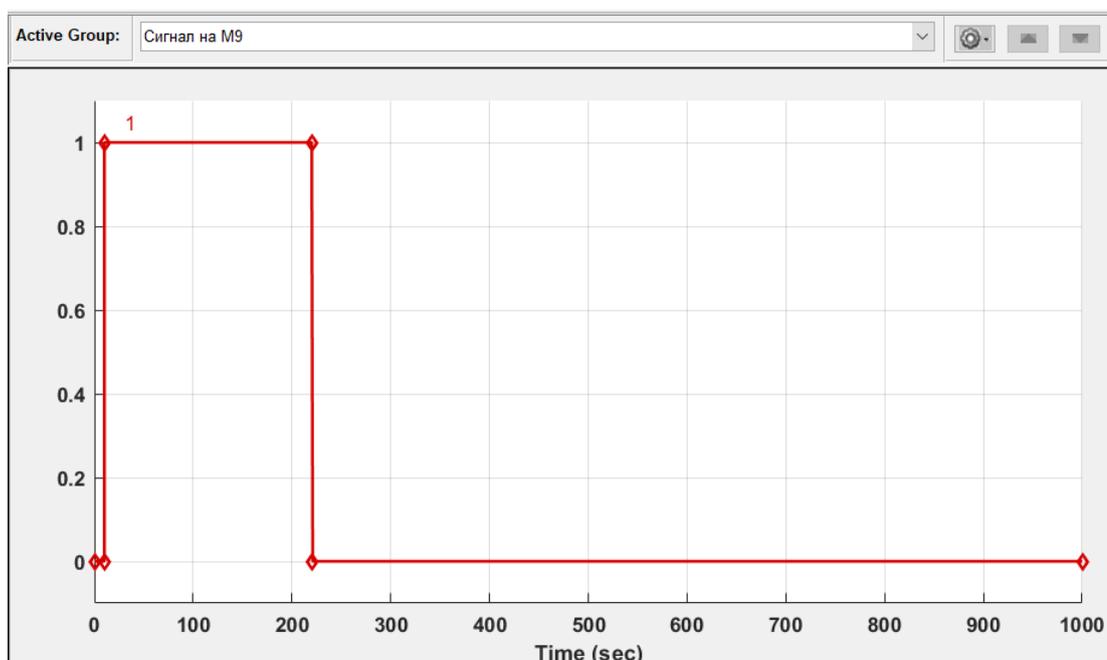


Рисунок 2.30 – Сигнал для двигателя М9 при выдвигении гидроцилиндра

Двигатель М10 включается на 10 с и работает на протяжении всей симуляции, как на рисунке 2.31.

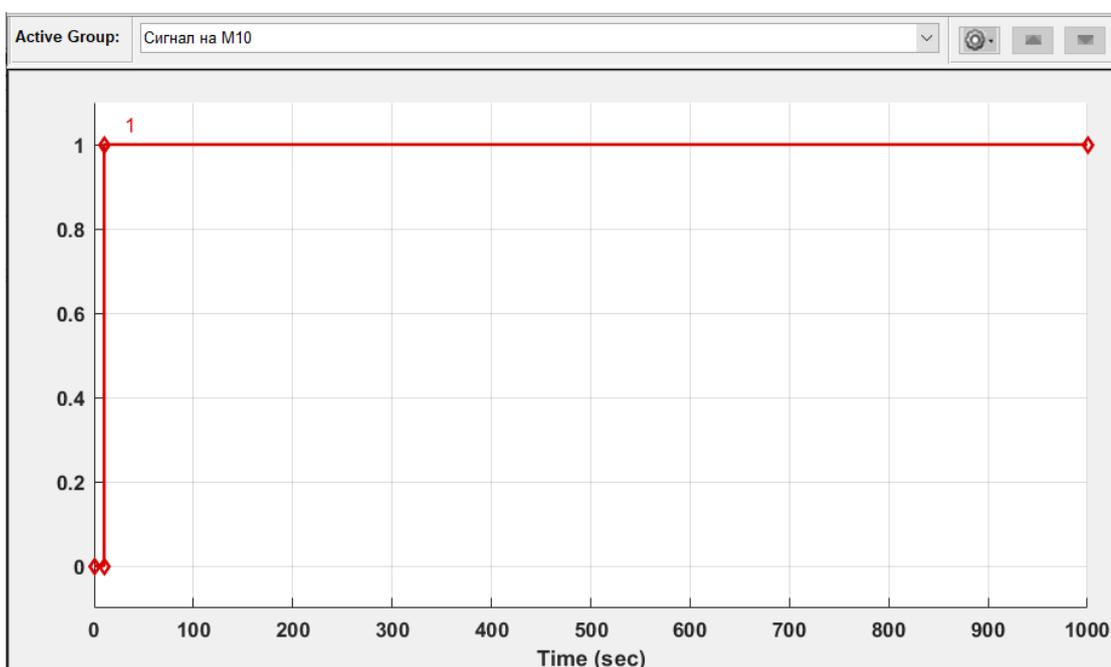


Рисунок 2.31 – Сигнал для двигателя М10 при выдвигении гидроцилиндра

Для управления распределителями Р1 – Р4 используются блоки *Signal Builder*, задающие сигнал, управляющий положением золотника в

распределителях. Блоки *Signal Builder* подключены к блокам *Simulink-PS Converter* с безразмерной настройкой параметра *input signal unit*.

Задание сигналов в блоках *Signal Builder* производится согласно таблице 1.2. Время выбирается исходя из принятого для сигналов включения двигателей.

Распределитель P1 сохраняет нейтральное положение в течении всей симуляции, как на рисунке 2.32.

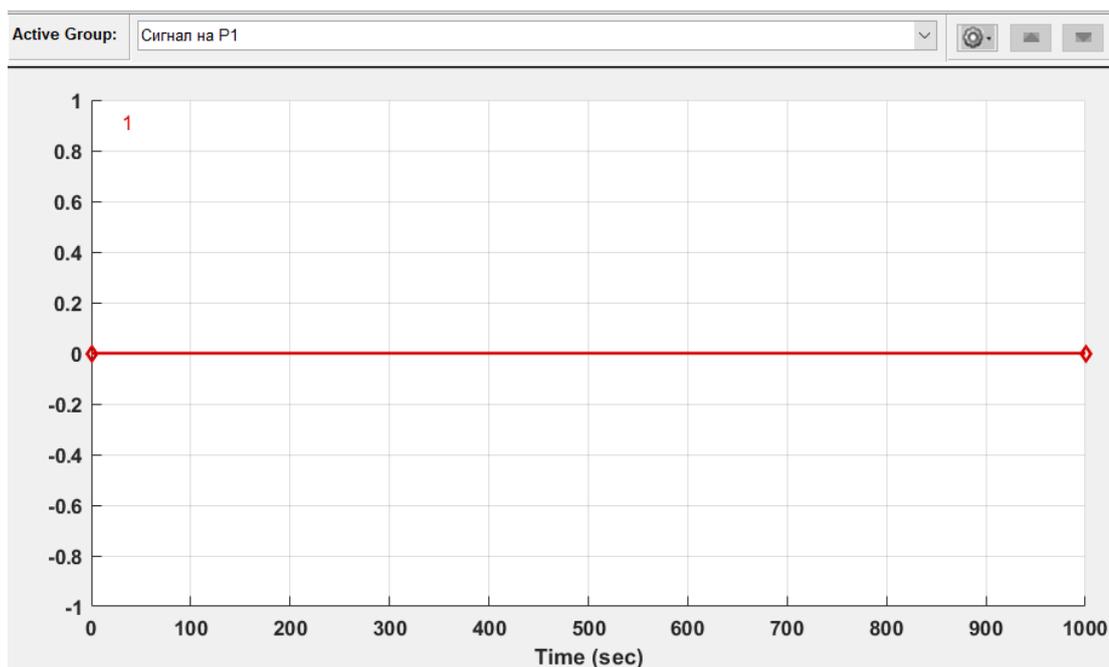


Рисунок 2.32 – Сигнал для распределителя P1 при выдвигении гидроцилиндра

Распределитель P2 переключается из нейтрального в правое положение на 10 с, и обратно на 580 с. На 600 с распределитель переключается в левое положение и на 900 с переключается обратно, как на рисунке 2.33.

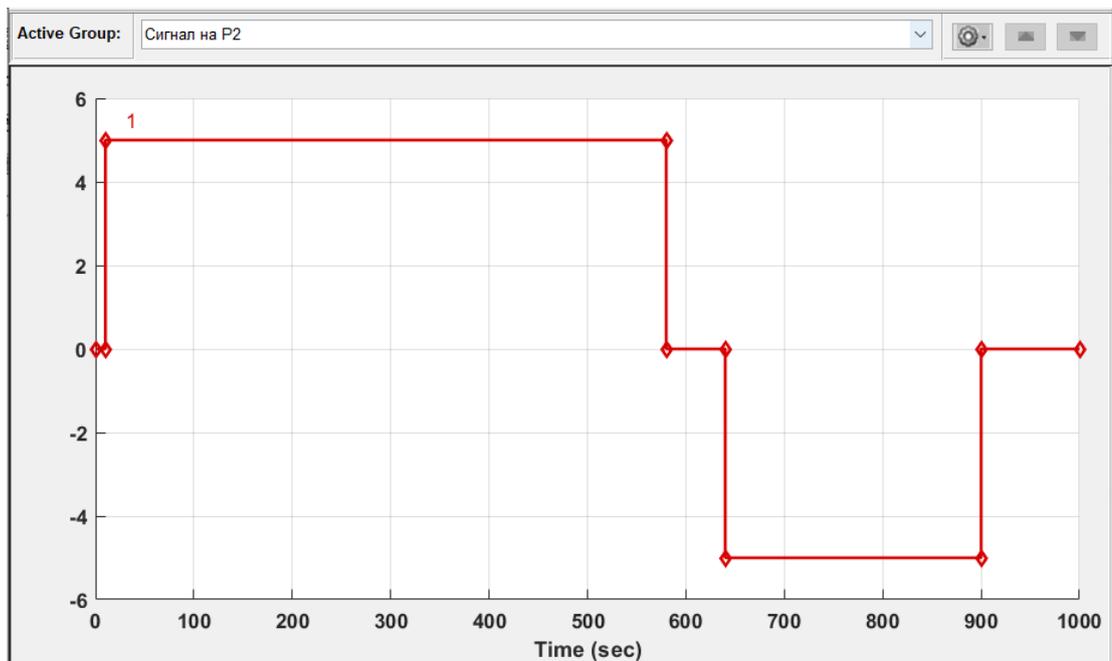


Рисунок 2.33 – Сигнал для распределителя P2 при выдвижении гидроцилиндра

Распределитель P3 сохраняет левое положение в течении всей симуляции, как на рисунке 2.34.

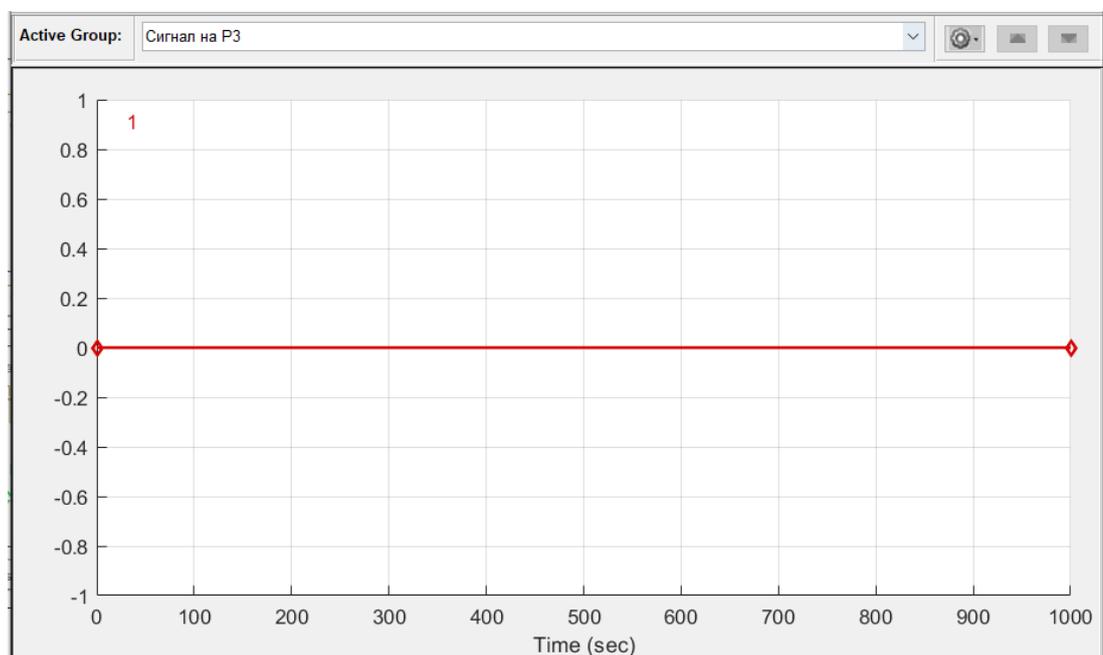


Рисунок 2.34 – Сигнал для распределителя P3 при выдвижении гидроцилиндра

Распределитель P4 переключается из левого положения в правое на 440 с и обратно на 579 с, как на рисунке 2.35.

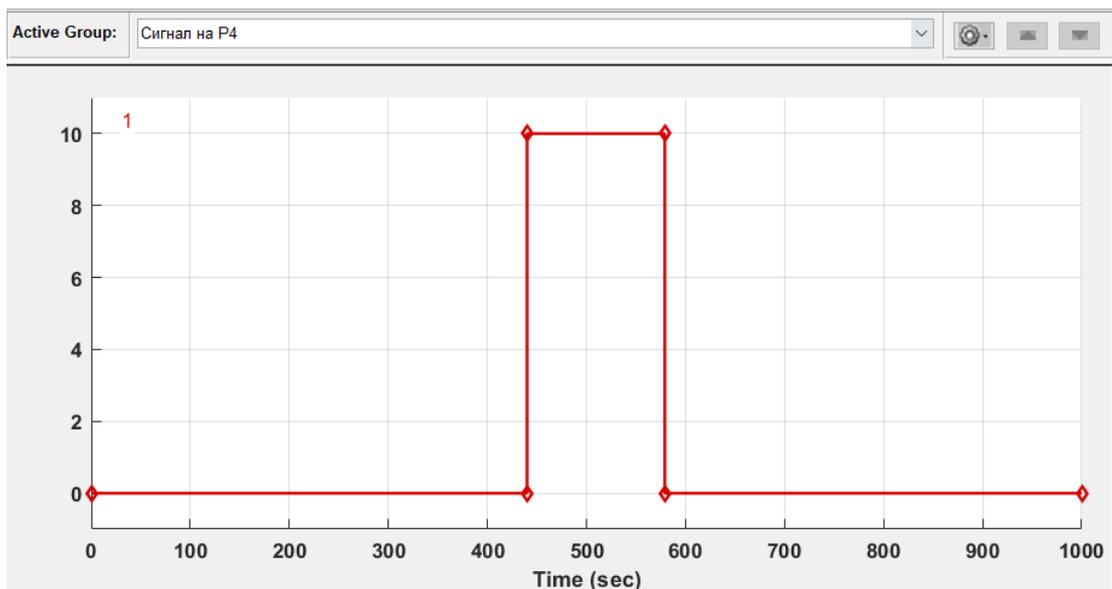


Рисунок 2.35 – Сигнал для распределителя Р4 при выдвигении гидроцилиндра

На блоки *Valve Actuator* соединёнными с регуляторами расхода РП1, РП2 и РП3 с помощью блока *Signal Builder* подаётся одинаковый сигнал равный 10, как на рисунке 2.36.

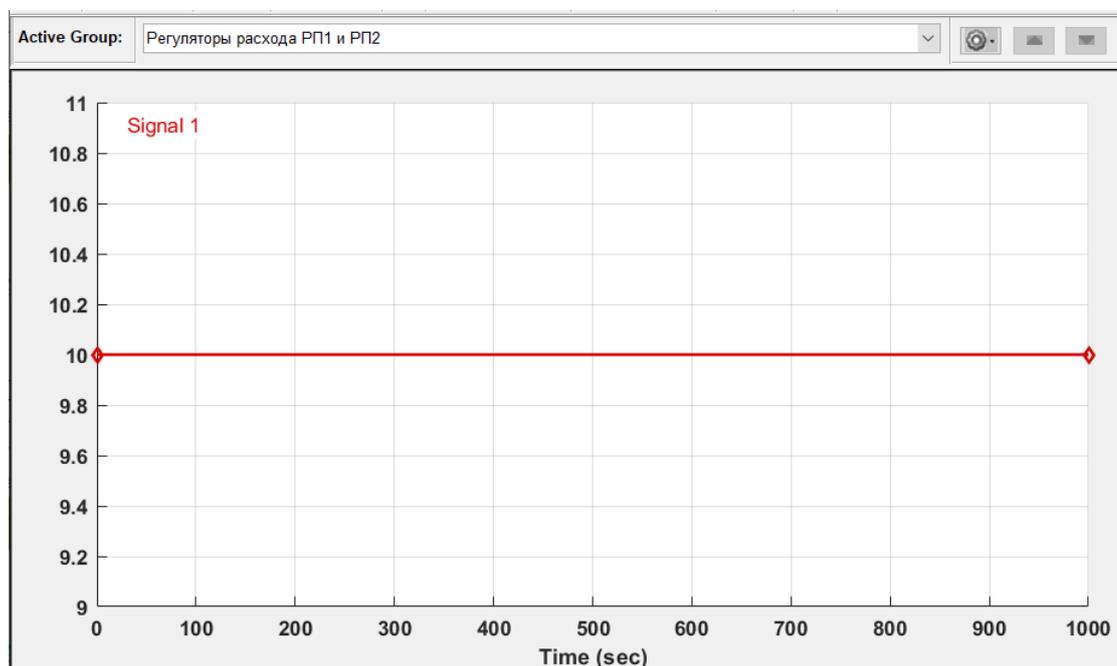


Рисунок 2.36 – Сигнал для регуляторов расхода

2.3 Результаты симуляции модели выдвигения штока гидроцилиндра

Графики скорости и перемещения штока гидроцилиндра при заданной нагрузке равной 3650 кН представлены на рисунках 2.37 и 2.38 соответственно.

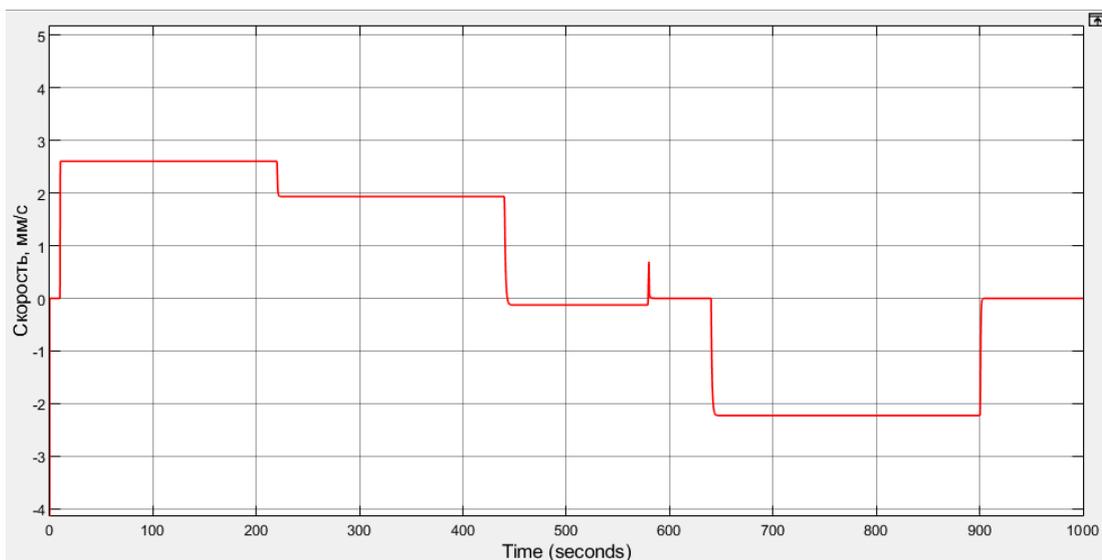


Рисунок 2.37 – График скорости движения штока гидроцилиндра

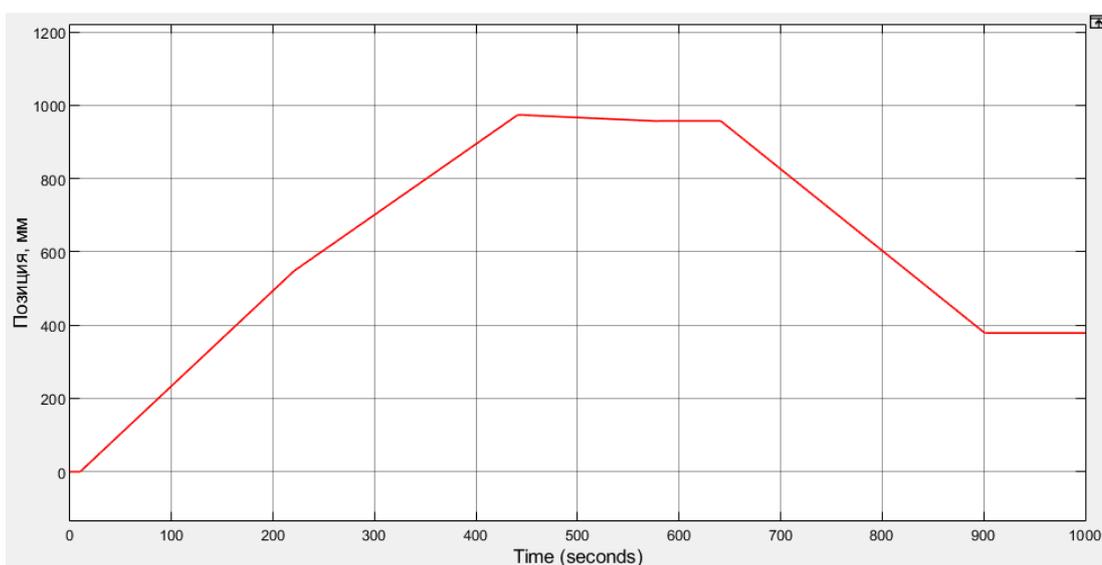


Рисунок 2.38 – График перемещения штока при выдвигении гидроцилиндра

Согласно заданным для работы электродвигателей и распределителей сигналам начиная с 10 секунды происходит выдвигение штока с максимальной скоростью при четырёх работающих насосах. На 220 секунде отключается двигатель М9, что приводит к уменьшению скорости движения штока. На 440 секунде отключаются двигатели М7 и М8, и переключается распределитель Р4 на слив рабочей жидкости через РПЗ, значение скорости штока становится отрицательным, а сам шток начинает втягиваться обратно в гидроцилиндр. Это связано с недостаточным давлением, которое создаётся насосом НА4 в

поршневой полости гидроцилиндра. В действительности же на этом этапе нагрузка на гидроцилиндр существенно меньше ввиду изменённого углового положения стрелы ТУА, но так как данная модель симулирует работу гидроцилиндра при постоянной нагрузке, то участки графиков на рисунка 2.37 и 2.38 от 440 с до 580 с не отражают реальный характер движения штока гидроцилиндра ТУА. На 580 секунде распределитель Р2 переключается в нейтральное положение, поэтому гидрозамок ЗМ4 закрывается и шток гидроцилиндра удерживается в одном положении, что видно по прямому участку на верху графика рисунка 2.38.

Исходя из графиков скорости и положений гидроцилиндра можно сделать вывод о работоспособности модели гидросхемы для операции выдвигания гидроцилиндра, так как сигналы управления двигателями и распределителями непосредственно влияют на характер движения штока гидроцилиндра, а гидрозамок способен удерживать положение гидроцилиндра при отключении подачи рабочей жидкости в поршневую полость.

2.4 Описание блоков модели для отработки втягивания гидроцилиндра

Принципиально схема модели не претерпевает существенных изменений. Корректировки вносятся только в схеме блока гидроаппаратуры, согласно рисунку 2.39.

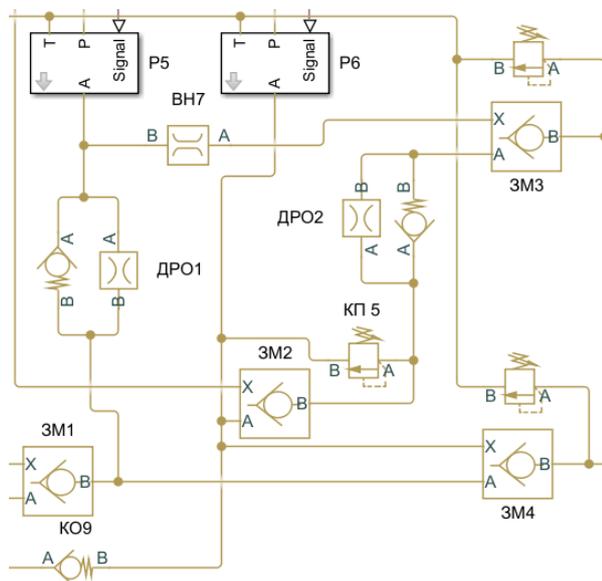


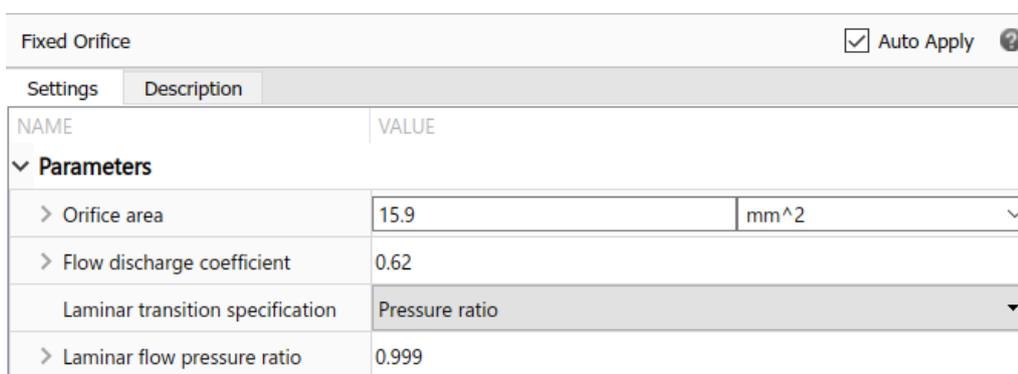
Рисунок 2.39 – Изменённый участок блока гидроаппаратуры

Гидрозамки ЗМ2 и ЗМ3, настроены аналогично гидрозамку ЗМ4, как на рисунке 2.19.

В качестве предохранительного клапана в гидрозамке ЗМ3 используется блок *Pressure Relief Valve*, настроенный согласно рисунку 2.20.

В качестве вентиля ВН7 установлен блок *Linear Hydraulic Resistance*, настроенный согласно рисунку 2.17.

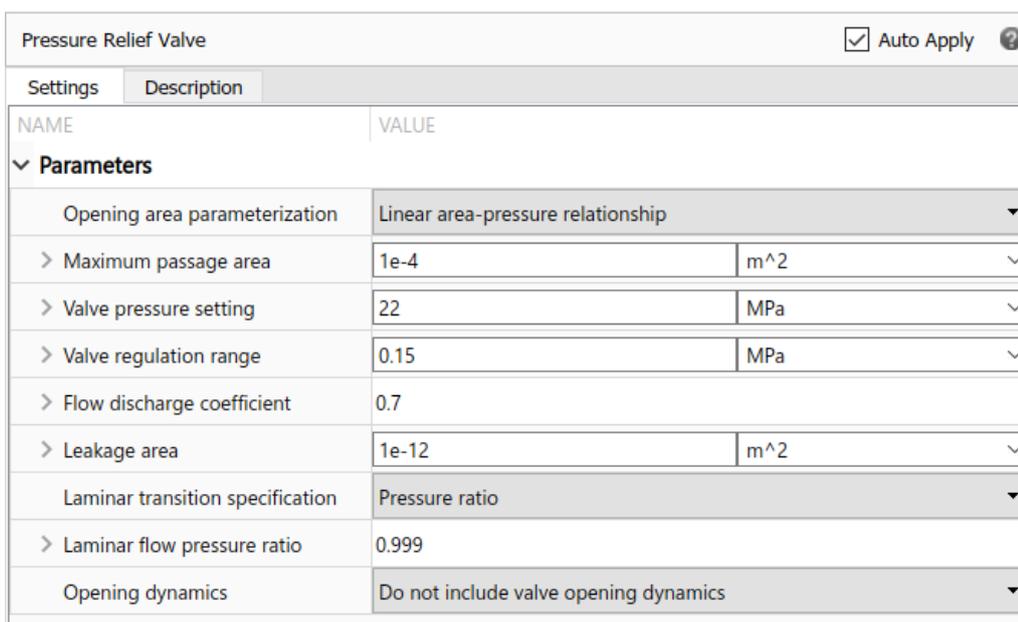
Дроссель ДРО2 аналогичен дросселю ДРО1 и имеет параметры *orifice area* и *flow discharge coefficient* блока *Fixed Orifice* равными 15,9 мм² и 0,62 как на рисунке 2.40.



NAME	VALUE
Parameters	
> Orifice area	15.9 mm ²
> Flow discharge coefficient	0.62
Laminar transition specification	Pressure ratio
> Laminar flow pressure ratio	0.999

Рисунок 2.40 – Окно настроек блока Fixed Orifice (ДРО2)

Предохранительный клапан КП5 настроен на давление открытия равное 22 МПа как на рисунке 2.41.



NAME	VALUE
Parameters	
Opening area parameterization	Linear area-pressure relationship
> Maximum passage area	1e-4 m ²
> Valve pressure setting	22 MPa
> Valve regulation range	0.15 MPa
> Flow discharge coefficient	0.7
> Leakage area	1e-12 m ²
Laminar transition specification	Pressure ratio
> Laminar flow pressure ratio	0.999
Opening dynamics	Do not include valve opening dynamics

Рисунок 2.41 – Окно настроек блока Pressure Relief Valve (КП5)

Чтобы гидроцилиндр в начале симуляции находился в выдвинутом положении и в поршневой полости под давлением находилась рабочая жидкость, для блока *Double-Acting Hydraulic Cylinder* параметры *piston initial distance from cap A* и *chamber A initial pressure* задаются соответственно равными 1000 мм и 20 МПа, как на рисунке 2.42.

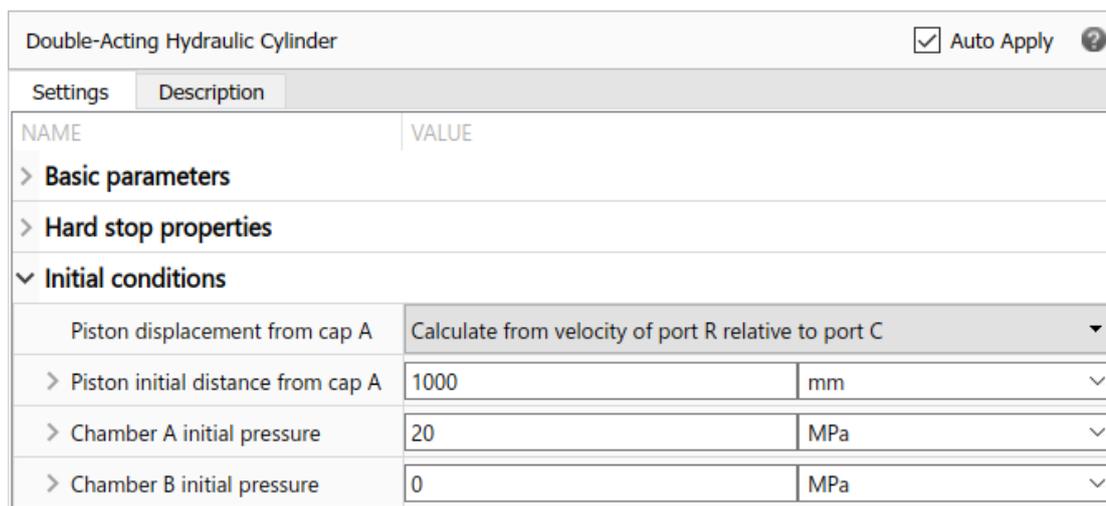


Рисунок 2.42 – Окно настроек блока Double-Acting Hydraulic Cylinder для операции выдвигания гидроцилиндра

Для смещения начальной позиции штока на графике его перемещения, параметр *initial position* блока *Ideal Translational Motion Sensor* указывается равным 1000 мм, как на рисунке 2.43

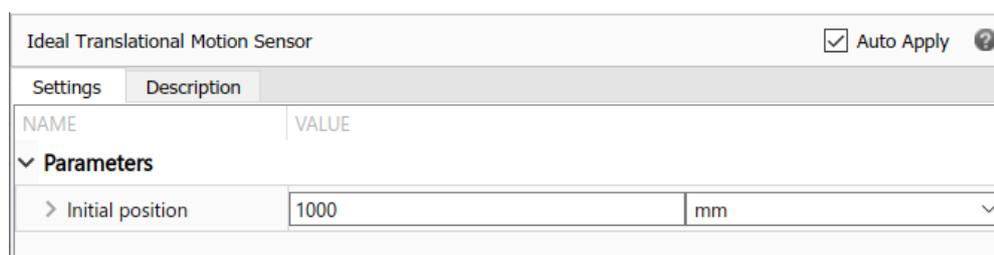


Рисунок 2.43 – Окно настроек блока Ideal Translational Motion Sensor для операции выдвигания гидроцилиндра

2.5 Задание управляющих сигналов для операции втягивания гидроцилиндра.

В связи с тем, что нагрузка на гидроцилиндр задаётся постоянной и в начале движения цилиндр не работает на растяжение, то время включения и

выключения двигателей и переключения распределителей выбирается достаточным для наблюдения изменений скорости движения и положения штока на соответствующих графиках исходя из общей продолжительности процесса втягивания гидроцилиндра и задаётся согласно таблице 1.

Двигатели М7 и М8 не участвуют в операции втягивания гидроцилиндра, поэтому на протяжении всей симуляции управляющий ими сигнал является нулевым.

Двигатель М9 включается на 70 с и останавливается на 180 с, как на рисунке 2.44.

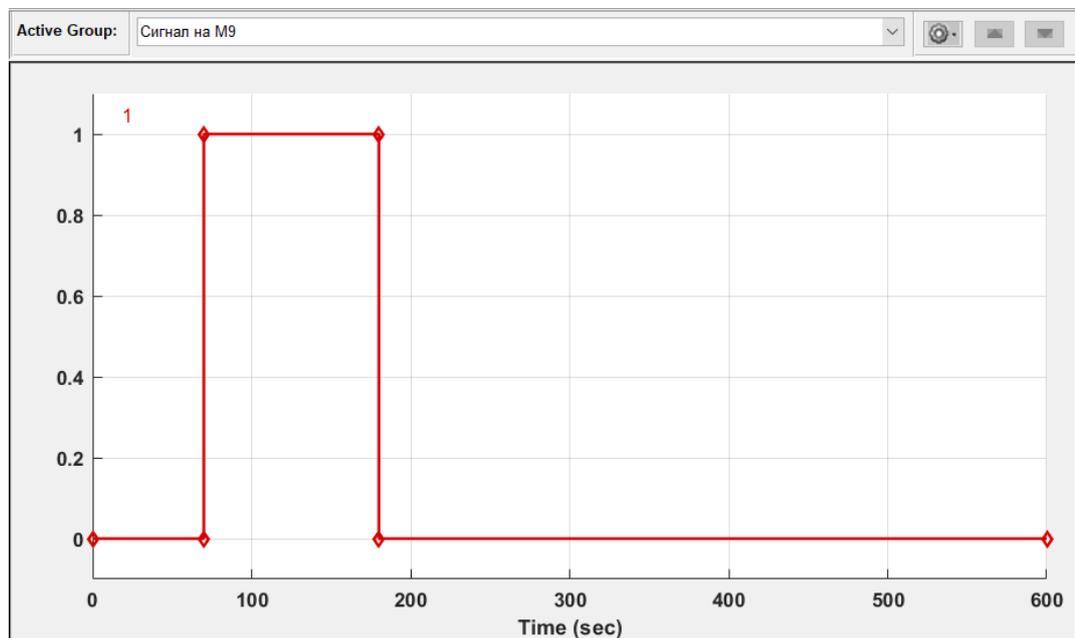


Рисунок 2.44 – Сигнал для двигателя М9 при втягивании гидроцилиндра

Двигатель М10 включается на 10 с и работает на протяжении всей симуляции, как на рисунке 2.45.

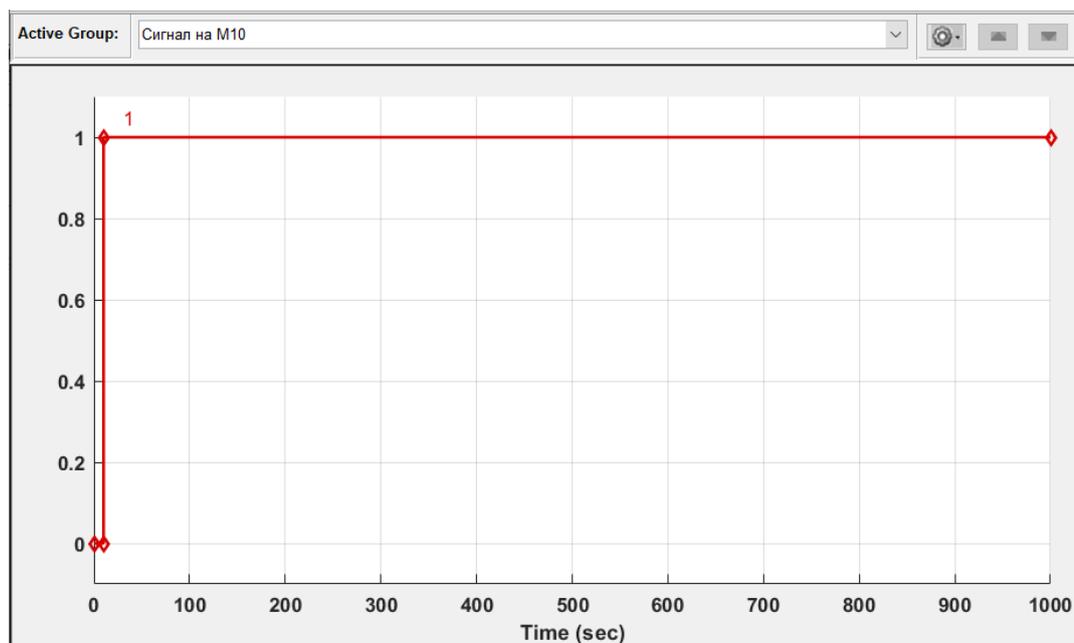


Рисунок 2.45 – Сигнал для двигателя М10 при втягивании гидроцилиндра

Распределитель Р1 переключается из нейтрального в правое положение на 70 с, после чего переключается обратно на 300 с, как на рисунке 2.46.

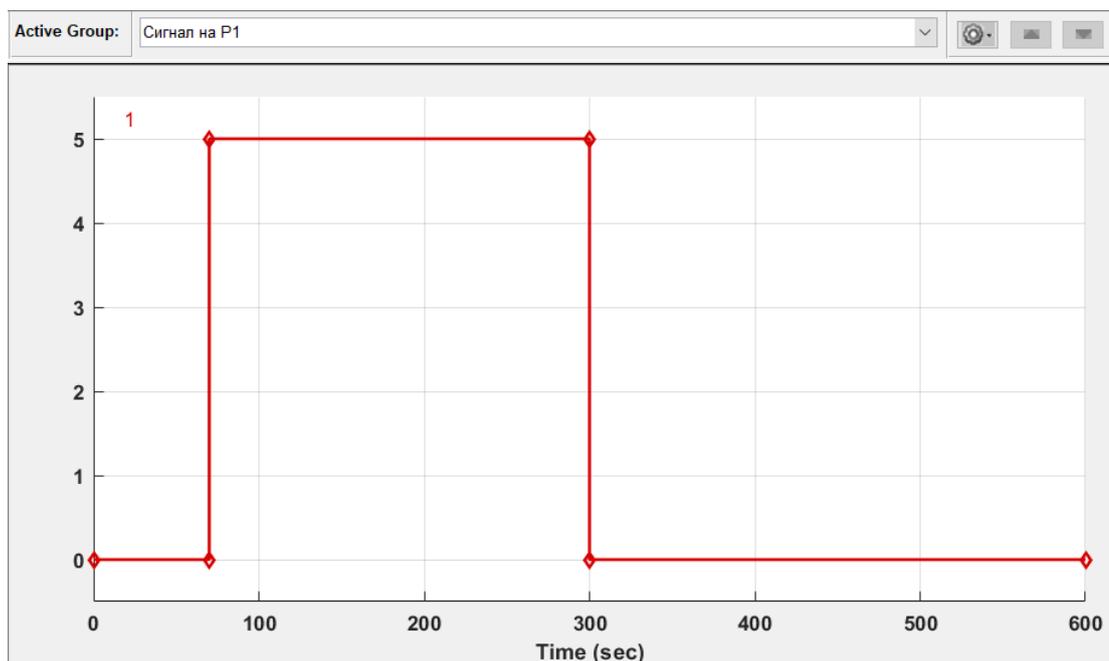


Рисунок 2.46 – Сигнал для распределителя Р1 при втягивании гидроцилиндра

Распределитель Р2 переключается из нейтрального в левое положение на 10 с и остаётся в этом положении до конца симуляции, как на рисунке 2.47.

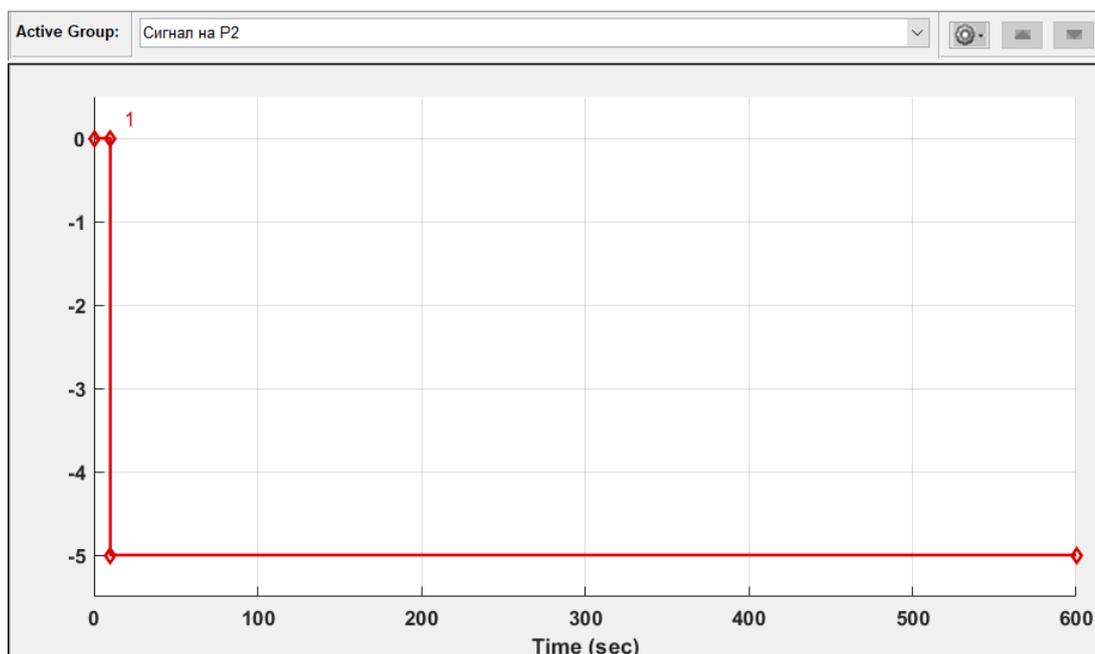


Рисунок 2.47 – Сигнал для распределителя P2 при втягивании гидроцилиндра

Распределитель P3 переключается из левого положения в правое и остаётся в этом положении до конца симуляции, как на рисунке 2.48

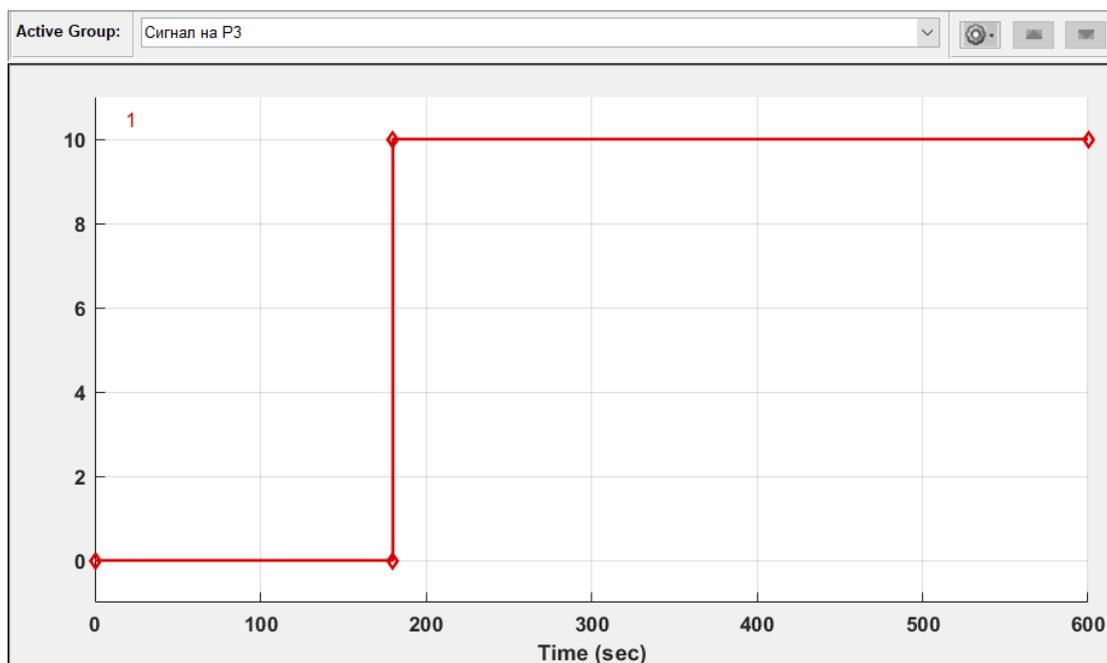


Рисунок 2.48 – Сигнал для распределителя P3 при втягивании гидроцилиндра

Распределитель P4 переключается из левого положения в правое на 10 с и обратно на 70 с, как на рисунке 2.49.

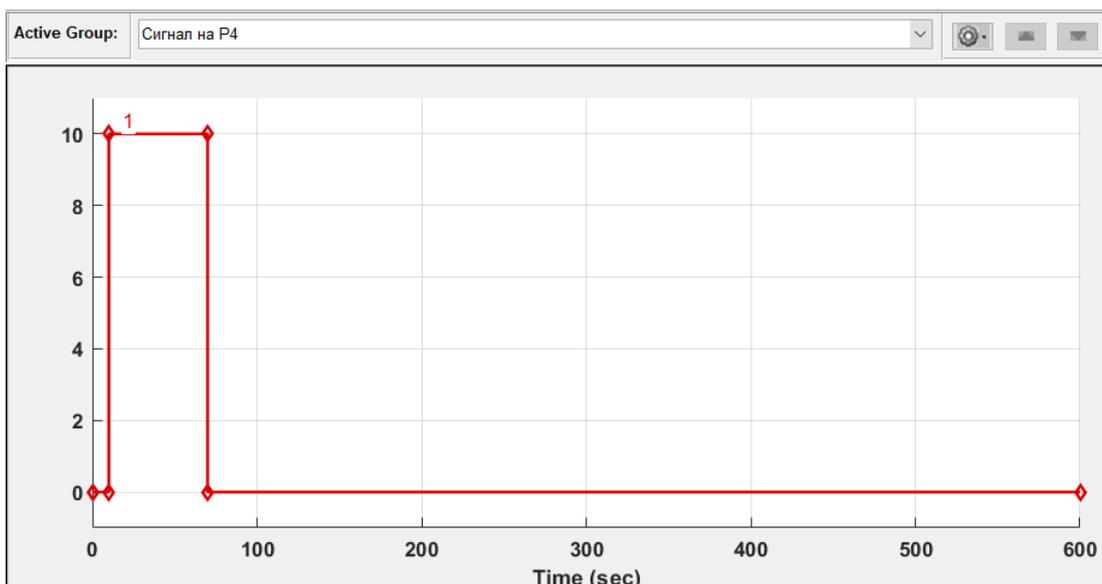


Рисунок 2.49 – Сигнал для распределителя Р4 при втягивании гидроцилиндра

Сигнал, подаваемый на регуляторы расхода РП1 – РП3 не меняется и задаётся в соответствии с рисунком 2.36.

2.6 Результаты симуляции модели втягивания штока гидроцилиндра

Графики скорости и перемещения штока гидроцилиндра при заданной нагрузке равной 700 кН представлены на рисунках 2.50 и 2.51 соответственно.

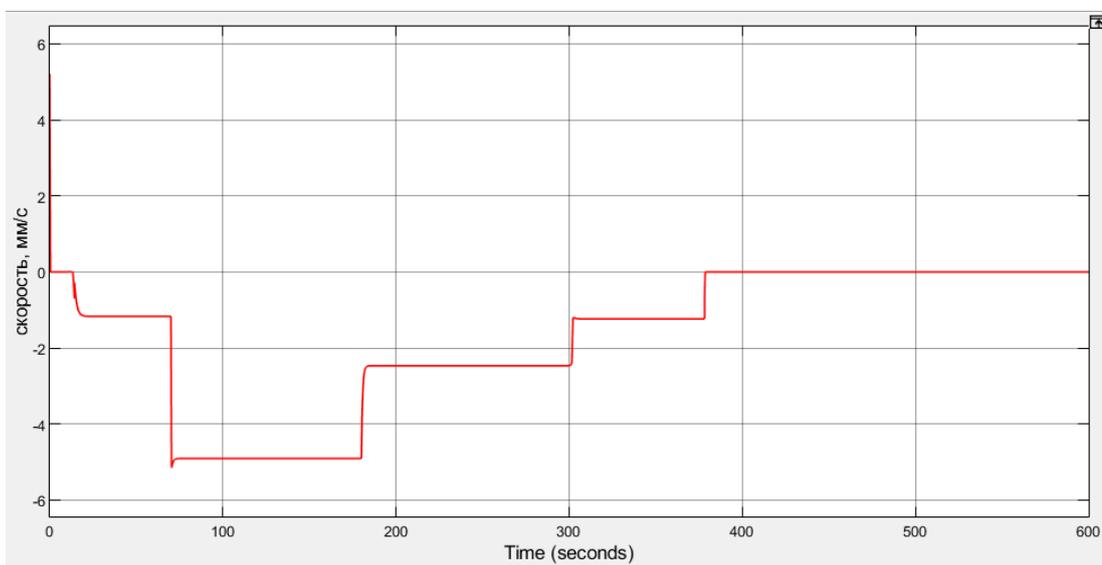


Рисунок 2.50 – График скорости втягивания штока гидроцилиндра

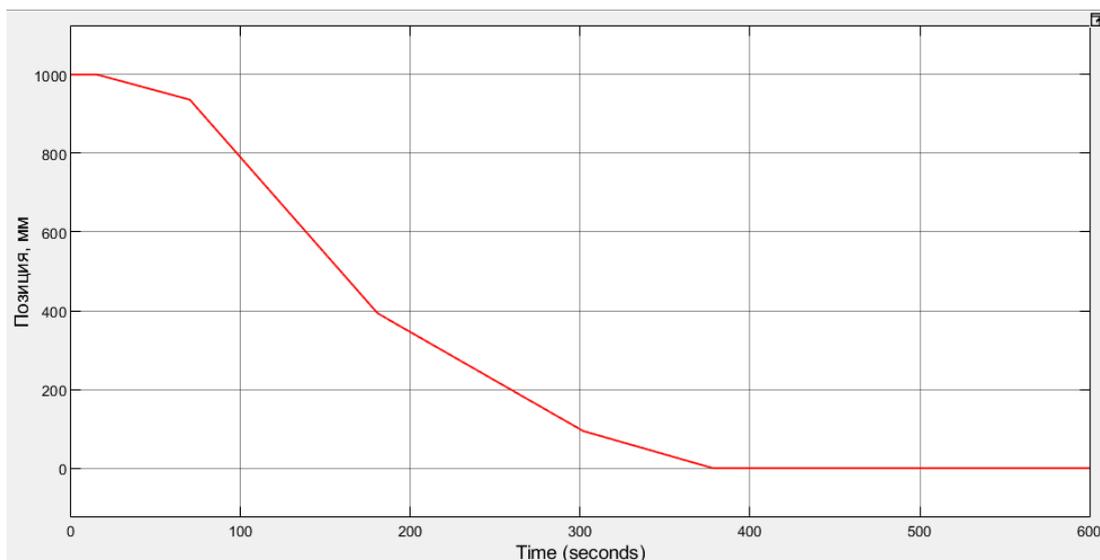


Рисунок 2.51 – График перемещения штока при втягивании гидроцилиндра

Согласно заданным для работы электродвигателей и распределителей сигналам начиная с 10 секунды происходит втягивание штока при включённом двигателе М10 и сливе рабочей жидкости через регулятор расхода РП3 за счёт переключения распределителя Р4. На 70 секунде распределитель Р4 разобщает регулятор РП3 с питающей гидроцилиндр линией, включается двигатель М9 и открывается слив через регуляторы РП1 и РП2, что увеличивает скорость опускания штока. На 180 секунде отключается двигателя М9, а распределитель Р3 открывает дополнительный путь для слива рабочей жидкости через дроссельную шайбу ДР3. На 300 секунде распределитель Р1 переключается в нейтральное положение, закрывая гидрозамок ЗМ1, из-за чего перекрывается слив через регуляторы РП1 и РП2.

На основе полученных графиков можно сделать вывод о работоспособности модели гидросхемы для операции втягивания гидроцилиндра, так как соблюдается зависимость изменения скорости движения штока от изменения состояний двигателей и распределителей.

3 МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ ТЕЛЕСКОПИЧЕСКОГО ГИДРОЦИЛИНДРА

3.1 Гидравлический расчёт ТУА

Для проверки адекватности модели необходимо сверить результирующие скорости выдвижения гидроцилиндра с действительными их значениями. Для этого будет произведён гидравлический расчёт ТУА.

В таблице 3.1 представлены основные геометрические характеристики телескопического гидроцилиндра ТУА, необходимые для дальнейшего расчёта.

Таблица 3.1 – Рабочие параметры гидроцилиндра ТУА

Наименование параметра	Поршневая полость				Штоковая полость	
	Цилиндр		Шток			
	Обозначение параметра					
Рабочий диаметр поршня, мм	$d_{\text{п}}$	500,0	d_1	440,0	–	–
Рабочий диаметр штока, мм	–	–	–	–	$d_{\text{ш}}$	240,0
Рабочая площадь, см ²	F_1	1963,5	$F_{\text{п}}$	1520,0	$F_{\text{ш}}$	1068,0
Ход штока, мм	$\Delta l_{\text{п}}$	2648,0	Δl_1	2672,0	–	–
Минимальная длина гидроцилиндра, мм	$L_{\text{мин}}$	3780,0				
Максимальная длина гидроцилиндра, мм	$L_{\text{макс}}$	9100,0				

3.1.1 Гидравлическое сопротивление гидроаппаратуры

Потери давления на местных сопротивлениях рассчитываются по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta P = \xi \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2}, \quad (3.1)$$

где ΔP – перепад давления на дросселе;
 ξ – коэффициент местного сопротивления;
 ρ – плотность рабочей жидкости;
 v – средняя скорость течения жидкости.

Расписывая плотность, как отношение удельного веса рабочей жидкости к ускорению свободного падения и скорость потока, как отношение расхода жидкости к площади проходного сечения, получим:

$$\Delta P = \xi \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{Q^2}{2 \cdot f^2}, \quad (3.2)$$

где γ – удельный вес рабочей жидкости;
 g – ускорение свободного падения;
 f – площадь проходного сечения.

Примем:

$$R = \xi \cdot \frac{\gamma}{2 \cdot f^2 \cdot g}, \quad (3.3)$$

где R – коэффициент гидравлических потерь давления, кгс·с²/см⁸.

Для аппаратуры, у которой гидравлическое сопротивление при конкретном расходе известно, рассчитаем коэффициент гидравлических потерь. Подставляя формулу (3.3) в (3.2), имеем:

$$R = \frac{\Delta P}{Q^2}. \quad (3.4)$$

Рассчитанные значения коэффициентов гидравлических потерь для аппаратуры сведены в таблицу 3.2.

Таблица 3.2 – Характеристики гидроаппаратуры

Наименование	$\Delta P_{га}$, кгс/см ²	Q, см ³ /с	R _{га} , кгс·с ² /см ⁸
Вентиль	2,00	333,3	1,800·10 ⁻⁶
Фильтр гидравлический	1,80	1333,3	1,013·10 ⁻⁶
Клапан обратный	1,00	666,7	2,250·10 ⁻⁶
Замок гидравлический	1,50	741,6	2,727·10 ⁻⁶
Дроссель (откр.)	1,00	666,7	2,250·10 ⁻⁶
Регулятор потока	40,00	2166,0	8,536·10 ⁻⁶

Для гидроаппаратуры, характеристики которой неизвестны, рассчитаем коэффициент гидравлических потерь исходя из площади проходного сечения по формуле (3.3).

Коэффициент местного сопротивления в формуле (3.3) также можно представить как:

$$\xi = \frac{1}{\mu^2}, \quad (3.5)$$

где μ – коэффициент расхода.

Для дросселей коэффициент расхода принимается равным 0,62.

Ускорение свободного падения принимается равным 981 см/с².

Удельный вес рабочей жидкости равен 0,00085 кгс/см³

Для распределителей коэффициент местного сопротивления принимается равным 3.

Рассчитанные значения коэффициентов гидравлических потерь для дроссельных шайб, односторонних дросселей и распределителей сведены в таблицу 3.3.

Таблица 3.3 – Коэффициенты гидравлических потерь аппаратуры в зависимости от их площади проходного сечения

Наименование	$f, \text{ см}^2$	$R_{га}, \text{ кгс}\cdot\text{с}^2/\text{см}^8$
Распределитель	1,53938	$0,549\cdot 10^{-6}$
ДРО1 (закр.)	0,03800	$7,805\cdot 10^{-4}$
ДРО2 (закр.)	0,15900	$0,446\cdot 10^{-4}$
Шайба ДР1	0,00196	0,293
Шайба ДР2	0,17400	$0,372\cdot 10^{-4}$
Шайба ДР3	0,05700	$3,469\cdot 10^{-4}$

3.1.2 Расчёт подъёма стрелы на угол от 0° до 42° :

Расчётная схема для данного случая представлена на рисунке 3.1.

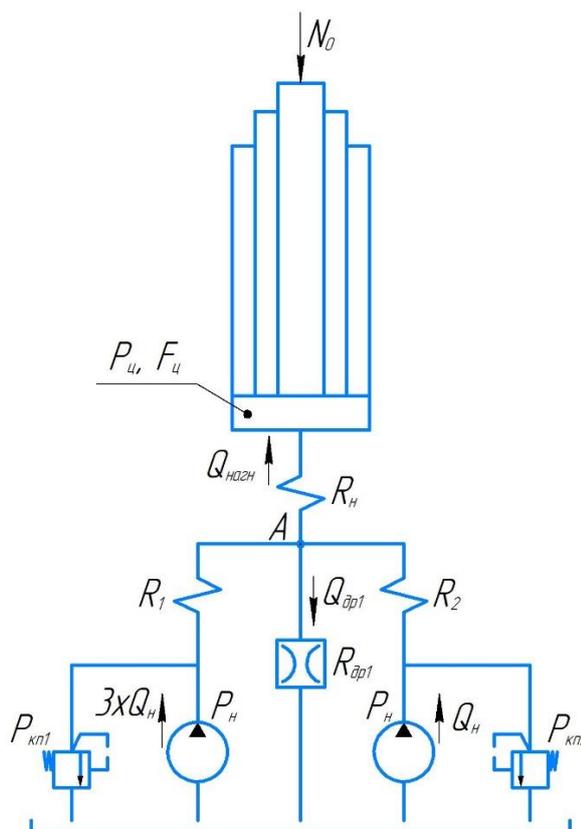


Рисунок 3.1 – Расчётная схема, соответствующая режиму подъёма стрелы на угол от 0° до 42°

Согласно расчётной схеме на рисунке 3.1, уравнение равновесия имеет вид:

$$P_u \cdot F_u = N_0, \quad (3.6)$$

где $N_0 = 412637$ – максимальное усилие, действующее на гидроцилиндр, кгс.

Из выражения (3.6) давление в поршневой полости:

$$P_u = \frac{N_0}{F_u} = \frac{412637}{1963,5} = 210,2 \text{ кгс} / \text{см}^2. \quad (3.7)$$

Допустим, что вся подача от четырёх насосов потребляется гидроцилиндром. Тогда значение подачи в нагнетательной линии:

$$Q_{нагн} = 4 \cdot Q_n - Q_{др1} = 2666,7 - 27 = 2639,7 \text{ см}^3 / \text{с}, \quad (3.8)$$

где $Q_n = 666,7$ – подача насоса, см³/с;

$Q_{др1} = 27$ – расход через дроссельную шайбу ДР1, см³/с.

Давление в точке А рассчитывается по формуле:

$$P_A = P_u + Q_{нагн}^2 \cdot R_n, \quad (3.9)$$

где R_n – коэффициент гидравлических потерь в линии нагнетания, кгс·с²/см⁸.

Значение коэффициента гидравлических потерь в линии нагнетания:

$$\begin{aligned} R_n &= R_{распр} + R_{дрол(o)} + R_{зм} = 5,485 \cdot 10^{-6} + 2,250 \cdot 10^{-6} + 2,727 \cdot 10^{-6} = \\ &= 5,526 \cdot 10^{-6} \text{ кгс} \cdot \text{с}^2 / \text{см}^8. \end{aligned} \quad (3.10)$$

Тогда значение давления в точке А:

$$P_A = P_{ц} + Q_{нагн}^2 \cdot R_n = 210,2 + 2639,7^2 \cdot 5,526 \cdot 10^{-6} = 248,7 \text{ кгс} / \text{см}^2. \quad (3.11)$$

Полученное значение превышает давление настройки предохранительного клапана четвёртого насоса $P_{пр.кл.2} = 220 \text{ кгс} / \text{см}^2$. Из этого следует, что принятое допущение неверно и подача в линию нагнетания осуществляется тремя насосами, так как обратный клапан КО7 разобщает насос НА4 и распределители Р5 и Р6.

Значение давления в точке А, необходимое для открытия обратного клапана и подачи всего расхода в гидроцилиндр рассчитывается по формуле:

$$P_A = P_{пр.кл.2} - Q_n^2 \cdot R_2 = 220 - 666,7^2 \cdot 5,513 \cdot 10^{-6} = 217,5 \text{ кгс} / \text{см}^2. \quad (3.12)$$

Коэффициент гидравлических потерь в линии от насоса до точки А рассчитывается по формуле:

$$R_2 = R_{фz} + 2 \cdot R_{ок} = 1,013 \cdot 10^{-6} + 2 \cdot 2,250 \cdot 10^{-6} = 5,513 \cdot 10^{-6} \text{ кгс} \cdot \text{с}^2 / \text{см}^8. \quad (3.13)$$

Давление в поршневой полости гидроцилиндра в рассмотренном случае:

$$P_{ц4} = P_A - Q_{нагн}^2 \cdot R_n = 217,1 - 2639,7^2 \cdot 5,526 \cdot 10^{-6} = 179 \text{ кгс} / \text{см}^2. \quad (3.14)$$

Значение нагрузки в рассмотренном случае рассчитывается по формуле:

$$N_{0-42} = P_{ц4} \cdot F_n = 179 \cdot 1963,5 = 351466 \text{ кгс}. \quad (3.15)$$

Полученное значение нагрузки соответствует углу наклона стрелы от 8° до 9° . Из чего следует, что при подъёме стрелы на угол от 0° до 8° подача в линию нагнетания осуществляется тремя насосами, а насос НА4 разобщён с магистралью распределителей Р5 и Р6 клапаном КО7. При достижении стрелой угла в диапазоне от 8° до 9° значение давления в линии нагнетания снижается и клапан КО7 открывается. В результате вся подача от четырёх насосов поступает в гидроцилиндр.

Подача в поршневую полость гидроцилиндра от трёх насосов:

$$Q_{нагн1} = 3 \cdot Q_n - Q_{др1} = 2000 - 27 = 1973 \text{ см}^3 / \text{с}. \quad (3.16)$$

Скорость выдвижения штока при подъёме на угол от 0° до 9° :

$$V_{ш1}^{0-9} = \frac{Q_{нагн1}}{F_{ц}} = \frac{1973}{1963,5} \cong 1 \text{ см} / \text{с}. \quad (3.17)$$

Время выдвижения штока при подъёме стрелы от 0° до 9° :

$$\tau_{ш1}^{0-9} = \frac{\Delta l_{ш1}}{V_{ш1}^{0-9}} = \frac{48,4}{1} = 48,4 \text{ с}, \quad (3.18)$$

где $\Delta l_{ш1} = 484$ – ход штока при подъёме стрелы на угол от 0° до 9° , мм.

Скорость выдвижения штока при подъёме стрелы на угол от 9° до 42° :

$$V_{ш1}^{9-42} = \frac{Q_{нагн}}{F_{ц}} = \frac{2639,7}{1963,5} = 1,34 \text{ см} / \text{с}. \quad (3.19)$$

Время выдвижения штока при подъёме стрелы от 9° до 42° :

$$\tau_{u1}^{9-42} = \frac{\Delta l_{u1}}{V_{u1}^{9-42}} = \frac{207,9}{1,34} = 155,1 \text{ с}, \quad (3.20)$$

где $\Delta l_{u1} = 2079$ – ход штока при подъёме стрелы на угол от 9° до 42° , мм.

Суммарное время выдвижения штока при подъёме стрелы на угол от 0° до 42° :

$$\tau_{\Sigma}^{0-42} = \tau_{u1}^{0-9} + \tau_{u1}^{9-42} = 48,4 + 155,1 = 203,5 \text{ с}. \quad (3.21)$$

3.1.3 Расчёт подъёма стрелы на угол от 42° до 88° :

Расчётная схема для данного случая представлена на рисунке 3.2.

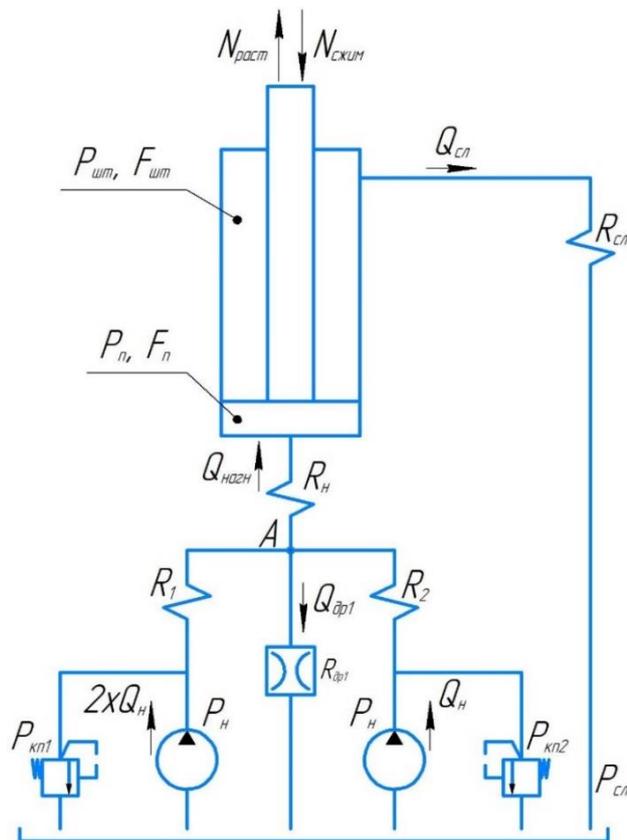


Рисунок 3.2 – Расчётная схема, соответствующая режиму подъёма стрелы на угол от 42° до 88°

При подъёме стрелы на угол от 42° до 88° происходит изменение нагрузки, действующей на шток гидроцилиндра, от сжимающей на участке от 42° до 78° до растягивающей на участке от 78° до 88° .

Рассмотрим режим подъёма стрелы при действии сжимающей нагрузки.

Согласно расчётной схеме на рисунке 3.2, уравнение равновесия имеет вид:

$$P_n \cdot F_n = N_{сж} + P_{шт} \cdot F_{шт}, \quad (3.22)$$

где $N_{сж} = 182180$ – сжимающая нагрузка, действующая на гидроцилиндр, кгс.

Допустим, что система работает без закрытия обратного клапан и вся подача от трёх насосов поступает в поршневую полость гидроцилиндра. Тогда расход в нагнетательной линии рассчитывается по формуле:

$$Q_{нагн} = 3 \cdot Q_n - Q_{оп1} = 666,7 \cdot 3 - 27 = 1973 \text{ см}^3 / \text{с}. \quad (3.23)$$

Из уравнения неразрывности, расход в линии слива рассчитывается по формуле:

$$Q_{сл} = \frac{Q_{нагн} \cdot F_{шт}}{F_n} = \frac{1973 \cdot 1068}{1520} = 1386,3 \text{ см}^3 / \text{с}. \quad (3.24)$$

Значение давления в штоковой полости:

$$P_{шт} = P_{сл} + Q_{сл}^2 \cdot R_{сл} = 5 + 1386,3^2 \cdot 0,5162 \cdot 10^{-4} = 104,2 \text{ кгс} / \text{см}^2, \quad (3.25)$$

где $P_{сл} = 5$ – давление линии слива, кгс/см².

Коэффициент гидравлических потерь в линии слива рассчитывается по формуле:

$$R_{cl} = R_{доп2(з)} + 2 \cdot R_{зм} + R_{распр} + R_{фz} = 0,446 \cdot 10^{-4} + 2 \cdot 2,727 \cdot 10^{-6} + 5,485 \cdot 10^{-7} + 1,013 \cdot 10^{-6} = 0,5162 \cdot 10^{-4} \text{ кгс} \cdot \text{с}^2 / \text{см}^8. \quad (3.26)$$

Из уравнения равновесия (3.22) давление в поршневой полости:

$$P_n = \frac{N_{сж} + P_{шт} \cdot F_{шт}}{F_n} = \frac{182180 + 104,2 \cdot 1068}{1520} = 193,1 \text{ кгс} / \text{см}^2. \quad (3.27)$$

Давление в точке А:

$$P_A = P_n + Q_{нагн}^2 \cdot R_n = 193,9 + 1973^2 \cdot 5,526 \cdot 10^{-6} = 214,6 \text{ кгс} / \text{см}^2. \quad (3.28)$$

Полученное значение давления меньше того, при котором закрывается обратный клапан. Из чего следует, что работа системы происходит при подаче рабочей жидкости в линию нагнетания от трёх насосов и без перекрытия обратного клапана.

Скорость выдвигания штока в рассмотренном режиме:

$$V_{шт2}^{42-78} = \frac{Q_{нагн}}{F_1} = \frac{1973}{1520} = 1,3 \text{ см} / \text{с}. \quad (3.29)$$

Время выдвигания штока на участке от 42° до 78°:

$$\tau_{шт2}^{42-78} = \frac{\Delta l_{шт2}}{V_{шт2}^{42-78}} = \frac{209,3}{1,3} = 161 \text{ с}, \quad (3.30)$$

где $\Delta l_{шт2} = 2093$ – ход штока при подъёме стрелы на угол от 42° до 78°, мм.

Рассмотрим режим подъёма стрелы при действии растягивающей нагрузки.

Согласно расчётной схеме на рисунке 3.2, уравнение равновесия в данном случае имеет вид:

$$P_n \cdot F_n + N_{расм} = P_{ум} \cdot F_{ум}, \quad (3.31)$$

где $N_{расм} = 84711$ – растягивающая нагрузка, действующая на гидроцилиндр, кгс.

Система работает на потреблении от трёх насосов без перекрытия обратного клапана, следовательно, значение расхода в линии нагнетания соответствует рассчитанному в формуле (3.23). Тогда значение расхода в линии слива аналогично рассчитанному в формуле (3.24), а значение давления в штоковой полости – в формуле (3.25).

Из уравнения равновесия (3.31) давление в поршневой полости:

$$P_n = \frac{P_{ум} \cdot F_{ум} - N_{расм}}{F_n} = \frac{105,4 \cdot 1068 - 84711}{1520} = 17,5 \text{ кгс} / \text{см}^2. \quad (3.32)$$

Давление в точке А:

$$P_A = P_n + Q_{нагн}^2 \cdot R_n = 17,5 + 1973^2 \cdot 5,526 \cdot 10^{-6} = 39 \text{ кгс} / \text{см}^2. \quad (3.33)$$

Скорость выдвижения штока в рассмотренном режиме:

$$V_{ш2}^{78-88} = \frac{Q_{нагн}}{F_1} = \frac{1973}{1520} = 1,3 \text{ см} / \text{с}. \quad (3.34)$$

Время выдвижения штока на участке от 78° до 88°:

$$\tau_{u2}^{78-88} = \frac{\Delta l_{u2}}{V_{u2}^{78-88}} = \frac{48}{1,3} = 36,9 \text{ с}, \quad (3.35)$$

где $\Delta l_{u2} = 480$ – ход штока при подъёме стрелы на угол от 78° до 88° , мм.

Суммарное время выдвигания штока при подъёме стрелы на угол от 42° до 88° :

$$\tau_{\Sigma}^{42-88} = \tau_{u2}^{42-78} + \tau_{u2}^{78-88} = 161 + 36,9 = 197,9 \text{ с}. \quad (3.36)$$

3.1.4 Расчёт подъёма стрелы на угол от 88° до $91,5^\circ$:

Расчётная схема для данного случая представлена на рисунке 3.3.

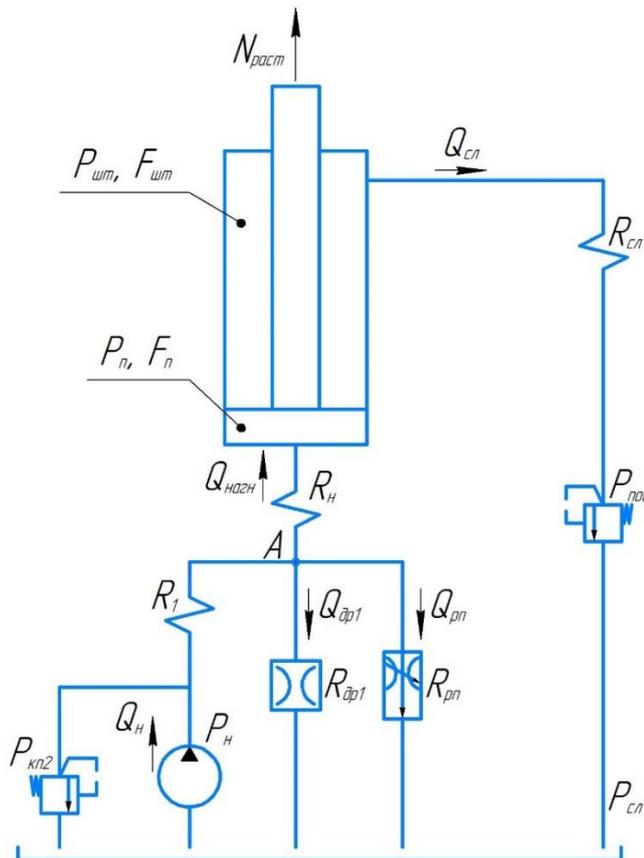


Рисунок 3.3 – Расчётная схема, соответствующая режиму подъёма стрелы на угол от 88° до $91,5^\circ$

Согласно расчётной схеме на рисунке 3.3, уравнение равновесия в данном случае имеет вид:

$$P_n \cdot F_n + N_{расч} = P_{шт} \cdot F_{шт}. \quad (3.37)$$

На этом этапе часть рабочей жидкости от насоса сливается через регулятор расхода РПЗ, настроенный на ограничение расхода до 30 л/мин (500 см³/с).

Уравнение расходов имеет вид:

$$Q_{нагн} = Q_n - Q_{др1} - Q_{рп} = 666,7 - 27 - 500 = 139,7 \text{ см}^3 / \text{с}. \quad (3.38)$$

Из уравнения неразрывности, расход в линии слива рассчитывается по формуле:

$$Q_{сл} = \frac{Q_{нагн} \cdot F_{шт}}{F_n} = \frac{139,7 \cdot 1068}{1520} = 98,2 \text{ см}^3 / \text{с}. \quad (3.39)$$

Значение давления в штоковой полости:

$$P_{шт} = P_{под.кл} + Q_{сл}^2 \cdot R_{сл} = 220 + 98,2^2 \cdot 0,446 \cdot 10^{-4} = 220,4 \text{ кгс} / \text{см}^2, \quad (3.40)$$

где $P_{под.кл} = 220$ – давление настройки подпорного клапана КП5, кгс/см²;

$R_{сл} = R_{др02(з)} = 0,446 \cdot 1^{-4}$ – коэффициент гидравлических потерь в линии слива, кгс·с²/см⁸.

Из уравнения равновесия (3.37) давление в поршневой полости при угле наклона стрелы равном 91,5°:

$$P_n = \frac{P_{шт} \cdot F_{шт} - N_{расч}}{F_n} = \frac{226,1 \cdot 1068 - 95282}{1520} = 92,2 \text{ кгс} / \text{см}^2, \quad (3.41)$$

где $N_{расм} = 95282$ – растягивающая нагрузка, действующая на гидроцилиндр при угле наклона стрелы равном $91,5^\circ$, кгс.

А при угле наклона стрелы равном 88° :

$$P_n = \frac{P_{шт} \cdot F_{шт} - N_{расм}}{F_n} = \frac{220,4 \cdot 1068 - 84711}{1520} = 99,1 \text{ кгс} / \text{см}^2, \quad (3.42)$$

где $N_{расм} = 84711$ – растягивающая нагрузка, действующая на гидроцилиндр при угле наклона стрелы равном 88° , кгс.

Давление в точке А при угле наклона стрелы равном $91,5^\circ$:

$$P_A = P_n + Q_{нагн}^2 \cdot R_n = 92,2 + 139,7 \cdot 5,526 \cdot 10^{-6} = 103 \text{ кгс} / \text{см}^2. \quad (3.43)$$

Давление в точке А при угле наклона стрелы равном 88° :

$$P_A = P_n + Q_{нагн}^2 \cdot R_n = 103,1 + 139,7 \cdot 0,0107 = 109,9 \text{ кгс} / \text{см}^2. \quad (3.44)$$

Скорость выдвижения штока в рассмотренном режиме:

$$V_{шт}^{88-91,5} = \frac{Q_{нагн}}{F_n} = \frac{139,7}{1520} = 0,09 \text{ см} / \text{с}. \quad (3.45)$$

Время выдвижения штока гидроцилиндра на участке от 88° до $91,5^\circ$:

$$\tau_{шт}^{88-91,5} = \frac{\Delta l_{шт}}{V_{шт}^{88-91,5}} = \frac{15,5}{0,09} = 172 \text{ с}, \quad (3.46)$$

где $\Delta l_{шт} = 155$ – ход штока при подъёме стрелы на угол от 88° до $91,5^\circ$, мм.

3.1.5 Расчёт опускания стрелы на угол от $91,5^\circ$ до 88° :

Расчётная схема для данного случая представлена на рисунке 3.4.

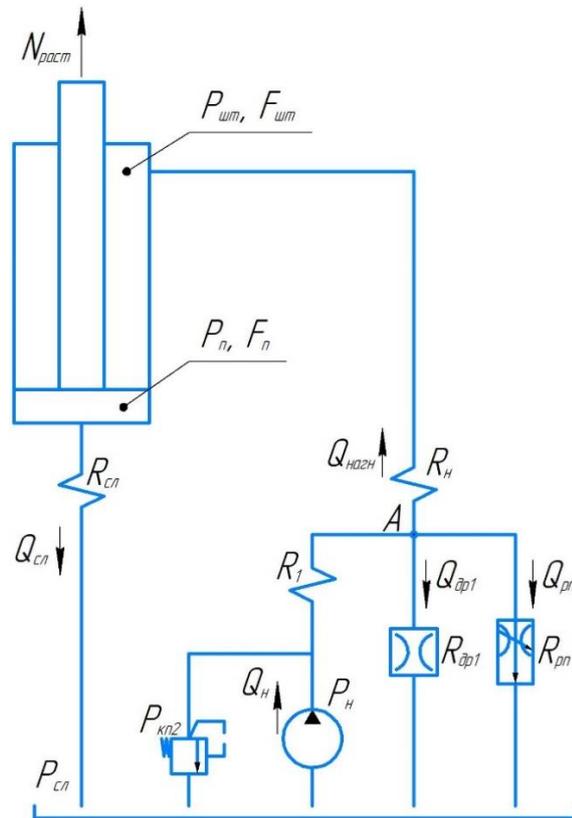


Рисунок 3.4 – Расчётная схема, соответствующая режиму опускания стрелы на угол от $91,5^\circ$ до 88°

Согласно расчётной схеме на рисунке 3.4, уравнение равновесия в данном случае имеет вид:

$$P_n \cdot F_n + N_{расст} = P_{шт} \cdot F_{шт}. \quad (3.47)$$

На этом этапе часть рабочей жидкости от насоса сливается через регулятор расхода РПЗ, настроенный на ограничение расхода до 30 л/мин ($500 \text{ см}^3/\text{с}$).

Уравнение расходов имеет вид:

$$Q_{нагн} = Q_n - Q_{дп1} - Q_{дп2} = 666,7 - 27 - 500 = 139,7 \text{ см}^3 / \text{с}. \quad (3.48)$$

Из уравнения неразрывности, расход в линии слива рассчитывается по формуле:

$$Q_{сл} = \frac{Q_{нагн} \cdot F_n}{F_{ум}} = \frac{139,7 \cdot 1520}{1068} = 198,8 \text{ см}^3 / \text{с}. \quad (3.49)$$

Значение давления в поршневой полости:

$$P_n = P_{сл} + Q_{сл}^2 \cdot R_{сл} = 5 + 198,8^2 \cdot 7,848 \cdot 10^{-4} = 36 \text{ кгс} / \text{см}^2. \quad (3.50)$$

Коэффициент гидравлических потерь в линии слива рассчитывается по формуле:

$$R_{сл} = R_{дрол(з)} + R_{распр} + R_{зм} + R_{фз} = 7,805 \cdot 10^{-4} + 5,485 \cdot 10^{-7} + 2,727 \cdot 10^{-6} + 1,013 \cdot 10^{-6} = 7,848 \cdot 10^{-4} \text{ кгс} \cdot \text{с}^2 / \text{см}^8. \quad (3.51)$$

Из уравнения равновесия (3.47) давление в штоковой полости при угле наклона стрелы равном $91,5^\circ$:

$$P_{ум} = \frac{P_n \cdot F_n + N_{расм}}{F_{ум}} = \frac{36 \cdot 1520 + 95282}{1068} = 140,5 \text{ кгс} / \text{см}^2, \quad (3.52)$$

где $N_{расм} = 95282$ – растягивающая нагрузка, действующая на гидроцилиндр при угле наклона стрелы равном $91,5^\circ$, кгс.

А при угле наклона стрелы равном 88° :

$$P_{ум} = \frac{P_n \cdot F_n + N_{расм}}{F_{ум}} = \frac{36 \cdot 1520 + 84711}{1068} = 130,6 \text{ кгс} / \text{см}^2, \quad (3.53)$$

где $N_{расст} = 84711$ – растягивающая нагрузка, действующая на гидроцилиндр при угле наклона стрелы равном 88° , кгс.

Давление в точке А при угле наклона стрелы равном $91,5^\circ$:

$$P_A = P_{шт} + Q_{нагн}^2 \cdot R_n = 140,5 + 198,8^2 \cdot 8,253 \cdot 10^{-6} = 140,8 \text{ кгс} / \text{см}^2. \quad (3.54)$$

Коэффициент гидравлических потерь в линии нагнетания рассчитывается по формуле:

$$R_n = R_{оро2(o)} + R_{распр} + 2 \cdot R_{зм} = 2,250 \cdot 10^{-6} + 5,485 \cdot 10^{-7} + 2 \cdot 2,727 \cdot 10^{-6} = 8,253 \cdot 10^{-6} \text{ кгс} \cdot \text{с}^2 / \text{см}^8. \quad (3.55)$$

Давление в точке А при угле наклона стрелы равном 88° :

$$P_A = P_{шт} + Q_{нагн}^2 \cdot R_n = 130,6 + 139,7^2 \cdot 8,253 \cdot 10^{-6} = 130,8 \text{ кгс} / \text{см}^2. \quad (3.56)$$

Скорость втягивания штока в рассмотренном режиме:

$$V_{шт}^{91,5-88} = \frac{Q_{нагн}}{F_n} = \frac{139,7}{1068} = 0,13 \text{ см} / \text{с}. \quad (3.57)$$

Время втягивания штока гидроцилиндра на участке от $91,5^\circ$ до 88° :

$$\tau_{шт}^{91,5-88} = \frac{\Delta l_{шт}}{V_{шт}^{91,5-88}} = \frac{15,5}{0,13} = 119 \text{ с}, \quad (3.58)$$

где $\Delta l_{шт} = 155$ – ход штока при опускании стрелы на угол от $91,5^\circ$ до 88° , мм.

3.1.6 Расчёт опускания стрелы на угол от 88° до 42° :

Расчётная схема для данного случая представлена на рисунке 3.5.

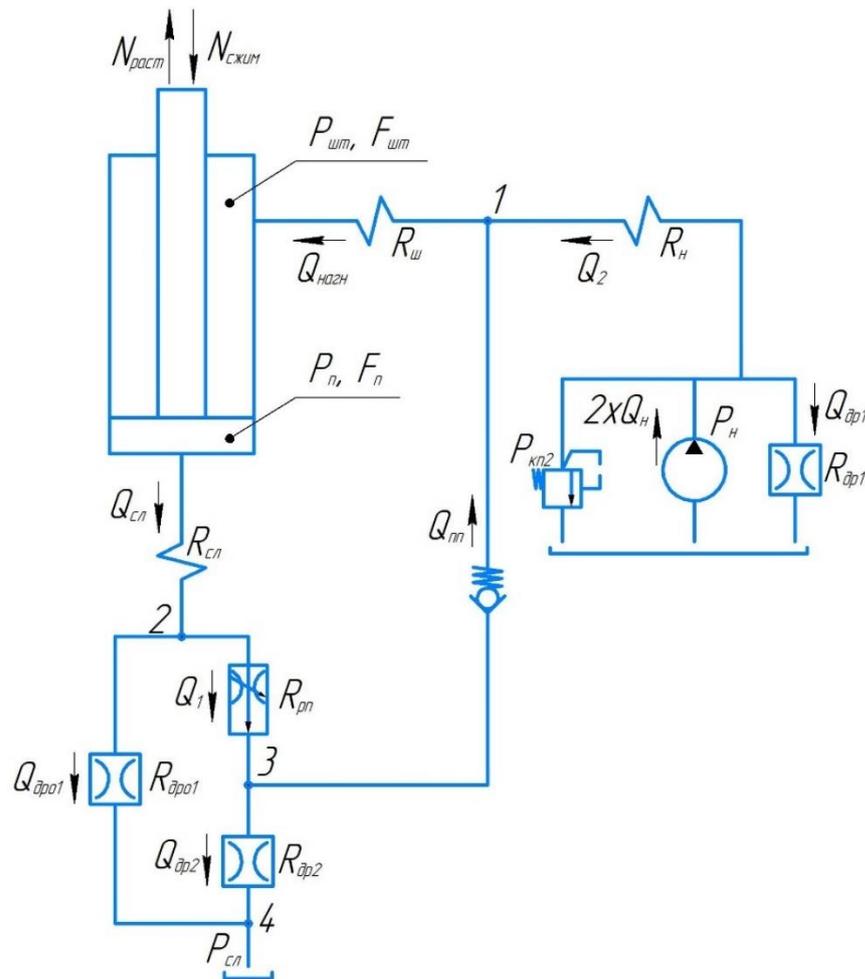


Рисунок 3.5 – Расчётная схема, соответствующая режиму опускания стрелы на угол от 88° до 42°

В данном случае в зависимости от величины внешней нагрузки, работа гидросистемы характеризуется следующими режимами:

- отсутствие подпитки штоковой полости рабочей жидкостью из линии слива через обратный клапан;
- начинает происходить подпитка штоковой полости рабочей жидкостью из линии слива, при этом регулятор потока на линии слива работает как дроссель и не ограничивает расход жидкости;
- происходит подпитка штоковой полости рабочей жидкостью из линии слива, при этом регулятор потока ограничивает расход.

Рассмотрим режим отсутствия подпитки штоковой полости рабочей жидкостью из линии слива через обратный клапан ($Q_{nn} = 0 \text{ см}^3 / \text{с}$).

Уравнение неразрывности имеет вид:

$$Q_{сл} = \frac{Q_{нагн} \cdot F_n}{F_{шт}}. \quad (3.59)$$

Уравнение расходов:

$$Q_{дрo1} = Q_{сл} - Q_1. \quad (3.60)$$

Согласно расчётной схеме на рисунке 3.5, при условии выполнения $Q_{nn} = 0 \text{ см}^3 / \text{с}$, выполняются условия $Q_1 = Q_{дрo2}$, $Q_{нагн} = Q_2$.

Давление в точке 2:

$$P_2 = P_{сл} + Q_{дрo1}^2 \cdot R_{дрo1} = P_{сл} + Q_1^2 \cdot (R_{рн} + R_{др2}). \quad (3.61)$$

Преобразуя и решая уравнения (3.60) и (3.61), получаем выражение для расхода через регулятор потока:

$$Q_1 = 0,805 \cdot Q_{сл}. \quad (3.62)$$

Допустим, что система работает без закрытия обратного клапана и вся подача от двух насосов поступает в нагнетательную линию:

$$Q_{нагн} = 2 \cdot Q_n - Q_{др1} = 2 \cdot 666,7 - 27 = 1306,4 \text{ см}^3 / \text{с}. \quad (3.63)$$

Расход из поршневой полости гидроцилиндра:

$$Q_{cl} = \frac{Q_{нагн} \cdot F_n}{F_{ум}} = \frac{1306,4 \cdot 1520}{1068} = 1859,3 \text{ см}^3 / \text{с}. \quad (3.64)$$

Расход через регулятор потока:

$$Q_1 = 0,805 \cdot Q_{cl} = 0,805 \cdot 1859,3 = 1486,7 \text{ см}^3 / \text{с}. \quad (3.65)$$

Давление в поршневой полости гидроцилиндра:

$$P_n = P_{cl} + Q_{cl}^2 \cdot R_{cl} + Q_1^2 \cdot (R_{pn} + R_{op2}) = 5 + 1859,3^2 \cdot 2,727 \cdot 10^{-6} + (8,536 \cdot 10^{-6} + 0,372 \cdot 10^{-4}) \cdot 1486,7^2 = 115,5 \text{ кгс} / \text{см}^2. \quad (3.66)$$

Давление в штоковой полости из уравнения равновесия:

$$P_{ум} = \frac{P_n \cdot F_n + N_{расм}}{F_{ум}} = \frac{115,5 \cdot 1520 + 84711}{1068} = 243,7 \text{ кгс} / \text{см}^2, \quad (3.67)$$

где $N_{расм} = 84711$ – растягивающая нагрузка, действующая на гидроцилиндр при угле наклона стрелы равном 88° , кгс.

Коэффициент гидравлических потерь в линии нагнетания до точки 2:

$$R_n = R_{фz} + 2 \cdot R_{ок} + R_{распр} = 1,013 \cdot 10^{-6} + 2 \cdot 2,250 \cdot 10^{-6} + 5,485 \cdot 10^{-7} = 6,062 \cdot 10^{-6} \text{ кгс} \cdot \text{с}^2 / \text{см}^8. \quad (3.68)$$

Коэффициент гидравлических потерь в линии нагнетания после точки 2:

$$R_{ум} = R_{дрo2(o)} + 2 \cdot R_{зм} = 2,250 \cdot 10^{-6} + 2 \cdot 2,727 \cdot 10^{-6} = 7,704 \cdot 10^{-6} \text{ кгс} \cdot \text{с}^2 / \text{см}^8. \quad (3.69)$$

Давление на выходе из насоса:

$$P_n = P_{шт} + Q_{нагн}^2 \cdot (R_n + R_{ш}) = 236,4 + 1306,4^2 \cdot (6,062 \cdot 10^{-6} + 7,04 \cdot 10^{-6}) = 267,2 \text{ кгс / см}^2. \quad (3.70)$$

Давление на выходе из насосной линии больше значения давления настройки предохранительного клапана, следовательно, допущение не верно. Так как при закрытии обратного клапана, давление в линии нагнетания не превышает 220 кгс/см^2 , то работа системы происходит без перекрытия обратного клапан и при переливе рабочей жидкости через предохранительный клапан.

Принимаем давление на выходе из насоса равным давлению настройки предохранительного клапана $P_n = P_{пр.кл.2} = 220 \text{ кгс / см}^2$.

Давление в штоковой полости:

$$P_{шт} = P_n - (R_{ш} + R_n) \cdot Q_{нагн}^2. \quad (3.71)$$

Уравнение равновесия имеет вид:

$$P_n \cdot F_n + N_{расп} = P_{шт} \cdot F_{шт}. \quad (3.72)$$

Давление в поршневой полости:

$$P_n = P_{сл} + Q_{сл}^2 \cdot R_{сл} + (R_{пр} + R_{ор2}) \cdot Q_1^2. \quad (3.73)$$

Решая совместно уравнения (3.59), (3.71), (3.72) и (3.73), получим значение расхода в линии нагнетания:

$$Q_{нагн} = \sqrt{\frac{P_n - N_{расм} / F_{ум}}{\left(\frac{F_n}{F_{ум}}\right)^3 \cdot (R_{сл} + 0,805^2 \cdot (R_{pn} + R_{op2})) + R_{и} + R_n}} = 1146,3 \text{ см}^3 / \text{с}. \quad (3.74)$$

Тогда давление в штоковой полости:

$$P_{ум} = P_n - (R_{и} + R_n) \cdot Q_{нагн}^2 = 220 - (6,026 \cdot 10^{-6} + 7,704 \cdot 10^{-6}) \cdot 1146,3^2 = 201,9 \text{ кгс} / \text{см}^2. \quad (3.75)$$

Из уравнения неразрывности (3.59):

$$Q_{сл} = \frac{Q_{нагн} \cdot F_n}{F_{ум}} = \frac{1146,3 \cdot 1520}{1068} = 1631,4 \text{ см}^3 / \text{с}. \quad (3.76)$$

Давление в поршневой полости:

$$P_n = P_{сл} + Q_{сл}^2 \cdot R_{сл} + Q_1^2 \cdot (R_{pn} + R_{op2}) = 5 + 1631,4^2 \cdot 2,727 \cdot 10^{-6} + (8,536 \cdot 10^{-6} + 0,372 \cdot 10^{-4}) \cdot 1313,3^2 = 91,1 \text{ кгс} / \text{см}^2. \quad (3.77)$$

Нагрузка, после которой в линию нагнетания начинает поступать весь расход от двух насосов без перелива рабочей жидкости:

$$N_{расм} = P_{ум} \cdot F_{ум} - P_n \cdot F_n = 201,9 \cdot 1068 - 91,1 \cdot 1520 = 77157 \text{ кгс}. \quad (3.78)$$

Полученное значение нагрузки приблизительно соответствует положению стрелы на угле 87° .

Скорость втягивания штока в рассмотренном режиме:

$$V_{ш2}^{88-87} = \frac{Q_{нагн}}{F_{шт}} = \frac{1146,3}{1068} = 1,07 \text{ см / с.} \quad (3.79)$$

Время втягивания штока гидроцилиндра на участке от 88° до 87° :

$$\tau_{ш2}^{88-87} = \frac{\Delta l_{ш2}}{V_{ш2}^{88-87}} = \frac{4,5}{1,07} = 4,3 \text{ с,} \quad (3.80)$$

где $\Delta l_{ш2} = 45$ – ход штока при опускании стрелы на угол от 88° до 87° , мм.

После опускания стрелы ниже угла 87° в линию нагнетания поступает весь расход от насосов без перелива жидкости через обратный клапан.

Скорость втягивания штока на данном этапе:

$$V_{ш2}^{87} = \frac{Q_{нагн}}{F_{шт}} = \frac{1306,4}{1068} = 1,22 \text{ см / с.} \quad (3.81)$$

Рассмотрим режим, при котором начинает происходить подпитка штоковой полости рабочей жидкостью из линии слива ($P_1 = P_3$), при этом регулятор потока на линии слива работает как дроссель и не ограничивает расход жидкости ($Q_{тн} = 0 \text{ см}^3 / \text{с}$).

Расход в линии нагнетания принимается равным рассчитанному в (3.63), расход в линии слива – (3.64), а давление в поршневой полости – (3.66).

Давление в точке 1:

$$P_1 = P_{шт} + Q_{нагн}^2 \cdot R_{ш}. \quad (3.82)$$

Давление в точке 3:

$$P_3 = P_{сл} + Q_1^2 \cdot R_{дp2}. \quad (3.83)$$

Из уравнения равновесия (3.72), давление в штоковой полости:

$$P_{шт} = \frac{P_n \cdot F_n + N}{F_{шт}}. \quad (3.84)$$

Подставляя (3.82) и (3.83) в (3.84), получаем значение нагрузки, при которой открывается линия подпитки:

$$N_{сп} = F_{шт} \cdot (P_{сл} + Q_1^2 \cdot R_{др2} - Q_{нагн}^2 \cdot R_{шт}) - P_n \cdot F_n = 1068 \cdot (5 - 7,704 \cdot 10^{-6} \cdot 1306,4^2 + 0,805^2 \cdot 0,372 \cdot 10^{-4} \cdot 1859,3^2) - 115,5 \cdot 1520 = -95259 \text{ кгс}. \quad (3.85)$$

Отрицательное значение полученной нагрузки означает то, что она является сжимающей.

Полученное значение нагрузки приблизительно соответствует положению стрелы на угле 72° .

Тогда рассчитанная в (3.81) скорость втягивания штока соответствует участку опускания стрелы от 87° до 72° .

Время втягивания штока гидроцилиндра на участке от 87° до 72° :

$$\tau_{шт}^{87-72} = \frac{\Delta l_{шт}}{V_{шт}^{87}} = \frac{74,7}{1,22} = 61,2 \text{ с}, \quad (3.86)$$

где $\Delta l_{шт} = 746,7$ – ход штока при опускании стрелы на угол от 87° до 72° , мм.

Рассмотрим режим, при котором происходит подпитка штоковой полости рабочей жидкостью из линии слива ($P_1 = P_3$), при этом регулятор потока ограничивает расход ($Q_1 = 2166 \text{ см}^3 / \text{с}$).

Перепад давления между точками 2 и 4:

$$R_{\text{дрол}(з)} \cdot Q_{\text{дрол}}^2 = Q_1^2 \cdot R_{\text{pn}} + R_{\text{др2}} \cdot (Q_1 - Q_{\text{nn}})^2. \quad (3.87)$$

Уравнение расходов:

$$Q_1 + Q_{\text{дрол}} = Q_{\text{сл}} = (Q_2 + Q_{\text{nn}}) \frac{F_n}{F_{\text{ум}}}, \quad (3.88)$$

где Q_2 – расход равный рассчитанному в (3.63).

Решая совместно уравнения (3.87) и (3.88) и учитывая граничные условия, получим значение расхода в линии подпитки равное 515,8 см³/с.

Расход в линии слива:

$$Q_{\text{сл}} = (Q_2 + Q_{\text{nn}}) \frac{F_n}{F_{\text{ум}}} = (1306,4 + 515,8) \cdot \frac{1520}{1068} = 2593,4 \text{ см}^3 / \text{с}. \quad (3.89)$$

Расход через дроссель ДРО1:

$$Q_{\text{дрол}} = Q_{\text{сл}} - Q_1 = 2593,4 - 2166 = 427,4 \text{ см}^3 / \text{с}. \quad (3.90)$$

Расход через дроссель ДР2:

$$Q_{\text{др2}} = Q_1 - Q_{\text{nn}} = 2166 - 515,8 = 1650,2 \text{ см}^3 / \text{с}. \quad (3.91)$$

Давление в точках 1 и 3:

$$P_1 = P_3 = P_{\text{сл}} + Q_{\text{др2}}^2 \cdot R_{\text{др2}} = 5 + 1650,2^2 \cdot 0,372 \cdot 10^{-4} = 106,3 \text{ кгс} / \text{см}^2. \quad (3.92)$$

Давление в поршневой полости:

$$P_n = P_{cl} + Q_{cl}^2 \cdot R_{cl} + Q_{доп1}^2 \cdot R_{доп1(з)} = 2593,4^2 \cdot 2,727 \cdot 10^{-6} + 427,4^2 \cdot 7,805 \cdot 10^{-4} + 5 + 5 = 165,9 \text{ кгс} / \text{см}^2. \quad (3.93)$$

Давление в штоковой полости:

$$P_{ум} = P_1 - (Q_2 + Q_{ум})^2 \cdot R_{ум} = 176 - (1306,4 + 515,8)^2 \cdot 7,704 \cdot 10^{-6} = 80,7 \text{ кгс} / \text{см}^2. \quad (3.94)$$

Давление на выходе от насосов:

$$P_n = P_1 + Q_2^2 \cdot R_n = 106,3 + 1306,4^2 \cdot 6,062 \cdot 10^{-6} = 116,6 \text{ кгс} / \text{см}^2. \quad (3.95)$$

Значение нагрузки на шток гидроцилиндра, при которой регулятор потока начинает работать на ограничение расхода:

$$N_{pn} = P_n \cdot F_n - P_{ум} \cdot F_{ум} = 165,9 \cdot 1520 - 80,7 \cdot 1068 = 165980 \text{ кгс}. \quad (3.96)$$

Полученное значение нагрузки приблизительно соответствует положению стрелы на угле 45° .

Следовательно, при опускании стрелы ниже 45° система работает при ограничении скорости регулятором потока.

Скорость движения штока в рассмотренном режиме:

$$V_{ш2}^{72-45} = \frac{Q_{cl}}{F_n} = \frac{2593,4}{1520} = 1,71 \text{ см} / \text{с}. \quad (3.97)$$

Найдём параметры системы при достижении стрелой угла 42° .

Согласно расчётной схеме на рисунке 3.5, уравнение равновесия в данном случае имеет вид:

$$P_n \cdot F_n = N_{сж\text{им}} + P_{\text{ит}} \cdot F_{\text{ит}}, \quad (3.98)$$

где $N_{сж\text{им}} = 182180$ – сжимающая нагрузка, действующая на гидроцилиндр при угле наклона стрелы равном 42° , кгс.

Давление в поршневой полости:

$$P_n = P_{\text{сл}} + (Q_{\text{др}01} + Q_1)^2 \cdot R_{\text{сл}} + Q_{\text{др}01}^2 \cdot R_{\text{др}01(3)}, \quad (3.99)$$

где $Q_1 = 2166$ – расход, на который настроен регулятора потока, $\text{см}^3/\text{с}$.

Давление в штоковой полости:

$$P_{\text{ит}} = R_{\text{др}2} \cdot Q_{\text{др}2}^2 - R_{\text{ш}} \cdot Q_{\text{нагн}}^2 = R_{\text{др}2} \cdot Q_{\text{др}2}^2 - R_{\text{ш}} \cdot (Q_2 + Q_{\text{ш}})^2. \quad (3.100)$$

Расход через дроссель ДР2:

$$Q_{\text{др}2} = Q_1 - Q_{\text{ш}}. \quad (3.101)$$

Из уравнения неразрывности расход в линии подпитки определяется по формуле:

$$Q_{\text{ш}} = \frac{F_{\text{ш}}}{F_n} \cdot (Q_{\text{др}01} + Q_1) - Q_2. \quad (3.102)$$

Решая совместно уравнения (3.98), (3.99), (3.100) и (3.101), получаем значение расхода через дроссель ДРО1 равное $406,4 \text{ см}^3/\text{с}$.

Тогда расход в линии слива:

$$Q_{сл} = Q_1 + Q_{дрп1} = 2166 + 406,4 = 2572,4 \text{ см}^3 / \text{с}. \quad (3.103)$$

Из уравнения неразрывности, расход в линии нагнетания:

$$Q_{нагн} = Q_{сл} \cdot \frac{F_{шт}}{F_n} = 2572,4 \cdot \frac{1068}{1520} = 1807,4 \text{ см}^3 / \text{с}. \quad (3.104)$$

Расход в линии подпитки:

$$Q_{пн} = Q_{нагн} - Q_2 = 1807,4 - 1306,4 = 501 \text{ см}^3 / \text{с}. \quad (3.105)$$

Расход через дроссель ДР2:

$$Q_{др2} = Q_1 - Q_{пн} = 2166 - 501 = 1665 \text{ см}^3 / \text{с}. \quad (3.106)$$

Давление в штоковой полости:

$$\begin{aligned} P_{шт} &= R_{др2} \cdot Q_{др2}^2 - R_{ш} \cdot Q_{нагн}^2 = 0,372 \cdot 10^{-4} \cdot 1665^2 - 7,704 \cdot 10^{-6} \cdot 1807,4^2 = \\ &= 76,7 \text{ кгс} / \text{см}^2. \end{aligned} \quad (3.107)$$

Из уравнения равновесия (3.98), давление в штоковой полости:

$$P_n = \frac{P_{шт} \cdot F_{шт} + N_{сж}}{F_n} = \frac{76,7 \cdot 1068 + 182180}{1520} = 173,7 \text{ кгс} / \text{см}^2. \quad (3.108)$$

Скорость втягивания штока в рассмотренном режиме:

$$V_{u2}^{45-42} = \frac{Q_{cl}}{F_n} = \frac{2572,4}{1520} = 1,69 \text{ см / с.} \quad (3.109)$$

Для расчёта времени опускания стрелы на углах от 72° до 42° примем среднее значение скорости равное $1,7$ см/с.

Время втягивания штока гидроцилиндра на участке от 72° до 42° :

$$\tau_{u2}^{72-42} = \frac{\Delta l_{uu}}{V_{u2}^{72-42}} = \frac{178}{1,7} = 104,7 \text{ с,} \quad (3.110)$$

где $\Delta l_{uu} = 1781$ – ход штока при опускании стрелы на угол от 72° до 42° , мм.

3.1.7 Расчёт опускания стрелы на угол от 42° до 2° :

Расчётная схема для данного случая представлена на рисунке 3.6.

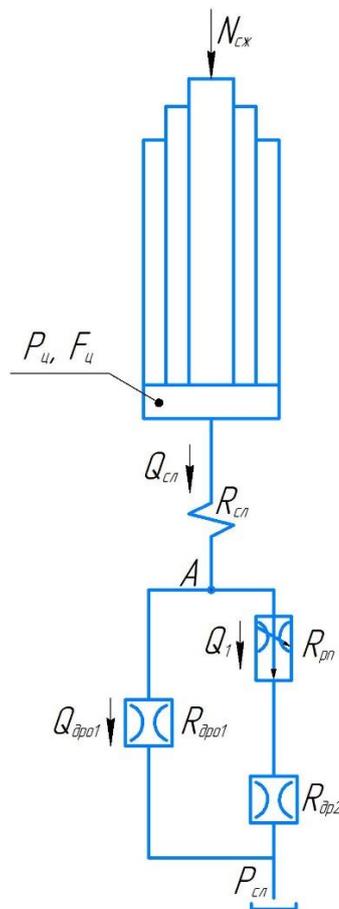


Рисунок 3.6 – Расчётная схема, соответствующая режиму опускания стрелы на угол от 42° до 2°

Согласно расчётной схеме на рисунке 3.6, уравнение равновесия в данном случае имеет вид:

$$P_{ц} \cdot F_{ц} = N_{сж}, \quad (3.112)$$

где $N_{сж} = 367964$ – сжимающая нагрузка, действующая на гидроцилиндр при угле наклона стрелы равном 2° , кгс.

Из выражения (3.112) давление в поршневой полости:

$$P_{ц} = \frac{N_{сж}}{F_{ц}} = \frac{367964}{1963,5} = 187,4 \text{ кгс} / \text{см}^2. \quad (3.113)$$

Также давление в поршневой полости рассчитывается по формуле:

$$P_{ц} = P_{сл} + Q_{сл}^2 \cdot R_{сл} + Q_{др01}^2 \cdot R_{др01(з)}. \quad (3.114)$$

Расход в линии слива рассчитывается по формуле:

$$Q_{сл} = Q_1 + Q_{др01}, \quad (3.115)$$

где $Q_1 = 2166$ – расход, на который настроен регулятора потока, $\text{см}^3/\text{с}$.

Решая совместно уравнения (3.113), (3.114) и (3.115), получаем значение расхода через дроссель ДРО1 равное $458 \text{ см}^3/\text{с}$.

Тогда расход в линии слива:

$$Q_{сл} = Q_1 + Q_{др01} = 2166 + 458 = 2624 \text{ см}^3 / \text{с}. \quad (3.116)$$

Скорость втягивания штока в рассмотренном режиме:

$$V_{u1}^{42-2} = \frac{Q_{cl}}{F_u} = \frac{2624}{1963,5} = 1,34 \text{ см / с.} \quad (3.117)$$

Время втягивания штока гидроцилиндра на участке от 42° до 2°:

$$\tau_{u1}^{42-2} = \frac{\Delta l_{uu}}{V_{u1}^{42-2}} = \frac{246,4}{1,34} = 183,9 \text{ с,} \quad (3.118)$$

где $\Delta l_{uu} = 2463,8$ – ход штока при опускании стрелы на угол от 42° до 2°,

мм.

3.1.8 Расчёт опускания стрелы на угол от 2° до 0°:

Расчётная схема для данного случая представлена на рисунке 3.7.

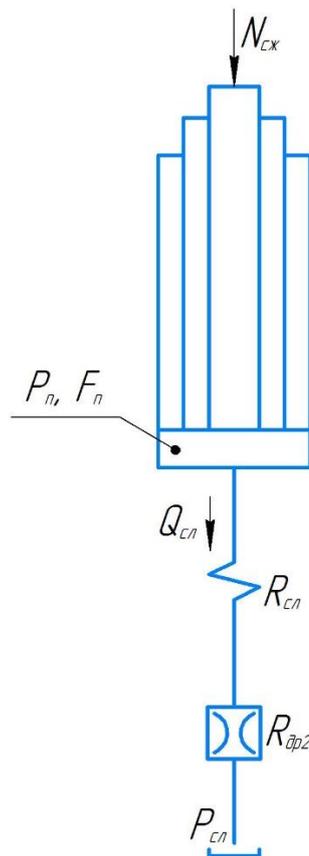


Рисунок 3.7 – Расчётная схема, соответствующая режиму опускания стрелы на угол от 2° до 0°

Согласно расчётной схеме на рисунке 3.7, уравнение равновесия в данном случае имеет вид:

$$P_{ц} \cdot F_{ц} = N_{сж}, \quad (3.119)$$

где $N_{сж} = 412637$ – максимальная сжимающая нагрузка, действующая на гидроцилиндр, кгс.

Из выражения (3.119) давление в поршневой полости:

$$P_{ц} = \frac{N_{сж}}{F_{ц}} = \frac{412637}{1963,5} = 210,2 \text{ кгс} / \text{см}^2. \quad (3.120)$$

Также давление в поршневой полости рассчитывается по формуле:

$$P_{ц} = P_{сл} + Q_{сл}^2 \cdot (R_{сл} + R_{дрол(з)}). \quad (3.121)$$

Из (3.121) расход в линии слива рассчитывается по формуле:

$$Q_{сл} = \sqrt{\frac{P_{ц} - P_{сл}}{R_{сл} + R_{дрол}}} = \sqrt{\frac{210,2 - 5}{2,727 \cdot 10^{-6} + 7,805 \cdot 10^{-4}}} = 511,9 \text{ см}^3 / \text{с}. \quad (3.122)$$

Скорость втягивания штока в рассмотренном режиме

$$V_{ш1}^{2-0} = \frac{Q_{сл}}{F_{ц}} = \frac{511,9}{1963,5} = 0,26 \text{ см} / \text{с}. \quad (3.123)$$

Время втягивания штока гидроцилиндра на участке от 2° до 0° :

$$\tau_{u1}^{2-0} = \frac{\Delta l_{u1}}{V_{u1}^{2-0}} = \frac{9,9}{0,26} = 38,1 \text{ с}, \quad (3.124)$$

где $\Delta l_{u1} = 98,9$ – ход штока при опускании стрелы на угол от 2° до 0° , мм.

3.1.9 Результаты расчёта

Основные рассчитанные характеристики системы сведены в таблицу 3.4.

Таблица 3.4 – Результаты гидравлического расчёта ТУА

Наименование операции	Давление в поршневой полости, кгс/см ²	Давление в штоковой полости, кгс/см ²	Расход в нагнетательной линии, см ³ /с	Расход в сливной линии, см ³ /с	Скорость движения штока, см/с	Время движения штока, с
Подъём стрелы на угол от 0° до 9° :	210,2	–	1973,0	–	1,00	48,9
Подъём стрелы на угол от 9° до 42° :	179,0	–	2639,7	–	1,34	155,1
Подъём стрелы на угол от 42° до 78° :	193,1	104,2	1973,0	1386,3	1,30	161,0
Подъём стрелы на угол от 78° до 88° :	17,5	104,2	1973,0	1386,3	1,30	36,9
Подъём стрелы на угол от 88° до $91,5^\circ$:	92,2	220,4	139,7	98,2	0,09	172,0
Опускание стрелы на угол от $91,5^\circ$ до 88° :	36,0	140,5	139,7	198,8	0,13	119,0
Опускание стрелы на угол от 88° до 87° :	91,1	220,0	1146,3	1631,4	1,07	4,3
Опускание стрелы на угол от 87° до 72° :	115,1	–	1306,4	1895,3	1,22	61,2
Опускание стрелы на угол от 72° до 42° :	165,9	80,7	1822,2	2593,4	1,70	104,7
Опускание стрелы на угол от 42° до 2° :	187,4	–	–	2624,0	1,34	183,9
Опускание стрелы на угол от 2° до 0° :	210,1	–	–	511,9	0,26	38,1

Суммарное время подъёма стрелы:

$$\tau_{\Sigma}^{\Pi} = \tau_{\Sigma}^{0-42} + \tau_{\Sigma}^{42-88} + \tau_{u2}^{88-91,5} = 204 + 197,9 + 172 = 573,9 \text{ с (9,57 мин)}. \quad (3.124)$$

Суммарное время опускания стрелы:

$$\tau_{\Sigma}^{OP} = \tau_{u2}^{91,5-88} + \tau_{u1}^{88-87} + \tau_{u2}^{87-72} + \tau_{u2}^{72-42} + \tau_{u1}^{42-2} + \tau_{u1}^{2-0} = 119 + 4,3 + 61,2 + 104,7 + 183,9 + 38,1 = 511,2 \text{ с (8,52 мин)}. \quad (3.125)$$

3.2 Моделирование динамического нагружения гидроцилиндра

Модель ТУА с телескопическим гидроцилиндром представляет собой основание, стрелу, корпус гидроцилиндра и два его штока, выполненные в САПР и импортированные в Matlab. Модель ТУА, определяющая взаиморасположение составляющих её частей, соединяется с моделью гидропривода через блоки *Hydraulic Actuator Multibody*.

В связи с совмещением модели гидропривода и модели ТУА понадобилось внесение следующих корректировок в схему модели гидропривода.

Изменено подключение дросселя ДРЗ и регулятора расхода РПЗ с перелива рабочей жидкости от насоса НА4 в линию слива на слив в блок *Hydraulic Reference* отдельно для каждого, как на рисунке 3.8.

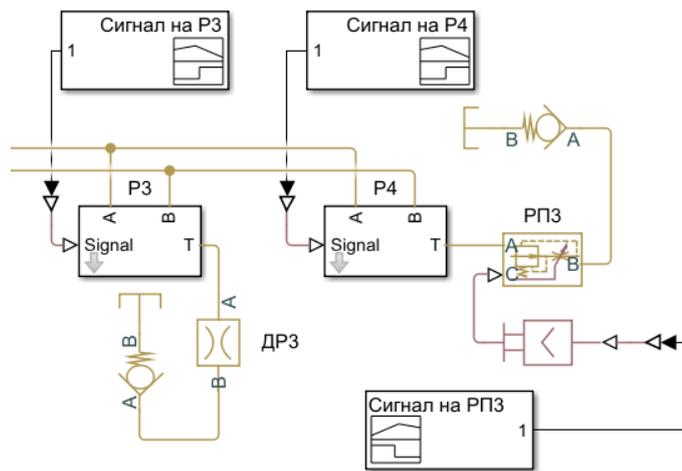


Рисунок 3.8 – Изменённая схема для дросселя ДРЗ и регулятора РПЗ

В настройках блоков *Fixed Orifice* для обратных дросселей ДРО1 и ДРО2 установлены изначальные значения для расхода и перепада давления на дросселе равные $1\text{e-}3 \text{ м}^3/\text{с}$ и 1 Па соответственно, как на рисунке 3.9.

Fixed Orifice		<input checked="" type="checkbox"/> Auto Apply	?
Settings		Description	
NAME	VALUE		
> Parameters			
▼ Initial Targets			
<input checked="" type="checkbox"/> Flow rate			
Priority	None		
Value	1e-3	m ³ /s	▼
<input checked="" type="checkbox"/> Pressure differential			
Priority	None		
Value	1	Pa	▼
> Nominal Values			

Рисунок 3.9 – Изменённые настройки блока Fixed Orifice

Для блоков *Check Valve* установленных в обратных дросселях ДРО1 и ДРО2 и в линиях слива дросселя ДР3 и регулятора РП3 параметр *Opening dynamics* настраивается на *Include valve opening dynamics*, как на рисунке 3.10.

Check Valve		<input checked="" type="checkbox"/> Auto Apply	?
Settings		Description	
NAME	VALUE		
▼ Parameters			
> Maximum passage area	1e-4	m ²	▼
> Cracking pressure	0.3e3	Pa	▼
> Maximum opening pressure	1.2e3	Pa	▼
> Flow discharge coefficient	0.7		
> Leakage area	1e-12	m ²	▼
Laminar transition specification	Pressure ratio		
> Laminar flow pressure ratio	0.999		
Opening dynamics	Include valve opening dynamics		
> Opening time constant	0.1	s	▼
> Initial area	1e-12	m ²	▼

Рисунок 3.10 – Изменённые настройки блока Check Valve

Для безошибочной работы модели убраны блоки *Pressure Relief Valve* гидрозамков ЗМ3 и ЗМ4.

Блоки *Hydraulic Actuator Multibody* определяющие характеристики и свойства ступеней гидроцилиндра настраиваются следующим образом.

Для первой ступени:

- площадь поршневой полости (*Piston Area A*) рассчитывается от диаметра корпуса гидроцилиндра равного 0,5 м;
- площадь штоковой полости (*Piston Area B*) рассчитывается от внешнего диаметра центрального штока равного 0,48 м;
- ход штока (*Cylinder Stroke*) равен 2,648 м.

Для второй ступени:

- площадь поршневой полости (*Piston Area A*) рассчитывается от внутреннего диаметра центрального штока равного 0,44 м;
- площадь штоковой полости (*Piston Area B*) рассчитывается от внешнего диаметра второго штока равного 0,24 м;
- ход штока (*Cylinder Stroke*) равен 1,672 м.

Значения жёсткости контакта поверхностей гидроцилиндра при столкновениях, *Hardstop Stiffness* и *Hardstop Damping*, определены экспериментальным путём и равны соответственно $3e9$ Н/м и $15e6$ Н/(м·с) для обеих ступеней.

Приведённые выше настройки представлены на рисунках 3.11, 3.12 и 3.13.

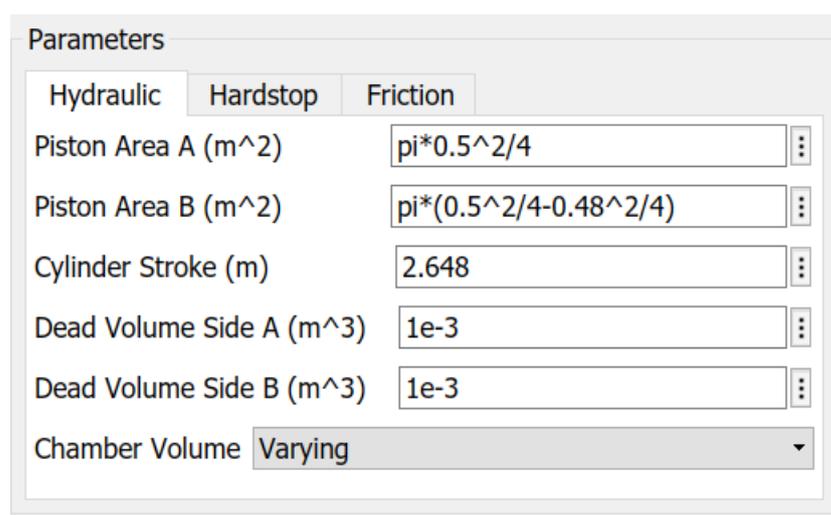


Рисунок 3.11 – Настройки блока Hydraulic Actuator Multibody для первой ступени

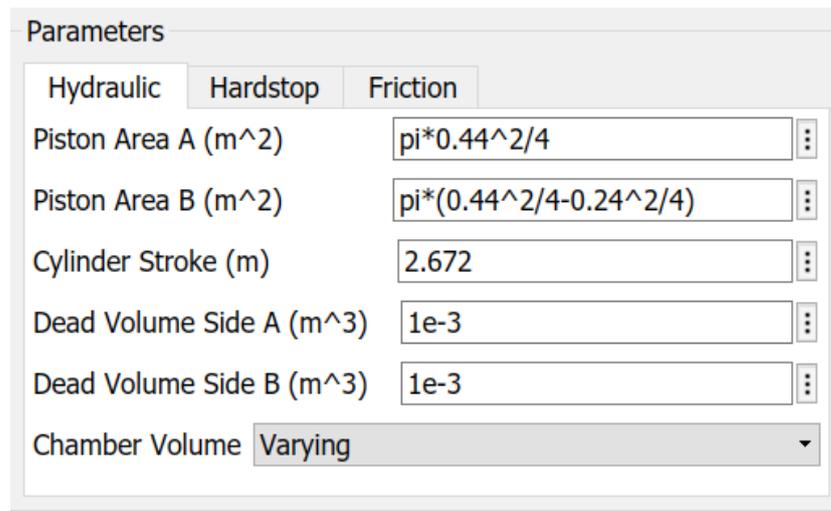


Рисунок 3.12 – Настройки блока Hydraulic Actuator Multibody для второй ступени

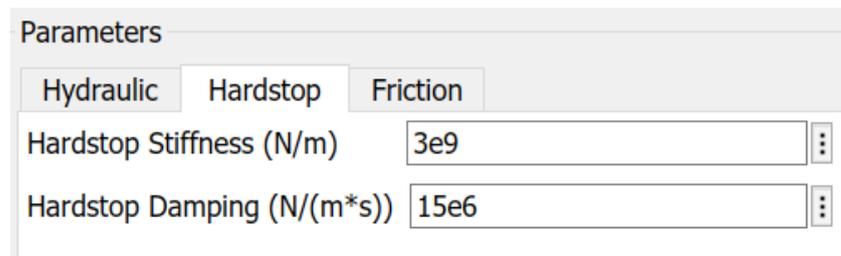


Рисунок 3.13 – Настройки жёсткости контакта блока Hydraulic Actuator Multibody для обеих ступеней

Время включения и выключения электродвигателей и переключения распределителей устанавливалось экспериментальным путём, исходя из достаточной продолжительности работы элементов гидросистемы для достижения определённых угловых положений стрелы, каковыми для данной модели являются 2° , 43° , 88° и $91,8^\circ$.

Для этапа поднятия стрелы, начинающегося с 10 с, установлено:

- поднятие стрелы до угла 43° , полного выдвижения первой ступени гидроцилиндра, происходит на 212,5 с;
- поднятие стрелы до угла до 88° происходит на 408,8 с;
- поднятие стрелы до угла $91,8^\circ$ происходит на 625 с.

Для этапа опускания стрелы, начинающегося с 700 с, установлено:

- опускание стрелы до угла 88° происходит на 842 с;

- опускание стрелы до угла 43° , полного втягивания второй ступени гидроцилиндра, происходит на 1030,5 с;
- опускание стрелы до угла 2° происходит на 1251,8 с;
- опускание стрелы до угла 0° происходит на 1308 с.

В результате моделирования получены графики изменения скорости ступеней гидроцилиндра, представленные на рисунках 3.14 и 3.15, и график углового положения стрелы, представленный на рисунке 3.16.

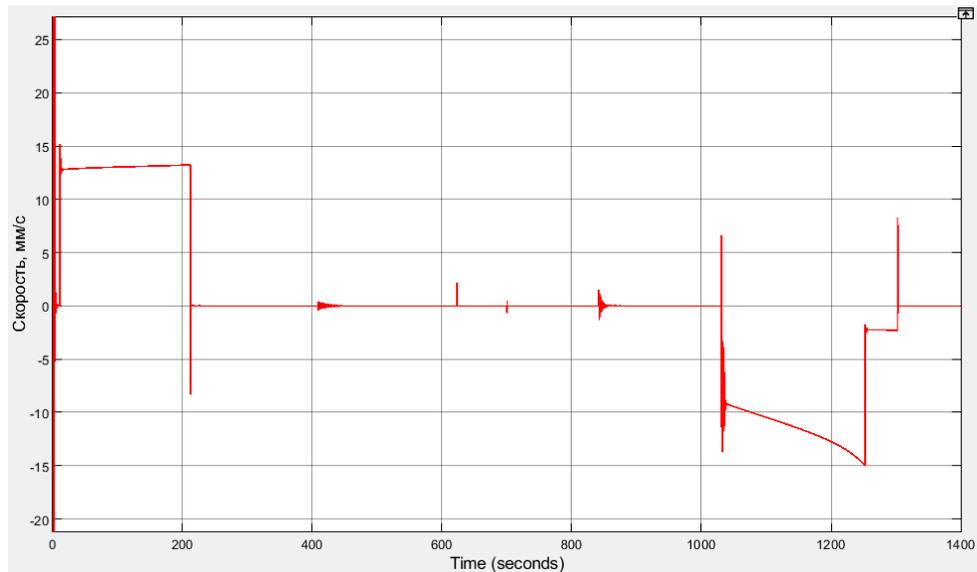


Рисунок 3.14 – График скорости первой ступени гидроцилиндра

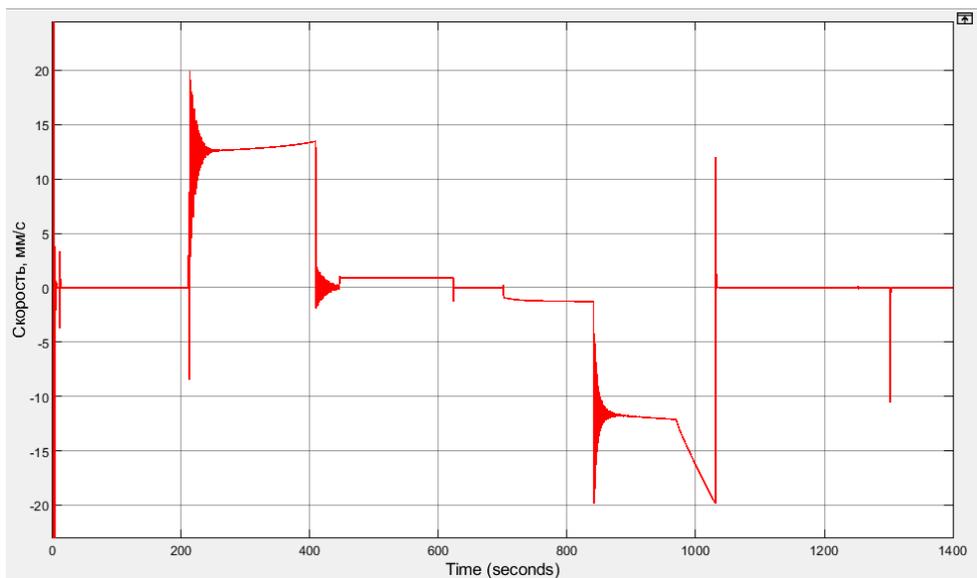


Рисунок 3.15 – График скорости второй ступени гидроцилиндра

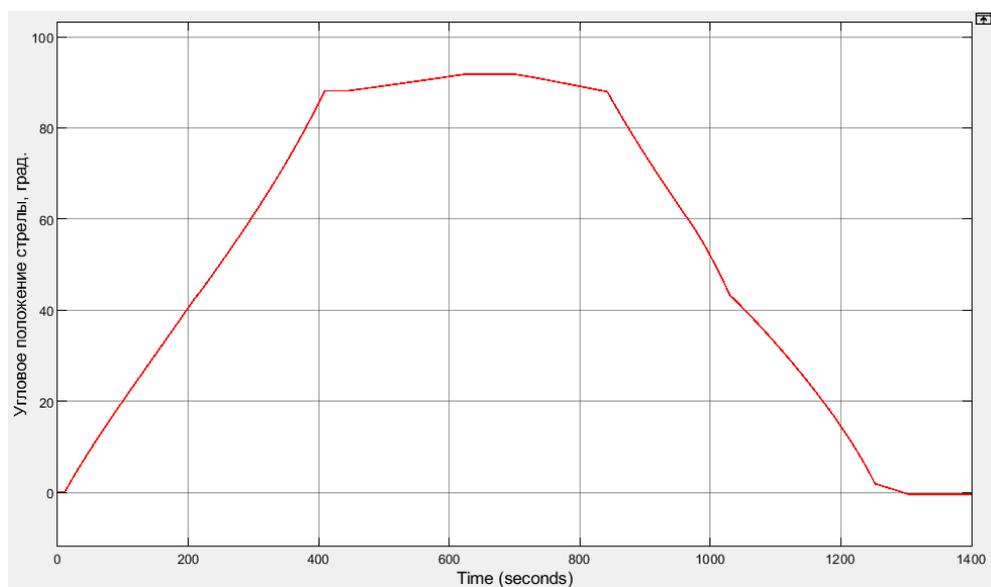


Рисунок 3.16 – График углового положения стрелы

Средние значения скоростей движения штоков на различных этапах и время перемещения стрелы до определённых углов представлены в таблице 3.5.

Таблица 3.5 – Результаты динамического моделирования

Участок движения стрелы	Средняя скорость движения гидроцилиндра на участке, мм/с	Затрачиваемое на изменение углового положения время, с
От 0° до 43°	13,0	202,5
От 43° до 88°	13,0	196,3
От 88° до 91,8°	0,9	176,3
От 91,8° до 88°	1,1	142,0
От 88° до 59,1°	12,5	128,0
От 59,1° до 43°	16,0	60,5
От 43° до 2°	12,1	221,3
От 2° до 0°	2,3	42,6

Полученные значения скоростей при поднятии стрелы практически не отличаются от рассчитанных, время поднятия стрелы на участках от 0° до 43° и от 43° до 88° отклоняется менее чем на 1 %, на участке от 88° до 91,8° – на 2,5 %. При опускании стрелы полученные значения скоростей отклоняются от рассчитанных на 15 % на участке от 91,8° до 88° и на 10 % в среднем на участке от 88° до 0°, что приводит к превышению суммарным временем опускания

стрелы времени, определённого при гидравлическом расчёте, на 83,2 секунды. Это обусловлено длительными переходными процессами в моменты контакта поверхностей гидроцилиндра, ручной настройкой регуляторов потока и тем, что гидравлический расчёт основывается на состояниях равновесия гидроцилиндра при определённых углах наклона стрелы, в то время как модель гидропривода просчитывается в динамике.

4 БЕЗОПАСНОСТЬ И ЭКОЛОГИЧНОСТЬ ПРОИЗВОДСТВА

4.1 Возможные опасные ситуации при эксплуатации ТУА

Транспортно-установочный агрегат, как оборудование ракетных комплексов, является источником механической, пожарной, промышленной, электрической опасностей и взрывов.

При эксплуатации ТУА возможны следующие опасные ситуации:

– при подъёме стрелы агрегата без изделия или с ним возможно падение частей оборудования или изделия с последующим ударом по персоналу или частям оборудования;

– при недопустимых перегрузках и коротких замыканиях в электрических цепях или электродвигателях возможно оплавление проводки с последующим возгоранием;

– при образовании искры вблизи гидропривода агрегата возможна вспышка паров рабочей жидкости;

– при эксплуатации ТУА возможен отказ одного или нескольких предохранительных клапанов, приводящий к превышению максимального давления в сети гидропривода и разрушению его элементов с последующим выбросом рабочей жидкости под давлением;

– при нагревании рабочей жидкости в полости гидроцилиндра возможно несрабатывание термоклапана, установленного в гидрозамка ЗМЗ и ЗМ4 с последующим разрушением гидроцилиндра или примыкающей к нему гидроаппаратуры и выбросом рабочей жидкости под давлением.

Со стороны агрегата безопасность проводимых с ним работ достигается проектированием его гидропривода таким образом, чтобы повышение давления и гидроудары в системе не создавали условий разрыва трубопроводов, разрушения гидроаппаратуры и выброса рабочей жидкости под давлением.

Для этого в системе устанавливаются предохранительные клапаны, которыми можно ограничивать повышение давления в системе более 110 % от

максимального давления и кратковременные пики давления не более 130 % от максимального давления.

При опасных ситуациях автоматика должна обеспечивать прекращение подачи рабочей жидкости источниками питания в гидропривод, нейтрализовывать накопленную в системе энергию при останове гидропривода.

Обслуживающему же персоналу предъявляются требования в соответствии со спецификой ТУА и с общими правилами безопасности.

4.2 Требования безопасности, предъявляемые к ТУА

Требования к безопасности ТУА, как к оборудованию ракетно-космических комплексов, устанавливаются в соответствии с ГОСТ Р 54317-2021.

При проектировании гидропривода ТУА должны учитываться все возможные режимы его работы и предусматриваться возможности опасных ситуаций, которые могут возникнуть при эксплуатации гидропривода. На стадии проектирования должны быть приняты меры по исключению возможных при эксплуатации опасных ситуаций. Если вероятность риска возникновения данных ситуаций остаётся неприемлемой, то конструкция гидропривода должна включать в себя необходимые защитные устройства.

Проектироваться гидропривод должен при соблюдении всех требований безопасности устанавливаемых ГОСТ 52543-2006 и ГОСТ 12.2.003.

4.3 Меры безопасности для обслуживающего персонала ТУА

4.3.1 Общие правила по мерам безопасности

Обслуживающий персонал ТУА и его руководитель должны изучить устройство, правила эксплуатации и технического обслуживания ТУА, сдать экзамены квалификационной комиссии и получить удостоверение за подписью председателя комиссии.

Обслуживающий персонал и его руководитель должны быть аттестованы в области промышленной безопасности в установленном порядке.

Обслуживающий персонал электротехнической специальности должен пройти аттестацию и получить удостоверение в соответствии с «Правилами и мерами безопасности при эксплуатации электроустановок» ПТЭЭП-2003.

Обслуживающий персонал ТУА обязан:

- пройти медицинское освидетельствование для определения соответствия физического состояния требованиям, предъявляемым к должности;
- во время работы на ТУА иметь при себе удостоверение на право работы на агрегате;
- соблюдать настоящие указания мер безопасности, а также правила, изложенные в инструкциях по охране труда, технике безопасности эксплуатирующей организации;
- знать требования безопасной эксплуатации;
- знать требования «Правил и мер безопасности при эксплуатации электроустановок» ПТЭЭП – 2003;
- знать правила техники безопасности при работе с гидросистемой;
- уметь практически эксплуатировать и обслуживать агрегат в соответствии с требованиями эксплуатационной документации;
- немедленно подавать команду «Стоп» и докладывать руководителю персонала обо всех неисправностях оборудования или нарушениях правил безопасной эксплуатации;
- выполнять команду «Стоп» независимо от того, кем она подана;
- знать места расположения медицинских аптечек и средств защиты, места укрытий, порядок эвакуации и метод ликвидации аварийных ситуаций;
- соблюдать осторожность при работе на ТУА в целях предотвращения возможных повреждений изделия;
- иметь страховочные пояса и пристегиваться ими за металлоконструкции при работе на высоте;
- носить специальную защитную каску для защиты головы от травм в случае падения сверху каких-либо предметов;
- носить инструмент и принадлежности в сумке для исключения случайных падений предметов на работающих внизу;

– уметь оказать первую медицинскую помощь при травмах, ожогах, при поражении обслуживающего персонала электрическим током и токсичными веществами;

– помнить, что от дисциплинированности и осторожности на работе во многом зависит собственная безопасность и безопасность других.

Обслуживающему персоналу при работе на ТУА запрещается:

– приступать к работе на неисправном или не прошедшем очередное техническое освидетельствование ТУА;

– применять неисправное оборудование и оборудование с истекшим сроком очередного освидетельствования;

– выполнять какие-либо операции без команды руководителя персонала или руководителя работ;

– покидать рабочее место без разрешения руководителя персонала или руководителя работ;

– находиться на рельсовом пути во время движения ТУА;

– поднимать агрегат на гидроопорах, не установив в рабочее положение механизм доводки;

– вывешивать агрегат на гидроопорах с разностью высот более 100 мм по указателям высоты подъема;

– поднимать стрелу с изделием, не вывесив агрегат на гидроопорах, не расфиксировав винтовыми упорами ложемент нижней опоры и не вывинтив из изделия резьбовые штыри нижней опоры;

– поднимать стрелу при не откинутых в походное положение и не закрепленных в этом положении площадках средней опоры;

– поднимать стрелу без изделия, не вывесив агрегат на гидроопорах при подъеме стрелы на угол больше 18°;

– полностью разводить рычаги захвата при вертикальном положении стрелы с изделием до полной передачи веса изделия на стартовую систему;

– подключать силовой кабель к колонке питания, не отключив напряжение на колонке питания;

- находиться на стреле или платформе при подъеме стрелы;
- транспортировать агрегат, заторможенный ручным тормозом;
- транспортировать агрегат тепловозом со скоростью свыше 10 км/ч;
- транспортировать тепловозом агрегат с включенными редукторами тележек;
- включать или выключать редукторы самоходных тележек при движении ТУА. Переключение производится только после полной остановки ТУА;
- соединять или разъединять рукава тормозной системы до полной остановки ТУА;
- производить ремонт электрооборудования, находящегося под напряжением;
- производить ремонт гидросистемы, находящейся под давлением;
- находиться под поднимаемыми или опускаемыми грузами, вблизи натянутых тросов и их крепления, стоять под краном во время его работы.

При обнаружении пробоев изоляции или появлении напряжения на корпусах электрооборудования и металлоконструкции ТУА последний немедленно отключить от сети и до устранения неисправности работ с ТУА не производить.

При обнаружении течи масла в гидросистеме работ с ТУА не производить до устранения неисправности.

Перед подъемом или опусканием стрелы и передвижением ТУА самоходом необходимо подавать сигнал ревуном.

При транспортировании ТУА с изделием и без изделия тепловоз может находиться спереди или сзади ТУА.

Руководителю персонала лично проверять выполнение всех операций по закреплению и раскреплению изделия на ТУА.

4.3.2 Меры пожарной безопасности

Обслуживающий персонал ТУА обязан:

- знать противопожарные инструкции и уметь пользоваться средствами пожаротушения;

- собирать и выносить в специально отведённое место использованный в процессе работы обтирочный материал;
- содержать в постоянной готовности к работе средства пожаротушения;
- содержать в исправности заземление электрооборудования;
- производить тщательную уборку на ТУА до установки изделия;
- в случае возникновения на ТУА пожара или обстоятельств, ведущих к пожару, немедленно отключить напряжение электросети и приступить к его тушению имеющимися средствами пожаротушения, удалить с ТУА людей и сообщить пожарной охране объекта;
- хранить горючие и легковоспламеняющиеся жидкости и материалы в специально отведённых местах.

Обслуживающему персоналу ТУА запрещается:

- курить в непосредственной близости с агрегатом;
- хранить на ТУА горючие и легковоспламеняющиеся жидкости и материалы;
- загромождать проходы и трапы;
- располагать на ТУА нештатное оборудование.

Для ликвидации загорания или пожара из состава обслуживающего персонала ТУА должен быть составлен пожарный расчёт с распределением обязанностей.

4.3.3 Меры взрывобезопасности

Согласно мерам безопасности при работе ТУА с изделием обслуживающий персонал обязан соблюдать нормы, правила и указания безопасности, изложенные в инструкциях.

Обслуживающему персоналу, во время проведения штатных работ, запрещено:

- курение и ношение с собой зажигалок или спичек;
- открытие створок шкафов, проведение осмотров и подключения электрооборудования, находящегося под напряжением;
- производство искрообразующих работ;

– применение одежды, приспособлений и материалов из синтетических тканей, таких как нейлон, перлон, а также изделий из материалов, на которых накапливаются заряды статического электричества, такие как кольца, броши, браслеты;

– применение обуви и одежды, вызывающей искрообразование.

5 ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ РАБОТЫ

В данном разделе проведён расчёт экономических показателей работы по разработке имитационной модели гидропривода ТУА, как для научно-исследовательской работы.

При разработке выполняются следующие этапы:

1. Постановка цели моделирования;
2. Выбор ПО для проектирования модели;
3. Изучение документации об объекте моделирования;
4. Анализ свойств и характеристик объекта применительно к цели моделирования, и определение их существенности для дальнейшей разработки модели;
5. Проектирование модели в выбранном ПО;
6. Анализ спроектированной модели в целях выявления в ней противоречий;
7. Проверка адекватности спроектированной модели путём сравнения результатов моделирования с соответствующими свойствами объекта.

На выполнение работы отводится 3 месяца.

В качестве оборудования для работы используется ноутбук «ARDOR G17-I7ND315» стоимостью 110000 у.е.

Проектирование модели осуществляется одним человеком, специалистом по имитационному моделированию, месячный оклад которого составляет 30000 у.е.

Районный коэффициент заработной платы сотрудника, как проживающего в г. Циолковский, принимается равным 1,3. Данная территория не является районом Крайнего Севера, поэтому северная надбавка отсутствует.

Также для дальнейшего расчёта принимаются следующие значения параметров:

- дополнительная заработная плата 14 % от основной заработной платы;

- отчисления на социальные нужды 30 % от суммы основной и дополнительной заработной платы;
- норма амортизации на оборудование 20 %;
- затраты на материалы 7 % от основной заработной платы;
- прочие основные расходы в расчёте равны нулю;
- накладные расходы 20 % от суммы основных расходов;
- сметная прибыль 14 % от основных и накладных расходов.

Сметная стоимость работ рассчитывается по формуле:

$$C = Z_o + Z_n + P_c + K_z, \quad (5.1)$$

где Z_o – сумма основных расходов, у.е.;

Z_n – накладные расходы, у.е.;

P_c – сметная прибыль, у.е.;

K_z – компенсационные затраты, у.е.

Основная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$ЗП_{осн} = (1 + (1 - K_p) + (1 - K_c)) \cdot (1 + (1 - K_{np})) \cdot \sum_{i=1}^n (Z_{mi} \cdot Ч_i \cdot T_i), \quad (5.2)$$

где K_p – районный коэффициент;

K_c – коэффициент северной надбавки;

K_{np} – коэффициент премий;

Z_{mi} – оклад i -го работника, включая доплаты и надбавки, у.е.;

$Ч_i$ – численность работников, работающих по i -му окладу, чел.;

T_i – время работы работников, работающих по i -му окладу, мес.

Расчёт амортизационных отчислений основывается на стоимости оборудования, которые используются при разработке, по формуле:

$$Z_{ам} = \sum_{i=1}^n \left(C_{oi} \cdot N_{oi} \cdot H_{ai} \cdot \frac{n_i}{12} \right), \quad (5.3)$$

где C_{oi} – стоимость единицы оборудования i -го вида, у.е.;

N_{oi} – количество оборудования i -го вида;

H_{ai} – годовая норма амортизации на оборудование i -го вида, %;

n_i – число месяцев работы оборудования i -го вида, мес.

Расчёт сметной прибыли производится умножением суммы основных и накладных расходов на значение норматива сметной прибыли:

$$P_c = (Z_o + Z_n) \cdot H_{nc}, \quad (5.4)$$

где H_{nc} – норматив сметной прибыли.

Расчитанные значения представлены в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Результаты расчёта сметной стоимости работы

Статьи расходов	Сумма, у.е.
Основная зарплата	117000,00
Дополнительная зарплата	16380,00
Отчисления на социальные нужды	40014,00
Затраты на материалы	8190,00
Амортизационные отчисления	5500,00
Прочие основные расходы	0,00
Итого основных расходов	187084,00
Накладные расходы	37419,80
Сметная прибыль	31430,11
ИТОГО	255933,91

Производительность труда одного работника рассчитывается по формуле:

$$ПТ = C / Ч_p, \quad (5.5)$$

где C – объём работ, у.е.;

$Ч_p$ – численность работников, чел.

Средняя заработная плата за период работ рассчитывается по формуле:

$$ЗП_{ср/пер} = ФЗП / Ч_p, \quad (5.6)$$

где $ФЗП$ – фонд заработной платы, представляющий собой сумму основной и дополнительной заработных плат.

Среднемесячная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$ЗП_{ср/пер} = ФЗП / (Ч_p \cdot T), \quad (5.7)$$

где T – продолжительность выполнения работ, мес.

Рентабельность работ определяется по формуле:

$$P = П_c \cdot \frac{100}{C_б}. \quad (5.8)$$

Рассчитанные основные экономические показатели сведены в таблицу 5.2.

Таблица 5.2 – Основные показатели работы

Наименование показателя	Значение показателя
Продолжительность работ, мес.	3
Численность работников, чел.	1
Объём работ, у.е.	255933,91
Производительность труда 1 работника, у.е./чел.	255933,91
Средняя заработная плата за период работ, у.е./чел.	133380,00
Среднемесячная заработная плата, у.е./чел.	44460,00

Продолжение таблицы 5.2

Себестоимость, у.е.	224503,80
– в том числе фонд заработной платы, у.е.	133380,00
Сметная прибыль, у.е.	31430,11
Рентабельность, %	14

В результате расчёта сметная стоимость разработки имитационной модели гидропривода ТУА составила 255933,91 у.е. Среднемесячная зарплата специалиста, проектирующего модель, составляет 44460 у.е. при общем фонде заработной платы равном 133380 у.е.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На начальном этапе работы были изучены состав и функции гидропривода транспортно-установочного агрегата, и исходя из принципиальной схемы гидропривода в ПО Matlab/Simulink была спроектирована общая схема модели.

После анализа схемы гидроприводы из общей схемы модели были убраны незначительные элементы гидроаппаратуры и гидроопоры, усложняющие моделирование.

На основании полученной упрощённой схемы были спроектированы модели для выдвигания и втягивания одноступенчатого гидроцилиндра при их статическом нагружении. По полученным в результате моделирования графикам скоростей и положений гидроцилиндра была проведена оценка работоспособности спроектированных моделей.

Для последующей проверки модели динамического нагружения телескопического гидроцилиндра был проведён гидравлический расчёт транспортно-установочного агрегата.

Для динамического нагружения гидроцилиндра была использована модель транспортно-установочного агрегата с телескопическим гидроцилиндром и макетом ракетносителя «Союз-2.1б». Полученная при совмещении модели гидропривода и модели нагруженного агрегата имитационная модель была скорректирована под новые условия нагружения.

По полученным в результате моделирования графикам скоростей движения ступеней гидроцилиндра, графику углового положения и значениям, полученным в результате гидравлического расчёта, была оценена адекватность модели. Максимальные отклонения значений скоростей и времени движения штоков на участках при поднятии стрелы составили 2,3 % и 2,5 % соответственно. Максимальные отклонения значений скоростей и времени движения штоков на участках при опускании стрелы составили 15 % и 19 % соответственно.

Этап поднятия стрелы с минимальными отклонениями в скоростях и временных отрезках совпал с рассчитанным. Этап опускания стрелы имеет значительные расхождения с рассчитанным из-за длительных переходных процессов в моменты контакта элементов гидроцилиндра и отличии методики гидравлического расчёта от вычислений, производимых при симуляции модели.

Согласно проведённому экономическому расчёту, сметная себестоимость работ по разработке имитационной модели схемы гидропривода ТУА составила 255933.91 у.е. Одна у.е. равна 1 российскому рублю, себестоимость работ определяется по курсу у.е. на момент проведения экономического расчёта.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1 Макарецв Е.Д. Формирование облика конструкции транспортно-установочного агрегата для перспективной ракеты космического назначения сверхтяжёлого класса / Е.Д. Макарецв, А.В. Языков // Аллея науки. – 2018. – №17. – С. 764-777.

2 ГОСТ 6794-2017. Масло АМГ-10. Технические условия : национальный стандарт Российской Федерации. – введён 2019-07-01. – Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии. – Изд. официально. – М. : Стандартинформ, 2017. – 7 с.

3 ГОСТ Р 54317-2021. Комплексы стартовые и технические ракетно-космических комплексов. Требования безопасности : национальный стандарт Российской Федерации. – взамен ГОСТ Р 54317-2011 ; введён 2021-02-05. – Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии. – Изд. официально. – М. :Стандартинформ, 2021. – 24 с.

4 ГОСТ 52543-2006. Гидроприводы объёмные. Требования безопасности : национальный стандарт Российской Федерации. – введён 2006-10-05. – Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии. – Изд. официально. – М. : Стандартинформ, 2006. – 27 с.

5 ГОСТ 12.2.003-91. Системы стандартов безопасности труда. Оборудование производственное. Общие требования безопасности : межгосударственный стандарт. – взамен ГОСТ 12.2.003-74 ; введён 1992.01.01. – Государственный комитет СССР по управлению качеством продукции и стандартам; Совет Всеобщей Конфедерации Профессиональных Союзов СССР. – Изд. официально. – М. : Стандартинформ, 2007. – 11 с.

6 Приказ об утверждении правил технической эксплуатации электроустановок потребителей [Текст] : приказ М-ва энергетики Рос. Федерации от 1 июля 2003 г. № 6 // Рос. газ. – 2003. – 127 с.

7 The MathWorks [Электронный ресурс] : офиц. сайт. – 1994. – Режим доступа : <https://www.mathworks.com/products/matlab.html>. – 05.09.2024.

8 Руппель А.А. Моделирование гидравлических систем в Matlab.: учебное пособие / Руппель А.А., Сагандыков А.А., Корытов М.С. – Омск: СибАДИ, 2009. – 172с.