

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ НАУКИ
«САМАРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ЦЕНТР
РОССИЙСКОЙ АКАДЕМИИ НАУК»

А.М. ГАРЕЕВ, А.Б. ПРОКОФЬЕВ, Д.М. СТАДНИК

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ
ЭЛЕКТРОГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ
ПО ДИНАМИЧЕСКИМ ПАРАМЕТРАМ

*Научный редактор академик РАН, профессор,
доктор технических наук Е.В. Шахматов*

Печатается по решению редакционно-издательского
совета Самарского федерального исследовательского
центра РАН (СамИЦ РАН)

САМАРА
Издательство СамИЦ РАН
2022

УДК 629.7.06(075)+629.735(075)
ББК 39.56я7
Г202

Рецензенты: А.Н. Крючков, д-р техн. наук, проф., директор НИИ «Акустики машин» Самарского национального исследовательского университета имени академика С.П. Королева;

К.Ю. Шабанов, канд. техн. наук, главный инженер – первый заместитель генерального директора ООО «Газпром трансгаз Самара»

Гареев, Альберт Минеасхатович

Г202 **Диагностирование электрогидромеханических систем по динамическим параметрам:** монография / *А.М. Гареев, А.Б. Прокофьев, Д.М. Стадник*; научный редактор Е.В. Шахматов. – Самара: Издательство Самарского научного центра Российской академии наук (СамНЦ РАН), 2022. – 188 с.

ISBN 978-5-93424-883-4

В монографии рассмотрены вопросы диагностирования электрогидромеханических систем (ЭГМС) сложных технических комплексов по их динамическим характеристикам. Сформулированы и описаны математические модели и программа расчёта динамических характеристик ЭГМС в исправном и неисправном состояниях при различных управляющем и возмущающем воздействиях на примере системы управления вертолётном и типовой станции подачи рабочей жидкости. Описаны методы и алгоритмы диагностирования ЭГМС при комбинации неисправностей, а также прогнозирования остаточного срока службы с применением методов машинного обучения.

Предназначена для научных работников, инженеров, аспирантов и студентов, занимающихся контролем и диагностированием узлов сложных технических систем, и может быть полезна специалистам в области динамики технических систем, технического обслуживания авиационной техники.

УДК 629.7.06(075)+629.735(075)
ББК 39.56я7

ISBN 978-5-93424-883-4

© Самарский университет, 2022

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	5
1 Разработка математических моделей и программ расчёта динамических характеристик ЭГМС в исправном и неисправном состояниях при различных управляющих и возмущающих воздействиях	7
1.1 Характерные неисправности ЭГМС и их математические модели	9
1.1.1 База данных по отказам и неисправностям ЭГМС.....	9
1.1.2 Классификация отказов ЭГМС	17
1.1.3 Анализ причин характерных отказов и неисправностей в ЭГМС.....	22
1.1.4 Математические модели характерных неисправностей ЭГМС	35
1.2 Разработка математической модели ЭГМС на примере системы управления вертолётa Ми-8	44
1.3 Разработка имитационных моделей ЭГМС в исправном и неисправном состояниях в программном пакете SimulationX.....	64
1.3.1 Разработка имитационной модели системы управления вертолётa с учётом характерных неисправностей.....	64
1.3.2 Разработка имитационной модели станции подачи рабочей жидкости с учётом характерных неисправностей	90
2 Исследование статических и динамических характеристик ЭГМС в исправном и неисправном состояниях при различных управляющих и возмущающих воздействиях.....	97
2.1 Исследование динамических процессов в системе управления вертолётa Ми-8	97

2.1.1	Исследование динамических процессов в ЭГМС в исправном состоянии при различных управляющих воздействиях.....	97
2.1.2	Сравнительный анализ динамических портретов исправной и неисправной ЭГМС	111
2.2	Исследование динамических процессов в ЭГМС подачи рабочей жидкости.....	134
2.2.1	Исследование динамических процессов в ЭГМС в исправном состоянии	134
2.2.2	Исследование динамических процессов в ЭГМС в неисправном состоянии	142
2.2.3	Исследование влияния комбинации неисправностей на работоспособность ЭГМС подачи рабочей жидкости.....	161
2.2.4	Прогнозирование остаточного срока службы насоса в составе ЭГМС подачи рабочей жидкости.....	171
	Список сокращений и условных обозначений.....	179
	Список литературы.....	180

ВВЕДЕНИЕ

Среди глобальных трендов развития мировой экономики в перспективе до 2050 года особо выделяется робототехника, тесно связанная с развитием информатизации, искусственного интеллекта и переходом к передовым цифровым, интеллектуальным производственным технологиям [1]. В основе робототехники лежат автоматизированные технические системы, построенные на базе энергонасыщенного оборудования. Остро встаёт вопрос предотвращения внезапных отказов оборудования в процессе эксплуатации. При этом одной из основных проблем, стоящих сегодня перед эксплуатационниками технических комплексов (ТК), является повышение эффективности использования последних в условиях современного развития отраслей народного хозяйства, которые характеризуются высокой себестоимостью простоя оборудования в ремонте и высокими требованиями к безопасности работы оборудования.

В разных отраслях промышленности – в автомобилестроении, авиации, судостроении и многих других – разрабатываются и эксплуатируются ТК различного назначения, включающие в себя электро-гидромеханические системы (ЭГМС), к которым предъявляются жёсткие требования по точности, эффективности и надёжности. Современные ТК, построенные на основе применения автоматизированных систем, цифровой техники, средств измерения параметров и обработки информации, обладают большим потенциалом эффективного управления производственным процессом. И в этом большое значение отводится ЭГМС, а также их интеллектуальному мониторингу и предиктивной диагностике.

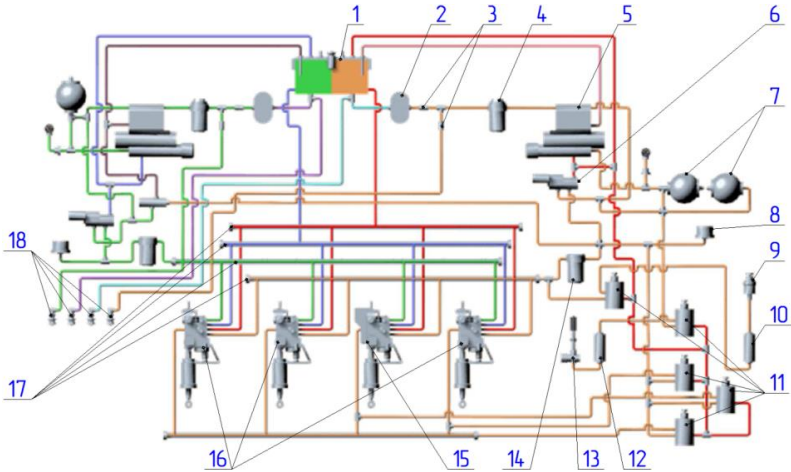
При этом необходим комплексный подход. С одной стороны, требуется обеспечение высокого уровня надёжности ЭГМС на этапе их проектирования и производства, а с другой – строгое соблюдение правил и норм их технического обслуживания (ТО) и ремонта (Р). Ключевую роль в обеспечении надёжности ЭГМС ТК играет именно эксплуатационная надёжность, высокий уровень которой достигается, в первую очередь, применением методов, позволяющих заблаговременно обнаружить отказы и неисправности ещё на этапе их зарождения, а также прогнозировать динамику изменения технического состояния системы. В рамках принятого определения [2, 1, 4] упреждающее обслуживание – это деятельность по своевременному выявлению и устранению первоначальных симптомов отказа. Оно основано на отслеживании тенденции деградации работы ЭГМС с целью получения функциональных симптомов, возникающих на ранних стадиях предотказного состояния. Но для того, чтобы упреждающее обслуживание было эффективным, необходимо иметь соответствующие методы, средства диагностирования и контроля состояния систем и технологии их реализации, позволяющие получать необходимую информацию в «реальном» масштабе времени.

1 РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ И ПРОГРАММ РАСЧЁТА ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭГМС В ИСПРАВНОМ И НЕИСПРАВНОМ СОСТОЯНИЯХ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ УПРАВЛЯЮЩИХ И ВОЗМУЩАЮЩИХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ

В настоящее время гидроусилители (ГУ) находят широкое применение в различных ТК, используемых в таких областях технической промышленности, как автомобилестроение, судостроение, робототехника, авиация, станкостроение, металлургия и др. При этом для решения задач, связанных с позиционированием при наличии жёстких требований к быстродействию и в условиях действующих переменных нагрузок, применяются так называемые следящие гидравлические системы (ГС). Для следящих ГС, применяемых в авиационной технике, особое значение имеет требование по обеспечению надёжности функционирования. Принимая во внимание широкий спектр разного рода агрегатов и узлов, входящих в состав следящей ГС, последняя может быть представлена в виде обобщенной ЭГМС – объекта диагностирования с различными видами неисправностей. На рисунке 1.1 представлена принципиальная схема одной из таких систем, применяемой в составе системы управления вертолётom Ми-8.

Для обеспечения высокой надёжности и безопасности полётов на вертолётe имеются основная и дублирующая ГС. Основная система обеспечивает питание всех гидроагрегатов, а дублирующая – питание только ГУ в случае отказа основной ГС [5]. Дублирующая система включается в работу при падении давления в основной системе до $3 \pm 0,5$ МПа. При повышении давления

системы и перевод её насоса на холостой режим работы. Рабочее давление в ГС обеспечивается автоматами разгрузки насосов ГА-77В и варьируется в диапазоне от $4,5 \pm 0,3$ МПа до $6,5^{+0,8}_{-0,2}$ МПа [6].



- 1 – бак; 2 – шестерённый насос НШ-39М; 3 – обратные клапаны ОК-10А; 4 – фильтр тонкой очистки 8Д2.966.017-2; 5 – автомат разгрузки насоса ГА-77В; 6 – электромагнитный кран ГА-74М/5; 7 – пневмогидроаккумуляторы; 8 – сигнализатор давления МСТ-35; 9 – гидроупор; 10, 12 – дозатор ГА-172-00-2; 11 – электромагнитные краны ГА-192Т; 13 – ручка ШАГ-ГАЗ с цилиндром расстопоривания фрикциона; 14 – фильтр тонкой очистки ФГ-11СН; 15 – комбинированный гидроусилитель РА-60Б; 16 – комбинированные гидроусилители КАУ-30Б; 17 – коллекторы; 18 – бортовые клапаны нагнетания и всасывания

— магистраль нагнетания основной системы; — магистраль всасывания основной системы; — магистраль дренажа основной системы; — магистраль слива основной системы; — магистраль нагнетания дублирующей системы; — магистраль всасывания дублирующей системы; — магистраль дренажа дублирующей системы; — магистраль слива дублирующей системы

Рисунок 1.1 – Принципиальная схема гидравлической системы управления вертолётom Ми-8

На вертолётёте установлены: три ГУ серии КАУ-30Б в системах продольного, поперечного управлений и управления общим шагом несущего винта; один ГУ серии РА-60Б в системе путевого управления для снятия нагрузок с командных рычагов управления. Каждый из указанных ГУ с привязкой к питающим магистралям с объектами управления образуют четыре взаимосвязанные ЭГМС. Помимо этих ЭГМС особо выделяется система подачи рабочей жидкости (РЖ) под высоким давлением, включающая в себя такие элементы и агрегаты, как гидравлический бак, шестерённый насос, предохранительный клапан, гидравлические фильтры, пневмогидравлические аккумуляторы (ПГА), трубопроводную арматуру.

Принимая во внимание аналогичный состав для каждой из четырёх ЭГМС с ГУ, отработку методов и средств диагностирования проще выполнить для одной из них, а затем перенести на всю ГС управления в целом. Также отдельно следует рассмотреть ЭГМС станции подачи РЖ как одну из ответственных подсистем в составе любого канала управления.

1.1 Характерные неисправности ЭГМС и их математические модели

1.1.1 База данных по отказам и неисправностям ЭГМС

Известно, что в ходе эксплуатации ЭГМС возникает большое количество разнообразных дефектов и повреждений, связанных с несовершенством конструкции, технологий производства, нарушениями условий эксплуатации, неблагоприятными внешними факторами и т.д.

При этом дефекты и повреждения могут быть как существенными и являться причиной отказа, так и несущественными,

при которых возникают лишь незначительные неисправности или же работоспособность гидравлических агрегатов не нарушается вовсе.

Таким образом, ЭГМС в целом может находиться в пяти возможных состояниях: исправное, неисправное, работоспособное, неработоспособное (отказ), предельное.

В настоящее время в рамках решения задачи диагностирования ЭГМС важно формализовать эти состояния, тем самым сократив объём нецелесообразных работ по ТО и снизив стоимость эксплуатации.

Традиционный подход к математическому моделированию процессов в сложных технических системах предполагает описание их работы в исправном и работоспособном состояниях. В данной работе предлагается более широкий подход, который заключается в математическом моделировании отказов и неисправностей элементов ЭГМС, а также в построении комплекса динамических характеристик (КДХ) процесса их функционирования в исправном и неисправном состояниях. Таким образом будет сформирована база данных по отказам и неисправностям, разработаны имитационные модели работы элементов ЭГМС при возникновении различных дефектов и повреждений. В дальнейшем созданная база данных может быть использована при разработке методов диагностирования ЭГМС, основанных на сравнении фактического и эталонного КДХ, описывающих работу ЭГМС.

Для реализации такого подхода необходимо изучить и классифицировать основные отказы и неисправности элементов ЭГМС.

ЭГМС различного назначения, как правило, состоят из типовых элементов, к которым относятся баки, насосы, фильтры, распределительная и регулирующая аппаратура, силовые цилиндры, трубопроводы, соединительная арматура и т.д. При проектирова-

нии ЭГМС конструкторы стремятся использовать в основном стандартные элементы, т.к. это позволяет учесть опыт эксплуатации и в какой-то степени оценить уровень надёжности проектируемой системы.

Поскольку характер и причины появления отказов и неисправностей ЭГМС аналогичны, то в данной работе были изучены и систематизированы характерные отказы и неисправности на примере вертолётов семейства «Ми» (таблица 1.1) на основе данных, собранных в процессе эксплуатации вертолёта Ми-8.

Таблица 1.1 – Отказы и неисправности ГС вертолётов семейства «Ми»

№ п/п	Агрегат	Наименование отказа / неисправности	Возможность обнаружения при различных формах ТО	Причина
1	2	3	4	5
1	Насос НШ – 39М	Нарушение герметичности стыка корпуса и крышки из-за деформации резиновых уплотнений (внешние утечки)	При ОТО	Неравномерность усилия затяжки болтовых соединений корпуса и крышки насоса. Повышенная вибрация
2		Трещина на крышке насоса	При ОТО	Недостаточная прочность крышки насоса. Повышенные эксплуатационные нагрузки
3		Разрушение шестерни качающего узла	При опробовании ГС перед полётом	Недостаточная прочность деталей качающего узла

Продолжение табл. 1.1

1	2	3	4	5
4	Насос НШ – 39М	Повышенный шум, стуки, вибрация при работе насоса	При ПТО	Кавитация в трубопроводе, повреждения уплотнений, износ рабочих поверхностей
5		Внутренняя негерметичность насоса (внутренние утечки)	При ПТО	Износ деталей, неочищенное некондиционное масло
6	ПГА	Нарушение герметичности соединения резиновой диафрагмы и корпуса ПГА	При ОТО	Неправильная сборка ПГА
7		Деформации резиновых уплотнений	При ПТО	Перекос соединения зарядного клапана и корпуса ПГА
8		Утечка азота через зарядный штуцер	При ОТО	Негерметичность зарядного штуцера
9	Фильтр 8Д2.966.017-2	Засорение сетки фильтр-элемента	При ПТО	Некондиционное, плохо очищенное масло АМГ-10
10		Деформация уплотнительного кольца	При ПТО	Несвоевременная замена уплотнительных колец
11		Неисправность перепускного клапана	При ПТО	Заедание, перекос тарелки вследствие неправильной сборки или воздействия механических примесей

Продолжение табл. 1.1

1	2	3	4	5
12	Фильтр ФГ-11СН	Негерметичность фильтра в месте со- единения входного штуцера и корпуса	При ОТО	Деформация рези- нового уплотне- ния вследствие чрезмерной за- тяжки резьбового соединения
13	Автомат разгрузки насоса ГА-77В	Заседание командно- го золотника	При опробова- нии ГС перед полётом	Несоответствие чистоты АМГ-10 техническим условиям
14		Негерметичность шарикового клапана	При ПТО	Износ седла кла- пана продуктами загрязнения рабо- чей жидкости
15		Зависание предо- хранительного клапана	При ПТО	Повышенное тре- ние и/или загряз- нённая жидкость
16	Электромагнитный кран ГА-74М/5	Перегрев катушки электромагнита	При опробова- нии ГС перед полётом	Заводская неис- правность микро- выключателя
17		Короткое замыка- ние обмотки элек- тромагнитного крана	При опробова- нии ГС перед полётом	Повреждение об- мотки из-за попа- дания влаги
18		Заседание золотника	При опробова- нии ГС перед полётом	Повышенное тре- ние и/или загряз- нённая жидкость

Продолжение табл. 1.1

1	2	3	4	5
19	Обратный клапан ОК-10А	Внутренняя негерметичность	При ПТО	Повышенный износ деталей клапана из-за загрязнённого масла АМГ-10
20		Подтекание АМГ-10 на стыке входного штуцера и корпуса	При ОТО	Недостаточная затяжка гайки соединения входного трубопровода и штуцера
21		Разрушение пружины клапана	При ПТО	Недостаточная прочность материала, неправильная сборка
22	Масло АМГ-10	Загрязнение масла АМГ-10 продуктами износа и окисления	При ОТО	Загрязнение внутренних полостей агрегатов системы
23		Некондиционное масло АМГ-10 (изменение вязкостных и химических характеристик)	При ПТО	Загрязнение масла АМГ-10 продуктами износа и окисления
24		Наличие воздуха в масле	При опробовании ГС перед полётом	Нарушение технологии заправки. Негерметичность системы
25		Повышенный нагрев масла	При опробовании ГС перед полётом	Повышенные потери давления в трубопроводах и гидроаппаратуре. Плохой отвод тепла от бака и трубопроводов

Продолжение табл. 1.1

1	2	3	4	5
26	Гидроусилитель КАУ-30Б	Внутренняя негерметичность	При ПТО	Износ золотниковой пары
27		Неравномерное движение штока	При опробовании ГС перед полётом	Наличие воздуха в полостях цилиндра, повышенное и неравномерное трение
28		Замасливание штока с каплеобразованием	При ОТО	Износ резиновых уплотнений
29		Заедание либо заклинивание золотника ручного управления	При опробовании ГС перед полётом	Попадание продуктов износа в зазор из-за некондиционного, плохо очищенного топлива
30	Гидроусилитель КАУ-30Б	Подтекание РЖ по ниппельному соединению с трубопроводами	При ОТО	Деформация резиновых уплотнений
31		Зависание золотниковых пар агрегата	При опробовании ГС перед полётом	Загрязнение масла АМГ-10 продуктами износа и окисления
32	Трубопроводы и шланги	Надрывы, потёртости шлангов	При ОТО	Несоблюдение зазоров между трубопроводами
33		Царапины, риски, забоины, вмятины, коррозия	При ОТО	Попадание посторонних предметов в технические отсеки
34		Нарушение герметичности соединения трубопроводов	При ОТО	Повышенная вибрация двигателя

1	2	3	4	5
35	Гидроусилитель РА-60Б	Внутренняя негерметичность	При ПТО	Износ золотниковой пары
36		Заедание золотника ручного управления	При опробовании ГС перед полётом	Попадание частиц загрязнения в зазор
37		Заедание концевых выключателей	При опробовании ГС перед полётом	Коррозия элементов выключателей из-за попадания влаги
38		Внешняя негерметичность	При ОТО	Негерметичность уплотнений

Анализируя таблицу 1.1, можно сделать следующие выводы:

1) Большинство отказов и неисправностей отдельных элементов ЭГМС оказывает значительное влияние на работоспособность системы в целом и безопасность эксплуатации, может приводить к катастрофам и аварийным ситуациям. Примерно треть от общего числа неисправностей может вызывать усложнение условий эксплуатации ТК. К «слабым» отказам и неисправностям относятся преимущественно внешние повреждения, такие как риски, забоины, задиры на трубопроводах и агрегатах.

2) В рамках оперативного ТО (ОТО) преимущественно проверяются и обнаруживаются течи масла из гидравлических агрегатов (внешняя негерметичность), состояние креплений ГУ и их внешние повреждения. Кроме этого, ряд скрытых отказов и неисправностей (преимущественно внутренние утечки) фиксируются только при различных формах периодического ТО (ПТО), что также негативно сказывается на надёжности ЭГМС и подтверждает актуальность разработки инструментов для их оперативного обнаружения.

3) Наиболее характерными отказами и неисправностями элементов ЭГМС являются те, которые могут приводить к катастрофам и аварийным ситуациям и зачастую не могут быть оперативно обнаружены существующими диагностическими средствами (внешние утечки, внутренние утечки, ухудшение физических и химических свойств РЖ, заедания и заклинивания золотниковых пар и клапанов).

1.1.2 Классификация отказов ЭГМС

Классификация отказов ЭГМС выполняется с использованием имеющейся в распоряжении эмпирической информации (прецедентов). База прецедентов формируется по статистически накопленным данным, а также с использованием результатов моделирования изменения состояния. В ходе эксплуатации такая система может улучшать точность (обучаться) в определении «класса исправностей» системы путём обучения на поступающих новых данных в ходе испытаний и/или эксплуатации контролируемого объекта.

В целях идентификации типовых тенденций деградаций ЭГМС в лабораторных условиях должен быть проведён анализ видов и последствий отказов. По результатам проведённого анализа в конструкцию ЭГМС могут быть внедрены элементы с искусственными деградациями, а также дополнительно установлены необходимые вспомогательные датчики. Внедрение подобных элементов невозможно без проведения процедур верификации и валидации применяемых алгоритмов, которые могут быть выполнены в лабораторных условиях, где можно провести непрерывный мониторинг деградирующих элементов ЭГМС в условиях внешнего воздействия.

Работа ЭГМС и её устройств на любом ТК протекает в сложных условиях, когда различные процессы и факторы ухудшают

со временем значение её параметров, приводя к утрате работоспособности.

Отказы и неисправности в ЭГМС, возникающие при эксплуатации ТК, подразделяются в соответствии с рядом признаков, наиболее важными из которых являются: причины возникновения отказов, степень повторяемости, скорость развития отказов во времени, степень влияния на выходные параметры системы и степень их влияния на безопасность полёта (в случае авиационных систем). На рисунке 1.2 представлена классификация отказов ЭГМС по перечисленным признакам для случая авиационных ГС. Рассмотрим наиболее важные моменты классификации отказов.

По причине возникновения отказы подразделяются на конструктивные, производственные и эксплуатационные. **Конструктивные отказы** связаны с ошибками при проектировании агрегатов ЭГМС или неправильным заданием условий их эксплуатации. Если в процессе проектирования агрегатов были неверно определены условия их работы в ТК, то под воздействием внешних факторов (вибрация, температура, забросы давления и т.д.) отказы начинают проявляться в эксплуатации.

К **производственным** относят отказы, связанные с несовершенством или с нарушением технологии производства агрегатов.

Эксплуатационные отказы возникают вследствие нарушений правил эксплуатации и технологии выполнения регламента ТО или возникновения нерасчётных ситуаций, например грубой посадки воздушного судна (ВС). Иногда причиной эксплуатационных отказов является несовершенство действующего регламента ТО ЭГМС.

По скорости развития отказов можно выделить три основных процесса, ухудшающих работоспособность ЭГМС: быстропротекающие процессы; процессы, протекающие со средней скоростью; медленнопротекающие (медленные) процессы.

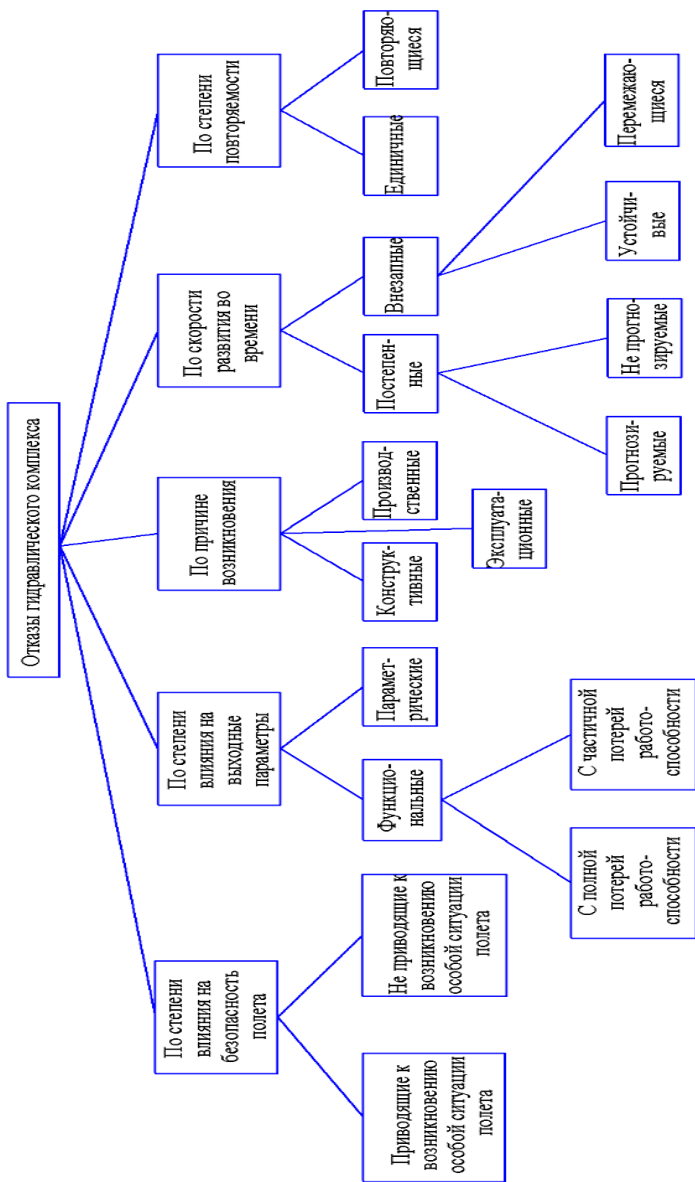


Рисунок 1.2 – Классификация отказов ЭГМС авиационного назначения

Быстропротекающие процессы имеют характерное время, измеряемое обычно долями секунды. Эти процессы заканчиваются в пределах цикла работы машины и вновь возникают при следующем цикле. К ним относят вибрацию трубопроводов, обусловленную как кинематическим, так и силовым возбуждением; изменение сил трения в подвижных элементах насосов и, прежде всего, рабочей пары поршень – цилиндр в аксиально-поршневых насосах; пульсации давления РЖ вследствие неравномерности подачи насоса и многие другие.

Процессы, протекающие со средней скоростью, характеризуются длительностью, измеряемой обычно в минутах. Они приводят к монотонному изменению начальных параметров машин. В качестве примеров можно привести изменение температуры окружающей среды и РЖ в полёте. Такое изменение относится к обратимым процессам. Из необратимых процессов этого типа следует назвать процесс изменения физических свойств РЖ, ход которого ускоряется при повышенных температурах; изменение физических свойств уплотнений, выполненных из резины, и другие процессы.

Медленные процессы протекают на протяжении всего периода эксплуатации. К таким процессам относят: систематический износ всех трущихся рабочих элементов; усталость трубопроводов, соединений, элементов и узлов гидравлических агрегатов; коррозию; сезонные изменения температуры; старение резиновых изделий, используемых в качестве уплотнений в различных устройствах. Эти процессы также влияют на точность, КПД и другие параметры устройств, но изменение их происходит сравнительно медленно.

Следует отметить, что все процессы являются случайными функциями. Исследование условий работы, например, ВС, их систем, узлов, устройств показывает, что все три типа процессов

на практике всегда имеют место быть и являются в основном причинами возникающих при эксплуатации неисправностей и отказов.

Потеря работоспособности ЭГМС или её отдельных подсистем может произойти как вследствие выхода за пределы технических условий её выходных параметров, так и вследствие нарушения функционирования её агрегатов и элементов из-за разрушения шлангов или трубопроводов, заклинивания золотниковых распределителей, разрушения штоков гидроцилиндров, обрыва электрических цепей электромагнитных кранов и т.д. В соответствии с этим различают параметрические и функциональные отказы ЭГМС или её отдельных агрегатов. Функциональные отказы могут приводить к полной или частичной потере работоспособности системы.

По скорости развития неисправности во времени отказы агрегатов ЭГМС также подразделяются *на постепенные и внезапные*. К *постепенным параметрическим* следует отнести отказы гидравлических насосов вследствие уменьшения их подачи из-за увеличения с наработкой внутренних утечек, отказы гидроцилиндров вследствие потери герметичности наружных уплотнений из-за износа и другие аналогичные. К *внезапным параметрическим* отказам можно отнести падение давления в напорной магистрали ГС вследствие резкого увеличения утечек из-за попадания загрязнений в золотниковый распределитель, повышения температуры РЖ, перегрева гидравлического насоса и т.д.

Постепенные функциональные отказы возникают вследствие необратимых изменений, связанных с накоплением усталостных повреждений в силовых конструктивных элементах агрегатов, например, разрушение корпуса фильтра или выходного штока рулевого привода вследствие длительного воздействия эксплуатационных нагрузок.

К **внезапным функциональным отказам** относят статические разрушения силовых элементов агрегатов под воздействием нерасчётных нагрузок, например, разрушение шлангов ГС шасси при грубой посадке ВС.

В процессе эксплуатации в агрегатах ЭГМС **происходят обратимые и необратимые изменения.**

Обратимые изменения возникают при действии эксплуатационных факторов и исчезают после прекращения их действия. Если анализировать РЖ, то примером таких изменений может служить уровень её загрязнения. Значение этого уровня повышается за счёт генерирования частиц износа трибомеханическими узлами агрегатов и внесения загрязнений из внешней среды, а снижение происходит путём улавливания частиц фильтрами.

Необратимые изменения, связанные с накоплением повреждений в конструктивных элементах агрегатов, сохраняются и после прекращения действия эксплуатационных нагрузок. Применительно к РЖ примером такого рода изменений является изменение значения вязкости, которое в процессе эксплуатации только уменьшается. Для восстановления требуемого уровня существует только один путь – замена РЖ.

1.1.3 Анализ причин характерных отказов и неисправностей в ЭГМС

Внешние и внутренние утечки. Известно, что надёжность и безотказность агрегатов ЭГМС во многом зависит от состояния их уплотнительных устройств. Уплотнения агрегатов ЭГМС представляют собой в основном резиновые кольца круглого или прямоугольного сечения. Для вращающихся деталей (например, валы насосов) широко применяются манжетные уплотнения.

Резиновые кольца устанавливаются в зазоре с некоторым натягом, что деформирует их. В процессе перемещения уплотняемых поверхностей начальная величина деформации уплотнительного кольца изменяется (т.е. изменяется его форма). При этом восстановление первоначальной формы происходит не сразу после снятия нагрузки, а в течение некоторого времени. Таким образом, возникают незначительные утечки РЖ через уплотнения.

Кроме того, зачастую скорость движения уплотнительных элементов меньше скорости движения уплотняемых поверхностей, что также способствует образованию внешних утечек.

Таким образом, даже при исправном состоянии уплотнений возможны утечки жидкости в небольших объёмах.

Допустимые утечки жидкости в ЭГМС обычно не регламентируются, однако их величина оговаривается заводом-изготовителем для каждого агрегата отдельно. При этом изменение температурных условий эксплуатации, вязкости РЖ, износ уплотнений с течением времени, возникновение повышенных вибраций и т.д. приводит к многократному возрастанию величины утечек.

Одной из главных причин износа уплотнений является затвердевание резины. Данный процесс зависит от содержания в РЖ серы, хлора и фосфора. Кроме того, содержание присадок в РЖ также может являться катализатором или нейтрализатором этого процесса.

Также значительное влияние на старение резины оказывает температурный режим, а именно его повышение. Это связано с окислительными процессами, протекающими в резине в напряжённом состоянии при высоких температурах.

Таким образом, можно сделать вывод, что внешние и внутренние утечки возникают в агрегатах из-за износа и разрушения

уплотнительных элементов или поверхностей с течением времени, а также при появлении неблагоприятных эксплуатационных факторов. При этом внешние утечки проявляются на поверхности агрегата, а внутренние, возникающие вследствие неплотности соединений внутри элементов или их повреждения, не всегда сопровождаются признаками внешней негерметичности и зачастую обнаруживаются по нарушению правильности функционирования агрегатов (уменьшение производительности и появление шума насосов, уменьшение усилий на штоке гидроусилителя и т.д.).

Физические и химические свойства РЖ. В качестве РЖ в энергонасыщенных ЭГМС ТК, которые и рассматриваются в настоящей монографии, применяют минеральные масла и синтетические жидкости. Выбор типа и марки РЖ определяется назначением, условиями эксплуатации и требованиями надёжности [7–10].

Минеральные масла получают в результате переработки высококачественных сортов нефти с введением в них присадок, улучшающих их физические свойства. Присадки добавляют в количестве 0,05...10%. Они могут быть многофункциональными, т.е. влиять на несколько физических свойств сразу. Различают присадки антиокислительные, вязкостные, противоизносные, снижающие температуру застывания жидкости, антипенные и т.д.

Синтетические жидкости на основе силиконов, хлор- и фторуглеродистых соединений, полифеноловых эфиров и т.д. не возгораются, стойки к воздействию химических элементов, обладают стабильностью вязкостных характеристик в широком диапазоне температур. В последнее время, несмотря на высокую стоимость синтетических жидкостей, они находят всё большее применение в ЭГМС.

Анализ работ [11–17] показывает, что из всего многообразия физических и химических параметров РЖ в наибольшей степени оказывает влияние на её качество вязкость и загрязнённость механическими примесями.

Вязкость – способность жидкости сопротивляться скольжению или сдвигу её слоев. Это свойство зависит главным образом от температуры и давления жидкости.

Вязкость – одна из важнейших характеристик РЖ, т.к. гидравлические элементы способны эффективно работать только в определённом диапазоне значений вязкости РЖ. Слишком вязкая РЖ не будет затекать в маленькие зазоры и станет причиной снижения гидравлического КПД. А жидкость с малой вязкостью не будет удерживаться на подвижных деталях, также слишком малая величина вязкости может отрицательно сказываться на значении объёмного КПД.

Кроме того, одна из основных функций РЖ в ЭГМС – это обеспечение смазки трущихся поверхностей агрегатов. Вследствие этого к ней предъявляются существенные требования по обеспечению на поверхности трущихся деталей прочных и устойчивых плёнок, исключающих возможность возникновения сухого трения и связанного с ним повышенного износа деталей.

При эксплуатации РЖ подвергается температурным воздействиям, действию мощных звуковых полей и продавливается через зазоры в агрегатах. Всё это приводит к её деструкции и снижению вязкости. При этом скорость изменения вязкости РЖ для ЭГМС различных ТК отлична и зависит от типа применяемых насосов, температурного режима её работы, интенсивности звуковых полей и ряда других факторов.

Для поддержания вязкости РЖ в требуемых пределах в процессе эксплуатации предусмотрена периодическая её замена (полная или частичная). Такая замена обычно приурочивается к тяжёлой форме ТО.

В процессе эксплуатации ГУ происходит непрерывный процесс накопления органических и неорганических примесей в гидравлических маслах. Состав загрязнений зависит от условий и режимов эксплуатации, а также герметичности элементов системы. Как показывает отечественный и зарубежный опыт [15, 17–19], именно повышенная загрязнённость РЖ в 70–90% случаев является причиной отказов элементов ЭГМС.

Загрязнения РЖ бывают следующих видов:

1. Загрязнения в процессе поставки. Они происходят в результате недостаточной очистки при изготовлении и несоблюдении правил чистоты во время доставки жидкостей к месту потребления. Причинами могут служить повышенная коррозия внутренних поверхностей цистерн и неудовлетворительная их очистка, загрязнения пылью на пунктах налива или слива, а также при недостаточной герметизации сосудов. ГОСТ 6370-2018 устанавливает отсутствие загрязнений в чистом масле (состояние поставки) в том случае, если содержание механических примесей в маслах составляет до 0,005% включительно по массе.

2. Загрязнения в процессе хранения и заправки. На загрязнённость РЖ при хранении и заправке влияют условия и продолжительность хранения, материал резервуаров, их герметичность, запылённость окружающего воздуха, интенсивность коррозии складского и заправочного оборудования, стабильность жидкости. При длительном хранении масел происходит медленное накопление продуктов окисления и органических соединений, в состав которых входят высокомолекулярные смолы и присадки. Нарушение технологического процесса заправки или дозаправки ЭГМС также ведёт к значительному росту концентрации механических примесей в РЖ.

3. Загрязнения в процессе изготовления, сборки и испытания элементов ЭГМС. При изготовлении, сборке и испытании загрязнения в РЖ попадают в тех случаях, когда для уплот-

нения резьбовых соединений применяют неправильно подобранные материалы; сборку элементов ЭГМС, их отладку и испытание проводят в запылённых помещениях и на загрязнённых рабочих местах, а собираемые элементы плохо очищены от консервационных смазок; неправильно подобранные инструменты, механическая обработка отдельных деталей также способствуют появлению в ЭГМС загрязнений, которые при работе постепенно вымываются РЖ и начинают циркулировать вместе с ней по системе, увеличивая износ трущихся поверхностей.

4. Загрязнения в процессе эксплуатации. Наибольшее количество загрязнений попадает в РЖ в процессе эксплуатации ЭГМС ТК. За счёт износа механических элементов ЭГМС РЖ загрязняются непрерывно самыми различными видами загрязнителей (таблица 1.2).

Таблица 1.2 – Основные виды загрязнений в РЖ

Загрязнитель	Воздействие	Источник загрязнения
1	2	3
Неабразивный осадок	Закупоривает щели дросселей, золотников и фильтров	Разложение масел
Кислоты	Коррозия поверхностей деталей	Разложение масел
Шлак	Засорение каналов ЭГМС	Разрушение масла. Внесение извне или из элементов ЭГМС
Вода	Эмульсирование РЖ	Имеется в РЖ или появляется при разложении замедлителей окисления
Воздух	Растворяется в РЖ или образует окислы	Поглощение из окружающей среды

1	2	3
Другие масла	Смешиваются с жидкостью и могут вызвать различную химическую реакцию	Попадают при добавочной заливке
Ржавчина	Смешивается с жидкостью, образуя абразивную среду	Попадает из неочищенных трубопроводов и баков
Металлические частицы	Являются катализаторами для разложения и окисления, смешиваются с основной жидкостью, образуя абразивную среду	Появляются вследствие износа элементов ЭГМС
Абразивные частицы	Смешиваются с основной жидкостью, образуя абразивную среду	Попадают из воздуха
Частицы краски	Закупоривают щели дросселей, золотников, фильтры	Старение краски и её плохая адгезия с внутренними стенками трубок
Частицы уплотнительных материалов	Закупоривают щели дросселей, золотников, фильтры	Износ уплотнений, неправильная сборка
Бактерии и продукты их жизнедеятельности	Изменяют физические свойства жидкости. Закупоривают фильтры	Попадают в результате загрязнения жидкости бактериями

При нагревании жидкостей в процессе эксплуатации увеличивается количество осадков, вызываемых окислением. Кроме того, при нагревании деталей, работающих в масле, возможно образование на их поверхностях лаковых плёнок, которые способствуют усиленному нагреву этих деталей и ЭГМС в целом.

Загрязнение РЖ может происходить в результате их распада. Так, например, вода, попадая в минеральные масла и являясь окислителем, приводит к распаду этих масел. Кроме того, вода стимулирует рост бактерий, которые образуют вязкие смолообразные компоненты, закупоривающие щели дросселей и фильтры.

Загрязнение РЖ частицами может вызвать три вида отказа агрегатов ЭГМС:

- повышенный износ, обусловленный истиранием поверхностей пар трения из-за присутствия в зазорах частиц загрязнения и эрозией из-за бомбардировки частицами;
- заклинивание элементов золотниковых распределителей (частицы перекрывают отверстия управления);
- блокировка зазоров в прецизионных парах (илистая блокировка или блокировка частицами – облитерация).

Наличие механических примесей способствует окислению РЖ, которое вызывает изменение её физико-химических свойств, ухудшает термостабильность, кислотность и другие эксплуатационные свойства [15, 17, 20, 21]. Кроме того, под действием частиц загрязнений снижается несущая способность смазывающей плёнки на поверхностях трения, что в итоге увеличивает интенсивность изнашивания агрегатов ГС [16, 22, 23].

Высокая загрязнённость РЖ приводит к снижению надёжности и долговечности агрегатов. Наиболее подвержены негативному влиянию загрязнений агрегаты, в состав которых входят прецизионные пары. Конструктивной особенностью этого элемента является необходимость обеспечения сверхмалого зазора между золотником и его гильзой (5–15 мкм). Величина этого зазора соизмерима с размерами частиц загрязнений в РЖ. В результате в процессе работы загрязнения непрерывно попадают в зазор вместе с РЖ, вызывая заедание, заклинивание деталей и их абразивный износ, что в итоге приводит к выходу всего агрегата из строя.

Необходимого уровня загрязнений меньше допустимого можно добиться путём правильного выбора фильтров. Для этого на основе анализа конструкции и состава ЭГМС определяется уровень ингрессии (поступления) загрязнений в систему, а затем подбирается фильтр с требуемым значением эффективности фильтрации. При этом нужно учитывать, что уровень загрязнения в различных точках ЭГМС различен. Безотказная работа ЭГМС обеспечивается удалением из гидравлических масел частиц, превышающих по размерам половину ширины зазора между сопряжёнными деталями гидравлических агрегатов. Но из-за технических ограничений и по экономическим соображениям данное требование в настоящее время не может быть удовлетворено, поэтому чистота гидравлических масел считается удовлетворительной, если размеры частиц в ней равны ширине наименьшего зазора в агрегатах.

Таким образом, можно сделать вывод, что состояние РЖ характеризуется совокупностью её параметров, оказывающих влияние на работоспособность ЭГМС. При этом наличие механических примесей в РЖ – ключевой негативный фактор, под воздействием которого происходит не только ухудшение её свойства, но и повышается вероятность отказов гидроагрегатов (из-за попадания частиц в зазоры прецизионных пар), что приводит к снижению надёжности и безотказности всей ЭГМС.

5. Заедания и заклинивания золотниковых пар. Золотниковые механизмы являются неотъемлемой частью многих агрегатов ЭГМС, в первую очередь – распределителей. Конструкция данных механизмов предполагает наличие микрометровых зазоров между золотником и его гильзой, т.е. наличие капиллярной щели, из-за чего в эксплуатации нередко возникает неисправность, связанная с заеданием золотниковой пары, которая со временем приводит к её полному заклиниванию.

Отчасти причиной этого явления является облитерация (заращивание) капиллярных щелей. Заращивание капиллярных щелей происходит в результате отложений на поверхностях связующего слоя из полярных молекул. Интенсивность процесса не зависит от вязкости жидкости и твёрдых включений, однако увеличивается с ростом давления в системе.

В результате облитерации резко ухудшается динамика ЭГМС, т.к. величина потребных усилий для страгивания золотника многократно возрастает из-за необходимости разрушения связующего молекулярного слоя гильзы и золотника. В результате возникает запаздывание в следящей ЭГМС и эффект заедания золотника в гильзе.

С другой стороны, при появлении неблагоприятных факторов (наличие эксцентриситета и нарушение цилиндричности поверхностей золотника и гильзы) в паре появляется неуравновешенная радиальная сила, стремящаяся сместить золотник к гильзе, тем самым вызывая недопустимое увеличение сил трения в паре и в итоге заедание золотника в гильзе.

Величина неуравновешенной радиальной силы рассчитывается по формуле [24]:

$$f_{rad} = \frac{\pi l r h \Delta p}{2e} \left(1 - \frac{2s + h}{\sqrt{(2s + h)^2 - 4e^2}} \right),$$

где f_{rad} – неуравновешенная радиальная сила; l – длина пояска золотника; r – радиус золотника; Δp – перепад давления на пояске золотника; e – эксцентриситет; h – конусность; s – величина зазора между золотником и гильзой со стороны основания конуса.

Конусность h в золотниковой паре образуется вследствие деформации поверхностей золотниковой пары частицами загрязнений, попавшими в зазор между ними. Кроме того, известно, что поверхность любого твёрдого тела волниста. Трущиеся поверх-

ности золотника и гильзы изготавливают с чистотой в пределах 8–11 классов, для которых по ГОСТ 2789-73 высота неровностей достигает значений соответственно 3,2–0,4 мкм. В качестве материалов применяют хрупкие, а не пластичные, для того чтобы исключить внедрение в поверхность частиц загрязнения с образованием вспучиваний. При попадании в зазор золотниковой пары частиц соизмеримого размера и большей твёрдости образуется дополнительная стружка. Другие, менее твёрдые частицы, приводят к упругому деформированию деталей пары. Частицы с большим размером будут разрушаться об острую переднюю кромку золотника на более мелкие и оказывать аналогичное воздействие, либо пластически её деформировать, тем самым закупоривая зазор. Таким образом, механизм нарушения цилиндричности поверхностей золотника и гильзы заключается в воздействии на них частиц загрязнений различных размеров и твёрдости (рисунок 1.3).

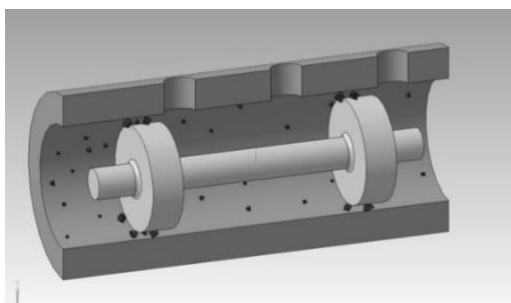


Рисунок 1.3 – Золотниковая пара и загрязнения

Кроме того, на величину неуравновешенной радиальной силы существенное влияние оказывает эксцентричное расположение золотника в гильзе, которое появляется в процессе сборки пары ввиду малых размеров золотника и гильзы и микрометровых зазоров между ними.

На основании вышеизложенного рассмотрим механизм развития заедания золотниковой пары (рисунки 1.4–1.6). Описание процесса производится на примере одного пояска золотника, изображённого на рисунке 1.4.

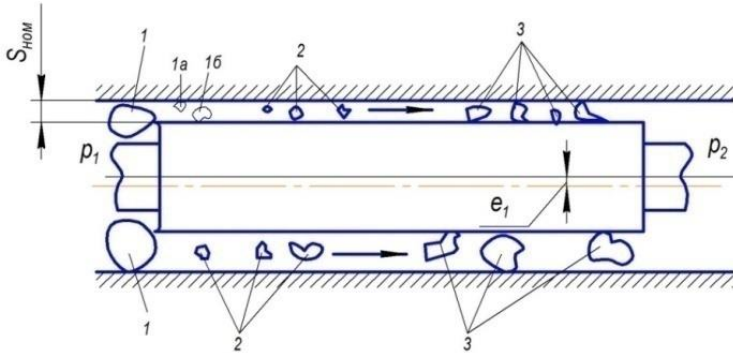


Рисунок 1.4 – Первый этап развития заедания золотника

При сборке золотник устанавливается в гильзе с некоторым номинальным зазором $s_{ном}$ и эксцентриситетом e_1 . На золотник действует перепад давлений $\Delta p = p_2 - p_1$. В РЖ присутствуют частицы загрязнений различного размера. В процессе эксплуатации крупные частицы 1 раскалываются об острую кромку на более мелкие (см. рисунок 1.3), увеличивая концентрацию опасных частиц. Частицы 2, размер которых меньше зазора, проходят беспрепятственно, однако при контакте с поверхностями деталей пары деформируют их. Основная масса частиц 3, размер которых соизмерим с зазором, проходя между золотником и гильзой, способствуют интенсивному износу их поверхностей.

Таким образом, с течением времени происходит нарушение цилиндричности поверхностей золотника и гильзы, выражающееся в том, что золотник приобрёл конусность h (рисунок 1.5).

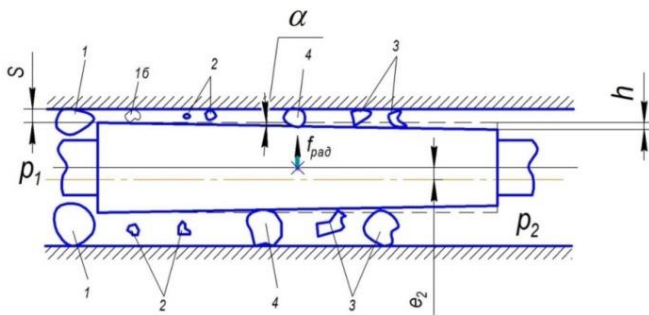


Рисунок 1.5 – Второй этап развития заедания золотника

Из-за этого возникает неуравновешенная радиальная сила, смещающая золотник к гильзе, тем самым увеличивая эксцентриситет между их осями и уменьшая зазор между ними. Вследствие достаточно высокой поверхностной твердости деталей пары процесс снятия материала с поверхности обладает малой интенсивностью, из-за чего некоторые частицы 4, попадая в зазор, застревают между золотником и гильзой.

На третьем этапе (рисунок 1.6) количество застрявших в зазоре частиц 4 увеличивается, т.е. происходит явление зарастивания зазора по всей длине пояска.

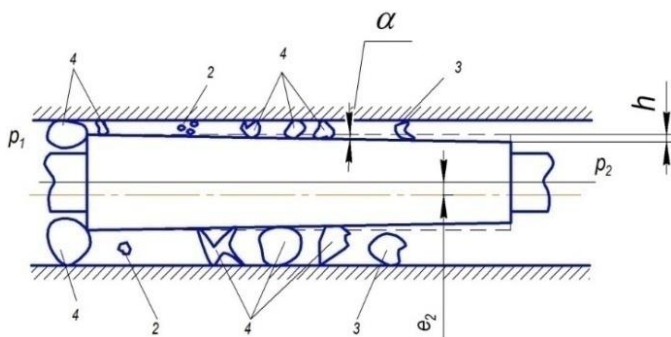


Рисунок 1.6 – Третий этап развития заедания золотника

Силы трения в паре при этом возрастают и при определённом минимально допустимом значении зазора превышают силу, потребную для перемещения золотника, что и приводит к его заеданию в гильзе.

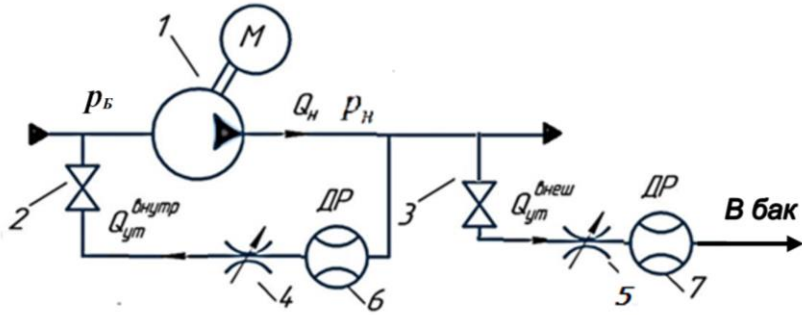
1.1.4 Математические модели характерных неисправностей ЭГМС

Имитация неисправности гидравлического насоса. Одной из часто встречающихся неисправностей гидравлических насосов являются внутренняя и внешняя утечки. В процессе моделирования динамических процессов, происходящих в насосе при появлении утечек, в программных пакетах высокого уровня к основным уравнениям, описывающим насос, добавляется равенство [25]:

$$Q_n(t) = Q_{н.ид} - Q_{ут}^{внутр}(t) - Q_{ут}^{внеш}(t),$$

где $Q_{ут}^{внеш}(t) = F_{ут}^{внеш} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_n - p_{внеш})}$ – расход внешних утечек

жидкости; $Q_{н.ид}$ – теоретический расход насоса; $F_{ут}^{внеш}$, $F_{ут}^{внутр}$ – эффективные площади проходных сечений в насосе в местах внешних и внутренних утечек жидкости; p_n – давление на выходе из насоса. Величина расхода внутренних утечек $Q_{ут}^{внутр}(t)$ чаще всего имеет линейную зависимость от перепада давления из-за ламинарного режима течения. Закон изменения внутренних $Q_{ут}^{внутр}(t)$ и внешних утечек $Q_{ут}^{внеш}(t)$ определяется на основании статистических данных, получаемых на этапе ресурсных испытаний и в процессе эксплуатации агрегатов ЭГМС.



- 1 – гидравлический насос; 2, 3 – отсечные вентили;
 4 – регулируемый вентиль для задания величины внутренней утечки;
 5 – регулируемый вентиль для задания величины внешней утечки;
 6 – датчик расхода рабочей жидкости (на внутренние утечки);
 7 – датчик расхода рабочей жидкости (на внешние утечки)

Рисунок 1.7 – Гидравлическая схема имитации внутренних и внешних утечек гидравлического насоса

Для имитации внутренних и внешних утечек на экспериментальном стенде необходимо установить регулируемые вентили 4 и 5, а также расходомеры 6 и 7 с малым пределом измерения для контроля величины имитируемых утечек (рисунок 1.7) [25]. В процессе моделирования утечки расход РЖ подбирается вариацией площади проходного сечения вентилей таким образом, чтобы значение расхода соответствовало экспериментальным данным.

Имитация неисправности пневмогидравлического аккумулятора. Часто встречающейся неисправностью ПГА является негерметичность зарядного штуцера, при которой объём газовой полости в процессе эксплуатации может изменяться от заданного V_2^p до нуля, где V_2^p – объём газовой полости при рабочем давлении. Определить неисправность ПГА в процессе работы ЭГМС можно только по динамическим параметрам. При моделировании

процессов в ПГА с использованием программных пакетов высокого уровня расход жидкости в аккумулятор определяется исходя из зависимостей [25]:

$$Q_{ПГА} = C_{ПГА} \frac{dP_{ПГА}}{dt}; \quad Q_1 = Q_{ПГА} + Q_2,$$

где $C_{ПГА} = V_{экв}^P / \rho c^2$ – акустическая ёмкость ПГА; $V_{экв}^P$ – эквивалентный объём ПГА; ρ, c – плотность и скорость звука в жидкости соответственно.

Эквивалентный объём ПГА определяется по формуле [25]:

$$V_{экв}^P = V_{ПГА} \cdot \begin{cases} 0 & \text{при } p_{ПГА} \leq p_{зар}; \\ 1 - \left(p_{зар} / p_{ПГА} \right)^{\frac{1}{k}} & \text{при } p_{ПГА} > p_{зар}. \end{cases}$$

где $p_{зар}$ – давление зарядки ПГА; k – показатель адиабаты; $V_{ПГА}$ – объём ПГА.

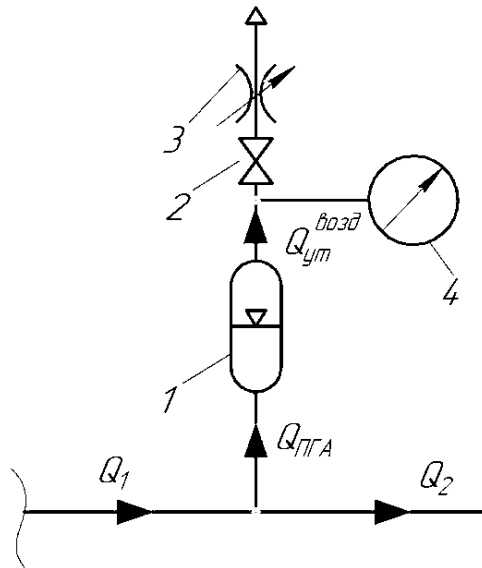
При полном стравливании газа из соответствующей полости ПГА справедливо равенство $V_{экв}^P = V_{ПГА}$.

Для имитации утечки газа из полости ПГА на экспериментальном стенде необходимо установить регулируемый вентиль 3 для сброса воздуха (рисунок 1.8) [25]. Длительность опорожнения газовой полости ПГА будет зависеть от площади проходного сечения вентиля. Сравнением динамических параметров исправной и неисправной ЭГМС можно определить неисправность ПГА.

Имитация неисправности гидравлического фильтра. Основной неисправностью гидравлического фильтра является его загрязнение механическими примесями. Имитационную модель

фильтра при моделировании динамических процессов в программных пакетах высокого уровня можно реализовать увеличением гидравлического сопротивления фильтроэлемента, при котором происходит срабатывание встроенного в фильтр предохранительного клапана [25]. Математическое описание процесса загрязнения фильтроэлемента выражается в виде общей зависимости расхода через фильтр $Q_{\phi}(t)$ от перепада давления на нём Δp_{ϕ} :

$$Q_{\phi}(t) = f(\Delta p_{\phi}).$$



1 – ПГА; 2 – отсечной клапан; 3 – регулируемый клапан для задания величины утечки газа; 4 – манометр для контроля величины давления в газовой полости ПГА

Рисунок 1.8 – Пневмогидравлическая схема имитации утечки газа из ПГА

При исправном состоянии ЭГМС протекающая через фильтр жидкость создаёт перепад на нём, находящийся в установленном рабочем диапазоне. В процессе загрязнения этому же самому расходу жидкости соответствует уже больший перепад давления. В результате происходит изменение его расходно-перепадной характеристики, как показано на рисунке 1.9.

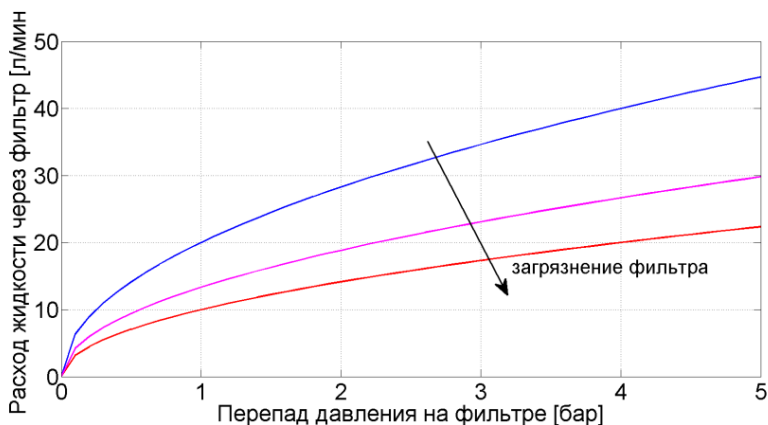
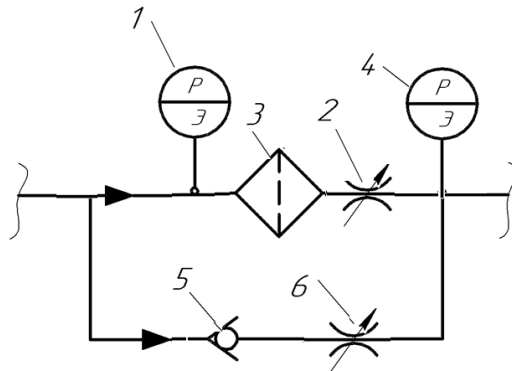


Рисунок 1.9 – Изменение расходно-перепадной характеристики фильтра при его загрязнении

Имитация загрязнения фильтра на полунатурном стенде осуществляется установкой регулируемых вентилей в линиях обратного клапана и непосредственно самого фильтра (рисунок 1.10). Исправное состояние фильтра соответствует положению вентилей: 2 – открыт, 6 – закрыт. Засорение фильтра имитируется открытием вентиля 6 и перекрытием регулируемого вентиля 2. При этом жидкость проходит через обратный клапан, настроенный на перепад давления, соответствующий настройке перепускного клапана фильтра. Контроль перепада давления на фильтре осуществляется датчиками давления 1 и 4. Таким образом, при испытаниях ЭГМС с двумя положениями вентилей можно оце-

нить, насколько изменятся измеряемые при диагностировании параметры.



- 1 – датчик давления рабочей жидкости на входе в фильтр;
- 2 – регулируемый вентиль для задания величины расхода через фильтр;
- 3 – фильтр; 4 – датчик давления рабочей жидкости на выходе из фильтра;
- 5 – обратный клапан; 6 – регулируемый вентиль для задания величины расхода байпасно фильтру

Рисунок 1.10 – Гидравлическая схема имитации загрязнения фильтра

Имитация неисправности гидравлического распределителя. Одной из распространённых неисправностей гидравлических распределителей является повышенная сила трения золотника в гильзе, вплоть до прекращения его движения [25]. Имитационную модель гидравлического распределителя с повышенным трением золотника можно реализовать путём увеличения силы сухого трения в стандартном уравнении его движения:

$$M_3 \frac{d^2 x_3}{dt} + \lambda_{г.мп.} \frac{dx_3}{dt} + N_{с.мп.} \text{sign}\left(\frac{dx_3}{dt}\right) + \gamma_{нр} x_3 = F_3 (p_1 - p_2),$$

где x_3 – перемещение золотника; $M_3, \lambda_{г.мп.}$ – масса золотника и

сила вязкого трения соответственно; $N_{c.тр.}$ – сила сухого трения; $\gamma_{пр}$ – жёсткость пружины; F_3 – площадь торца золотника; p_1, p_2 – давление жидкости по торцам золотника.

В исправном состоянии агрегата сила сухого трения, характеризующая заедание золотника, минимальна. При попадании в зазор между золотником и гильзой твёрдых частиц загрязнения увеличивается сила сухого трения, которую, например, можно задать в процентах от действия сил перепада давления. При превышении сил сухого трения над силой перепада давления золотник стопорится в каком-то положении, что и приводит к потере работоспособности агрегата. Имитировать заедание золотника распределителя при испытаниях практически невозможно, так как нет доступа непосредственно к золотнику. При необходимости исследования можно реализовать повышенную силу сухого трения, прикрепив золотник к штоку, который создаст препятствие движению золотника.

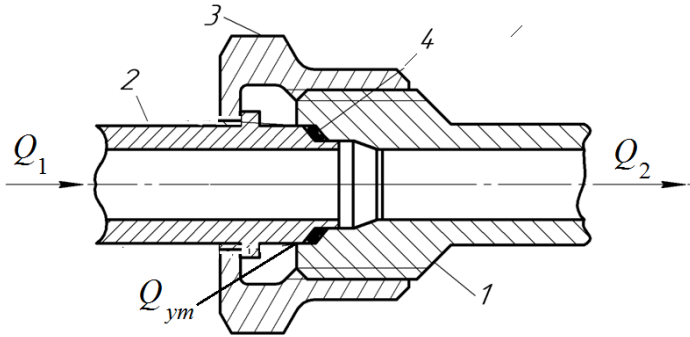
Имитация утечки РЖ в местах соединения трубопроводов. Стыки трубопроводов в условиях вибраций и изменения температуры РЖ в большом диапазоне могут привести к внешним утечкам жидкости (рисунок 1.11). Утечки могут привести к сокращению объёма жидкости в баках, а при значительных величинах – к изменению характеристик всей ГС, вплоть до её отказа.

При моделировании утечка жидкости в математической модели трубопроводной арматуры рассчитывается на основе уравнения баланса расходов:

$$Q_1 - Q_{ym}(t) - Q_2 = 0, \quad Q_{ym}(t) = K_{ym}(t) \cdot (p - p_a),$$

где $Q_1, Q_2, Q_{ym}(t)$ – расход РЖ на входе в стыке, на выходе из стыка и расход утечки соответственно; p – давление жидкости

в месте стыка трубопроводов; $K_{ум}$ – коэффициент гидравлических потерь стыка трубопроводов; p_a – атмосферное давление.



1 – штуцер; 2 – ниппель; 3 – накладная гайка; 4 – уплотнительное кольцо

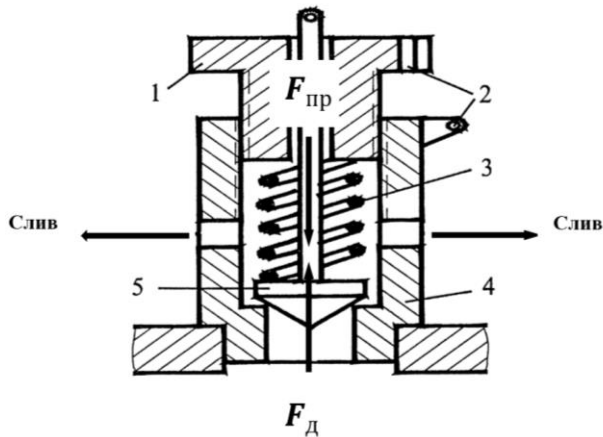
Рисунок 1.11 – Схема утечки РЖ на стыке трубопроводов

Утечку РЖ в стыках трубопроводов на полунатурном экспериментальном стенде можно имитировать за счёт включения дополнительных ответвлений в трубопроводной системе с установкой регулируемых дросселей для настройки необходимой величины утечки.

Имитация неисправности предохранительного клапана. Редкими, но возможными неисправностями предохранительного клапана являются: утечка жидкости из напорной магистрали на слив из-за попадания твёрдых частиц загрязнения в окно клапана или скола кромки седла, препятствующих его полному перекрытию; снижение жёсткости или поломка пружины клапана. С течением времени из-за усталости металла, из-за нарушения технологических процессов при изготовлении пружины, из-за воздействия агрессивной среды (при использовании в системе некондиционной РЖ с изменёнными показателями кислотности)

может происходить ослабление пружины, а в некоторых случаях и её поломка.

Утечку жидкости из напорной магистрали на слив можно реализовать установкой байпаса с вентилем на клапан, а снижение жёсткости или поломку пружины – за счёт установки пружины другой жёсткости.



1 – регулировочный винт; 2 – отверстия в винте и корпусе для установки контровки; 3 – пружина; 4 – корпус клапана; 5 – клапан

Рисунок 1.12 – Принципиальная схема предохранительного клапана

В процессе эксплуатации при ослаблении пружины в некоторый момент времени сила давления жидкости становится больше силы упругости пружины, что приводит к открытию клапана и снижению давления в напорной магистрали ниже требуемого значения (рисунок 1.12).

Данная неисправность предохранительного клапана при моделировании ЭГМС имитируется за счёт изменения жёсткости пружины в стандартном для клапана уравнении движения [26]:

$$M_{кл} \frac{d^2 x}{dt^2} + \gamma_{пр} x + F_{с.мп} \operatorname{sign}\left(\frac{dx}{dt}\right) + (p_n - p_{сл}) S_{кл} = 0,$$

где $M_{кл}$ – масса золотника клапана; $\gamma_{пр}$ – жёсткость пружины; x – величина сжатия пружины; $F_{с.мп}$ – сила сухого трения; $S_{кл}$ – площадь торца клапана; $p_n, p_{сл}$ – давление рабочей жидкости в напорной и сливной магистралях ЭГМС.

1.2 Разработка математической модели ЭГМС на примере системы управления вертолёта Ми-8

Разработка математической модели (ММ) ЭГМС обусловлена несколькими факторами:

а) ММ, реализованная в программных пакетах высокого уровня, даёт возможность анализировать влияние динамических процессов в ЭГМС на предельные значения выходных параметров и её надёжность.

б) ММ является основой для выбора типа, количества и места установки встраиваемых в структуру ЭГМС датчиков для измерения её режимных параметров.

в) Моделирование различных режимов функционирования ЭГМС позволяет выбрать минимальное количество датчиков, обеспечивающих диагностирование объекта с наибольшим количеством возможных неисправностей.

г) Расчёты режимных параметров ЭГМС с использованием ММ являются основой для отработки интеллектуальных методов диагностирования её технического состояния.

д) ММ ЭГМС рекомендуется к использованию при создании искусственной нейросетевой модели исправных и неисправных

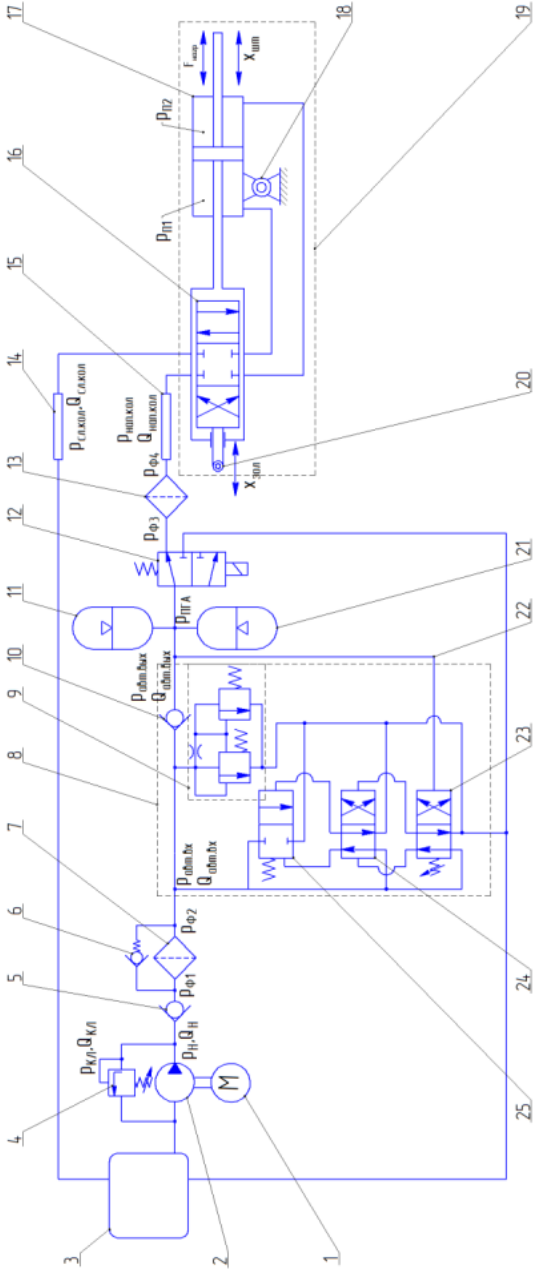
узлов, при восстановлении информации с вышедших из нормального функционирования датчиков в процессе эксплуатации системы.

Принципиальная схема рассматриваемой ЭГМС представлена на рисунке 1.13.

Представленная система функционирует следующим образом. РЖ самотёком поступает из бака 3 в насос 2, который нагнетает её в систему. Далее жидкость через обратный клапан 5 и фильтр 7 поступает в автомат разгрузки 8. Обратный клапан 5 используется при работе системы от наземной гидравлической установки. Фильтр 7 снабжён перепускным клапаном 6, срабатывающим при повышении перепада давления на нём. В состав автомата разгрузки входят: обратный клапан 10, предохранительный клапан непрямого действия 9, командная 23, промежуточная 24 и исполнительная 25 золотниковые пары. Автомат разгрузки 8 необходим для обеспечения холостого режима работы насоса 2 при повышении давления в линии за ним выше настроечного давления, определяемого затяжкой пружины командной золотниковой пары 23. Более подробно его принцип работы будет описан далее. За автоматом разгрузки установлены два ПГА 11 и 21, которые устраняют пульсации давления жидкости в системе.

Далее жидкость через электромагнитный кран 12 и фильтр 13 поступает в напорный коллектор 15, из которого обеспечивается питание гидроусилителя 19.

Гидроусилитель 19 представляет собой следящее устройство, обеспечивающее снижение нагрузки на орган управления, подключаемый к распределительному золотнику ручного управления 20. Более подробно его принцип работы будет описан далее. Слив из гидроусилителя осуществляется через сливной коллектор 14 в бак.



1 – привод; 2 – насос; 3 – бак; 4 – предохранительный клапан прямого действия;
 5, 10 – обратный клапан; 6 – перепускной клапан; 7, 13 – фильтр; 8 – автомат разгрузки насоса;
 9 – предохранительный клапан непрямого действия; 11, 21 – ПГА; 12 – электромагнитный клапан;
 14, 15 – сливной и напорный коллекторы; 16 – золотник гидроусилителя; 17 – гидроцилиндр
 гидроусилителя; 18 – опора; 19 – гидроусилитель; 20 – механический толкатель; 22 – линия подвода
 давления от ПГА; 23 – командный золотник; 24 – промежуточный золотник; 25 – исполнительный золотник

Рисунок 1.13 – Принципиальная схема ЭГМС

При разработке ММ использованы следующие допущения [27–29]:

- гидродинамические силы в золотниковых парах пренебрежимо малы;
- модели трубопроводов и полостей рассматриваются в сосредоточенных параметрах;
- сжатие газа в ПГА определяется по адиабатическому закону;
- при движении мембраны ПГА не учитываются трение и инерция.

Математическая модель составляется блочно по каждому элементу системы.

Шестерённый насос. Относится к роторным гидромашинам с постоянным рабочим объёмом. Его основными параметрами являются рабочий объём, объёмный и полный КПД, номинальное давление и частота вращения приводного вала.

Производительность шестерённого насоса с учётом пульсаций и крутящий момент на приводном валу выражаются следующими уравнениями [30, 31]:

$$Q_H(t) = (V_O \cdot \omega_H - k_{ym}(t) \cdot (p_H - p_B)) \cdot \left(1 + a \cdot \left(\left| \sin \left(\phi \cdot \frac{z}{2} \right) \right| - \frac{2}{\pi} \right) \right); \quad (1.1)$$

$$M_H = \frac{V_O \cdot (p_H - p_B)}{\eta_M}, \quad (1.2)$$

где V_O – рабочий объём насоса; ω_H – угловая частота вращения приводного вала; p_B – давление на входе в насос; a – коэффициент флуктуации; ϕ – угол поворота шестерни; z – количество зубьев шестерни; M_H – крутящий момент на валу насоса;

$\eta_M = \eta / \eta_V(t)$ – механический КПД; η – полный КПД; $\eta_V(t)$ – объёмный КПД; $k_{ym}(t) = \frac{k_{XII}(t)}{v} (p_H - p_B)$ – коэффициент утечек; $k_{XII}(t) = \frac{V_O \cdot \omega_{НОМ} (1 - \eta_V(t)) \cdot v_{НОМ} \cdot \rho}{P_{НОМ}}$ – коэффициент

Хагена – Пуайзёйля.

Величина утечек Q_{ym} определяется исходя из предположения, что она пропорциональна перепаду давления на насосе:

$$p_H - p_B = \frac{128 \cdot v \cdot \rho \cdot l}{\pi \cdot d^4} \cdot Q_{ym}, \quad (1.3)$$

где l и d – геометрические параметры зазоров.

Привод гидравлического насоса. Как привод для насоса штатно используется редуктор. В таком случае частота вращения насоса определяется частотой вращения несущего винта с учётом передаточного отношения редуктора. В случае автономной системы при подключении насоса к электродвигателю возможно объёмное регулирование подачи за счёт изменения частоты вращения электродвигателя. При использовании асинхронного электродвигателя уравнения баланса напряжений и потокосцепления для ротора и статора в векторной форме имеют следующий вид [32]:

$$\vec{U}_S = R_S \cdot \vec{I}_S + \frac{d\vec{\Psi}_S}{dt}; \quad (1.4)$$

$$\vec{U}_R = R_R \cdot \vec{I}_R + \frac{d\vec{\Psi}_R}{dt}; \quad (1.5)$$

$$\vec{\Psi}_S = L_S \cdot \vec{I}_S + L_m \cdot e^{j\theta} \cdot \vec{I}_R; \quad (1.6)$$

$$\vec{\Psi}_R = L_R \cdot \vec{I}_R + L_m \cdot e^{-j\theta} \cdot \vec{I}_S, \quad (1.7)$$

где индексы R и S относятся к ротору и статору соответственно; ψ – пространственный вектор потокосцепления; U – пространственный вектор напряжения; θ – угол сдвига системы координат ротора по отношению к системе координат статора; I – пространственный вектор тока; R – активное сопротивление обмотки; L – индуктивность цепи.

Обратный клапан. Пропускает РЖ в одном направлении с минимальными потерями. Пружина служит для посадки клапана в седло при изменении направления движения потока. Типовая характеристика обратного клапана в виде зависимости площади проходного сечения от перепада давления на нём [30] представлена на рисунке 1.14.

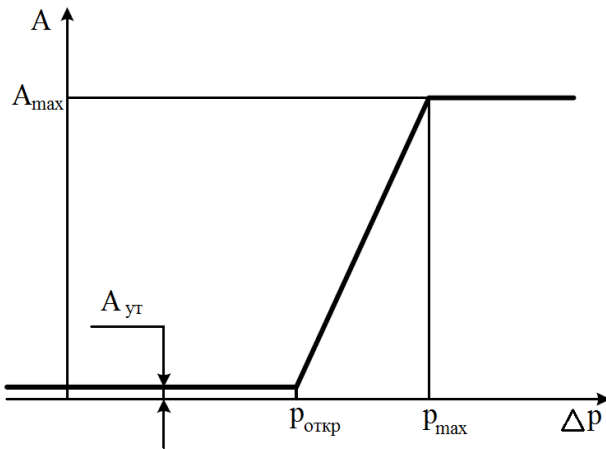


Рисунок 1.14 – Зависимость между площадью проходного сечения A и перепадом давления Δp на обратном клапане

При перепаде давления на клапане меньше $p_{откр}$ клапан остаётся прижатым к седлу пружиной. В полностью закрытом состоянии существует незначительная площадь $A_{ут}$, через кото-

рую происходят внутренние перетечки. В случае превышения перепада давления $p_{откр}$ площадь проходного сечения клапана начинает увеличиваться.

Расход через клапан определяется с помощью следующих выражений [30]:

$$Q = C_D \cdot A \sqrt{\frac{2}{\rho} |\Delta p|} \cdot \text{sign}(\Delta p) \text{ при } Re \geq Re_{кр}; \quad (1.8)$$

$$Q = 2C_{DL} \cdot A \frac{d_\Gamma}{\nu \cdot \rho} \Delta p \text{ при } Re < Re_{кр}, \quad (1.9)$$

где C_D – коэффициент расхода при турбулентном течении через

дроссель; $C_{DL} = \left(\frac{C_D}{\sqrt{Re_{кр}}} \right)^2$ – коэффициент расхода при ламинар-

ном режиме течения через дроссель, $d_\Gamma = \sqrt{\frac{4A}{\pi}}$ – гидравлический диаметр; A – площадь проходного сечения; ρ – плотность жидкости; ν – кинематическая вязкость.

Площадь проходного сечения определяется в зависимости от перепада давления на клапане:

$$A(\Delta p) = A_{ум} \text{ при } \Delta p \leq p_{откр}; \quad (1.10)$$

$$A(\Delta p) = A_{ум} + k \cdot (\Delta p - p_{откр})$$

при $p_{откр} < \Delta p < p_{max}$; (1.11)

$$A(\Delta p) = A_{max} \text{ при } \Delta p \geq p_{max}, \quad (1.12)$$

где $k = \frac{A_{max} - A_{ум}}{p_{max} - p_{откр}}$.

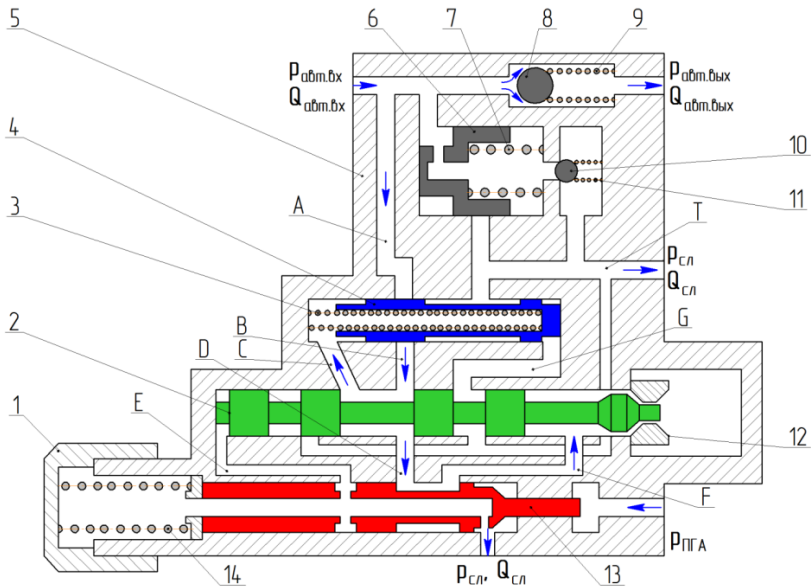
Гидравлический фильтр. Фильтр можно математически описать, принимая его в расчёт как местное гидравлическое сопротивление. При этом наиболее удобным способом его параметризации является использование характеристики давление – расход $Q_{\phi} = f(\Delta p_{\phi})$.

Перепускной клапан, установленный параллельно фильтру, описывается по аналогии с уравнениями (1.8) – (1.12).

Автомат разгрузки насоса. Расчётная схема автомата разгрузки представлена на рисунке 1.15. Автомат разгрузки представляет собой комбинацию запорно-регулирующих и распределительных элементов, перемещающихся под действием сил пружин и давления РЖ. Данный агрегат функционирует следующим образом. При давлении в линии от ПГА меньше настроенного, определяемого затяжкой пружины 14 командного золотника 13, весь расход от насоса проходит через обратный клапан 8, таким образом обеспечивается рабочий режим насоса.

При повышении давления $P_{ПГА}$ командный золотник 13 начинает смещаться влево, в результате открывается проход жидкости в канал E из линии D , а линия F соединяется со сливом. Под действием давления промежуточный золотник 2 перемещается вправо и с помощью «губок» фиксируется в этом положении. При этом канал B соединяется с каналом G , который обеспечивает подвод жидкости к правому торцу исполнительного золотника 4. В подпружиненной полости исполнительного золотника давление падает, и сила от давления в канале G заставляет исполнительный золотник перемещаться влево. При этом канал A соединяется со сливным каналом T , в результате давление на входе в автомат разгрузки падает до величины, определяемой площадью проходного сечения пары исполнительный золотник – гильза. В случае нарушения работы золот-

никовых пар и при дальнейшем повышении давления срабатывает предохранительный клапан.



1 – крышка; 2 – промежуточный золотник; 3, 7, 9, 11, 14 – пружина;
 4 – исполнительный золотник; 5 – корпус; 6 – основной запорно-регулирующий элемент предохранительного клапана; 8 – обратный клапан; 10 – вспомогательный запорно-регулирующий элемент предохранительного клапана; 12 – «губки»; 13 – командный золотник

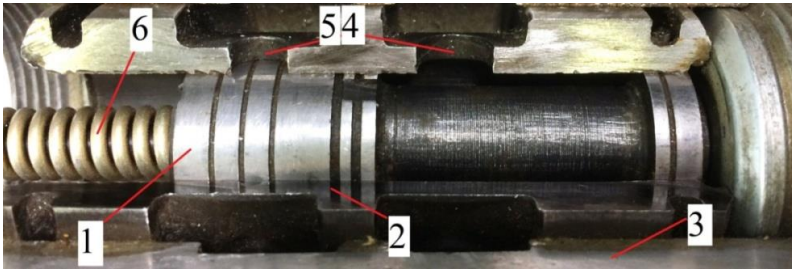
Рисунок 1.15 – Расчётная схема автомата разгрузки насоса

Для обеспечения относительно небольших габаритов автомата разгрузки при больших значениях расхода используется предохранительный клапан непрямого действия, состоящий из основного клапана 6 и управляющего 10.

Положение запорно-регулирующих и распределительных элементов на рисунке 1.18 соответствует рабочему режиму насоса. Все золотниковые пары в автомате разгрузки представляют

собой регулируемые дроссели, состоящие непосредственно из цилиндрической вставки (золотника с буртиками) и гильзы с рядом круглых отверстий.

На рисунке 1.16 изображён исполнительный золотник и гильза, запрессованная в корпус агрегата. Золотник в гильзе занимает исходное положение. Анализ представленной конструкции показывает, что сообщение впускного и выпускного отверстий происходит после некоторого перемещения золотника, превышающего величину перекрытия.



1 – золотник; 2 – гильза; 3 – корпус; 4 – выпускное отверстие;
5 – впускное отверстие; 6 – пружина

Рисунок 1.16 – Изображение исполнительного золотника и гильзы, установленных в корпусе агрегата

Для удобства описания работы золотниковой пары составлены её расчётные схемы в открытом и закрытом состояниях (рисунки 1.17 и 1.18).

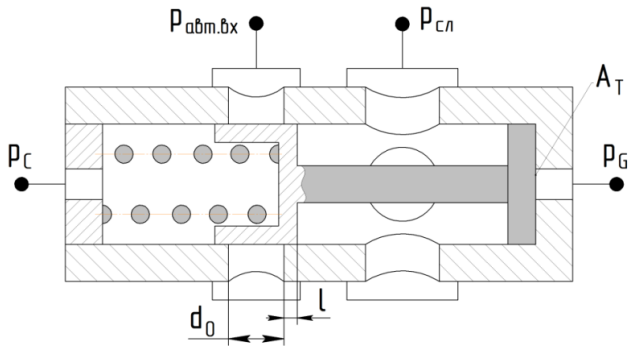
Объёмный расход жидкости через дроссели определяется по аналогии с выражениями (1.8) и (1.9). При этом площадь проходного сечения зависит от положения золотника h и определяется с помощью следующих выражений [30]:

$$A(h) = A_{ym} \text{ при } h \leq 0; \quad (1.13)$$

$$A(h) = \left[\frac{1}{8} z \cdot d_o^2 \cdot \left(2 \arccos \left(1 - \frac{2h}{d_o} \right) - \sin \left(2 \arccos \left(1 - \frac{2h}{d_o} \right) \right) \right) \right] + A_{ym}$$

при $0 < h < d_o$; (1.14)

$$A(h) = \frac{\pi d_o^2}{4} + A_{ym} \text{ при } h \geq d_o. \quad (1.15)$$



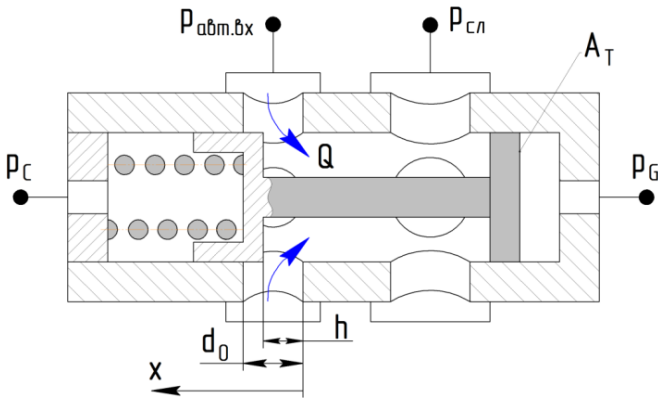
d_o – диаметр отверстий; l – перекрытие

Рисунок 1.17 – Расчётная схема исполнительной золотниковой пары в закрытом положении

Положение золотника определяется из уравнения равновесия, которое с учётом сил инерции и трения может быть записано в виде:

$$M_{зол} \frac{d^2 h}{dt^2} + J \cdot h + F_0 + F_{мп} + (p_c - p_g) \cdot A_T = 0, \quad (1.16)$$

где $M_{зол}$ – масса подвижных элементов в золотниковой паре;
 J – жёсткость пружины; F_0 – усилие предварительной затяжки пружины; $F_{мп}$ – сумма сил сухого и вязкого трения; A_T – площадь торца золотника; p_C – давление жидкости в канале C ; p_G – давление жидкости в канале G .

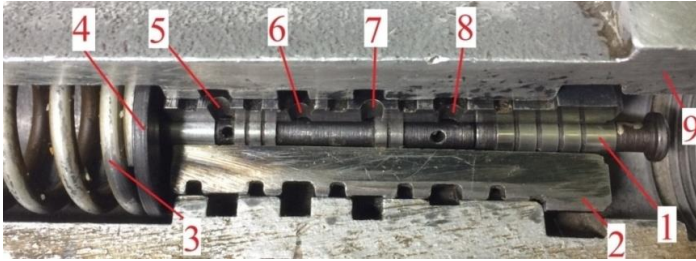


H – текущее положение золотника;
 Q – объёмный расход жидкости

Рисунок 1.18 – Расчётная схема исполнительной золотниковой пары в открытом положении

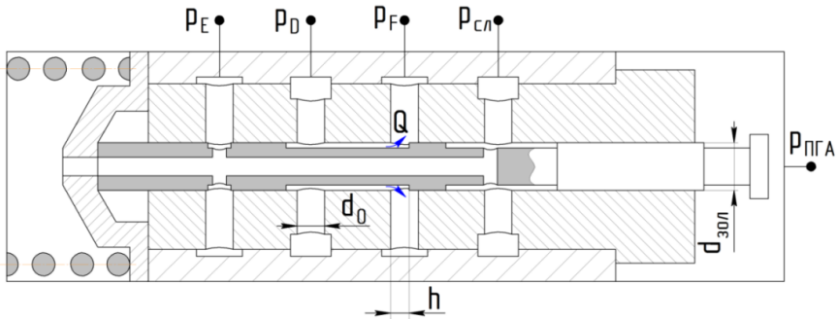
На рисунке 1.19 представлено изображение командного золотника и гильзы, запрессованной в корпус агрегата. Под действием силы пружины 3 золотник 1 в гильзе 2 находится в исходной позиции, при которой канал D сообщается с каналом F (см. рисунок 1.15).

При этом канал E соединён со сливной линией. На рисунке 1.20 представлена расчётная схема данной золотниковой пары.



1 – золотник; 2 – гильза; 3 – пружина; 4 – шайба;
 5 – сообщение с каналом E ; 6 – сообщение с каналом D ; 7 – сообщение с каналом F ; 8 – сообщение со сливным каналом; 9 – корпус

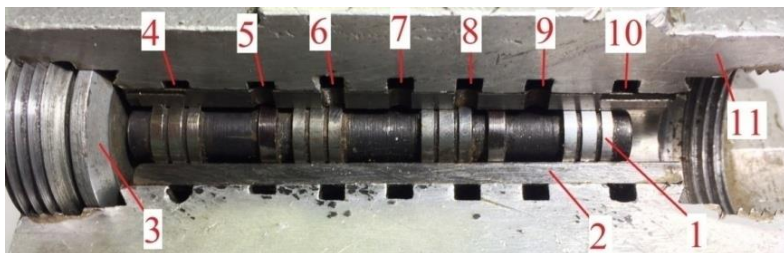
Рисунок 1.19 – Изображение командного золотника и гильзы, установленных в корпусе агрегата



h – текущее положение золотника; Q – объёмный расход;
 d_0 – диаметр отверстий в гильзе; $d_{зол}$ – диаметр буртиков золотника

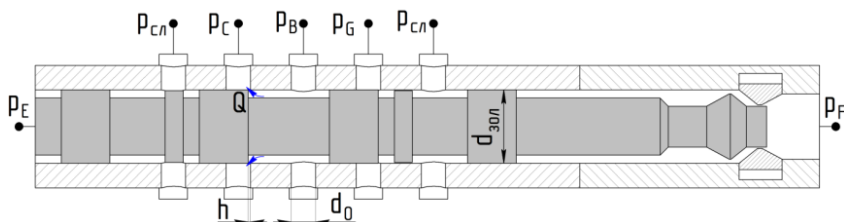
Рисунок 1.20 – Расчётная схема командной золотниковой пары в исходном положении

На рисунке 1.21 представлено изображение промежуточного золотника и гильзы, запрессованной в корпус агрегата. На рисунке 1.22 представлена расчётная схема данной золотниковой пары.



- 1 – золотник; 2 – гильза; 3 – шайба; 4 – сообщение с каналом *E*;
 5 – сообщение со сливным каналом; 6 – сообщение с каналом *C*;
 7 – сообщение с каналом *B*; 8 – сообщение с каналом *G*; 9 – сообщение
 со сливным каналом; 10 – сообщение с каналом *F*; 11 – корпус

Рисунок 1.21 – Изображение промежуточного золотника и гильзы, установленных в корпусе агрегата



- h – текущее положение золотника; Q – объёмный расход;
 d_0 – диаметр отверстий в гильзе; $d_{зол}$ – диаметр буртиков золотника

Рисунок 1.22 – Расчётная схема командной золотниковой пары в исходном положении

Командная и промежуточная золотниковые пары являются управляющими элементами в автомате разгрузки и определяют положение исполнительного золотника. В связи с этим для упрощения процесса моделирования при анализе динамики всей ГС их работу целесообразно рассматривать без учёта инерции движения их золотников.

Расход через дросселирующие сечения в представленных выше золотниковых парах определяется по аналогии с выражениями (1.8), (1.9), (1.13) – (1.15).

Пневмогидравлический аккумулятор. В ГС установлены два ПГА с разделителем сред в виде резиновой диафрагмы. Их основным назначением является накопление энергии РЖ в периоды пауз ГС и возврат накопленной энергии в период её интенсивной работы. Кроме этого, ПГА выполняют функцию гасителя колебаний давления РЖ.

Расход жидкости, втекающей в ПГА или вытекающей из него, определяется путём дифференцирования текущего объёма РЖ $V_{жс}$, находящегося в нём [30]:

$$Q = \frac{dV_{жс}}{dt}; \quad (1.17)$$

$$V_{жс} = 0 \text{ при } p_{ПГА} \leq p_{зар}; \quad (1.18)$$

$$V_{жс} = V_{ПГА} \left(1 - \left(\frac{p_{зар}}{p_{ПГА}} \right)^{\frac{1}{k}} \right) \text{ при } p_{ПГА} > p_{зар}, \quad (1.19)$$

где $V_{жс}$ – мгновенный объём жидкости в ПГА; $p_{ПГА}$ – давление в жидкостной полости ПГА; $p_{зар}$ – давление зарядки ПГА; k – показатель адиабаты; $V_{ПГА}$ – объём ПГА.

Расчёт давления газа зависит от выбранной модели состояния газа. При давлении предварительной зарядки ниже 1,0 МПа рекомендуется использовать модель идеального газа. В качестве модели реального газа может быть использовано уравнение Бендера [33]:

$$p = \frac{RT}{V} \left[1 + \sum_{i=1}^{19} (B_i Y_i) \right], \quad (1.20)$$

где B_i , Y_i – коэффициенты, рассчитываемые исходя из температуры и удельного объёма газа.

Электромагнитный кран. Данное устройство предназначено для подачи жидкости непосредственно к гидроусилителям через электромагнитный клапан. Расход жидкости через кран определяется по аналогии с выражениями (1.8) и (1.9). При этом площадь проходного сечения определяется согласно выражениям (1.13) и (1.15).

Коллектор. Выполнен в виде трубопровода, однако, учитывая соотношение его диаметра и длины, целесообразно принять его в расчёте виде полости постоянного объёма:

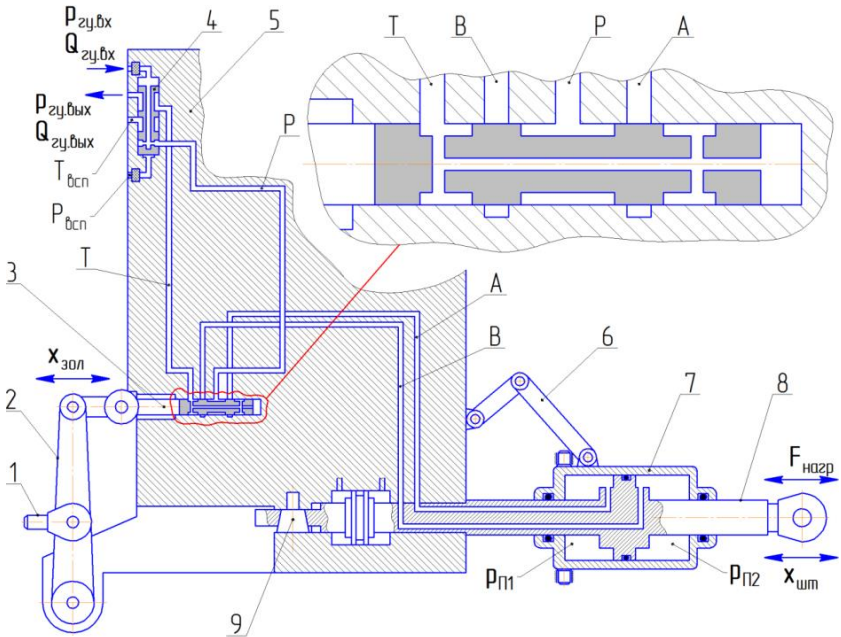
$$Q_{вх.кол} - Q_{вых.кол} = \frac{V_{кол}}{\rho c^2} \frac{dp_{кол}}{dt}, \quad (1.21)$$

где $Q_{вх.кол}$ – объёмный расход жидкости, втекающей в коллектор; $Q_{вых.кол}$ – объёмный расход жидкости, вытекающей из коллектора; $V_{кол}$ – объём коллектора; c – скорость звука в РЖ; $p_{кол}$ – давление РЖ в коллекторе.

Гидроусилитель. Установленные в системе гидроусилители КАУ-30Б предназначены для снятия нагрузок с командных рычагов управления. Конструктивная схема одного из ГУ без учёта автопилотного управления представлена на рисунке 1.23.

Данный агрегат функционирует следующим образом. РЖ поступает в ГУ через клапан переключения 4 и через канал P подводится к средней проточке распределительного золотника 3. При движении золотника вправо его средняя проточка соединяется с каналом A , а канал B при этом соединяется с линией слива T . В результате РЖ подводится в левую полость силового цилиндра 7, а его левая полость соединяется со сливной линией. Преодолевая нагрузку, исполнительный шток 8 вместе с голов-

кой 5 движется вправо до тех пор, пока не перекроются каналы А и В.



- 1 – наконечник для подсоединения тяги ручного управления;
- 2 – качалка; 3 – распределительный золотник ручного управления;
- 4 – клапан переключения с основной системы на дублирующую;
- 5 – головка; 6 – шлиц-шарнир; 7 – силовой цилиндр;
- 8 – исполнительный шток; 9 – конический запор

Рисунок 1.23 – Конструктивная схема гидроусилителя КАУ-30Б без учёта автопилотного управления

Распределительный золотник 3 совместно с гильзой образует четырёхлинейную золотниковую пару. На рисунке 1.24 представлена расчётная схема золотниковой пары при нейтральном положении золотника.

Анализ расчётной схемы показывает, что исполнительный шток гидроцилиндра начнёт движение после того, как распределительный золотник пройдёт некоторую величину l , называемую перекрытием:

$$l = \frac{b - s}{2}, \quad (1.22)$$

где b – ширина пояска золотника; s – ширина окна.

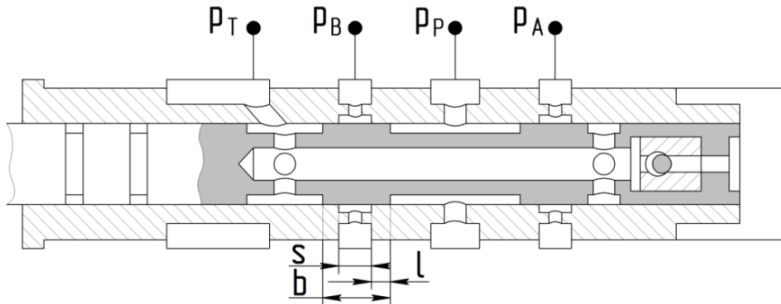


Рисунок 1.24 – Расчётная схема золотниковой пары при нейтральном положении распределительного золотника

Ввиду симметричности золотника и гильзы величина перекрытия одинакова при перемещении как в одну, так и в другую сторону. Таким образом, перемещение золотника в зоне двустороннего перекрытия (или зоны нечувствительности) не приводит к перемещению штока гидроцилиндра.

На рисунке 1.25 представлена расчётная схема золотниковой пары при смещении золотника влево относительно гильзы на величину, превышающую величину перекрытия l .

В таком положении объёмный расход определяется по уже описанным ранее зависимостям (1.8) и (1.9). При этом

площадь открытия прямо пропорциональна положению золотника в гильзе:

$$A(h) = A_{ум} \text{ при } h \leq 0; \quad (1.23)$$

$$A(h) = \pi d_{зол} h + A_{ум} \text{ при } h > 0. \quad (1.24)$$

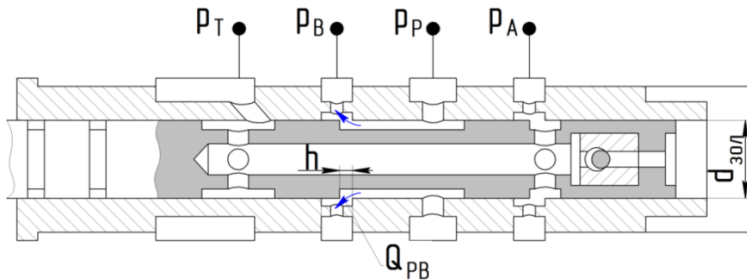


Рисунок 1.25 – Расчётная схема золотниковой пары при смещении распределительного золотника

Аналогично определяется площадь открытия и расход для других линий в золотниковой паре.

Положение исполнительного штока определяется из уравнения равновесия, которое с учётом сил инерции и трения может быть записано в виде:

$$M \frac{d^2 x_{ум}}{dt^2} + F_{тр} + (p_{П2} - p_{П1}) \cdot (A_{П} - A_{ШГ}) \pm \pm F_{нагр} = 0, \quad (1.25)$$

где M – суммарная масса подвижных элементов (масса штока и масса головки); $F_{тр}$ – сила трения; $A_{П}$ – площадь поршня гидроцилиндра; $A_{ШГ}$ – площадь штока гидроцилиндра; $F_{нагр}$ – внешняя сила, действующая на шток гидроцилиндра и зависящая от положения и скорости штока.

Сила трения F_{mp} зависит от скорости движения исполнительного штока и представляет собой сумму Кулонова трения F_K , вязкого трения и трения страгивания $F_{cмрз}$ [30]:

$$F_{mp} = \left(F_K + (F_{cмрз} - F_K) \cdot e^{-c_v \left| \frac{dx_{um}}{dt} \right|} \right) \cdot \text{sign} \left(\frac{dx_{um}}{dt} \right) + D \frac{dx_{um}}{dt}, \quad (1.26)$$

где $c_v = \frac{4}{v_{\min}}$ – коэффициент аппроксимации перехода между статическим и Кулоновым трением; v_{\min} – скорость, при которой сила трения имеет минимальное значение; D – коэффициент вязкого трения.

Уравнения изменения давления в полостях гидроцилиндра можно записать по аналогии с выражением (1.21) (принимая за положительное направление выдвигание штока):

$$Q_A - A_{II} \frac{dx_{um}}{dt} = \frac{V_{II1}}{\rho c^2} \frac{dp_{II1}}{dt}; \quad (1.27)$$

$$A_{II} \frac{dx_{um}}{dt} - Q_B = \frac{V_{II2}}{\rho c^2} \frac{dp_{II2}}{dt}, \quad (1.28)$$

где Q_A , Q_B – объёмный расход в линиях A и B соответственно; V_{II1} , V_{II2} – объём полостей гидроцилиндра; c – скорость звука в РЖ.

Движение жидкости в каналах ГУ описывается следующим уравнением (на примере канала A):

$$(p_A - p_{II1} - f_A \frac{l_A}{d_A} \frac{\rho}{2A_A^2} Q_A |Q_A|) \cdot \frac{A_A}{\rho l_A} = \frac{dQ_A}{dt}, \quad (1.29)$$

где $f_A = \frac{64}{\text{Re}}$ при ламинарном режиме течения;

$$f_A = \left(-1,8 \log_{10} \left(\frac{6,9}{\text{Re}} + \left(\frac{e}{3,7d_A} \right)^{1,11} \right) \right)^{-2}$$
 при турбулентном режи-

ме течения [34]; d_A – диаметр канала; A_A – площадь проходного сечения канала; e – шероховатость поверхности внутренних стенок канала; l_A – длина канала.

Течение жидкости в других трубопроводах и каналах круглого сечения описывается по аналогии с выражением (1.29).

Таким образом, записанная выше ММ (1.1) – (1.29) отражает функционирование гидроусилителя КАУ-30Б в составе основной ГС вертолёта Ми-8.

Полученная ММ представляет собой набор дифференциальных и нелинейных алгебраических выражений, описывающих функционирование ЭГМС в зависимости от граничных условий, возмущающих воздействий (внешняя сила, действующая на исполнительный шток гидроусилителя; изменение частоты вращения насоса) и управляющего воздействия (перемещение распределительного золотника ручного управления).

1.3 Разработка имитационных моделей ЭГМС в исправном и неисправном состояниях в программном пакете SimulationX

1.3.1 Разработка имитационной модели системы управления вертолёта с учётом характерных неисправностей

Для исследования динамических характеристик ЭГМС, математическая модель которой представлена в разделе 1.2, с учё-

том характерных неисправностей, описанных в разделе 1.1, возникает необходимость в использовании специальных математических пакетов, применяемых для решения подобных задач. Одним из таких пакетов является программа SimulationX – междисциплинарный программный комплекс для моделирования, симулирования, анализа и виртуального тестирования сложных мехатронных систем [31]. При создании имитационной модели в SimulationX используются готовые блоки, объединённые в зависимости от функционального назначения и области применения в библиотеки (гидравлика, неньютоновские жидкости, пневматика, механика, физические сигналы, электрика, электроника, магнетизм, транспортные средства, двигатели внутреннего сгорания, вибрационный анализ, акустика, тепловые процессы, системный анализ надёжности и др.). Это позволяет значительно сократить время на разработку моделей систем, состоящих из большого количества агрегатов. При необходимости дополнительно могут быть разработаны пользовательские блоки, программирование которых осуществляется на языке Modelica.

Внешний вид разработанной имитационной модели показан на рисунке 1.26. В качестве основных подсистем и узлов можно выделить насосную станцию, автомат разгрузки и гидроусилитель. В состав автомата разгрузки включены три золотниковых пары, которые обеспечивают поддержание давления в системе в установленном диапазоне, определяемом настройкой пружины командного золотника. При срабатывании автомата разгрузки и соединении насосной станции напрямую со сливом через исполнительную золотниковую пару питание ГУ происходит от ПГА.

Ниже представлено описание основных блоков, имитирующих работу агрегатов с учётом неисправностей.

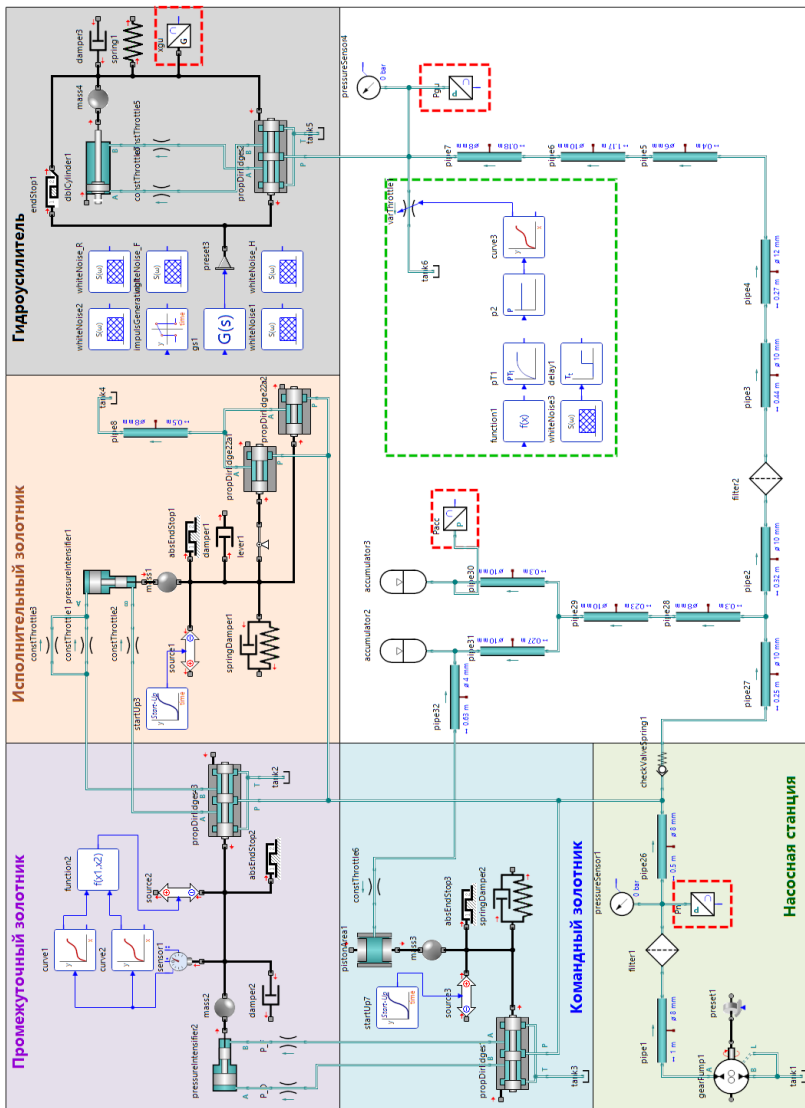
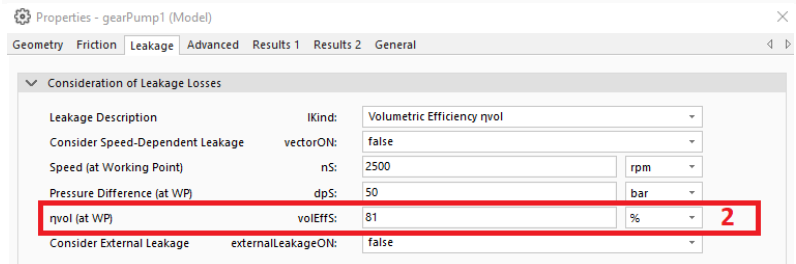
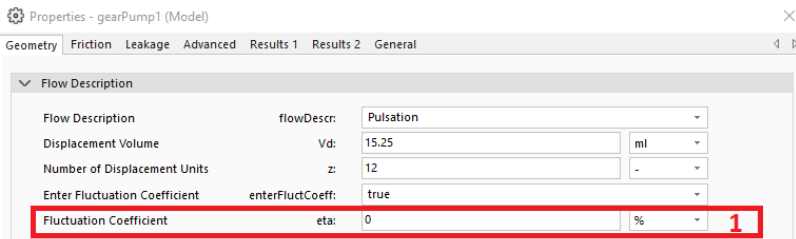
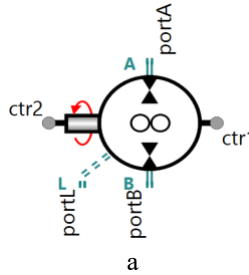


Рисунок 1.26 – Внешний вид имитационной модели гидравлической системы управления вертолётном в программе SimulationX (рисунок превёрнут)

На рисунке 1.27 представлена блок-схема, реализующая работу шестерённого насоса, а также окно задания его параметров.



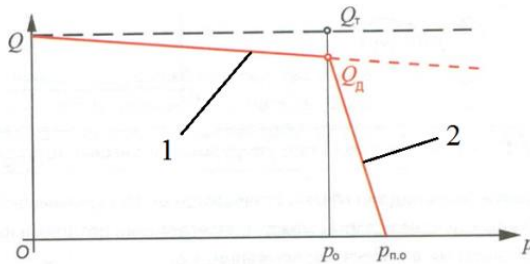
б

1 – коэффициент пульсаций; 2 – объёмный КПД

Рисунок 1.27 – Блок-схема гидронасоса (а)
и окно задания его параметров (б)

Параметры (рабочий объём, объёмный КПД, полный КПД, номинальные давление и частота вращения), перечисленные в окне свойств гидронасоса, определяют его расходно-перепадную харак-

теристику, представляющую зависимость производительности от давления в напорной магистрали (рисунок 1.28). Наклон линии «1» определяется утечками в насосе $Q_{УТ}$. Чем больше степень изношенности насоса, и, как следствие, больше утечки, тем меньше «жесткость» характеристики насоса. Это, в свою очередь, приводит к снижению развиваемой скорости исполнительного штока ГЦ.



1 – характеристика насоса; 2 – совместная характеристика насоса и предохранительного клапана; Q_T – теоретическая производительность; Q_D – действительная производительность; p_0 – давления открытия клапана; $p_{n.o}$ – давление, при котором клапан полностью открыт

Рисунок 1.28 – Пример расходно-перепадной характеристики объёмного гидронасоса

Имитировать неисправность в виде внутренних утечек в насосе возможно путём уменьшения его объёмного КПД, который определяется согласно выражению $\eta_V = 1 - Q_{УТ} / Q_T$, где $Q_{УТ}$ – внутренние утечки; Q_T – теоретическая производительность насоса. Имитация этой неисправности в программе осуществляется путём изменения величины параметра η_{VOL} в окне настроек на рисунке 1.27. Для моделирования насоса в составе ЭГМС в исправном состоянии в таблице 1.3 представлены его основные параметры.

Таблица 1.3 – Параметры насоса

Параметр	Единица измерения	Величина
Номинальная частота вращения	об/мин	2500
Номинальное давление	МПа	6,5
Объёмный КПД		0,8...0,9
Производительность насоса при номинальной частоте вращения и номинальном давлении	л/мин	30

Для моделирования фильтра в составе системы используется блок, представленный на рисунке 1.29.

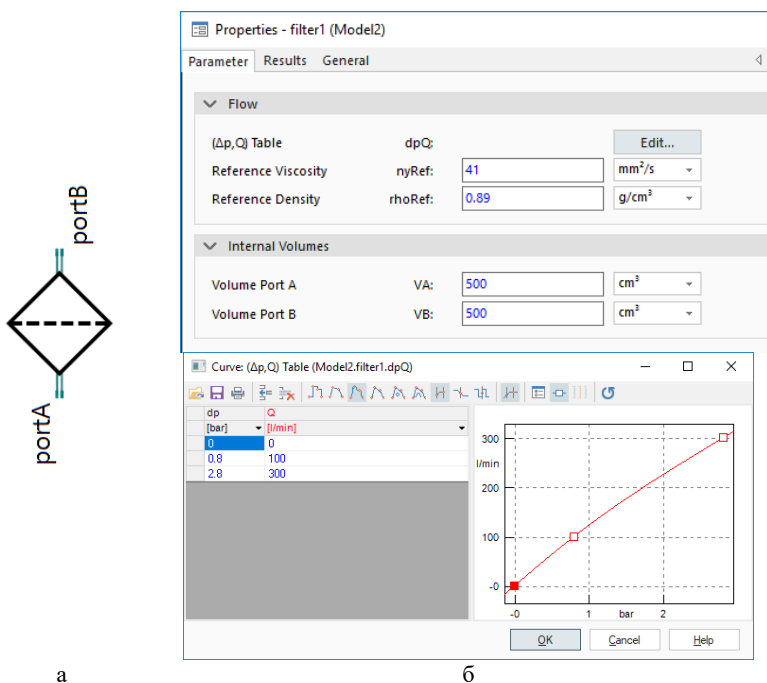


Рисунок 1.29 – Внешний вид модели фильтра (а) и графические окна ввода его параметров (б)

Модель фильтра представляет собой гидравлическое сопротивление, определяемое на основе расходно-перепадной характеристики, которая задаётся в табличном виде.

Основной неисправностью в работе фильтра является его преждевременное загрязнение, снижение пропускной способности и, как следствие, открытие перепускного клапана при достижении определённого перепада давления на данном участке. Имитация этого дефекта реализуется путём изменения характеристики «расход-давление» фильтроэлемента за счёт корректировки табличных значений в окне задания свойств. Исходные данные по фильтру для исправного состояния системы приведены в таблице 1.4.

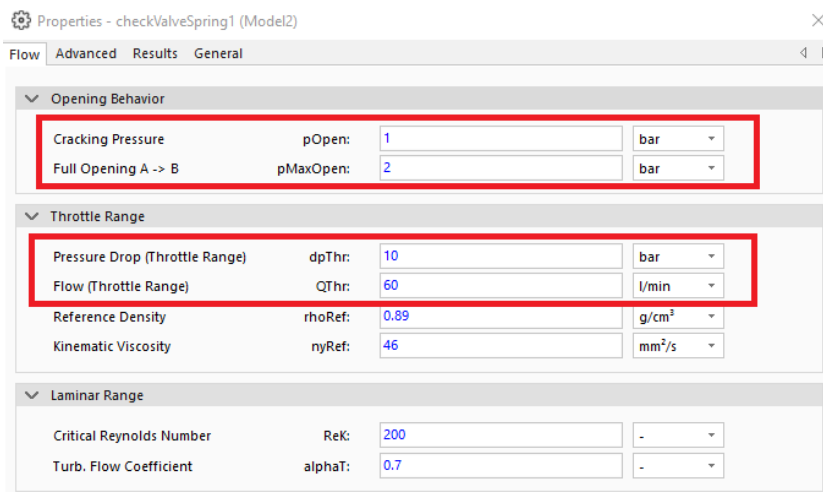
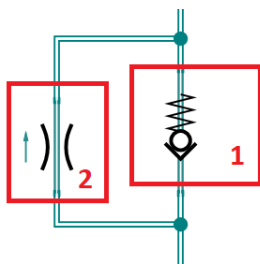
Таблица 1.4 – Параметры фильтра

Параметр	Единица измерения	Величина
Номинальная пропускная способность	л/мин	40
Гидравлическое сопротивление чистого фильтра при номинальной пропускной способности	МПа	0,18
Перепад давления на фильтроэлементе, при котором открывается перепускной клапан	МПа	0,7

Блок-схема обратного клапана, установленного в одном корпусе с гидравлическим фильтром, и окно задания его параметров представлены на рисунке 1.30. Основными его параметрами являются давление открытия и расходно-перепадная характеристика.

Основными неисправностями в работе обратного клапана являются его негерметичность, засорение и поломка пружины. Негерметичность происходит из-за неполного закрытия обратно-

го клапана вследствие налипания на запорном элементе загрязняющих частиц. Имитация данной неисправности может быть реализована за счёт байпасного подключения дополнительного дросселирующего элемента 2 с малой площадью.



1 – обратный клапан; 2 – дроссель

Рисунок 1.30 – Блок-схема обратного клапана и окно задания его параметров

Засорение обратного клапана приводит к увеличению его гидравлического сопротивления и имитируется путём изменения его расходно-перепадной характеристики. Это достигается за

счёт увеличения параметра Pressure Drop при неизменном значении параметра Flow. Имитация поломки пружины, связанной с появлением усталостных трещин и приводящей к уменьшению её жёсткости, осуществляется уменьшением параметра $p_{Max-Open}$, характеризующего максимальное давление, при превышении которого запорно-регулирующий элемент садится на верхний упор.

Блок-схема ПГА представлена на рисунке 1.31. Основными параметрами являются объём аккумулятора и давление зарядки газовой полости. Основной неисправностью в работе ПГА является утечка газа и снижение давления зарядки вплоть до полной его разрядки, как следствие, появление пульсаций в системе и отсутствие возможности обеспечения требуемой скорости переключения исполнительного штока ГЦ в периоды интенсивной работы гидросистемы. Данная неисправность имитируется путём изменения параметра Pre-Fill Pressure в окне настроек.

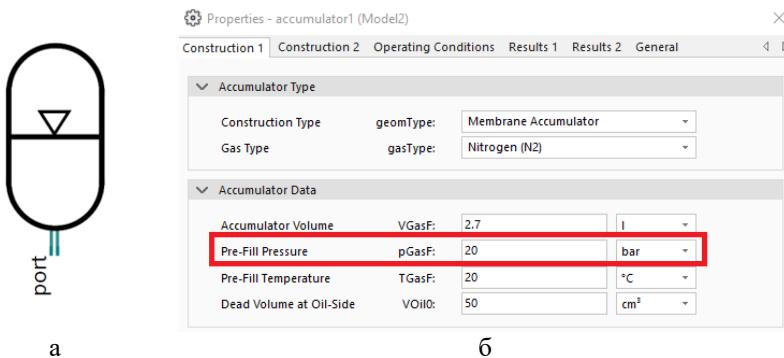
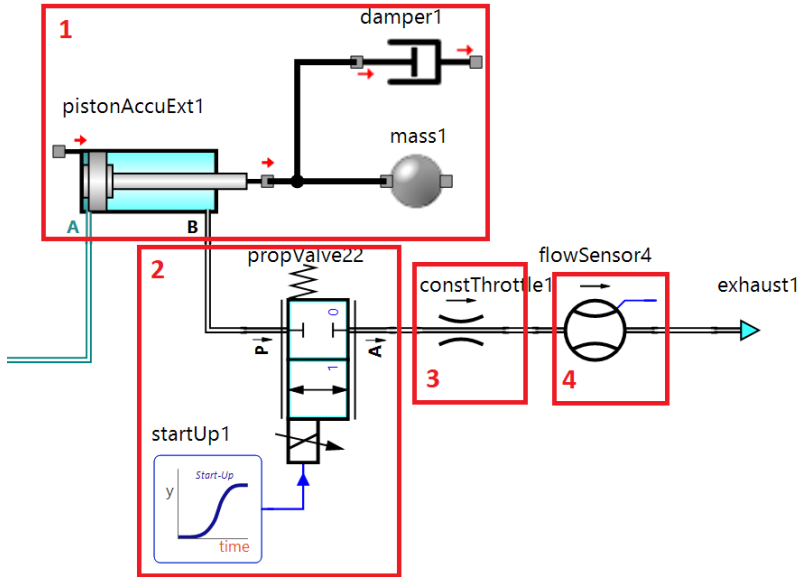


Рисунок 1.31 – Внешний вид модели ПГА (а) и графические окна ввода его параметров (б)

Для моделирования изменения утечки из газовой полости в динамике может быть использована более сложная модель, представленная на рисунке 1.32.

В таком случае возможно варьирование величины утечки газа из ПГА за счёт изменения пропускной способности пневматического дросселя 3. Кроме этого, данная модель учитывает инерционность движения мембраны.



1 – ПГА; 2 – распределитель 2/2; 3 – дроссель; 4 – расходомер

Рисунок 1.32 – Внешний вид имитационной модели ПГА с учётом неисправности

Для моделирования данного динамического свойства используется уравнение, аналогичное выражениям (1.16) и (1.25). Учитывая эту особенность, дополнительно можно смоделировать неисправность в виде увеличения сил трения при страгивании и движении мембраны на основе уравнения (1.26).

Параметры ПГА для исправного состояния системы приведены в таблице 1.5.

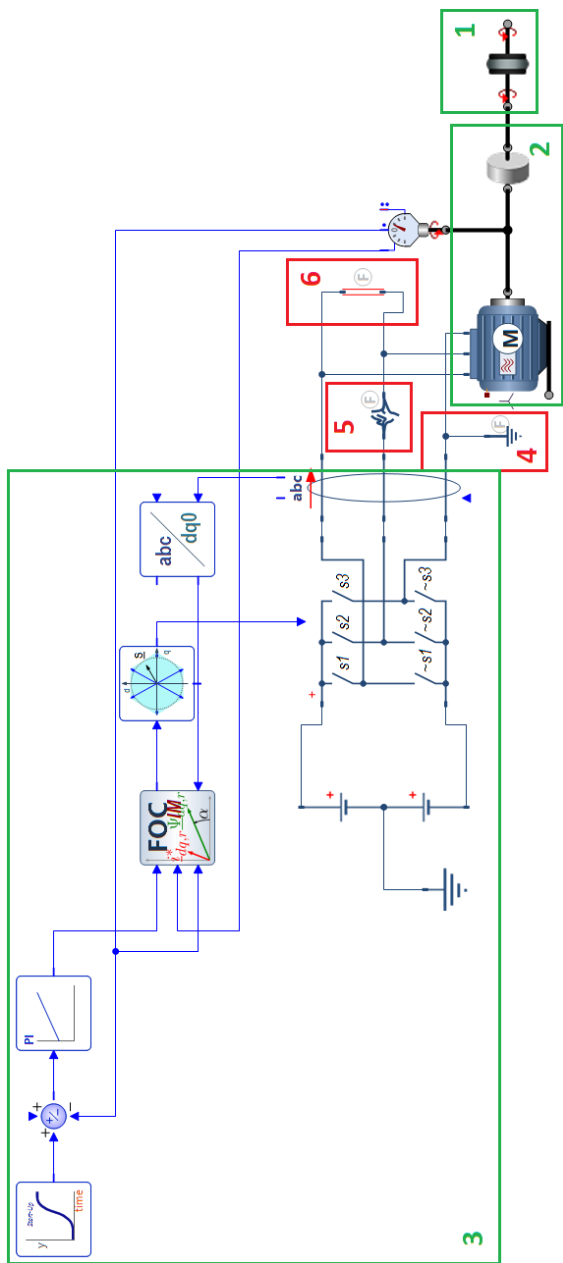
Таблица 1.5 – Параметры ПГА

Параметр	Единица измерения	Величина
Объём ПГА	л	2,5
Давление зарядки газовой полости ПГА	МПа	2,0–3,0
Тип газа	Воздух, азот	

На рисунке 1.33 представлена блок-схема, реализующая работу асинхронного электродвигателя и его системы управления с учётом неисправностей.

К наиболее распространённым электрическим неисправностям можно отнести: межвитковое замыкание обмотки статора или якоря, замыкание обмотки на корпус, обрыв обмотки (что равносильно пропаданию фазы), короткое замыкание между фазами, короткое замыкание фазы на корпус [35–37]. Основными причинами появления данных неисправностей являются чрезмерная нагрузка на двигатель, попадание влаги, механическая вибрация, удары и др. Для имитации электрических неисправностей используются блоки, подключаемые к фазам электродвигателя, как показано на рисунке 1.33. Параметром, характеризующим степень неисправности для блоков 4 и 6, является проводимость. Блок 5 осуществляет прерывание тока в фазе.

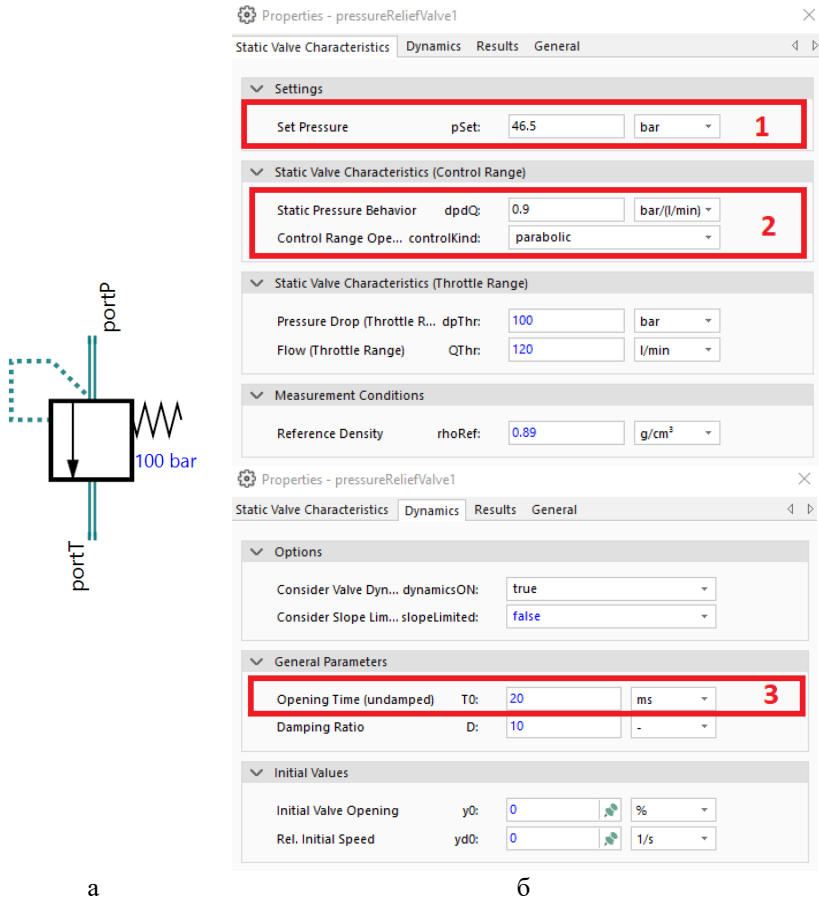
На рисунке 1.34 представлена схема блока, реализующего работу предохранительного клапана, а также окно задания его параметров. Характерными неисправностями предохранительного клапана являются его негерметичность и поломка пружины, которая проявляется в виде снижения «жёсткости» его расходно-перепадной характеристики и изменения диапазона регулирования давления. Причиной негерметичности может быть неполнота закрытия вследствие налипания загрязняющих частиц на запорно-регулирующем элементе.



1 – муфта; 2 – электродвигатель; 3 – система управления; 4 – блок, имитирующий короткое замыкание фазы на землю; 5 – блок, имитирующий пропадание фазы; 6 – блок, имитирующий короткое замыкание между фазами

Рисунок 1.33 – Внешний вид блока асинхронного электродвигателя и его системы управления

Также в качестве неисправности предохранительного клапана может быть рассмотрена ошибка оператора при задании настроечного давления.



- а
- б
- 1 – давление настройки;
 2 – параметры, определяющие «жесткость» расходно-перепадной характеристики; 3 – постоянная времени

Рисунок 1.34 – Внешний вид модели предохранительного клапана (а) и графические окна ввода его параметров (б)

Для моделирования негерметичности клапана байпасно устанавливается дроссель с малым проходным сечением. Для имитации поломки пружины клапана необходимо варьировать параметром, характеризующим скорость роста давления при увеличении расхода через клапан (Static Pressure Behavior).

В модели клапана могут быть учтены его динамические свойства, определяемые на основе передаточной функции второго порядка [31], представленные на рисунке 1.35. Неисправность клапана, проявляющаяся в ухудшении его быстродействия, имитируется путём увеличения постоянной времени (Opening Time).

Для моделирования течения РЖ в трубопроводе используется блок, представленный на рисунке 1.36.

Характерной неисправностью, возникающей в трубопроводной обвязке агрегатов, является нарушение герметичности в местах их соединения. Для реализации данной неисправности осуществляется байпасное подключение дросселя с выходом в атмосферу (рисунок 1.37). При этом величина утечки задаётся размером проходного сечения дросселя.

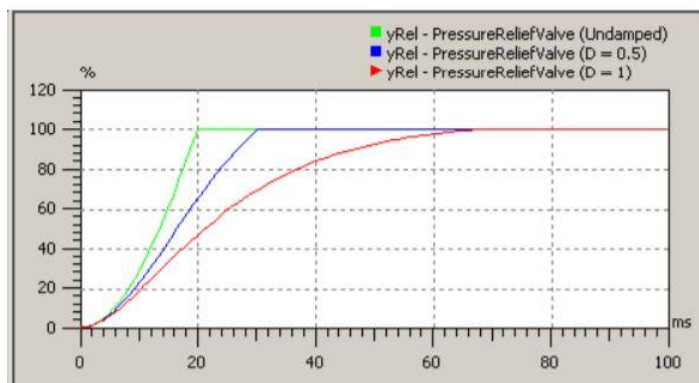


Рисунок 1.35 – Влияние коэффициента демпфирования на переходный процесс открытия предохранительного клапана

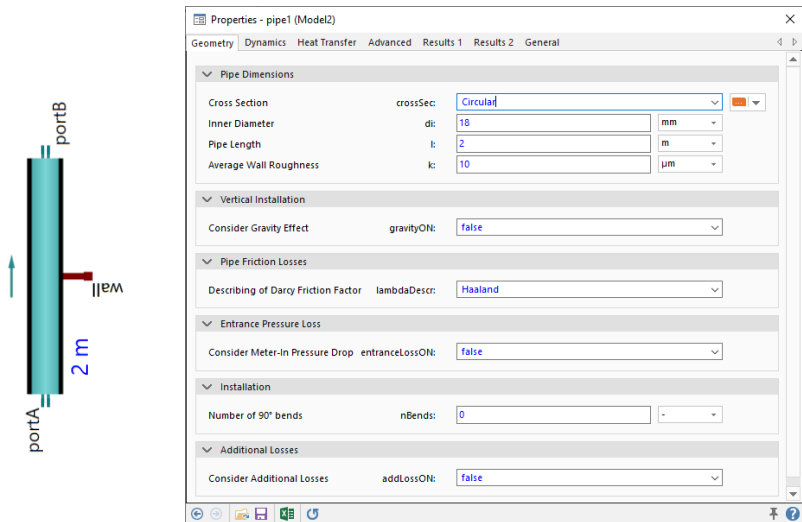
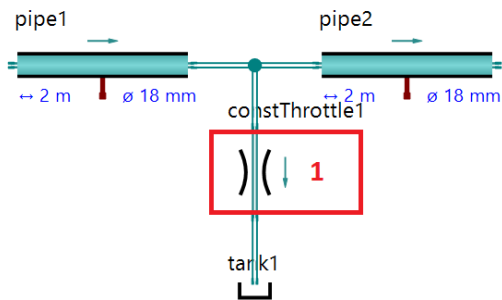


Рисунок 1.36 – Блок-схема трубопровода и окно задания его параметров



1 – дроссель

Рисунок 1.37 – Схема подключения дросселя для имитации утечки в местах соединения трубопроводов

Для моделирования течения РЖ в дроселирующих элементах используется блок, представленный на рисунке 1.38. Для реа-

лизации неисправности, проявляющейся в виде нарушения стабильности расхода при малых его значениях вследствие облитерации или засорения, требуется изменять пропускную способность дросселя, варьируя значениями его геометрической площади и коэффициентом расхода (Bore Diameter и Turb. Flow Coefficient).

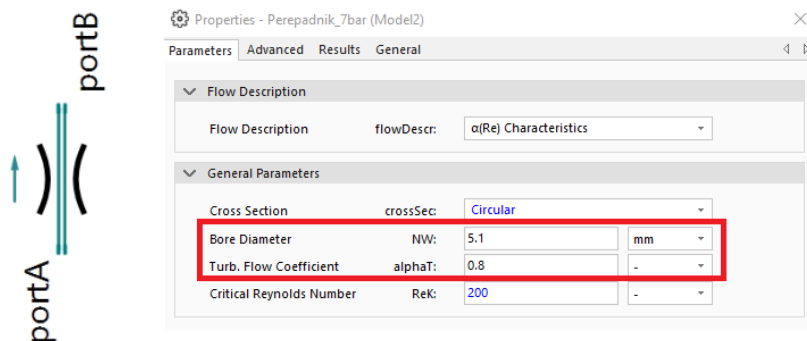
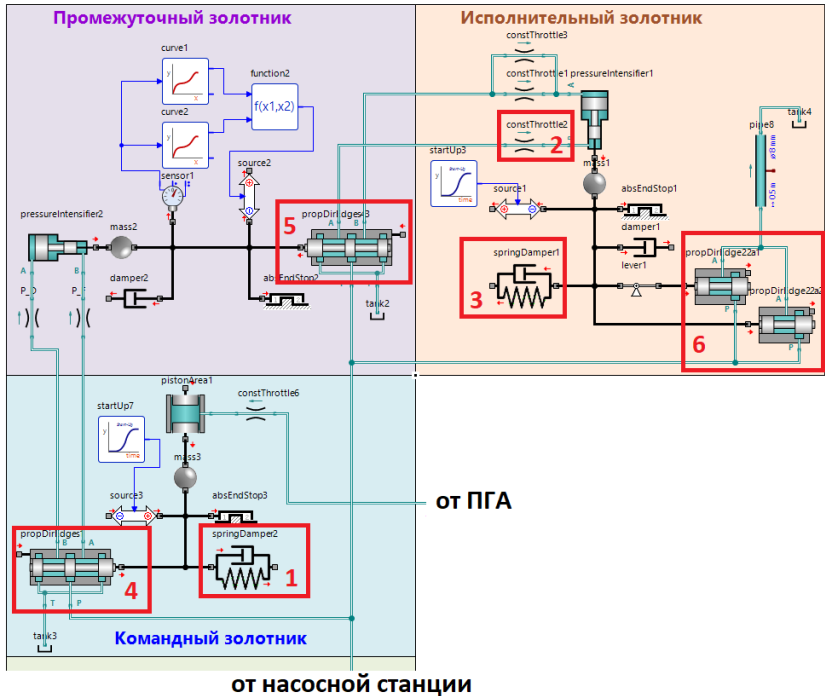


Рисунок 1.38 – Блок-схема дросселя и окно задания его параметров

Описанные выше элементы системы можно отнести к стандартным агрегатам, которые находят применение в большинстве ЭГМС. Помимо них в рассматриваемой ЭГМС присутствуют комплексные агрегаты. К ним относятся автомат разгрузки и гидросилитель. Их функционирование и состав подробно описаны в разделе 1.2. На рисунке 1.39 представлена блок-схема автомата разгрузки ГА-77 в программе SimulationX. В указанной схеме можно выделить три подсистемы, определяющие работу золотниковых пар, входящих в состав автомата разгрузки.

Одной из характерных неисправностей командной золотниковой пары может быть появление усталостных трещин в пружине 1, которые приводят к уменьшению её жёсткости. Это вле-

чёт за собой более частые срабатывания автомата разгрузки. Имитация данной неисправности осуществляется путём изменения значения жёсткости (Stiffness), задаваемого в графическом окне, представленном на рисунке 1.40.



- 1 – пружина командной золотниковой пары; 2 – дроссель в управляющем канале подвода РЖ к торцу исполнительного золотника;
 3 – пружина исполнительного золотниковой пары;
 4 – командный золотник; 5 – промежуточный золотник;
 6 – исполнительный золотник

Рисунок 1.39 – Имитационная модель автомата разгрузки ГА-77

Для расчёта в программе используются исходные данные командной золотниковой пары, приведённые в таблице 1.6.

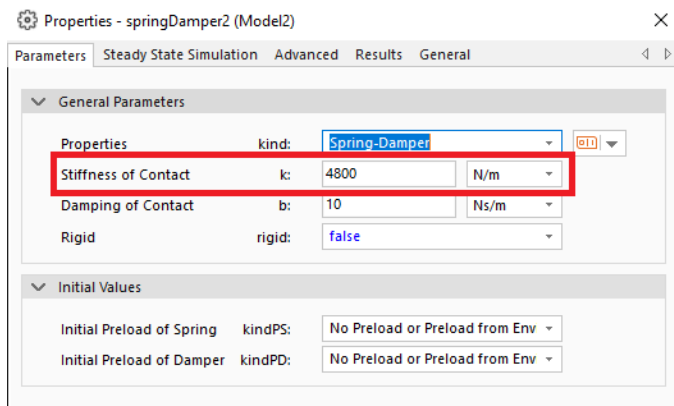


Рисунок 1.40 – Графическое окно задания свойств пружины командной золотниковой пары

Таблица 1.6 – Параметры командной золотниковой пары

Параметр	Единица измерения	Величина
Усилие предварительной затяжки пружины	Н	20
Сила пружины при максимальном перемещении золотника	Н	56
Диаметр плунжера	мм	3,3
Количество отверстий в гильзе на каждый канал		2
Диаметр отверстий в гильзе	мм	3
Полный ход золотника	мм	7
Коэффициент расхода		0,62
Размер зон перекрытия при соединении каналов – D с E – F с Tank	мм	6 4

Типичной неисправностью промежуточной и исполнительной золотниковых пар является их «зависание». В большей степени эта неисправность характерна для исполнительной золотниковой пары из-за появления облитерации, приводящей в конечном счёте к увеличению усилия страгивания золотника.

Имитация данной неисправности осуществляется подключением блока, реализующего модель силы сухого трения, к механической части подсистемы и увеличением значения параметра Static-Friction Force (рисунок 1.41).

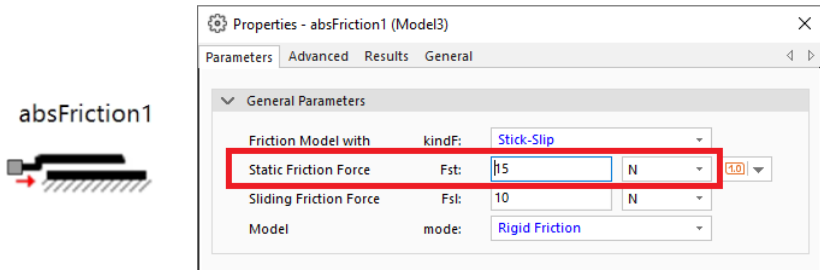


Рисунок 1.41 – Блок-схема блока сухого трения и окно задания его параметров

Также неисправностью исполнительной золотниковой пары может являться снижение её быстродействия при открытии. Данная неисправность может проявляться из-за засорения управляющего канала, подводящего РЖ к торцу исполнительного золотника. Имитация данной неисправности осуществляется уменьшением площади проходного сечения дросселя 2 в управляющем канале золотниковой пары (рисунок 1.42).

Конструктивно-настроечные параметры промежуточной и исполнительной золотниковых пар приведены в таблицах 1.7 и 1.8 соответственно.

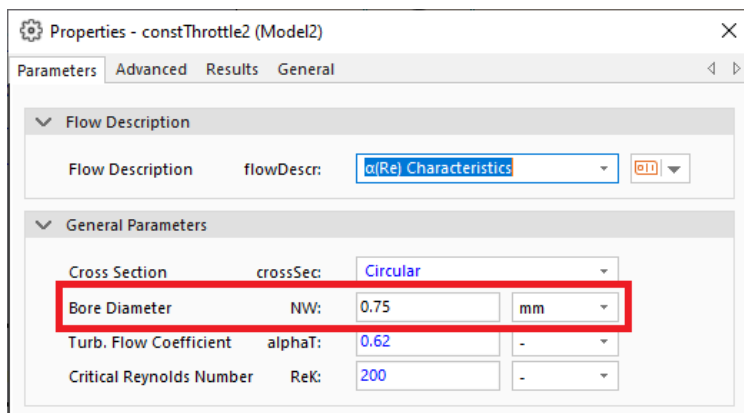


Рисунок 1.42 – Окно задания параметров дросселя в управляющем канале исполнительной золотниковой пары

Таблица 1.7 – Параметры промежуточной золотниковой пары

Параметр	Единица измерения	Величина
Сила упругости «губок»	Н	5...10
Диаметр золотника	мм	9
Количество отверстий в гильзе на каждый канал		2
Диаметр отверстий в гильзе	мм	3
Полный ход золотника	мм	6,5
Коэффициент расхода		0,62
Размер зон перекрытия при соединении каналов	мм	5
– В с G – С с Tank		5

Таблица 1.8 – Параметры исполнительной золотниковой пары

Параметр	Единица измерения	Величина
Масса золотника	кг	0,050
Жёсткость пружины	Н/м	5343
Коэффициент вязкого трения	Н/(м/с)	10
Кулоново трение	Н	5
Площадь проходного сечения отверстий в гильзе по торцам золотника – в камере <i>G</i> – в камере <i>C</i>	мм ²	9,8 0,4
Диаметр золотника	мм	18
Количество впускных отверстий в гильзе		6
Диаметр впускных отверстий в гильзе	мм	6
Объём камеры под торцем золотника – в канале <i>G</i> – в канале <i>C</i>	мл	0,3 3
Полный ход золотника	мм	16
Коэффициент расхода		0,62
Размер зоны перекрытия при соединении канала <i>A</i> с <i>Tank</i> – при начальном открытии – при основном открытии	мм	5 9,6

Модель обратного клапана в составе автомата разгрузки аналогична модели перепускного клапана, рассмотренного ранее. Его параметры представлены в таблице 1.9.

Модель предохранительного клапана, встроенного в конструкцию автомата разгрузки, аналогична модели, описанной ранее. Параметры данного клапана приведены в таблице 1.10.

Таблица 1.9 – Параметры обратного клапана

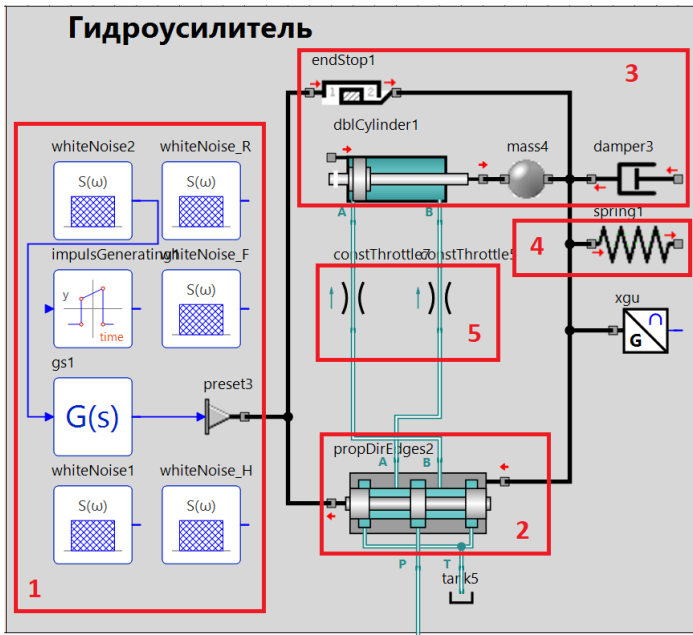
Параметр	Единица измерения	Величина
Площадь проходного сечения при максимальном открытии клапана	мм ²	172
Перепад давления при открытии клапана	МПа	0,1
Перепад давления при полном открытии клапана	МПа	0,2
Коэффициент расхода		0,62

Таблица 1.10 – Параметры встроенного предохранительного клапана

Параметр	Единица измерения	Величина
Площадь проходного сечения при максимальном открытии клапана	мм ²	100
Давление настройки	МПа	7,8
Перепад давления при полном открытии клапана	МПа	0,5
Коэффициент расхода		0,62

Представленные выше устройства являются узлами ЭГМС, обеспечивающими требуемое функционирование исполнительного агрегата, в роли которого выступает ГУ. На рисунке 1.43 представлена блок-схема модели ГУ, на которой позициями обозначены ключевые компоненты. Основными неисправностями в ГУ являются внутренние и внешние утечки. В качестве внутренних утечек может выступать перетекание жидкости из одной полости ГЦ в другую.

Данная неисправность имитируется посредством соединения подводящих к полостям каналов линией (рисунок 1.44, а). К внешним утечкам можно отнести потери жидкости через уплотнения в торцевых крышках ГЦ в местах контакта штока и корпуса ГЦ (рисунок 1.44, б).



от системы

- 1 – подсистема задания управляющего воздействия; 2 – распределительный золотник ручного управления; 3 – гидроцилиндр; 4 – нагрузка; 5 – подсистема задания сопротивления подводящих к гидроцилиндру каналов

Рисунок 1.43 – Имитационная модель гидроусилителя

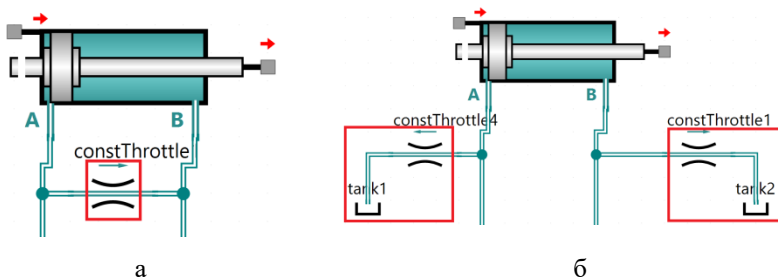


Рисунок 1.44 – Подключение дросселя для имитации внутренних (а) и внешних (б) утечек в ГЦ

Величина утечки при этом задаётся с помощью дросселя, установленного в этой линии. В качестве альтернативного способа принятия в расчёт утечек в ГЦ можно использовать стандартный способ, предлагаемый в программе. В этом случае расчёт утечек осуществляется на основе уравнения движения жидкости в кольцевом зазоре. При этом основным параметром, влияющим на размер утечки, является средняя высота зазора между наружным диаметром уплотнения и внутренним диаметром цилиндра (Mean Gap Height) (рисунок 1.45).

Распределительный золотник ручного управления имеет лыски, расположенные по окружности буртиков, через которые жидкость поступает в полости ГЦ (рисунок 1.46). При прохождении золотника внутри гильзы и соединении одного канала с другим площадь проходного сечения меняется в соответствии с кривой, изображённой на рисунке 1.47.

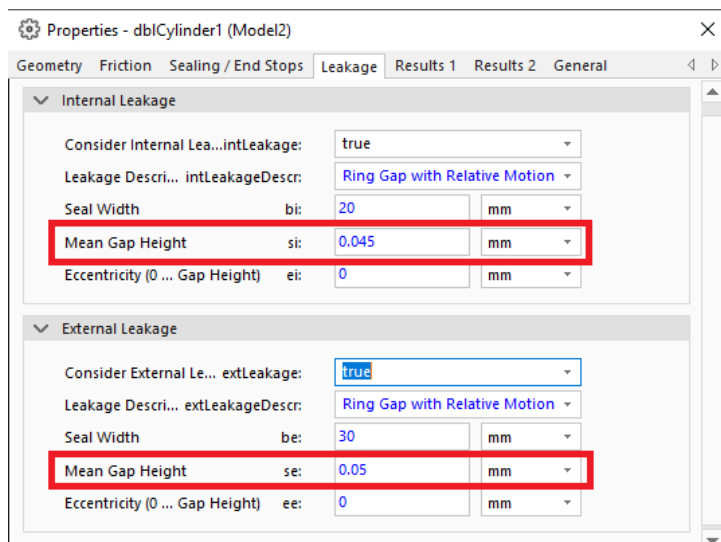


Рисунок 1.45 – Окно задания геометрических параметров, характеризующих утечки в ГЦ

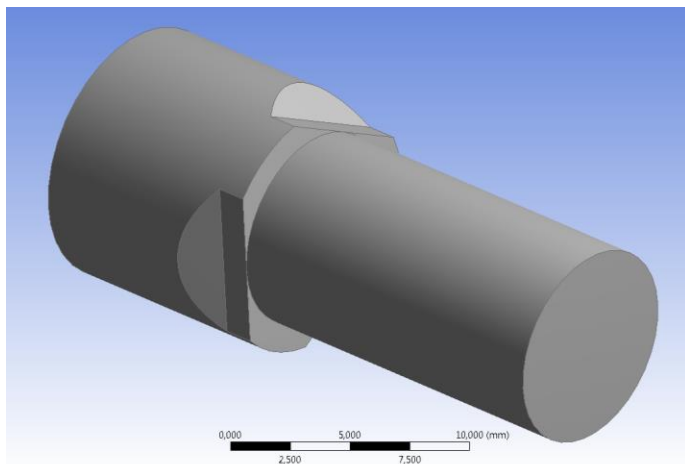


Рисунок 1.46 – Внешний вид буртика
распределительного золотника ГУ

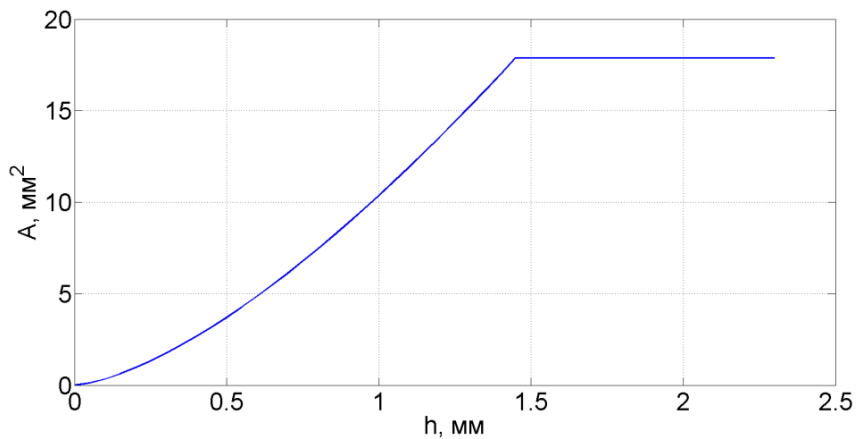


Рисунок 1.47 – Изменение площади проходного сечения
золотниковой пары ГУ при одностороннем смещении золотника
относительно своего исходного положения

Основные параметры ГУ для моделирования представлены
в таблице 1.11.

Таблица 1.11 – Параметры распределительной золотниковой пары ручного управления ГУ

Параметр	Единица измерения	Величина
Диаметр поршня ГЦ	мм	70,3
Диаметр штока ГЦ	мм	32,1
Ход штока ГЦ	мм	70
«Мёртвый» объём полостей ГЦ	мл	50
Ход золотника в гильзе	мм	4,6
Диаметр подводящих к полостям ГЦ каналов	мм	7
Длина подводящих к полостям ГЦ каналов	м	0,4
Кулоново трение	Н	200
Коэффициент вязкого демпфирования	Н/(м/с)	200
Коэффициент расхода		0,62

Имитация нагружения штока ГЦ (возмущающее воздействие) в программе реализуется с помощью блока «Пружина», создающего встречное усилие с величиной, линейно зависящей от положения.

Появление неисправностей в механических тягах проводки управления в виде их заклинивания и заедания, в конечном счёте, отражается на перемещении золотника и может быть реализовано с помощью подсистемы 1 (рисунок 1.43). В данной подсистеме могут быть заданы как специальной формы сигналы, так и случайные ступенчатые сигналы.

1.3.2 Разработка имитационной модели станции подачи рабочей жидкости с учётом характерных неисправностей

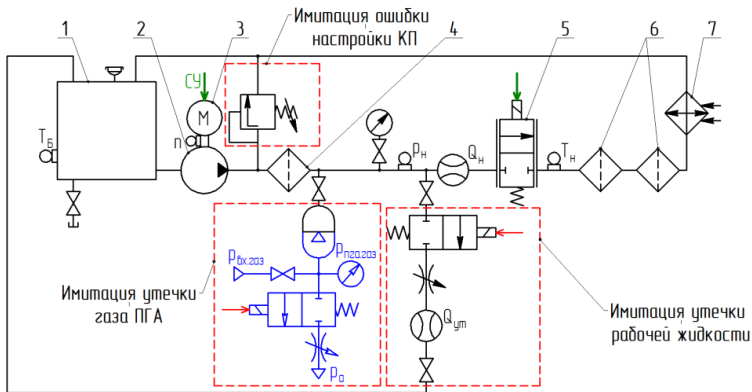
Как известно, структуру ЭГМС условно можно разделить на три подсистемы: энергообеспечивающую, распределительную и исполнительную [37]. Основным назначением энергообеспечивающей системы является преобразование электрической энергии внешнего источника в гидравлическую энергию потока жидкости, а также поддержание параметров жидкости (чистоты, давления, расхода, температуры и т.п.) в требуемом диапазоне значений. Основными элементами энергообеспечивающей системы являются: насос с приводом, устройство аккумуляирования находящейся под давлением РЖ, предохранительное устройство, устройство очистки жидкости, теплообменный аппарат. Обычно перечисленные выше устройства стараются монтировать компактным образом в виде функционально единой установки, представляющей собой ЭГМС.

На рисунке 1.48 представлена принципиальная схема ЭГМС в виде станции подачи РЖ в гидравлической системе вертолётa Ми-8, обеспечивающей подачу РЖ с требуемыми параметрами в распределительную и исполнительную подсистемы.

Представленная система включает в себя бак, шестерённый насос, электродвигатель – имитатор привода насоса от газотурбинного двигателя вертолётa Ми-8 через механический редуктор, предохранительный клапан, фильтры, ПГА, теплообменник. Для имитации возмущающего воздействия используется двухлинейный двухпозиционный (2/2) пропорциональный распределитель, который при изменении площади проходного сечения приводит к изменению давления, расхода и температуры РЖ в системе.

В рассматриваемой ЭГМС учтены характерные неисправности в виде нарушения герметичности газовой полости ПГА, утечки РЖ в напорной магистрали на выходе из насоса и ошибки

настройки предохранительного клапана, которые представлены соответствующими имитаторами.



- 1 – бак; 2 – шестерённый насос; 3 – электродвигатель;
 4, 6 – гидравлические фильтры; 5 – пропорциональный гидрораспределитель
 2/2 – имитатор исполнительной подсистемы (возмущающее воздействие);
 7 – теплообменник; КП – предохранительный клапан; СУ – сигнал
 управления частотой вращения привода насоса (управляющее воздействие)

Рисунок 1.48 – Принципиальная ЭГМС подачи РЖ
 с учётом характерных неисправностей

На основании представленного выше описания блоков, реализующих работу типовых агрегатов ГС, разработана имитационная модель ЭГМС подачи рабочей жидкости с учётом характерных неисправностей в соответствии с принципиальной схемой, представленной ранее на рисунке 1.48. Внешний вид полученной имитационной модели представлен на рисунке 1.49. Цифрами на нём обозначено: 1 – насос с приводом; 2 – пропорциональный 2/2 распределитель; 3, 6 – гидравлические фильтры; 4 – теплообменник; 5 – блок управления пропорциональным распределителем; 7 – блок имитации ошибки настройки КП; 8 – блок имитации утечки газа из ПГА; 9 – блок имитации утечки рабочей жидкости из напорной магистрали.

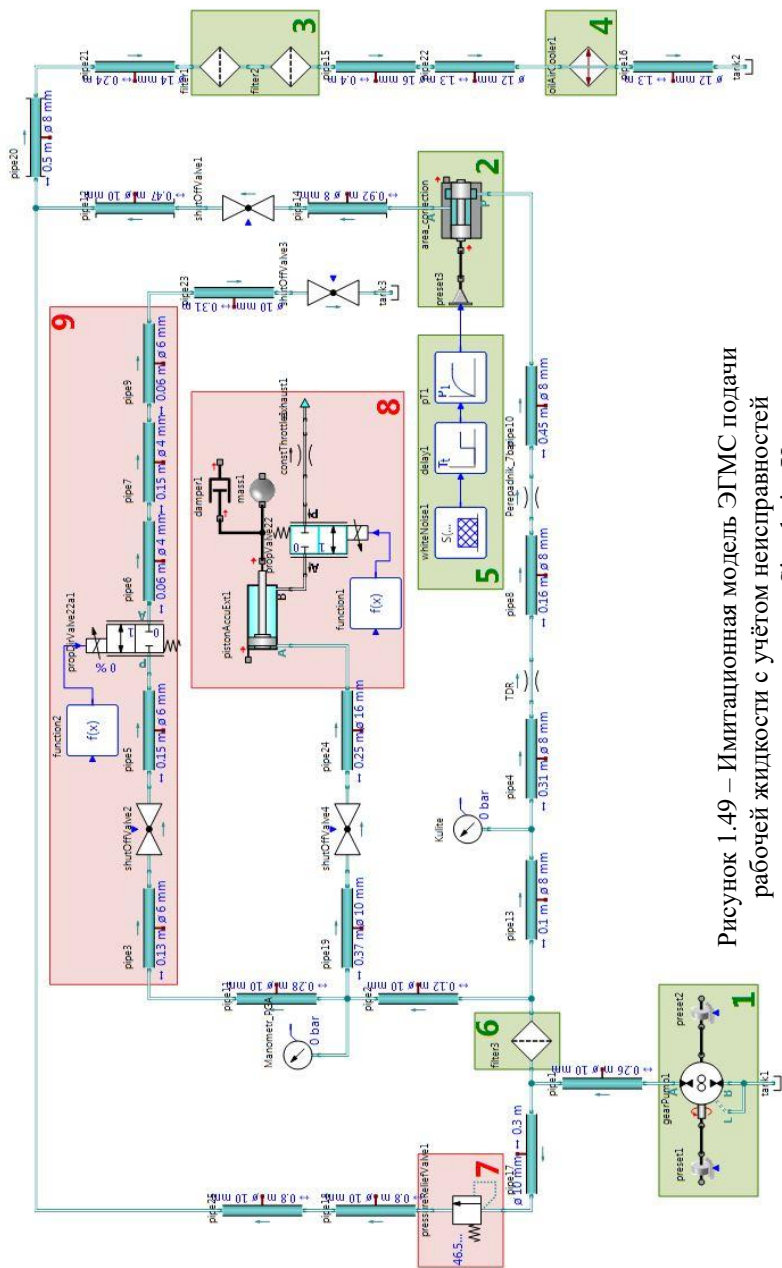


Рисунок 1.49 – Имитационная модель ЭГМС подачи рабочей жидкости с учётом неуправляемостей в программном пакете SimulationX

В исправном состоянии ЭГМС функционирует следующим образом. РЖ из бака самотёком поступает на вход насоса. Насос, приводимый во вращение от электродвигателя, нагнетает РЖ в напорную магистраль, которая далее поступает в систему. ПГА обеспечивает снижение пульсаций давления, возникающих вследствие работы насоса, и является источником повышенного давления при срабатывании автомата его разгрузки (на схеме не показан). Предохранительный клапан защищает насос от превышения давления выше допустимого значения, перепуская РЖ на слив, выполняя функцию переливного клапана. Чистота РЖ и её температура обеспечиваются фильтрами и теплообменником соответственно. Пропорциональный 2/2 распределитель обеспечивает «нагрузку» системы, путём изменения площади проходного сечения. Например, при уменьшении площади проходного сечения происходит повышение давления РЖ в напорной линии, а увеличением площади проходного сечения имитируется снижение производительности насоса из-за увеличения в нём внутренних утечек. Уменьшением площади проходного сечения пропорционального 2/2 распределителя также достигается срабатывание предохранительного клапана, который перепускает часть расхода РЖ на слив, ограничивая дальнейший рост давления в напорной магистрали.

Повышение мощности, теряемой на дросселирующих участках ЭГМС, сопровождается повышением температуры РЖ и, как следствие, изменением её вязкости и плотности. Использование теплообменника позволяет поддерживать температуру РЖ в требуемом диапазоне. Давление предварительной зарядки ПГА обеспечивает объёмную податливость напорной магистрали и быстрый выход на рабочее давление в ЭГМС. При резком срабатывании пропорционального 2/2 клапана и изменении давления в системе выше или ниже давления предварительной зарядки ПГА динамические процессы изменяются плавно за счёт сжатия и расширения газа в его полости.

Основные конструктивно-настроечные параметры, используемые при моделировании, представлены в таблице 1.12. Часть из указанных данных была получена эмпирическим путём: в результате проливов и определения расходно-перепадных характеристик. Гидравлические характеристики фильтров и теплообменника были взяты из паспортов данных устройств. Диаметр и длины трубопроводов, используемых в модели, варьируются в диапазонах 8...14 мм и 0,2...1,5 м соответственно.

Таблица 1.12 – Исходные данные для моделирования

Параметр	Значение
1	2
Шестерённый насос	
Номинальная частота вращения, об/мин	2500
Номинальная производительность, л/мин	30
Номинальное давление, МПа	5
Рабочий объём, мл/об	15,25
Количество зубьев шестерни, ед.	12
Величина объёмного КПД, %	81
Неравномерность подачи (при условии нулевых колёс и угла зацепления основной рейки 20 град), %	17
Предохранительный клапан	
Давление настройки (давление открытия), бар	46,5
Коэффициент роста давления при увеличении расхода (в режиме регулирования), бар/(л/мин)	0,074
Постоянная времени, мс	10
Коэффициент демпфирования	0,5

Окончание табл. 1.12

1	2
ПГА	
Объём, л	2,7
Давление предварительной зарядки, МПа	2
Тип газа	воздух
Модель газа	реальный
Фильтр 1	
Номинальный расход, л/мин	90
Перепад давления при номинальном расходе, МПа	0,18
Фильтр 2	
Номинальный расход, л/мин	60
Перепад давления при номинальном расходе, МПа	0,18
Теплообменник	
Номинальный расход, л/мин	100
Перепад давления при номинальном расходе, МПа	0,2
2/2 пропорциональный распределитель	
Номинальный расход при полном открытии, л/мин	34,2
Перепад давления при номинальном расходе, МПа	1,05
Постоянная времени, мс	7
Коэффициент демпфирования	1
Рабочая жидкость: HLP 10	
Плотность при 15 град.С, кг/м ³	852
Вязкость, мм ² /с	
– при 0 град.С	57
– при 40 град.С	10
– при 100 град.С	2,7

Таким образом, разработка имитационной модели в SimulationX происходит путём соединения и объединения в сеть готовых блоков (моделей устройств и аппаратов). Модели различных устройств в SimulationX в зависимости от функционального назначения и области применения объединены в библиотеки (гидравлика, пневматика, механика, физические сигналы, электрика, электроника, магнетизм, транспортные средства, двигатели внутреннего сгорания, вибрационный анализ, акустика, тепловые процессы, системный анализ надёжности и др.). В результате использования готовых элементов и моделей устройств разработка всей системы происходит значительно быстрее в сравнении с составлением моделей элементов и узлов систем и расчётами по алгебраическим и дифференциальным уравнениям, особенно если речь идёт о сложных многокомпонентных и междисциплинарных системах.

2 ИССЛЕДОВАНИЕ СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭГМС В ИСПРАВНОМ И НЕИСПРАВНОМ СОСТОЯНИЯХ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ УПРАВЛЯЮЩИХ И ВОЗМУЩАЮЩИХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ

Исследование динамики ЭГМС посредством имитационного моделирования является важным этапом при разработке систем диагностирования, так как позволяет решить следующие задачи:

- выявить ключевые особенности работы ЭГМС;
- провести сравнительный анализ влияния неисправностей в ЭГМС на его характеристики;
- определить места установки и количество датчиков в ЭГМС;
- сформировать базу данных в виде массивов значений параметров ЭГМС, полученных при различных его состояниях.

2.1 Исследование динамических процессов в системе управления вертолѐта Ми-8

2.1.1 Исследование динамических процессов в ЭГМС в исправном состоянии при различных управляющих воздействиях

В качестве демонстрации работы рассматриваемой ЭГМС на рисунках 2.1 и 2.2 представлены переходные процессы основных параметров системы. Результаты получены при неподвижном золотнике ГУ. В качестве возмущающего воздействия принято

ступенчатое изменение площади проходного сечения дросселя, установленного параллельно ГУ, от 0 до 0,5 мм² в момент времени 20 с.

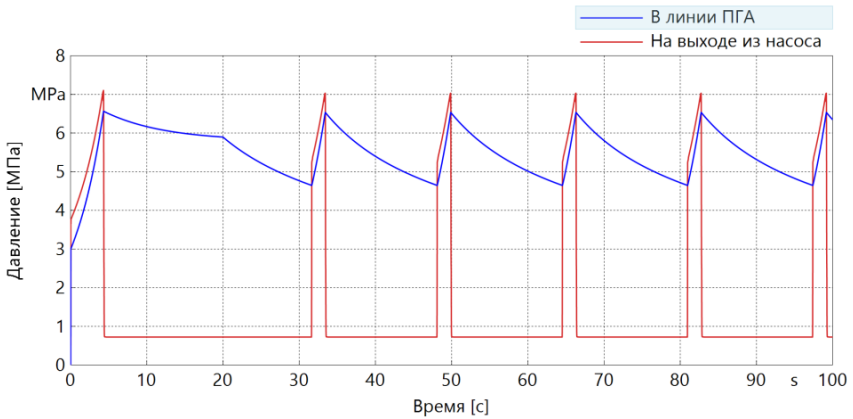


Рисунок 2.1 – Изменение давления рабочей жидкости в ЭГМС при постоянном расходе потребителя

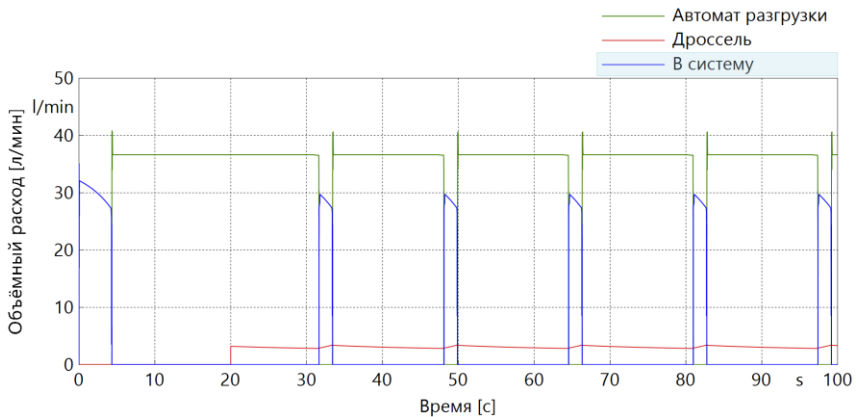


Рисунок 2.2 – Изменение объёмного расхода рабочей жидкости в гидравлической системе с автоматом разгрузки при постоянном расходе потребителя

Из анализа полученных результатов следует, что большую часть времени насос работает при низком давлении, что обусловлено малым проходным сечением дросселя, имитирующего потребителя в системе. При этом большая часть РЖ от насоса уходит через исполнительную золотниковую пару автомата разгрузки на слив.

На рисунках 2.3–2.5 показаны переходные процессы в ЭГМС при неподвижном золотнике ГУ при объёмном расходе насоса 15 л/мин. Давление в системе плавно начинает расти с 3 МПа до 6,5 МПа, происходит наполнение ПГА. Рост давления от 0 до 3 МПа характеризуется временем заполнения РЖ трубопроводов и полостей ЭГМС. Падение производительности насоса в диапазоне от 3 до 6,5 МПа обусловлено утечками в насосе, увеличивающимися при росте давления в напорной гидравлической линии. При достижении давления в линии ПГА 6,5 МПа открывается автомат разгрузки и вся РЖ, минуя систему, попадает в слив. Таким образом, насос работает на бак.

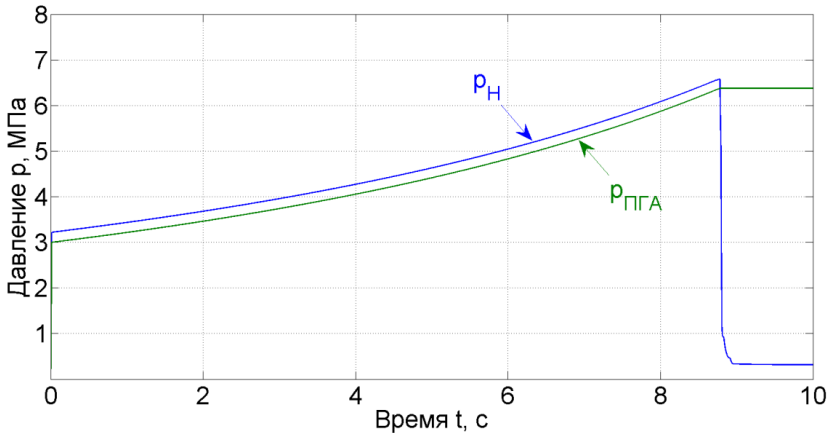


Рисунок 2.3 – Переходные процессы изменения давления за насосом p_H и в линии ПГА $p_{ПГА}$

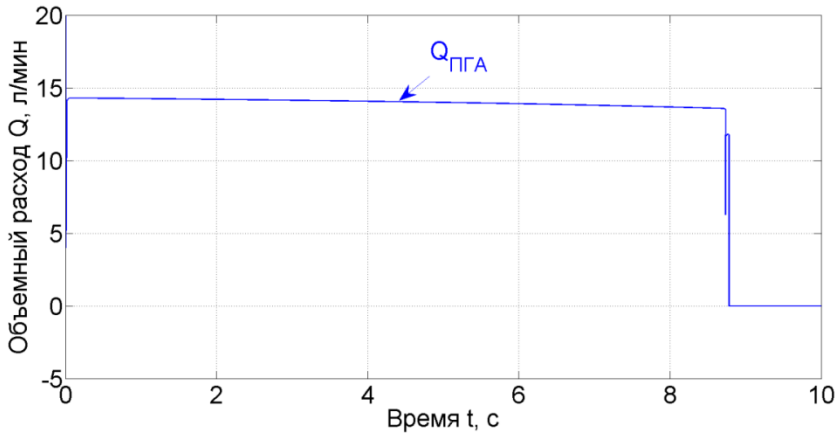


Рисунок 2.4 – Переходные процессы изменения расхода в ПГА $Q_{ПГА}$

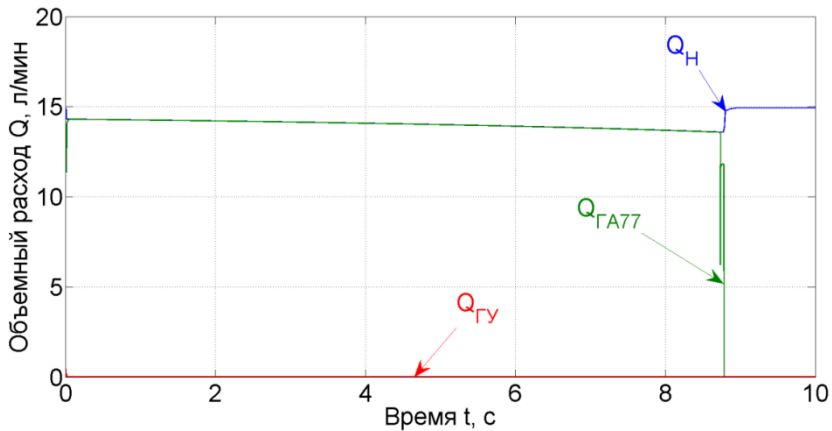


Рисунок 2.5 – Переходные процессы изменения производительности насоса Q_N , расхода на выходе из автомата разгрузки в систему $Q_{ГА77}$ и на входе в ГУ $Q_{ГУ}$

На рисунке 2.6 показаны переходные процессы срабатывания золотников автомата разгрузки. Анализ графика показывает, что командный золотник при давлении 3 МПа смещён относи-

тельно своего исходного положения. Однако его величина перекрытия препятствует преждевременному срабатыванию остальных золотников. По мере роста давления в линии ПГА командный золотник перемещается до тех пор, пока РЖ не попадёт в канал E , что приводит к перемещению промежуточного золотника (см. рисунок 1.15, раздел 1.2). В результате канал B соединяется с каналом G , открывается исполнительная золотниковая пара и соединяет линию насоса со сливом. В итоге происходит падение давления в напорной линии насоса до величины, обусловленной сопротивлением проходного сечения исполнительной золотниковой пары. Обратный клапан при этом поджимается к седлу давлением от линии ПГА.

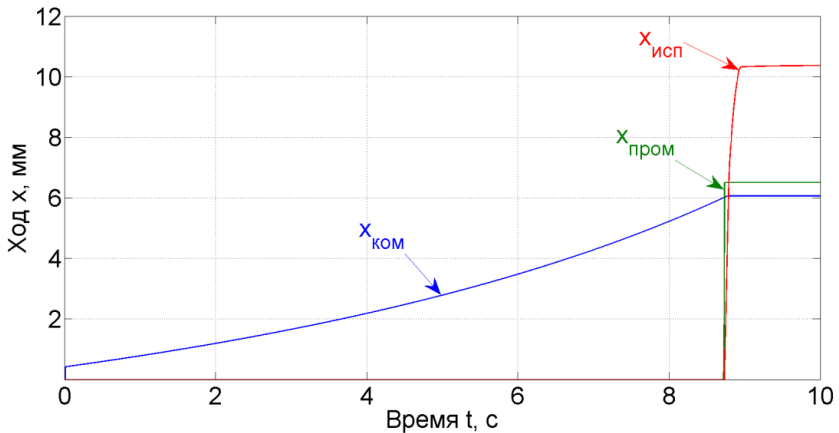


Рисунок 2.6 – Переходные процессы изменения положения командного $x_{КОМ}$, промежуточного $x_{ПРОМ}$ и исполнительного $x_{ИСП}$ золотников в автомате разгрузки

На рисунках 2.7–2.13 представлены графики переходных процессов, полученные при номинальном расходе насоса с учётом управляющего воздействия в виде нарастающих и убывающих

щих с постоянной скоростью перемещений золотника ГУ. При этом навстречу движению штока действует постоянная сила, составляющая 5 кН.

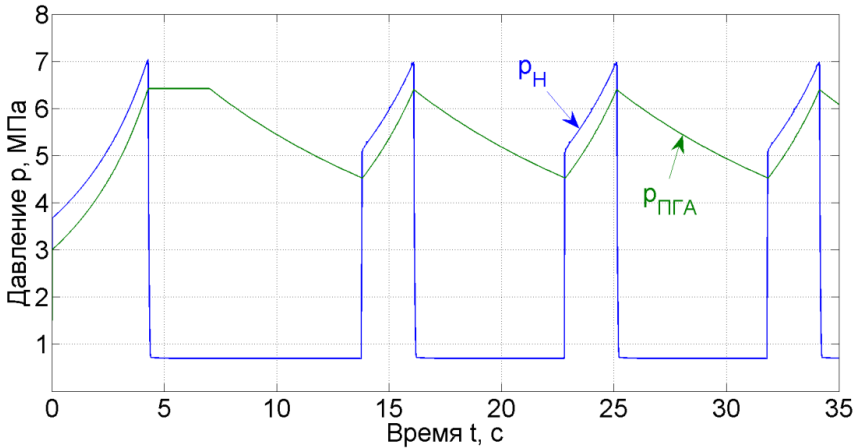


Рисунок 2.7 – Переходные процессы изменения давления за насосом p_H и в линии ПГА $p_{ПГА}$

При воздействии пилота на рычаги управления усилие передаётся через тросовую проводку на золотник ГУ. Последний отклоняется от своего положения равновесия, происходит перемещение исполнительного штока ГЦ, преодолевающего характерную данным условиям нагрузку. При этом по графикам видно, что в периоды переключения насоса на бак питания ГУ происходит от ПГА (рисунки 2.8 и 2.9). Это происходит до момента достижения давления в линии ПГА 4,5 МПа (рисунок 2.7), при котором золотники автомата разгрузки возвращаются в исходные позиции (рисунок 2.13). После этого обратный клапан автомата разгрузки открывается, и РЖ от насоса идёт на заполнение ПГА и на питание ГУ.

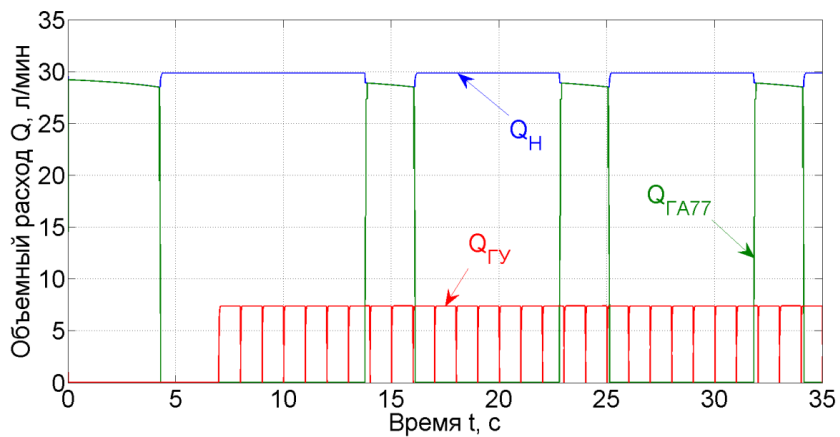


Рисунок 2.8 – Переходные процессы изменения производительности насоса Q_H , расхода на выходе из автомата разгрузки в систему $Q_{ГА77}$ и на входе в ГУ $Q_{ГУ}$

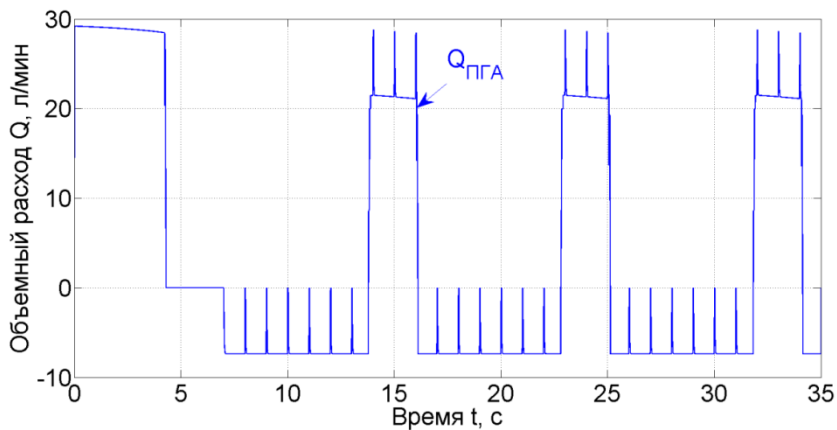


Рисунок 2.9 – Переходные процессы изменения расхода в полости ПГА $Q_{ПГА}$

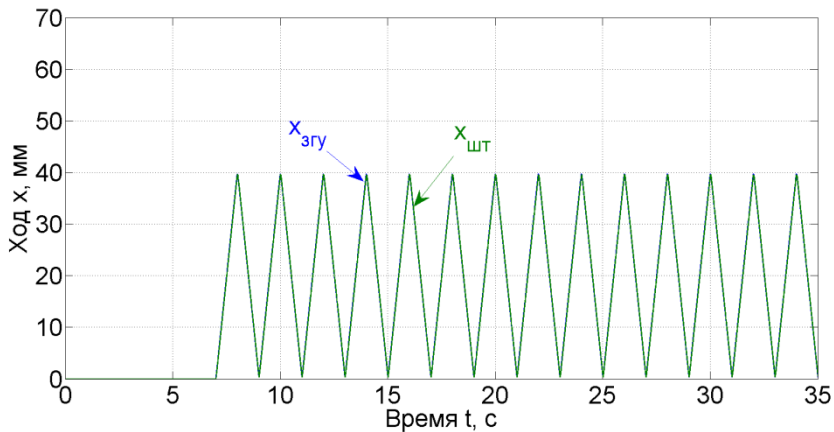


Рисунок 2.10 – Переходные процессы изменения абсолютного перемещения золотника ГУ $x_{згу}$ и штока ГЦ $x_{шт}$

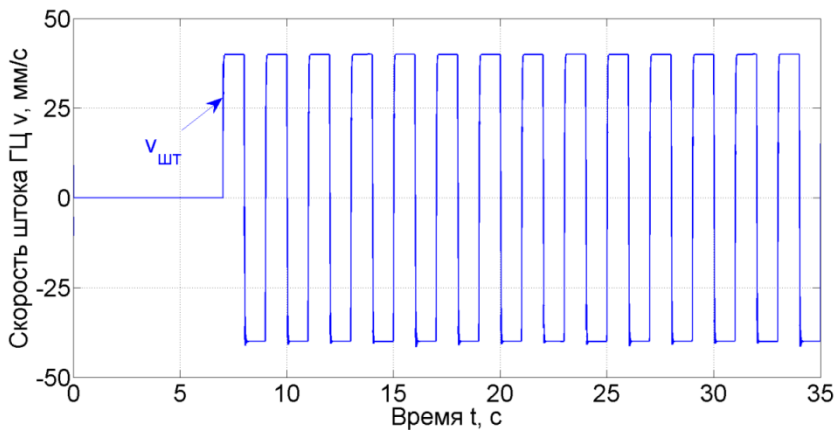


Рисунок 2.11 – Переходные процессы изменения скорости движения штока ГЦ $v_{шт}$

Характерные пики на кривых расхода в полости ПГА (рисунок 2.9) и давления в полостях ГЦ (рисунок 2.12) обусловлены моментами остановки золотника ГУ в своих крайних положениях.

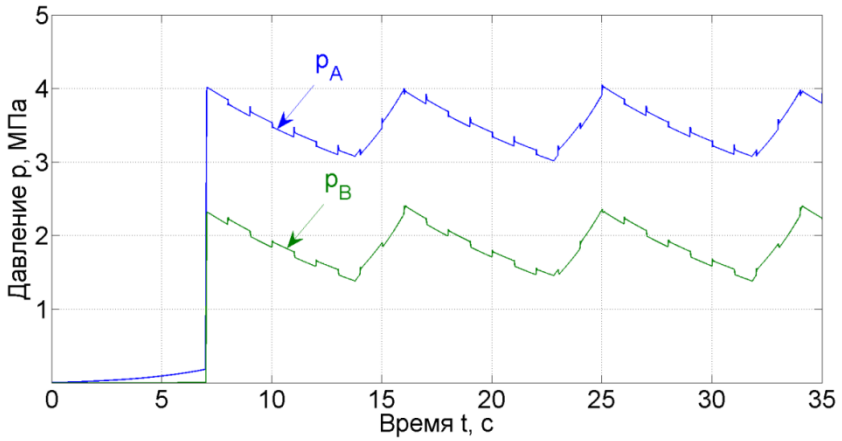


Рисунок 2.12 – Переходные процессы изменения давления в полостях ГЦ

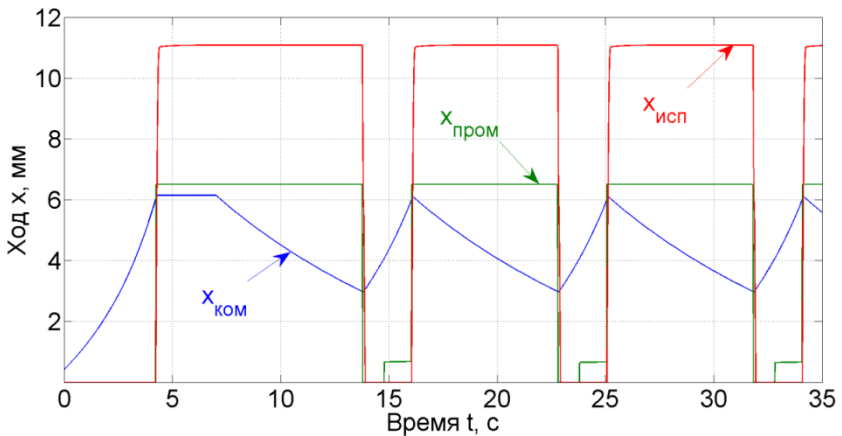


Рисунок 2.13 – Переходные процессы изменения положения командного $x_{КОМ}$, промежуточного $x_{ПРОМ}$ и исполнительного $x_{ИСП}$ золотников в автомате разгрузки

На рисунках 2.14–2.19 представлены графики переходных процессов в ЭГМС, полученные при изменении положения золотника ГУ по синусоидальному закону с частотой 0,2 Гц.

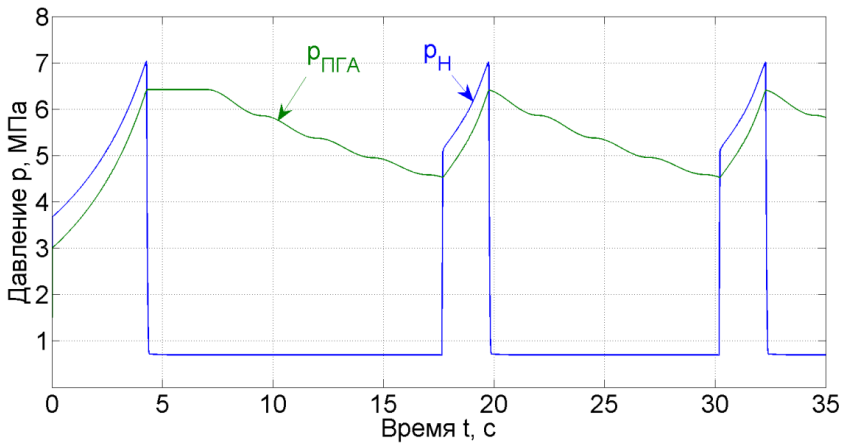


Рисунок 2.14 – Переходные процессы изменения давления за насосом p_H и в линии ПГА p_{PPA}

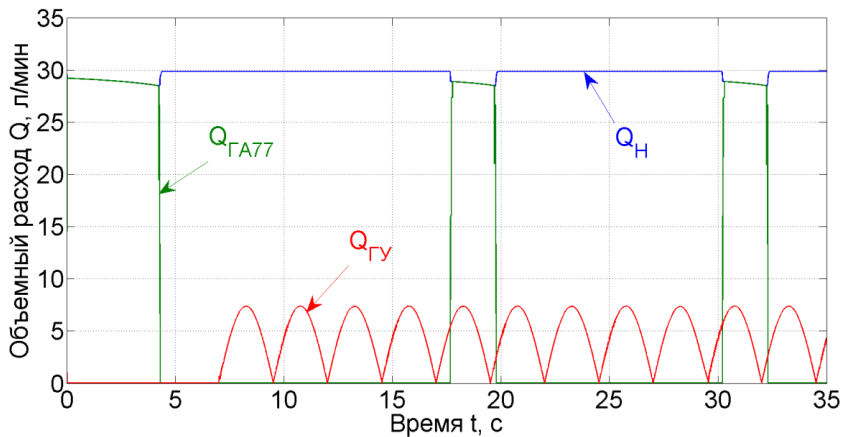


Рисунок 2.15 – Переходные процессы изменения производительности насоса Q_H , расхода на выходе из автомата разгрузки в систему Q_{GA77} и на входе в ГУ Q_{GU}

В качестве элемента нагружения исполнительного штока ГЦ используется пружина с жёсткостью 215 кН/м, обеспечивающая усилие 15 кН при полном выдвигении штока.

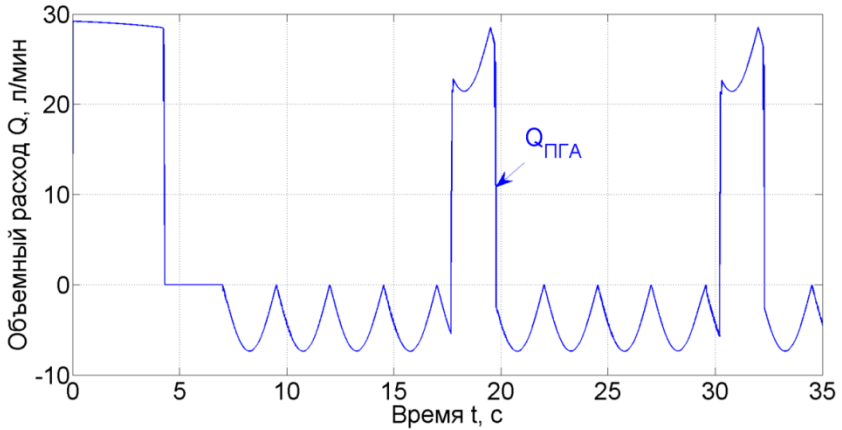


Рисунок 2.16 – Переходные процессы изменения расхода в полости ПГА $Q_{ПГА}$

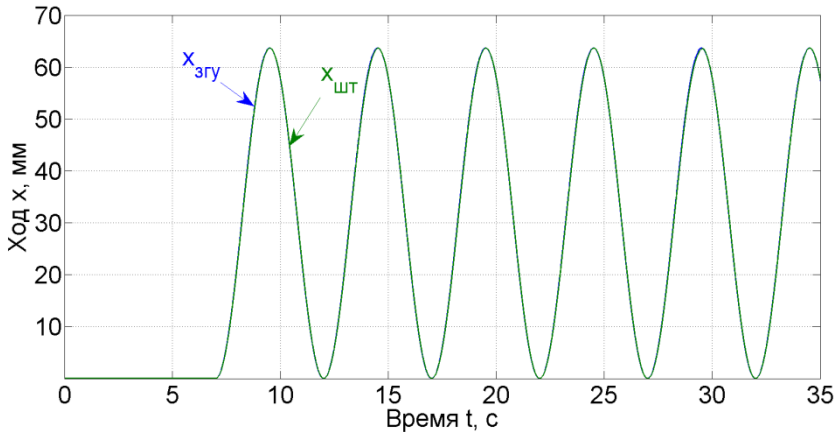


Рисунок 2.17 – Переходные процессы изменения абсолютного перемещения золотника ГУ $x_{згу}$ и штока ГЦ $x_{шт}$

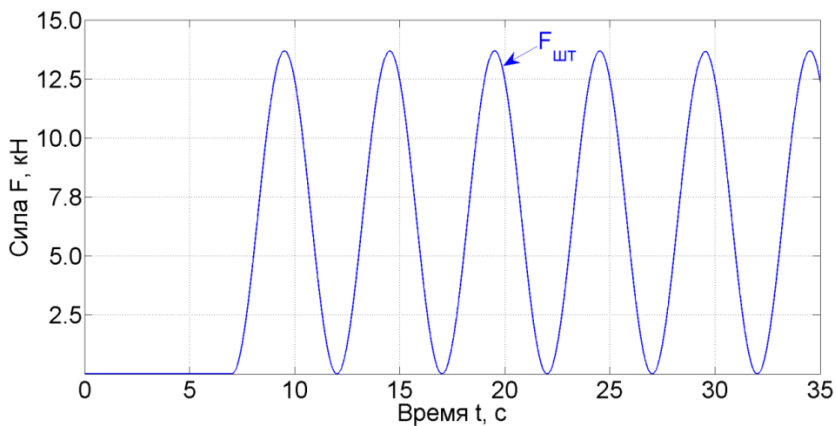


Рисунок 2.18 – Переходные процессы изменения силы $F_{шт}$, направленной навстречу движению штока ГЦ

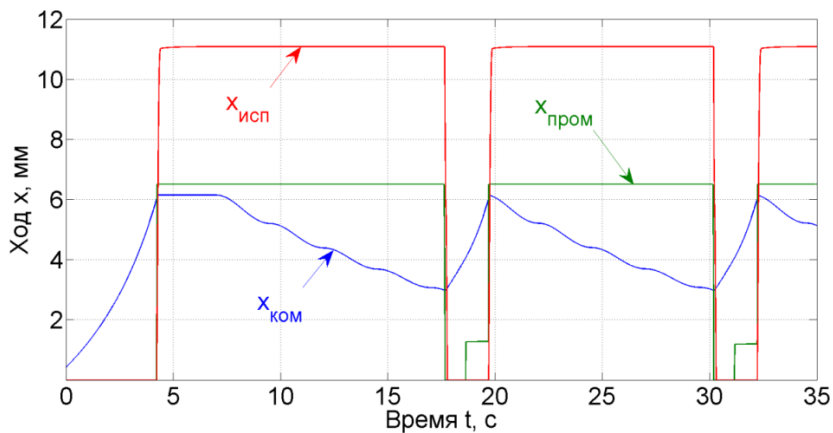


Рисунок 2.19 – Переходные процессы изменения положения командного $x_{КОМ}$, промежуточного $x_{ПРОМ}$ и исполнительного $x_{ИСП}$ золотников в автомате разгрузки

На рисунках 2.20–2.21 приведены результаты расчёта, полученные при перемещении золотника ГУ. Сигнал управляющего воздействия представляет собой ступенчатое изменение положений золотника с шагом 10 с по случайному закону с нормальным распределением в диапазоне значений от 10 до 60 мм. При этом постоянная времени перехода с одного значения на другое задаётся также по случайному закону с нормальным распределением в диапазоне значений от 0,3 до 0,8 с (рисунок 2.20).

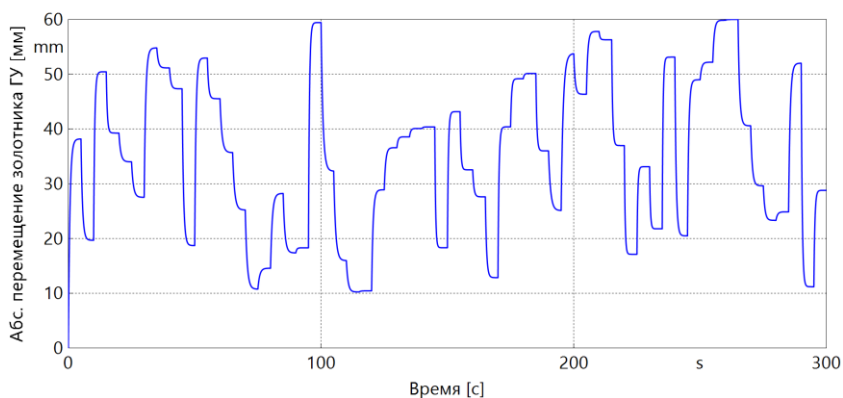


Рисунок 2.20 – Управляющее воздействие на золотник ГУ

В качестве нагрузки используется пружина с жёсткостью 215 кН/м, обеспечивающая при полном выдвижении штока ГУ усилие 15 кН.

Из анализа полученных результатов следует, что для рассматриваемого УВ погрешность в позиционировании штока ГУ не превышает 1% (рисунок 2.21). Из анализа графика на рисунке 2.22 следует, что насос работает в режиме высокого давления менее 2% от всего времени работы системы, что свидетельствует о малом потреблении рабочей жидкости ГУ.

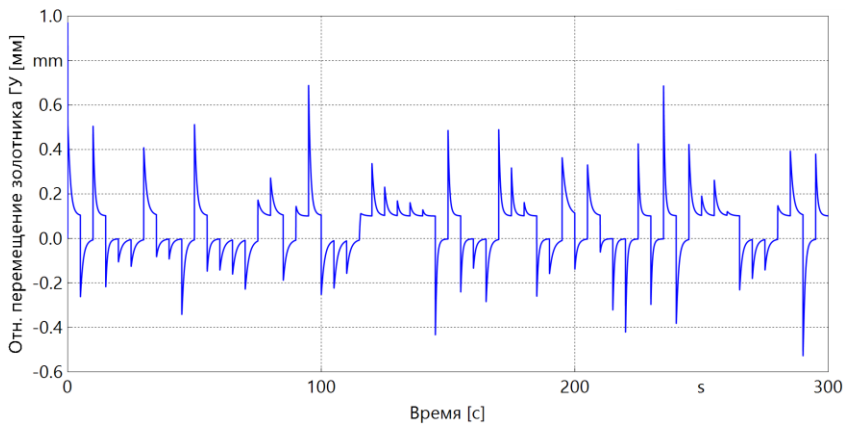


Рисунок 2.21 – Разница между абсолютным перемещением золотника и абсолютным перемещением штока ГУ

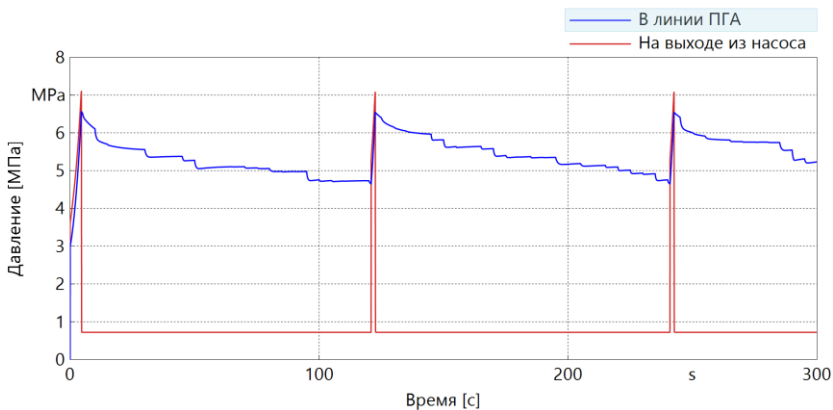


Рисунок 2.22 – Изменение давления рабочей жидкости в гидравлической системе с автоматом разгрузки при управляющем воздействии на золотник ГУ

На рисунке 2.22 можно отметить ступенчатое падение давления в линии ПГА, что обусловлено изменением скорости движения золотника и штока ГУ.

Анализ полученных выше результатов показывает, что ЭГМС, находясь в исправном состоянии, полностью выполняет свои функции, а именно чётко отслеживает действия пилота в виде перемещения золотника ГУ. Анализ графиков 2.10 и 2.17 указывает на разницу между задающим воздействием и фактическим положением, не превышающую 1%. Полученные результаты в виде переходных процессов представляют собой динамический портрет ЭГМС, который может меняться при появлении той или иной неисправности.

2.1.2 Сравнительный анализ динамических портретов исправной и неисправной ЭГМС

Сравнительный анализ динамических портретов заключается в исследовании отклонений параметров неисправной системы по отношению к исправной на графиках их переходных процессов.

Результаты в виде переходных процессов изменения основных параметров системы получены в соответствии с исходными данными, представленными ранее. В качестве элемента нагружения используется пружина с жёсткостью 215 кН/м, обеспечивающая нагрузку при полном выдвигании штока 15 кН.

На рисунках 2.23–2.25 представлены переходные процессы изменения основных параметров системы в исправном состоянии и в состоянии, когда ПГА полностью разряжены. В качестве управляющего воздействия используются нарастающие и убывающие с постоянной скоростью перемещения золотника ГУ (подача управляющего воздействия начинается с 10-й секунды). Анализ полученных результатов указывает на более частые срабатывания автомата разгрузки в системе с неисправными ПГА,

что связано со значительным снижением податливости системы. Анализ переходных процессов, представленных на рисунках 2.23 и 2.24, указывает на существенное различие между процессами исправной и неисправной систем только в отношении числа переключений за один и тот же промежуток времени. Крайние значения, которых достигают параметры, остаются такими же, как в исправной системе.

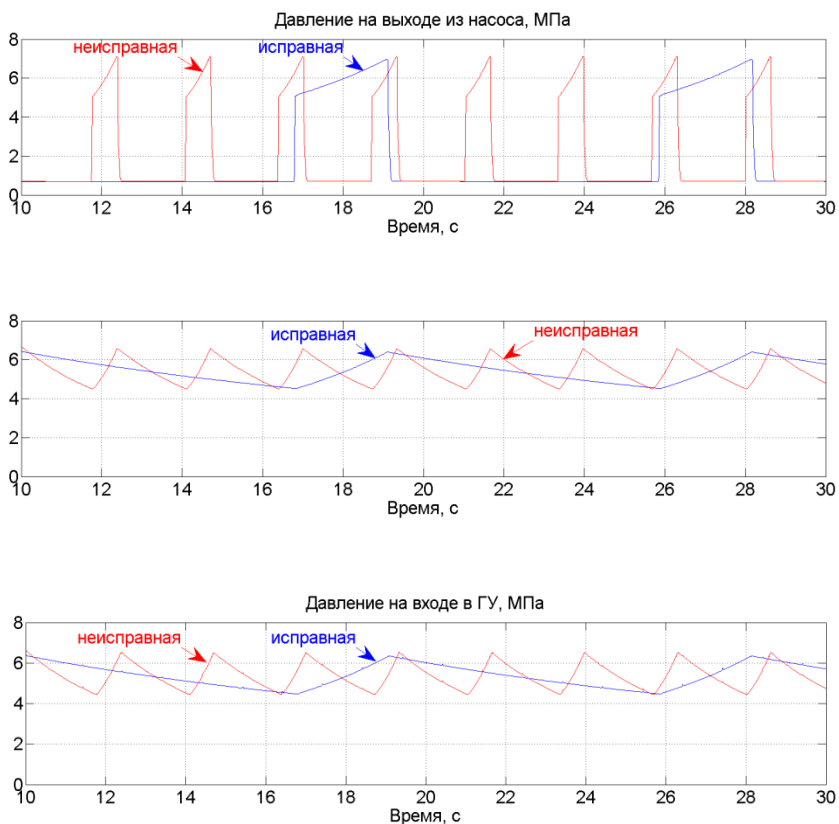


Рисунок 2.23 – Переходные процессы изменения давления в исправной и неисправной системах

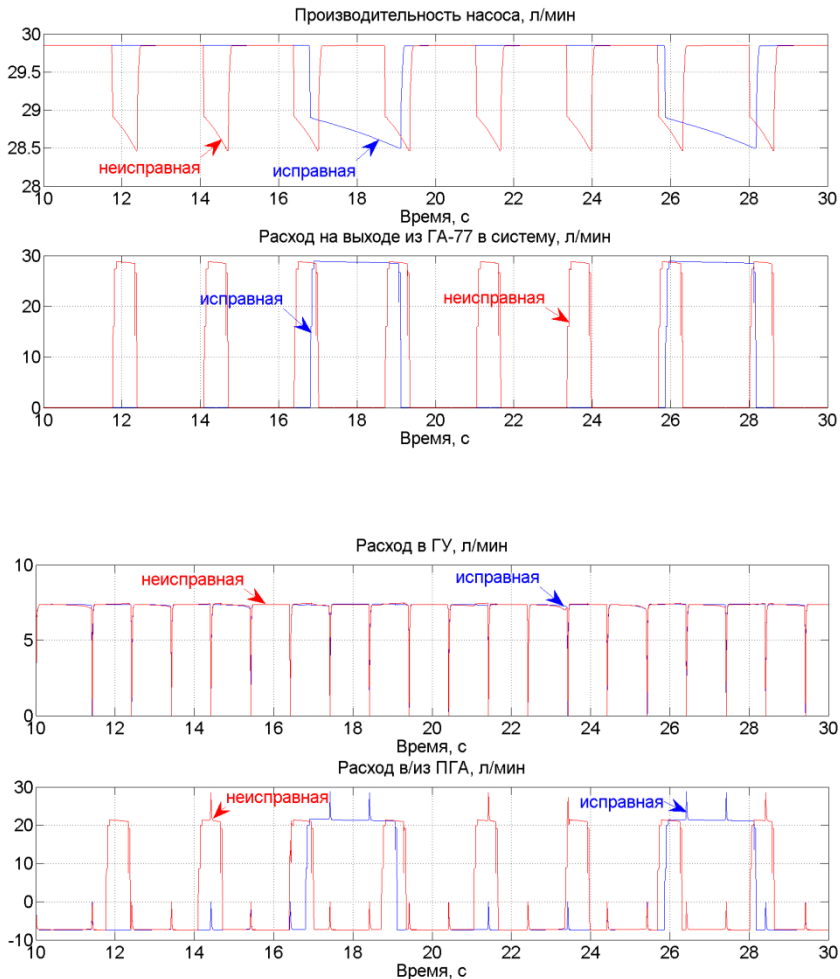


Рисунок 2.24 – Переходные процессы изменения расхода в исправной и неисправной системах

В связи с этим подводимой на вход ГУ мощности достаточно для обеспечения его корректного функционирования. Об этом свидетельствует отсутствие существенных различий между переходными процессами на рисунке 2.25.

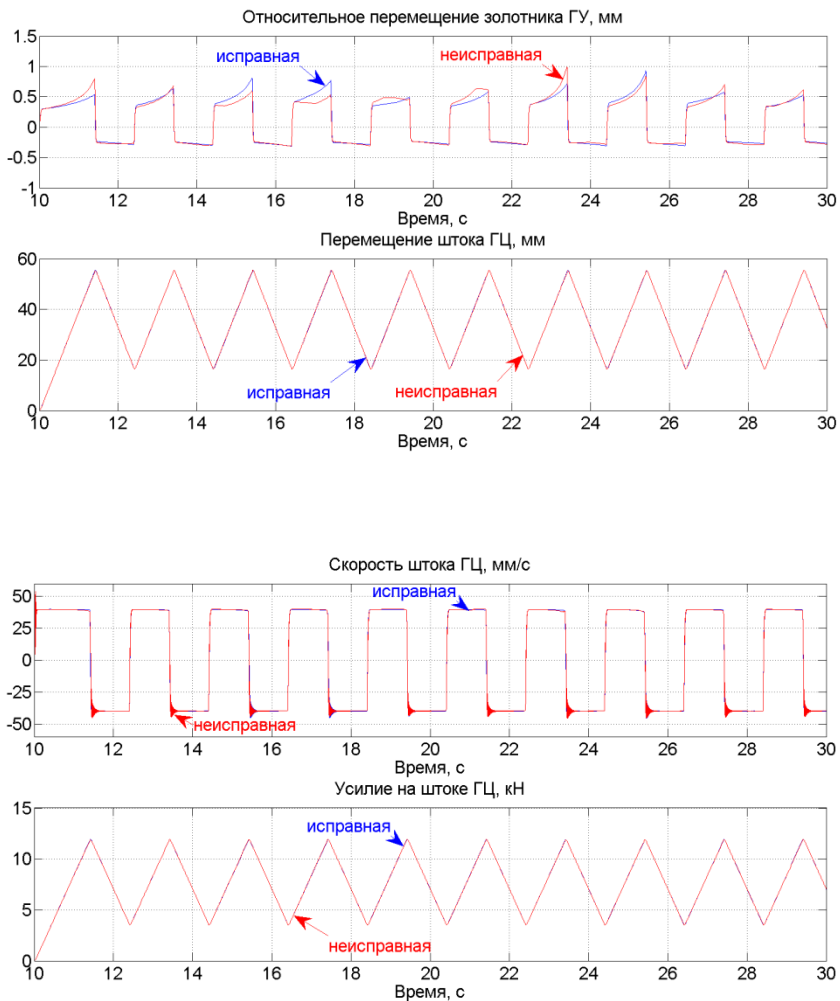


Рисунок 2.25 – Переходные процессы изменения основных параметров ГУ исправной и неисправной систем

На рисунках 2.26–2.58 представлены динамические характеристики системы, полученные при УВ в виде случайного ступенчатого сигнала с равномерным распределением скачков в диапазоне от 10 до 60 мм.

На рисунках 2.26–2.30 представлены переходные процессы изменения основных параметров системы при снижении объёмного КПД насоса η . Анализ полученных результатов указывает, что падение объёмного КПД насоса на 15% не приводит к изменениям в характере движения штока ГЦ, несмотря на уменьшение расхода жидкости, поступающей в систему через автомат разгрузки.

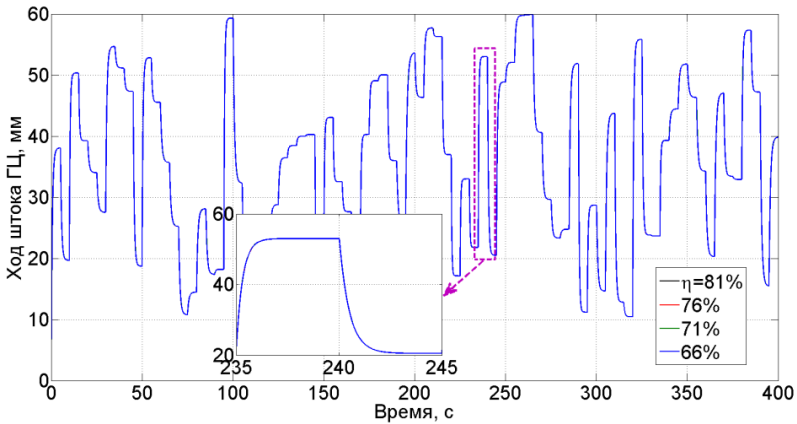


Рисунок 2.26 – Перемещение штока ГЦ при снижении объёмного КПД насоса

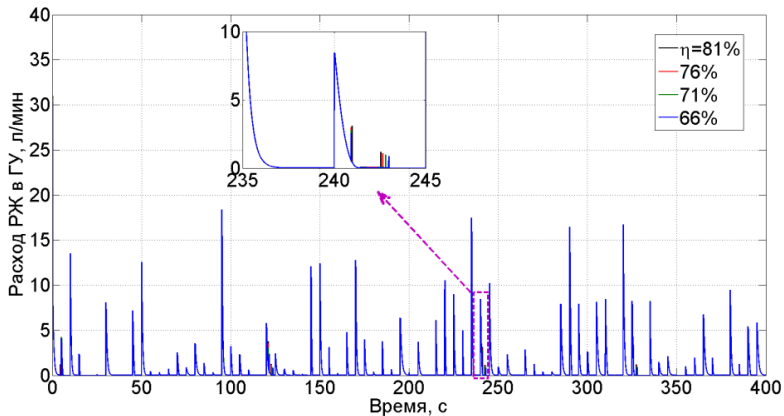


Рисунок 2.27 – Расход жидкости в ГУ при снижении объёмного КПД насоса

Расход, поступающий в ГУ (и далее в полости ГЦ), остаётся неизменным из-за наличия ПГА, обеспечивающих компенсацию потерь посредством дополнительного притока жидкости.

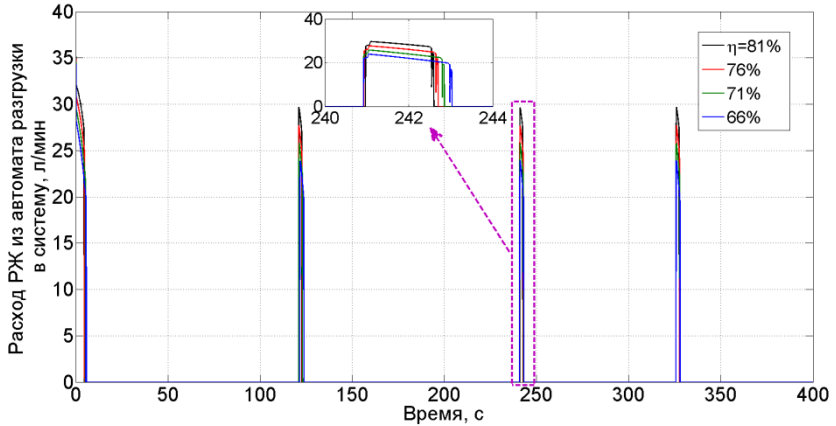


Рисунок 2.28 – Расход жидкости из автомата разгрузки в систему при снижении объёмного КПД насоса

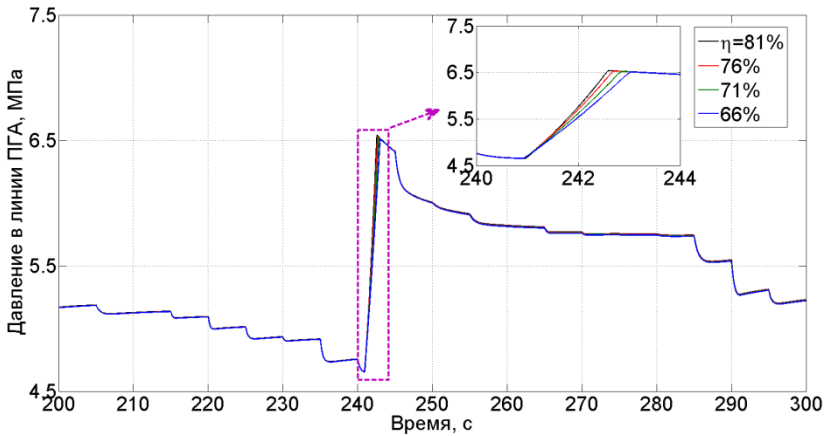


Рисунок 2.29 – Давление жидкости в линии ПГА при снижении объёмного КПД насоса

Расслоение характеристик наблюдается не только на графике изменения расхода жидкости на выходе из автомата разгрузки насоса, но и на графиках изменения давления в напорной магистрали и в линии ПГА. На данных диаграммах можно отметить уменьшение скорости возрастания давления в моменты зарядки ПГА, когда насос соединяется через автомат разгрузки с системой.

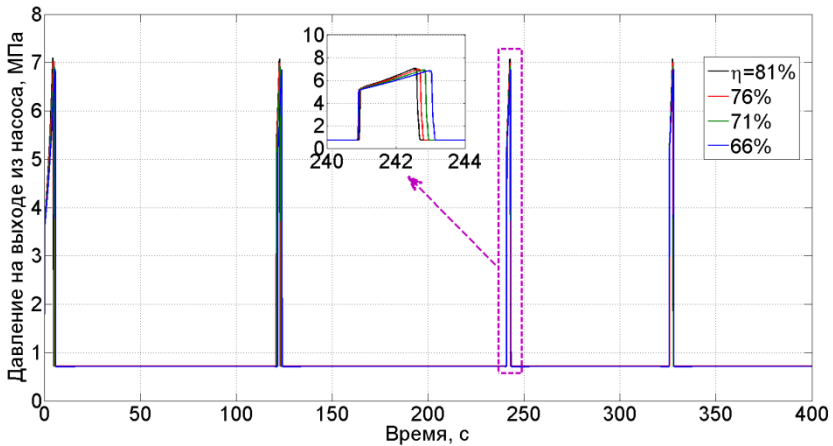


Рисунок 2.30 – Давление в напорной линии на выходе из насоса при снижении его объёмного КПД

На рисунках 2.31–2.35 представлены переходные процессы изменения основных параметров системы при наличии утечки жидкости в трубопроводе на выходе из насоса. Относительная величина утечки $Q_{ут}$ рассчитывается как отношение её абсолютной величины к номинальному расходу насоса. Можно отметить, что характер деформации динамических характеристик аналогичен изменениям, наблюдаемым при уменьшении объёмного КПД насоса. В обоих случаях это объясняется увеличением потерь жидкости в результате увеличения площади проходного сечения, характеризующего утечку.

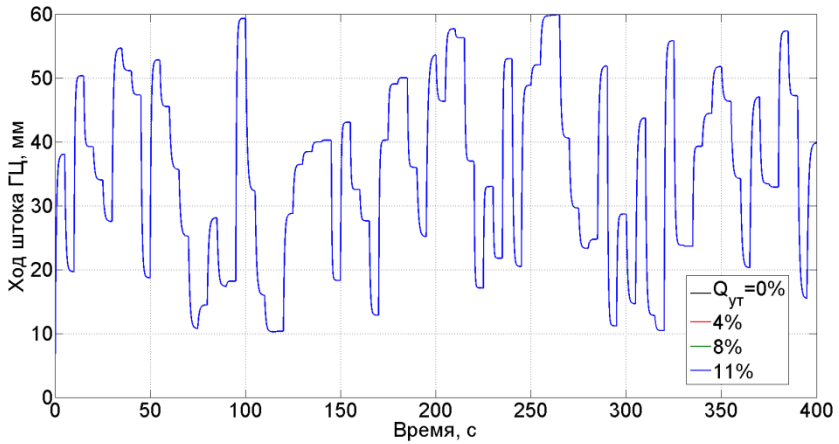


Рисунок 2.31 – Перемещение штока ГЦ при наличии утечки в трубопроводе на выходе из насоса

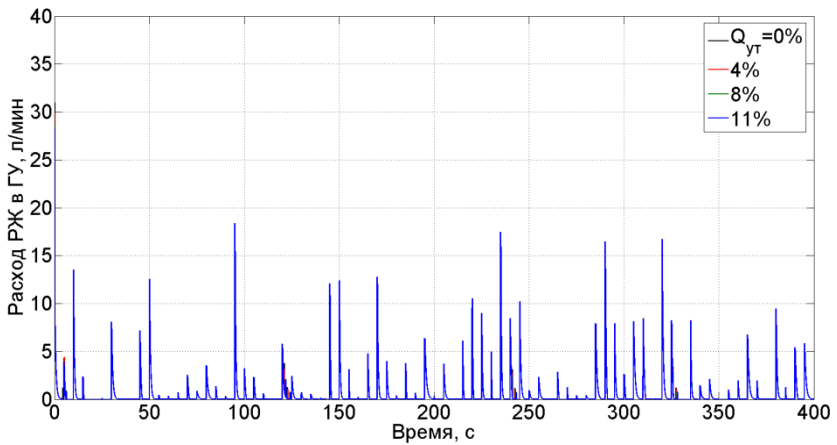


Рисунок 2.32 – Расход жидкости в ГУ при наличии утечки в трубопроводе на выходе из насоса

Различием между рассматриваемыми неисправностями является характер течения жидкости: чаще всего зависимость величины внутренних утечек в насосе от давления в напорной линии

имеет линейный характер из-за малых, но относительно протяжённых зазоров. В то время как внешние утечки могут иметь турбулентный характер.

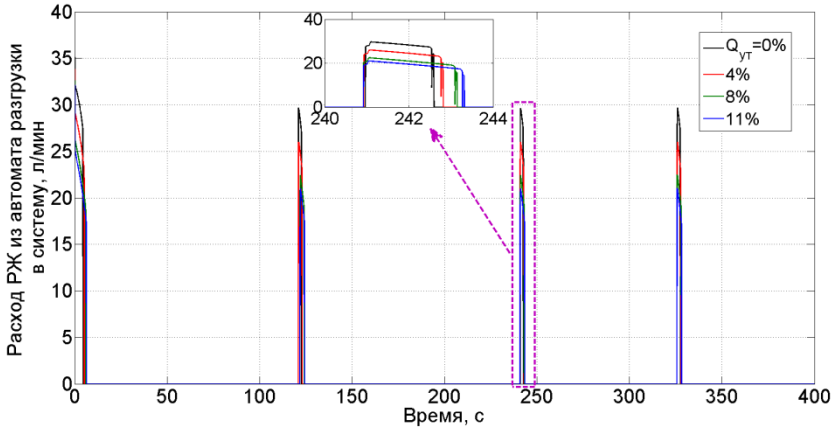


Рисунок 2.33 – Расход жидкости из автомата разгрузки в систему при наличии утечки в трубопроводе на выходе из насоса

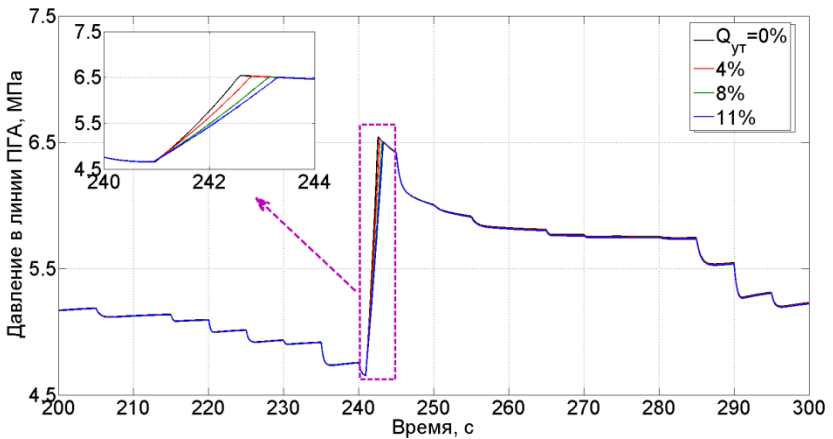


Рисунок 2.34 – Давление жидкости в линии ПГА при наличии утечки в трубопроводе на выходе из насоса

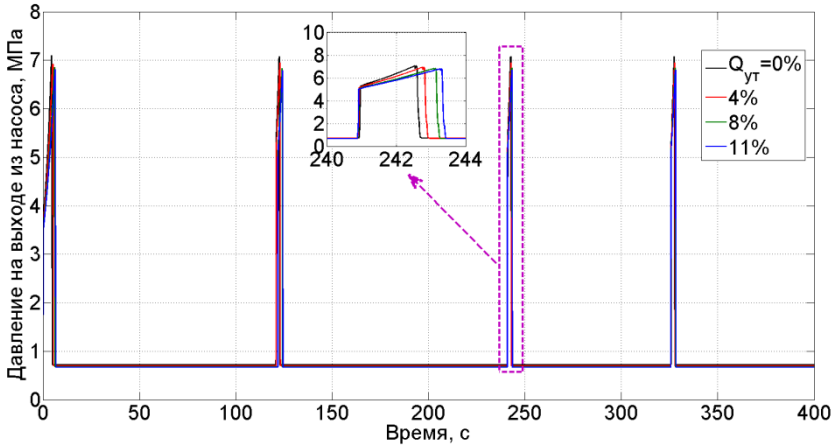


Рисунок 2.35 – Давление жидкости в напорной магистрали на выходе из насоса при наличии в ней утечки

Выполнить более точную локализацию неисправности можно на основе подробных исследований качающего узла.

На рисунках 2.36–2.40 представлены переходные процессы изменения основных параметров системы при наличии внутренней утечки жидкости в ГЦ. Утечка между полостями ГЦ определяется на основе известного выражения, описывающего ламинарное течение жидкости в кольцевом зазоре с учётом относительного движения стенок [24]:

$$Q_{leak}(t) = \pi d \left(\frac{h^3}{12\mu l} \Delta p + \frac{h(t)}{2} \dot{x} \right),$$

где d – средний диаметр щели; μ – коэффициент динамической вязкости жидкости; l – ширина уплотнения; \dot{x} – скорость поршня (штока); Δp – перепад давления между полостями ГЦ; $h(t)$ – величина среднего зазора между внешним диаметром уплотнения и внутренней поверхностью цилиндра. Основным парамет-

ром, влияющим на величину утечки, является зазор h между внешней поверхностью уплотнения и внутренней поверхностью ГЦ.

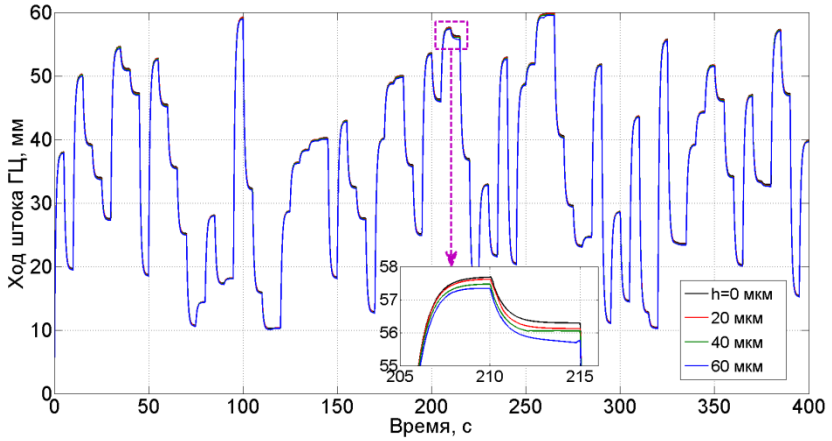


Рисунок 2.36 – Перемещение штока ГЦ при наличии утечки между его полостями

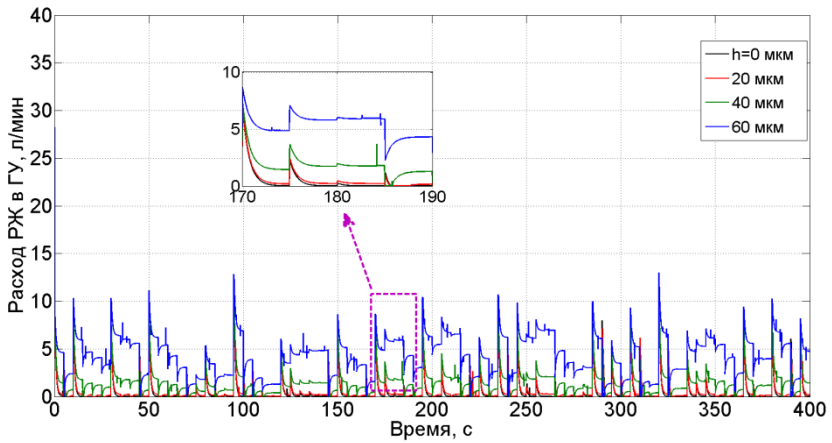


Рисунок 2.37 – Расход жидкости в ГУ при наличии внутренних утечек в ГЦ

Анализируя влияние зазора в уплотнительном элементе поршня ГЦ, можно отметить, что его увеличение приводит к более частым переключениям автомата разгрузки. Это наиболее заметно из анализа графиков на рисунках 2.38–2.40.

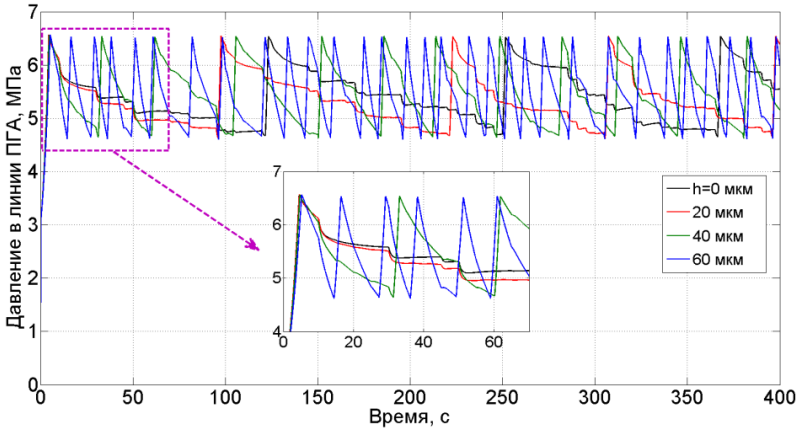


Рисунок 2.38 – Давление жидкости в линии ПГА при наличии внутренних утечек в ГЦ

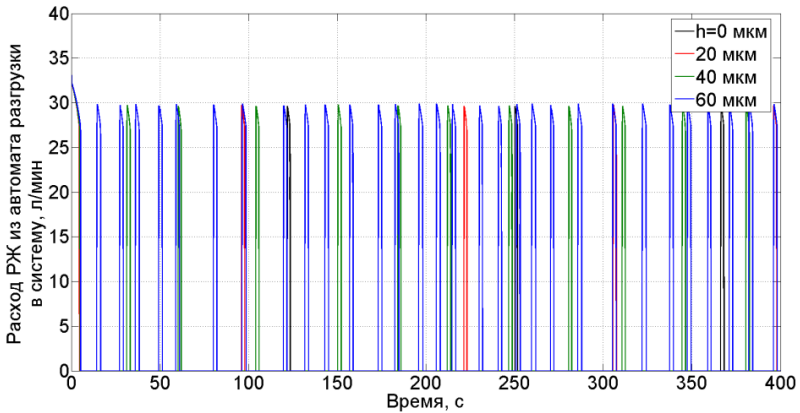


Рисунок 2.39 – Расход жидкости на выходе из автомата разгрузки насоса при наличии внутренних утечек в ГЦ

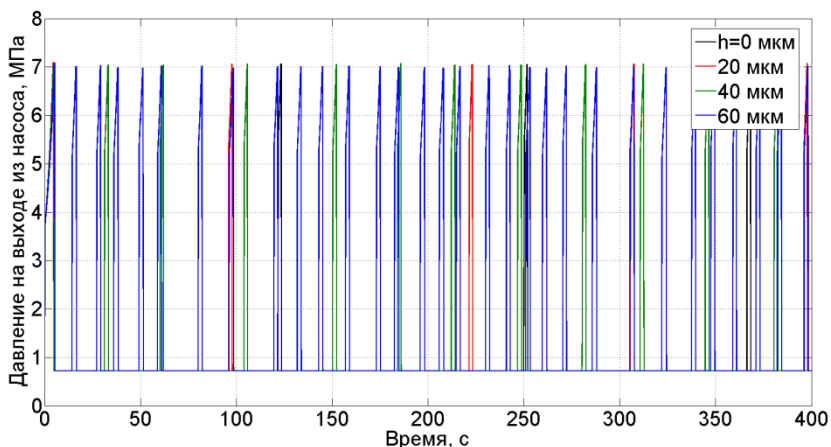


Рисунок 2.40 – Давление жидкости в напорной магистрали на выходе из насоса при наличии внутренних утечек в ГЦ

Увеличение утечки в ГЦ приводит к тому, что повышается потребный расход в ГУ, в связи с чем давление в линии ПГА уменьшается быстрее по сравнению с исправной системой. В отличие от неисправностей качающего узла, рассмотренных выше, внутренняя утечка жидкости в ГЦ приводит к деформации переходных процессов перемещения штока. Исходя из анализа графика на рисунке 2.36, можно отметить, что изменение зазора сказывается на положении штока в моменты его остановки. Это можно объяснить следующим образом. С остановкой командного золотника шток также прекращает движение, но не достигает величины установки из-за уменьшения давления в полости ГЦ: утечка приводит к падению давления, следовательно, усилие, развиваемое ГЦ, становится меньше. Из условия баланса сил – меньшему усилию со стороны ГЦ соответствует меньшая внешняя сила. Так как в качестве внешнего воздействия рассматривается сила пружины, то при своей постоянной жёсткости упругая сила может уменьшиться только в случае уменьшения её деформации. В связи

с этим можно отметить, что с увеличением величины зазора возрастает статическая ошибка регулирования положения штока ГЦ.

На рисунках 2.41–2.45 представлены переходные процессы изменения основных параметров системы при уменьшении механического КПД ГЦ, связанного с увеличением сил трения в уплотнительном элементе поршня. Увеличение сил трения приводит к остановкам движения штока ГЦ, что проявляется на графике перемещения появлением горизонтальных «площадок» (например, в диапазоне с 96 по 98 с на рисунке 2.41).

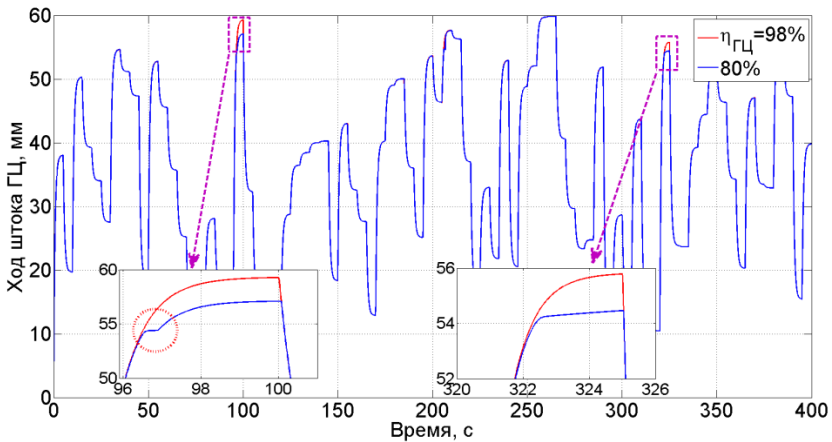


Рисунок 2.41 – Перемещение штока при снижении КПД ГЦ

При перемещении поршня возрастает встречное внешнее усилие, действующее на шток. В некоторый момент времени развиваемого гидроцилиндром усилия становится недостаточно для дальнейшего движения и преодоления нагрузки, в результате чего происходит его остановка. Остановка длится до тех пор, пока сила давления вновь не превысит силу страгивания и поршень не продолжит движение, выходя при этом на меньшее положение, чем определено уставкой (УВ). Следует отметить, что суще-

ственное увеличение статической ошибки положения поршня наблюдается в моменты изменения положения штока ГЦ, для осуществления которых требуется наибольший потребный расход в ГУ (рисунок 2.42).

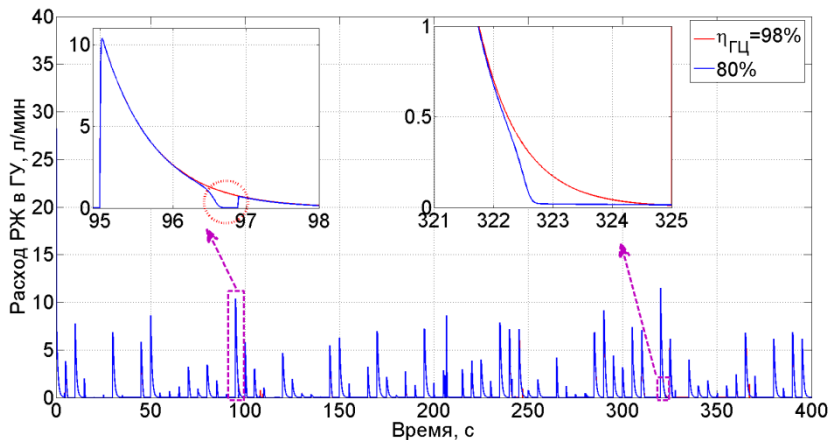


Рисунок 2.42 – Расход жидкости в ГУ при снижении КПД ГЦ

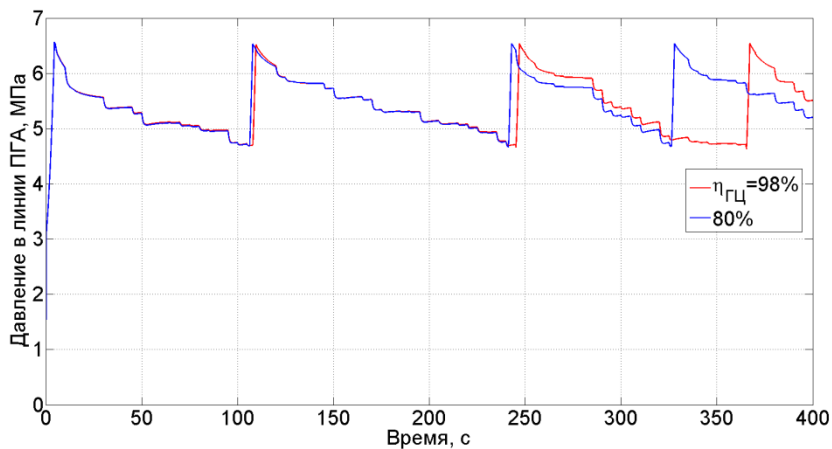


Рисунок 2.43 – Давление жидкости в линии ПГА при снижении КПД ГЦ

Также можно отметить, что увеличение трения в ГЦ влияет на режим работы автомата разгрузки, что проявляется в некотором увеличении частоты его срабатываний (рисунки 2.43–2.45).

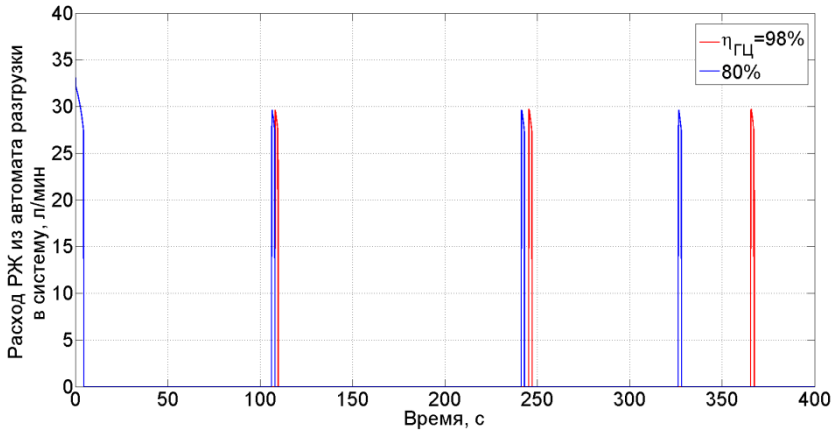


Рисунок 2.44 – Расход жидкости из автомата разгрузки в систему при снижении КПД ГЦ

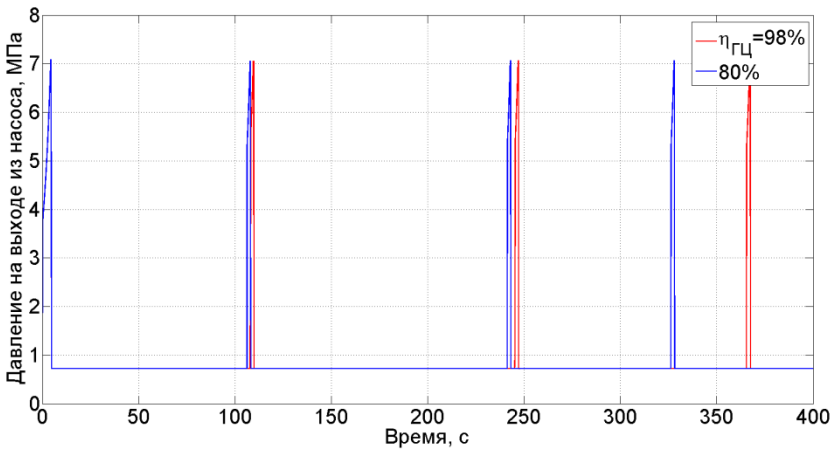


Рисунок 2.45 – Давление жидкости в напорной магистрали на выходе из насоса при снижении КПД ГЦ

На рисунках 2.46–2.50 представлены переходные процессы изменения основных параметров системы при уменьшении жёсткости пружины командного золотника $J_{ком}$ автомата разгрузки в результате появления усталостных трещин. Снижение жёсткости пружины командного золотника приводит к сжатию диапазона регулирования давления в линии ПГА (для сравнения: исправная система – от 4,5 до 6,5 МПа, неисправная система ($J_{ком} = 3000 \frac{H}{M}$) – от 4,0 до 5,2 МПа) и общему падению давления в системе (рисунок 2.48).

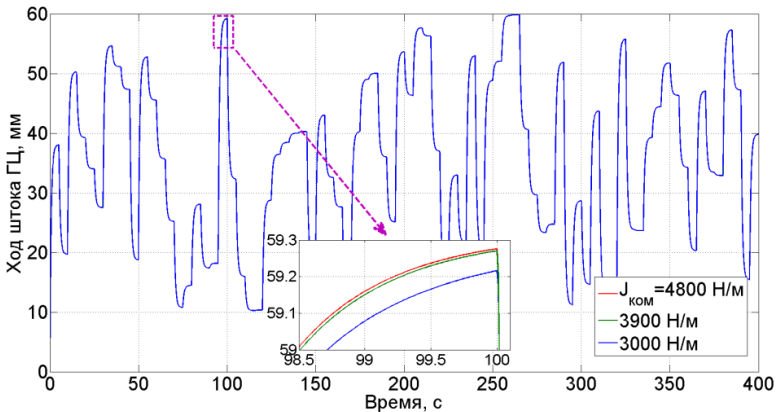


Рисунок 2.46 – Перемещение штока ГЦ при снижении жёсткости пружины командного золотника автомата разгрузки

Падение давления в системе приводит к снижению развиваемого усилия и, как следствие, к уменьшению величины перемещения штока ГЦ, что отражается на графиках в виде увеличения статической ошибки регулирования его положения (2.46). Вследствие снижения давления в линии ПГА происходит уменьшение давления на выходе из насоса в моменты соединения его через автомат разгрузки с системой (рисунок 2.50).

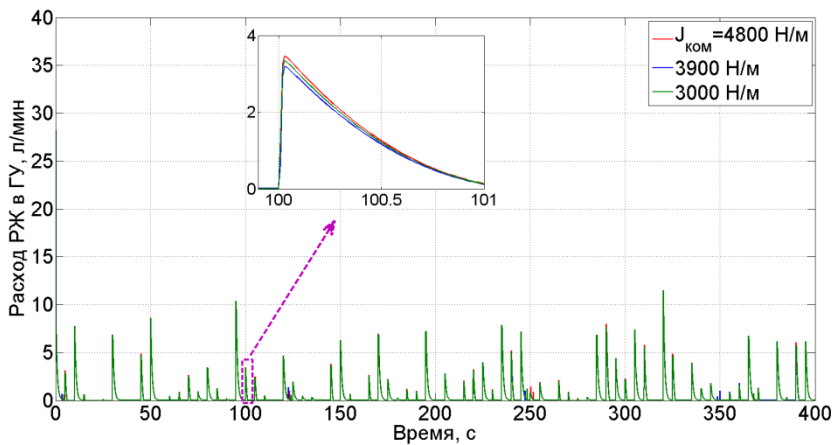


Рисунок 2.47 – Расход жидкости в ГУ при снижении жёсткости пружины командного золотника автомата разгрузки

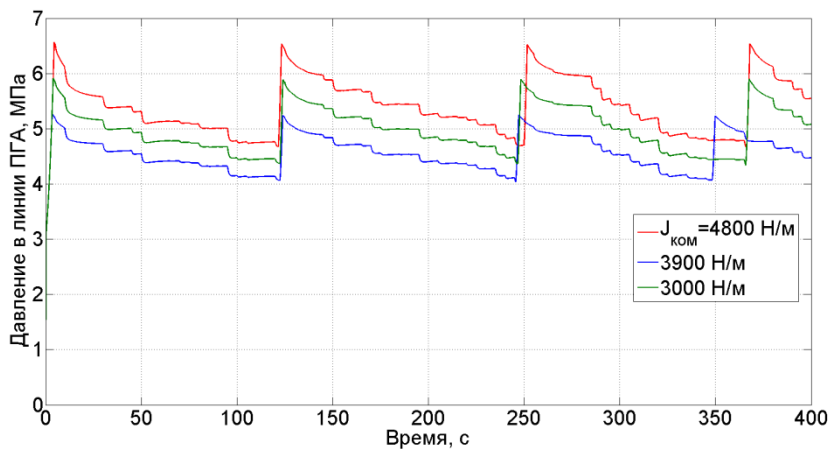


Рисунок 2.48 – Давление жидкости в линии ПГА при снижении жёсткости пружины командного золотника автомата разгрузки

В целом появление данной неисправности приводит к увеличению частоты срабатывания автомата разгрузки.

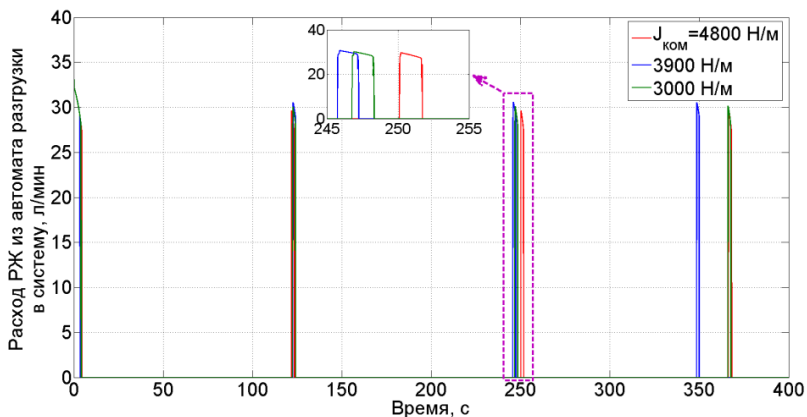


Рисунок 2.49 – Расход жидкости из автомата разгрузки в систему при снижении жёсткости пружины командного золотника автомата разгрузки

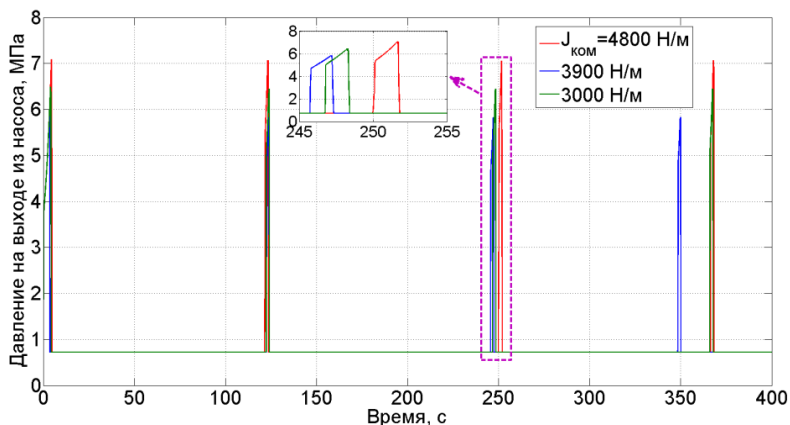


Рисунок 2.50 – Давление жидкости в напорной магистрали на выходе из насоса при снижении жёсткости пружины командного золотника автомата разгрузки

На рисунках 2.51–2.57 представлены переходные процессы изменения основных параметров системы при уменьшении пропускной способности непроточного управляющего канала G в автомате разгрузки. Пропускная способность данного канала

главным образом характеризуется проходным сечением отверстия с диаметром d_{G_0} . Изменение площади проходного сечения данного отверстия, прежде всего, отражается на динамике переключений автомата разгрузки.

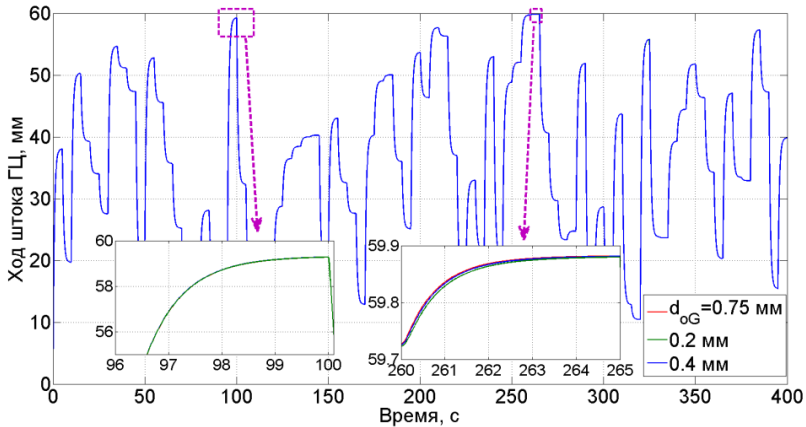


Рисунок 2.51 – Перемещение штока ГЦ при уменьшении пропускной способности управляющего канала G в автомате разгрузки

Из анализа переходных процессов, представленных на рисунках 2.51 и 2.52, следует, что изменение динамических характеристик автомата разгрузки не оказывает существенного влияния на перемещение штока ГЦ и расход жидкости в ГУ. Причиной этому является наличие ПГА, обеспечивающих приток жидкости в ГУ независимо от времени срабатывания автомата разгрузки.

Из анализа графика на рисунке 2.53 следует, что уменьшение пропускной способности рассматриваемого канала приводит к уменьшению частоты переключения автомата разгрузки, однако при этом увеличивается давление, при котором происходит отключение насоса от системы и соединение его со сливом (рисунок 2.55). Частота переключений автомата разгрузки уменьшается из-за того, что при меньшем отверстии происходит зарядка

ПГА на большее давление. Соответственно, ПГА получает больше жидкости, которую при одинаковых воздействиях хватает на более продолжительное время работы ГУ. Расширение диапазона изменения давления в линии ПГА приводит к увеличению перемещения командного золотника автомата разгрузки (рисунок 2.56).

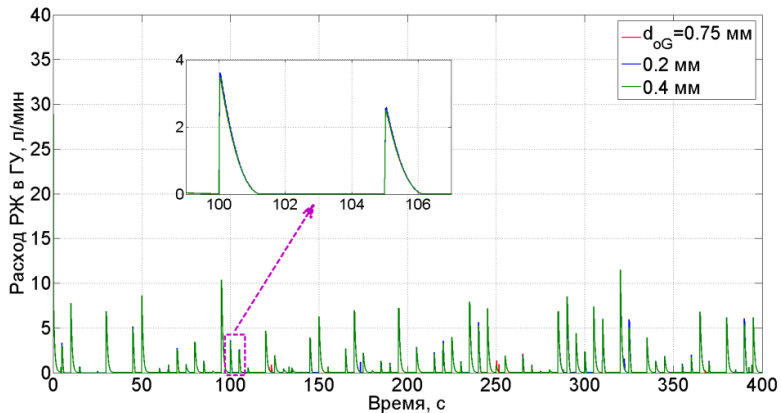


Рисунок 2.52 – Расход жидкости в ГУ при уменьшении пропускной способности управляющего канала G в автомате разгрузки

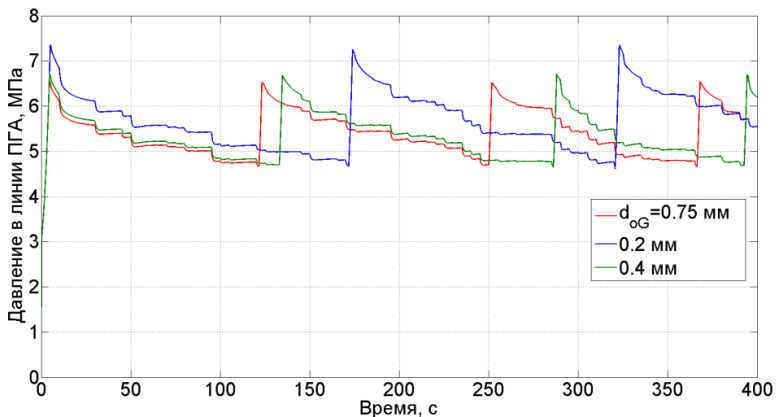


Рисунок 2.53 – Давление жидкости в линии ПГА при уменьшении пропускной способности управляющего канала G в автомате разгрузки

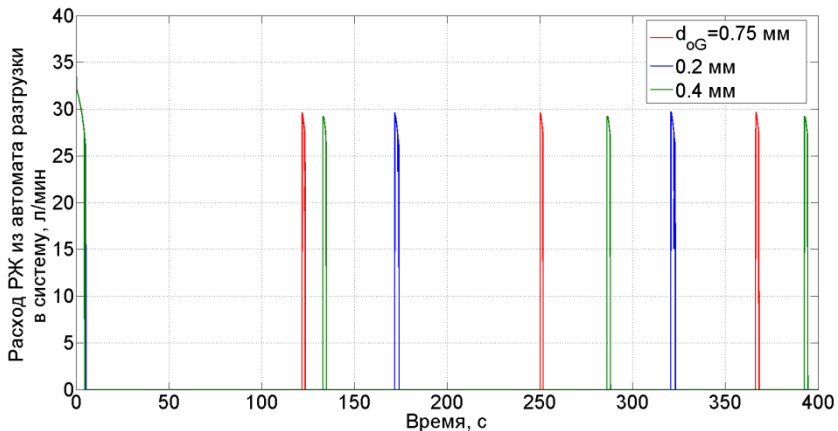


Рисунок 2.54 – Расход жидкости из автомата разгрузки в систему при уменьшении пропускной способности управляющего канала G в автомате разгрузки

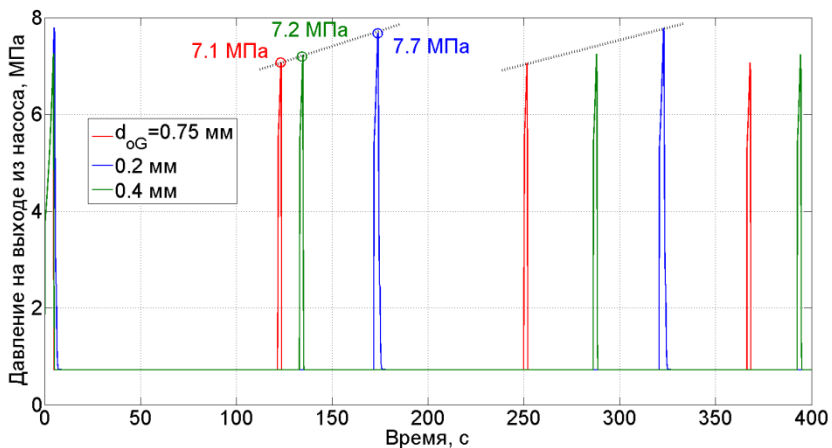


Рисунок 2.55 – Давление жидкости в напорной магистрали на выходе из насоса при уменьшении пропускной способности управляющего канала G в автомате разгрузки

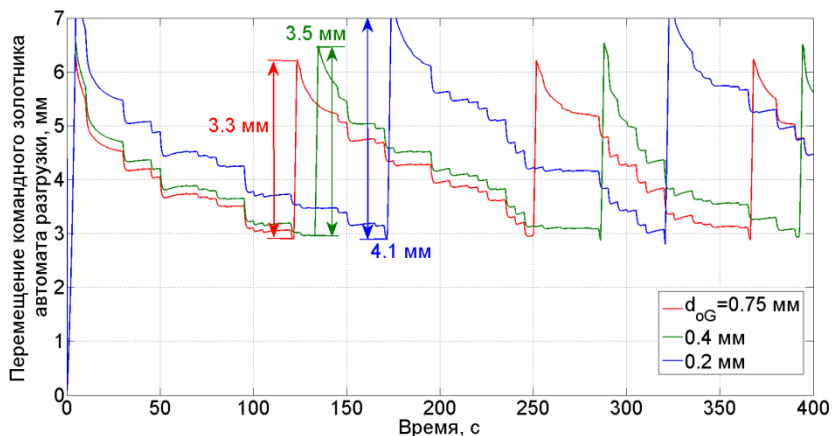


Рисунок 2.56 – Перемещение командного золотника автомата разгрузки при уменьшении пропускной способности управляющего канала G

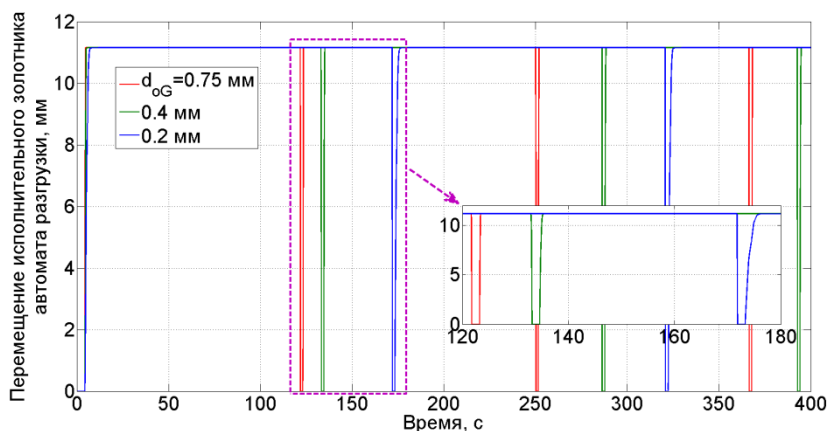


Рисунок 2.57 – Перемещение исполнительного золотника автомата разгрузки при уменьшении пропускной способности управляющего канала G

Как показывает проведённый выше анализ динамики рассматриваемой ЭГМС при наличии в ней различных неисправностей, наиболее информативными параметрами при оценке состо-

нения системы является давление в линии ПГА. В отличие от других параметров, изменение вида переходных процессов давления в линии ПГА в качественном и количественном отношении происходит при любой из рассмотренных неисправностей и позволяет провести их классификацию. Перемещение штока ГЦ и расход жидкости в системе могут быть использованы как дополнительные источники информации о состоянии системы.

2.2 Исследование динамических процессов в ЭГМС подачи рабочей жидкости

2.2.1 Исследование динамических процессов в ЭГМС в исправном состоянии

На рисунках 2.58–2.63 представлены графики переходных процессов, полученных при имитации запуска ЭГМС. При этом 2/2 распределитель находится в закрытом положении. Изменения всех параметров системы сопровождаются колебаниями относительно средней составляющей сигнала, что связано с пульсациями расхода шестерённого насоса.

Важно отметить, что при анализе динамических процессов в ЭГМС следует разграничить области высокочастотных и низкочастотных процессов. Высокочастотные процессы определяются в основном конструктивно-настроечными параметрами насоса и его режимом работы. При этом процессы, связанные с движением исполнительных механизмов распределительной и исполнительной подсистем, относят чаще к низкочастотным процессам. Однако существуют системы, построенные на базе быстродействующих клапанов (так называемое цифровое управление), частота срабатывания которых может быть соизмерима с процессами в насосах. В настоящей работе предполагается, что ЭГМС подачи РЖ исполь-

зуется как энергообеспечивающая подсистема в гидравлической системе управления вертолётom Ми-8, в которой изменение сигналов управления осуществляется с относительно небольшой скоростью.

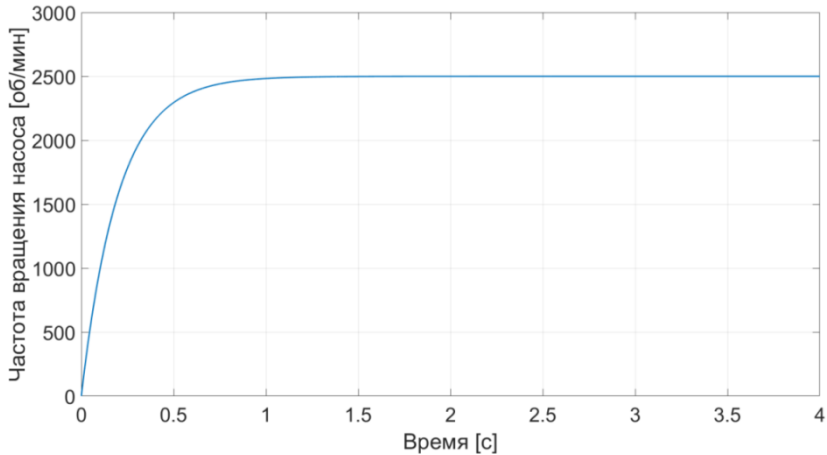


Рисунок 2.58 – Переходный процесс изменения частоты вращения электродвигателя

Для подтверждения вышесказанного можно привести анализ графиков, представленных на рисунке 2.59. На них приведены изменения теоретической и действительной (эффективной) производительности шестерённого насоса при включении электродвигателя. Теоретическая производительность насоса зависит только от его частоты вращения и рабочего объёма. Действительная производительность насоса представляет собой разницу между теоретической производительностью и внутренними утечками, зависящими от давления в системе. На рисунке 2.59 (б) представлены изменения теоретической и действительной производительности насоса, полученные без учёта пульсаций.

Эти процессы представляют собой средние составляющие сигналов, показанных на рисунке 2.59 (а). Если теоретическую произ-

водительность взять за базовую характеристику, то по величине изменения действительной (эффективной) производительности можно судить о степени износа насоса (износ зубьев, подшипников и, как следствие, увеличение внутренних утечек и снижение объёмного КПД), то есть использовать как диагностический признак.

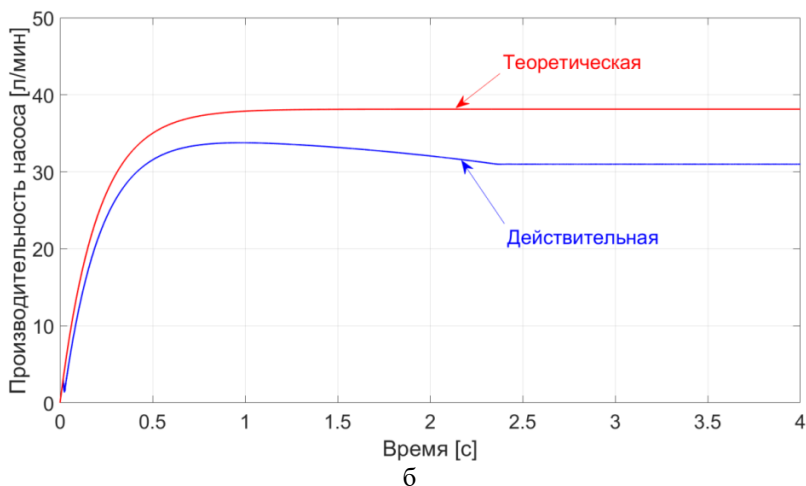
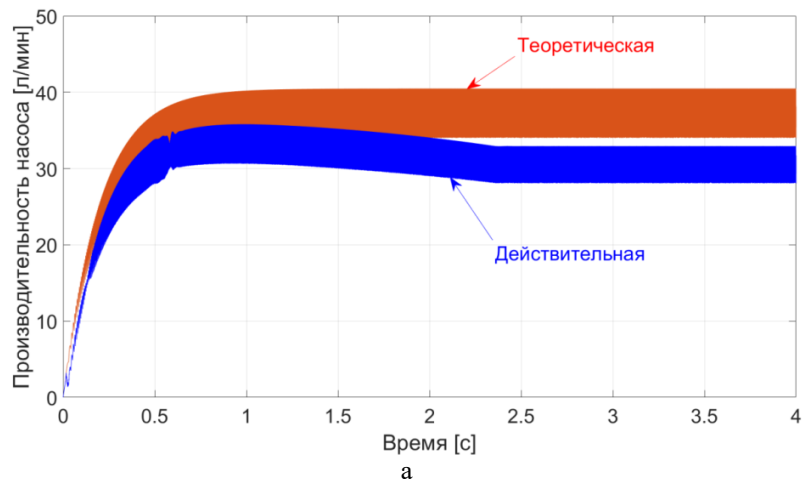


Рисунок 2.59 – Переходные процессы изменения производительности насоса с учётом пульсаций (а) и без них (б)

Для реализации такого подхода необходимо рассматривать процессы без учёта пульсаций, наличие которых будет осложнять анализ. Для принятого в расчёт шестерённого насоса величина теоретической производительности составляет 38,1 л/мин (установившийся режим). Действительная производительность (расход) в данном случае при давлении 4,7 МПа составляет 31 л/мин (установившийся режим). Таким образом, связь действительной (эффективной) производительности и давления в напорной линии представляет собой расходно-перепадную характеристику, которая меняется в процессе функционирования ЭГМС по сравнению с исходной – эталонной характеристикой.

На рисунке 2.60 представлен увеличенный фрагмент переходных процессов изменения производительности насоса, который показывает характер изменения пульсационной составляющей сигнала.

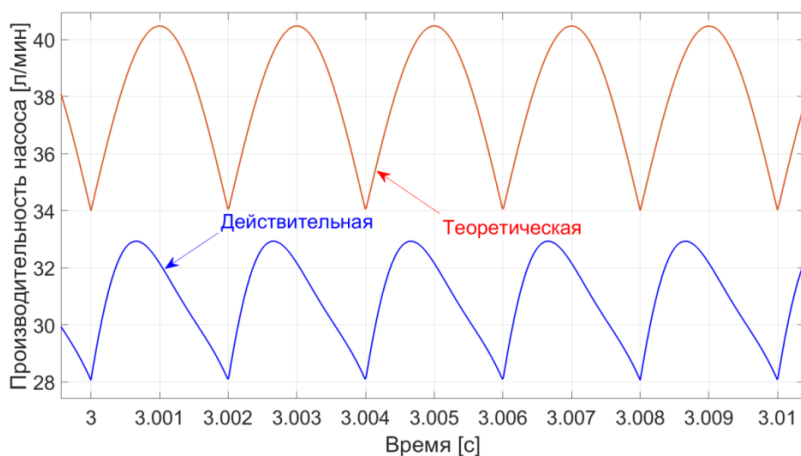


Рисунок 2.60 – Графики пульсаций расхода шестерённого насоса

Его анализ показывает, что первая зубцовая частота составляет 500 Гц, амплитуда пульсаций действительной производи-

тельности (расхода) насоса меньше теоретической, а их форма несколько изменена из-за наличия внутренних утечек и задержки сигнала изменения давления во внутренних полостях насоса. Проводя измерения расхода в высокочастотной области, можно сравнивать текущие формы (профили) пульсаций с исходными (эталонными) и проводить на основе этого анализ диагностического состояния насоса.

Таким образом, необходимость включения в расчёт высокочастотных процессов, или рассмотрение их на уровне анализа средних значений сигнала, определяется перечнем поставленных задач, которые должна решать разрабатываемая система диагностирования.

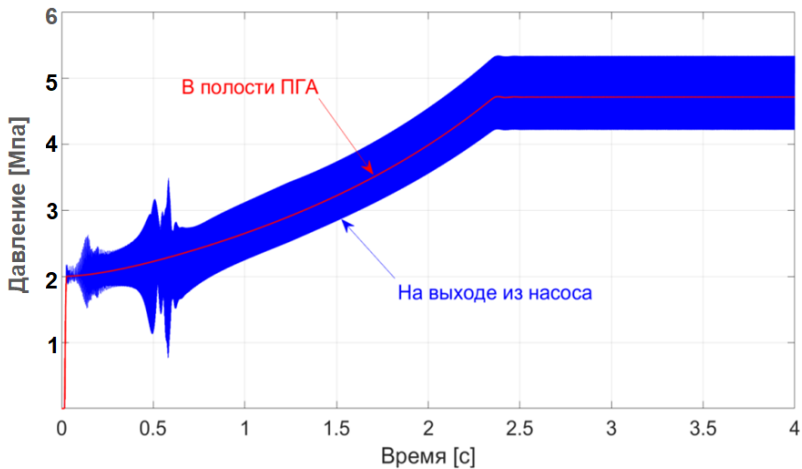


Рисунок 2.61– Переходные процессы изменения давления в ЭГМС

При необходимости данные для обучения нейросетевых моделей могут быть получены без учёта пульсационной составляющей, а на установке зашумленные сигналы могут быть отфильтрованы программно-аппаратной частью диагностической системы.

Анализ рисунка 2.61 показывает, что при запуске ЭГМС происходит резкое возрастание давления до 2,0 МПа, связанное с предварительной зарядкой газовой полости ПГА. Далее давление плавно нарастает – происходит заполнение жидкостной полости ПГА – до момента открытия предохранительного клапана, после чего вся жидкость поступает через него на слив. Наличие ПГА в системе обеспечивает системе дополнительную податливость за счёт сжатия и расширения газовой полости (рисунок 2.62).

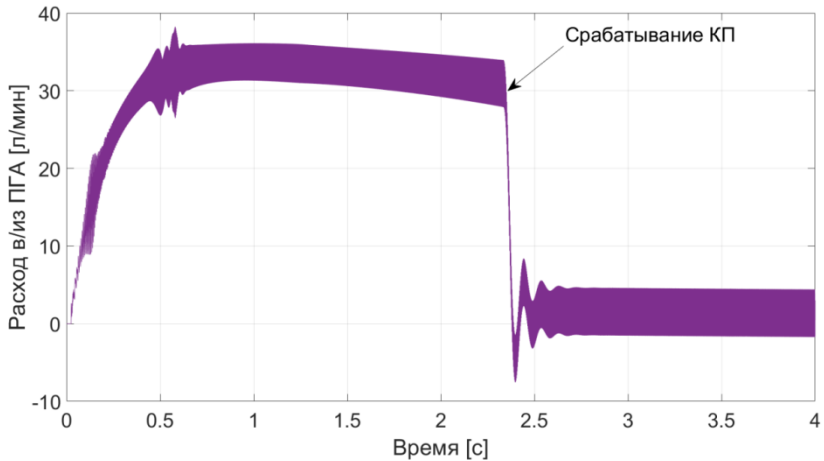


Рисунок 2.62 – Переходный процесс расхода в линии ПГА

Работа ЭГМС (в частности ЭГМС, которая обеспечивает подачу РЖ в техническом комплексе) часто сопровождается колебательными процессами, связанными прежде всего с применением в качестве источника расхода шестерённого насоса. При наличии трубопроводов амплитуды колебания давления и расхода в системе могут усиливаться и приводить к ещё большей раскочке системы.

Основным мероприятием и средством снижения пульсаций является установка ПГА в системе. Анализ фрагмента переход-

ного процесса изменения давления за насосом показывает, что амплитуда пульсаций давления составляет около 0,5 МПа, что свидетельствует о неэффективности использования ПГА (рисунок 2.63).

Зачастую при проектировании ЭГМС стараются располагать ПГА как можно ближе к источнику пульсаций, что позволяет снизить возмущения сразу на входе в систему и избежать негативных резонансных явлений. Рисунок 2.64 демонстрирует значительное снижение амплитуды пульсаций давления при установке ПГА непосредственно на выходе насоса.

При открытии 2/2 распределителя на 4-й секунде происходит плавное падение давления в системе (рисунок 2.65).

Газовая полость ПГА расширяется, вытесняя из него жидкость, вследствие чего можно наблюдать заброс по расходу РЖ через распределитель (рисунок 2.66). Следует отметить, что величина пульсаций давления при открытии распределителя уменьшается, что объясняется появлением дополнительного слива РЖ через распределитель.

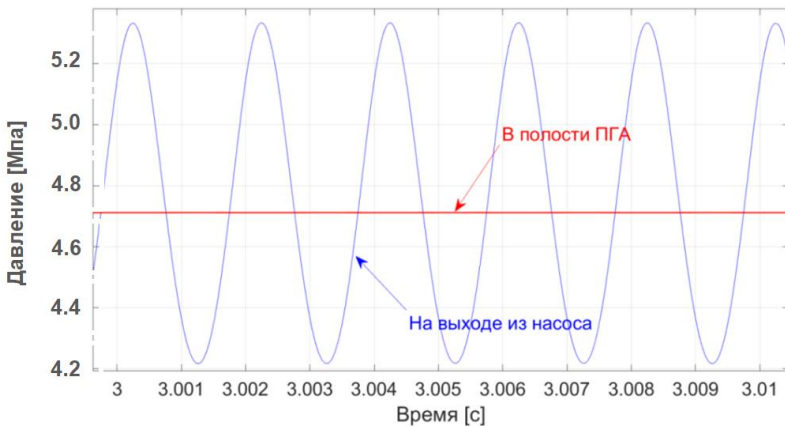


Рисунок 2.63 – Пульсации давления в напорной магистрали и полости ПГА ЭГМС

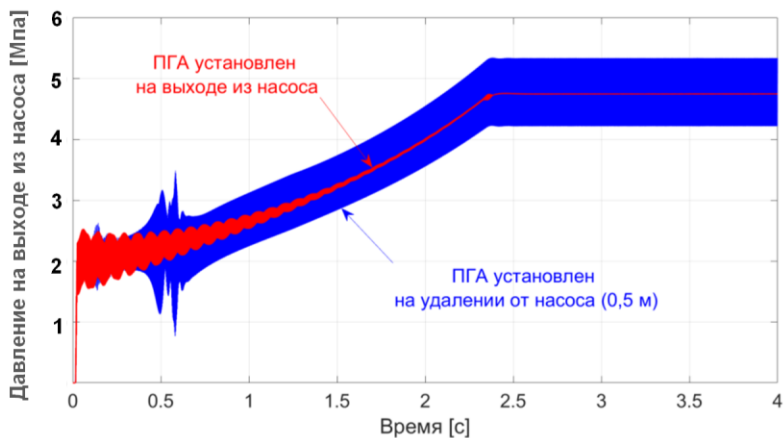


Рисунок 2.64 – Переходные процессы изменения давления на выходе из насоса при вариации точки подключения ПГА

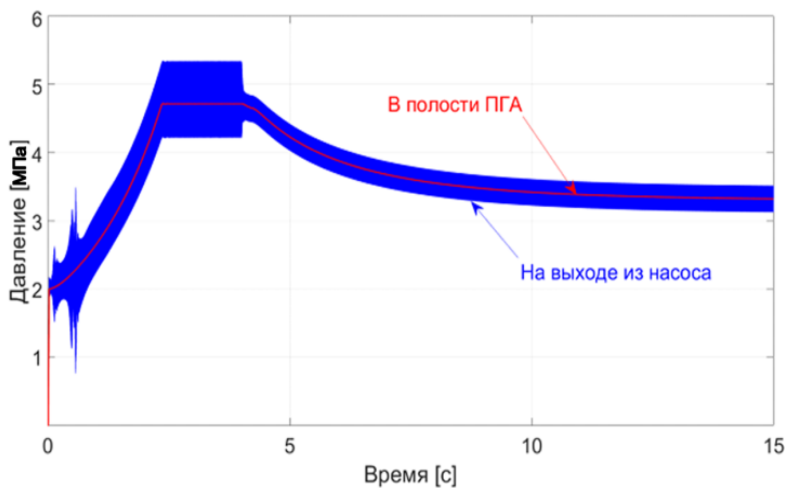


Рисунок 2.65 – Переходные процессы изменения давления в ЭГМС при открытии пропорционального распределителя

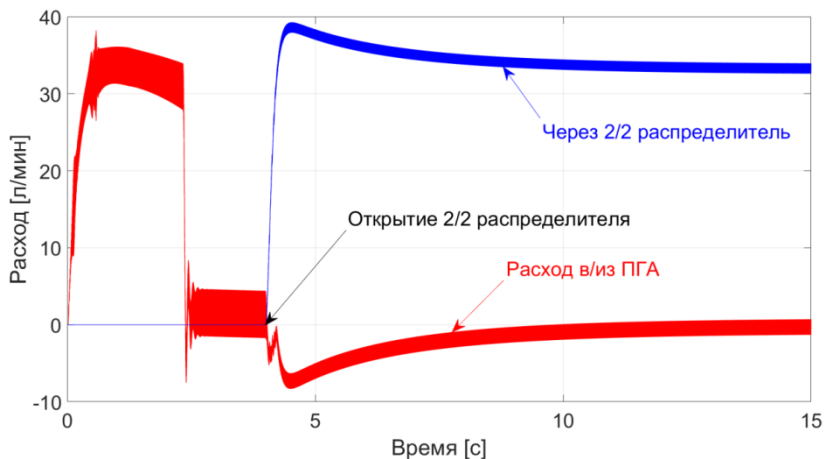


Рисунок 2.66 – Переходные процессы изменения расхода в ЭГМС при открытии пропорционального распределителя

2.2.2 Исследование динамических процессов в ЭГМС в неисправном состоянии

Как было отмечено ранее, наличие неисправностей в системе приводит к деформации её динамического портрета, который представляет собой совокупность переходных процессов изменения параметров. Вариации неисправностей могут приводить к различным величинам отклонений по отношению к исходной системе. При этом важно выбрать из всей совокупности изменяющихся параметров только те, которые обладают наибольшей информативностью. Для решения этой задачи необходимо провести сравнительный анализ переходных процессов, полученных при различных условиях «нагружения» ЭГМС. В качестве сигнала управления можно использовать источник белого шума с нормальным распределением (рисунок 2.67). Время между срабатываниями распределителя составляет 1,5 с.

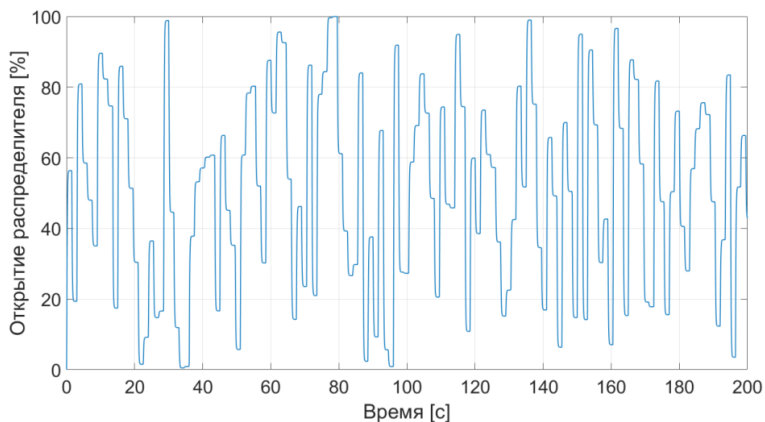


Рисунок 2.67 – Временная реализация открытия пропорционального распределителя по случайному закону с равномерным распределением

В результате интегрирования из полученной выборки выделены фрагменты времени, по которым проведено сравнение. Анализируемыми параметрами выступают: расход жидкости на выходе из насоса; расход жидкости через распределитель; расход жидкости, втекающей в ПГА и вытесняемой из него; расход жидкости через предохранительный клапан (КП); давление жидкости в напорной линии на выходе из насоса; давление жидкости в полости ПГА.

В качестве первой неисправности рассматривается *нарушение герметичности газовой полости ПГА (ПГА разряжен)*. Сравняются временные реализации процессов в ЭГМС в исправном состоянии и при наличии неисправности (рисунки 2.68–2.73).

Для имитации данной неисправности давление предварительной зарядки ПГА в модели задаётся равным нулю. Анализ графиков изменения расхода на выходе из насоса указывает на незначительное изменение средней составляющей сигнала, так как давление в напорной линии остаётся в пределах рабочей зоны расходно-перепадной характеристики насоса (рисунок 2.69). При

объёмном КПД, равном 81%, разница между максимальными значениями расхода насоса для исправной и неисправной систем при давлении в напорной линии до 5,0 МПа не будет превышать 8 л/мин.

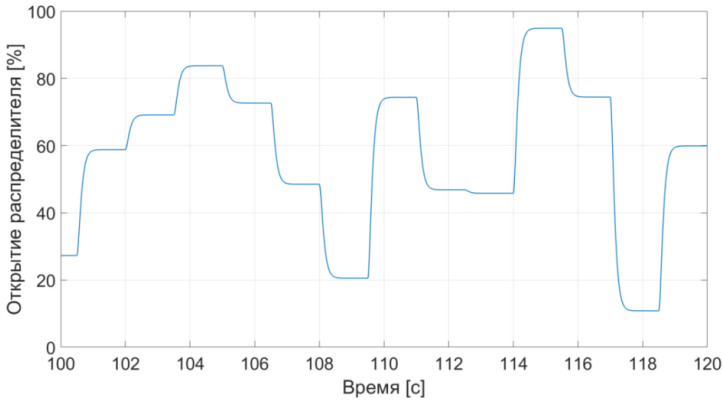


Рисунок 2.68 – Фрагмент временной реализации открытия пропорционального распределителя по случайному закону с равномерным распределением

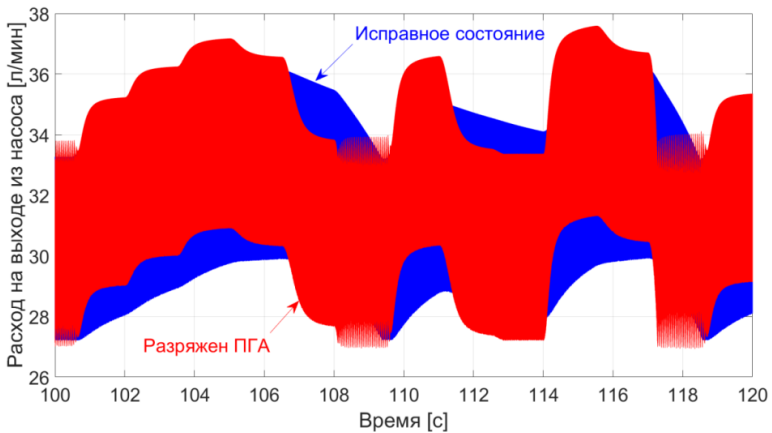


Рисунок 2.69 – Переходные процессы изменения расхода на выходе из насоса для исправной и неисправной ЭГМС

Анализ графика изменения расхода через распределитель в диапазоне от 101 до 106 с показывает снижение величины расхода из-за отсутствия дополнительного притока жидкости от ПГА (рисунок 2.70).

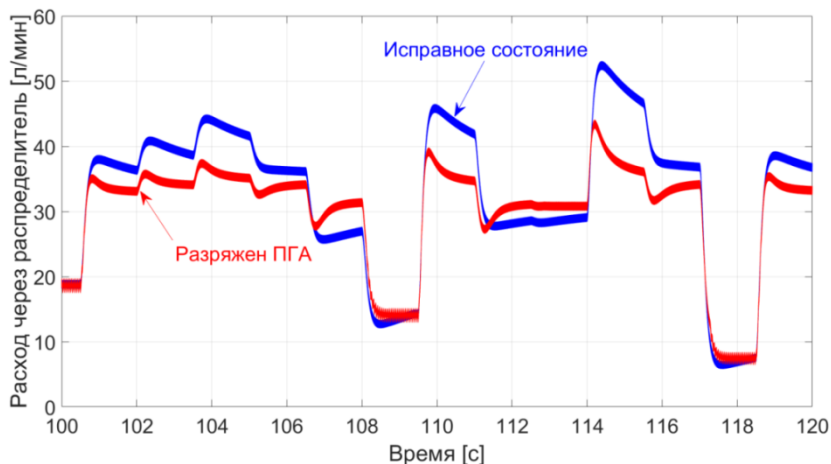


Рисунок 2.70 – Переходные процессы изменения расхода через распределитель для исправной и неисправной ЭГМС

Для номинальной системы жидкость расходуется через распределитель больше из-за того, что происходит расширение газовой полости ПГА и вытеснение из него жидкости. Аналогичная картина наблюдается и в других диапазонах по времени (109,5–111; 114–117 с).

Также анализ графика на рисунке 2.71 (а) показывает появление значительных по амплитуде пульсаций расхода в ПГА при его разряженном состоянии. Пульсации появляются в моменты, когда распределитель закрывается настолько, что происходит срабатывание предохранительного клапана и перепуск жидкости на слив (рисунок 2.71, б).

На графиках, представленных на рисунках 2.72 и 2.73, для ЭГМС с разряженным ПГА при изменении площади проходного

сечения распределителя происходят более резкие (скачкообразные) изменения давления по сравнению с исправным состоянием, что объясняется снижением податливости системы.

На рисунке 2.72 можно отметить практически полное отсутствие пульсаций в жидкостной полости ПГА (как для исправной, так и неисправной ЭГМС), за исключением тех моментов времени, когда давление достигает настроечных значений предохранительного клапана. Пульсации давления (расхода) в эти моменты связаны с малым демпфированием предохранительного клапана.

Анализ полученных результатов показывает, что рассмотренная неисправность существенно влияет на характеристики ЭГМС: возрастает амплитуда пульсаций параметров, увеличиваются их градиенты. В качестве наиболее информативных параметров, по которым можно выявить существенные различия, являются давление на выходе из насоса (или в полости ПГА) и расход через распределитель.

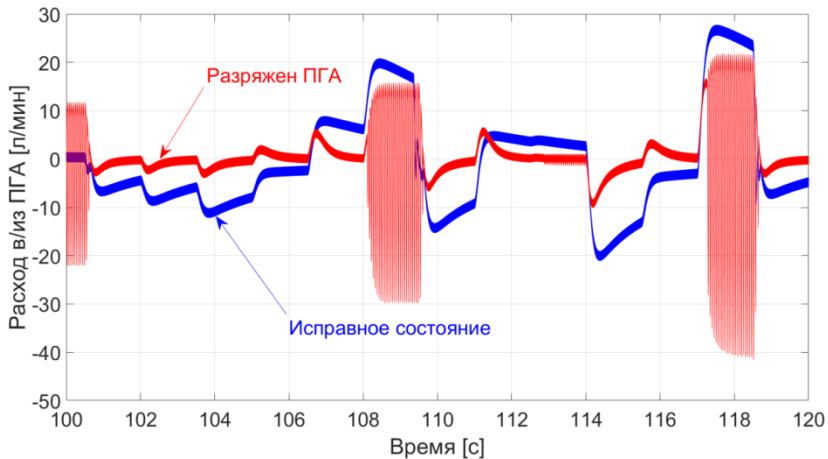


Рисунок 2.71 – Переходные процессы изменения расхода в линии ПГА (а) и через КП (б) для исправной и неисправной ЭГМС

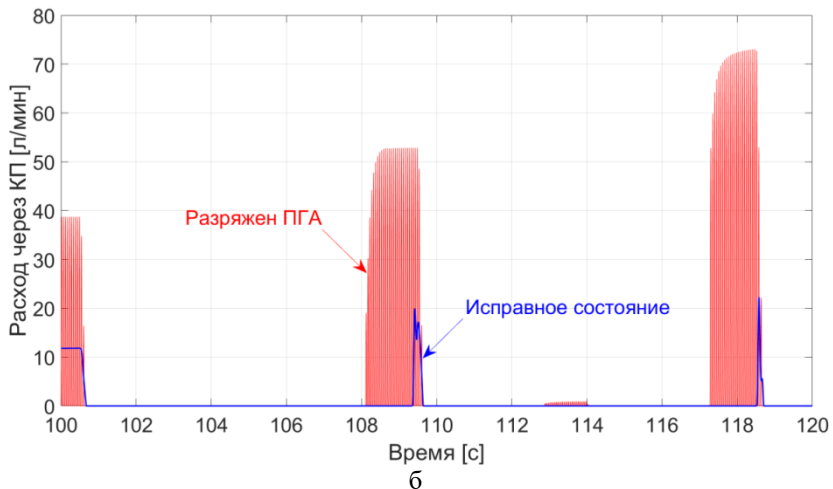


Рисунок 2.71 – Окончание

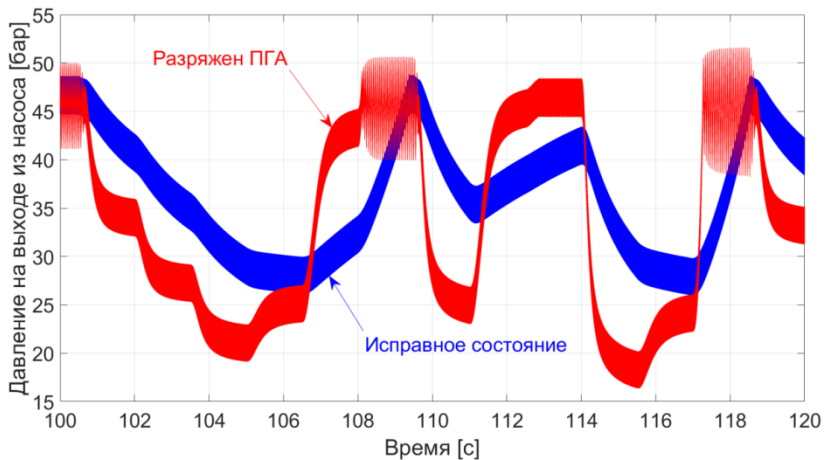


Рисунок 2.72 – Переходные процессы изменения давления на выходе из насоса для исправной и неисправной ЭГМС

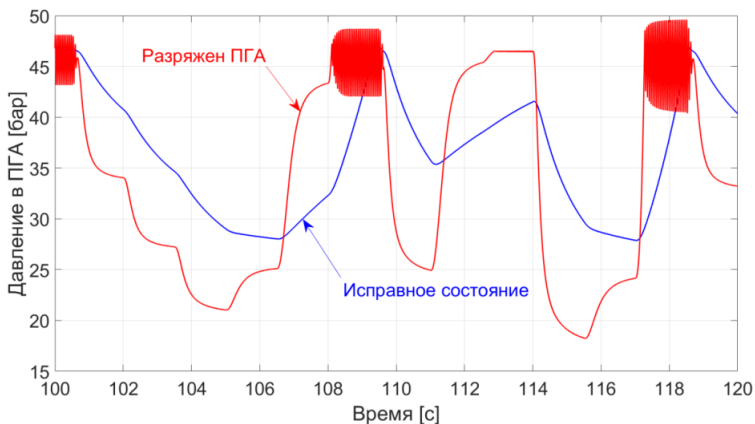


Рисунок 2.73 – Переходные процессы изменения давления в ПГА для исправной и неисправной ЭГМС

В качестве другой характерной неисправности можно рассмотреть *нарушение герметичности трубопровода на выходе из насоса (утечка на выходе из насоса)*. Сравниваются временные реализации процессов в ЭГМС в исправном состоянии и при наличии неисправности (рисунки 2.74–2.79).

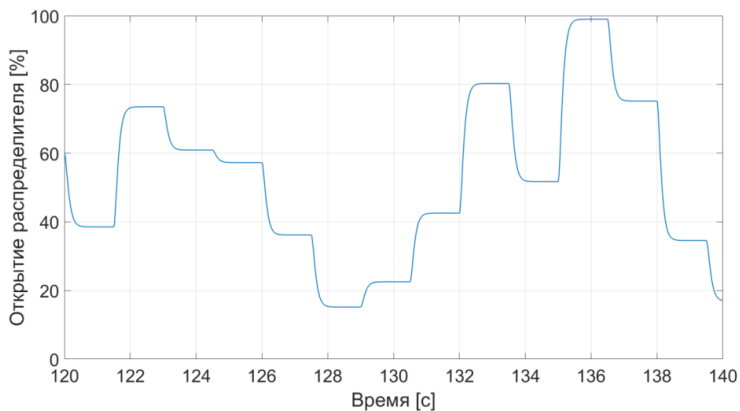


Рисунок 2.74 – Фрагмент временной реализации открытия пропорционального распределителя по случайному закону с равномерным распределением

Для имитации утечки РЖ используется дроссель постоянного проходного сечения ($1,13 \text{ мм}^2$), устанавливаемый байпасно насосу и соединяющий его со сливом. Размер утечки по отношению к номинальной производительности насоса составляет около 10%.

Анализ графиков изменения расхода на выходе из насоса указывает на незначительное изменение средней составляющей сигнала ввиду того, что давление в напорной линии остаётся в пределах рабочей зоны расходно-перепадной характеристики насоса, о чём говорилось ранее (рисунок 2.75).

Анализ графика на рисунке 2.76 показывает, что наличие утечки приводит к снижению расхода через распределитель вследствие падения давления в системе (рисунки 2.78 и 2.79).

Анализ полученных результатов показывает, что утечка жидкости влияет на динамический портрет исправной ЭГМС: изменяются стационарные (установившиеся) значения параметров, при этом их градиенты меняются незначительно.

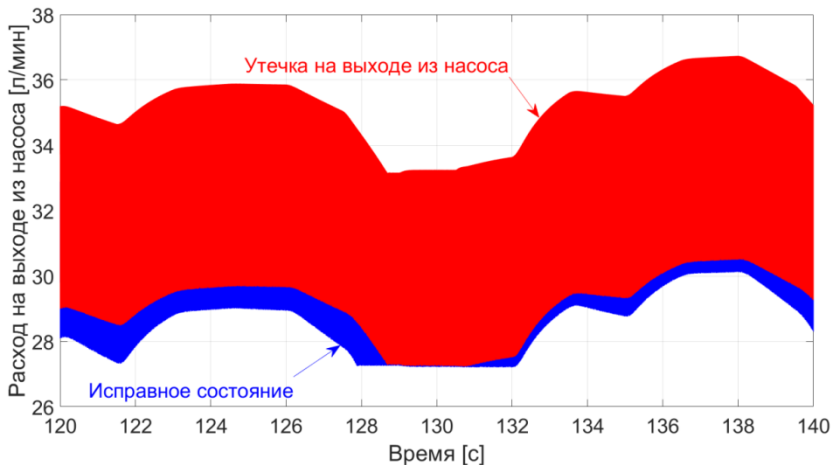


Рисунок 2.75 – Переходные процессы изменения расхода на выходе из насоса для исправной и неисправной ЭГМС

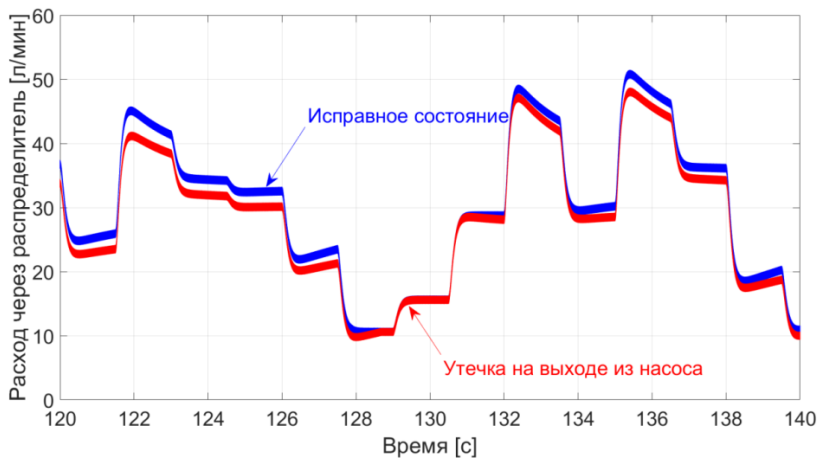


Рисунок 2.76 – Переходные процессы изменения расхода через распределитель для исправной и неисправной ЭГМС

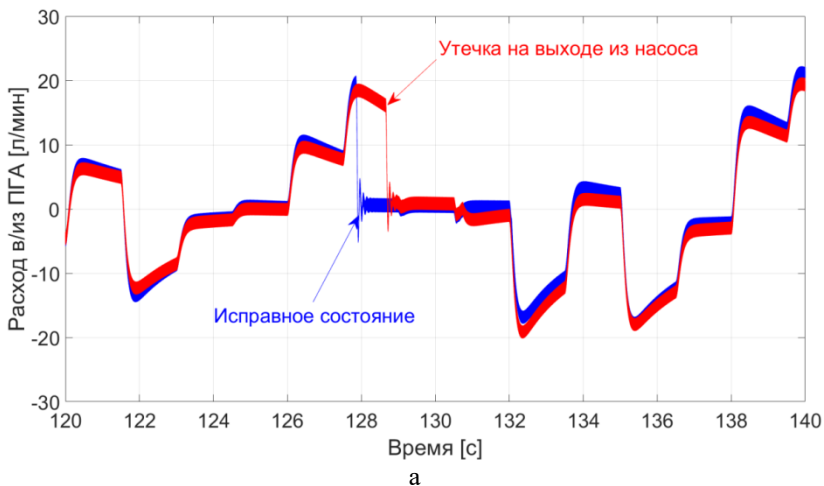


Рисунок 2.77 – Переходные процессы изменения расхода в линии ПГА (а) и КП (б) для исправной и неисправной ЭГМС

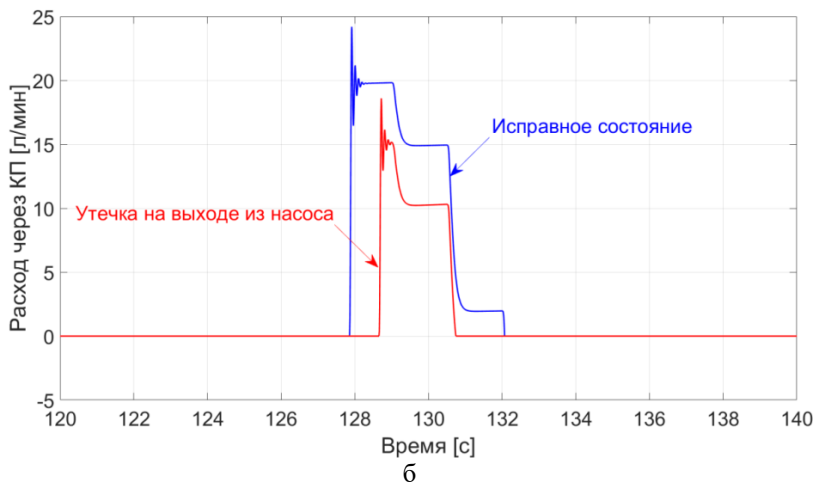


Рисунок 2.77 – Окончание

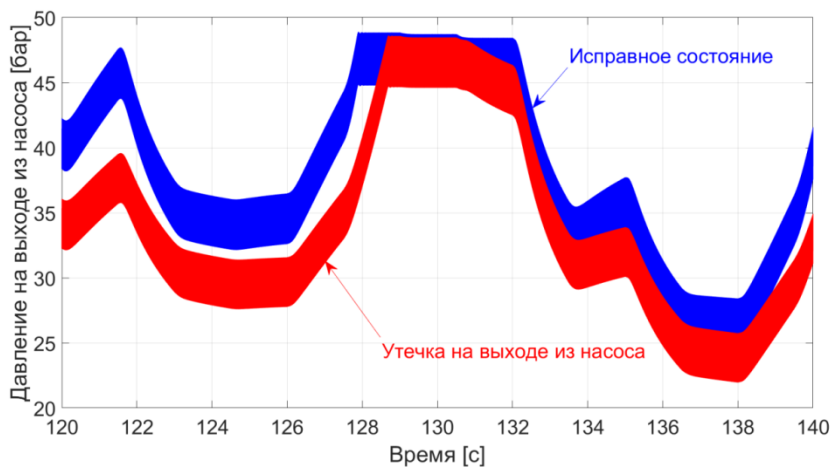


Рисунок 2.78 – Переходные процессы изменения давления на выходе из насоса для исправной и неисправной ЭГМС



Рисунок 2.79 – Переходные процессы изменения давления в ПГА для исправной и неисправной ЭГМС

Ключевой особенностью, которую можно выявить при анализе процессов с данной неисправностью, является их в некоторой степени эквидистантное смещение по отношению к характеристикам ЭГМС в исправном состоянии. Очень важным фактором является величина утечки. Распознавание (определение) утечки на реальной установке, значение которой находится в пределах погрешности датчика, может оказаться затруднительным. В качестве наиболее информативных параметров, по которым можно выявить различия, являются давление на выходе из насоса (или в полости ПГА) и расход через распределитель.

Одной из характерных механических неисправностей привода насоса может быть *уменьшение крутильной жёсткости муфты, обеспечивающей передачу крутящего момента от вала электродвигателя к валу насоса, вследствие её износа*. На рисунках 2.81–2.85 представлены графики переходных процессов в системе с учётом данной неисправности. Результаты получены при ступенчатом открытии распределителя, как показано на рисунке 2.80.

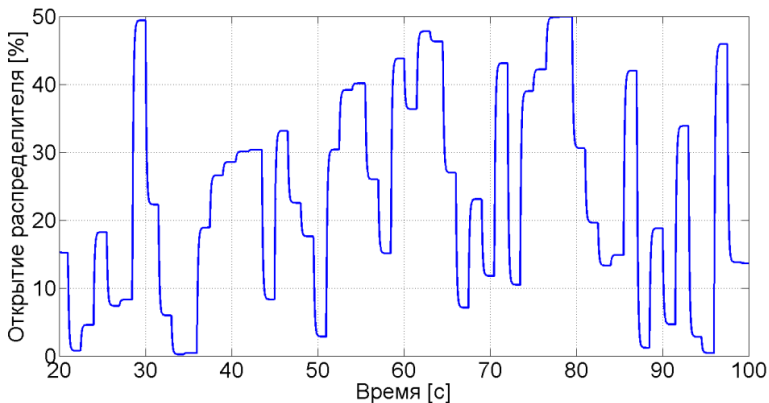


Рисунок 2.80 – Фрагмент временной реализации открытия пропорционального распределителя по случайному закону с равномерным распределением

Для облегчения визуального анализа результатов переходные процессы рассчитаны без учёта пульсаций насоса.

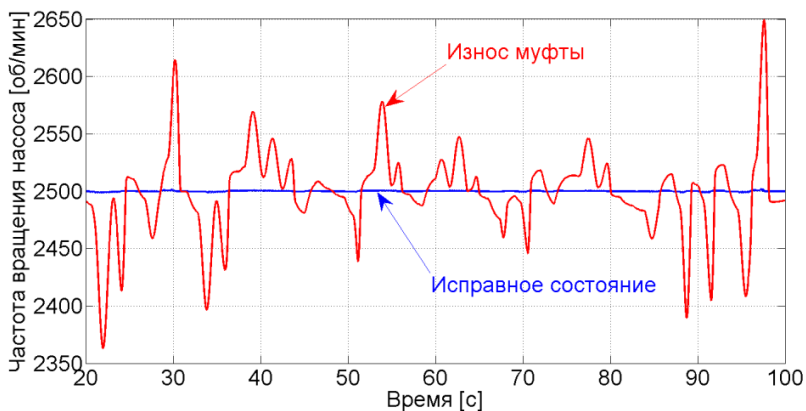


Рисунок 2.81 – Переходные процессы изменения частоты вращения насоса для исправной и неисправной ЭГМС

Из анализа графика на рисунке 2.81 можно отметить, что снижение крутильной жёсткости муфты приводит к появлению коле-

баний частоты вращения насоса. Это объясняется тем, что рассматриваемая неисправность приводит к появлению двухмассовой системы: вал электродвигателя с определённым моментом инерции и вал насоса, имеющий другой момент инерции. При повороте вала электродвигателя на произвольный угол и его остановке вал насоса, следуя за движением вала электродвигателя, пройдёт положение своего равновесия, но при дальнейшем движении по инерции возрастающая упругая сила начнёт проворачивать вал насоса в противоположную сторону, в результате возникнут его колебания.

Учитывая прямую зависимость между производительностью насоса и его частотой вращения, появление колебаний последней приводит к усилению колебаний расхода на фоне значений расхода жидкости в исправной системе (рисунок 2.82).

Снижение жёсткости муфты приводит к уменьшению крутящего момента, передаваемого от вала электродвигателя к валу насоса (рисунок 2.83). При этом диапазон изменения давления на выходе из насоса также сужается (рисунок 2.84).

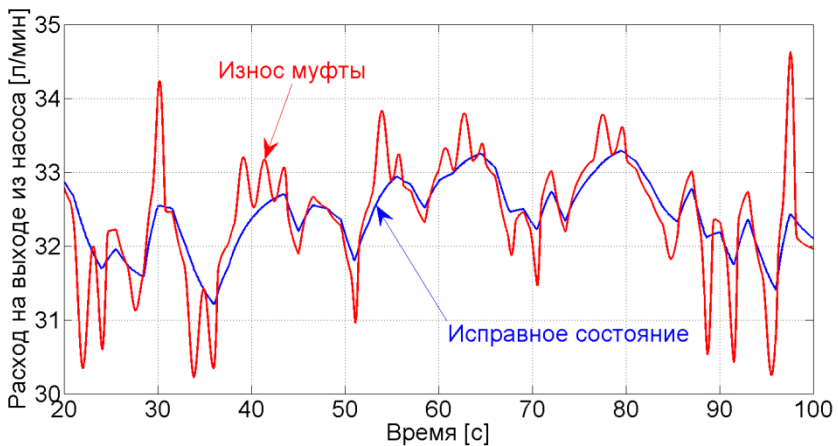


Рисунок 2.82 – Переходные процессы изменения расхода жидкости на выходе из насоса

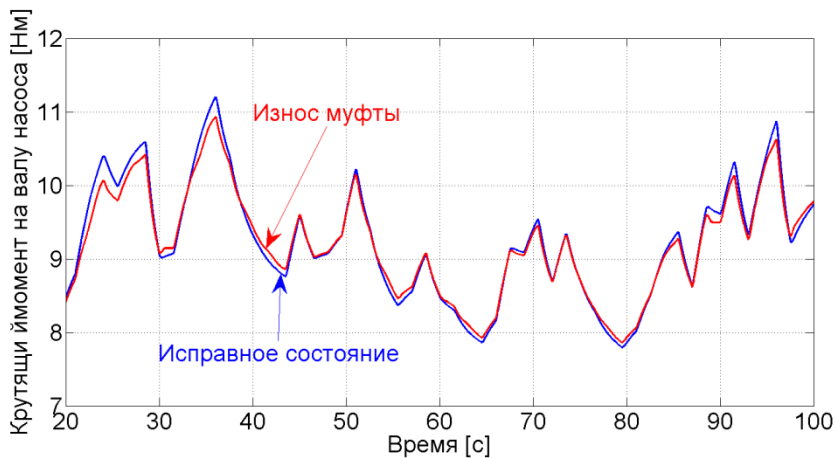


Рисунок 2.83 – Переходные процессы изменения крутящего момента на валу насоса для исправной и неисправной ЭГМС

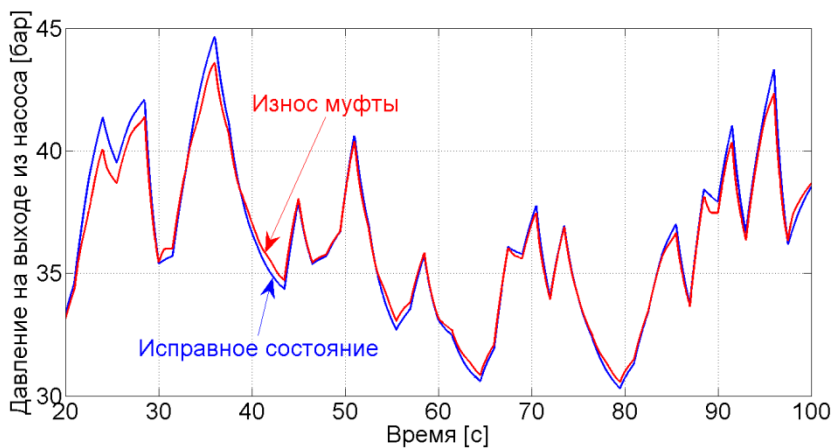


Рисунок 2.84 – Переходные процессы изменения давления на выходе из насоса для исправной и неисправной ЭГМС

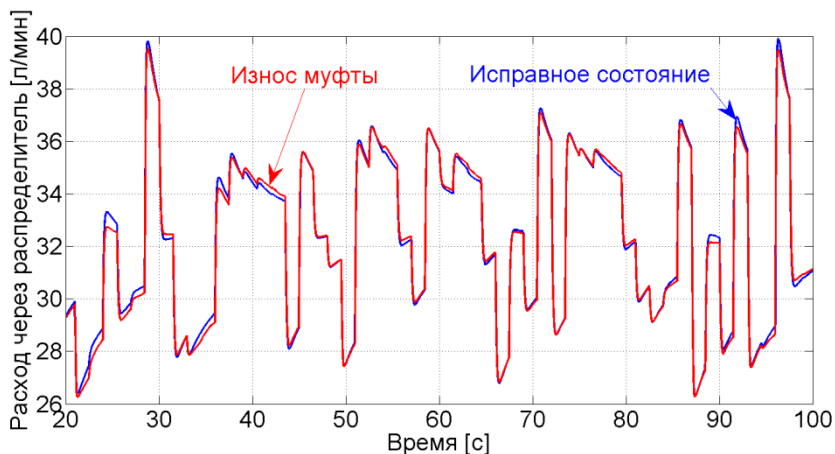


Рисунок 2.85 – Переходные процессы изменения расхода через распределитель для исправной и неисправной ЭГМС

Из анализа рисунка 2.85 следует, что расход через распределитель также меняется по сравнению с графиком расхода для исправной системы. При совокупном рассмотрении данного графика с переходными процессами изменения давления (рисунок 2.84) можно выявить простую закономерность: в те моменты времени, когда давление на выходе из насоса для неисправной системы превышает давление в исправной, расходы ведут себя аналогичным образом.

В качестве электрических неисправностей привода насоса рассматриваются *короткое замыкание (КЗ) одной из фаз на корпус двигателя и КЗ между фазами*. Величина проводимости в обоих случаях составляет 5 1/Ом. На рисунках 2.86–2.92 представлены графики переходных процессов в системе при возникновении данных неисправностей. Результаты получены при ступенчатом открытии распределителя в соответствии с рисунком 2.80.

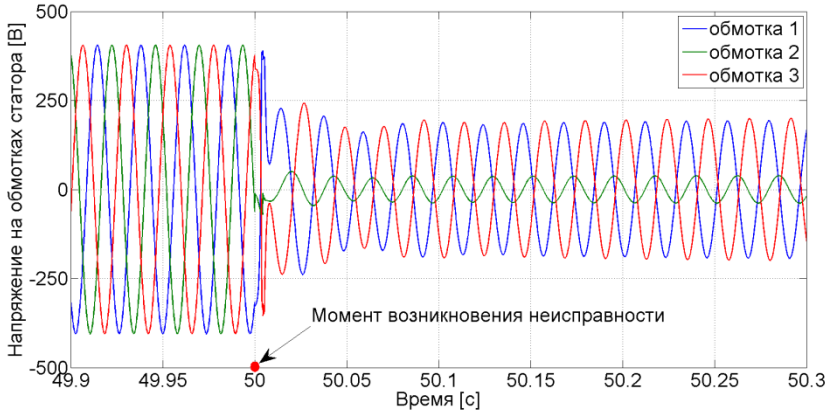


Рисунок 2.86 – Переходные процессы изменения напряжения в обмотках статора при возникновении КЗ фазы на корпус двигателя

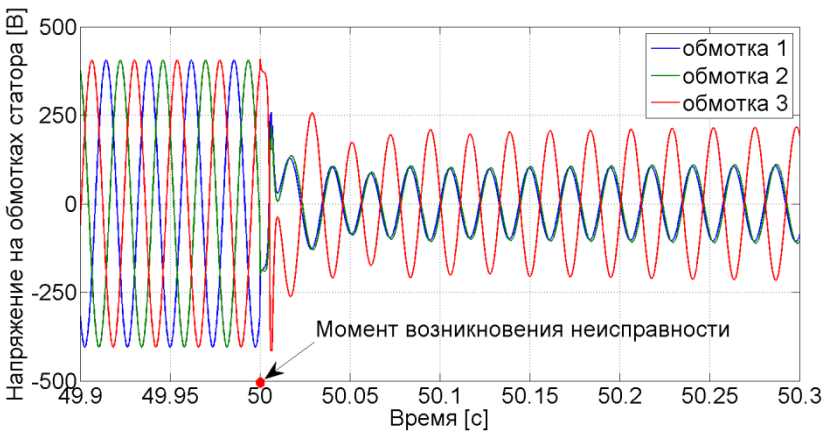


Рисунок 2.87 – Переходные процессы изменения напряжения в обмотках статора при возникновении КЗ между фазами

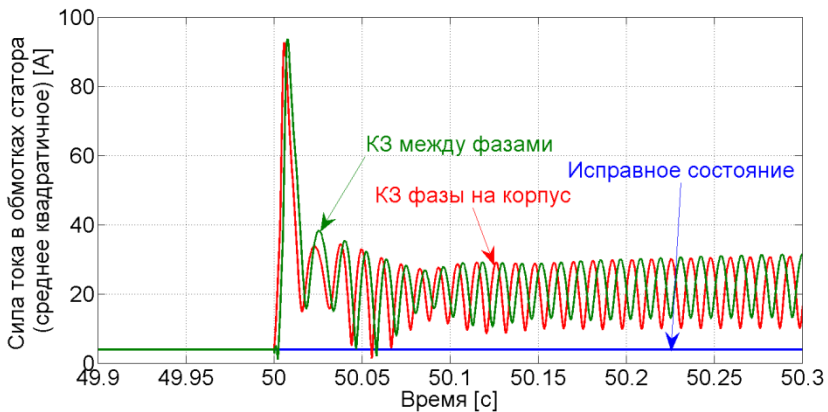


Рисунок 2.88 – Переходные процессы изменения силы тока в обмотках статора при возникновении неисправностей в ЭГМС

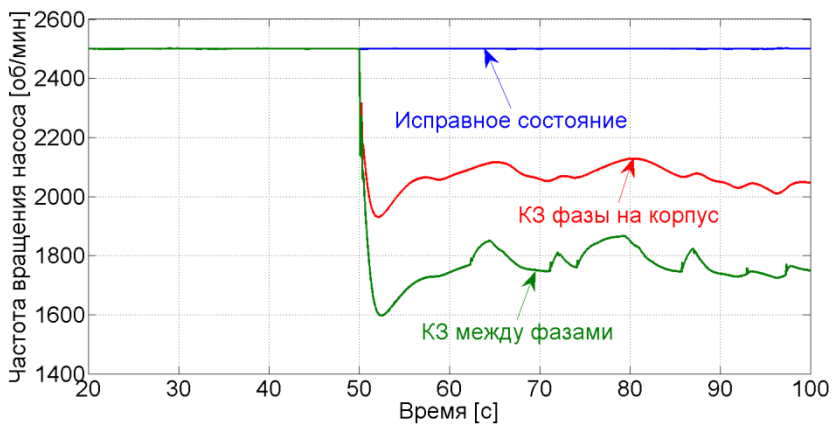


Рисунок 2.89 – Переходные процессы изменения частоты вращения насоса при возникновении неисправностей в ЭГМС

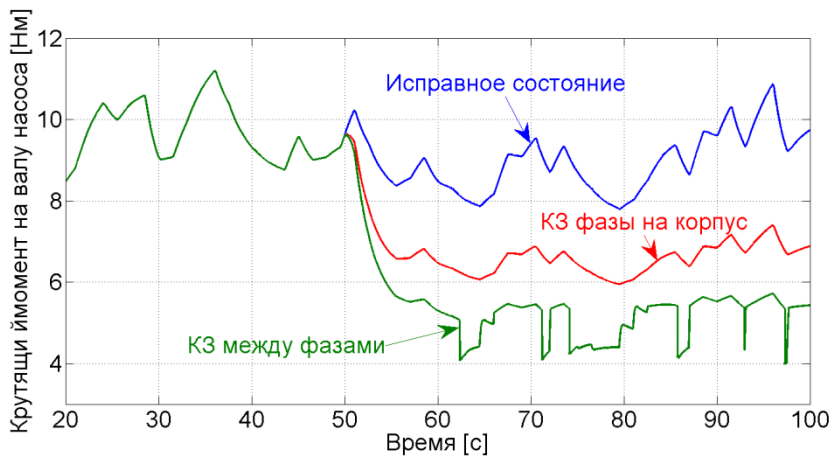


Рисунок 2.90 – Переходные процессы изменения крутящего момента на валу насоса при возникновении неисправностей в ЭГМС

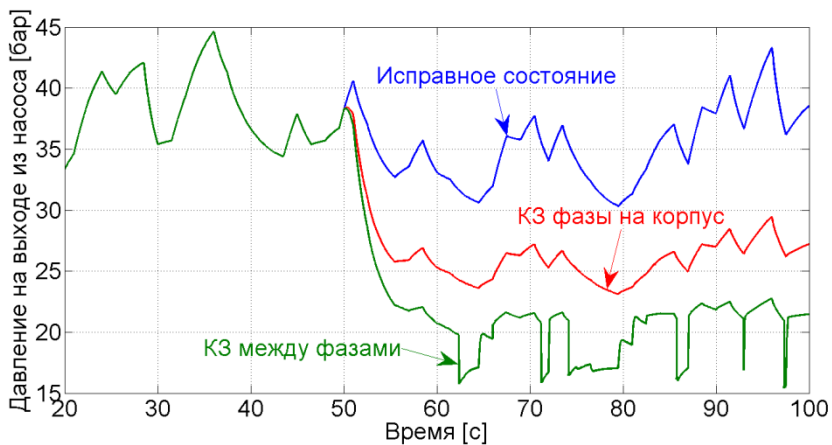


Рисунок 2.91 – Переходные процессы изменения давления на выходе из насоса при возникновении неисправностей в ЭГМС

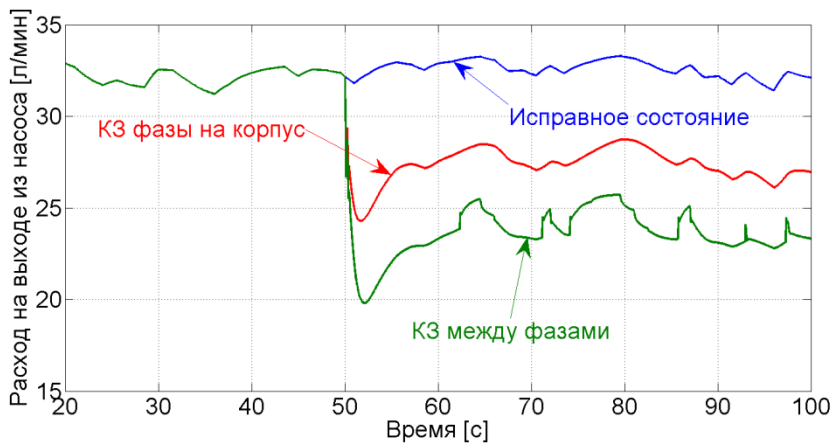


Рисунок 2.92 – Переходные процессы изменения расхода на выходе из насоса при возникновении неисправностей в ЭГМС

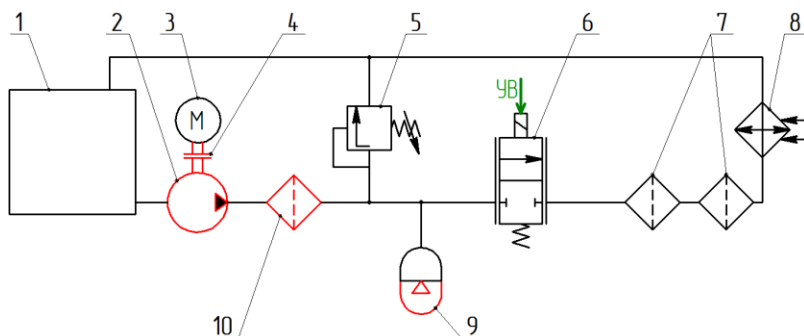
Из анализа графиков на рисунках 2.86 и 2.87 следует, что при возникновении той или иной неисправности в обоих случаях происходит уменьшение величины среднего квадратичного напряжения в обмотках статора. При КЗ фазы на корпус в ней наблюдается существенное падение напряжения (рисунок 2.86). При КЗ между двумя фазами их смещение друг относительно друга становится минимальным (рисунок 2.87).

Работа электродвигателя при данных неисправностях сопровождается повышенным потреблением тока, что может выражаться в виде его повышенного нагрева (рисунок 2.88). При наличии данных неисправностей наблюдается уменьшение развиваемого крутящего момента (рисунок 2.90), снижение частоты вращения насоса (рисунок 2.89), его производительности (рисунок 2.92) и давления в напорной линии (рисунок 2.91). При этом следует отметить, что при КЗ между двумя фазами на графиках переходных процессов наблюдаются более резкие изменения параметров системы, имеющие выраженный характер.

2.2.3 Исследование влияния комбинации неисправностей на работоспособность ЭГМС подачи рабочей жидкости

В настоящем разделе рассматривается влияние комбинации неисправностей с различной интенсивностью на выполнение предписанных ЭГМС требований. В качестве характерных неисправностей для анализа выбраны следующие: снижение мощности (крутящего момента), передаваемой от вала электродвигателя к валу насоса; внутренние утечки РЖ в насосе; засорение гидравлического фильтра в напорной гидролинии; утечка газа из газовой полости ПГА.

Для проведения исследования влияния комбинации неисправностей рассмотрена ранее описанная ЭГМС системы подачи РЖ, принципиальная схема которой представлена на рисунке 2.93.



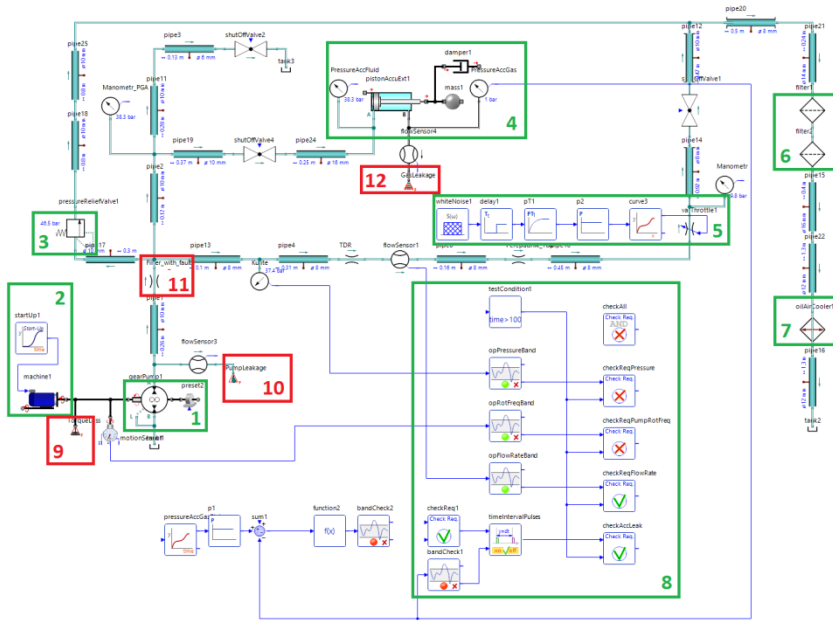
- 1 – бак; 2 – насос; 3 – электродвигатель; 4 – соединительная муфта;
5 – предохранительный клапан; 6 – пропорциональный распределитель;
7, 10 – гидравлические фильтры; 8 – теплообменник; 9 – ПГА

Рисунок 2.93 – Принципиальная ЭГМС с характерными неисправностями

Красным цветом выделены агрегаты, в которых возникают неисправности: увеличение внутренних утечек (снижение объёмного КПД) в насосе вследствие износа трущихся элементов; снижение крутящего момента, передаваемого от вала электродвигателя к валу

насоса в результате износа соединительной муфты; засорение гидравлического фильтра; нарушение герметичности газовой полости ПГА в результате износа (повреждения уплотнительных элементов).

На рисунке 2.94 представлена схема имитационной модели ЭГМС в программе SimulationX. Для моделирования неисправностей используется модуль System Reliability Analysis (SRA).



1 – насос; 2 – асинхронный электродвигатель; 3 – предохранительный клапан; 4 – ПГА; 5 – пропорциональный распределитель с блоком управления; 6 – гидравлические фильтры; 7 – теплообменник; 8 – блоки извлечения признаков сигналов (signal feature extraction) и выполнения требований (requirements fulfillment); 9 – блок имитации потери крутящего момента в муфте электродвигателя и насоса; 10 – блок имитации внутренних утечек рабочей жидкости в насосе; 11 – блок имитации засорения гидравлического фильтра; 12 – блок имитации утечки газа в ПГА

Рисунок 2.94 – Имитационная модель ЭГМС с учётом комбинации неисправностей в программном пакете SimulationX

Модель неисправности 9 позволяет изменять величину крутящего момента, передаваемого от электродвигателя к насосу. Величина потерь крутящего момента определяется значениями следующих параметров: *NominalStickCoefficient* (0.01 Nms/rad), интенсивность ошибки (*Intensity*) и коэффициент масштабирования (*Scale*).

Модель неисправности 10 изменяет расход утечки РЖ между насосом и напорным трубопроводом. Величина утечки РЖ определяется значениями следующих параметров: номинальная проводимость утечки (*NominalConductanceofLeakage*) ($1.5e-11 \text{ (m}^3/\text{s)/Pa}$), интенсивность ошибки (*Intensity*) и коэффициент масштабирования (*Scale*).

Модель неисправности 11 представляет собой дроссель с изменяемой площадью проходного сечения. Данная модель используется для моделирования процессов облитерации и засорения дросселирующих элементов. В качестве функциональной зависимости изменяемого параметра (в данном случае диаметра проходного сечения дросселя) от интенсивности ошибки используется следующее выражение:

$$p = p_0(1 - r_0 \cdot I)^{n \cdot scale},$$

где p_0 – исходное значение параметра; r_0 – префактор, определяющий максимальное снижение; I – интенсивность ошибки; $scale$ – коэффициент масштабирования.

Модель неисправности 12 изменяет расход утечки газа из газовой полости ПГА в окружающее пространство. Величина утечки газа определяется по аналогии с моделью неисправности 10 (*NominalConductanceofLeakage* = $1e-11 \text{ (m}^3/\text{s)/Pa}$).

Для всех неисправностей коэффициент масштабирования принимается равным единице. Значение интенсивности изменяется в диапазоне от 0 до 1 (где 0 означает отсутствие неисправности, единица соответствует максимальной интенсивности).

При моделировании засорения фильтра с использованием данного выражения исходное значение параметра p_0 составляет 8,2 мм. При номинальном режиме работы ЭГМС (исправное состояние) и расходе 30 л/мин на фильтре создаётся перепад, составляющий 0,14 МПа. При максимальной интенсивности ошибки ($I = 1$) значение параметра p составляет 5,9 мм и соответствует перепаду около 0,7 МПа. В таком случае уже рассматривается отказ фильтра, так как при данном перепаде происходит открытие байпасного обратного клапана.

Величины потерь крутящего момента, утечки РЖ и утечки газа при максимальной интенсивности неисправностей составляют 2,5 Нм (20% от номинального крутящего момента), 3 л/мин (10% от номинального расхода) и 1,3 г/с соответственно.

В качестве требований, предъявляемых к ЭГМС, рассматриваются нахождение значений частоты вращения насоса/электродвигателя, давления и расхода РЖ в установленных диапазонах. Выход перечисленных параметров за границы диапазонов рассматривается как невыполнение функций, предписанных ГС, и сигнализирует о наличии в ней неисправностей. Для параметра давления этот диапазон составляет от 3,0 до 4,4 МПа, для частоты вращения насоса/электродвигателя – от 2 420 до 2 570 об/мин, для объёмного расхода – от 25 до 40 л/мин. Также дополнительно оценивается скорость падения давления в газовой полости ПГА до атмосферного при наличии его неисправности в виде утечки газа. При наличии данной неисправности ГС считается условно работоспособной в том случае, если время падения давления в газовой полости составляет не менее 200 с.

Мониторинг параметров осуществляется в течение установленного времени работы ГС (в рассматриваемом случае это время составляет 500 с) при действии возмущающего воздействия в виде изменения площади проходного сечения пропорционального

распределителя 5 по случайному закону с нормальным распределением.

На рисунке 2.95 представлены результаты расчёта, полученного при изменении интенсивности неисправностей от 0 до 1 с шагом 0,25.

Variant Nr	PumpLeakage	GasLeakage fault	Filter_with_fault	TorqueLoss.fault	checkReqPressure	checkReqPumpRotFreq	checkReqFlowRate	checkAccLeak	checkAll.f
1	0	0	0	0	1	1	1	1	1
2	0.25	0	0	0	1	1	1	1	1
3	0.5	0	0	0	1	1	1	1	1
4	0.75	0	0	0	0	0	1	1	0
5	1	0	0	0	0	0	0	1	0
6	0	0.25	0	0	0	0	0	0	0
7	0	0.5	0	0	0	0	0	0	0
8	0	0.75	0	0	0	0	0	0	0
9	0	1	0	0	0	0	0	0	0
10	0	0	0.25	0	1	1	1	1	1
11	0	0	0.5	0	1	1	1	1	1
12	0	0	0.75	0	1	1	1	1	1
13	0	0	1	0	0	0	1	1	0
14	0	0	0	0.25	0	0	1	1	0
15	0	0	0	0.5	0	0	1	1	0
16	0	0	0	0.75	0	0	1	1	0
17	0	0	0	1	0	0	1	1	0
18	0.25	0.25	0	0	0	0	1	1	0
19	0.25	0.5	0	0	0	0	0	0	0
20	0.25	0.75	0	0	0	0	0	0	0
21	0.25	1	0	0	0	0	0	0	0

Рисунок 2.95 – Результаты расчёта комбинаций неисправностей

При четырёх конкурирующих неисправностях получено 625 вариантов комбинаций (*samples*) интенсивностей. В первых четырёх столбцах полученной матрицы находятся значения интенсивностей. В следующих пяти – значения классов, указывающих на состояние ЭГМС (0 – требование не выполнено – ЭГМС неисправна; 1 – требование выполнено – ЭГМС исправна). Крайний справа столбец показывает, исправна ЭГМС по всем признакам или нет.

Выяснить, какие неисправности являются наиболее опасными с точки зрения нарушения требований и работоспособности

ЭГМС, позволяет применение классификатора дерева решений (*DecisionTreeClassifier*). Данный метод представляет собой средство поддержки принятия решений, использующееся в машинном обучении, анализе данных и статистике. На рисунке 2.96 представлено дерево решений, построенное средствами Python для обучающей выборки (*trainingset*), содержащей 418 вариантов (*samples*).

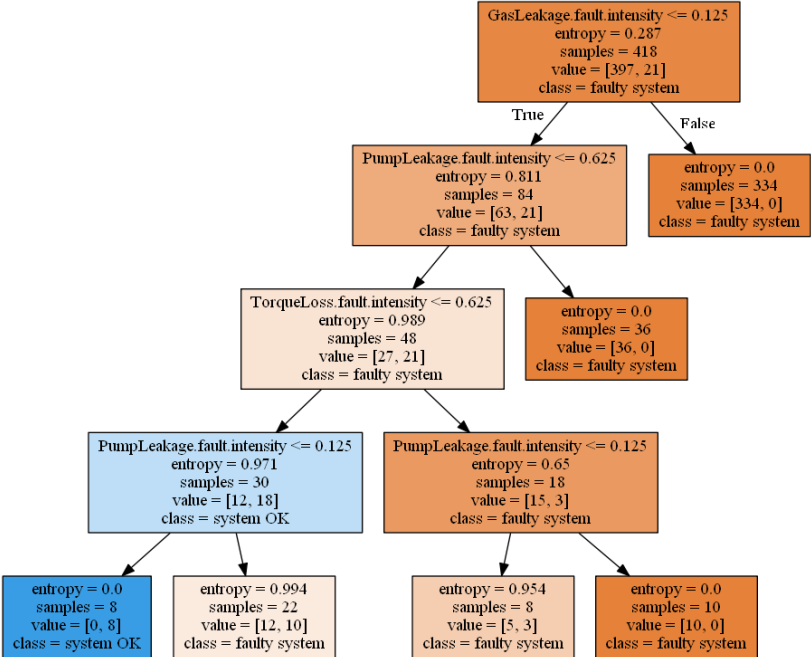


Рисунок 2.96 – Дерево решений для проверки влияния комбинаций неисправностей на выполнение требования нахождения давления в установленном диапазоне

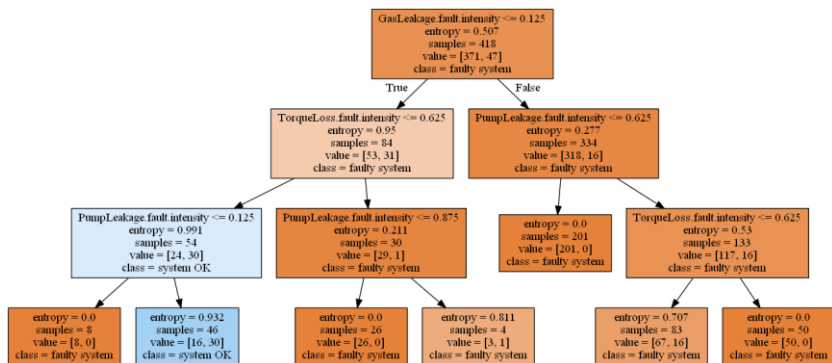
При построении дерева в качестве критерия принятия решения используется понятие энтропии (*entropy*). Учитывая наличие существенного дисбаланса по классам для признака *checkAll* (проверка выполнения всех требований), дерево построено для требо-

вания проверки нахождения давления в установленном диапазоне (*checkReqPressure*) (для которого дисбаланс по классам ниже). Параметр, характеризующий максимальную глубину (*maxdepth*) дерева, составляет 4. Данный параметр выбран на основании метрики качества *F-мера*, которая представляет собой гармоническое среднее между точностью (*precision*) и полнотой (*recall*).

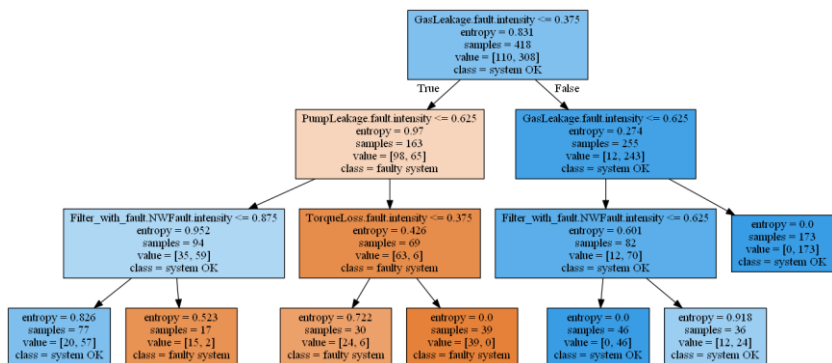
Из анализа полученных результатов следует, что неисправность ПГА приводит к нарушению требования в 334 случаях из всех случаев тренировочной выборки. В меньшей степени влияют неисправности, связанные с внутренними утечками насоса и снижением крутящего момента от электродвигателя к насосу. Например, интенсивность внутренних утечек насоса выше 0,625 приводит к нарушению требования в 36 случаях из всех случаев тренировочной выборки. Комбинация таких неисправностей, как внутренние утечки насоса и снижение передаваемого момента со значениями больше 0,625 и 0,125, соответственно, приводит к нарушению рассматриваемого требования в 10 случаях из всех случаев тренировочной выборки. Ввиду ограничения максимальной глубины построенного дерева неисправность в виде засорения фильтра не показана на схеме в связи с незначительностью своего влияния на нарушение рассматриваемого требования.

На рисунке 2.97 приведены деревья решений, полученные для аналогичной обучающей выборки для проверки требований нахождения частоты вращения вала насоса/электродвигателя и объёмного расхода РЖ в установленных диапазонах. Параметр, характеризующий максимальную глубину (*max depth*) дерева, составляет 3.

Из анализа полученных результатов следует (рисунок 2.97, а), что при комбинации неисправностей в виде утечки газа из ПГА с интенсивностью более 0,125 и внутренних утечек в насосе и снижении передачи крутящего момента с интенсивностью более 0,625 в 50 случаях из 418 возникает нарушение требования для частоты вращения вала насоса.



а



б

Рисунок 2.97 – Деревья решений для проверки влияния комбинаций неисправностей на выполнение требования нахождения частоты вращения вала насоса/электродвигателя (а) и объёмного расхода РЖ (б) в установленных диапазонах

Из анализа рисунка 2.97 (б) следует, что, несмотря на наличие утечки газа в ПГА с интенсивностью более 0,625, требование к нахождению расхода в установленном диапазоне выполняется. Наличие утечки газа в ПГА в конечном счёте через определённое время приводит к полному падению давления в газовой полости до атмосферного. Отсутствие податливости, связанной с ПГА, приводит к снижению размаха колебаний расхода относительно

средней составляющей (рисунок 2.98). Однако при этом увеличивается размах колебаний давления, происходят резкие забросы (рисунок 2.99), что приводит к значительным изменениям частоты вращения насоса (рисунок 2.100).

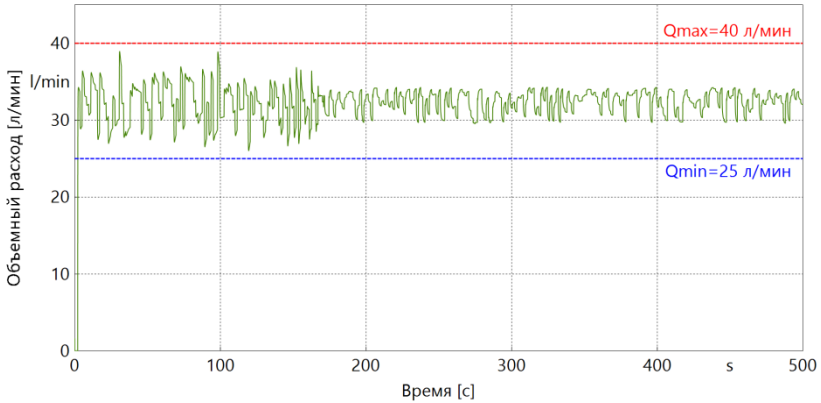


Рисунок 2.98 – Изменение объёмного расхода жидкости при появлении утечки газа из ПГА с интенсивностью $>0,7$ в момент времени 100 с

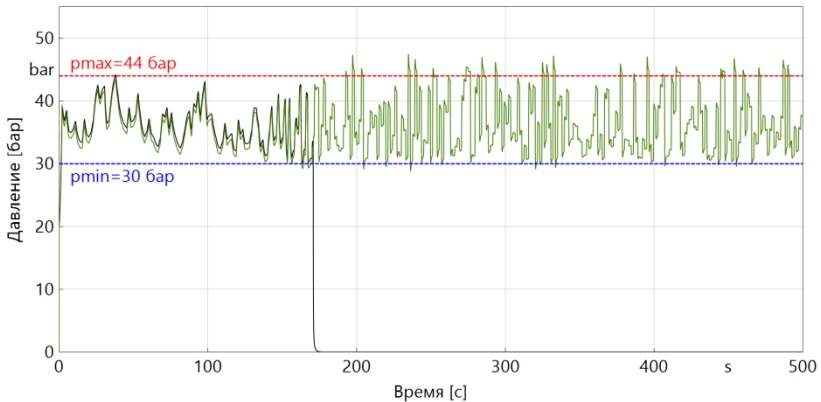


Рисунок 2.99 – Изменение давления жидкости (зелёная линия) и газа (чёрная линия) при появлении утечки газа из ПГА с интенсивностью $>0,7$ в момент времени 100 с

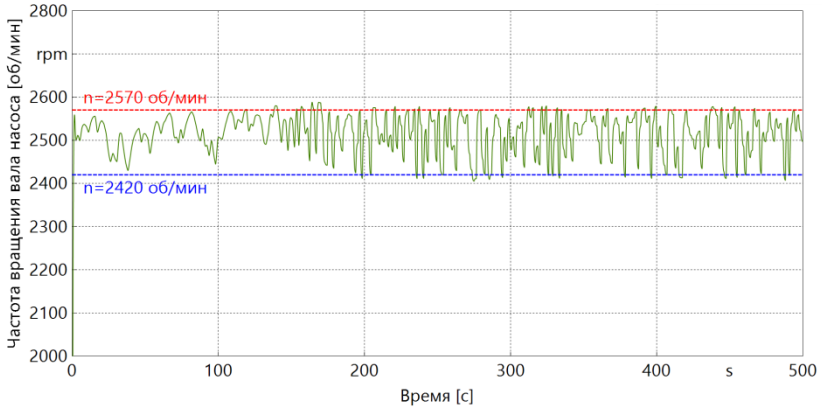


Рисунок 2.100 – Изменение частоты вращения вала насоса/электродвигателя при появлении утечки газа из ПГА с интенсивностью $>0,7$ в момент времени 100 с

На рисунке 2.101 представлена диаграмма, показывающая влияние значимости неисправностей на нарушение хотя бы одного требования (*checkAll*).

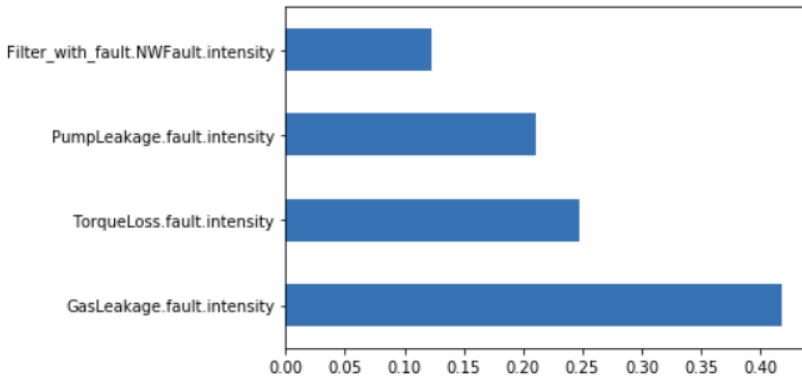


Рисунок 2.101 – Влияние значимости неисправностей на нарушение требований функционирования ЭГМС

Из анализа рисунка 2.101 видно, что наибольшее влияние с точки зрения выполнения требований имеет неисправность в виде утечки газа из ПГА, а наименьшее – засорение гидравлического фильтра. Подобного рода диаграммы представляют особую пользу в случае большого количества неисправностей, так как позволяют отбрасывать менее существенные при построении модели для предсказательной диагностики методами машинного обучения.

Таким образом, модели неисправностей модуля SRA в сочетании с численными расчётами, проводимыми в SimulationX в автоматическом режиме (с учётом многоядерности персонального компьютера), могут быть использованы для получения данных при обучении нейросетевых моделей в рамках создания систем предсказательной диагностики.

2.2.4 Прогнозирование остаточного срока службы насоса в составе ЭГМС подачи рабочей жидкости

Одним из важных вопросов в дисциплине «Надёжность и диагностика» является прогнозирование остаточного срока службы системы (*Remaining Useful Life (RUL)*). Существуют два класса методов оценки RUL: методы на основе моделирования физических процессов разрушения (обычно применяются на уровне материала или компонента) и методы на основе данных, которые в последнее время становятся популярными ввиду возможности быстрой разработки алгоритмов накопления, хранения и обработки информации [38]. Обычно методы на основе данных включают линейную/нелинейную регрессии, модели авторегрессии – скользящего среднего (ARMA), искусственные нейронные сети, системы нечёткой логики и др. [39].

В настоящей работе рассматривается совокупное ухудшение характеристик насоса (кумулятивная деградация – *cumulative*

degradation), которое отражается на эффективности его работы и проявляется в виде падения объёмного КПД [40]. Для генерации данных используется имитационная модель типовой станции подачи РЖ в технических комплексах, разработанная в программе SimulationX. Подробное описание системы приведено в работе [41]. В качестве входных данных используются значения объёмного КПД, графики изменения которых представлены на рисунке 2.102.

В результате моделирования с учётом значений объёмного КПД насоса, представленных выше, получены переходные процессы изменения давления в системе (рисунок 2.103).

При этом в качестве возмущающего воздействия, оказываемого со стороны распределительной и исполнительной подсистем, используется срабатывание пропорционального распределителя по случайному закону. График представляет собой совокупность выборок с продолжительностью записи 200 с и наложенных на одну временную шкалу.

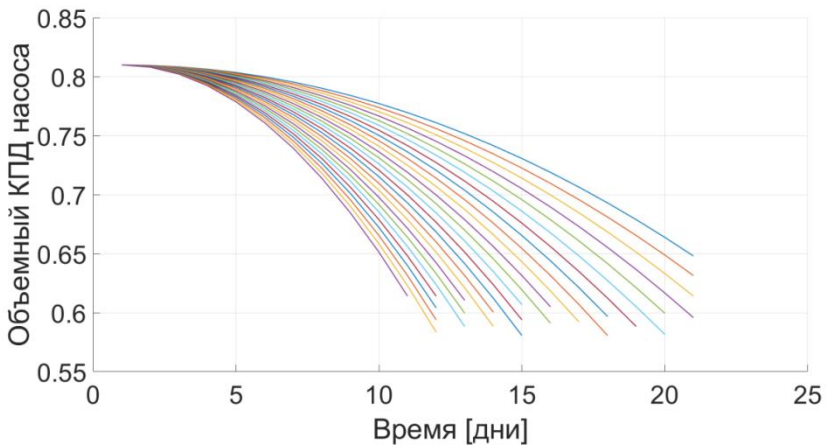


Рисунок 2.102 – Изменение объёмного КПД шестерённого насоса вследствие его кумулятивной деградации

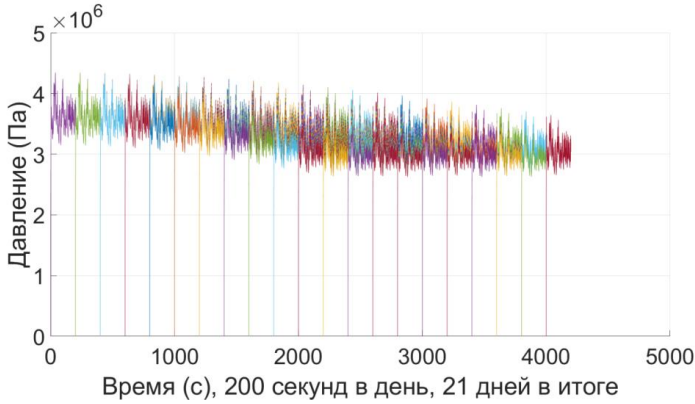


Рисунок 2.103 – Изменение давления в системе при снижении объёмного КПД насоса

Из анализа графика на рисунке 2.103 прослеживается тенденция снижения средней составляющей сигнала давления, что может быть использовано в качестве диагностического признака – индикатора состояния системы. На рисунке 2.104 представлен график изменений средних значений, полученных для каждой выборки сигнала давления.

В процессе функционирования системы представленные выше результаты могут дополняться новыми данными. Таким образом формируется база данных, характеризующих изменение состояния исследуемой системы или аналогичных систем, функционирующих в разных условиях (набор данных для обучения). На основе этих данных для прогнозирования RUL тестируемой системы может быть использована стохастическая экспоненциальная модель деградации, которая позволяет экстраполировать прошлое поведение системы с целью предсказания её будущего состояния [42]:

$$h(t) = \phi + \theta(t) \cdot \exp(\beta(t) \cdot t + \varepsilon(t) - \frac{\sigma^2}{2}),$$

где $h(t)$ – индикатор состояния как функция от времени; ϕ – постоянная (может быть инициализирована как нижняя или верхняя граница допустимой области переменной деградации в зависимости от знака θ); θ и β – случайные параметры, определяющие скорость изменения модели (θ – логнормальное распределение; β – нормальное (гауссово) распределение: на каждом шаге по времени коэффициенты θ и β обновляются до последующего значения, основываясь на предыдущем наблюдении); ε – белый гауссов шум с математическим ожиданием, равным нулю, и дисперсией σ^2 .

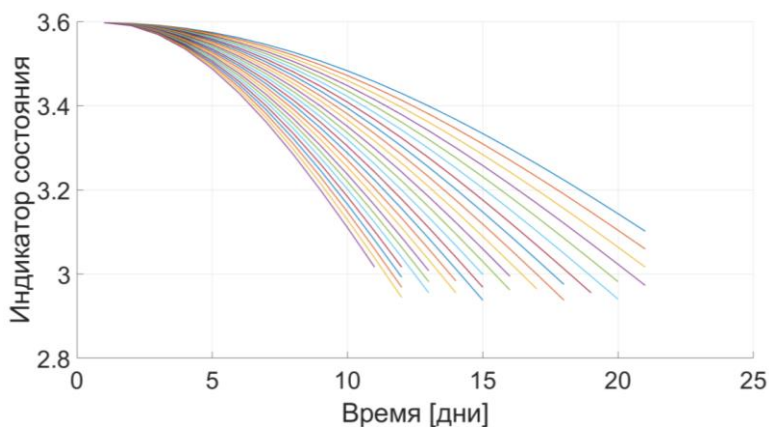


Рисунок 2.104 – Изменение средних значений давления в системе по мере деградации характеристик насоса

В качестве примера рассматривается тестовая система, у которой индикатор состояния меняется в соответствии с зелёными маркерами на рисунке 2.105. В качестве порогового значения, характеризующего наступление предотказного состояния, принято значение индикатора состояния 3,15.

Ниже представлено краткое описание алгоритма, который позволяет предсказать значение RUL для тестируемой системы в процессе поступления новых данных с интервалом 1 день.

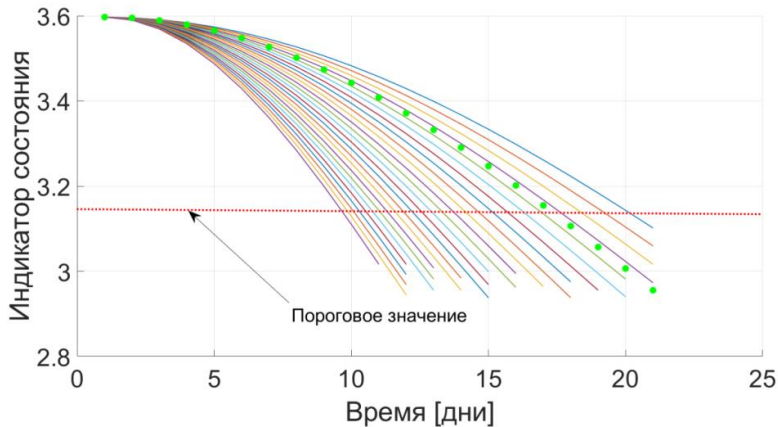


Рисунок 2.105 – Изменение средних значений давления в тестируемой системе (маркеры, выделенные зелёным цветом)

Описание алгоритма. Имеются данные с устройств (систем), представляющие собой зависимости индикаторов состояния от времени (*train data*). Каждая матрица в ансамбле характеризует изменение состояния устройства (системы) от работоспособного до отказа. На основе этих данных обучается модель *exponentialDegradationModel* и определяются параметры модели (*Theta*, *Beta* и *Rho*).

Устанавливается пороговое значение индикатора состояния, при достижении которого считается, что устройство (система) находится в предотказном состоянии. Также устанавливается пороговое значение детектора обнаружения неисправности при анализе индикатора состояния устройства (системы).

Имеется также тестовая выборка – зависимость индикатора состояния от времени для тестовой системы (устройства). Эти

данные «прокручиваются» внутри алгоритма пошагово и обновляют модель *exponentialDegradationModel*. В случае, если значение детектора превышает пороговое значение, то происходит предсказание RUL для тестовой выборки.

На рисунках 2.106–2.108 представлены результаты расчёта в виде изменения коэффициентов используемой модели деградации и значений остаточного срока службы системы во времени.

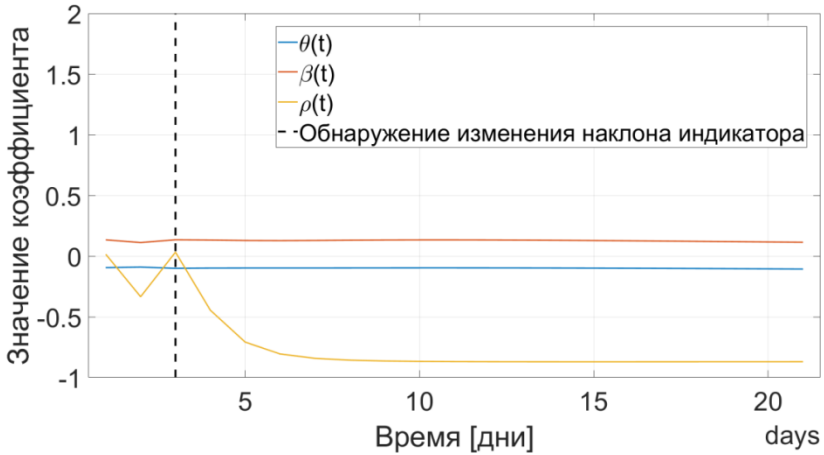


Рисунок 2.106 – График изменения коэффициентов экспоненциальной модели деградации во времени

Алгоритм обнаружил изменение наклона при передаче данных на третий день. При этом в этот день прогнозируемый остаточный срок службы (RUL) тестируемой системы составлял 294,29 часа (около 12 дней). Вместе с этим реальный RUL составляет 14 дней, что попадает в доверительный интервал. Далее прогнозируемый RUL снижается по мере поступления новых данных. При приближении к пороговому значению границы доверительного интервала сужаются, а точность прогнозирования повышается (например, на девятый день прогнозируемый RUL

составляет 159,96 часа, что эквивалентно 6,7 дня, при этом истинный RUL составляет 8 дней).

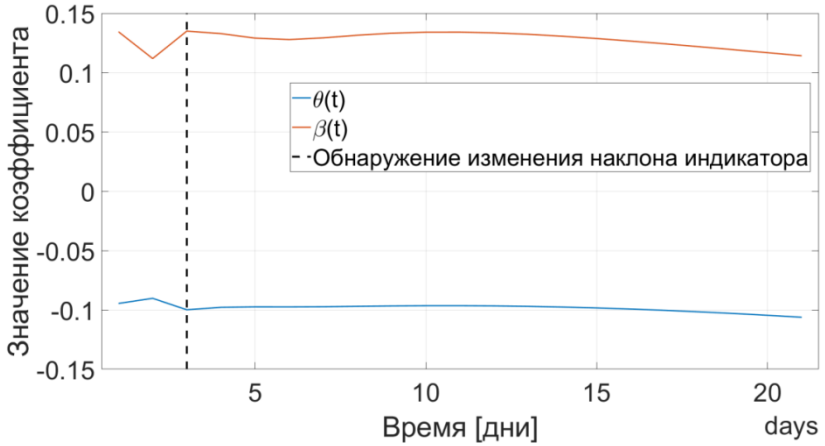


Рисунок 2.107 – Увеличенный фрагмент графика для коэффициентов θ и ρ

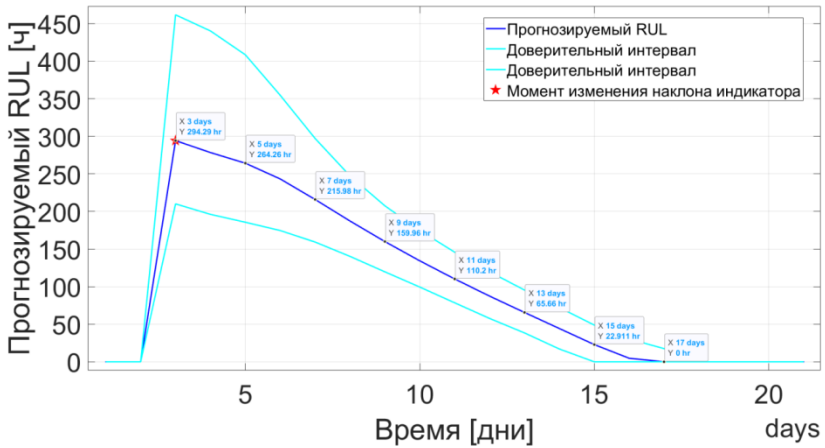


Рисунок 2.108 – Изменение прогнозируемого остаточного срока службы системы во времени

Представленный пример демонстрирует возможность оценки остаточного срока службы системы на основе данных, характеризующих прошлое состояние системы, и может быть адаптирован под более сложные законы деградации с учётом применения искусственных нейронных сетей.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

- ВС – воздушное судно;
- ГС – гидравлическая система;
- ГУ – гидроусилитель;
- ГЦ – гидроцилиндр;
- КДХ – комплекс динамических характеристик;
- КП – клапан предохранительный;
- КПД – коэффициент полезного действия;
- ММ – математическая модель;
- НС – нейронная сеть;
- ОТО – оперативное техническое обслуживание;
- ПГА – пневмогидравлический аккумулятор;
- ПТО – периодическое техническое обслуживание;
- РЖ – рабочая жидкость;
- ТК – технический комплекс;
- ЭГМС – электрогидромеханическая система;
- RUL – прогнозирование остаточного срока службы
(Remaining Useful Life).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Управляющее резюме «WorldRobotics 2014. Промышленные роботы. Сервисные роботы. – URL: http://www.diag.uniroma1.it~deluca/rob1_en/2014_WorldRobotics_ExecSummary.pdf (дата обращения: 25.02.2020).

2 Fitch, E.C. Fluid Contamination Control / E.C. Fitch // Technology transfer Series #4. – USA, Oklahoma: FFS, INC, 1988. – 433 p.

3 Fitch, E.C. Proactive maintenance for mechanical systems / E.C. Fitch // Technology transfer Series #4. – USA, Oklahoma: FFS, INC, 2004. – 286 p.

4 Гареев, А.М. Разработка и исследование упреждающих технологий обслуживания гидравлических систем на базе встроенного контроля чистоты рабочей жидкости: специальность 05.07.07 «Контроль и испытание летательных аппаратов и их систем»: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Гареев Альберт Минеасхатович; Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева. – Самара, 2008. – 166 с. – Текст: непосредственный.

5 Гареев, А.М. Разработка экспериментальной установки для диагностирования агрегатов гидравлической системы семейства вертолетов Ми-8 / А.М. Гареев, И.А. Попельнюк // Известия Самарского научного центра РАН. – 2016. – Т. 18. – № 4. – С. 97–101.

6 Гареев, А.М. Методологические основы управления техническим состоянием гидравлических комплексов воздушных судов гражданской и транспортной авиации в эксплуатации /

А.М. Гареев // Отчет по гранту Президента Российской Федерации для государственной поддержки молодых российских ученых 2014–2015 гг., 2015 – 250 с. – МК-5999.2014.8.

7 Товарные нефтепродукты. Свойства и применение: справочник / под редакцией В.М. Школьников. – Москва: Химия, 1978. – 472 с.

8 Шишков, И.Н. Авиационные горюче-смазочные материалы и специальные жидкости / И.Н. Шишков, В.Б. Белов. – Москва: Транспорт, 1979. – 247 с.

9 Кононов, А.А. Гидравлические и пневматические машины: курс лекций. – URL: <http://gidravl.narod.ru/index.html> (дата обращения: 12.10.2018).

10 Кондрашов, Ю.И. Конструкция и проектирование агрегатов и систем: электронное учебное пособие / Ю.И. Кондрашов; Минобрнауки России, Самарский государственный аэрокосмический университет имени С.П. Королева (национальный исследовательский университет). – Электрон. текстовые и граф. дан. (39,8 Мбайт). – Самара, 2011. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

11 Громаковский, Д.Г. Исследование параметров частиц износа, генерируемых в процессе трения / Д.Г. Громаковский, Л.М. Логвинов // Трение и износ. – 1996. – Т. 17. – № 1. – С. 94–99.

12 Алексеева, Т.В. Техническая диагностика гидравлических приводов / Т.В. Алексеева, В.Д. Бабанская, Т.М. Башта [и др.]. – Москва: Машиностроение, 1989. – 263 с.

13 Барышев, В.И. Надежность гидропривода тракторов и сельхозмашин / В.И. Барышев // IV ВНТК по вопросам промышленной чистоты рабочих жидкостей гидросистем и фильтрации. – Челябинск. – 1990. – С. 3.

14 Башта, Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов / Т.М. Башта. – Москва: Машиностроение, 1967. – 496 с.

15 Белянин, П.Н. Промышленная чистота машин / П.Н. Белянин, В.М. Данилов. – Москва: Машиностроение, 1982. – 221 с.

16 Гатушкин, А.А. О загрязненности гидравлических систем / А.А. Гатушкин, Г.А. Никитин, Ю.С. Головкин // Вестник машиностроения. – 1968. – № 5. – С. 32–34.

17 Тимиркеев, Р.Г. Промышленная чистота и тонкая фильтрация жидкостей летательных аппаратов / Р.Г. Тимиркеев, В.М. Сапожников. – Москва: Машиностроение, 1986. – 152 с.

18 Никитин, Г.А. Влияние загрязненности жидкости на надежность работы гидросистем летательных аппаратов / Г.А. Никитин, С.В. Чирков. – Москва: Транспорт, 1969. – 184 с.

19 Кузнецова, Г.В. Диагностирование состояния гидромашин в течение приработки по загрязненности / Г.В. Кузнецова // Известия вузов. Машиностроение. – 1983. – № 8. – С. 81–84.

20 Янаев, Е.Ю. Способы контроля гидравлических масел гидрофицированных аэродромных машин: специальность 05.11.01 «Приборы и методы измерения (по видам измерений)»: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Янаев Евгений Юрьевич. – Красноярск, 2004. – 141 с. – Текст: непосредственный.

21 Кондаков, Л.А. Рабочие жидкости и уплотнения гидравлических систем / Л.А. Кондаков. – Москва: Машиностроение, 1982. – 216 с.

22 Кондаков, Л.А. Уплотнения гидравлических систем / Л.А. Кондаков. – Москва: Машиностроение, 1972. – 240 с.

23 Воробьев, В.Г. Диагностирование и прогнозирование технического состояния авиационного оборудования: учебное пособие для вузов гражданской авиации / В.Г. Воробьев, В.В. Глухов, Ю.В. Козлов [и др.]. – Москва: Транспорт, 1984. – 191 с.

24 Башта, Т.М. Машиностроительная гидравлика: справочное пособие / Т.М. Башта. – Москва: Машиностроение, 1971. – 671 с.

25 Гареев, А.М. Имитационные модели гидравлических агрегатов воздушных судов с учётом характерных неисправностей / А.М. Гареев, И.А. Попельнюк, Д.М. Стадник // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2019. – Т18. – № 1. – С. 30–41.

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

27 Попов, Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов / Д.Н. Попов. – Москва: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 320 с.

28 Гийон, М. Исследование и расчет гидравлических систем: перевод с французского / М. Гийон. – Москва: Машиностроение, 1964. – 389 с.

29 Чупраков, Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики / Ю.И. Чупраков. – Москва: Машиностроение, 1979. – 232 с.

30 Matlab documentation. – URL: <https://www.mathworks.com/help/index.html> (дата обращения: 19.01.2022).

31 SimulationX Help Center. – URL: – <https://doc.simulationx.com/4.3/1033/Content/SimulationX.htm>.

32 Пространственные векторы в асинхронном двигателе в относительной системе единиц // Молодой ученый. – 2015. – № 11. – с. 133–156.

33 Rotthäuser, S. Verfahren zur Berechnung und Untersuchung hydropneumatischer Speicher: dissertation / S. Rotthäuser. – RWTH Aachen, 1993.

34 Haaland, S.E. Simple and Explicit Formulas for the Friction Factor in Turbulent Pipe Flow / S.E. Haaland // *Journal of Fluids Engineering*. – 1983. – № 105. – P. 89–90.

35 Babaa, F. An accurate inter-turn short circuit faults model dedicated to induction motors / F. Babaa, O. Bennis // *International Journal of Electrical and Computer Engineering*. – 2021. – № 11 (1). – P. 9–16.

36 Rajamany, G. Induction Motor Stator Interturn Short Circuit Fault Detection in Accordance with Line Current Sequence Components Using Artificial Neural Network / G. Rajamany, S. Srinivasan, K. Rajamany, R.K. Natarajan // *Journal of Electrical and Computer Engineering*. – 2019. – article № 4825787.

37 Sakhara, S. Diagnosis and detection of short circuit in asynchronous motor using three-phase model / S. Saad, L. Nacib // *International Journal of Systems Assurance Engineering and Management*. – 2017. – № 8 (2). – P. 308–317.

38 Наземцев, А.С. Пневматические и гидравлические приводы и системы. Часть 2. Гидравлические приводы и системы. Основы: учебное пособие / А.С. Наземцев, Д.Е. Рыбальченко. – Москва: ФОРУМ, 2007. – 304 с.

39 Sikorska, J.Z., Hodkiewicz, M., Ma, L. Prognostic modelling options for remaining useful life estimation by industry / J.Z. Sikorska, M. Hodkiewicz, L. Ma // *Mechanical Systems and Signal Processing*. – 2011. – № 25 (5). – P. 1803–1836.

40 Guo, R. Remaining Useful Life Prediction Based on the Bayesian Regularized Radial Basis Function Neural Network for an External Gear Pump / R. Guo [et al.] // *IEEE Access*. – 2020. – article № 8; article № 9112151. – P. 107498–107509.

41 Mohamad, D.A. Towards Remaining Useful Life Prediction in Rotating Machine Fault Prognosis: An Exponential Degradation Model /

D.A. Mohamad // IEEE International Conference on Condition Monitoring and Diagnosis. – Australia, Perth. – 2018.

42 Gareev, A. Simulation of electro-hydraulic systems taking into account typical faults / A. Gareev // BATH/ASME 2020 Symposium on Fluid Power and Motion Control; FPMC 2020. – article № V001T01A045.

43 Gebraeel, N. Sensory-Updated Residual Life Distributions for Components with Exponential Degradation Patterns / N. Gebraeel // IEEE Transactions on Automation Science and Engineering. – 2006. – Vol. 3. – № 4. – P. 382–393.

Научное издание

*Гареев Альберт Минеасхатович,
Прокофьев Андрей Брониславович,
Стадник Дмитрий Михайлович*

**ДИАГНОСТИРОВАНИЕ
ЭЛЕКТРОГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ
ПО ДИНАМИЧЕСКИМ ПАРАМЕТРАМ**

Монография

Научный редактор Е.В. Шахматов

Редактор А.С. Никитина
Компьютерная верстка: А.С. Никитина
Обложка: И.И. Спиридонова

Подписано в печать 04.07.2022. Формат 60×84 1/16.
Бумага офсетная. Печ. л. 11,75.
Тираж 150 экз. Заказ .

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ НАУКИ
«САМАРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ЦЕНТР
РОССИЙСКОЙ АКАДЕМИИ НАУК»
443001, САМАРА, СТУДЕНЧЕСКИЙ ПЕРЕУЛОК, 3А.

Отпечатано в издательстве Самарского университета.
443086, Самара, Московское шоссе, 34.

