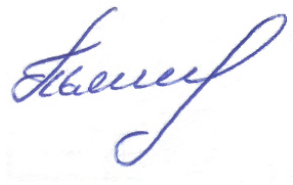
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Национальный исследовательский
Мордовский государственный университет имени Н. П. Огарёва»

На правах рукописи



ПЬЯНЗОВ Сергей Владимирович

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СТЕНДА И МЕТОДИКИ ДЛЯ КОНТРОЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

Специальность: 05.20.03 – Технологии и средства технического обслуживания в сельском хозяйстве

Диссертация
на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
кандидат технических наук доцент
ИОНОВ ПАВЕЛ АЛЕКСАНДРОВИЧ

САРАНСК 2021

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ …… 5
Глава 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ ……. 11
1.1 Анализ гидравлических систем современной техники …… 11
1.2 Исследование парка отечественной и зарубежной техники в условиях агропромышленного комплекса Республики Мордовия …28
1.3 Обоснование параметров технического диагностирования отечественных и зарубежных объемных гидроприводов ……. 36
1.4 Способы и средства контроля технического состояния объемных гидроприводов. Патентные исследования …….. 40
1.5 Методы создания и определения крутящего (тормозного) момента на валу гидромотора …….. 61
1.6 Цель и задачи исследования ……... 66
Глава 2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА …… 69
2.1 Обоснование параметров диагностирования объемного гидропривода …… 69
2.2 Теоретическое обоснование гидравлического метода нагружения при диагностировании объемного гидропривода …….. 74
2.3 Моделирование связи крутящего момента объемного гидропривода с параметрами гидравлического нагружающего устройства ……..... 80
Выводы по главе 2 …… 92
Глава 3. МЕТОДИКИ И РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ …….. 93
3.1 Программа и структура экспериментальных исследований …….... 93
3.2 Методика и результаты однофакторного эксперимента по определению степени влияния параметров гидравлического нагружающего устройства на крутящий (тормозной) момент ……. 94
3.3 Методика планирования многофакторного эксперимента …….... 104

3.4 Влияние свойств и температуры рабочей жидкости на параметры диагностирования отечественных и зарубежных объемных гидроприводов ……... 112
3.5 Закономерность изменения тепловых режимов в замкнутых контурах при стендовых испытаниях объемных гидроприводов ….. 137
3.6 Совершенствование методики испытаний объемных гидроприводов ……..... 147
Выводы по главе 3 ……... 155
Глава 4. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СТЕНДА ДЛЯ КОНТРОЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ ….. 157
4.1 Обоснование технических параметров стенда для контроля технического состояния объемных гидроприводов …… 157
4.2 Проектирование конструкции стенда ……. 161
4.2.1 Разработка и обоснование структурно-функциональной и принципиальной схем стенда ……. 161
4.2.2 Расчет вспомогательных элементов стенда ……. 175
4.2.3 Проектирование стенда …….. 194
4.3 Разработка специализированного программного обеспечения для стенда ……. 204
4.4 Технические и конструктивные параметры стенда и принцип его работы …… 227
4.5 Порядок работы на усовершенствованном стенде ……. 233
4.6 Производственная проверка технического состояния объемных гидроприводов на усовершенствованном стенде …… 245
Выводы по главе 4 ……... 270
Глава 5. ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ УСОВЕРШЕНСТВОВАННОГО СТЕНДА …… 271
5.1 Обоснование стоимости изготовления стенда ……... 271
5.2 Проектно-финансовый анализ инвестиционной привлекательности усовершенствованного стенда ……..... 282

Выводы по главе 5 ……... 286
ЗАКЛЮЧЕНИЕ …… 288
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ …… 291
ПРИЛОЖЕНИЯ …… 309

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. В агропромышленном комплексе Российской Федерации широко применяют энергонасыщенную и высокопроизводительную технику отечественного и зарубежного производства, в конструктивное исполнение которой входят сложные и дорогостоящие гидроагрегаты, в том числе аксиально-поршневые гидронасосы и гидромоторы, образующие единую систему – объемный гидропривод. Данная система отвечает за работу исполнительных механизмов и обеспечивает перемещение техники с заданной скоростью, поэтому от технического состояния объемного гидропривода во многом зависят надежность и эксплуатационные показатели всей техники в целом.

Заводы-изготовители: *Sauer-Danfoss*, *Linde*, *Bosch Rexroth*, (Германия); *Eaton*, (США); ОАО «Пневмостроймашина», ООО «СалаватГидравлика» (Россия); ОАО «Гидросила», (Украина) при приемо-сдаточных испытаниях контроль технического состояния (техническое диагностирование) объемного гидропривода осуществляют по собственным методикам на специализированных стендах. При контроле технического состояния определяют наиболее важные параметры диагностирования: подачу/расход рабочей жидкости, рабочее давление, крутящий момент, температуру рабочей жидкости и коэффициенты полезного действия (КПД) – полный, объемный и гидромеханический. При этом критерием предельного состояния объемного гидропривода принято считать падение величины объемного КПД гидронасоса на 20 % от нормативного (паспортного) значения [1].

В условиях ремонтных предприятий и сервисных центров практически отсутствуют необходимые стенды для реализации методик заводов-изготовителей объемных гидроприводов. Основная проблема заключается в создании на вращающемся валу испытуемого гидромотора переменной нагрузки. Большинство ремонтных предприятий вынуждены испытывать гидромоторы объемных гидроприводов в режиме гидронасоса, что дает кос-

венную оценку технического состояния, а конструкция отдельных гидроагрегатов (имеющих плунжеры с гидростатической разгрузкой опор) вообще не позволяет реализовать данный метод испытаний.

Поэтому актуальной задачей является усовершенствование стенда для контроля технического состояния объемных гидроприводов сельскохозяйственной техники, способного реализовать методики испытаний заводов-изготовителей в условиях ремонтных предприятий и сервисных центров.

Степень разработанности темы. Анализ и систематизация целого ряда работ таких ученых, как Т.М. Башта, А.И. Павлов, Б.А. Васильев, Д.А. Галин, Н.В. Камчугов, Ю.И. Кириллов, А.В. Столяров, А.М. Земсков, Е.Г. Рылякин, О.Ф. Никитин, посвященных исследованию гидроприводов, Р.Ю. Соловьев, А.В. Колчин, Н.Г. Гринчар, Е.Н. Булакина, Н.А. Маслов, Н.А. Петрищев, инженеров и конструкторов заводов-изготовителей, посвященных диагностированию гидроагрегатов и разработке стендового оборудования, А.П. Савельев, Н.В. Мокин, Л.Б. Фролов, посвященных методам создания переменной нагрузки, а также обзор работ зарубежных исследователей, таких как Karl-Erik Rydberg, Zygmunt Paszota, позволили определить научные задачи и направления дальнейших исследований [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26].

В настоящее время проблемой диагностики гидроагрегатов активно занимаются отраслевые НИИ (Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ), научные подразделения вузов, конструкторские отделы заводов-изготовителей. Проведенный анализ показал, что нет единого подхода к диагностированию объемных гидроприводов в условиях ремонтных предприятий и сервисных центров. Применяются различные методики и средства контроля технического состояния, что снижает полноту диагностирования и достоверность результатов испытаний.

Работа выполнена при поддержке Минобрнауки России проект № 11.3416.2017/4.6 по теме «Разработка технологий и средств повышения долговечности деталей, узлов, агрегатов машин и оборудования путем созда-

ния наноструктурированных покрытий источниками концентрированной энергии»; Фонда содействия инновациям (программа «У.М.Н.И.К.») и Агентства инновационного развития Республики Мордовия (программа «Эволюция») по теме «Разработка программно-аппаратного комплекса для оценки технического состояния объемных гидроприводов».

Цель работы – повышение полноты диагностирования отечественных и зарубежных объемных гидроприводов путем реализации методики испытаний заводов-изготовителей в условиях ремонтных предприятий и сервисных центров.

Объект исследований – конструкция стенда и методики испытаний объемных гидроприводов отечественного и зарубежного производства в условиях ремонтных предприятий и сервисных центров.

Предмет исследований – механизм создания переменной нагрузки на валу гидромотора при испытаниях, параметры технического диагностирования объемных гидроприводов отечественного и зарубежного производства.

Научные положения и результаты, выносимые на защиту:

1. Обеспечение переменной нагрузки (тормозного крутящего момента) на валу испытуемого гидромотора объемного гидропривода гидравлическим нагружающим устройством.

2. Усовершенствованный стенд и методика для контроля технического состояния отечественных и зарубежных объемных гидроприводов в условиях ремонтных предприятий и сервисных центров.

Научная новизна работы:

1. Теоретическое обоснование механизма создания переменной нагрузки на валу испытуемого гидромотора гидравлическим методом.

2. Регрессионная модель связи крутящего (тормозного) момента на валу гидромотора объемного гидропривода с параметрами гидравлического нагружающего устройства.

3. Закономерности изменения параметров технического диагностирования отечественных и зарубежных объемных гидроприводов от свойств ра-

бочей жидкости.

4. Закономерности изменения тепловых режимов в замкнутых контурах при стендовых испытаниях новых и бывших в эксплуатации объемных гидроприводов отечественного и зарубежного производства.

5. Результаты стендовых испытаний по контролю технического состояния объемных гидроприводов отечественного и зарубежного производства.

Практическую значимость работы представляют:

1. Усовершенствованный стенд и методика испытаний, повышающие точность и полноту диагностирования отечественных и зарубежных объемных гидроприводов в условиях ремонтных предприятий и сервисных центров (патент на полезную модель RUS №187833, опубл. 19.03.2019 г.).

2. Программное обеспечение для стенда, обеспечивающее контроль, измерение и сохранение параметров диагностирования, регламентированных заводами-изготовителями, в режиме реального времени (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ RUS №2019614369, опубл. 03.04.2019 г.).

Методы исследования. Теоретические исследования выполнены с использованием положений теорий гидрогазодинамики, механизмов и машин, математического моделирования.

Экспериментальные исследования выполнены по общим и частным методикам с использованием современного научно-исследовательского оборудования и средств измерений лаборатории «Технологии и средства создания покрытий с заданными служебными свойствами» ФГБОУ ВО «МГУ им. Н. П. Огарёва».

Обработка результатов исследований проведена с использованием методов теории вероятности и математической статистики. В работе применялись современные пакеты прикладных программ «*Statistica* 8.0», *NI LabView* 2012, *NI DIAdem* 2012, Компас 3D.

Реализация результатов исследования. Усовершенствованный стенд и методика испытаний отечественных и зарубежных объемных гидроприво-

дов внедрены на малом инновационном предприятии МИП ООО «Агросервис» (г. Саранск, Республика Мордовия). Результаты диссертационной работы используются при изготовлении новых и модернизации имеющихся стендов для испытания и обкатки объемных гидроприводов на производственном предприятии ООО «Гидроспецстенд» (г. Москва).

Личный вклад соискателя состоит в непосредственном участии во всех этапах проведения теоретических и экспериментальных исследований: разработке и реализации плана исследований, обработке и интерпретации полученных результатов, подготовке и написании глав и научных статей, оформлении заявок на объекты интеллектуальной собственности, апробации полученных результатов исследования на международных, всероссийских, региональных и вузовских научно-практических конференциях, внедрении результатов диссертационной работы.

Апробация результатов. Основные положения диссертационной работы доложены на международных научно-технических конференциях: «Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы» (г. Саранск, ИМЭ, 2017 – 2019 гг.); «Агроинженерные инновации в сельском хозяйстве» (г. Москва, ФГБНУ ФНАЦ ВИМ, 2017 – 2019 гг.); на всероссийских научно-практических конференциях: «Российская экономика в условиях новых вызовов» (г. Саранск, ФГБОУ ВО «МГУ им. Н. П. Огарёва», экономический факультет, 2018 г.); «Огарёвские чтения» (г. Саранск, ФГБОУ ВО «МГУ им. Н. П. Огарёва», 2017 – 2020 гг.) и на расширенном заседании кафедры технического сервиса машин ФГБОУ ВО «МГУ им. Н. П. Огарёва».

Публикации. По теме диссертационной работы опубликовано 14 печатных работ, из них 7 статей в изданиях, рекомендованных ВАК для публикации результатов диссертационных исследований на соискание ученой степени кандидата и доктора наук, одна из которых входит в реферативную базу *Web of Science*. Получен 1 патент на полезную модель RUS №187833 и 1 свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ RUS

№2019614369. Общий объем публикаций составил 13,4 п. л., из них лично соискателю принадлежит 6,8 п. л.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы и приложений. Работа изложена на 318 страницах машинописного текста, включает 100 рисунков, 53 таблицы и 9 приложений, список литературы содержит 161 наименование.

Автор выражает особую благодарность за оказанную помощь при выполнении диссертационной работы сотрудникам кафедры технического сервиса машин, коллективу научно-исследовательской лаборатории ПНР-1 «Технологии и свойства создания покрытий с заданными служебными свойствами» и заведующему кафедрой теплоэнергетических систем д.т.н., профессору А.П. Левцеву.

Глава 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Анализ гидравлических систем современной техники

Современная энергонасыщенная и высокопроизводительная техника отечественного и зарубежного производства оснащена гидравлическими, электрическими, пневматическими, электрогидравлическими системами автоматического или механического управления. Данные системы применяют для изменения вертикального или горизонтального положения и режима работы отдельных рабочих органов и агрегатов, включения привода, облегчения маневрирования в процессе эксплуатации и повышения эффективности использования техники в различных технологических операциях [27].

Анализ конструкции современной техники отечественного и зарубежного производства показал, что одной из наиболее ответственных систем, влияющих на надежность и эксплуатационные показатели техники, является гидравлическая система. Гидравлические системы используются для управления и передачи энергии различным узлам и агрегатам. Отказ гидросистемы в процессе эксплуатации приводит к потере работоспособности всей техники в целом, вследствие чего возникают затраты на проведение ремонтных работ и убытки из-за её простоя [28, 29].

В настоящее время современная отечественная и зарубежная сельскохозяйственная (зерно- и кормоуборочные комбайны, фронтальные погрузчики, тракторы, самоходные косилки и др.), строительно-дорожная (бульдозеры, экскаваторы, автогрейдеры, автокраны, асфальтоукладчики, баровые машины, трубопрокладчики и др.), карьерная (гидравлические карьерные экскаваторы, фрезерные комбайны, карьерные погрузчики, драглайны, канатные экскаваторы и др.), горнодобывающая (горные и роторные комбайны, бурильные машины и др.), лесозаготовительная (форвардеры, харвестеры, валочно-пакетирующие машины, трелевочные тракторы и др.), коммунальная (автолестницы, автоподъемники, снегоочистители, погрузчики, уборочные и

поливочные машины и др.), военная (экскаваторы войсковые, инженерные переправочно-десантные средства, боевые машины пехоты, боевые машины десанта и др.), путевая (щебнеочистительная машина, путеукладочный кран, путевой мотовоз и др.), речная и морская (катера, баржи, буксиры, пассажирские судна, плавучие краны и др.) техника включает в свое конструктивное исполнение различные гидросистемы. На рисунке 1.1 представлена применяемость гидросистем в технике отечественного и зарубежного производства.

Рисунок 1.1 – Применяемость гидросистем в современной технике отечественного и зарубежного производства.

Анализируя рисунок 1.1 можно сделать вывод, что гидросистемы применяют все наиболее известные производители техники отечественного и зарубежного производства: *ACROS* (Россия), *John Deree* (США), *Krone BiG X* (Германия), *Caterpillar* (США), *J. C. Bamford Excavators Ltd* (Великобритания), *Mustang* (США), *Ammann* (Швейцария) и др.

Рассмотрим конструкцию, назначение и принцип работы гидросистемы на примере зерноуборочного комбайна *ACROS* 530, 580 [30, 31].

Зерно- и кормоуборочные комбайны, используемые в сельском хозяйстве, – это сложная и дорогостоящая техника, состоящая из различных систем и агрегатов [31]. Конструкция комбайнов как отечественного, так и зарубежного производства включают в себя три независимые гидросистемы: систему объемного рулевого управления, основную и гидросистему объемного привода ходовой части (см. рис. 1.2).

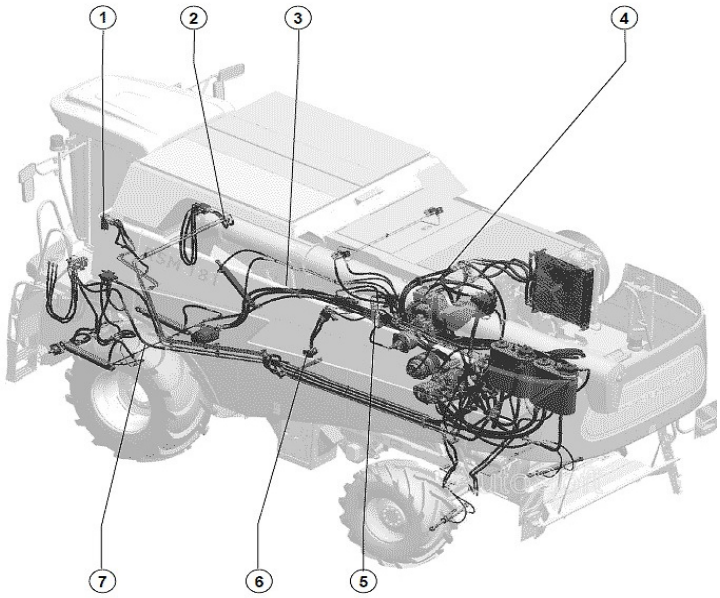


Рисунок 1.2 – Виды гидросистем комбайна на примере *ACROS* 530, 580: 1 – гидросистема объемного рулевого управления; 2, 4, 5, 6, 7 – основная гидросистема привода мотовила, ротора, вентилятора очистки и управления рабочими органами; 3 – гидросистема объемного привода ходовой части (объемный гидропривод).

Гидросистема объемного рулевого управления предназначена для изменения направления движения комбайна путем изменения угла поворота управляемых колес за счет передвижения рабочей жидкости по гидролиниям (трубопроводам) к агрегатам. Схема гидросистемы рулевого управления комбайна *ACROS* 530, 580 представлена на рисунке 1.3. Гидросистема включает в себя следующие элементы: гидравлический бак 1 (с фильтром), тандем шестеренных насосов 2, насос-дозатор 3 (с предохранительным клапаном и усилителем потока рабочей жидкости), гидроцилиндры поворота управляемых колес 4 и систему гидравлических линий.

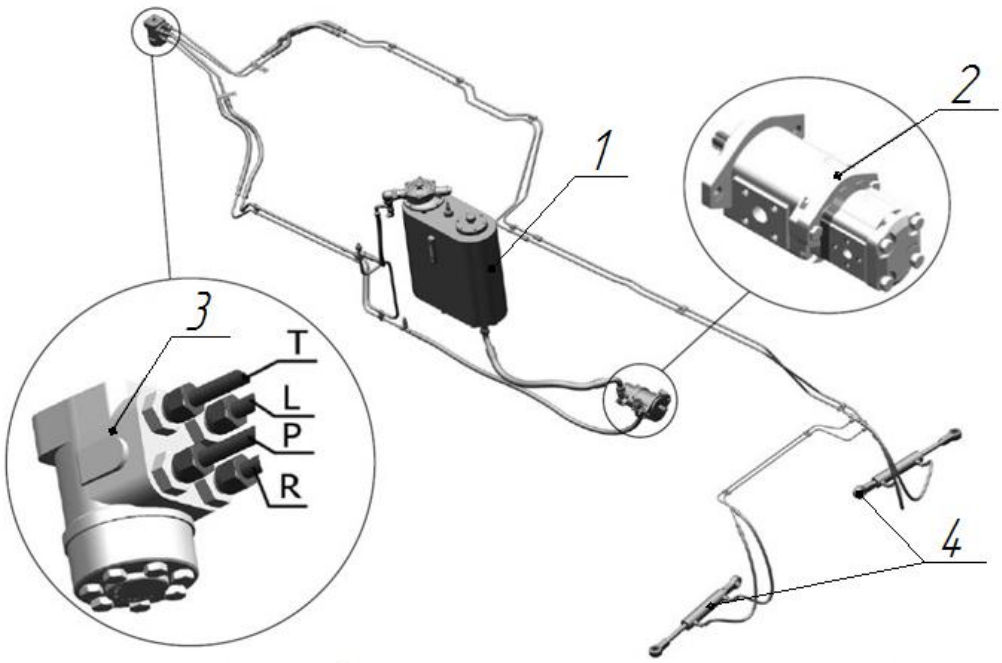


Рисунок 1.3 – Схема гидросистемы рулевого управления: 1 – гидравлический бак; 2 – тандем шестеренных насосов; 3 – насос-дозатор (где T – гидролиния дренажа; L и R – гидролинии нагнетания, поворот влево и вправо; P – гидролиния питания); 4 – гидроцилиндры поворота управляемых колес.

Основная гидросистема комбайна обеспечивает подъем и опускание жатки, вертикальное и горизонтальное перемещение мотовила, включение и выключение приводов молотилки и выгрузных шнеков, поворот наклонного выгрузного шнека, управление вариатором мотовила и молотильного барабана при изменении их частоты вращения. Схема основной гидросистемы комбайна *ACROS* 530, 580 представлена на рисунке 1.4. Основная гидросистема включает в себя следующие элементы: гидравлический бак 1 (с фильтром), тандем шестеренных насосов 2, блок предохранительных клапанов 3, аварийный клапан с электромагнитным управлением 4, гидрораспределитель 5 (с механическим или электромагнитным управлением золотниками), гидромотор 6, гидроцилиндры горизонтального перемещения мотовила 7, гидроцилиндры вертикального перемещения мотовила 8, вариатор молотильного барабана 9, гидроцилиндр вариатора молотильного барабана 10 и систему гидролиний.

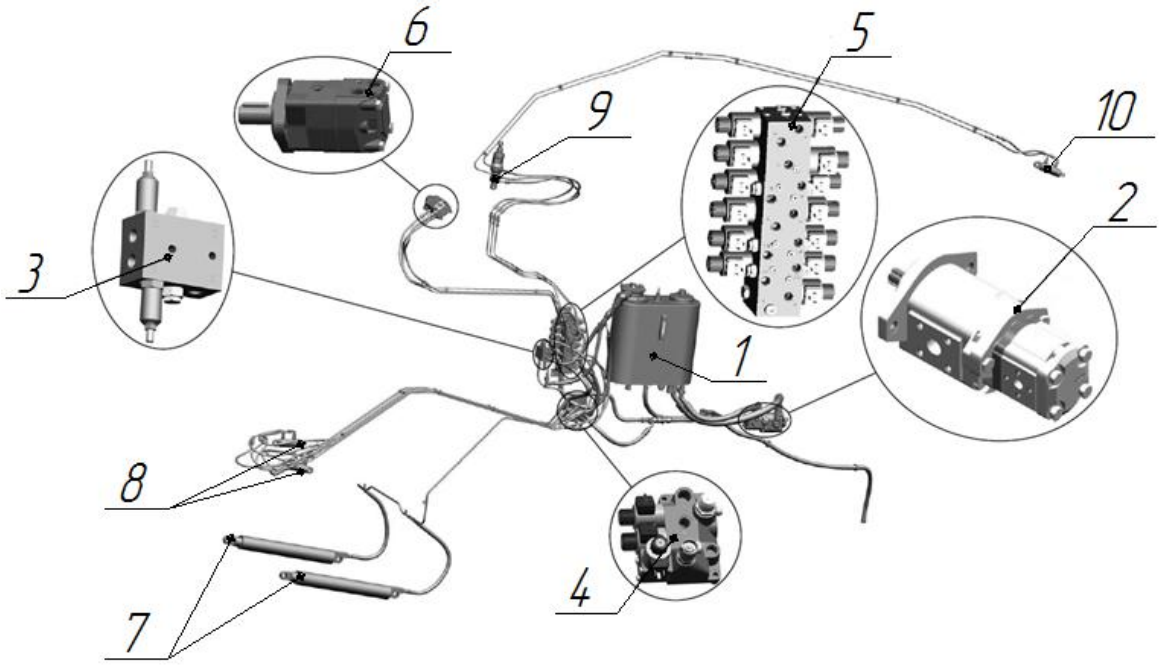


Рисунок 1.4 – Схема основной гидросистемы: 1 – гидравлический бак; 2 – тандем шестеренных насосов; 3 – блок предохранительных клапанов; 4 – аварийный клапан; 5 – шестисекционный гидрораспределитель; 6 – гидромотор; 7 – гидроцилиндры горизонтального перемещения мотовила; 8 – гидроцилиндры вертикального перемещения мотовила; 9 – вариатор молотильного барабана; 10 – гидроцилиндр вариатора молотильного барабана.

Анализ рассмотренных выше гидросистем (см. рис. 1.3 и 1.4) комбайна ACROS 530, 580 показал, что данные гидросистемы включают в себя большое количество различных гидроагрегатов и узлов, соединенных между собой гидролиниями. Данные системы являются мало нагруженными (величина рабочего давления в системах не превышает 20 МПа). Причины потери работоспособности агрегатов данных гидросистем изучены, разработаны технологические рекомендации по их техническому обслуживанию, диагностированию и ремонту [32 – 40]. Имеется как портативное диагностическое оборудование (гидротестеры, манометры) для контроля их технического состояния непосредственно на технике, так и оборудование, используемое для этих целей в условиях ремонтных предприятий и сервисных центров. Все это обуславливает надежную эксплуатацию гидроагрегатов и узлов рулевого управления и основной гидросистемы.

Наиболее сложной является гидросистема объемного привода ходовой части комбайна (объемный гидропривод), состоящая из сложных дорогостоящих гидроагрегатов – аксиально-поршневого регулируемого гидронасоса (входное звено) и нерегулируемого гидромотора (выходное звено). Она предназначена для передачи механической энергии (крутящего момента) от двигателя внутреннего сгорания к мосту ведущих колес посредством потока рабочей жидкости. Схема гидросистемы привода ходовой части комбайна *ACROS* 530, 580 представлена на рисунке 1.5.

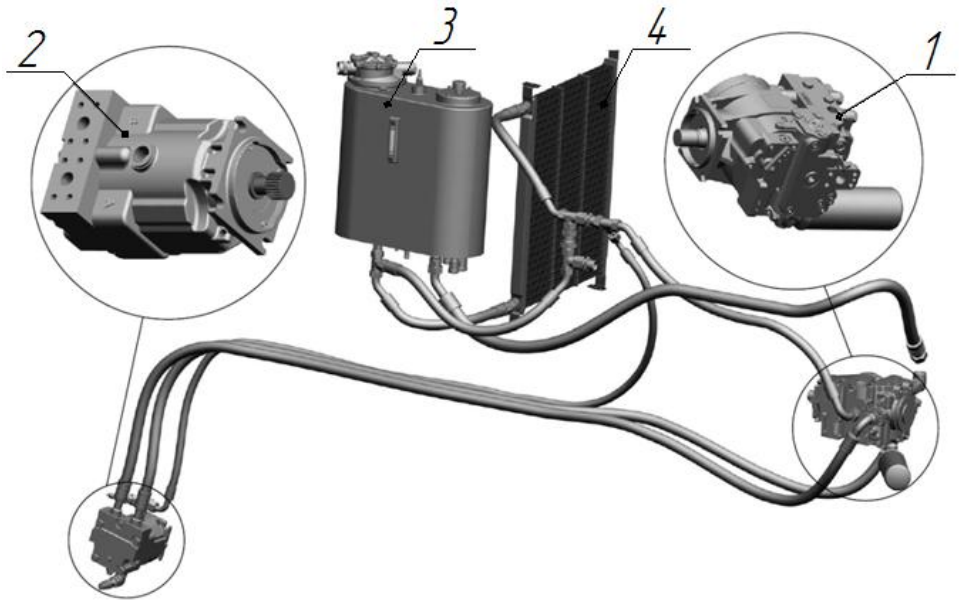


Рисунок 1.5 – Схема гидросистемы привода ходовой части: 1 – регулируемый аксиально-поршневой гидронасос; 2 – нерегулируемый аксиально-поршневой гидромотор; 3 – гидравлический бак; 4 – теплообменник.

Гидросистема объемного привода ходовой части включает в себя следующие элементы: регулируемый аксиально-поршневой гидронасос 1 с насосом подпитки и серворaспределителем управления; реверсивный нерегулируемый аксиально-поршневой гидромотор 2; гидравлический бак 3 (с фильтром); теплообменник 4 и гидролинии высокого давления.

В зависимости от конструкции, объемный гидропривод можно классифицировать по нескольким признакам [2, 6, 41, 42]:

– по характеру движения выходного звена подразделяется на враща-

тельного, поступательного и поворотного движения;

– по возможности регулирования подразделяются на регулируемые, в которых скорость выходного звена может изменяться, и нерегулируемые;

– по способу регулирования бывают механические, гидравлические, электрические и пневматические в ручном или автоматическом режиме;

– по типу гидросистем подразделяются на открытую, у которой рабочая жидкость последовательно перемещается по следующему циклу: гидробак – гидронасос – гидромотор – гидробак; закрытую: гидронасос – гидромотор – гидронасос.

Широкое применение гидропривода ходовой части в конструкциях зерно- и кормоуборочных комбайнов отечественного и зарубежного производства обусловлено рядом преимуществ, к которым относится: бесступенчатое регулирование скорости вращения и реверс гидромотора; компактность; высокий КПД (до 0,97); пригодность для работы при частотах вращения 3000…4000 об/мин и давлении до 48 МПа; малая инерционность.

На сегодняшний день производителями объемных гидроприводов являются: отечественные компании ОАО «Пневмостроймашина» или *PSM-Hydraulics* (г. Екатеринбург), ООО «СалаватГидравлика» (г. Салават), АО «Шахтинский завод Гидропривод» (Ростовская область, г. Шахты) и зарубежные компании ОАО «Гидросила» (Украина, г. Кировоград, с 2009 г. выделенное в отдельное предприятие ЧАО «Гидросила АПМ»), *Sauer-Danfoss* (Германия), *Rexroth-Bosch Group* (Германия), *Eaton* (США), *Linde* (Германия), *Kawasaki Precision Machinery* (Япония), *High Land Hydraulic Pump* (Китай) и др. [1, 7].

На рисунке 1.6 представлен объемный гидропривод компании *Sauer-Danfoss* 90-ой серии, который состоит из регулируемого аксиально-поршневого гидронасоса 1, в сборе с героторным насосом подпитки 3, серворaспределителем управления 11 и клапанами высокого давления 11; нерегулируемого аксиально-поршневого гидромотора 2. Гидронасос соединяется с гидромотором линиями нагнетания «А» и «В». Имеется

гидравлический бак для рабочей жидкости 21, теплообменник 20 с предохранительным клапаном 19 и фильтр тонкой очистки с вакуумметром 22 [43, 44, 45].

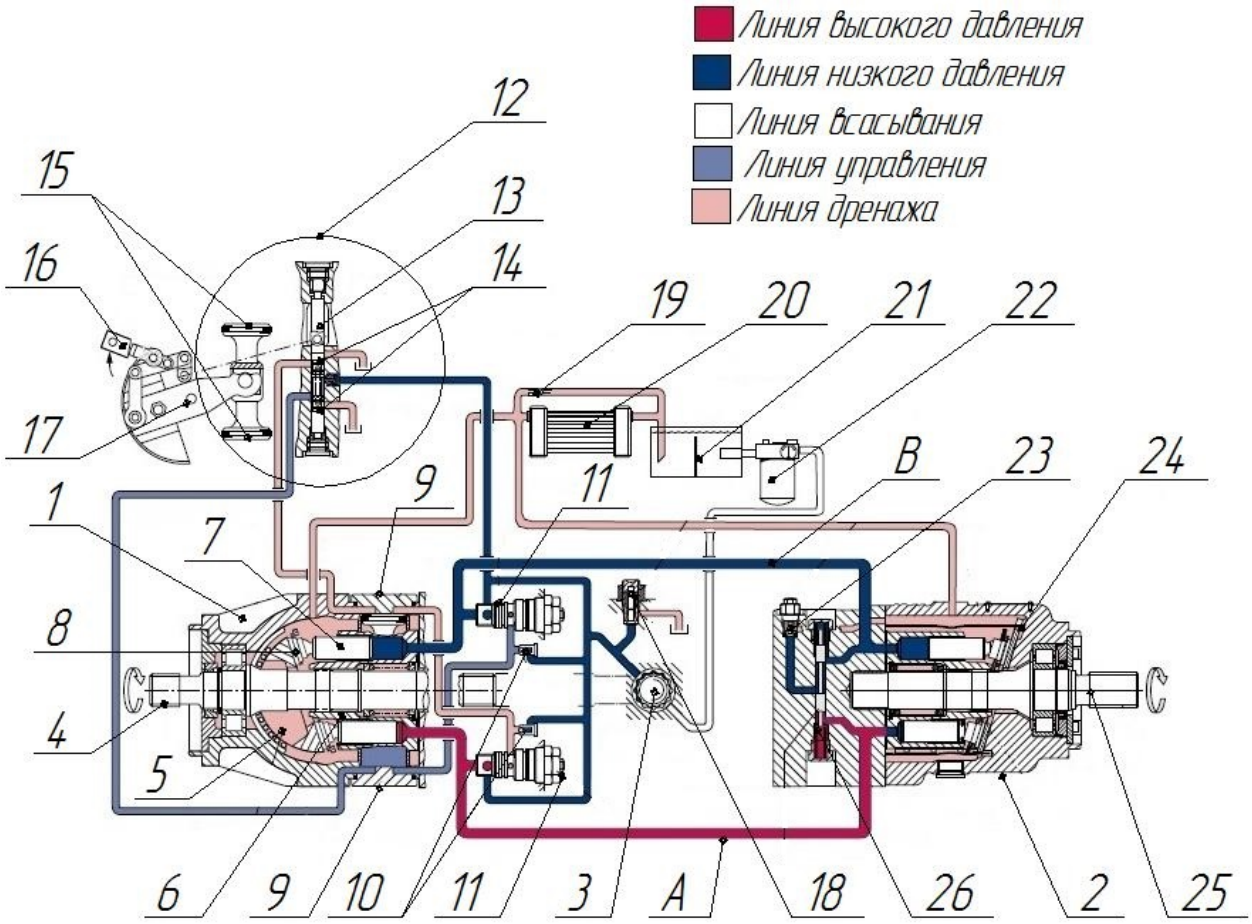


Рисунок 1.6 – Схема объемного гидропривода: 1 – регулируемый аксиально-поршневой гидронасос; 2 – нерегулируемый аксиально-поршневой гидромотор; 3 – героторный насос подпитки; 4 – вал гидронасоса; 5 – люлька; 6 – блок цилиндров; 7 – поршни; 8 – пята поршня; 9 – сервоцилиндры; 10 – обратные клапаны сервосистемы; 11 – обратно-предохранительные клапаны; 12 – серворапределитель; 13 – золотник серворапределителя; 14 – жиклеры серворапределителя; 15 – сервопоршень; 16 – рычаг управления серворапределителя; 17 – тяга сервопоршня; 18 – предохранительный клапан насоса подпитки; «А» – линия высокого давления; «В» – линия низкого давления; 19 – предохранительный клапан теплообменника; 20 – теплообменник; 21 – гидробак; 22 – фильтр с вакуумметром; 23 – переливной клапан; 24 – наклонная шайба гидромотора; 25 – вал гидромотора; 26 – золотник.

Конструкция объемного гидропривода включает в себя четыре системы. Рассмотрим каждую систему более подробно.

Система «гидронасос – гидромотор» состоит из приводного вала 4, выходного вала 25, люльки 5, блока цилиндров 6 в сборе с поршнями 7, наклонной шайбы 24, двух линий нагнетания «А» и «В» (см. рис. 1.6). Назначение системы «гидронасос – гидромотор» – преобразовывать механическую энергию двигателя внутреннего сгорания в гидравлическую, создавая поток рабочей жидкости гидронасосом в одной из линий нагнетания, и наоборот, гидравлическую энергию потока в механическую гидромотором. В системе «гидронасос – гидромотор» происходит замкнутая циркуляция рабочей жидкости.

Система подпитки включает в себя: героторный насос подпитки 3 с предохранительным клапаном 18, обратные 10 и переливной 23 клапаны (см. рис. 1.6). Назначение системы подпитки – создавать необходимое давление в линии управления, компенсировать утечки в гидронасосе и гидромоторе, обеспечивать фильтрацию и охлаждение рабочей жидкости.

Система управления включает в себя: серворaспределитель 12, золотник 13, жиклеры 14, рычаг управления 16, сервоцилиндры 9 с поршнями 15, соединенные тягами 17 с люлькой 5 (см. рис. 1.6). Назначение системы управления – регулировать подачу гидронасоса, давление в линиях нагнетания «А» и «В», частоту, направления вращения и крутящий момент на валу гидромотора. Система управления гидронасосов объемного гидропривода подразделяется на механическую, гидравлическую и электрическую.

На рисунке 1.7 представлена схема работы механической системы управления серворaспределителя и график зависимости рабочего объема гидронасоса от угла наклона рычага управления в каждую сторону [44].

Из рисунка 1.7 (в) видно, что отклонение рычага управления на угол $\alpha = \pm 30^{o}$ вызывает изменения рабочего объема гидронасоса от 0 до 100 $см^3$/об за счет перемещения люльки. Начало перемещения люльки соответствует углу отклонения рычага управления $\alpha = 2^{o}$, конец перемещения соответствует $\alpha = 30^{o}$. В зависимости от угла наклона рычага управления, в сервоцилиндрах создается соответствующее давление, которое перемещает

люльку качающего узла на необходимый угол. Исходя из принципа работы, можно сделать вывод, что величина рабочего объема гидронасоса пропорциональна углу отклонения рычага управления.

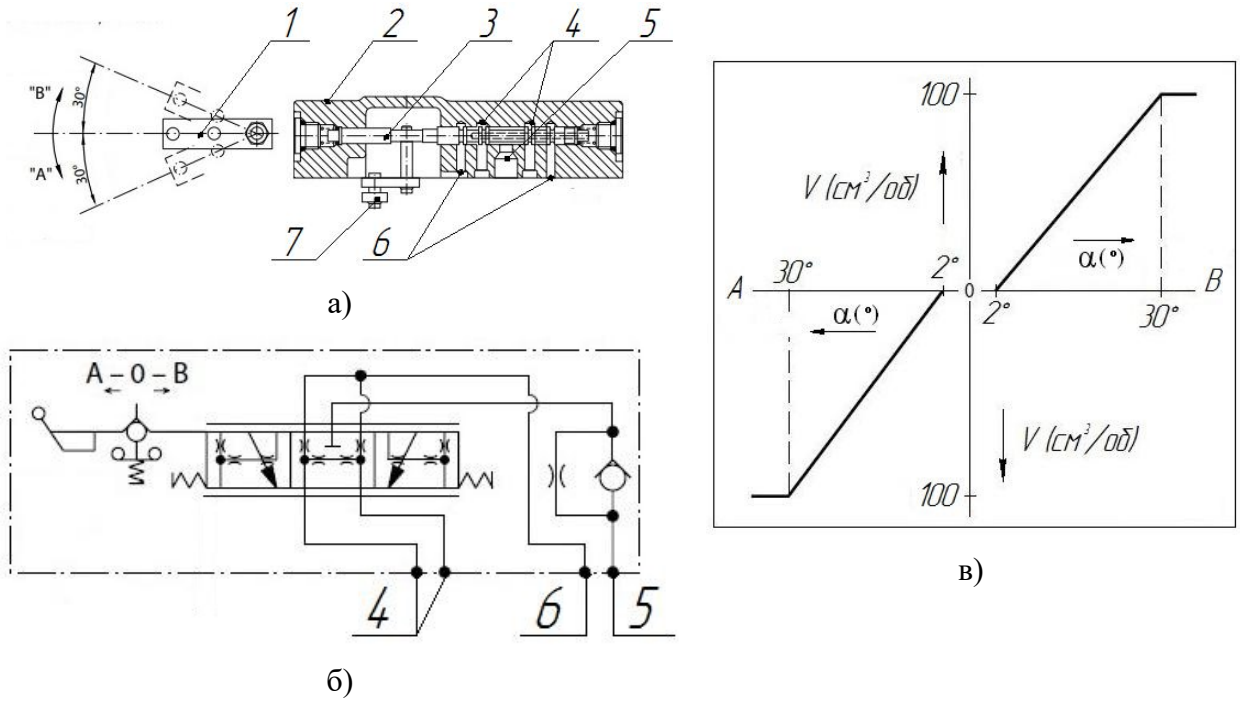


Рисунок 1.7 – Схема работы механической системы управления объемного гидропривода: а) отклонение рычага управления, где 1 – рычаг управления; 2 – серворапределитель; 3 – золотник; 4 – подвод к сервопоршням; 5 – нагнетательная магистраль насоса подпитки; 6 – сливная магистраль сервопоршней; 7 – тяга; б) гидравлическая схема механической системы управления; в) график зависимости рабочего объема гидронасоса от угла наклона рычага управления в каждую сторону, где α = 0º… 30º – угол наклона рычага управления серворапределителем; «А» и «В» – направления отклонения рычага управления; V – рабочий объем гидронасоса, см^3/об.

На рисунке 1.8 представлена схема работы гидравлической системы управления серворапределителя и график зависимости рабочего объема гидронасоса от величины давления управляющего сигнала [44].

Из рисунка 1.8 (в) видно, что давление управляющего сигнала вызывает изменения рабочего объема гидронасоса от 0 до 100 см^3/об за счет перемещения люльки. Начало перемещения люльки соответствует давлению в

0,3 МПа, конец перемещения соответствует давлению в 1,1 МПа. В зависимости от величины управляющего сигнала, в сервоцилиндрах создается соответствующее давление, которое перемещает люльку качающего узла на необходимый угол. Исходя из принципа работы, можно сделать вывод, что величина рабочего объема гидронасоса пропорциональна давлению управляющего сигнала.

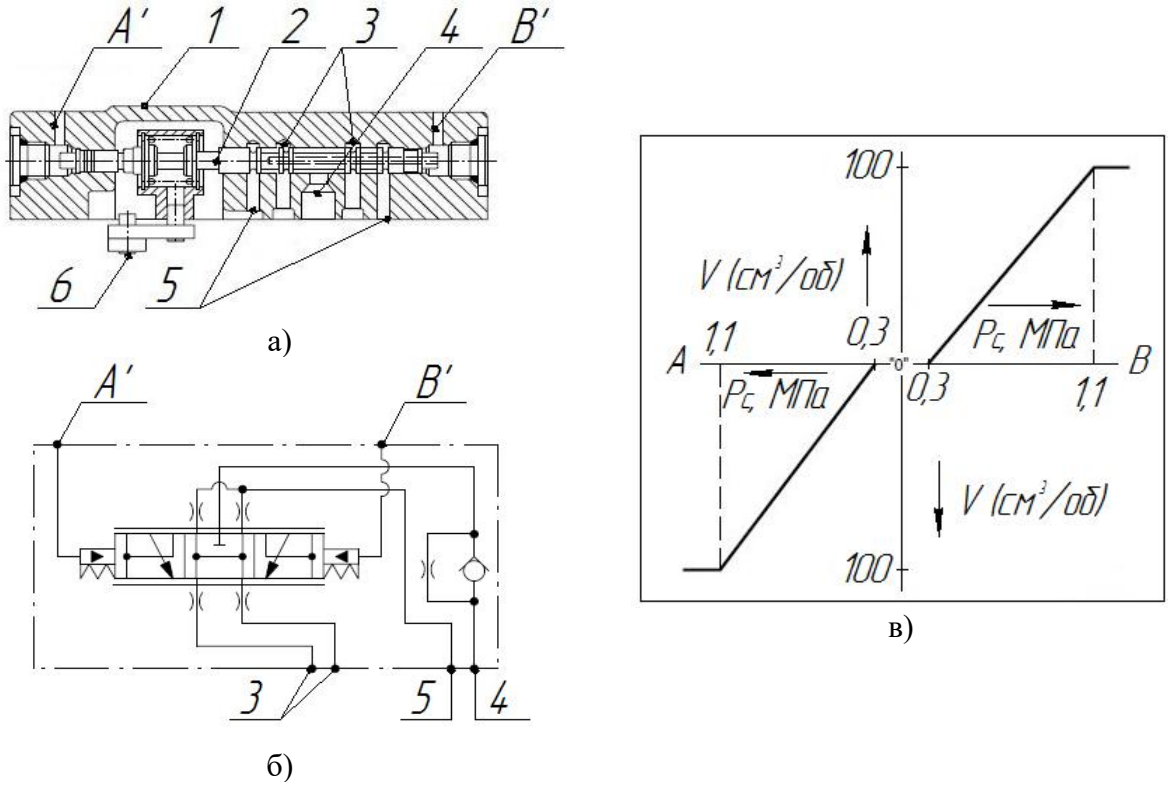


Рисунок 1.8 – Схема работы гидравлической системы управления: а) подача управляющего сигнала, где «A′» и «B′» – гидравлические сигнальные входы; 1 – серворасределитель; 2 – золотник; 3 – подвод к сервопоршням; 4 – нагнетательная магистраль насоса подпитки; 5 – сливная магистраль сервопоршней; 6 – тяга; б) гидравлическая схема системы управления; в) график зависимости рабочего объема гидронасоса от давления входного сигнала, где: P_c = 0… 1,1 МПа – давление входного сигнала управления серворасределителем; V – рабочий объем гидронасоса, см^3/об.

На рисунке 1.9 представлена схема работы электрической системы управления серворасределителя и график зависимости рабочего объема гидронасоса от величины электрического сигнала управления [44].

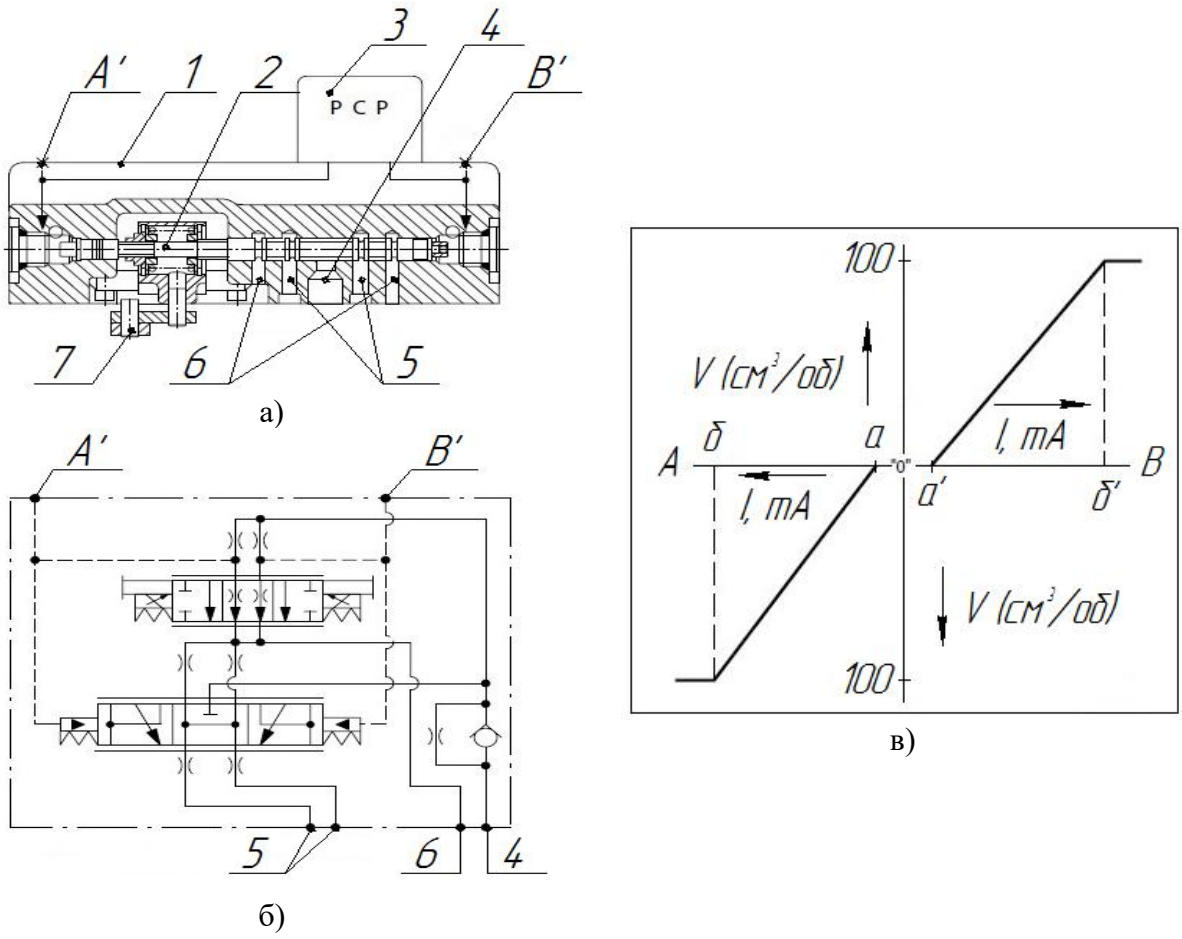


Рисунок 1.9 – Схема работы электрической системы управления: а) подача электрического сигнала, где «A′» и «B′» – электрические сигнальные входы; 1 – серворасределитель; 2 – золотник; 3 – коннекторы соленоидов электроуправления; 4 – нагнетательная магистраль насоса подпитки; 5 – подвод к сервопоршням; 6 – сливная магистраль сервопоршней; 7 – тяга; б) гидравлическая схема электрической системы управления; в) график зависимости рабочего объема гидронасоса от величины электрического сигнала, где: *I*, mA – величина электрического сигнала управления серворасределителем; *V* – рабочий объем гидронасоса, см^3/об.

Из рисунка 1.9 (в) видно, что электрический сигнал управления вызывает изменения рабочего объема гидронасоса от 0 до 100 см^3/об за счет перемещения люльки. Начало перемещения люльки гидронасоса соответствует обозначению (а), конец перемещения соответствует обозначению (б). Технические характеристики системы электроуправления серворасределителем представлены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Технические характеристики системы электроуправления

Наименование параметров	Диапазоны контролирования параметров	
	12В	24В
Начало управления (а), I_{min}, mA	600 ± 10	300 ± 10
Окончание управления (б), I_{max}, mA	1500	750
Максимальный ток, I_{peak}, mA	2500	1000
Сопротивление обмотки (при 20 ºС), Ом	2,3 ± 7%	13,4 ± 7%
Частота управляющего сигнала, Гц	50 …200	

В зависимости от величины электрического сигнала управления, в сервоцилиндрах создается соответствующее давление, которое перемещает люльку качающего узла на необходимый угол. Исходя из принципа работы, можно сделать вывод, что величина рабочего объема гидронасоса пропорциональна току управления, подаваемому на электромагнит.

Таким образом, при контроле технического состояния объемных гидроприводов стенд должен учитывать особенности конструкции системы управления серворaспределителем и реализовывать в процессе испытаний механическое, гидравлическое и электрическое управление.

Назначение клапанно-предохранительной системы – защищать объемный гидропривод от перегрузок. Клапанно-предохранительная система включает в себя два обратно-предохранительных клапана 11, которые располагаются в крышке гидронасоса (см. рис. 1.6). Один обратно-предохранительный клапан ограничивает давление в линии нагнетания «А», второй – в линии нагнетания «В». Схема клапанно-предохранительной системы представлена на рисунке 1.10. Принцип работы клапанно-предохранительной системы заключается в следующем: при превышении установленного давления в линии «А» происходит перемещение (открытие) запорно-регулирующего элемента обратно-предохранительного клапана 1 (см. рис. 1.10). Через образовавшееся проходное сечение поток рабочей жидкости перепускается из линии «А» в линию «В», вследствие чего в линии «А» происходит снижение величины давления до нормативного, после чего запорно-регулирующий элемент перемещается в исходное положение (закрывается).

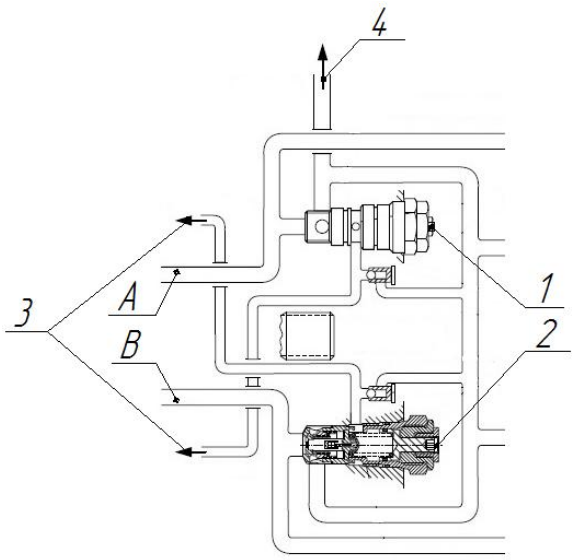


Рисунок 1.10 – Схема клапанно-предохранительной системы: 1 – обратно-предохранительный клапан линии «А»; 2 – обратно-предохранительный клапан линии «В»; 3 – линии сервопоршня; «А» – линия высокого давления, «В» – линия низкого давления; 4 – линия управления.

Таким образом, при контроле технического состояния объемных гидроприводов стенд должен быть оснащен диагностическими средствами (манометрами, гидротестерами), которые позволили бы оценить в процессе испытаний работу клапанно-предохранительной системы.

Принцип работы гидронасоса объемного гидропривода заключается в следующем (см. рис. 1.6): при вращении блока цилиндров 6 пяты поршней 8 скользят по опоре, расположенной в люльке 5, которая наклонена относительно блока цилиндров, поршни 7 в результате этого перемещаются по цилиндрам в осевом направлении, вызывая изменение объема рабочих камер. При этом в одной половине камер блока цилиндров объем будет увеличиваться, а в другой – уменьшаться. Благодаря отверстиям в стальных распределителях, расположенным между блоком цилиндров и крышкой гидронасоса, рабочие камеры соединяются с линиями нагнетания «А» и «В». Меняя угол наклона люльки 5, можно изменять подачу гидронасоса за один оборот его приводного вала. Управление гидронасосом осуществляется сервораспределителем 12. Отклоняя рычаг управления 16 в одну из сторон, происходит перемещение золотника 13 сервораспределителя 12, который соединяет

линию управления с полостью одного из сервоцилиндров 9. Давление, развиваемое героторным насосом подпитки 3 в линии управления, воздействует на сервопоршень 15, соединенный с люлькой 5 при помощи тяги 17, вызывая его перемещение и изменения угла наклона люльки. Если воздействие на рычаг управления отсутствует, то люлька автоматически возвращается в нейтральное положение, т.е. поршни в цилиндрах останутся неподвижными, несмотря на вращения вала гидронасоса, подача будет равна нулю.

Принцип работы гидромотора 2 (см. рис. 1.6): рабочая жидкость из гидронасоса 1 по гидролиниям подается в рабочие камеры гидромотора. Через отверстия в стальных распределителях рабочая жидкость попадает в блок цилиндров в сборе с поршнями. Воздействующая на поршни рабочая жидкость вызывает их перемещение в осевом направлении, изменяя при этом объем рабочих камер. Благодаря взаимодействию пят поршней с наклонной шайбой 24 (с постоянным углом наклона), блок цилиндров приводится во вращательное движение. За счет шлицевого соединения вращающийся блок цилиндров передает вращение валу 25, преобразуя энергию рабочей жидкости в механическую энергию вращения вала. Частота вращения вала гидромотора зависит от количества подаваемой рабочей жидкости, а создаваемый крутящий момент – от давления рабочей жидкости. Вращение вала 25 приводит в движение мост ведущих колес комбайна. Реверс вала осуществляется путем подачи рабочей жидкости в другую полость гидромотора. Пройдя рабочие камеры гидромотора, рабочая жидкость через линию низкого давления «В» возвращается во всасывающую полость гидронасоса. Часть рабочей жидкости через золотник 26 и переливной клапан 23 сбрасывается во внутреннюю полость гидромотора (дренаж). Из полости гидромотора рабочая жидкость по дренажной линии поступает в теплообменник 20, где охлаждается и возвращается в гидравлический бак 21, обеспечивая при этом необходимый температурный режим работы объемного гидропривода.

Качающие узлы гидронасоса и гидромотора одного рабочего объема имеют одинаковую конструкцию и являются взаимозаменяемыми.

По данным заводов-изготовителей объемных гидроприводов отечественного и зарубежного производства при контроле технического состояния наиболее важными техническими характеристиками (параметрами диагностирования) гидроагрегатов являются: подача/расход рабочей жидкости; выходной крутящий момент; давление в линии нагнетания и коэффициент полезного действия (КПД) [43, 46, 47, 48].

На рисунке 1.11 представлен график зависимости КПД и фактической объемной подачи рабочей жидкости от частоты вращения приводного вала на примере гидронасоса НПА-112 [47].

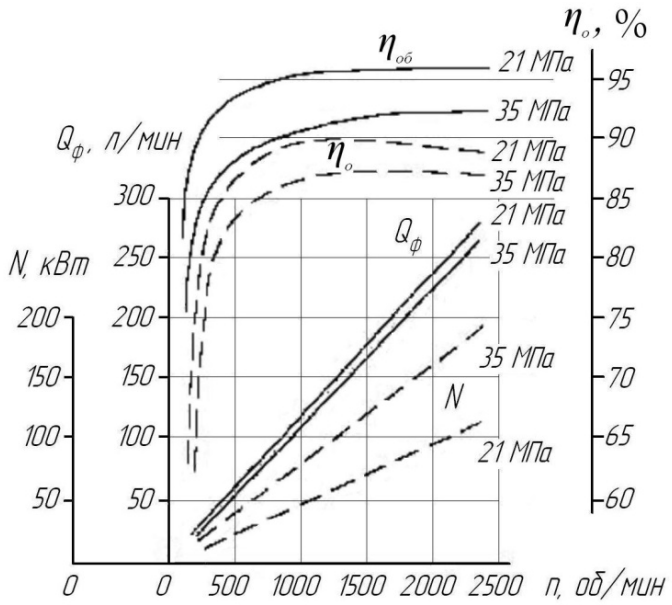


Рисунок 1.11 – График зависимости КПД и фактической подачи рабочей жидкости от частоты вращения приводного вала гидронасоса НПА-112: $Q_ф$ – фактическая объемная подача, л/мин; N – потребляемая мощность, кВт; $\eta_{об.}$ – объемный КПД; η_o – полный КПД.

Из рисунка 1.11 следует, что с ростом частоты вращения приводного вала гидронасоса происходит увеличение фактической подачи $Q_ф$ гидронасоса и потребляемой мощности N. При одной и той же частоте вращения с увеличением давления в линии нагнетания фактическая объемная подача и КПД гидронасоса снижается из-за увеличения суммарных утечек через технологические зазоры в соединениях гидропривода. За критерий предельного состояния объемного гидропривода заводом-изготовителем установлено снижение объемного КПД на номинальных режимах работы более, чем на 20 % [1, 7].

Таким образом, анализ конструкции, применяемости и принципа работы гидросистем техники отечественного и зарубежного производства показал, что наиболее дорогостоящим и сложным в плане конструкции, технического обслуживания и контроля технического состояния из трех представленных выше является объемный гидропривод (привод ходовой части). Для гидроагрегатов объемного гидропривода заводами-изготовителями установлено большое количество параметров диагностирования, определение которых возможно только с применением специализированных стендов.

Поэтому совершенствуемый стенд в свое конструктивное исполнение должен включать диагностические средства и технические устройства, позволяющие имитировать условия реальной эксплуатации объемных гидроприводов и с высокой точностью определять (контролировать) наиболее важные параметры технического диагностирования, регламентированные заводами-изготовителями отечественных и зарубежных гидроагрегатов.

Отказ объемного гидропривода в процессе эксплуатации приводит к потере работоспособности всего комбайна в целом. Наибольшие сложности возникают с техническим обслуживанием и контролем технического состояния объемных гидроприводов зарубежного производства. С каждым годом проблема только обостряется. Современная зарубежная техника требует совершенно иного, более качественного подхода, при этом стоимость её обслуживания и контроля технического состояния значительно дороже отечественных аналогов.

Отсутствие у ремонтных предприятий информации о марочном и количественном составе объемных гидроприводов не позволяет качественно осуществлять техническое обслуживание и контроль технического состояния гидроагрегатов. Поэтому, на начальном этапе исследований, рассмотрим на примере агропромышленного комплекса Республики Мордовия марки, модели, количество, возрастные группы комбайнов отечественного и зарубежного производства, включающие в свое конструктивное исполнение объемный гидропривод.

1.2 Исследование парка отечественной и зарубежной техники в условиях агропромышленного комплекса Республики Мордовия

В агропромышленном комплексе Республики Мордовия (АПК РМ) насчитывается 242 сельхозпредприятия, 1126 крестьянских (фермерских) хозяйств, более 160000 личных подсобных хозяйств, где для эффективного ведения сельскохозяйственной деятельности и реализации современных технологий возделывания культур используется энергонасыщенная и высокопроизводительная техника отечественного и зарубежного производства.

По данным Министерства сельского хозяйства и продовольствия (Минсельхозпрод) РМ на 01.01.2021 г. общее количество сельскохозяйственной техники отечественного и зарубежного производства в муниципальных районах составляет: самоходных косилок – 534 шт.; грузовых автомобилей сельскохозяйственного назначения – 1427 шт.; тракторов – 3216 шт.; культиваторов – 971 шт.; свеклопогрузчиков – 22 шт.; картофелеуборочных комбайнов – 20 шт.; свеклоуборочных комбайнов – 55 шт.; зерноуборочных комбайнов – 1214 шт.; кормоуборочных комбайнов – 230 шт. [49].

В последние годы в РМ наблюдается рост производства зерновых и зернобобовых культур (см. рис. 1.12). Это связано прежде всего с увеличением посевных площадей, применением новых сортов и технологий. Согласно данным Минсельхозпрода РМ, в 2020 году посевная площадь зерновых и зернобобовых культур составила 476,4 тыс. га, что на 33,4 тыс. га больше, чем в 2018 году [49].

Анализируя рисунок 1.12, можно сделать вывод, что с увеличением посевных площадей, применением новых сортов и технологий урожайность в РМ с 2018 г. по 2020 г. увеличилась на 8,9 ц/га. Поэтому для обеспечения таких высоких показателей урожайности в РМ особое внимание уделяется приобретению новой техники и обслуживанию (ремонту) имеющейся [50].

Уборка урожая – это сложный, ответственный и трудоемкий процесс, который невозможно реализовать без применения зерно- и кормоуборочных

комбайнов. Процесс проведения уборочной компании ограничен агротехническими сроками в 6-7 дней от начала полной спелости урожая [51]. Качество собранного урожая напрямую зависит от сроков проведения уборочной компании и уровня технического состояния зерно- и кормоуборочных комбайнов. Если не учитывать данные факторы, то возникают экономические убытки от потери урожая.

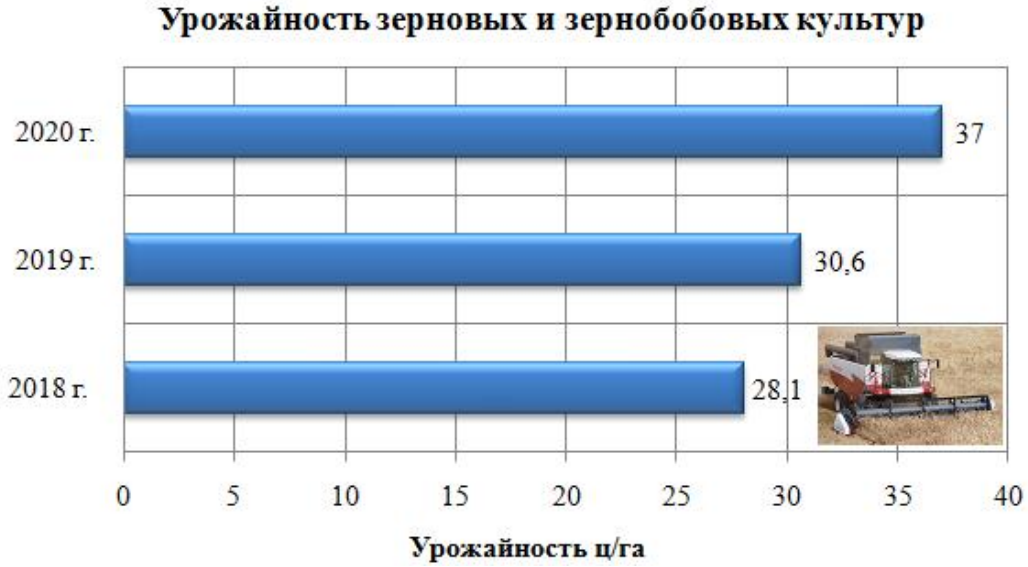


Рисунок 1.12 – Средняя урожайность зерновых и зернобобовых культур по РМ.

В таблице 1.2 представлено количество зерно- и кормоуборочных комбайнов отечественного и зарубежного производства по муниципальным районам РМ.

Анализ таблицы 1.2 показал, что 91,6 % составляют зерноуборочные комбайны отечественного производства и 8,4 % – комбайны зарубежного производства, доля кормоуборочных комбайнов составляет 75,5 % и 24,5 %, соответственно [52].

К муниципальным районам, обладающим наибольшим парком комбайнов отечественного производства, относятся: Атяшевский, Старошайговский, Лямбирский, Ардатовский, Краснослободский, Ичалковский, Ромодановский, Большеигнатовский и Ковылкинский. В Чамзинском, Ромодановском, Инсарском, Дубенском, Ичалковском и Краснослободском районах отмечается наибольшее количество зарубежных комбайнов.

Таблица 1.2 – Количество зерно- и кормоуборочных комбайнов в районах РМ

Наименование района	Зерноуборочные комбайны		Кормоуборочные комбайны	
	Отечественные	Зарубежные	Отечественные	Зарубежные
	Количество, шт.			
Ардатовский	72	-	10	2
Атюрьевский	29	-	5	1
Атяшевский	105	5	9	3
Большеберезниковский	27	2	8	-
Большеигнатовский	64	1	7	2
Дубенский	47	7	5	2
Ельниковский	25	3	9	2
Зубово-Полянский	31	1	4	3
Инсарский	34	10	9	1
Ичалковский	67	7	13	2
Кадошкинский	26	-	4	-
Ковылкинский	61	-	7	2
Кочкуровский	21	6	3	2
Краснослободский	64	5	17	4
Лямбирский	78	-	12	6
Ромодановский	69	7	6	6
Рузаевский	58	2	7	5
Старошайговский	80	3	15	2
Темниковский	29	-	3	3
Теньгушевский	24	-	4	-
Торбеевский	43	3	9	-
Чамзинский	40	30	2	6
Октябрьский	28	-	5	3
Итого	1214		230	

На основании анализа данных Минсельхозпрода РМ установлены марки, модели и возрастные группы зерно- и кормоуборочных комбайнов отечественного и зарубежного производства (табл. 1.3) [49].

Из таблицы 1.3 видно, что сельскохозяйственные предприятия РМ для производства своей продукции широко используют комбайны следующих производителей: ООО «Комбайновый завод «Ростсельмаш», Россия (Дон, *Acros*, *Torum*); ОАО «Гомсельмаш», Республика Беларусь (Полесье); *John Deere*, США; *Claas*, Германия (*Jaguar*, *Mega Dominator*); *New Holland*, Бельгия; *Krone*, Германия (*BiG X*500).

Таблица 1.3 – Марки, модели и возрастные группы зерно- и кормоуборочных комбайнов отечественного и зарубежного производства

Марка и страна изготовитель	Модель	Возрастные группы		
		до 3-х лет, шт.	от 3-х до 10 лет, шт.	более 10 лет, шт.
Зерноуборочные комбайны				
Дон, Россия	1500 Б	-	540	180
Acros, Россия	530	-	150	-
	550	25	-	-
	580	-	25	-
	585	20	-	-
	590 *Plus*	15	-	-
	595 *Plus*	15	-	-
Torum, Россия	740	-	14	-
RSM, Россия	161	6	-	-
Полесье, Республика Беларусь	*GS* 8	13	21	-
	GS 10	9	17	-
	GS 12	15	22	-
	GS 18	10	25	-
New Holland, Бельгия	*CX*6090	-	9	-
	*CX*8080			
Claas Mega Dominator, Германия	108	-	-	12
	204	-	-	10
John Deere, США	9640 *I*	-	10	-
	9660 *STS*	-	-	5
	*W*650	-	20	-
Sampo, Финляндия	*SR*3085*L*	-	5	-
Claas Tucano, Германия	450	-	5	-
Claas mega, Германия	350	-	-	2
	370	-	3	-
Massey Ferguson, Канада	7347 *S*	-	4	-
Case, США	2388	-	2	-
Deutz-Fahr, Германия	6095	-	5	-
Кормоуборочные комбайны				
Дон, Россия	680, 680 М	-	100	70
RSM, Россия	1401	3	-	-
Claas Jaguar, Германия	690	-	-	8
	695	-	-	9
	840	-	-	11
	850	-	6	-
	860	-	2	-
	870	-	6	-
John Deere, США	7300	-	5	-
	7350			
Krone BiG X, Германия	500	-	10	-
	650			
	700			
Итого 1444 комбайна				

В последние 2 года на рынке сельхозтехники развивается процесс импортозамещения. Это связано с введением в Российской Федерации мер по защите отечественного производителя техники и ограничениями из-за санкций. Поэтому в РМ осуществлялась закупка комбайнов преимущественно произведенных в странах Евразийского экономического союза (ЕЭС): ОАО «Гомсельмаш»: *GS* 12 и *GS* 18 [53] и России ООО «Комбайновый завод «Ростсельмаш»: *RSM* – 161 и *RSM* 1401 [31], которые адаптированы к нашим условия и по техническим характеристикам не уступают комбайнам зарубежного производства.

Анализируя возрастные группы комбайнов отечественного производства и стран ЕЭС можно сделать вывод, что доля новой техники (до 3-х лет) незначительна и составляет 10,1 %, от 3-х до 10 лет – 70,6 % и более 10 лет – 19,3 %. Что касается комбайнов зарубежного производства, то для возрастной группы от 3-х до 10 лет их количество составляет 62 % и более 10 лет – 38 %. Это говорит о том, что все комбайны зарубежного производства вышли из гарантийного обслуживания, а большая доля парка комбайнов (до 89,9 %) выработала нормативный срок, и в ближайшее время будет нуждаться в качественном ремонте и техническом обслуживании силами эксплуатирующих предприятий.

Детальное изучение конструктивных особенностей объемного гидропривода ходовой части комбайнов отечественного и зарубежного производства на предприятиях РМ: ОАО «Птицефабрика Чамзинская», ЗАО «Мордовский бекон», ОАО «Агрофирма Норов» и др. позволило установить марку и модельный ряд гидроагрегатов отечественного и зарубежного производства, которые представлены в таблицах 1.4 и 1.5.

Анализ таблицы 1.4 показал, что в зерно- и кормоуборочных комбайнах отечественного производства марки Дон -1500 Б, - 680, - 680 М в качестве гидроагрегатов привода ходовой части используется гидростатическая трансмиссия (объемный гидропривод) ГСТ-90 или -112, для комбайнов марки *Acros* модельного ряда: 530; 550; 580; 585; 590 и 595 *Plus*; для *Torum* 740 и

RSM 1401 в качестве гидропривода используются гидроагрегаты производства компании *Sauer-Danfoss* модельного ряда 90*R*100 (гидронасос) и 90*M*100 (гидромотор), для двух бункерных комбайнов *RSM* 161 применяются гидроагрегаты 90*R*130 и 90*M*130, обладающие большей мощностью.

Таблица 1.4 – Марка и модельный ряд гидроагрегатов привода ходовой части зерно- и кормоуборочных комбайнов отечественного производства и стран ЕЭС

Марка и страна-изготовитель	Модель	Гидроагрегаты привода ходовой части		
		Модель гидронасоса / шт.	Модель гидромотора / шт.	Производитель
Зерноуборочные комбайны				
Дон, Россия	1500 Б	ГСТ -90, -112 / 180 шт.	ГСТ -90, -112 / 180 шт.	*PSM-Hydraulics*, Россия
		ГСТ -90, -112 / 540 шт.	ГСТ -90, -112 / 540 шт.	*Hydrosila*, Украина
Acros, Россия	530, 550, 580, 585	90*R*100 / 264 шт.	90*M*100 / 264 шт.	*Sauer-Danfoss*, Германия
	590 *Plus*			
	595 *Plus*			
Torum, Россия	740			
RSM, Россия	161	90*R*130 / 6 шт.	90*M*130 / 6 шт.	
Полесье, Республика Беларусь	*GS* 8	ГСТ -90, -112 / 60 шт.	ГСТ -90, -112 / 60 шт.	*Hydrosila*, Украина
	GS 10			
	GS 12	90*R*100 / 72 шт.	90*M*100 / 72 шт.	*Sauer-Danfoss*, Германия
	GS 18			
Кормоуборочные комбайны				
Дон, Россия	680, 680 М	ГСТ -90, -112 / 100 шт.	ГСТ -90, -112 / 100 шт.	*PSM-Hydraulics*, Россия
		ГСТ -90, -112 / 100 шт.	ГСТ -90, -112 / 100 шт.	*Hydrosila*,Украина
RSM, Россия	1401	90*R*100 / 3шт.	90*M*100 / 3 шт.	*Sauer-Danfoss*, Германия

На первых моделях зерноуборочных комбайнов Полесье *GS* 8 и *GS* 10 в качестве гидроагрегатов привода применялась гидростатическая трансмиссия ГСТ-112, в новых моделях *GS* 12 и *GS* 18 используются гидроагрегаты компании *Sauer-Danfoss* 90*R*100 и 90*M*100, это связано с увеличением производительности, объема бункера, массы комбайна и мощности ДВС.

Таким образом, в качестве привода ходовой части комбайнов отечественного производства и стран ЕЭС наибольшее распространение получили гидроагрегаты производства: ОАО «Гидросила» – 54,1 % (Украина); компании *Sauer-Danfoss* – 26,7 % (Германия) и ОАО «Пневмостроймашина» – 19,2 % (Россия).

Таблица 1.5 – Марка и модельный ряд гидроагрегатов привода ходовой части зерно- и кормоуборочных комбайнов зарубежного производства

Марка и страна-производитель комбайна	Модель	Гидроагрегаты привода ходовой части		
		Модель гидронасоса / шт.	Модель гидромотора / шт.	Производитель
Зерноуборочные комбайны				
New Holland, Бельгия	*CX*6090	*H1P*130*R* / 9 шт.	90*M*100 / 9 шт.	*Sauer-Danfoss*, Германия
	*CX*8080			
Claas Mega Dominator, Германия	108	*HPV*105 / 22 шт.	*HMF*105 / 22 шт.	*Linde*, Германия
	204			
John Deere, США	9640	6493-069*P* / 10 шт.	6433-152*P* / 10 шт.	*Eaton*, США
	9660 *I*	6423-618 / 5 шт.	6433-113 / 5 шт.	
	*W*650	6493-069*P* / 20 шт.	6433-081 / 20 шт.	
Sampo, Финляндия	*SR*3085*L*	*A4VTG*90 / 5 шт.	*A2FM*90 / 5 шт.	*Bosch Rexroth*, Германия
Claas Tucano, Германия	450	*HPV*105 / 5 шт.	HMF105 / 5 шт.	*Linde,* Германия
Claas mega, Германия	350, 370	*HPV*105 / 5 шт.	*HMF*105 / 5 шт.	
Massey Ferguson, Канада	7347 *S*	6423-618 / 4 шт.	6433-081 / 4 шт.	*Eaton*, США
Case, США	2388	6423-515 / 2 шт.	6433-089 / 2 шт.	
Deutz-Fahr, Германия	6095	*HPV*105 / 5 шт.	*HMF*105 / 5 шт.	*Linde*, Германия
Кормоуборочные комбайны				
Claas Jaguar, Германия	690, 695	*BMV*70*R* / 17 шт.	*BMF*75 / 17 шт.	*Linde,* Германия
	840	*BPV*100 / 11 шт.	*BMF*105 / 11 шт.	
	850, 860, 870	*HPV*105 / 14 шт.	*HMV*135 / 14 шт.	
John Deere, США	7300	6423-049 / 5 шт.	6433-132 / 5 шт.	*Eaton*, США
	7350			
Krone BiG X, Германия	500	*BPV*100 / 3 шт.	*BMF*105 / 3 шт.	*Linde*, Германия
	650	6423-049 / 3 шт.	6433-132 / 3 шт.	*Eaton*, США
	700	*AA4VG*90 / 4 шт.	*A2FM*90 / 4 шт.	*Bosch Rexroth*, Германия

Анализ таблицы 1.5 показал, что для зерно- и кормоуборочных комбайнов, производимых в Северной Америке (*John Deere*, *Massey Ferguson*, *Case*), в качестве объемного гидропривода используются гидроагрегаты компании *Eaton* серии 64 (США), для комбайнов, производимых в странах Европейского союза (*New Holland*, *Claas Mega Dominator*, *Sampo*, *Claas Tucano*, *Claas mega, Deutz-Fahr*, *Claas Jaguar*, *Krone BiG X*), в качестве гидропривода используются гидроагрегаты компаний: *Sauer-Danfoss* серии 90; *Linde* с рабочими объемами от 70 до 105 см^3/об; *Bosch Rexroth* серии 33.

Самыми распространенными производителями гидроприводов ходовой

части для комбайнов зарубежного производства, используемых в РМ, являются: *Linde* – 55 % (Германия), *Eaton* – 33 % (США), *Bosch Rexroth* и *Sauer-Danfoss* – 6 и 6 % (Германия), соответственно.

Анализируя парк зерно- и кормоуборочных комбайнов в условиях РМ, можно сделать следующие выводы:

– наиболее распространенными комбайнами в сельскохозяйственных предприятиях РМ являются: Дон – 1500Б, 680, 680М; *Acros* 530, 580; *Torum* 740; Полесье *GS* 8, *GS* 12, *GS* 18; *John Deere* 9640 *I*, *W*650; *Claas Jaguar*, *Mega Dominator*, *Tucano*; *Krone BiG X* (1444 шт.);

– в комбайнах отечественного и зарубежного производства наиболее распространены следующие гидроагрегаты: ГСТ-90, -112 (ОАО «Пневмостроймашина», Россия и ОАО «Гидросила», Украина) – 65,7 %; 90*R*100 и 90*M*100 (*Sauer-Danfoss*, Германия) – 24,5 %; 6423-618 и 6433-113 (*Eaton*, США) – 3,4 %; *BMV* 70*R* и *BMF*75 (*Linde*, Германия) – 5,4 %; *AA4VG*90 и *A2FM*90 (*Bosch Rexroth*, Германия) – 0,99 % от общего количества;

– все комбайны зарубежного и до 89,9 % отечественного производства вышли из гарантийного обслуживания и будут нуждаться в техническом обслуживании и ремонте.

При эксплуатации техники, оснащенной объемным гидроприводом, не всегда удается определить причину потери ее работоспособности, что достаточно часто приводит к преждевременной постановке техники на ремонт и выбраковки годных к эксплуатации гидроагрегатов. Прежде всего это связано с отсутствием в условиях ремонтных предприятий и в сервисных центрах необходимого оборудования (стенда), способного достоверно контролировать техническое состояние объемного гидропривода по методикам испытаний заводов-изготовителей гидроагрегатов. Особенно это относится к зарубежным гидроагрегатам, технические характеристики которых значительно отличаются от отечественных аналогов.

Таким образом, проведенные исследования позволили провести анализ парка зерно- и кормоуборочных комбайнов отечественного и зарубежного

производства в АПК РМ, рассмотреть количество, марки, модели, возрастные группы и типы применяемых объемных гидроприводов. Дальнейшие исследования будут направлены на изучение и анализ технических характеристик (параметров диагностирования) наиболее распространенных отечественных и зарубежных объемных гидроприводов для установления диапазонов контролируемых (измеряемых/расчетных) параметров диагностирования с целью предъявления требований к разрабатываемому стенду для контроля их технического состояния.

1.3 Обоснование параметров технического диагностирования отечественных и зарубежных объемных гидроприводов

Проведенные исследования в п. 1.2 показали, что в АПК РМ работает большое количество современных отечественных и зарубежных зерно- и кормоуборочных комбайнов, оснащенных объемными гидроприводами преимущественно зарубежного производства.

Для проведения качественного технического обслуживания, диагностирования и ремонта гидроагрегатов, вышедших из гарантийного обслуживания, существует острая необходимость в контроле их технического состояния с целью установления достоверных причин потери работоспособности. Однако, в условиях ремонтных предприятий и сервисных центров без наличия специализированного оборудования (стенда), нормативной документации и высококвалифицированных специалистов, сделать это не представляется возможным.

Для достоверного контроля технического состояния объемных гидроприводов отечественного и зарубежного производства в условиях ремонтных предприятий и сервисных центров необходимо определение различных технических характеристик (параметров диагностирования), регламентированных заводами-изготовителями, по которым определяется их работоспособность и делается заключение о пригодности к их дальнейшей эксплуатации.

В таблице 1.6 представлены основные параметры диагностирования наиболее распространенных гидроагрегатов в АПК РМ.

Таблица 1.6 – Основные параметры диагностирования объемных гидроприводов комбайнов, регламентированные отечественными и зарубежными заводами-изготовителями

Наименование параметра	Объемный гидропривод						
	Пневмостроймашина и Гидросила		*Sauer-Danfoss*	*Eaton*	*Linde*		*Bosch Rexroth*
	ГСТ-90 [46, 48]	ГСТ-112 [46, 48]	90*R*100 90*M*100 [44, 45]	6423-618 6433-113 [54]	*BMV*70*R* *BMF*75 [55]	*HPV*105 *HMF* 105 [55]	*AA*4*VG* *A2FM* [56, 57]
Рабочий объем, $см^3$/об - минимальный - максимальный	0 89±1,3	0 112±2,0	0 100,0	0 105,5	0 70,9	0 105,0	0 90,0
Частота вращения, об/мин - минимальная - номинальная - максимальная	500 1500 2600	500 2000 3000	500 3300 3650	500 3500 3720	500 3000 3300	500 2900 3200	500 2000 3050
Объемная подача/расход, л/мин - номинальная - максимальная	126,82 253,65	212,80 319,20	330,0 346,70	350,70 375,0	202,10 222,30	289,30 319,30	171,0 275,0
Давление в линии нагнетания, МПа - номинальное - максимальное	27 40	27 42	42 48	24,1 41,5	25 42	25 42	40 45
Давление в линии управления, МПа - номинальное - максимальное	1,40 1,80	1,45 1,80	1,40 4,0	1,50 2,30	1,60 2,10	1,90 4,0	2,20 4,0
Температура рабочей жидкости, °С	50±5		60-85	60-82	60-75	60-85	65-80
Объем насоса подпитки, $см^3$/об	18,03	18,03	26,0	27,9	18,3	22,5	27,0
Давление в линии дренажа, МПа - максимальное постоянное - максимальное краткое (до 5сек)	0,25 0,50	0,25 0,50	0,3 0,50	0,3 0,5	0,15 0,50	0,25 0,50	0,4 0,50
Приводной крутящий момент, Нм - номинальный - максимальный	405,9 610,5	510 767	743 849	441 773	140 250	420 670	573 716
Выходной крутящий момент, Нм - номинальный - максимальный	326 490	404 610	667 763	449 656	331 501	418 702	501 573
КПД, %, не менее - объемный - гидромеханический - полный	0,95 0,90 0,86						
Масса без рабочей жидкости, кг -гидронасоса и гидромотора	78 и 48	78 и 50	68 и 34	85 и 48	50 и 28	60 и 33	53 и 23

Из таблицы 1.6 видно, что гидроагрегаты объемных гидроприводов имеют большое количество диагностируемых параметров (измеряе-

мых/расчетных), которые возможно определить только при помощи различных приборов (манометров, расходомеров, гидротестеров, тахометров и др.) и на основе полученных данных дать заключение о работоспособности диагностируемого объекта. Зарубежные гидроагрегаты имеют различные мощностные параметры и конструктивное исполнение: у одних применяется гидромеханическое управление, у других – электрогидравлическое; используются различные системы защиты и контроля; имеются встроенные регуляторы поддержания развиваемой мощности, давления и подачи/расхода рабочей жидкости. Поэтому современные стенды должны учитывать конструктивные особенности испытуемых гидроприводов [58].

Заводами-изготовителями регламентировано большое количество параметров диагностирования гидроагрегатов объемного гидропривода (табл. 1.6). ГОСТ Р 27.605-2013 [59] вводит понятие «полнота диагностирования *ПД*» – это отношение числа контролируемых (измеряемых или расчетных) параметров диагностирования $ДП_с$ к общему числу параметров $ДП_{зи}$, установленные заводом-изготовителем для испытуемого объемного гидропривода:

$$ПД = \frac{ДП_с}{ДП_{зи}}. \qquad (1.1)$$

Анализируя выражение (1.1), можно сделать вывод, что максимальной полнотой диагностирования будут обладать те стенды, которые позволят контролировать (измерять/рассчитывать) все параметры диагностирования гидроагрегатов, представленные в таблице 1.6. Тогда полнотой диагностирования, равной 1 (*ПД=1*), будут обладать методики и стенды заводов-изготовителей.

Таким образом, анализ параметров технического диагностирования отечественных и зарубежных объемных гидроприводов позволил предъявить требования к стенду для контроля технического состояния гидроагрегатов (см. табл. 1.7.), у которого *ПД=1*. Для достижения заявленного результата стенд должен реализовывать методику испытаний заводов-изготовителей в

условиях ремонтных предприятий и сервисных центров и с высокой точностью определять (контролировать) основные параметры диагностирования, представленные в таблице 1.6.

Таблица 1.7 – Необходимые технические характеристики стенда для контроля технического состояния объемных гидроприводов

Наименование параметра	Диапазоны параметров диагностирования для контроля технического состояния объемных гидроприводов
Измеряемые	
Частота вращения приводного вала, об/мин -гидронасоса - гидромотора	 500-3720 500-3720
Мощность электродвигателя, кВт	не менее 70
Подача/расход в линии нагнетания, л/мин - min - max	 33,6 375,0
Давление в линии нагнетания, МПа - min - max	 24,1 48
Давление в линии управления, МПа - min - max	 1,40 4,0
Давление в линии дренажа, МПа - min - max	 0,15 0,50
Крутящий момент на валу гидронасоса, Нм - min - max	 140 849
Крутящий момент на валу гидромотора, Н·м - min - max	 326 763
Температура рабочей жидкости, °С - min - max	 45 85
Полнота диагностирования стенда	1
Расчетные	
Объемный КПД отдельных агрегатов (гидронасоса и гидромотора)	0 – 0,95
Гидромеханический КПД агрегата	0 – 0,90
Общий КПД объемных гидроприводов	0 – 0,86

Дальнейшие исследования будут направлены на изучение современных способов, средств и методик контроля технического состояния объемных гидроприводов с точки зрения полноты диагностирования.

1.4 Способы и средства контроля технического состояния объемных гидроприводов. Патентные исследования

Оценку работоспособности объемных гидроприводов проводят стендовыми испытаниями, которые позволяют определить техническое состояние и установить причины отказа гидроагрегатов. Для поиска методов контроля технического состояния объемных гидроприводов и путей их реализации в условиях ремонтных предприятий и сервисных центров необходимо провести анализ существующих на сегодняшний день способов, средств и методик.

Анализ научно-технической литературы [1, 4, 5, 7, 10, 12, 13, 15, 17, 18, 22, 23, 24, 60–74] и патентные исследования [75, 76, 77, 78, 79] позволили провести классификацию методик, способов и средств контроля технического состояния объемных гидроприводов (см. рис. 1.13).

Рисунок 1.13 – Классификация методик, способов и средств контроля технического состояния объемных гидроприводов.

Рассмотрим каждую группу более подробно.

По методике контроля технического состояния гидроагрегатов объемного гидропривода стенды можно классифицировать на стенды, осуществляющие статическую методику; динамическую методику с жесткой фиксацией вала гидромотора и динамическую методику с регулируемым тормозным моментом вала гидромотора.

Статическая методика заключается в проверке объемного гидропривода на гидроплотность и герметичность путём подвода к линиям нагнетания гидронасоса (гидромотора) рабочей жидкости под давлением 21 МПа, при этом замеряют утечку рабочей жидкости через дренажные отверстия в течение 60 секунд [60]. Данный способ контроля реализуется по методикам, разработанным в ФГБНУ ФНАЦ ВИМ и МАДИ на стендах марки КИ-4815М (см. рис. 1.14а) и КИ-28109 (см. рис. 1.14б) [75].

К достоинствам статической методики относится возможность контроля технического состояния отдельных элементов гидропривода, минимальные энергетические затраты при проведении испытаний, простота конструктивного исполнения стендов. Недостатками методики и стендов являются: контроль технического состояния по косвенным параметрам; невозможность контролировать техническое состояние объемного гидропривода в целом, при этом ПД = 0,2 (см. п. 1.3).

Статический способ не получил широкого распространения в ремонтных предприятиях и сервисных центрах, так как не позволяет определить основные технические характеристики (параметры диагностирования) объемного гидропривода, рекомендованные заводами-изготовителями (подачу/расход рабочей жидкости, крутящий момент, КПД).

Динамическая методика контроля технического состояния объемного гидропривода с жесткой фиксацией вала испытуемого гидромотора может быть реализована на стенде марки КИ-28097-01М (рис. 1.14в) [76]. Данный стенд в свое конструктивное исполнение включает электродвигатель мощностью 30 кВт с системой плавного регулирования частоты вращения в диапазоне 0…1470 об/мин. Максимальное рабочее давление в гидросистеме стенда ограничено предохранительным клапаном и составляет 35 МПа. Испытания объемного гидропривода проводятся при номинальных значениях частоты вращения гидронасоса. В качестве нагружающего устройства используется приставка, которая жестко фиксирует выходной вал испытуемого гидромотора в процессе испытаний (вал не вращается).

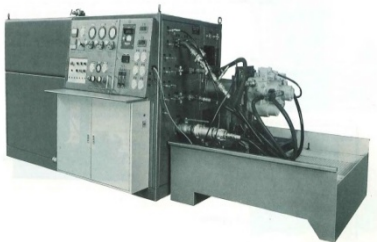
а)

б)

в)

г)

д)



е)

ж)

з)

и)

к)

л)

м)

н)

о)

п)

Рисунок 1.14 – Отечественные и зарубежные стенды, применяемые для контроля технического состояния объемного гидропривода: а) КИ-4815М; б) КИ-28109; в) КИ-28097-01М; г) *ZSE PRAHA*; д) *Bosch Rexroth*; е) МН-125D *MARUMA*; ж) *Hydraulic test center model* 700; з) *Hydraulic test center model* 850; и) YST500W; к) СИУ 55-1; л) СИУ 55-2; м) СГН/110м-БИМ; н) СГН/160м-БИМ; о) СДГ/110; п) ИГС-01.

Достоинствами КИ-28097-01М являются: контроль технического состояния объемного гидропривода в целом; возможность проверки, настройки и регулировки насосов НШ, гидрораспределителей, гидроцилиндров и другой гидроаппаратуры. Недостатки: малая мощность приводного электродвигателя; ограниченный диапазон частоты вращения приводного вала и рабочего давления в гидросистеме стенда; невозможность определить подачу/расход рабочей жидкости, частоту вращения вала испытуемого гидромотора, КПД объемного гидропривода; контролировать техническое состояние гидроагрегатов с гидро- и электроуправлением; высокая погрешность измерений параметров диагностирования (более 2,5 %), при этом ПД = 0,45 (см. п. 1.3).

На базе КИ-28097-01М разработан универсальный стенд КИ-28097-03М [77] с увеличенной мощностью приводного электродвигателя (45 кВт), при этом остальные технические характеристики стенда остались без изменения (ПД = 0,45). Таким образом, стенды, разработанные в ФГБНУ ФНАЦ ВИМ, не позволяет контролировать все параметры диагностирования объемных гидроприводов, представленные в таблице 1.6.

Наиболее полный контроль технического состояния объемного гидропривода позволяют провести методики заводов-изготовителей ООО «СалаватГидравлика», ОАО «Пневмостроймашина», ОАО «Гидросила», *Sauer-Danfoss*, *Linde*, *Bosch Rexroth*, *Eaton*. Данные методики реализуется на специализированных стендах заводов-изготовителей и стендах зарубежного производства: *ZSE PRAHA* (см. рис. 1.14г); *Bosch Rexroth* (см. рис. 1.14д); МН-125D *MARUMA* (см. рис. 1.14е); *Hydraulic test center model* 700 (см. рис. 1.14ж) и 850 (см. рис. 1.14з); *YST*500*W* (см. рис. 1.14и); СИУ 55-1 (см. рис.1.14к) и СИУ 55-2 (см. рис. 1.14л); «СГН/110м-БИМ» (см. рис. 1.14м) и «СГН/160м-БИМ» (см. рис. 1.14н); «СДГ/110» (см. рис. 1.14о); ИГС-01 (см. рис. 1.14п).

Стенд *ZSE PRAHA* (Чехия), используемый заводами-изготовителями ООО «СалаватГидравлика», ОАО «Пневмостроймашина» и ОАО «Гидросила», обладает мощным приводным электродвигателем 75 кВт с системой плавного регулирования частоты вращения в диапазоне от 0 до 3000 об/мин.

Стенд позволяет контролировать технические параметры объемных гидроприводов в следующих диапазонах: подача/расход рабочей жидкости в диапазоне от 10 до 400 л/мин; давление в линии нагнетания в диапазоне от 0 до 40 МПа; крутящий момент на валу испытуемого гидромотора в диапазоне от 0 до 600 Н·м; температуру рабочей жидкости в диапазоне от 0 до 80 °С [7].

Достоинствами стенда являются: возможность контроля технического состояния широкой номенклатуры гидроагрегатов отечественного производства от ГСТ-33 до ГСТ-166; контроль температуры рабочей жидкости в процессе испытаний; плавное и бесступенчатое нагружение испытуемого гидромотора, при этом ПД = 1 (см. п. 1.3). Недостатки: ограниченные диапазоны частоты вращения приводного вала, рабочего давления в гидросистеме стенда, воспроизводимого крутящего момента на валу испытуемого гидромотора; невозможность контролировать техническое состояние гидроагрегатов с гидро- и электроуправлением; не способность контролировать параметры диагностирования гидроагрегатов зарубежного производства, представленных в таблице 1.6.

Зарубежные компании *Sauer-Danfoss*, *Linde*, *Bosch Rexroth* контроль технического состояния объемных гидроприводов реализуют на специализированном стенде *Bosch Rexroth* (Германия). Стенд оснащен мощным приводным электродвигателем (150 кВт) с системой плавного регулирования частоты вращения в диапазоне от 0 до 4000 об/мин. Измерение подачи/расхода рабочей жидкости возможно в диапазоне от 0 до 500 л/мин. Стенд позволяет контролировать температуру рабочей жидкости в диапазоне от 0 до 100 ºС. Рабочее давление в гидросистеме стенда составляет 50 МПа. Система активного торможения позволяет создавать нагрузку на валу испытуемого гидромотора в диапазоне от 0 до 1000 Н·м [80].

Достоинства стенда: возможность контроля технического состояния широкой номенклатуры гидроагрегатов как отечественного, так и зарубежного производства; большие диапазоны технических характеристик; возможность испытания гидроагрегатов с гидро- и электроуправлением; высокая

точность измерений параметров диагностирования (погрешность не превышает 1 %), при этом ПД = 1 (см. п. 1.3). Недостатки: громоздкость стенда (необходимо наличие больших производственных площадей); большие энергозатраты на проведение испытаний; сложность настройки и регулировки стенда; дорогостоящие комплектующие и материалы. Таким образом, стенд *Bosch Rexroth* позволяет контролировать параметры диагностирования, представленные в таблице 1.6, но его использование в условиях ремонтных предприятий и сервисных центров экономически невыгодно и нецелесообразно.

Испытательный стенд *MARUMA* MH-125D (Япония) [81] оснащен мощным трехфазным электродвигателем переменного тока (93 кВт) с системой плавного регулирования частоты вращения в диапазоне от 0 до 3800 об/мин. Конструктивное исполнение стенда включает в себя 15 манометров, которые позволяют контролировать давление в диапазонах от 0,4 до 60 МПа. Измерение подачи/расхода рабочей жидкости возможно в диапазоне от 30 до 600 л/мин. Цифровой термометр позволяет контролировать температуру рабочей жидкости в диапазоне от 0 до 150 ºС. Система торможения стенда способна реализовать нагрузку на валу испытуемого гидромотора в диапазоне от 0 до 879 Н·м [82].

Достоинства стенда: контроль технического состояния широкой номенклатуры гидроагрегатов как отечественного, так и зарубежного производства; большой диапазон контроля температуры рабочей жидкости; испытание гидроагрегатов с гидро- и электроуправлением; возможность проверки, настройки и регулировки гидрораспределителей, гидроцилиндров и другой гидроаппаратуры; высокая точность измерений параметров (погрешность не более 1 %), при этом ПД = 1 (см. п. 1.3). Недостатки: громоздкость (необходимо наличие больших производственных площадей); большие энергозатраты на проведение испытаний; сложность настройки и регулировки стенда; невозможность реализовать максимальную нагрузку на валу испытуемого гидромотора компании *Sauer-Danfoss* 90-ой серии объемом 130 см^3 (см. п. 1.2). Таким образом, стенд *MARUMA* MH-125D не способен контролировать

максимальные параметры диагностирования гидроагрегатов зарубежного производства (см. п. 1.2 и п. 1.3).

Компания *Aidco Test Systems* (США) для контроля технического состояния объемных гидроприводов предлагает универсальный испытательный стенд (*Hydraulic test center*) модельного ряда 700 и 850 [83].

Hydraulic test center model 700 оснащен электродвигателем мощностью 75 кВт, который позволяет регулировать частоту вращения приводного вала в диапазоне от 0 до 3000 об/мин. Измерение подачи/расхода рабочей жидкости возможно в диапазоне от 0 до 378 л/мин. Максимальное рабочее давление в гидросистеме стенда составляет 41,3 МПа. В процессе испытаний гидроагрегатов стенд позволяет контролировать температуру рабочей жидкости в диапазоне от 0 до 80 ºС [84].

Достоинства стенда: контроль технического состояния отдельных элементов объемного гидропривода; небольшие габаритные размеры; простота конструктивного исполнения; контроль температуры рабочей жидкости; высокая точность измерения параметров диагностирования (погрешность не более 1 %). Недостатки: ограниченный диапазон рабочего давления; невозможность контролировать техническое состояние объемного гидропривода в целом и, как следствие, определить подачу/расход рабочей жидкости, крутящий момент на валу испытуемого гидромотора и КПД объемного гидропривода; невозможность контролировать техническое состояние гидроагрегатов с гидро- и электроуправлением, при этом ПД = 0,45 (см. п. 1.3). Таким образом, стенд *Hydraulic test center model* 700 не способен контролировать все параметры диагностирования гидроагрегатов, представленных в таблице 1.6.

Стенд *Hydraulic test center model* 850 оснащен электродвигателем мощностью 125 кВт, который позволяет регулировать частоту вращения приводного вала в диапазоне от 0 до 4000 об/мин. Измерение подачи/ расхода рабочей жидкости возможно в диапазоне от 0 до 568 л/мин. Максимальное рабочее давление в гидросистеме стенда составляет 42 МПа. В процессе испытаний гидроагрегатов стенд позволяет контролировать температуру рабочей

жидкости в диапазоне от 0 до 90 ºС. Система торможения стенда способна реализовать нагрузку на валу испытуемого гидромотора в диапазоне от 0 до 712 Н·м. По желанию заказчика стенд может быть доукомплектован персональным компьютером [85].

Достоинства стенда: контроль технического состояния широкой номенклатуры гидроагрегатов отечественного производства от ГСТ-33 до ГСТ-166; испытание гидроагрегатов с гидро- и электроуправлением; плавное регулирование величины тормозного (крутящего) момента на валу испытуемого гидромотора; высокая точность измерения контролируемых параметров диагностирования (погрешность не более 1 %), при этом ПД = 1 (см. п. 1.3). Недостатки: громоздкость (необходимо наличие больших производственных площадей); большие энергозатраты на проведение испытаний; сложность настройки и регулировки стенда; ограниченные диапазоны рабочего давления и величины воспроизводимого тормозного (крутящего) момента на валу испытуемого гидромотора. Таким образом, стенд *Hydraulic test center model* 850 не способен контролировать параметры диагностирования гидроагрегатов зарубежного производства, представленных в таблице 1.6.

Компания *High Land Hydraulic Pump* (Китай) для контроля технического состояния гидроагрегатов предлагает комбинированный испытательный стенд *YST*500*W*. Данная компания производит стенды под заказ в соответствии с техническими требованиями заказчика. Технические параметры стенда имеют следующие диапазоны: мощность приводного электродвигателя от 75 до 160 кВт, рабочее давление в гидросистеме стенда от 35 до 42 МПа [86]. Ремонтные предприятия и сервисные центры вправе выбирать необходимые технические параметры стенда под необходимую номенклатуру проверяемых гидроагрегатов. По желанию заказчика стенд может доукомплектовываться персональным компьютером.

Достоинства стенда: возможность контроля технического состояния отдельных элементов объемного гидропривода; выбор технических параметров стенда под необходимую номенклатуру испытуемых гидроагрегатов. Не-

достатки: ограниченный диапазон рабочего давления; невозможность контролировать техническое состояние объемного гидропривода в целом и, как следствие, определить подачу/расход рабочей жидкости, крутящий момент на валу испытуемого гидромотора и КПД объемного гидропривода; невозможность оценить техническое состояние гидроагрегатов с гидро- и электроуправлением, контролировать температуру рабочей жидкости в процессе испытаний, при этом ПД = 0,45 (см. п. 1.3). Таким образом, стенд *YST*500*W* не способен контролировать все параметры диагностирования гидроагрегатов, представленных в таблице 1.6.

Компания ООО «Спец-Проект» (г. Ростов-на-Дону) для контроля технического состояния гидроагрегатов предлагает универсальные испытательные стенды марок СИУ 55-1 и СИУ 55-2 [87].

Стенд СИУ 55-1 оснащен электродвигателем мощностью 75 кВт с системой плавного регулирования частоты вращения приводного вала в диапазоне от 0 до 2500 об/мин. Измерение подачи/расхода рабочей жидкости в процессе испытаний возможно в диапазоне от 50 до 300 л/мин. Максимальное рабочее давление в гидросистеме стенда составляет 40 МПа. Система торможения стенда позволяет реализовать нагрузку на валу испытуемого гидромотора в диапазоне от 0 до 700 Н·м. В процессе испытаний объемных гидроприводов стенд позволяет контролировать температуру рабочей жидкости в диапазоне от 0 до 70 ºС. Конструктивное исполнение стенда позволяет реализовать контроль технического состояния объемного гидропривода в целом (совместная проверка).

Достоинства стенда: контроль технического состояния объемного гидропривода в целом; регулировка температуры рабочей жидкости в процессе испытаний; плавное и бесступенчатое регулирование нагрузки на валу испытуемого гидромотора; возможность проверки, настройки и регулировки насосов НШ, гидрораспределителей, гидроцилиндров и другой гидроаппаратуры. Недостатки: ограниченные диапазоны частоты вращения приводного вала, рабочего давления, крутящего момента на валу испытуемого гидромотора;

невозможность контролировать техническое состояние гидроагрегатов с гидро- и электроуправлением; сложность настройки и регулировки стенда, высокая погрешность измерений (более 2,5 %), при этом ПД = 0,9 (см. п. 1.3). Таким образом, стенд СИУ 55-1 не способен контролировать все параметры диагностирования гидроагрегатов, представленных в таблице 1.6.

Стенд СИУ 55-2 оснащен менее мощным электродвигателем 55 кВт с системой плавного регулирования частоты вращения приводного вала в диапазоне от 50 до 2000 об/мин. Измерение подачи/ расхода рабочей жидкости в процессе испытаний возможно в диапазоне от 50 до 150 л/мин. Остальные технические характеристики стенда (рабочее давление, крутящий момент, диапазон температуры рабочей жидкости) остались без изменения.

Достоинства стенда: контроль технического состояния объемного гидропривода в целом; плавное и бесступенчатое регулирование нагрузки на валу испытуемого гидромотора; возможность проверки, настройки и регулировки насосов НШ, гидрораспределителей, гидроцилиндров и другой гидроаппаратуры. Недостатки: малая мощность приводного электродвигателя; ограниченные диапазоны частоты вращения приводного вала, рабочего давления, крутящего момента на валу испытуемого гидромотора; небольшая номенклатура проверяемых гидроагрегатов; высокая погрешность измерений (более 2,5 %), при этом ПД = 0,9 (см. п. 1.3). Таким образом, стенд СИУ 55-2 не способен контролировать все параметры диагностирования гидроагрегатов, представленных в таблице 1.6.

Производственное Объединение ООО «Стендовое оборудование» (г. Санкт-Петербург) для контроля технического состояния объемного гидропривода в условиях ремонтных предприятий и сервисных центров предлагает стенды марок «СГН/110м-БИМ» и «СГН/160м-БИМ». Данные стенды представляют собой модульную конструкцию, состоящую из 3-х блоков: насосного блока, гидромоторного блока (БИМ) и блока питания стенда рабочей жидкостью с системой нагрева и охлаждения. Блоки соединяются между

собой гидравлическими, пневматическими и электрическими линиями и при работе образуют единую систему [88].

Стенд «СГН/110м-БИМ» оснащен мощным приводным электродвигателем 110 кВт с системой регулирования частоты вращения приводного вала в диапазоне от 100 до 2000 об/мин. Измерение подачи/ расхода рабочей жидкости в процессе испытаний возможно в диапазоне от 30 до 250 л/мин. Рабочее давление в гидросистеме стенда составляет 40 МПа. В процессе испытаний гидроагрегатов стенд позволяет регулировать температуру рабочей жидкости в диапазоне от 0 до 80 ºС. Моторный блок «БИМ», используемый в составе стенда, позволяет создавать нагрузку на валу испытуемого гидромотора в диапазоне от 0 до 600 Н·м [89].

Достоинства стенда: контроль технического состояния широкой номенклатуры гидроагрегатов отечественного производства от ГСТ-33 до ГСТ-166; регулировка температуры рабочей жидкости в процессе испытаний; плавное регулирование нагрузки на валу испытуемого гидромотора; возможность проверки, настройки и регулировки насосов НШ, гидрораспределителей, гидроцилиндров и другой гидроаппаратуры; контроль технического состояния гидроагрегатов с гидро- и электроуправлением. Недостатки: большие энергозатраты на проведение испытаний; сложность настройки и регулировки стенда; ограниченные диапазоны частоты вращения приводного вала, рабочего давления, подачи/расхода рабочей жидкости и воспроизводимого крутящего момента на валу испытуемого гидромотора; высокая погрешность измерений параметров диагностирования (более 2 %) при этом ПД = 0,9 (см. п. 1.3). Таким образом, стенд «СГН/110м-БИМ» не способен контролировать все параметры диагностирования зарубежных гидроагрегатов, представленных в таблице 1.6.

Стенд «СГН/160м-БИМ» имеет более мощный приводной электродвигатель 160 кВт с системой регулирования частоты вращения приводного вала в диапазоне от 100 до 3000 об/мин. Измерение подачи/расхода рабочей жидкости в процессе испытаний возможно в диапазоне от 30 до 420 л/мин.

Остальные технические характеристики стенда (рабочее давление, крутящий момент, диапазон контролирования температуры рабочей жидкости) остались без изменения.

Достоинства стенда: контроль технического состояния широкой номенклатуры гидроагрегатов отечественного производства; регулировка температуры рабочей жидкости в процессе испытаний; плавное и бесступенчатое нагружение испытуемого гидромотора; возможность проверки, настройки и регулировки насосов НШ, гидрораспределителей, гидроцилиндров и другой гидроаппаратуры; контроль технического состояния гидроагрегатов с гидро- и электроуправлением. Недостатки: громоздкость стенда (необходимо наличие больших производственных площадей); большие энергозатраты на проведение испытаний; сложность настройки и регулировки; ограниченные диапазоны рабочего давления и величины воспроизводимого крутящего момента на валу испытуемого гидромотора; высокая погрешность измерений параметров диагностирования (более 2 %), при этом ПД = 0,9 (см. п. 1.3). Таким образом, стенд «СГН/160м-БИМ» не способен контролировать все параметры диагностирования зарубежных гидроагрегатов, представленных в таблице 1.6.

Производственное предприятие ООО «Гидроспецстенд» (г. Москва) для контроля технического состояния объемных гидроприводов для ремонтных предприятий и сервисных центров выпускает серийно испытательный стенд марки «СДГ/110» [90].

Стенд «СДГ/110» в свое конструктивное исполнение включает мощный приводной электродвигатель 110 кВт с системой регулирования частоты вращения приводного вала в диапазоне от 0 до 3000 об/мин. Измерение подачи/расхода рабочей жидкости в процессе испытаний возможно в диапазоне от 30 до 350 л/мин. Рабочее давление в гидросистеме стенда составляет 40 МПа. Работа на стенде осуществляется в ручном режиме, также предусмотрена возможность связи стенда с персональным компьютером. Для нагружения гидромотора в процессе испытаний конструкция стенда включа-

ет в себя насосную станцию. Данный стенд позволяет контролировать техническое состояние только отдельных элементов объемного гидропривода (гидронасоса и гидромотора), не парная проверка.

Достоинства стенда: контроль технического состояния отдельных элементов гидропривода; простота конструктивного исполнения; возможность проверки, настройки и регулировки насосов НШ, гидрораспределителей, гидроцилиндров и другой гидроаппаратуры. Недостатки: ограниченный диапазон рабочего давления; большие энергозатраты на проведение испытаний; невозможность контролировать техническое состояние объемного гидропривода в целом и, как следствие, определить подачу/расход рабочей жидкости, крутящий момент на валу испытуемого гидромотора и КПД объемного гидропривода в целом; невозможно контролировать техническое состояние гидроагрегатов с гидро- и электроуправлением; высокая погрешность измерений параметров диагностирования (более 2 %), при этом ПД = 0,45 (см. п. 1.3). Таким образом, стенд «СДГ/110» не способен контролировать все параметры диагностирования гидроагрегатов, представленных в таблице 1.6.

Научным коллективом Института механики и энергетики ФГБОУ ВО «МГУ им. Н.П. Огарёва», разработан стенд ИГС-01, который способен частично реализовать методику заводов-изготовителей.

При контроле технического состояния объемного гидропривода на стенде ИГС-01 приводной вал гидронасоса может вращаться со скоростью от 0 до 3000 об/мин, а вал гидромотора – вращаться с переменной нагрузкой, которая создается электромагнитным порошковым тормозом (ЭПМТ). Стенд оснащен электродвигателем мощностью 45 кВт. Измерение подачи/расхода рабочей жидкости в процессе испытаний возможно в диапазоне от 0 до 300 л/мин. Рабочее давление в гидросистеме стенда составляет 35 МПа. ЭПМТ позволяет создавать переменную нагрузку на валу гидромотора в диапазоне от 0 до 326 Н·м. Объемный КПД гидропривода определялся расчетным путем [79].

Достоинства стенда: контроль технического состояния объемного гид-

ропривода в целом; простота конструктивного исполнения; бесступенчатое регулирование нагрузки на валу испытуемого гидромотора. Недостатки: малая мощность приводного электродвигателя; ограниченные диапазоны рабочего давления и крутящего момента; невозможно контролировать техническое состояние гидроагрегатов с гидро- и электроуправлением; ограниченная номенклатура испытуемых гидроагрегатов; высокая погрешность измерений параметров диагностирования (более 2,5 %), при этом ПД = 0,9 (см. п. 1.3). Таким образом, стенд ИГС-01 не способен контролировать все параметры диагностирования зарубежных гидроагрегатов, представленных в табл. 1.6.

По способу контроля технического состояния стенды классифицируются на стенды, осуществляющие контроль технического состояния отдельных элементов объемного гидропривода (не парная проверка), и на стенды, позволяющие контролировать техническое состояние объемного гидропривода в целом (совместная проверка). Контроль технического состояния отдельных элементов гидропривода реализуется в следующих стендах: КИ-4815М (см. рис. 1.14а); КИ-28109 (см. рис.1.14б); *Hydraulic test center model* 700 (см. рис. 1.14ж); *YST*500*W* (см. рис. 1.14и); «СДГ/110» (см. рис. 1.14о). Реализовать контроль технического состояния объемного гидропривода в целом можно на следующих стендах: КИ-28097-01М (см. рис. 1.14в); *ZSE PRAHA* (см. рис. 1.14г); *Bosch Rexroth* (см. рис. 1.14д); *MARUMA* МН-125D (см. рис. 1.14е); *Hydraulic test center model* 850 (см. рис. 1.14з); СИУ 55-1 (см. рис. 1.14к); СИУ 55-2 (см. рис. 1.14л); «СГН/110м-БИМ» (см. рис. 1.14м); «СГН/160м-БИМ» (см. рис. 1.14н); ИГС-01(см. рис. 1.14п).

По способу использования стенды классифицируется на стенды, используемые в промышленном производстве, и на стенды, используемые в ремонтном производстве. В промышленном производстве наиболее целесообразно использовать следующие стенды: *ZSE PRAHA* (см. рис. 1.14г); *Bosch Rexroth* (см. рис. 1.14д); *MARUMA* МН-125D (см. рис. 1.14е); *Hydraulic test center model* 700 (см. рис. 1.14ж) и *model* 850 (см. рис. 1.14з); СИУ 55-1 (см. рис. 1.14к); СИУ 55-2 (см. рис. 1.14л); «СГН/160м-БИМ» (см. рис. 1.14н).

Стоимость стендов колеблется в пределах от 5,5 до 20 млн. рублей, поэтому их применение в условиях ремонтных предприятий и сервисных центров экономически не целесообразно из-за их высокой стоимости. Ремонтным предприятиям и сервисным центрам наиболее целесообразно использовать следующие стенды: КИ-4815М (см. рис. 1.14а); КИ-28109 (см. рис. 1.14б); КИ-28097-01М (см. рис. 1.14в); *YST*500*W* (см. рис. 1.14и); «СГН/110м-БИМ» (см. рис. 1.14м); «СДГ/110» (см. рис. 1.14о); ИГС-01 (см. рис. 1.14п). Стоимость стендов колеблется в пределах от 1 до 5,5 млн. рублей.

По способу применения стенды классифицируются на универсальные и специализированные. Универсальные стенды за счет наличия дополнительных гидролиний позволяют реализовать проверку, настройку и регулировку насосов НШ, гидрораспределителей, гидроцилиндров и другой гидроаппаратуры и контролировать техническое состояние как отдельных элементов объемного гидропривода, так и объемного гидропривода в целом. К универсальным стендам относятся: КИ-28097-01М (см. рис. 1.14в); *Bosch Rexroth* (см. рис. 1.14д); *MARUMA* МН-125D (см. рис. 1.14е); *Hydraulic test center model* 700 (см. рис. 1.14ж) и *model* 850 (см. рис. 1.14з); СИУ 55-1 (см. рис. 1.14к); СИУ 55-2 (см. рис. 1.14л); «СГН/110м-БИМ» (см. рис. 1.14м); «СГН/160м-БИМ» (см. рис. 1.14н); «СДГ/110» (см. рис. 1.14о). Специализированные стенды предназначены только для регулировки и контроля технического состояния объемного гидропривода. К специализированным стендам относятся: КИ-4815М (см. рис. 1.14а); КИ-28109 (см. рис. 1.14б); *ZSE PRAHA* (см. рис. 1.14г); *YST*500*W* (см. рис. 1.14и); ИГС-01 (см. рис. 1.14п).

По стране производителя стенды классифицируются на отечественные и зарубежные. К отечественным стендам относятся: КИ-4815М (см. рис. 1.14а); КИ-28109 (см. рис. 1.14б); КИ-28097-01М (см. рис. 1.14в); СИУ 55-1 (см. рис. 1.14к); СИУ 55-2 (см. рис. 1.14л); «СГН/110м-БИМ» (см. рис. 1.14м); «СГН/160м-БИМ» (см. рис. 1.14н); «СДГ/110» (см. рис. 1.14о); ИГС-01(см. рис. 1.14п). К зарубежным стендам относятся: *ZSE PRAHA* (см. рис. 1.14г); *Bosch Rexroth* (см. рис. 1.14д); *MARUMA* МН-125D (см. рис.

1.14е); *Hydraulic test center model* 700 (см. рис. 1.14ж) и *model* 850 (см. рис. 1.14з); *YST*500*W* (см. рис. 1.14и).

По способу эксплуатации средства для контроля технического состояния объемных гидроприводов классифицируются на стационарные и переносные. К стационарным средствам относятся рассмотренные выше стенды отечественного и зарубежного производства (см. рис. 1.14), которые располагаются непосредственно на производственных участках по ремонту и техническому обслуживанию объемных гидроприводов.

Ремонтные предприятия и сервисные центры для настойки, регулировки и экспресс-контроля технического состояния объемных гидроприводов используют переносные средства – гидротестеры. Оценка работоспособности осуществляется непосредственно на технике путем подключения гидротестеров к контрольным точкам объемного гидропривода. Преимущество гидротестеров заключается в отсутствии демонтажа гидроагрегатов с техники [60].

В настоящее время существует большое количество гидротестеров, часть из них представлена на рисунке 1.15.

Гидротестеры *Webtec PT* 100 (см. рис. 1.15а) и *PT* 200 (см. рис. 1.15б) предназначены для настойки и проверки работоспособности гидроприводов путем измерения развиваемого давления (до 40 МПа) [91]. Гидротестер *PT* 100 имеет стальной корпус, в котором размещены четыре виброустойчивых манометра, набор переходников и гидропроводов для соединения с контрольными точками гидропривода. Гидротестер *PT* 200 имеет пластиковый корпус, в котором находятся восемь виброустойчивых манометров, набор переходников и гидропроводов для соединения с контрольными точками гидроприводов. Достоинствами гидротестеров *PT* 100 и *PT* 200 являются: простота подключения; возможность проверки большой номенклатуры гидроагрегатов; невысокая стоимость. Недостатки: не предоставляется возможность определения важных параметров диагностирования – подачи/расхода рабочей жидкости, крутящего момента и объемного КПД гидропривода, при этом ПД = 0,1 (см. п. 1.3).

Рисунок 1.15 – Переносные гидротесторы, применяемые для контроля технического состояния объемных гидроприводов в ремонтных предприятиях и сервисных центрах: а) гидротестер РТ 100; б) гидротестер РТ 200; в) гидротестер *Webtec* серии *RFIK* 200; г) гидротестер ГТ-600 МС; д) гидротестер *Webtec* серии *DHM* 4; е) гидротестер *Webtec* серии *CT* 300*R-SR-B-B*-6; ж) гидротестер КИ-28240; з) портативный гидротестер *MYHT*; и) моноблочный гидротестер ГТ-400/10-0А-40-1-8.

Механический гидротестер *RFIK* 200 фирмы *Webtec* (см. рис. 1.15в) в процессе испытаний объемного гидропривода позволяет измерять подачу/расход рабочей жидкости до 200 л/мин, давление до 42 МПа и температуру рабочей жидкости до + 110 °С в процессе испытания [91]. Гидротестер имеет встроенный нагружающий клапан (дроссель), который позволяет создавать и поддерживать необходимое давление. Достоинствами гидротестера *RFIK* 200 являются: простота подключения; не требуется наличие электропитания; возможность определения подачи/расхода и объемного КПД в процессе диагностирования. Недостатки: высокая погрешность измерений (до 4 %), огра-

ниченные диапазоны контролирования подачи/расхода рабочей жидкости, при этом ПД = 0,27 (см. п. 1.3).

Электронный гидротестер ГТ-600 МС (см. рис. 1.15г) предназначен для измерения подачи/расхода рабочей жидкости в диапазоне от 5 до 350 л/мин, рабочего давления до 40 МПа и температуры рабочей жидкости до + 100 °С в процессе испытания [92]. Данный гидротестер в свое конструктивное исполнение включает нагружающий клапан (дроссель). Также он оснащен датчиком, который позволяет контролировать утечки рабочей жидкости в диапазоне от 2до 200 л/мин. Достоинствами гидротестера являются: возможность определения подачи/расхода рабочей жидкости; давления в линиях гидропривода; утечки рабочей жидкости; объемного КПД испытуемого гидропривода; невысокая стоимость по сравнению с зарубежными аналогами. Недостатки: сложность монтажа (требуется наличие переходников); необходимо наличие электропитания (12/24 В), при этом ПД = 0,36 (см. п. 1.3).

Электронные гидротестеры фирмы *Webtec* серии *DHM* 4 (см. рис. 1.15д) и *CT*300*R-SR-B-B*-6 (см. рис. 1.15е) предназначены для контроля технического состояния объемных гидроприводов различных типов техники путем измерения подачи/расхода рабочей жидкости в диапазоне от 0,1 до 300 л/мин (в двух направлениях), рабочего давления до 42 МПа, температуры рабочей жидкости до + 120 °С [91]. Гидротестеры имеют встроенный нагружающий клапан (дроссель) с предохранительной системой *INTERPASS* от избыточного давления.

В гидротестерах серии *DHM* 4 (см. рис. 1.15д) применена технология *Bluetooth Smart* для осуществления связи с мобильными устройствами на базе операционных систем *IOS* и *Android*. Гидротестер позволяет быстро и легко проводить диагностику всей гидравлики и передавать отчеты о состоянии гидронасосов, гидромоторов, гидроклапанов и прочих элементов гидравлической системы на смартфон посредством мобильного устройства с функцией *Bluetooth*.

Достоинствами электронных гидротестеров являются: возможность

определения подачи/расхода рабочей жидкости; автоматический расчет мощности и объемного КПД гидропривода; высокая точность измерений (погрешность не более 1 %). Недостатки: высокая стоимость, сложность монтажа (требуется наличие переходников), необходимо электропитание, при этом ПД = 0,36 (см. п. 1.3).

Электронный гидротестер КИ-28240 (см. рис. 1.15ж) предназначен для измерения подачи/расхода рабочей жидкости в диапазоне от 6 до 150 л/мин, рабочего давления до 40 МПа и частоты вращения приводного вала гидронасоса от 0 до 10000 об/мин объемного гидропривода [93]. Гидротестер имеет встроенный нагружающий клапан (дроссель). Достоинствами гидротестера являются: простота подключения и монтажа; возможность определения подачи/ расхода рабочей жидкости; развиваемого давления, частоты вращения и, как результат, объемного КПД испытуемого гидропривода; невысокая стоимость. Недостатки: ограниченный диапазон измерения подачи/расхода рабочей жидкости; необходимо наличие электропитания, при этом ПД = 0,27 (см. п. 1.3).

Портативный гидротестер марки *MYHT* (см. рис. 1.15з), выпускаемый компанией *High Land Hydraulic Pump* (Китай), позволяет измерять подачу/ расход рабочей жидкости до 400 л/мин, давление в линиях объемного гидропривода до 42 МПа и температуру рабочей жидкости до + 150 °С [86]. Погрешность измерения параметров диагностирования не превышает 1 %. Гидротестер оснащен литиевым аккумулятором (12 В) и не требует дополнительного электропитания. Достоинствами гидротестера являются: возможность определения подачи/расхода рабочей жидкости, давления в линиях объемного гидропривода; автоматический расчет мощности и объемного КПД гидропривода; за счет встроенного аккумулятора гидротестер не требует дополнительного электропитания, в отличие от других электронных гидротестеров. Недостатки: высокая стоимость прибора; сложность монтажа в магистраль гидросистемы, при этом ПД = 0,36 (см. п. 1.3).

Гидротестер ГТ-400/10-0А-40-1-8 (см. рис. 1.15и), произведенный компанией ООО «Спец-Проект» (г. Ростов-на-Дону), представляет собой моноблочный корпус, в который встроены: цифровая контрольно-измерительная система, нагрузочный узел с предохранительным клапаном, манометры, два электронных датчика контроля давления и температуры [87]. Для проведения диагностики прибор монтируется в магистраль гидросистемы. Гидротестер позволяет измерять подачу/расход рабочей жидкости в диапазоне от 5 до 400 л/мин, давление в линиях объемного гидропривода в диапазоне от 0 до 60 МПа и температуру рабочей жидкости до + 150 °С. Дополнительно в комплект могут быть включены необходимые переходники и датчики расхода, давления, температуры. Достоинствами гидротестера являются: возможность регистрировать температуру рабочей жидкости; контролировать такие параметры диагностирования, как подача/расход рабочей жидкости и давление в линиях объемного гидропривода как на «входе», так и на «выходе» прибора. Недостатки: высокая стоимость, сложность подключения в магистраль гидросистемы объемного гидропривода; необходимо электропитание (12/24 В), при этом ПД = 0,27 (см. п. 1.3).

Таким образом, проведенный анализ существующих методик и средств контроля технического состояния объемных гидроприводов показал, что:

– динамический способ контроля технического состояния, по сравнению со статическим, позволяет с более высокой полнотой диагностировать техническое состояние объемного гидропривода и выявить возможную причину потери его работоспособности;

– наиболее полный контроль технического состояния объемных гидроприводов с определением всех параметров диагностирования дает методика испытаний заводов-изготовителей, которая реализуется на специализированных стендах (ПД = 1), использование которых в условиях ремонтных предприятий и сервисных центров экономически невыгодно;

– большинство стендов и методик, используемых в ремонтном производстве, не способны установить значения всех параметров диагностирова-

ния, регламентированных заводами-изготовителями, при этом полнота диагностирования (ПД) находится в диапазоне от 0,2 до 0,9;

– для определения первичных причин потери работоспособности и настройки объемных гидроприводов в условиях ремонтных предприятий и сервисных центров экономически целесообразнее использовать переносные гидротестеры, не требующие демонтажа гидроагрегатов с техники.

В настоящее время в условиях ремонтных предприятий и сервисных центров возникают сложности с проведением контроля технического состояния объемных гидроприводов. Большинство ремонтных предприятий вынуждены испытывать гидромоторы объемных гидроприводов в режиме гидронасоса, что дает косвенную оценку технического состояния, а конструкция отдельных гидроагрегатов (имеющих плунжеры с гидростатической разгрузкой опор) вообще не позволяет реализовать данный метод испытаний.

Поэтому актуальной задачей является усовершенствование стенда для ремонтных предприятий и сервисных центров, способного реализовать методики испытаний заводов-изготовителей и с высокой точностью и достоверностью контролировать техническое состояние широкой номенклатуры испытуемых объемных гидроприводов как отечественного, так и зарубежного производства, применяемых в конструкциях зерно- и кормоуборочных комбайнов (см. табл. 1.6). Создание нового стенда с учетом предъявленных требований (см. табл. 1.7) позволит расширить диапазоны контролируемых (измеряемых/расчетных) параметров испытуемых объемных гидроприводов и увеличить полноту диагностирования до 1 (ПД = 1).

При реализации методик заводов-изготовителей в условиях ремонтных предприятий и сервисных центров основная проблема заключается в создании на вращающемся валу испытуемого гидромотора переменной нагрузки. Поэтому дальнейшие исследования будут направлены на изучение и анализ методов и средств нагружения испытуемого гидромотора и определения развиваемого крутящего момента.

1.5 Методы создания и определения крутящего (тормозного) момента на валу гидромотора

При контроле технического состояния объемного гидропривода за критерий предельного состояния заводами-изготовителями принята величина объемного КПД [1, 7]. Для определения объемного КПД применяют методику испытаний заводов-изготовителей, которая позволяет определять основные параметры диагностирования испытуемого объемного гидропривода: подача/расход рабочей жидкости, выходной крутящий момент, развиваемая мощность и давление (см. табл. 1.6).

При контроле технического состояния объемных гидроприводов по методикам заводов-изготовителей на валу испытуемого гидромотора необходимо создавать переменную нагрузку (тормозной момент). Для этого стенды включают в свое конструктивное исполнение различные нагружающие устройства.

Анализ научно-технической литературы [1, 7, 19, 20, 60, 61, 94, 95] и патентный поиск [76, 77, 78, 79, 96, 97, 98] позволил классифицировать существующие методы для создания тормозного и измерения крутящего момента на валу гидромотора в процессе испытаний (см. рис.1.16).

Статический метод заключается в определении крутящего момента при не вращающемся валу испытуемого гидромотора. Сущность динамометрического метода заключается в регистрации деформаций упругого элемента – торсиона 1, расположенного в цепи передачи крутящего момента. Показания крутящего момента фиксируются на динамометре, соединенном с рейкой 3. Схема нагружающего (тормозного) устройства представлена на рисунке 1.17.

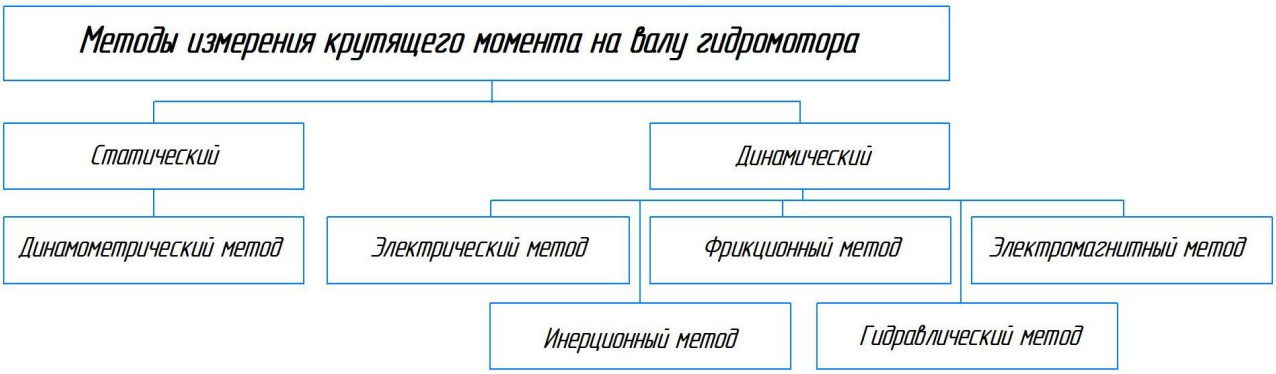


Рисунок 1.16 – Классификация методов измерения крутящего момента на валу испытуемого гидромотора.

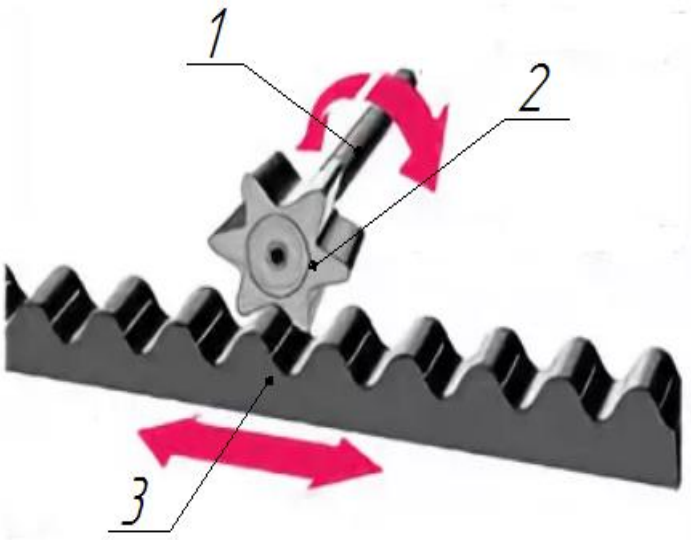
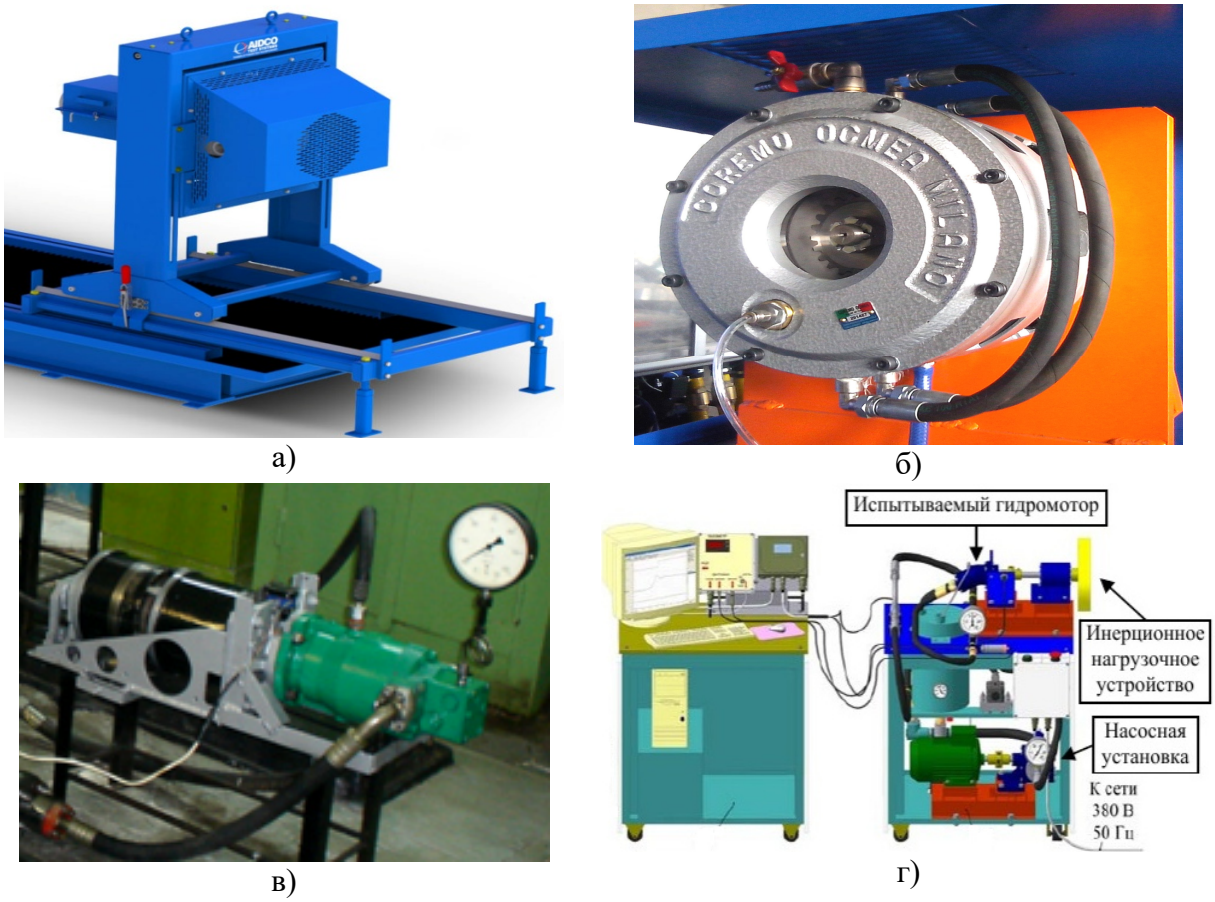


Рисунок 1.17 – Схематический вид тормозного устройства, реализующего динамометрический метод измерения крутящего (тормозного) момента: 1 – вал торсиона; 2 и 3 – зубчатое колесо и рейка.

Динамометрический метод реализуется в стендах КИ-28097-01М [76] и КИ-28097-03М [77] (ФГБНУ ФНАЦ ВИМ, г. Москва). Достоинствами метода и устройства являются: простота конструктивного исполнения и низкая стоимость комплектующих. К недостаткам относится отсутствие возможности реализовать методику динамических испытаний и, как следствие, невозможность определения величины объемного КПД испытуемого гидромотора и всего объемного гидропривода в целом.

Динамические методы создания и определения крутящего (тормозного) момента предусматривают вращение вала гидромотора с переменной нагруз-

кой и позволяют определять величину объемного КПД испытуемого гидромотора и всего объемного гидропривода в целом. На рисунке 1.18 представлены существующие конструкции нагружающих устройств, реализующих динамический метод нагружения испытуемого гидромотора.



а) б) в) г)

Рисунок 1.18 – Общий вид нагружающих устройств, реализующих следующие методы определения крутящего момента испытуемого гидромотора: а) электрический; б) фрикционный; в) электромагнитный; г) инерционный.

Электрический метод создания крутящего (тормозного) момента испытуемого гидромотора заключается в измерении емкости или разницы фаз между двумя магнитными кодировочными устройствами, установленными тангенциально на оси торсиона. Данный метод обеспечивает рассеивание кинетической энергии в виде тепла за счет генерации возникающих в процессе испытаний вихревых токов (токов Фуко). Метод реализован в стенде *Hydraulic test center model* 850 (см. рис. 1.18а), произведенном компани-

ей *Aidco Test Systems* (США) [83, 85]. Развивает тормозной момент на валу испытуемого гидромотора в диапазонах от 0 до 712 Н·м. Для отвода тепла в процессе испытаний устройство подключается к системе воздушного охлаждения. Достоинствами метода и устройства являются: плавное регулирование величины тормозного момента; испытания широкой номенклатуры гидроагрегатов. Недостатками являются: наличие в конструкции сложных и дорогостоящих узлов; интенсивный нагрев и большие энергетические затраты при испытаниях; сложная система охлаждения.

Фрикционный метод создания крутящего (тормозного) момента основан на передаче вращательного движения от ведущего вала (испытуемого гидромотора) к ведомому валу (фрикционного нагружающего устройства) посредством силы трения скольжения, которая возникает между элементами устройства путем изменения силы поджатия их рабочих поверхностей. Метод реализуется в стендах серии «СГН/110м-БИМ» и «СГН/160м-БИМ» [88, 89]. Фрикционное тормозное устройство с пневматическим управлением компании *Coremo Octea* (Италия) установлено в отдельном блоке «БИМ» (см. рис. 1.18б). Развиваемый тормозной момент данного устройства пропорционален подаваемому в него давлению сжатого воздуха. Устройство обеспечивает тормозной момент на валу испытуемого гидромотора в диапазонах от 0 до 600 Н·м. Имеется водяной контур охлаждения. Достоинствами метода и устройства являются: простота конструктивного исполнения; бесступенчатое регулирование тормозного момента. Недостатками является: быстрый износ тормозных фрикционов; неустойчивый развиваемый тормозной момент, что снижает точность его определения; большая стоимость.

Электромагнитный метод создания крутящего (тормозного) момента основан на свойстве порошкообразной ферромагнитной массы, способной под действием электромагнитного поля изменять свою вязкость и прочно прилипать к поверхности намагниченных элементов нагружающего устройства. Метод реализуется электромагнитным порошковым тормозом (ЭПМТ) (см. рис. 1.18в) на стенде ИГС-01 [79]. Величина тормозного момента, разви-

ваемого на валу испытуемого гидромотора, зависит от величины тока возбуждения и изменяется бесступенчато в диапазонах от 0 до 326 Н·м. Достоинствами метода и устройства являются: минимальные энергетические затраты при испытаниях; высокая точность определения крутящего момента. К недостаткам относится: большой нагрев устройства при длительных испытаниях (требуется наличие системы охлаждения); ограниченная номенклатура испытываемых гидромоторов.

Инерционный метод создания крутящего (тормозного) момента основан на использовании нагружающего устройства, выполненного в виде маховика (маховой массы), соединенного с валом испытуемого гидромотора. Крутящий момент на валу гидромотора определятся по продолжительности разгона маховой массы до номинальной скорости, величина которого равна произведению момента инерции маховой массы на ее угловое ускорение (см. рис.1.18г). Метод реализуется в экспериментальном стенде, представленном в работах Маслова Н.А. [19, 20, 96]. Достоинствами метода и устройства являются: простота конструктивного исполнения; низкая стоимость комплектующих и материалов. Недостатки: ограниченная номенклатура испытуемых гидромоторов; наличие маховиков с различными моментами инерции; определение крутящего момента по косвенным показателям.

Гидравлический метод создания крутящего (тормозного) момента основан на применении в качестве нагружающего устройства гидромашины. При испытаниях вал испытуемого гидромотора соединяют через муфту с валом нагружающей гидромашины. При этом вал испытуемого гидромотора приводит во вращение нагружающее устройство. Торможение осуществляется дросселированием рабочей жидкости в линии нагнетания нагружающей гидромашины. Величина развиваемого тормозного момента варьируется в широком диапазоне и зависит от технических характеристик нагружающей гидромашины и дросселирующих устройств. Метод реализуется в стенде СДГ/110 [90]. Достоинствами метода и устройства являются: простота конструктивного исполнения; минимальные

энергетические затраты при проведении испытаний; большой срок эксплуатации устройства. Недостатки: необходимость определять параметры диагностирования нагружающей гидромашины.

Таким образом, проведенный анализ методов создания тормозного и измерения крутящего момента на валу испытуемого гидромотора объемного гидропривода показал, что:

– динамический способ измерения крутящего момента, по сравнению со статическим, позволяет реализовывать методики заводов-изготовителей, с высокой точностью и достоверностью контролировать техническое состояние гидромотора, выявить возможную причину потери его работоспособности и определить величину его объемного КПД;

– технические недостатки методов и устройств обусловлены сложным конструктивным исполнением, ограниченной номенклатурой испытуемых гидромоторов, невысокой точностью определения крутящего момента, контролем технического состояния гидромотора по косвенным признакам;

– большинство методов и устройств имеют высокую стоимость комплектующих и энергетические затраты на проведение испытаний.

Рассмотренные выше факторы являются серьезным препятствием при контроле технического состояния объемных гидроприводов отечественного и зарубежного производства в условиях ремонтных предприятий и сервисных центров. Наиболее перспективным, по нашему мнению, является гидравлический метод создания и определения крутящего (тормозного) момента на валу испытуемого гидромотора. Для реализации данного метода требуется разработка специализированного нагружающего устройства, которое будет применяться в составе стенда.

1.6 Цель и задачи исследования

Анализ и систематизация целого ряда работ [1, 3, 4, 5, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 17, 18, 19, 20, 22, 23, 24, 60, 61, 62, 63, 64, 65, 66, 67, 68, 69, 70, 71, 72, 73, 74], посвященных гидроагрегатам современной техники отечествен-

ного и зарубежного производства и средствам (стендам) для контроля их технического состояния, показал, что нет единого мнения о причинах отказа и потери работоспособности объемных гидроприводов, применяются различные методики и средства технического диагностирования как отдельных гидроагрегатов и систем, так и всего объемного гидропривода в целом. Это снижает достоверность получаемых результатов испытаний.

В условиях ремонтных предприятий и в сервисных центрах практически отсутствуют средства (стенды) для полноценного контроля технического состояния объемного гидропривода, что не позволяет реализовать методики испытаний заводов-изготовителей. Все перечисленные факторы оказывают влияние на диагностирование испытуемых объемных гидроприводов и не позволяют получить достоверные заключения об их техническом состоянии, что затрудняет проведение ремонтных работ.

Таким образом, целью нашей работы является повышение полноты диагностирования отечественных и зарубежных объемных гидроприводов путем реализации методики испытаний заводов-изготовителей в условиях ремонтных предприятий и сервисных центров.

Для выполнения поставленной цели необходимо решить следующие **задачи исследования:**

1. Обосновать требования к стенду для контроля технического состояния отечественных и зарубежных объемных гидроприводов для условий ремонтных предприятий и сервисных центров.

2. Теоретически обосновать механизм создания переменной нагрузки на валу испытуемого гидромотора гидравлическим методом.

3. Разработать и изготовить опытный образец гидравлического нагружающего устройства.

4. Исследовать взаимосвязь крутящего (тормозного) момента на валу гидромотора объемного гидропривода с параметрами гидравлического нагружающего устройства.

5. Исследовать закономерности изменения параметров диагностирова-

ния новых и бывших в эксплуатации объемных гидроприводов отечественного и зарубежного производства от свойств и температуры рабочей жидкости.

6. Усовершенствовать стенд и методику для контроля технического состояния объемного гидропривода отечественного и зарубежного производства в условиях ремонтных предприятий и сервисных центров.

7. Провести производственную проверку и оценить технико-экономическую эффективность усовершенствованного стенда в условиях ремонтных предприятий и сервисных центров.

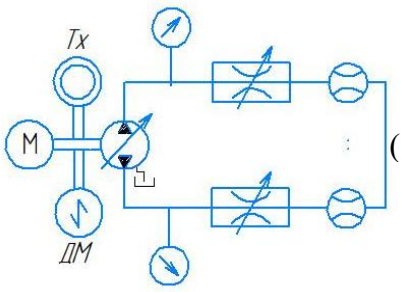
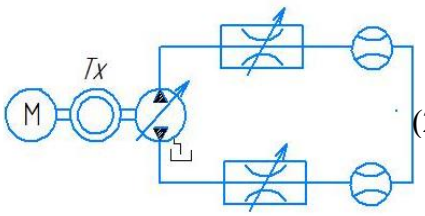
Глава 2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

2.1 Обоснование параметров диагностирования объемного гидропривода

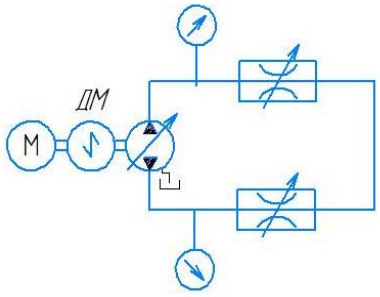
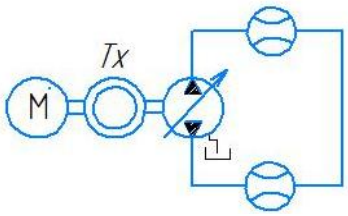
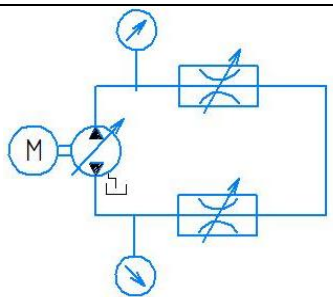
По данным заводов-изготовителей объемных гидроприводов (*Sauer-Danfoss*, *Linde*, *Bosch Rexroth*, Германия; *Eaton*, США; ОАО «Пневмостроймашина», Россия; ОАО «Гидросила», Украина), наиболее важными параметрами диагностирования гидроагрегатов являются подача/расход Q рабочей жидкости, рабочее давление P, крутящий момент $M_{кр}$, мощность N и коэффициенты полезного действия (КПД) η – полный, объемный и гидромеханический.

Согласно данным работ [43, 44, 45, 46, 47, 48, 54, 55, 56, 57], для гидронасоса и гидромотора справедливы зависимости, представленные в таблицах 2.1 и 2.2.

Таблица 2.1 – Параметры диагностирования гидронасоса и принципиальные гидросхемы для их определения

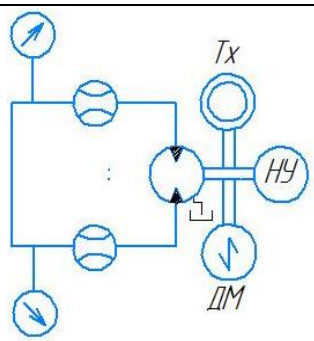
Параметр диагностирования	Формулы для вычисления параметра диагностирования	Измеряемые параметры	Принципиальная гидравлическая схема
1	2	3	4
$\eta^{н}$	$\eta^{н} = \eta^{н}_{об} \cdot \eta^{н}_{гм} = \dfrac{500 \cdot Q^{н}_{ф} \cdot \Delta p}{M_{пр} \cdot \pi \cdot n_{н}}$, (1)	$Q^{н}_{ф}$, Δp, $M_{пр}$, $n_{н}$ при p = ном.	
$\eta^{н}_{об}$	$\eta^{н}_{об} = \dfrac{1000 \cdot Q^{н}_{ф}}{V^{н}_{g} \cdot n_{н}}$, (2)	$Q^{н}_{ф}$, $n_{н}$ при p = ном.	

Окончание таблицы 2.1

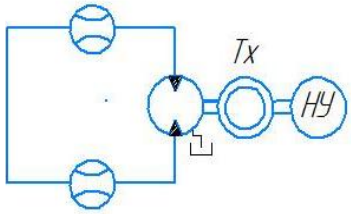
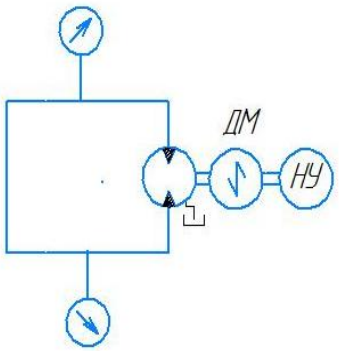
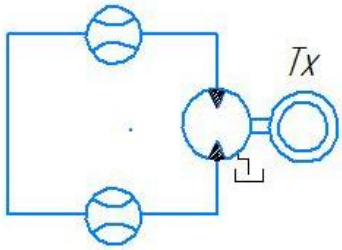
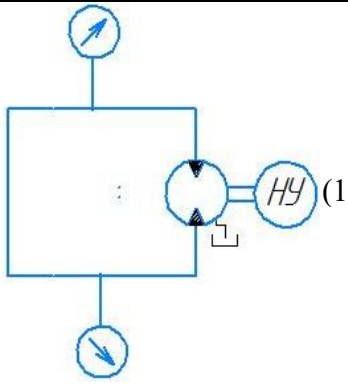
1	2	3	4
$\eta^{н}_{гм}$	$\eta^{н}_{гм} = \frac{V^{н}_{g} \cdot \Delta p}{2 \cdot \pi \cdot M_{пр}}$,	Δp, $M_{пр}$ при p = ном.	 (3)
$Q^{н}_{т}$, л/мин	$Q^{н}_{т} = \frac{V^{н}_{g} \cdot n_{н} \cdot \eta^{н}_{об}}{1000}$,	$n_{н}$, $Q^{н}_{т}$ при $p = 0$	 (4)
$M_{пр}$, Н·м	$M_{пр} = \frac{V^{н}_{g} \cdot \Delta p}{2 \cdot \pi \cdot \eta^{н}_{гм}}$,	Δp при p = ном.	 (5)

Примечание: $\eta^{н}$ – полный КПД гидронасоса; $\eta^{н}_{об}$ – объемный КПД гидронасоса; $\eta^{н}_{гм}$ – гидромеханический КПД гидронасоса; $Q^{н}_{ф}$ – фактическая подача гидронасоса, л/мин; $Q^{н}_{т}$ – теоретическая подача гидронасоса, л/мин; $V^{н}_{g}$ – рабочий объем гидронасоса, см^3/об; $n_{н}$ – частота вращения приводного вала гидронасоса, об/мин; Δp – разность давлений на входе и выходе гидронасоса, МПа; p – номинальное давление в линиях нагнетания, МПа; $M_{пр}$ – приводной момент, Н·м; М – электродвигатель; ДМ – датчик момента; Тх – датчик оборотов (тахометр)

Таблица 2.2 – Параметры диагностирования гидромотора и принципиальные гидросхемы для их определения

Параметр диагностирования	Формулы для вычисления параметра диагностирования	Измеряемые параметры	Принципиальная гидравлическая схема
1	2	3	4
$\eta^{м}$	$\eta^{м} = \eta^{м}_{об} \cdot \eta^{м}_{гм} = \frac{M^{м}_{кр} \cdot \pi \cdot n_{м}}{500 \cdot Q^{м}_{ф} \cdot \Delta p}$,	$M^{м}_{кр}$, $n_{м}$, $Q^{м}_{ф}$, Δp при p = ном.	 (6)

Окончание таблицы 2.2

1	2	3	4
$\eta^{м}_{об}$	$\eta^{м}_{об} = \frac{V^{м}_{g} \cdot n_{м}}{1000 \cdot Q^{м}_{ф}}$,	$n_м$, $Q^{м}_{ф}$ при p = ном.	 (7)
$\eta^{м}_{гм}$	$\eta^{м}_{гм} = \frac{M^{м}_{кр} \cdot 2 \cdot \pi}{V^{м}_{g} \cdot \Delta p}$,	$M^{м}_{кр}$, Δp при p = ном.	 (8)
$Q^{м}_{т}$, л/мин	$Q^{м}_{т} = \frac{V^{м}_{g} \cdot n_{м}}{1000 \cdot \eta^{м}_{об}}$,	$n_м$, $Q^{м}_{т}$ при p = 0	 (9)
$M^{м}_{кр}$, Н·м	$M^{м}_{кр} = \frac{V^{м}_{g} \cdot \Delta p \cdot \eta^{м}_{гм}}{2 \cdot \pi}$,	Δp при p = ном.	 (10)

Примечание: $\eta^{м}$ - полный КПД гидромотора; $\eta^{м}_{об}$ – объёмный КПД гидромотора; $\eta^{м}_{гм}$ – гидромеханический КПД гидромотора; $Q^{н}_{ф}$ – фактический расход гидромотора, л/мин; $Q^{м}_{т}$ – теоретический расход гидромотора, л/мин; $V^{м}_{g}$ – рабочий объем гидромотора, см^3/об; $n_м$ – частота вращения вала гидромотора, об/мин; Δp – разность давлений на входе и выходе гидромотора, МПа; p – номинальное давление в линиях нагнетания, МПа; $M^{м}_{кр}$– крутящий момент создаваемый гидромотором, Н·м; ДМ – датчик момента; Тх – датчик оборотов (тахометр); НУ – нагружающее устройство.

Анализ зависимостей и гидравлических схем таблиц 2.1 и 2.2 показал, что часть параметров диагностирования определяется путем прямого измерения значений, часть – путем расчета по представленным аналитическим за-

висимостям (табл. 2.1 и табл. 2.2). При этом основной параметр диагностирования (КПД) можно определить только расчетным путем. Установлено, что объемный КПД напрямую зависит от фактической подачи/расхода гидроагрегата, а гидромеханический КПД – от крутящего момента при номинальных значениях рабочего давления и частоты вращения вала гидронасоса (гидромотора).

При диагностировании гидронасоса и гидромотора строятся графики зависимостей $\eta^{н} = f(M_{пр})$, $\eta^{н} = f(n_{н})$ и $\eta^{м} = f(M^{м}{}_{кр})$, $\eta^{м} = f(n_{м})$, показывающие влияние нагрузки на вал и частоты его вращения на величину полного КПД диагностируемого гидроагрегата [19]. В таблице 2.3 представлена возможность получения данных характеристик (зависимостей) при контроле технического состояния гидронасосов и гидромоторов с использованием принципиальных схем 1 – 10, представленных в таблицах 2.1 и 2.2.

Таблица 2.3 – Диагностические возможности принципиальных схем (таблица 2.1 и 2.2) при контроле технического состояния гидронасосов и гидромоторов

Параметр диагностирования гидронасоса	Номер схемы установки измерительных средств из таблицы 2.1				
	1	2	3	4	5
$\eta^{н}$	+	-	-	-	-
$\eta^{н}{}_{об}$	+	+	-	-	-
$\eta^{н}{}_{гм}$	+	-	+	-	-
$Q^{н}{}_{т}$, л/мин	+	+	-	+	-
$M_{пр}$, Н·м	+	-	+	-	+
$\eta^{н} = f(p^{н}{}_{вых})$	+	-	$\eta^{н}{}_{гм} = f(p^{н}{}_{вых})$	-	-
$\eta^{н} = f(M_{пр})$	+	-	$\eta^{н}{}_{гм} = f(M_{пр})$	-	-
$\eta^{н} = f(n_{н})$	+	$\eta^{н}{}_{об} = f(n_{н})$	-	-	-
Параметр диагностирования гидромотора	Номер схемы установки измерительных средств из таблицы 2.2				
	6	7	8	9	10
$\eta^{м}$	+	-	-	-	-
$\eta^{м}{}_{об}$	+	+	-	-	-
$\eta^{м}{}_{гм}$	+	-	+	-	-
$Q^{м}{}_{т}$, л/мин	+	+	-	+	-
$M^{м}{}_{кр}$, Н·м	+	-	+	-	+
$\eta^{м} = f(p^{м}{}_{вх})$	+	-	$\eta^{м}{}_{гм} = f(p^{м}{}_{вх})$	-	-
$\eta^{м} = f(M^{м}{}_{кр})$	+	-	$\eta^{м}{}_{гм} = f(M^{м}{}_{кр})$	-	-
$\eta^{м} = f(n_{м})$	+	$\eta^{м}{}_{об} = f(n_{м})$	-	-	-

Подход к определению диагностических возможностей принципиальных схем 1 – 10 при контроле технического состояния гидронасосов и гидромоторов описан в работе Маслова Н.А. [19]. В таблице 2.3 знаком «+» обозначена возможность определять представленные в таблице 2.1 и 2.2 параметры диагностирования, включая необходимые параметры (характеристики) для построения графиков зависимостей $\eta^{н} = f(p^{н}_{вых})$, $\eta^{н} = f(M_{пр})$, $\eta^{н} = f(n_{н})$ и $\eta^{м} = f(p^{м}_{вх})$, $\eta^{м} = f(M^{м}_{кр})$, $\eta^{м} = f(n_{м})$ при использовании принципиальных схем 1 – 3 и 6 – 8 установки измерительных средств, а знаком «–» обозначена невозможность определения параметра диагностирования.

Анализ таблицы 2.3 показал, что наибольшими диагностическими возможностями при контроле технического состояния объемного гидропривода будет обладать стенд, построенный по принципиальным гидравлическим схемам диагностирования 1 и 6. Особенность предложенных гидравлических схем заключается в том, что при контроле технического состояния объемного гидропривода будет реализоваться методика испытаний заводов-изготовителей, при которой вал испытуемого гидромотора будет вращаться с переменной нагрузкой (с переменным тормозным моментом).

Анализ методов создания и определения крутящего (тормозного) момента на валу испытуемого гидромотора показал, что наиболее перспективным и экономически целесообразным для условий ремонтных предприятий и сервисных центров является гидравлический метод. Поэтому для контроля технического состояния объемного гидропривода предлагается создание стенда с гидравлическим нагружающим устройством. Результат будет достигаться за счет создания на валу испытуемого гидромотора тормозного момента путем дросселирования рабочей жидкости в линии нагнетания гидравлического нагружающего устройства. Усовершенствованный стенд позволит контролировать диагностические параметры гидроагрегатов, представленные в таблицах 2.1 и 2.2.

Параметром диагностирования гидромотора является крутящий момент, который будет определяться (контролироваться) с учетом параметров

гидравлического нагружающего устройства (подачи, объемного и гидромеханического КПД, перепада давления в гидролиниях, частоты вращения).

Принципиальная схема стенда, реализующая диагностические схемы 1 и 6, представлена на рисунке 2.1.

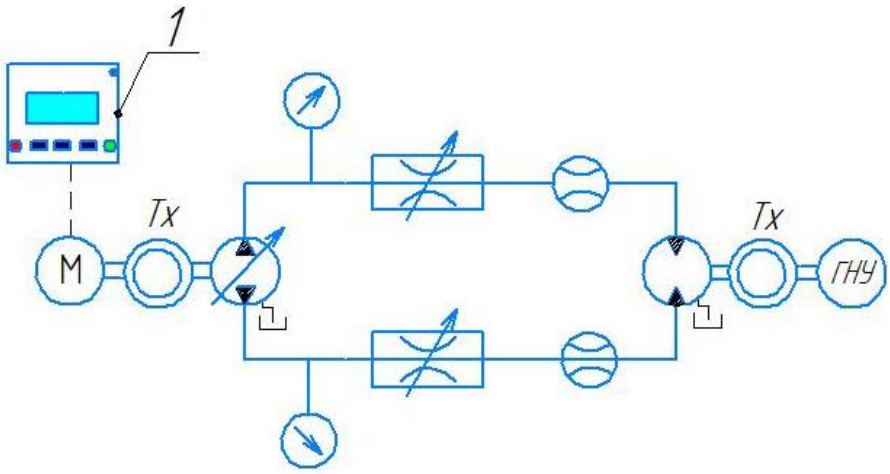


Рисунок 2.1 – Принципиальная схема стенда: 1 – частотный преобразователь; М – электродвигатель; Тх – датчик оборотов (тахометр); ГНУ – гидравлическое нагружающее устройство.

Таким образом, предложенная принципиальная схема стенда (см. рис. 2.1) позволит реализовать методику испытаний завода-изготовителя объемного гидропривода и контролировать параметры диагностирования, регламентированные заводами-изготовителями (см. табл. 2.1 и 2.2). Однако для ее реализации требуется разработка гидравлической схемы стенда и обоснование метода гидравлического нагружения испытуемого гидромотора.

2.2 Теоретическое обоснование гидравлического метода нагружения при диагностировании объемного гидропривода

Для контроля технического состояния объемного гидропривода по предложенной принципиальной схеме (см. рис. 2.1) используется метод гидравлического нагружения [99]. Метод основан на применении в качестве нагружающего устройства гидромашины. В диссертационной работе мы предлагаем в качестве нагружающего устройства использовать аксиально-поршневой нерегулируемый реверсивный гидронасос серии 411.0.107. Для

функционирования гидронасоса 411.0.107 необходимы такие элементы, как: гидравлический бак; датчики давления, температуры, подачи/расхода рабочей жидкости и частоты вращения, которые должны быть объединены в единую систему – гидравлическое нагружающее устройство (ГНУ).

Гидравлическое нагружающее устройство обеспечивает необходимый крутящий (тормозной) момент на валу гидромотора для определения (измерения или расчета) параметров диагностирования испытуемых гидроагрегатов при номинальных режимах работы.

На рисунке 2.2 представлена схема реализации гидравлического метода нагружения в совершенствуемом стенде.

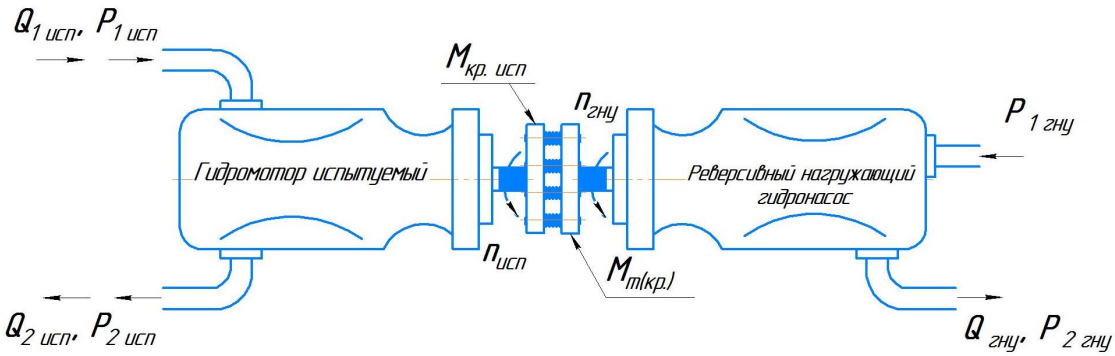


Рисунок 2.2 – Схема соединения испытуемого гидромотора и гидронасоса ГНУ: $M_{кр.исп}$ и $M_{т\ (кр.)}$ – фактические развиваемый крутящий момент испытуемым гидромотором и создаваемый тормозной момент гидронасосом ГНУ; $n_{исп}$ и $n_{гну}$ – частоты вращения валов испытуемого гидромотора и гидронасоса ГНУ; $Q_{1\ исп}$, $Q_{2\ исп}$ – расход рабочей жидкости в гидролиниях испытуемого гидромотора; $Q_{гну}$ – подача рабочей жидкости в гидролиниях гидронасоса ГНУ; $P_{1\ исп}$, $P_{2\ исп}$ – давление рабочей жидкости в гидролиниях испытуемого гидромотора; $P_{1\ гну}$, $P_{2\ гну}$ – давление рабочей жидкости в гидролиниях гидронасоса ГНУ.

Определение крутящего (тормозного) момента по предложенной принципиальной схеме (см. рис. 2.2) возможно по двум вариантам.

В первом расчет развиваемого крутящего момента (теоретического) гидромотором осуществляется по контролируемым в процессе испытаний параметрам испытуемого объемного гидропривода: давлению, частоте вращения вала, расхода и объёмного КПД гидромотора.

Объемный КПД гидромотора (гидронасоса) $\eta^{м}_{об}$, ($\eta^{н}_{об}$) определяется исходя из следующего выражения:

$$\eta_{об}^{м}\left(\eta_{об}^{н}\right)=\frac{Q_{т}}{Q_{ф}}=\frac{V_{м}\cdot n_{м}}{\left(Q_{вых}+Q_{ут}\right)}, \qquad (2.1)$$

где $Q_т$ и $Q_ф$ – теоретический и фактический расход (подача) рабочей жидкости гидромотора (гидронасоса), л/мин; $V_м$ – рабочий объем гидромотора (гидронасоса), см^3/об; $n_м$ – частота вращения вала гидромотора (гидронасоса), об/мин; $Q_{вых}$ и $Q_{ут}$ – расход рабочей жидкости на выходе из гидромотора и утечки в дренажные полости гидромотора, л/мин.

Расчет крутящего (тормозного) момента на валу гидромотора $M_{кр.исп}$ осуществляется по выражению:

$$M_{кр.исп}=\frac{\mathrm{V}_{М}\cdot(p_1-p_2)\cdot\eta_{гм.}^{м}}{2\cdot\pi}, \text{ Н·м} \qquad (2.2)$$

где p_1 – давление на входе в гидромотор, МПа; p_2 – давление на выходе из гидромотора, МПа; $\eta^{м}_{гм}$ – гидромеханический КПД гидромотора.

Если пренебречь потерями на механическое трение и сопротивления жидкости в гидролиниях, то теоретический крутящий момент $M^{Т}_{кр.исп}$ прямо пропорционален величине перепада давления $\Delta p_{исп} = (p_1 – p_2)$, расходу рабочей жидкости и объемному КПД гидромотора и обратно пропорционален частоте вращения приводного вала, тогда выражение (2.3) примет вид:

$$M^{Т}_{кр.исп}=\frac{500\cdot Q^{м}_{исп}\cdot\Delta p_{исп}\cdot\eta_{об.}^{м}}{\pi\cdot n^{м}_{исп}}, \text{ Н·м} \qquad (2.3)$$

где $Q^{м}_{исп}$ – расход рабочей жидкости гидромотора, л/мин; $n^{м}_{исп}$ – частота вращения вала, об/мин; $\Delta p_{исп}$ – перепад давлений в гидролиниях, МПа.

Таким образом, первый этап использования гидравлического нагружающего устройства позволяет определить только теоретический развиваемый момент гидромотором, так как не учитывает потери на механическое трение и сопротивление жидкости, а оценивается в основном перепад давления $\Delta p_{исп}$ рабочей жидкости в гидролиниях гидромотора.

Тогда, с учетом потерь, фактический развиваемый крутящий момент на валу гидромотора определяется из выражения:

$$M_{кр.исп}=M^{Т}_{кр.исп}-\sum M^{пот}_{кр.исп}, \text{ Н·м} \qquad (2.4)$$

где $M_{кр.исп}$ – фактический крутящий момент развиваемый гидромотором, Н·м; $M^{T}_{кр.исп}$ – теоретический крутящий момент на валу гидромотора, Н·м; $\sum M^{пот}_{кр.исп}$ – потери развиваемого крутящего момента гидромотора на преодоление механического трения, Н·м.

Так как потери каждого испытуемого гидромотора на преодоление механического трения различны и определить их не представляется возможным, погрешность расчета развиваемого крутящего момента по выражению 2.3 остается высокой (более 2,0%, что противоречит требованиям ГОСТ 17108).

Во втором варианте развиваемый крутящий (тормозной) момент на валу гидромотора предлагается определять с учетом технических характеристик гидронасоса ГНУ: частоты вращения вала; подачи рабочей жидкости и перепада давлений в гидролиниях.

Согласно схеме испытания (рис. 2.2) с использованием предлагаемого гидравлического метода нагружения, валы испытуемого гидромотора и аксиально-поршневого нерегулируемого реверсивного гидронасоса (гидронасос ГНУ) соединены между собой жесткой муфтой. Поэтому частоты их вращения равны $n_{исп} = n_{гну}$, также равны развиваемый и приводной моменты испытуемого гидромотора и гидронасоса ГНУ, то есть $M_{кр.исп} = M_{т\ (кр.)}$.

Тогда, расчет развиваемого крутящего момента испытуемого гидромотора осуществляется путем пересчета на приводной (потребляемый) крутящий момент гидронасоса ГНУ. Предложенный подход позволяет учесть потери испытуемого гидромотора на преодоление механического трения.

Фактический крутящий момент, развиваемый испытуемым гидромотором, определяется исходя из выражения:

$$M_{кр.исп} = \frac{Q^{м}_{исп} \cdot 500 \cdot \Delta p_{исп} \cdot \eta^{м}_{гм.исп} \cdot \eta^{м}_{об.исп}}{\pi \cdot n_{исп}}\ , \text{Н·м} \qquad (2.5)$$

где $Q^{м}_{исп}$ – расход рабочей жидкости испытуемого гидромотора, л/мин; $\eta^{м}_{об.исп}$ и $\eta^{м}_{гм.исп}$ – объёмный и гидромеханический КПД испытуемого гидромотора; $\Delta p_{исп} = (P_{1\ исп} - P_{2\ исп})$ – перепад давлений в гидролиниях испытуемо-

го гидромотора, МПа; $n_{исп}$ – частота вращения вала гидромотора, об/мин.

Фактический приводной крутящий момент гидронасоса ГНУ определяется выражением:

$$M_{т(кр.)} = \frac{V_g \cdot \Delta p}{2 \cdot \pi \cdot \eta^{н}_{гм}},\ \text{Н·м}. \qquad (2.6)$$

Выразив фактический приводной крутящий момент гидронасоса ГНУ через подачу, получим:

$$M_{т(кр.)} = \frac{\frac{Q_{гну} \cdot 1000}{n_{гну} \cdot \eta^{н}_{об.гну}} \cdot \Delta p_{гну}}{2 \cdot \pi \cdot \eta^{н}_{гм.гну}} \Rightarrow \frac{Q_{гну} \cdot 1000 \cdot \Delta p_{гну}}{2 \cdot \pi \cdot n_{гну} \cdot \eta^{н}_{об.гну} \cdot \eta^{н}_{гм.гну}}\ ,\ \text{Н·м} \qquad (2.7)$$

где $Q_{гну}$ – подача гидронасоса ГНУ, л/мин; $\Delta p_{гну} = (P_{2\ гну} - P_{1\ гну})$ – перепад давлений в гидравлических линиях ГНУ, МПа; $n_{гну}$ – частота вращения вала гидронасоса ГНУ, об/мин; $\eta^{н}_{об.гну}$ и $\eta^{н}_{гм.гну}$ – объёмный и гидромеханический КПД гидронасоса ГНУ.

Тогда фактический крутящий момент, развиваемый испытуемым гидромотором с учетом параметров гидронасоса ГНУ, определяется исходя из следующего выражения:

$$M_{кр.исп} \approx M_{т(кр.)} = \frac{Q_{гну} \cdot 500 \cdot \Delta p_{гну}}{\pi \cdot n_{гну} \cdot \eta^{н}_{об.гну} \cdot \eta^{н}_{гм.гну}}\ ,\ \text{Н·м}. \qquad (2.8)$$

Объёмный и гидромеханический КПД гидронасоса ГНУ известны и соответствуют новому агрегату. Поэтому полный КПД гидронасоса составляет:

$$\eta^{н}_{гну} = \eta^{н}_{об.гну} \cdot \eta^{н}_{гм.гну} = 0{,}95 \cdot 0{,}95 = 0{,}9. \qquad (2.9)$$

где $\eta^{н}_{об.гну}$ – объёмный КПД гидронасоса ГНУ, $\eta^{н}_{об.гну} = 0{,}95$; $\eta^{н}_{гм.гну}$ – гидромеханический КПД гидронасоса ГНУ, $\eta^{н}_{гм.наг} = 0{,}95$.

Полученное значение крутящего момента испытуемого гидромотора позволит определить его гидромеханический КПД по формуле:

$$\eta^{м}_{гм.} = M_{кр.исп} \big/ M^{Т}_{кр.исп}\ , \qquad (2.10)$$

где $M^{Т}_{кр.исп}$ – теоретическое значение крутящего момента испытуемого гидромотора. Тогда общий КПД гидромотора определяется по формуле:

$$\eta^{м} = \eta^{м}_{об.} \cdot \eta^{м}_{гм.}, \qquad (2.11)$$

где $\eta^{м}_{об.} = Q_{2исп} / Q_{1исп}$ – объемный КПД испытуемого гидромотора; $Q_{1исп}$, $Q_{2исп}$ – подача/расход рабочей жидкости на входе и выходе испытуемого гидромотора при номинальном значении давления.

Зная значения полного КПД испытуемого гидроагрегата, можно сделать заключение о техническом состоянии всего объемного гидропривода. Описанный подход положен в основу совершенствуемого стенда.

Для реализации предложенных решений на основании принципиальной схемы (см. рис. 2.1) разработана гидравлическая схема стенда, представленная на рисунке 2.3.

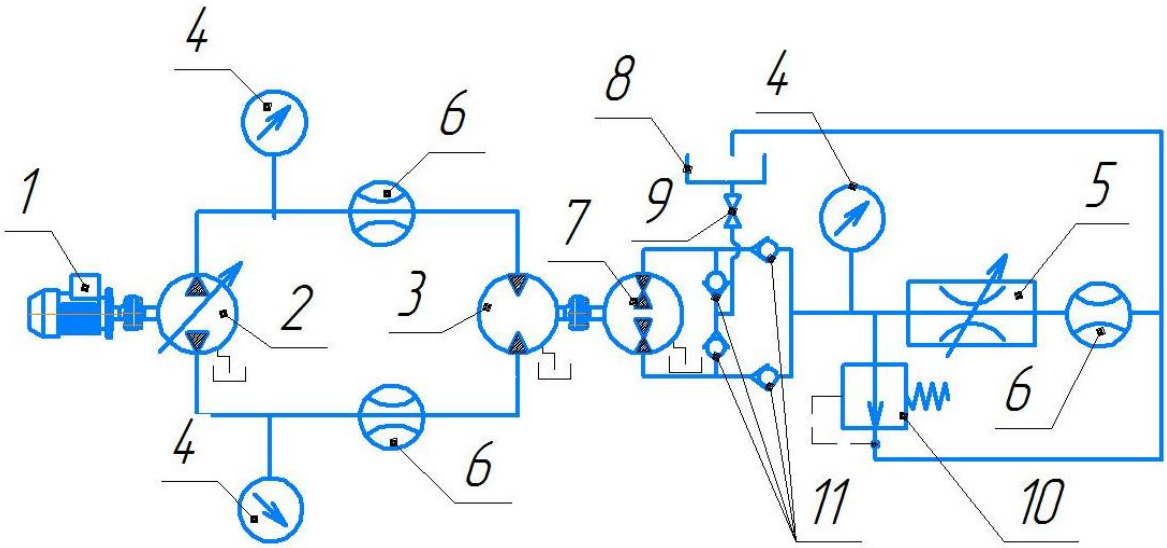


Рисунок 2.3 – Гидравлическая схема стенда: 1 – электродвигатель; 2 – испытуемый гидронасос; 3 – испытуемый гидромотор; 4 – манометры; 5 – дроссель; 6 – расходомеры; 7 – гидронасос ГНУ; 8 – гидравлический бак; 9 – вентиль; 10 – предохранительный клапан; 11 – обратные клапаны.

Особенность предложенной гидравлической схемы заключается в том, что испытуемый гидронасос 2 обеспечивает рабочей жидкостью испытуемый гидромотор 3 через две гидролинии, вследствие этого выходной вал последнего совершает вращение совместно с приводным валом гидронасоса ГНУ 7. Частота вращения испытуемого гидромотора варьируется путем изменения подачи испытуемого гидронасоса 2 и определяется при помощи электронного тахометра. В процессе испытания подачу, расход и давление на входе и

выходе испытуемого гидромотора 3 и гидронасоса ГНУ 7 определяют по манометрам 4 и расходомерам 6. Гидронасос ГНУ 7 через отдельную гидросистему соединен с гидравлическим 8 и регулируемым дросселем 5. Использование системы обратных клапанов 11 позволяет обеспечить автоматический реверс вращения вала испытуемого гидромотора 3. Крутящий (тормозной) момент создается путем дросселирования рабочей жидкости в линии нагнетания гидронасоса ГНУ.

Таким образом, использование ГНУ позволит не только создавать крутящий (тормозной) момент на валу испытуемого гидромотора и реализовывать методику испытаний заводов-изготовителей объемных гидроприводов, но и определять один из основных параметров диагностирования – выходной крутящий момент, развиваемый гидроприводом.

Дальнейшие исследования будут направлены на установление связи между развиваемым крутящим (тормозным) моментом и параметрами ГНУ.

2.3 Моделирование связи крутящего момента объемного гидропривода с параметрами гидравлического нагружающего устройства

Наибольшую сложность при контроле технического состояния объемного гидропривода вызывает реализация методики испытаний заводов-изготовителей и, как следствие, создание и определение одного из значимых параметров работоспособности – развиваемого крутящего момента на валу испытуемого гидромотора объемного гидропривода.

Развиваемый крутящий момент испытуемого гидромотора, вал которого «жестко» соединен с приводным валом гидронасоса ГНУ, определяется выражением (2.8):

$$M_{кр.исп} \approx M_{т(кр.)} = \frac{Q_{гну} \cdot 500 \cdot \Delta p_{гну}}{\pi \cdot n_{гну} \cdot \eta^{н}_{об.гну} \cdot \eta^{н}_{гм.гну}},\ \text{Н·м}.$$

В данном выражении отражены параметры (факторы), изменение кото-

рых оказывает влияние на создаваемый тормозной момент и развиваемый крутящий момент испытуемым гидромотором. Согласно гидравлической схеме (см. рис.2.3), часть параметров (давление, подача/расход, температура рабочей жидкости, частота вращения гидронасоса и гидромотора) определяется при помощи измерительных приборов ($Q_{гну}$, $\Delta p_{гну}$, $n_{гну}$), часть – расчетным путем ($\eta^{н}_{об.гну}$). Основная сложность возникает в определении величины гидромеханического КПД гидронасоса ГНУ, что не позволяет достоверно оценить величину тормозного момента и определить фактический крутящий момент, развиваемый испытуемым гидромотором.

Для определения величины гидромеханического КПД гидронасоса *Karl-Erik Rydberg* в своей научной работе [25] предложил следующее выражение:

$$\eta^{н}_{гм.} = \frac{1}{1 + \frac{b_P}{\varepsilon} + b_1 + \left(\frac{b_2}{\varepsilon} + b_3\right) \cdot \frac{p_L}{\Delta p} + b_4 \cdot \frac{\left|p_H + \delta \cdot p_L\right|}{\left[1 + \left(\frac{n}{n_0}\right)^{\gamma}\right] \cdot \varepsilon \cdot \Delta p} + b_5 \cdot \frac{2\pi \cdot \mu \cdot n}{\varepsilon \cdot \Delta p} + b_6 \cdot \frac{(\varepsilon \cdot n)^2}{\Delta p}}, \tag{2.12}$$

где b, δ, γ и n_0 – коэффициенты потерь гидронасоса (потери, зависящие от величины перепада рабочего давления в линиях гидронасоса, потери на вязкостное трение, потери на прокрутку вала гидронасоса, потери на трение в подшипниках, в торцевом уплотнении, в сальниковом уплотнении гидронасоса); ε – коэффициент регулирования гидронасоса; $\Delta p = (p_H - p_L)$ – перепад давления в линиях гидронасоса, МПа; n – частота вращения гидронасоса, об/мин; μ – динамическая вязкость рабочей жидкости, Н·с/м^2.

С другой стороны, гидромеханический КПД есть произведение величины гидравлического КПД $\eta^{н}_{г}$ на величину механического КПД $\eta^{н}_{м}$ ($\eta^{н}_{гм.\,наг} = \eta^{н}_{г} \cdot \eta^{н}_{м}$). Механический КПД характеризуется потерями на контактное трение (потери на трение в подшипниках, в торцевом уплотнении, в сальниковом уплотнении), а гидравлический КПД – потерями на сопротивление рабочей жидкости при прохождении через гидравлические линии и по-

лости гидронасоса ГНУ [100, 101]. Рассмотрим каждую составляющую гидромеханического КПД.

Из выражения (2.12) видно, что на механическую составляющую гидромеханического КПД оказывают влияние такие факторы, как: коэффициенты потерь гидронасоса (b, δ , γ и n_0), которые для гидронасоса в определенный промежуток времени постоянны; частота вращения гидронасоса n, с увеличением которой возрастают потери мощности и, как следствие, происходит снижение механической составляющей гидромеханического КПД. Так как в нашем случае гидронасос ГНУ является новым, то механическая составляющая гидромеханического КПД соответствует значению 0,95 [102] и с учетом наработки гидронасоса будет изменяться незначительно.

В свою очередь, на гидравлическую составляющую гидромеханического КПД оказывают влияние такие факторы, как: перепад давления в линиях гидронасоса Δp и динамическая вязкость рабочей жидкости μ. Из этого следует, что гидравлические потери максимальны, когда величина динамической вязкости рабочей жидкости при постоянном давлении в гидравлической системе гидронасоса не высока. Значение динамической вязкости определяется исходя из следующего выражения [100, 103]:

$$\mu = \mu_0 \cdot e^{-s(t-t_0)}, \tag{2.13}$$

где μ_0 – начальная вязкость рабочей жидкости, Н·с/м^2 при температуре t_0, ºС; s – эмпирический коэффициент, соответствующий типу рабочей жидкости.

Из выражения (2.13) мы видим, что на величину вязкости оказывает влияние температура рабочей жидкости: чем выше температура рабочей жидкости t, тем меньше величина динамической вязкости и, как следствие, уменьшение гидравлической составляющей гидромеханического КПД.

Таким образом, рассмотрев составляющие гидромеханического КПД $\eta^{н}_{гм.}$ гидронасоса с влияющими на его величину факторами и проанализировав работы [104, 105], пришли к выводу, что разделение гидромеханического КПД на составляющие потерь $\eta^{н}_{г}$ и $\eta^{н}_{м}$ в нашем случае нецелесообразно. Такое разделение имеет смысл только в случаях проведения теоретических ис-

следований с целью выявления степени влияния того или иного фактора на величину гидромеханического КПД, а в практических исследованиях (в нашем случае) измерять и контролировать отдельно механические и гидравлические потери очень затруднительно. Поэтому наиболее целесообразным является рассматривать гидромеханический КПД в целом.

Тогда, исходя из вышеизложенного, преобразуем исходное выражение (2.12) с учетом выражения (2.13) и определим величину гидромеханического КПД гидронасоса с учетом влияния на динамическую вязкость температуры рабочей жидкости, при этом выражение (2.12) примет вид:

$$\eta^{н}_{гм.} = \frac{1}{1+\frac{b_0}{\varepsilon}+b_1+\left(\frac{b_2}{\varepsilon}+b_3\right)\cdot\frac{p_L}{\Delta p}+b_4\cdot\frac{\left|p_H+\delta\cdot p_L\right|}{\left[1+\left(\frac{n}{n_0}\right)^{\gamma}\right]\cdot\varepsilon\cdot\Delta p}+b_5\cdot\frac{2\pi\cdot(\mu_0\cdot e^{-s(t-t_0)})\cdot n}{\varepsilon\cdot\Delta p}+b_6\cdot\frac{(\varepsilon\cdot n)^2}{\Delta p}}\cdot \tag{2.14}$$

Преобразованное выражение (2.14) подставим в выражение (2.8) и получим зависимость, позволяющую определить крутящий (тормозной) момент, учитывая при этом все коэффициенты потерь гидронасоса ГНУ и температуру рабочей жидкости:

$$M_{т(кр.)} = \frac{Q_{гну}\cdot 500\cdot\Delta p_{гну}}{\pi\cdot n_{гну}\cdot\eta^{н}_{об.гну}\cdot\frac{1}{1+\frac{b_0}{\varepsilon}+b_1+\left(\frac{b_2}{\varepsilon}+b_3\right)\cdot\frac{p_L}{\Delta p_{гну}}+b_4\cdot\frac{\left|p_H+\delta\cdot p_L\right|}{\left[1+\left(\frac{n_{гну}}{n_0}\right)^{\gamma}\right]\cdot\varepsilon\cdot\Delta p_{гну}}+b_5\cdot\frac{2\pi\cdot(\mu_0\cdot e^{-s(t-t_0)})\cdot n_{гну}}{\varepsilon\cdot\Delta p_{гну}}+b_6\cdot\frac{(\varepsilon\cdot n_{гну})^2}{\Delta p_{гну}}}}. \tag{2.15}$$

Выражение (2.15) дает качественную оценку развиваемому крутящему (тормозному) моменту и влияющим на него факторам, однако проведение количественной оценки по данному выражению вызывает определенные сложности, связанные с отсутствием значений коэффициентов потерь для гидронасоса ГНУ (b_0, b_1, b_{2p}, b_3, b_4, b_5, b_6, δ, γ, n_0). *Karl-Erik Rydberg* в своей работе [25] экспериментальным путем установил коэффициенты потерь только для гидронасосов компании *Sauer* марки *SPV*-22 с рабочим объемом 69,8 см^3/об. Отсутствие данных коэффициентов для других типов гидронасо-

сов не позволяет рассчитать величину крутящего момента по выражению (2.15). Так как для создания тормозного момента в нашем случае применен гидронасос серии 411.0.107, а коэффициенты потерь для него неизвестны, количественный расчет по выражению (2.15) невозможен. Решить данную задачу возможно с помощью многофакторного эксперимента.

Анализ выражения (2.15) позволил выделить группу факторов, оказывающих влияние на величину крутящего (тормозного) момента, на основании которой была получена следующая функциональная зависимость:

$$M_{т\ (кр)} = f(Q_{гну}, \Delta p_{гну}, \varepsilon, n_{гну}, \eta^{н}_{об.\ гну}, t_{гну}), \qquad (2.16)$$

где $Q_{гну}$ – подача гидронасоса ГНУ, л/мин; $\Delta p_{гну}$ – перепад давления в линиях гидронасоса ГНУ, МПа; ε – коэффициент регулирования гидронасоса ГНУ; $n_{гну}$ – частота вращения вала гидронасоса ГНУ, об/мин; $\eta^{н}_{об.\ гну}$ – объемный КПД гидронасоса ГНУ; $t_{наг}$ – температура рабочей жидкости в линиях гидронасоса ГНУ, ºС.

Часть факторов, представленных в функциональной зависимости (2.16), являются взаимосвязанными. Так, подача гидронасоса $Q_{гну}$ и объемный КПД $\eta^{н}_{об.\ гну}$ зависят от его фактической частоты вращения $n_{гну}$. На рисунке 2.4 представлен график, показывающий зависимость КПД и фактической объемной подачи рабочей жидкости от частоты вращения вала гидронасоса (см. п. 1.1).

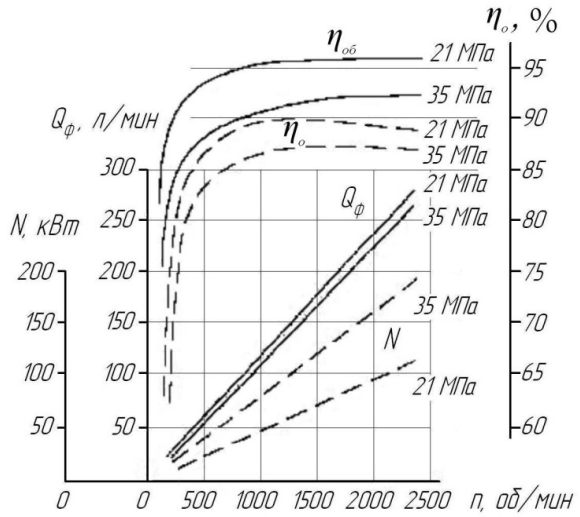


Рисунок 2.4 – График зависимости КПД и фактической подачи рабочей жидкости от частоты вращения приводного вала гидронасоса: $Q_ф$ – фактическая объемная подача, л/мин; N – потребляемая мощность, кВт; $\eta_{об.}$ – объемный КПД; $\eta_о$ – полный КПД.

Поэтому в качестве фактора при проведении многофакторного эксперимента целесообразней принять частоту вращения вала гидронасоса ГНУ – $n_{гну}$. Так как гидронасос ГНУ является нерегулируемым, то коэффициент регулирования гидронасоса ε равен 1 и при проведении многофакторного эксперимента принимается постоянным $\varepsilon = const$.

Таким образом, из выражения (2.16) выделена группа независимых факторов, изменение которых оказывает влияние на развиваемый крутящий (тормозной) момент:

$$M_{т(кр)} = f(\Delta p_{гну}, n_{гну}, t_{гну}). \qquad (2.17)$$

Выражение (2.17) является исходной регрессионной моделью для проведения многофакторного эксперимента.

Задачи многофакторного эксперимента:

– получить регрессионную модель связи крутящего (тормозного) момента $M_{т\ (кр)}$ (параметр оптимизации) с параметрами гидравлического нагружающего устройства $\Delta p_{гну}$, $n_{гну}$, $t_{гну}$ (факторы процесса);

– установить степень влияния факторов процесса на параметр оптимизации – крутящий (тормозной) момент.

Многофакторный эксперимент проведен с интервалами факторов, полученных по результатам однофакторных экспериментов, представленных в п.3.2. Приняты следующие значения диапазонов варьирования факторов $\Delta p_{гну}$, $n_{гну}$, $t_{гну}$, оказывающих влияние на создаваемый крутящий (тормозной) момент $M_{т\ (кр)}$ (см. табл.2.4):

1) за нижние уровни варьирования факторов:

– для перепада давления $\Delta p_{гну}$ в линиях гидравлического нагружающего устройства принималось значение давления, равное $\Delta p_{гну}$ = 18 МПа, соответствующее номинальному значению крутящего момента ГСТ-90 (см. табл. 1.6 п. 1.3);

– для частоты вращения $n_{гну}$ гидравлического нагружающего устройства принималось значение частоты вращения, равное $n_{гну}$ = 1500 об/мин, со-

ответствующее номинальному значению частоты вращения объемного гидропривода ГСТ-90 (см. табл. 1.6 п. 1.3);

– для температуры рабочей жидкости $t_{гну}$ в линиях гидравлического нагружающего устройства принималось значение температуры $t_{гну}$ = 50 ºС, соответствующее паспортному значению температуры рабочей жидкости объемных гидроприводов ГСТ-90, -112 (см. табл. 1.6 п. 1.3);

2) за верхние уровни варьирования факторов:

– для перепада давления $\Delta p_{гну}$ в линиях гидравлического нагружающего устройства принималось значение давления, равное $\Delta p_{гну}$ = 38 МПа, соответствующее номинальному значению крутящего момента объемного гидропривода компании *Sauer-Danfoss* (см. табл. 1.6 п. 1.3);

– для частоты вращения $n_{гну}$ гидравлического нагружающего устройства принималось значение, равное $n_{гну}$ = 3500 об/мин, соответствующее номинальному значению частоты вращения объемного гидропривода компании *Eaton* (см. табл. 1.6 п. 1.3);

– для температуры рабочей жидкости $t_{гну}$ в линиях гидравлического нагружающего устройства принималось значение температуры $t_{гну}$ = 80 ºС, соответствующее предельной рабочей температуре гидравлического масла МГЕ-46В [106].

В таблице 2.4 представлены уровни варьирования исследуемых факторов в действительных значениях.

Таблица 2.4 – Уровни варьирования исследуемых факторов в действительных значениях.

Уровень	Факторы процесса		
	$X_1 – \Delta p_{гну}$, МПа	$X_2 – n_{гну}$, об/мин	$X_3 – t_{гну}$, ºС
Верхний	38	3500	80
Нижний	18	1500	50
Основной	28	2500	65
Интервал варьирования	10	1000	15
Кодовое обозначение	X_1	X_2	X_3

где $X_1 – \Delta p_{гну}$ – перепад давления в линиях гидронасоса ГНУ, МПа; $X_2 – n_{гну}$ – частота вращения вала гидронасоса ГНУ, об/мин; $X_3 – t_{гну}$ – температура рабочей жидкости в линиях гидронасоса ГНУ, ºС.

В таблице 2.5 представлены факторы процесса в кодированном виде и результаты экспериментов по определению выходного параметра. Матрица планирования отражает последовательность реализации всех возможных комбинаций факторов, влияющих на параметр оптимизации. Полученные результаты обрабатывались согласно методике, изложенной в п. 3.3.

Таблица 2.5 – Полный план матрицы планирования эксперимента 2^3.

Номер точки плана, υ	Значение факторов в кодовых обозначениях				Комбинации произведений факторов в кодовых обозначениях				Действительные значения показателя параметра оптимизации			
	X_0	X_1	X_2	X_3	X_1X_2	X_1X_3	X_2X_3	$X_1X_2X_3$	Y_1	Y_2	Y_3	$\overline{Y_\upsilon}$
1	+	-	-	-	+	+	+	-	326	330	318	324,66
2	+	+	-	-	-	-	+	+	607	610	600	605,66
3	+	-	+	-	-	+	-	+	369	352	370	363,66
4	+	+	+	-	+	-	-	-	670	675	669	671,33
5	+	-	-	+	+	-	-	+	292	278	280	283,33
6	+	+	-	+	-	+	-	-	570	558	542	556,66
7	+	-	+	+	-	-	+	-	330	320	338	329,33
8	+	+	+	+	+	+	+	+	633	630	626	629,66

Примечание: где Y – крутящий (тормозной) момент $M_{m(кр)}$.

Построенный полный план матрицы планирования проверяли на симметричность относительно центра эксперимента, нормировку, ортогональность, определяли дисперсию воспроизводимости по результатам трех параллельных наблюдений в каждой точке плана, среднюю дисперсию S^2, дисперсию ошибки $S^2\{b_i\}$ и среднеквадратическое отклонение дисперсии ошибки $S\{b_i\}$ для параметра оптимизации.

Для оценки отклонения крутящего (тормозного) момента от среднего значения следует вычислить дисперсию воспроизводимости по трем параллельным наблюдениям каждой точки плана. Результаты расчета дисперсии воспроизводимости представлены в таблице 2.6.

Таблица 2.6 – Дисперсия воспроизводимости по данным трех параллельных наблюдений каждой точки плана.

υ	1	2	3	4	5	6	7	8
S_υ^2	37,33	26,33	102,33	10,33	57,33	197,33	81,33	12,33
$\sum S_\upsilon^2$	524,66							
$S_{\upsilon_{max}}^2$	197,33							

Затем необходимо проверить однородность полученной дисперсии. Проверку гипотезы однородности дисперсии проводили по критерию Кохрена, который основан на законе распределения отношения максимальной дисперсии к сумме всех дисперсий. Задавшись уровнем значимости q = 5 % и определив степени свободы $N_{1,в\,max} = m - 1 = 2$ и $N_{2,в} = N = 8$, получено критическое значение $G_{\text{кр}} = 0{,}5157$ [107, 108].

Таким образом, расчетное значение критерия Кохрена для крутящего (тормозного) момента составило: G = 0,3761 (G = 0,3761 < $G_{кр}$ = 0,5157), что меньше табличного значения, следовательно, гипотеза об однородности дисперсий принималась.

На следующем этапе определяли параметры модели (коэффициенты регрессии). В таблице 2.7 представлены рассчитанные значения коэффициентов регрессии параметров модели процесса.

Таблица 2.7 – Коэффициенты регрессии параметров модели процесса.

Факторы	X_0	X_1	X_2	X_3	X_1X_2	X_1X_3	X_2X_3	$X_1X_2X_3$
$\widetilde{b}_i$	470,54	145,29	27,95	-20,79	6,70	-1,87	1,79	0,042

Затем необходимо проверить значимость расчетных коэффициентов регрессии по критерию Стьюдента. Задавшись уровнем значимости q = 5 % и определив степень свободы $N_{зн} = N(m-1) = 16$, получено критическое значение $t_{\text{кр}}$ = 2,119 [107, 108]. Значение t для каждого расчетного коэффициента регрессии для проверки его значимости. Результаты расчета представлены в таблице 2.8.

Таблица 2.8 – Результаты проверки значимости коэффициентов.

Факторы	X_0	X_1	X_2	X_3	X_1X_2	X_1X_3	X_2X_3	$X_1X_2X_3$
$\widetilde{b}_i$	470,54	145,29	27,95	-20,79	6,70	-1,87	1,79	0,042
$t_{\text{кр}}$	2,119							
t_i	284,64	87,89	16,91	12,57	4,06	-1,13	1,08	-0,025
$t_i - t_{кр}$	282,53	85,77	14,79	10,46	1,94	-3,25	-1,03	-2,14
Вывод	**Знач.**	**Знач.**	**Знач.**	**Знач.**	**Знач.**	*Нет*	*Нет*	*Нет*

Примечание: факторы, у которых расчетное значения t – критерия оказалось меньше критического $t_{\text{кр}}$, признаны не значимыми.

После исключения не значимых коэффициентов получено следующее уравнение регрессии:

$$\widetilde{Y} = 470{,}54 + 145{,}29X_1 + 27{,}95X_2 - 20{,}79X_3 + 6{,}7X_1X_2 \qquad (2.18)$$

Проверка адекватности регрессионной модели. По уравнению регрессии определяли величину $\widetilde{Y}_{\upsilon,\text{л}}$ для каждой точки плана матрицы, т. е. для каждой строчки, с учетом знака фактора в плане матрицы, находили алгебраическую сумму коэффициентов уравнения. Затем находили разность между средним значением показателя параметра оптимизации процесса для каждой точки матрицы $\overline{Y}_\upsilon$ (см. табл. 2.5), полученным экспериментально, и значением $\widetilde{Y}_{\upsilon,л}$, подсчитанным по уравнению регрессии. Полученные разности возводили в квадрат $\left(\overline{Y}_\upsilon - \widetilde{Y}_{\upsilon,л}\right)^2$ и затем суммировали $\sum\limits_{\zeta=1}^{N}\left(\overline{Y}_\upsilon - \widetilde{Y}_{\upsilon,л}\right)^2$.

Результаты расчетов для проверки адекватности модели представлены в таблице 2.9.

Таблица 2.9 – Результаты расчета для проверки адекватности модели.

Номер эксперимента	$\widetilde{Y}_{\upsilon,л}$	$\left(\overline{Y} - \widetilde{Y}_{\upsilon,л}\right)^2$
1	324,7917	0,015625
2	601,9583	13,75174
3	367,2917	13,14063
4	671,2917	0,001736
5	283,2083	0,015625
6	560,375	13,75174
7	325,7083	13,14062
8	629,7083	0,001736
∑		53,8194

Адекватность полученной модели проверяли по критерию Фишера. Задавшись уровнем значимости $q = 5\ \%$ и определив степени свободы $N_{1,ad} = N - l_n = 8 - 5 = 3$ и $N_{2,ad} = N(m-1) = 8(3-1) = 16$, получено критическое значение $F_{кр} = 3{,}24$ [107, 108].

Таким образом, расчетное значение критерия Фишера для регрессионной модели (2.18) составляло $F = 1{,}231$ ($F = 1{,}231 < F_{\text{кр}} = 3{,}24$), следователь-

но, гипотеза об адекватности модели принимается. Из этого следует, что полученная регрессионная модель адекватно описывает влияние принятых факторов на развиваемый крутящий (тормозной) момент.

Для перевода регрессионной модели в действительные переменные в полученное уравнение (2.18) подставляется выражение X_i , полученное в результате преобразования формулы (3.6).

Тогда регрессионная модель (2.18) примет вид:

$$h = 130{,}89 + 12{,}85X_1 + 0{,}0092X_2 - 1{,}386X_3 + 0{,}000671X_1X_2 \qquad (2.19)$$

После потенцирования уравнений регрессии и замены кодированных значений факторов на действительные, получим регрессионную модель связи крутящего (тормозного) момента с параметрами гидравлического нагружающего устройства:

$$M_{т(кр)} = 130{,}89 + 12{,}85 \cdot \Delta p_{гну} + 0{,}0092 \cdot n_{гну} - 1{,}386 \cdot t_{гну} + 0{,}000671 \cdot \Delta p_{гну} \cdot n_{гну} \qquad (2.20)$$

Оценка коэффициентов влияния факторов на крутящий (тормозной) момент представлена на рисунке 2.5.

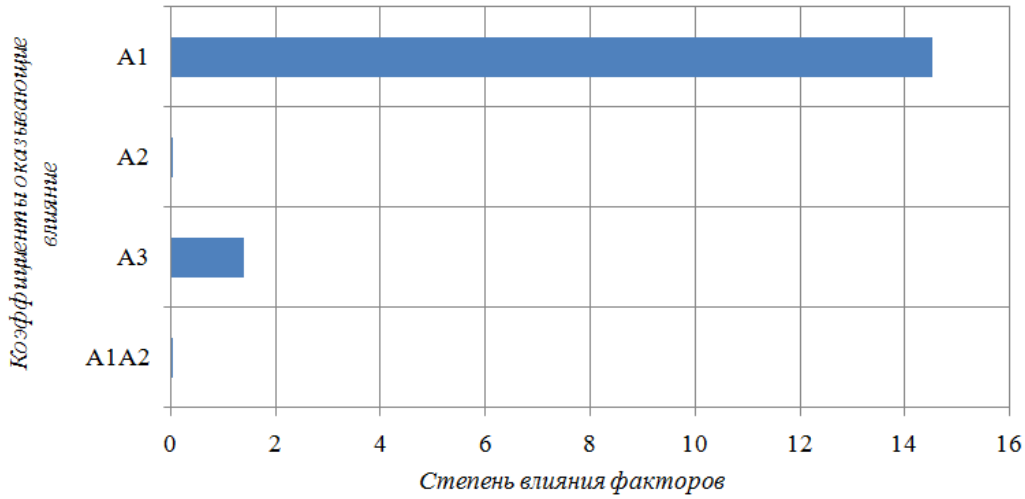


Рисунок 2.5 – Степени влияния факторов на крутящий (тормозной) момент: A1-A3 – коэффициенты влияния.

Анализ карты Парето (см. рис. 2.5) показал, что по степени влияния на параметр оптимизации – крутящий (тормозной) момент – исследуемые факторы расположились в следующем порядке: перепад давления в линиях гидравлического нагружающего устройства A_1 = 14,52917; частота вращения

гидравлического нагружающего устройства A_2 = 0,027958; температура рабочей жидкости в линиях гидравлического нагружающего устройства A_3 = 1,38611; комбинация факторов A_1A_2 = 0,000671. Таким образом, положительное влияние на крутящий (тормозной) момент оказывают коэффициенты A_1 и A_2, отрицательное влияние оказывает коэффициент A_3. Суммарное сочетание значимых факторов A_1 и A_2 оказывает незначительное влияние на крутящий (тормозной) момент.

Наиболее значимыми факторами, влияющими на величину развиваемого крутящего (тормозного) момента, являются: перепад давления и рабочая температура в линиях гидравлического нагружающего устройства. Наименьшее влияние оказывает частота вращения гидравлического нагружающего устройства.

Проверка адекватности полученной регрессионной модели (2.20) показала, что относительное отклонение расчетных и экспериментальных значений: для верхнего уровня Δ = 0,84 %, для нижнего уровня Δ = 0,37 %.

На основании полученного выражения (2.20) был произведен расчет величины номинального крутящего момента для наиболее распространенных гидроагрегатов (см. п. 1.3), результаты которого сведены в таблицу 2.10.

Таблица 2.10 – Расчет величины крутящего момента гидромотора для наиболее распространенных объемных гидроприводов.

Наименование производителя объемного гидропривода	Паспортное значение выходного крутящего момента, Н·м	Значение, полученное с помощью регрессионной модели (2.20), Н·м	Отклонение, %
ГСТ-90	326,0	324,8	0,37
ГСТ-112	404,0	402,3	0,42
Sauer-Danfoss	667,0	661,4	0,84
Eaton	449,0	446,5	0,55
Linde	418,0	416,2	0,43
Bosch Rexroth	501,0	497,9	0,62

Анализируя таблицу 2.10, можно сделать вывод, что полученная регрессионная модель способна достоверно определять (рассчитывать) величину крутящего (тормозного) момента при диагностировании объемных гидроприводов, при этом погрешность измерения данной величины не превышает

1 % и соответствует требованиям ГОСТ 17108 [109].

Таким образом, по результатам проведенного многофакторного эксперимента установлено, что:

– регрессионная модель (2.20) с высокой точностью описывает связь развиваемого крутящего (тормозного) момента $M_{т\ (кр)}$ с параметрами гидравлического нагружающего устройства $\Delta p_{гну}$, $n_{гну}$ и $t_{гну}$;

– основное влияние на развиваемый крутящий (тормозной) момент гидравлического нагружающего устройства оказывает величина перепада давления $\Delta p_{гну}$ в его гидравлических линиях, частота вращения $n_{гну}$ и температура рабочей жидкости $t_{гну}$. Суммарное сочетание значимых факторов $\Delta p_{гну}$ и $n_{гну}$ на крутящий (тормозной) момент оказывает незначительное влияние.

Выводы по главе 2:

– предложен и теоретически обоснован механизм создания переменной нагрузки (крутящего тормозного момента) на валу испытуемого гидромотора объемного гидропривода с использованием гидравлического нагружающего устройства. Разработана принципиальная схема стенда для реализации метод гидравлического нагружения;

– разработана и обоснована гидравлическая схема стенда, способная реализовать методику испытаний заводов-изготовителей и определять все параметры диагностирования отечественных и зарубежных объемных гидроприводов;

– получена регрессионная модель связи крутящего (тормозного) момента с параметрами ГНУ, позволяющая достоверно определять величину фактического развиваемого крутящего (тормозного) момента испытуемого объемного гидропривода;

Полученные в главе 2 результаты были положены в основу конструкции стенда при его практической реализации. За счет полученной регрессионной модели из конструкции стенда можно исключить дорогостоящий датчик момента, что значительно удешевляет его изготовление и стоимость для потребителя.

Глава 3. МЕТОДИКИ И РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

3.1 Программа и структура экспериментальных исследований

Экспериментальные исследования были разделены на четыре этапа.

На первом этапе проводилось моделирование связи крутящего (тормозного) момента с параметрами гидравлического нагружающего устройства, планирование и реализация однофакторного и многофакторного экспериментов.

Целью данных исследований являлось определение степени влияния параметров гидравлического нагружающего устройства на создаваемый крутящий (тормозной) момент испытуемого объемного гидропривода.

На втором этапе определяли влияние свойств и температуры рабочей жидкости на параметры диагностирования отечественных и зарубежных объемных гидроприводов.

Целью данных исследований являлся выбор рабочей жидкости и обоснование температурных диапазонов при проведении стендовых испытаний объемных гидроприводов.

На третьем этапе исследовали закономерности изменения тепловых режимов в замкнутых контурах при проведении стендовых испытаний с новыми и бывшими в эксплуатации объемными гидроприводами отечественного и зарубежного производства.

Целью данных исследований являлось определение количества тепловой энергии, выделяемой при стендовых испытаниях новыми и бывшими в эксплуатации объемными гидроприводами.

На последнем этапе усовершенствовалась методика испытаний для объемных гидроприводов отечественного и зарубежного производства.

Целью данных исследований являлось адаптирование методик заводов-изготовителей отечественных и зарубежных объемных гидроприводов для усовершенствованного стенда.

3.2 Методика и результаты однофакторного эксперимента по определению степени влияния параметров гидравлического нагружающего устройства на крутящий (тормозной) момент

Полученная в п. 2.3 функциональная зависимость является исходной для проведения однофакторного эксперимента:

$$M_{т(кр.)} = f(\Delta p_{гну}, n_{гну}, t_{гну}). \quad (3.1)$$

Анализ функциональной зависимости (3.1) показал, что основными факторами, влияющими на создаваемый крутящий (тормозной) момент гидравлического нагружающего устройства, являются: $\Delta p_{гну}$, $n_{гну}$ и $t_{гну}$ – перепад давления в линиях гидравлического нагружающего устройства (МПа), частота вращения вала (об/мин) гидравлического нагружающего устройства и температура рабочей жидкости (ºС) в линиях гидравлического нагружающего устройства. Для изучения их влияния на параметр оптимизации (крутящий /тормозной момент) необходимо проведение детальных экспериментальных исследований.

По нашему мнению, наиболее подходящим для решения данной задачи является многофакторный эксперимент. Однако для проведения многофакторного эксперимента необходимо определить уровни варьирования факторов функциональной зависимости (3.1) на параметр оптимизации. Для поиска необходимых уровней варьирования факторов необходимо провести однофакторный эксперимент.

Цель однофакторного эксперимента заключалась в определении уровней варьирования факторов: величины перепада давления в линиях гидравлического нагружающего устройства $\Delta p_{гну}$ (МПа); частоты вращения гидравлического нагружающего устройства $n_{гну}$ (об/мин); температуры рабочей жидкости в линиях гидравлического нагружающего устройства $t_{гну}$ (ºС).

Однофакторный эксперимент проводили методом динамических испытаний объемного гидропривода с определением (контролированием) регламентированных заводом-изготовителем технических параметров с помощью

усовершенствованного стенда с ГНУ. Схема реализации однофакторного эксперимента представлена на рисунке 3.1.

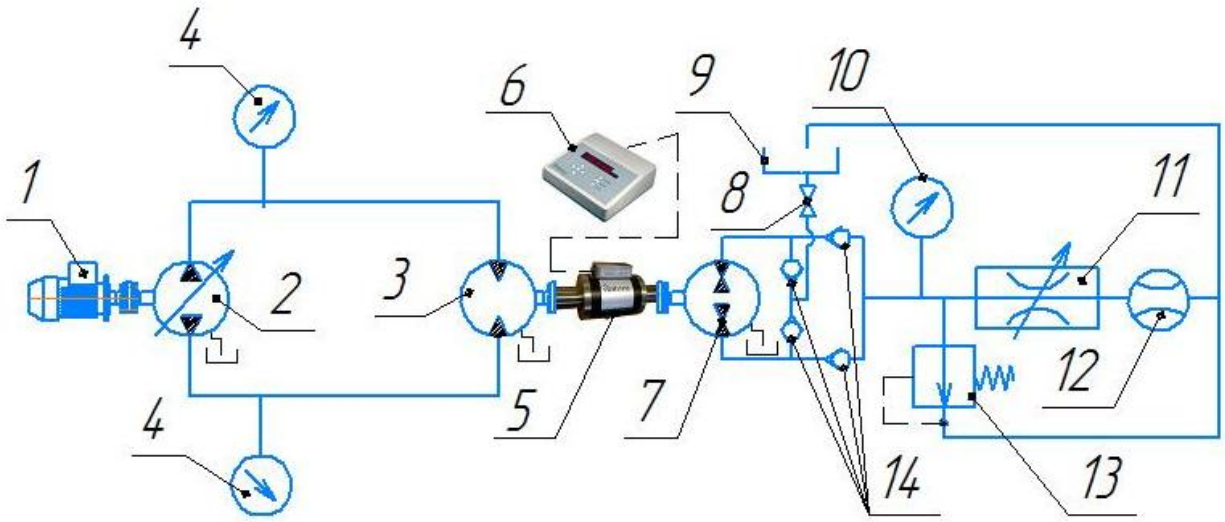


Рисунок 3.1 – Схема для реализации однофакторного эксперимента: 1 – электродвигатель; 2 – испытуемый гидронасос; 3 – испытуемый гидромотор; 4 – манометры для контроля давления в линиях нагнетания объемного гидропривода; 5 – датчик момента; 6 – цифровой индикатор; 7 – гидронасос ГНУ; 8 – вентиль; 9 – гидравлический бак; 10 – манометр для контроля давления в линиях ГНУ; 11 – дроссель; 12 – расходомер; 13 – предохранительный клапан; 14 – обратные клапаны.

Особенность схемы заключается в том, что испытуемый гидронасос 2 обеспечивает рабочей жидкостью испытуемый гидромотор 3 через две гидравлических линии, вследствие этого выходной вал последнего совершает вращение совместно с приводным валом гидронасоса ГНУ 7. Частота вращения испытуемого гидронасоса варьируется с помощью частотного преобразователя DELTA VFD-B, а частота вращения испытуемого гидромотора варьируется путем изменения подачи испытуемого гидронасоса 2 и контролируется с помощью индуктивного датчика ISB A2A-31P-4-LZ и электронного тахометра SM-20. Перепад давления в линиях объемного гидропривода и гидравлического нагружающего устройства определяли с помощью манометров 4 и 10 с пределом измерения 0…60 МПа. Увеличение перепада давления в линиях нагнетания гидронасоса ГНУ 7 добивались путем изменения проходного сечения реверсивного дросселя RFIK200 (*Webtec*) 11. Контроль подачи гидронасоса ГНУ 7 осуществляли с помощью расходомера CT600R-

SR-S-B-7 (*Webtec*) 12. Гидронасос ГНУ 7 через отдельную гидравлическую систему соединен с гидравлическим баком 9. При проведении испытаний реверс гидронасоса ГНУ 7 обеспечивался системой обратных клапанов 14.

Температуру рабочей жидкости в линиях испытуемого объемного гидропривода и гидравлического нагружающего устройства контролировали с помощью датчиков температуры SR-TTP-400-05-0C (–25…+125 ºС), подключенных к портативному считывающему устройству HPM-540-05-0C с помощью аналоговых кабелей SR-CBL-003-55-MM. Крутящий (тормозной) момент в процессе эксперимента создавали с помощью дросселя 11. Контроль развиваемого крутящего (тормозного) момента осуществлялся при помощи бесконтактного цифрового датчика крутящего момента 5 и цифрового индикатора 6. Схема для реализации измерения крутящего (тормозного) момента представлена на рисунке 3.2.

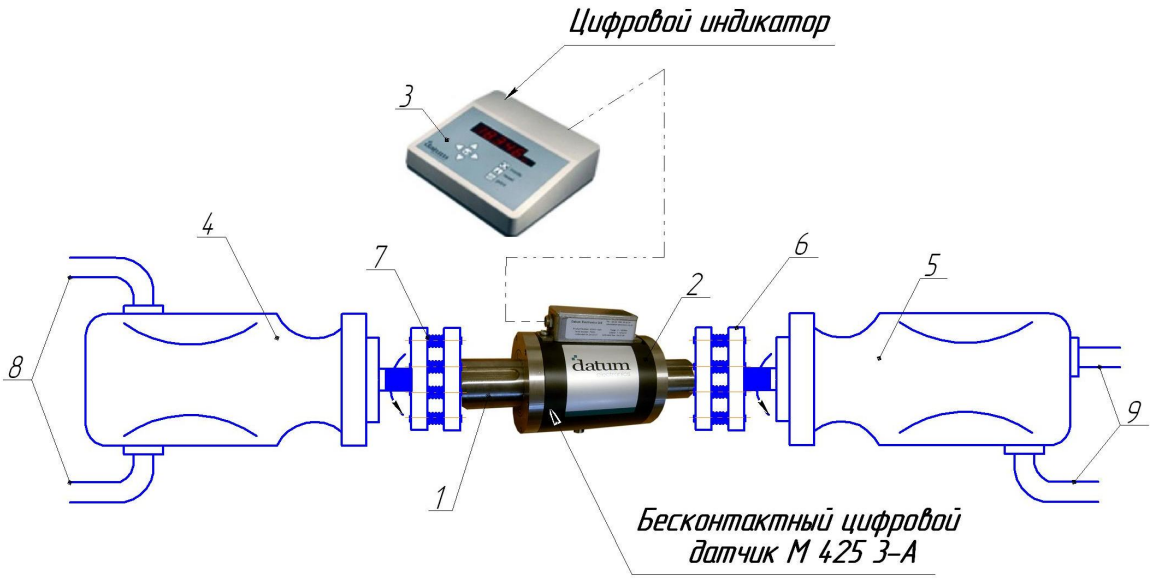


Рисунок 3.2 – Схема измерения крутящего (тормозного) момента, развиваемого испытуемым гидромотором с помощью бесконтактного цифрового датчика *M* 425 3-*A datum electronics*: 1 – вал; 2 – тензометр; 3 – цифровой индикатор; 4 – испытуемый гидромотор; 5 – гидронасос ГНУ; 6 и 7 – муфты; 8 и 9 – линии нагнетания испытуемого гидромотора и гидронасоса ГНУ.

Для эксперимента использовался датчик момента *M* 425 3-*A datum electronics*, состоящий из вала 1 и тензометра 2, позволяющий измерять и передавать значения крутящего момента на цифровой индикатор 3 с ЖКИ-

дисплеем (см. рис. 3.2). Датчик устанавливался между испытуемым гидромотором и гидронасосом ГНУ через муфты, «жестко» соединяя их выходные валы. Величина развиваемого крутящего (тормозного) момента отображается на цифровом индикаторе.

Технические характеристики датчика *M* 425 3-*A datum electronics* [110]: номинальная нагрузка – 1000 Н·м; максимальная частота вращения – 0…6000 об/мин; точность измерения – 0,1%; соединение механическое – шлицевой вал; частота подачи сигнала – 100 Гц.

Для реализации однофакторного эксперимента был подготовлен комплект объемного гидропривода компании *Sauer-Danfoss* 90*R*100 (гидронасос) и 90*M*100 (гидромотор), удовлетворяющий техническими параметрам нового в соответствии с требованиями завода-изготовителя (см. табл. 1.6 п. 1.3). При проведении экспериментальных исследований рычаг управления сервораспределителем гидронасоса 90*R*100 был отклонен на максимальный угол, что соответствовало максимальному углу отклонения люльки и максимальной подаче гидронасоса. В качестве рабочей жидкости объемного гидропривода использовалось всесезонное гидравлическое масло *Shell Tellus S*2 *V*46, соответствующее *ISO* 11158 [111], а для гидравлического нагружающего устройства использовалось масло МГЕ-46В, соответствующее ГОСТ 17479.3 [112]. Испытуемый объемный гидропривод монтировался на стенд согласно схеме, представленной на рисунке 3.1.

Однофакторный эксперимент проводили в три этапа.

На первом этапе определили уровни варьирования для величины перепада давления в линиях гидравлического нагружающего устройства. Эксперимент начинали от минимального давления в линии нагнетания гидравлического нагружающего устройства $\Delta p_{гну}$ с последующим увеличением до максимального значения $\Delta p_{гну}$ = 40 МПа [102] с шагом 5 МПа, при этом с помощью манометра осуществляли контроль давления в линиях объемного гидропривода. Частота вращения приводного вала гидравлического нагружающего устройства $n_{гну}$ принималась постоянной, равной 1500 об/мин, что соот-

ветствует номинальной частоте вращения гидронасоса объемного гидропривода ГСТ-90. Температура рабочей жидкости в линиях объемного гидропривода принималась постоянной и находилась в диапазоне 60±5 ºС (см. табл. 1.6 п. 1.3), а температура в линиях гидравлического нагружающего устройства $t_{гну}$ находилась в диапазоне 50±5 ºС, соответствуя требованиям, предъявляемым заводом-изготовителем [102]. Увеличение давления в линии нагнетания нагружающего реверсивного гидронасоса добивались изменением проходного сечения дросселя 11 (см. рис. 3.1).

Результаты однофакторного эксперимента по определению зависимости крутящего (тормозного) момента на валу испытуемого гидромотора объемного гидропривода от величины перепада давления в линиях гидравлического нагружающего устройства представлены на рисунке 3.3.

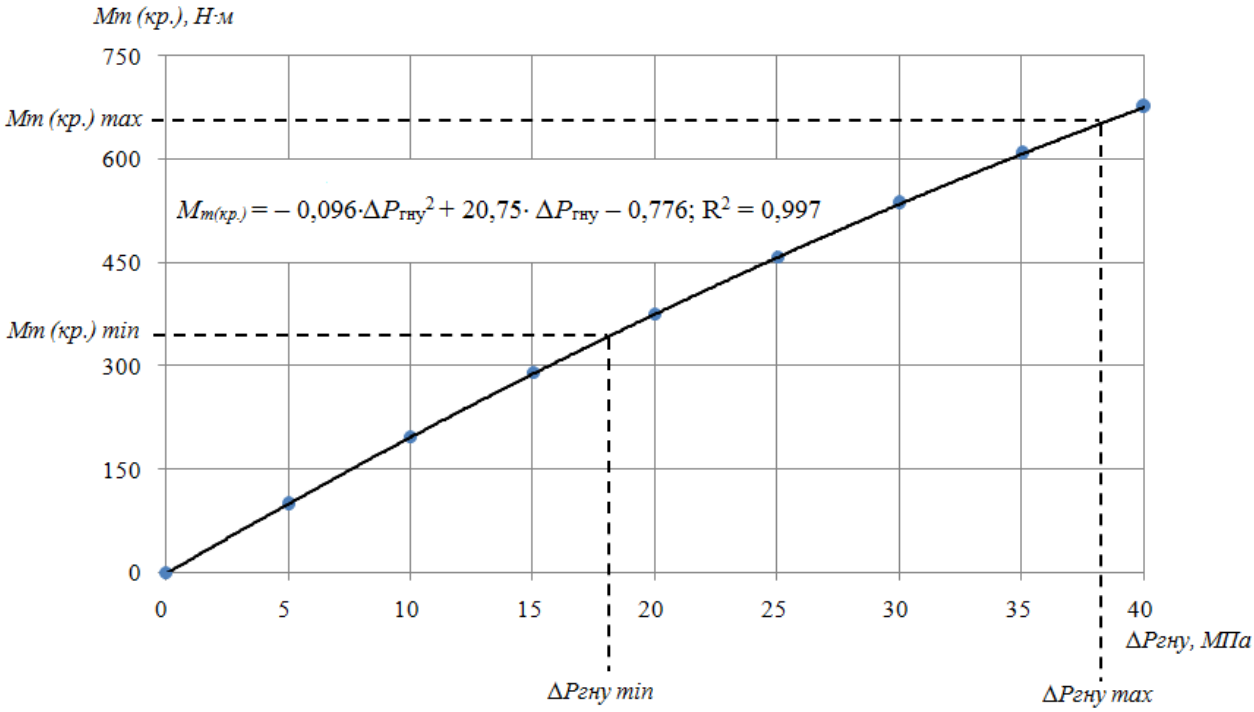


Рисунок 3.3 – Зависимость крутящего (тормозного) момента на валу гидромотора контрольного объемного гидропривода от величины перепада давления в линиях гидравлического нагружающего устройства $\Delta p_{гну}$ (МПа): где $\Delta p_{гну\ min}$ = 18 МПа – минимально-необходимое давление в линиях гидравлического нагружающего устройства, необходимое для создания минимального крутящего (тормозного) момента $M_{т(кр.)min}$ = 326 Н·м, соответствующее объемному гидроприводу ГСТ-90; $\Delta p_{гну\ max}$ = 38 МПа – максимально-необходимое давление в линиях гидравлического нагружающего устройства для создания максимального крутящего (тормозного) момента $M_{т(кр.)max}$ = 667 Н·м, соответствующее объемному гидроприводу *Sauer-Danfoss*.

Анализируя рисунок 3.3, следует отметить, что с увеличением перепада давления от 0 до 40 МПа в линиях гидравлического нагружающего устройства происходит увеличение значения крутящего (тормозного) момента с 0 до 680 Н·м, то есть они имеют тесную взаимосвязь, и для того чтобы обеспечить необходимый крутящий (тормозной) момент, необходимо поддерживать давление в линиях гидравлического нагружающего устройства. Таким образом, перепад давления в линиях гидравлического нагружающего устройства оказывает существенное влияние на величину крутящего (тормозного) момента.

В результате эксперимента был определен диапазон перепада давления в линиях гидравлического нагружающего устройства, нижнее значение, соответствующее номинальному крутящему моменту $M_{т(кр.)min}$ = 326 Н·м (взято исходя из характеристик объемного гидропривода ГСТ-90, см. табл. 1.6 п. 1.3), составило $\Delta p_{гну\ min}$ = 18 МПа, а верхнее значение, соответствующее номинальному значению крутящего момента $M_{т(кр.)max}$ = 667 Н·м (взято из п. 1.3 табл. 1.6 для объемного гидропривода *Sauer-Danfoss*), составило $\Delta p_{гну\ max}$ = 38 МПа.

Проведенный однофакторный эксперимент позволил определить диапазоны варьирования давления в линиях гидравлического нагружающего устройства для создания крутящего (тормозного) момента на валу испытуемого гидромотора объемного гидропривода, необходимого для проведения многофакторного эксперимента.

На втором этапе определили уровни варьирования частоты вращения приводного вала гидравлического нагружающего устройства $n_{гну}$, об/мин. Эксперимент начинали от минимального значения частоты вращения 1500 об/мин, которая соответствует номинальной частоте вращения гидронасоса объемного гидропривода ГСТ-90 (см. табл. 1.6 п. 1.3), с последующим увеличением до максимального значения частоты вращения 3500 об/мин, соответствующего номинальной частоте вращения гидронасоса объемного гидропривода компании *Eaton* 6423 (см. табл. 1.6 п. 1.3) с шагом 200 об/мин.

При этом величина перепада деления в линиях гидравлического нагружающего устройства принималась постоянной, равной $\Delta p_{гну}$ = 18 МПа, соответствующей минимальному значению тормозного (крутящего) момента объемного гидропривода ГСТ-90 ($M_{т\ (кр.)min}$ = 326 Н·м). Температура рабочей жидкости в линиях объемного гидропривода принималась постоянной и находилась в диапазоне 60±5 ºС (см. табл. 1.6 п. 1.3), а температура в линиях гидравлического нагружающего устройства $t_{гну}$ находилась в диапазоне 50±5 ºС, соответствующем требованиям предъявляемым заводом-изготовителем [102]. Увеличения приводной частоты вращения контрольного гидронасоса *Sauer-Danfoss* 90*R*100 добивались с помощью преобразователя частоты *DELTA VFD-B*.

Результаты проведенного однофакторного эксперимента по определению зависимости крутящего (тормозного) момента на валу испытуемого гидромотора объемного гидропривода от частоты вращения гидравлического нагружающего устройства представлены на рисунке 3.4.

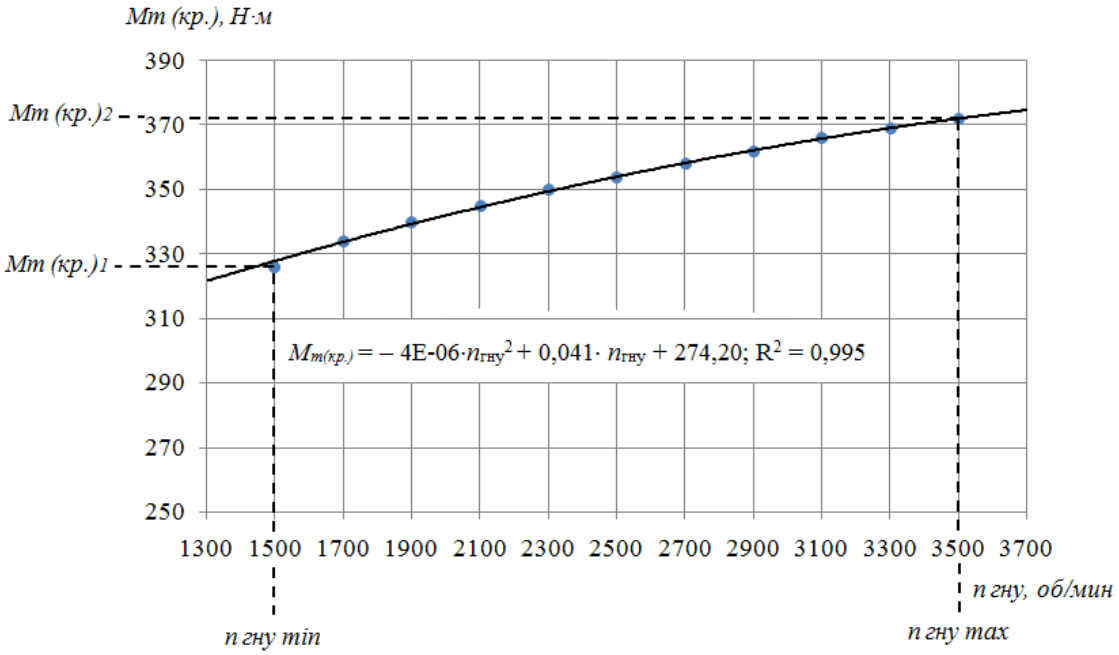


Рисунок 3.4 – Зависимость крутящего (тормозного) момента на валу гидромотора контрольного объемного гидропривода от частоты вращения гидравлического нагружающего устройства $n_{гну}$ (об/мин): где $n_{гну\ min}$ = 1500 об/мин – минимально-необходимая частота вращения гидравлического нагружающего устройства, соответствующая крутящему (тормозному) моменту $M_{т(кр.)1}$ = 326 Н·м; $n_{гну\ max}$ = 3500 об/мин – максимально-необходимая частота вращения гидравлического нагружающего устройства, соответствующая крутящему (тормозному) моменту $M_{т\ (кр.)2}$ = 372 Н·м.

Анализируя рисунок 3.4, следует отметить, с увеличением частоты вращения гидравлического нагружающего устройства от 1500 до 3500 об/мин происходит увеличение величины крутящего (тормозного) момента с 326 Н·м до 372 Н·м, то есть крутящий (тормозной) момент с ростом частоты вращения увеличился на 12,5 %. Таким образом, частота вращения гидравлического нагружающего устройства оказывает влияние на величину крутящего (тормозного) момента, поэтому необходимо ее поддерживать в соответствии техническими характеристиками, установленными в п. 1.3. (см. табл. 1.6).

В результате эксперимента был определен диапазон частоты вращения гидравлического нагружающего устройства: нижнее значение соответствует номинальному крутящему моменту $M_{т(кр.)1}$ = 326 Н·м (взято исходя из характеристик объемного гидропривода ГСТ-90 см. п. 1.3 табл. 1.6) для частоты вращения $n_{гну\ min}$ = 1500 об/мин, а верхнее значение соответствует значению крутящего момента $M_{т(кр.)2}$ = 372 Н·м для частоты вращения $n_{гну\ max}$ = 3500 об/мин.

Проведенный однофакторный эксперимент позволил определить диапазоны варьирования частоты вращения гидравлического нагружающего устройства для создания крутящего (тормозного) момента на валу испытуемого гидромотора объемного гидропривода, необходимой для проведения многофакторного эксперимента.

На третьем этапе определили уровни варьирования температуры рабочей жидкости в линиях гидравлического нагружающего устройства. Эксперимент начинали от минимального значения температуры рабочей жидкости в линиях гидравлического нагружающего устройства $t_{гну}$ = 45 ºС, что соответствует рекомендациям завода-изготовителя гидронасоса ГНУ [102], с последующим увеличением до максимального значения – $t_{гну}$ = 90 ºС, что соответствуем предельной температуре для гидравлического масла МГЕ-46В с шагом 5 ºС. При этом частота вращения приводного вала гидравлического нагружающего устройства $n_{гну}$ принималась постоянной, равной 1500 об/мин, что соответствует минимальной частоте вращения гидронасоса объемного

гидропривода ГСТ-90. Величина перепада деления в линиях гидравлического нагружающего устройства принималась постоянной, равной $\Delta p_{гну} = 18$ МПа, соответствующей минимальному значению тормозного (крутящего) момента объемного гидропривода ГСТ-90 ($M_{m\ (кр.)min} = 326$ Н·м). Температура рабочей жидкости в линиях объемного гидропривода принималась постоянной и находилась в диапазоне 60±5 ºС (см. п. 1.3 табл. 1.6). Увеличение температуры рабочей жидкости в линиях гидравлического нагружающего устройства добивались за счет дросселирования (см. рис. 3.1).

Результаты проведенного однофакторного эксперимента по определению зависимости крутящего (тормозного) момента на валу испытуемого гидромотора объемного гидропривода от температуры рабочей жидкости в линиях гидравлического нагружающего устройства представлены на рисунке 3.5.

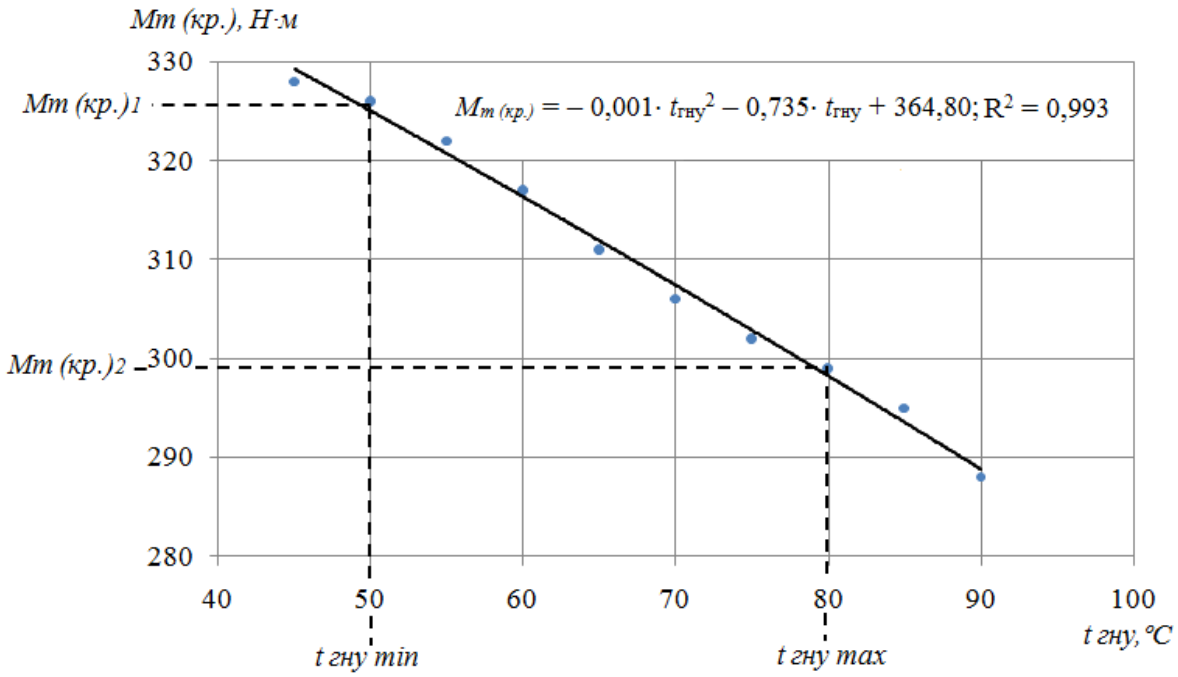


Рисунок 3.5 – Зависимость крутящего (тормозного) момента на валу гидромотора контрольного объемного гидропривода от температуры рабочей жидкости в линиях гидравлического нагружающего устройства $t_{гну}$ (ºС): где $t_{гну\ min} = 50$ ºС – минимально-необходимая температура рабочей жидкости в линиях гидравлического нагружающего устройства, соответствующая крутящему (тормозному) моменту $M_{m\ (кр.)1} = 326$ Н·м; $t_{гну\ max} = 80$ ºС – предельная температура рабочей жидкости в линиях гидравлического нагружающего устройства, соответствующая крутящему (тормозному) моменту $M_{m\ (кр.)2} = 299$ Н·м.

Анализируя рисунок 3.5, следует отметить, что с увеличением температуры рабочей жидкости в линиях гидравлического нагружающего устройства от 50 до 80 ºС происходит снижение величины крутящего (тормозного) момента с 326 до 299 Н·м, то есть крутящий (тормозной) момент снизился на 8,3 %. Таким образом, температура рабочей жидкости в линиях гидравлического нагружающего устройства оказывает влияние на величину крутящего (тормозного) момента, поэтому необходимо ее поддерживать в диапазоне 50±5 ºС. Таким образом, повышение температуры рабочей жидкости в линиях гидравлического нагружающего устройства оказывает влияние на развиваемый крутящий (тормозной) момент.

В результате эксперимента был определен диапазон температуры рабочей жидкости в линиях гидравлического нагружающего устройства: нижнее значение соответствует номинальному крутящему моменту $M_{т(кр.)1}$ = 326 Н·м (взято исходя из характеристик объемного гидропривода ГСТ-90, см. п. 1.3 табл. 1.6) для температуры рабочей жидкости $t_{гну\ min}$ = 50 ºС, а верхнее значение соответствует значению крутящего момента $M_{т(кр.)2}$ = 299 Н·м для предельной температуры рабочей жидкости $t_{гну\ max}$ = 80 ºС.

Проведенный однофакторный эксперимент позволил определить диапазоны варьирования температуры рабочей жидкости в линиях гидравлического нагружающего устройства, необходимой для проведения многофакторного эксперимента.

Таким образом, поставленная цель достигнута. В ходе проведения однофакторного эксперимента определили уровни варьирования факторов, оказывающих влияние на крутящий (тормозной) момент:

– для перепада давления в линиях гидравлического нагружающего устройства за нижний уровень варьирования принято значение давления, равное $\Delta p_{наг.\ min}$ = 18 МПа, соответствующее номинальному значению выходного крутящего (тормозного) момента гидромотора ГСТ-90 ($M_{т\ (кр.)}$ = 326 Н·м), а за верхний уровень варьирования принято значение $\Delta p_{гну\ max}$ = 38 МПа, соответствующее номинальному значению крутящего (тормозного)

момента объемного гидропривода *Sauer-Danfoss* ($M_{т\ (кр.).}$ = 667 Н·м);

– для частоты вращения гидравлического нагружающего устройства за нижний уровень варьирования принято значение, равное $n_{гну\ \ min}$ = 1500 об/мин, соответствующее номинальному крутящему (тормозному) моменту $M_{т(кр.)1}$ = 326 Н·м объемного гидропривода ГСТ-90, а за верхний уровень варьирования принято значение $n_{гну\ \ max}$ = 3500 об/мин, соответствующее величине крутящего (тормозного) момента $M_{т(кр.)2}$ = 372 Н·м;

– для температуры рабочей жидкости в линиях гидравлического нагружающего устройства за нижний уровень варьирования принято значение, равное $t_{гну\ \ min}$ = 50 ºС, соответствующее номинальному крутящему (тормозному) моменту $M_{т(кр.)1}$ = 326 Н·м объемного гидропривода ГСТ-90, а за верхний уровень варьирования принято значение $t_{гну\ \ max}$ = 80 ºС, соответствующее величине крутящего (тормозного) момента $M_{т(кр.)2}$ = 299 Н·м.

Полученные результаты однофакторного эксперимента являются исходными данными, необходимыми для проведения многофакторного эксперимента, результаты которого представлены в п. 2.3.

3.3 Методика планирования многофакторного эксперимента

Многофакторный эксперимент проводился в соответствии с методическими указаниями, изложенными в РДМУ 109-77 [107] и научно-технической литературе [108].

За параметр оптимизации принимали показатель качества процесса, который должен соответствовать следующим требованиям:

– параметр должен изменяться при любой комбинации факторов, определяющих процесс;

– параметр должен быть статистически эффективным, т. е. измеряется с наибольшей точностью, что позволяет сократить до минимума дублирование опытов;

– параметр должен быть информационным, т. е. всесторонне характе-

ризовать процесс;

– параметр должен иметь физический смысл, т. е. обладать возможностью достижения полезного результата определенного свойства в условиях процесса;

– параметр должен быть однозначным, т. е. максимизировать либо минимизировать только одно свойство процесса.

Параметр оптимизации обозначали символом *Y*.

В качестве параметра оптимизации принят крутящий (тормозной) момент $M_{т\ (кр.)}$, Н·м, создаваемый гидравлическим нагружающим устройством.

За варьируемые факторы принимали контролируемые переменные процесса, характеризующие то или иное свойство процесса. При определении величин количественных оценок во внимание принимали только те факторы, измерение которых возможно с определенной точностью конкретным измерительным прибором.

Факторы процесса обозначали символом *X*.

За факторы процесса, влияющие на параметр оптимизации крутящего (тормозного) момента гидравлического нагружающего устройства, принимались следующие факторы: $\Delta p_{гну}$, $n_{гну}$ и $t_{гну}$ – перепад давления в линиях гидравлического нагружающего устройства (МПа), частота вращения (об/мин) гидравлического нагружающего устройства и температура рабочей жидкости (ºС) в линиях гидравлического нагружающего устройства.

Связь параметра оптимизации Y с факторами процесса X_1, X_2,... X_n в общем виде записывается [107, 108]:

$$Y = f\left(X_1, X_2, ..., X_n\right). \tag{3.2}$$

Функциональная зависимость параметра оптимизации $M_{т\ (кр.)}$ от факторов процесса $\Delta p_{гну}$, $n_{гну}$ и $t_{гну}$ выглядит следующим образом:

$$M_{т\ (кр.)} = f\left(\Delta p_{наг}, n^{н}_{наг}, t_{наг.}\right). \tag{3.3}$$

Факторы процесса должны соответствовать следующим требованиям:

– возможность управления, т. е. позволяют устанавливать и поддерживать требуемое значение фактора постоянным в течение опыта;

– совместимость, т. е. при взаимном влиянии факторов не вызывают нарушение процесса;

– независимость их установки на любом уровне, независимо от уровней других факторов;

– однозначность, т. е. не являются функцией других факторов;

– непосредственно воздействуют на параметр оптимизации;

– точность установления значений верхнего и нижнего уровня варьирования факторов максимально высокая.

Поскольку факторы процесса неоднородны и имеют различные единицы измерения, а числа, выражающие величины факторов, имеют различные порядки, необходимо привести их к единой системе исчисления путем перехода от действительных значений факторов к кодированным, согласно формулам (3.4) – (3.6).

Основной уровень для каждого фактора определяется из соотношения:

$$X_{i_{осн}} = \frac{X_{i_{max}} + X_{i_{min}}}{2}, \tag{3.4}$$

где $X_{i\ осн.}$ – основной уровень; $X_{i\ max}$ – верхний уровень i-го фактора; $X_{i\ min}$ – нижний уровень i-го фактора; 2 – число уровней; i – номер фактора.

Интервал варьирования ΔX_i , согласно методике, описанной в источнике [107, 108], составит:

$$\Delta X_i = \frac{X_{i_{max}} - X_{i_{min}}}{2}. \tag{3.5}$$

Кодированное значение $\tilde{X}_i$ фактора определяется из соотношения:

$$\tilde{X}_i = \frac{X_i - X_{i_{осн}}}{\Delta X_i}. \tag{3.6}$$

Вводится условное обозначение верхнего, нижнего и основного уровней факторов, соответственно, +1, –1, 0. При построении плана матрицы планирования эксперимента цифры опускаются и пишутся только их знаки «+» или «–». Затем строится план матрицы планирования эксперимента в виде

таблицы с реализацией всех возможных сочетаний факторов. Построение плана матрицы сводится к стандартной форме записи условий проведения экспериментов в виде таблицы, в строках которой записывают данные опытов, в столбцах – факторы (в кодах «+» и «–») с реализацией всех возможных сочетаний упорядоченных комбинаций факторов.

Все точки плана для реализации возможных сочетаний уровней факторов N определяются по формуле:

$$N = 2^k, \tag{3.7}$$

где 2 – число уровней; k – общее число факторов.

Чтобы получить полный план матрицы планирования, для подсчета всех коэффициентов добавляется еще один столбец – фиктивная переменная X_0 для оценки свободного члена b_0. Значение X_0 принимается во всех строчках одинаковое и равное +1.

В таблице 2.5 (см. п. 2.3) представлен полный план матрицы планирования 2^3 по рекомендациям, изложенным выше.

После построения полного плана матрицы планирования необходимо проверить следующие свойства [107, 108]:

1) симметричность относительно центра эксперимента – алгебраическая сумма элементов столбца каждого фактора должна быть равна нулю, кроме столбца, отвечающего свободному члену, b_0, т. е.

$$\sum_{\upsilon=1}^{N} i, \upsilon = 0, \tag{3.8}$$

где υ – номер точки плана; i – номер фактора; N – число различных точек плана матрицы;

2) нормировку – сумма квадратов элементов каждого столбца равна числу точек плана матрицы, т. е.

$$\sum_{\upsilon=1}^{N} X_{i,\upsilon}^2 = N, \tag{3.9}$$

3) ортогональность – сумма построчных произведений плана матрицы любых двух столбцов равна нулю, т.е.

$$\sum_{\upsilon=1}^{N} X_{i\upsilon} X_{j\upsilon} = 0, \tag{3.10}$$

где j – комбинация факторов в υ – ой точке, $i \neq j$.

Ортогональность матрицы позволяет оценить все коэффициенты регрессии, независимо друг от друга, т. е. величина любого коэффициента не зависит от того, какие величины имеют другие коэффициенты.

Среднее значение показателя параметра оптимизации определяли по реализации параллельных наблюдений по формуле:

$$\overline{Y_\upsilon} = \frac{\sum_{j=1}^{m} Y_{\upsilon, j}}{m}, \tag{3.11}$$

где $\overline{Y_\upsilon}$ – среднее арифметическое по m опытов в точке с номером υ; υ – строчка плана матрицы планирования; $Y_{\upsilon, j}$ – действительное значение показателя параметра оптимизации; m – число параллельных наблюдений в каждой точке.

Для оценки отклонения показателя параметра оптимизации от среднего значения определяли дисперсию воспроизводимости по данным трех параллельных наблюдений каждой точки плана согласно формуле:

$$S_\upsilon^2 = \frac{\sum_{j=1}^{m} \left(\overline{Y_\upsilon} - Y_{\upsilon, j}\right)^2}{m-1}, \tag{3.12}$$

где S_υ^2 – дисперсия в υ-й точке; j – порядковый номер параллельного опыта в данной точке плана матрицы; $\overline{Y}\upsilon$ – среднее арифметическое значение показателя параметра оптимизации в трех параллельных опытах в точке υ; $Y_{\upsilon, j}$ – значение параметра оптимизации в υ-й точке; $(m-1)$ – число параллельных наблюдений в точках плана матрицы.

Полученные значения S_υ^2 суммировали по текущим номерам точек

плана матрицы и находили максимальное значение дисперсии.

Для проверки гипотезы однородности дисперсий использовали критерий Кохрена, который основан на законе распределения отношения максимальной дисперсии к сумме всех дисперсий, т. е.:

$$G = \frac{S^2_{\upsilon\,\max}}{\sum_{\upsilon=1}^{N} S^2_{\upsilon}}, \tag{3.13}$$

где G – критерий Кохрена; $S^2_{\upsilon max}$ – максимальная дисперсия в υ – ой точке; $\sum_{\upsilon=1}^{N} S^2_{\upsilon}$ – сумма всех дисперсий.

По расчетному значению G проверяли гипотезу о воспроизводимости измерений, для этого задавали уровень значимости q = 5 %, определяли число степеней свободы $V_{1,B\,max} = m - 1$ и $V_{2,B} = N$, находили табличное значение критерия Кохрена $G_{кр}$ [107, 108] при соответствующих степенях свободы. Если $G < G_{кр}$, то гипотеза об однородности дисперсий и воспроизводимости результатов принимается. В противном случае увеличивали число параллельных опытов.

Однородные дисперсии усреднялись в соответствии с [107, 108].

Построение регрессионной модели. Описание изучаемого процесса в виде регрессионной модели выглядит как:

$$\widetilde{Y} = \widetilde{b}_0 + \widetilde{b}_1 X_1 + \widetilde{b}_2 X_2 + ... + \widetilde{b}_k X_k, \tag{3.14}$$

где $\widetilde{b}_0$, $\widetilde{b}_1$, $\widetilde{b}_2$ и т. д. – коэффициенты регрессии параметров модели процесса, являющиеся оценками для теоретических коэффициентов β_0, β_1, β_2 и т.д.; $\widetilde{Y}$ – оценка математического ожидания показателя параметра оптимизации процесса.

Коэффициенты регрессии определяли по формуле:

$$b_i = \frac{\sum_{\upsilon=1}^{N} X_{i,\upsilon} Y_{\upsilon cp}}{N}, \tag{3.15}$$

где $X_{i,\upsilon}$ – номер столбца в плане матрицы 0, 1, 2,…, k.

Находили дисперсии ошибки и среднеквадратическое отклонение дисперсии ошибки определения коэффициентов b_i по формулам, представленным в методике [107, 108].

Значимость коэффициентов регрессии определяли по t – критерию Стьюдента. Для каждого коэффициента вычисляли значения t_i – критерия по следующей формуле:

$$t_i = \frac{\left|\widetilde{b}_i\right|}{S\{\widetilde{b}_i\}}, \tag{3.16}$$

где t – критерий Стьюдента; $S\{\widetilde{b}_i\}$ – среднеквадратическое отклонение дисперсии ошибки определения коэффициентов регрессии $\widetilde{b}_i$, определяемое по следующей формуле:

$$S\{\widetilde{b}_i\} = \sqrt{\frac{S^2\{Y\}}{N \cdot m}}, \tag{3.17}$$

где $S^2\{Y\}$ – средняя арифметическая дисперсия всех различных точек плана матрицы или дисперсия параметра оптимизации, определяемая по формуле:

$$S^2 = S^2\{Y\} = \frac{\sum_{\upsilon=1}^{N} S_\upsilon^2}{N}, \tag{3.18}$$

где $\sum_{\upsilon=1}^{N} S_\upsilon^2$ – сумма всех дисперсий; N – общее число различных точек в плане матрицы планирования.

Для определения значимости коэффициентов регрессии задали уровень значимости q = 5% и определяли число степеней свободы $V_{зн} = N\,(m–1)$, находили табличное значение $t_{кр}$ [107, 108]. Для тех коэффициентов, у которых $t_i > t_{кр}$, гипотеза отвергалась и коэффициент b_i признавался значимым. В противном случае b_i считали статистически незначимым.

В дальнейшем в регрессионную модель процесса включали только значимые коэффициенты.

Проверка адекватности модели. По уравнению регрессии определяли величину $\widetilde{Y}_{\upsilon,\text{л}}$ для каждой точки плана матрицы, т. е. для каждой строчки, с учетом знака фактора в плане матрицы находили алгебраическую сумму коэффициентов уравнения. Затем находили разность между средним значением показателя параметра оптимизации процесса для каждой точки матрицы $\overline{Y}_{\upsilon}$, полученным экспериментально, и значением $\widetilde{Y}_{\upsilon,л}$, подсчитанным по уравнению регрессии. Полученные разности возводили в квадрат $\left(\overline{Y}_{\upsilon} - \widetilde{Y}_{\upsilon,л}\right)^2$ и затем суммировали $\sum\limits_{\zeta=1}^{N}\left(\overline{Y}_{\upsilon} - \widetilde{Y}_{\upsilon,л}\right)^2$.

Оценку дисперсии адекватности модели проводили по формуле:

$$S_{ad}^2 = \frac{m}{N - l_n}\sum_{\zeta=1}^{N}\left(\overline{Y}_{\upsilon} - \widetilde{Y}_{\upsilon,л}\right)^2, \qquad (3.19)$$

где S_{ad}^2 – оценка дисперсии адекватности модели; l_n – число значимых коэффициентов, включая b_0.

Адекватность модели проверяли по критерию Фишера формулой:

$$F = \frac{S_{ad}^2}{S^2\{Y\}}, \qquad (3.20)$$

Для проверки адекватности модели задавали уровень значимости q = 5%, определяли число степеней свободы $V_{1,ad} = N - l$ и $V_{2,ad} = N\,(m–1)$, находили табличное значение критерия Фишера $F_{\text{кр}}$ для определенного числа степеней свободы [107, 108]. Гипотеза адекватности модели принималась в том случае, если $F < F_{\text{кр}}$.

Оценку коэффициентов влияния параметра проводили по формуле:

$$A_i = \frac{b_i}{\Delta X_i}, \qquad (3.21)$$

где A_i – коэффициент чувствительности параметра процесса в действительных значениях; b_i – рассчитанные коэффициенты регрессии; ΔX_i – интервал

варьирования фактора.

Представленная методика используется при многофакторном планировании эксперимента, реализованного в п. 2.3.

3.4 Влияние свойств и температуры рабочей жидкости на параметры диагностирования отечественных и зарубежных объемных гидроприводов

Рабочие жидкости (масла) для гидравлических систем объемных гидроприводов выбираются с учетом требований заводов-изготовителей, что обеспечивает безотказную работу гидропривода и преждевременный износ его деталей. В настоящее время существует большое количество разномарочных гидравлических масел отечественных и зарубежных производителей, таких как: Газпромнефть, Роснефть, Лукойл, Башнефть, *Mobil*, *Castrol*, *Hydrau Gard*, *Shell*, *Total* и других. Данные масла обладают различными физико-химическими свойствами и имеют в своем составе разный набор присадок (антикоррозийные, антиокислительные, противоизносные, загущающие и т.д.). Поэтому особое внимание необходимо уделять выбору рабочей жидкости, используемой при проведении стендовых испытаний гидроагрегатов, от свойств которой будет зависеть достоверность контроля технического состояния и точность величин диагностических параметров.

Основными предпосылками выбора рабочей жидкости для стенда в нашем случае являются следующие причины:

– во-первых, область применения испытательного стенда предполагает контроль технического состояния не только отечественных гидроагрегатов, но и зарубежных, параметры диагностирования которых в разы отличаются от отечественных (см. табл. 1.6 п. 1.3);

– во-вторых, в разномарочных гидроагрегатах в качестве рабочей жидкости применяются гидравлические масла с разными техническими характеристиками: для отечественных рекомендуется масло высшей категории гид-

равлических масел ГОСТ 17479.3 [112], для зарубежных рекомендуются масла, соответствующие стандарту *ISO*-11158 [111];

– в-третьих, стендовые испытания объемных гидроприводов происходят при различных температурах рабочей жидкости: для отечественных 50±5 ºС, для зарубежных 80±5 ºС (см. табл. 1.6 п. 1.3), соответственно вязкость при данных температурах будет значительно изменяться, что в свою очередь отразится на точности определения параметров диагностирования гидроприводов.

Таким образом, обоснование и выбор рабочей жидкости, которая позволит в процессе испытаний объемных гидроприводов получать параметры диагностирования с минимальными погрешностями измерений, является актуальной задачей.

Для решения поставленной задачи необходимо провести экспериментальные исследования по определению влияния свойств рабочей жидкости на параметры диагностирования наиболее распространенных объемных гидроприводов (см. табл. 1.6 п. 1.3).

На начальном этапе определяли марки масел, рекомендованные заводами-изготовителями объемных гидроприводов, и сравнивали их физико-химические характеристики между собой. Практически все производители зарубежных гидроприводов приводят в паспортах на гидроагрегаты только динамические характеристики, в то время как производители техники, на которых эксплуатируются данные гидроагрегаты, уже сами рекомендуют марки необходимых масел.

Проанализировав большое количество технической информации [27, 30, 44, 45, 51, 54, 56, 57, 102, 113, 114], нами были определены следующие марки масел и их характеристики (таблица 3.1). Производители отечественных объемных гидроприводов ГСТ-90 и ГСТ-112 (Россия) рекомендуют масло марки МГЕ-46В. Предназначено для гидравлических систем (объемного гидропривода) сельскохозяйственной, строительно-дорожной и другой техники, работающей в тяжелых условиях эксплуатации при давлении до 35

МПа с кратковременным повышением до 42 МПа. Рекомендованный диапазон температур от -10 до +80…85 °С [106].

Производители зарубежных объемных гидроприводов *Sauer-Danfoss*, *Linde* и *Bosch Rexroth* (Германия) рекомендуют для своих гидроагрегатов масло *Shell Tellus S*2 *V*46, обладающее стабильной вязкостью в широком диапазоне температур от -20 до +100 ºС и возможностью использования при тяжелых условиях эксплуатации [115]. Обеспечивает стабильную работу гидравлических систем мобильной и прочей техники, работающей при давлении до 45 МПа с кратковременным повышением до 48 МПа.

В свою очередь, зарубежный производитель гидравлики *Eaton* (США) в руководстве по эксплуатации на свои гидроагрегаты не приводит требований к выбору конкретной рабочей жидкости. Объемные гидроприводы *Eaton,* как правило, применяются в конструкциях зерноуборочных и кормоуборочных комбайнов *John Deere*. Так, для объемного гидропривода *Eaton* 64-ой серии компания *John Deere* рекомендует использовать в качестве рабочей жидкости масло производителя *Hydrau-Gard* 46 *Plus* [113, 114, 116, 117]. Масло предназначено для использования в гидравлических системах и гидростатических трансмиссиях в условиях значительных перепадов температур от -30 до +100 ºС, при давлении до 42 МПа с кратковременным повышением до 48 МПа.

Таблица 3.1 – Физико-химические характеристики масел.

Свойство		МГЕ-46В	*Hydrau- Gard* 46 *Plus*	*Shell Tellus S*2 *V*46
Класс вязкости ISO		46,0	46,0	46,0
Тип жидкости ISO		HH/HL	HV	HV
Кинематическая вязкость, мм^2/с	-20 °С	7000,0	1700,0	2350,0
	0 °С	639,0	430,0	600,0
	+40 °С	41,4…50,6	46,0	46,0
	+100 °С	7,0	8,4	7,9
Индекс вязкости		90,0	162,0	143,0
Плотность при 15 ºС, кг/м^3		875,0	875,0	872,0
Температура вспышки, °С		190,0	225,0	225,0
Температура застывания, °С		-32,0	-42,0	-36,0
Пробивное напряжение, кВ		–	–	30,0

Анализируя таблицу 3.1, можно сделать вывод, что кинематическая вязкость представленных масел при температуре 40 ºС находится в диапазонах от 41,4 до 46,0 мм^2/с, с увеличением температуры до 100 ºС вязкость масел уменьшается, у масла МГЕ-46В происходит падение вязкости на 84,78 % (до 7,0 мм^2/с), у масла *Hydrau- Gard* 46 *Plus* на 81,74 % (до 8,4 мм^2/с) и масла *Shell Tellus S*2 *V*46 на 82,82 % (до 7,9 мм^2/с). Однако стоит отметить такой физический показатель, как индекс вязкости, который характеризует изменение диапазона вязкости масла с учетом увеличения его температуры. Из таблицы видно, что наименьшим индексом вязкости обладает масло МГЕ-46В, а наибольшими индексами обладают зарубежные гидравлические масла *Hydrau- Gard* 46 *Plus* и *Shell Tellus S*2 *V*46. Из этого можно предположить, что масла зарубежного производства с повышением температуры будут более стабильно выполнять свои функции.

На следующем этапе экспериментальных исследований устанавливали степень влияния свойств рабочей жидкости на параметры диагностирования новых и бывших в эксплуатации объемных гидроприводов.

Так как испытуемые объемные гидроприводы обладают разными рабочими диапазонами температур: у отечественных гидроприводов рабочий температурный диапазон находится в пределах 45 – 55 ºС, у зарубежных 60 – 85 ºС (см. табл. 1.6 п. 1.3), и исходя из физико-химических характеристик гидравлических масел, то возникает необходимость проведения исследований с целью установления степени влияния температуры масел на параметры диагностирования испытуемых объемных гидроприводов отечественного и зарубежного производства, особенно это актуально для отечественного гидравлического масла МГЕ-46В.

Для реализации эксперимента были подготовлены следующие комплекты объемных гидроприводов ГСТ-90, ГСТ-112, *Eaton* серии 64, *Sauer-Danfoss* серии 90, *Linde*, *Bosch Rexroth* (см. табл. 1.6 п. 1.3), которые удовлетворяют техническим параметрам новых, в соответствии с требованиями заводов-изготовителей [43, 44, 45, 46, 47, 48, 54, 55, 56, 57]. Эксперимент про-

водили по методике испытаний заводов-изготовителей. В качестве рабочих жидкостей испытуемых объемных гидроприводов использовались масла МГЕ-46В, *Hydrau-Gard* 46 *Plus* и *Shell Tellus S*2 *V*46. Испытуемый объемный гидропривод монтировался на стенд согласно схеме, представленной на рисунке 3.1.

В процессе эксперимента контролировали: частоту вращения гидронасоса и гидромотора $n^{н}$ и $n^{м}$, об/мин; давление в линии управления $p_{упр}$, МПа; подачу гидронасоса, расход гидромотора $Q^{н}$ и $Q^{м}$, л/мин, давление $p_{наг}$, МПа и температуру t, ºС рабочей жидкости в линиях нагнетания объемного гидропривода; выходной крутящий момент гидромотора $M_{кр}$, Н·м; объемный КПД гидропривода в целом.

Эксперимент проводили при номинальном давлении в линии нагнетания $p_{ном}$, МПа, номинальной частоте вращения $n_{ном}$, об/мин в соответствии с требованиями заводов-изготовителей для каждого испытуемого объекта (см. табл. 1.6 п. 1.3). За константы при проведении эксперимента принимались такие параметры, как: давление в линиях нагнетания объемного гидропривода; давление в линии управления; частота вращения гидронасоса и гидромотора, подача (расход) рабочей жидкости.

Так как заводы-изготовители для своих гидроагрегатов устанавливают различные диапазоны рабочих температур от +45 до +85 ºС, то возникает необходимость проведения экспериментальных исследований с маслами (см. табл. 3.1) в установленных температурных диапазонах. Эксперимент начинали от минимального значения температуры рабочей жидкости в линиях испытуемого объемного гидропривода t_{min} = 45 ºС с последующим увеличением до максимального значения – t_{max} = 85 ºС с шагом 5 ºС.

Необходимое количество испытуемых новых и бывших в эксплуатации объемных гидроприводов для проведения экспериментальных исследований определяли в пункте 4.6 диссертационной работы.

Для объемного гидропривода ГСТ-90 эксперимент проводили при рабочей температуре 45–55 ºС, соответствующей требованиям завода-

изготовителя к ГСТ-90, с последующим увеличением до максимального значения 85 ºС. Заводом-изготовителем объемного гидропривода ГСТ-90 за критерий предельного состояния установлено падение величины объемного КПД гидронасоса НПА-90 более, чем на 20 % [7].

На рисунке 3.6 представлены усредненные значения объемного КПД нового и бывшего в эксплуатации гидронасоса НПА-90 объемного гидропривода в зависимости от температуры рекомендованного масла МГЕ-46В и масел *Hydrau-Gard* 46 *Plus*, *Shell Tellus S*2 *V*46.

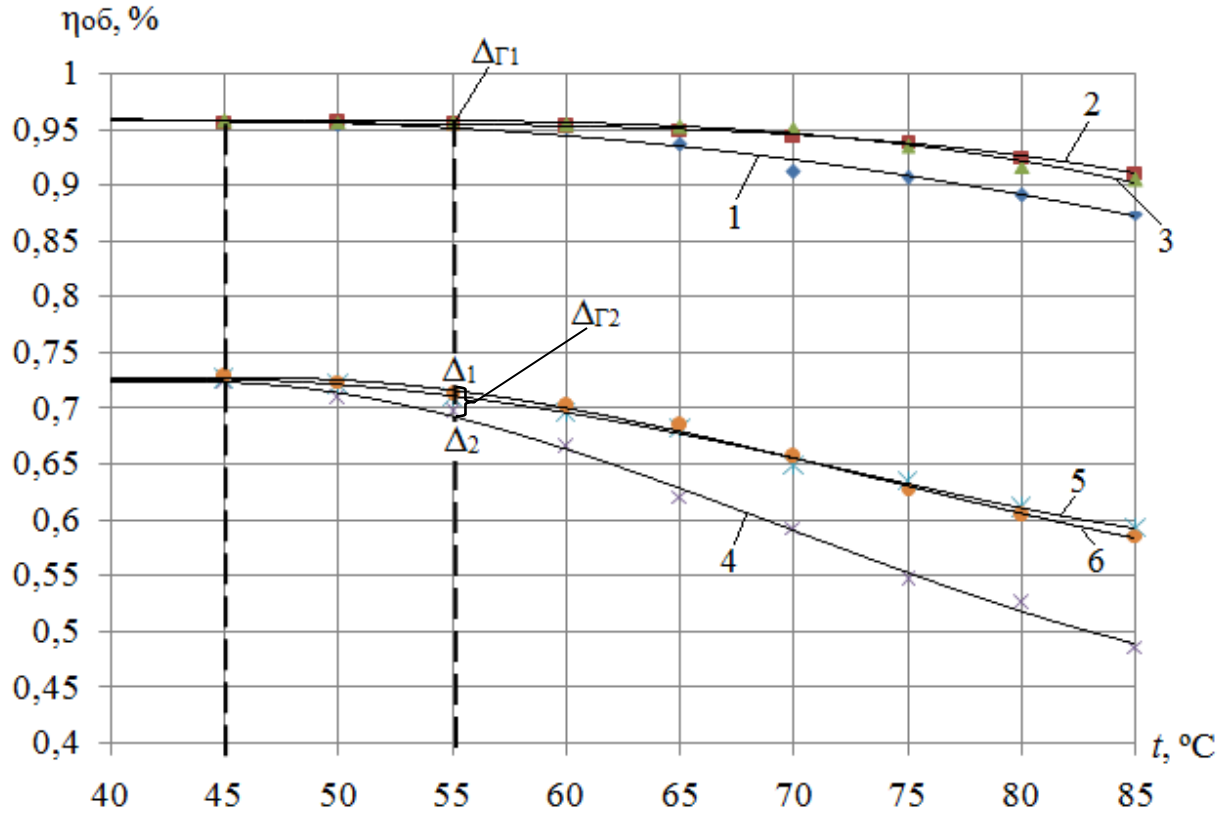


Рисунок 3.6 – Зависимость объемного КПД гидронасоса НПА-90 объемного гидропривода ГСТ-90 нового и бывшего в эксплуатации от температуры масел: где 1 – объемный КПД нового гидронасоса с МГЕ-46В; 2 – объемный КПД нового гидронасоса с *Hydrau-Gard* 46 *Plus*; 3 – объемный КПД нового гидронасоса с *Shell Tellus S*2 *V*46; $\Delta_{Г1}$ – погрешность измерения объемного КПД нового гидронасоса между маслами *Hydrau-Gard* 46 *Plus*, *Shell Tellus S*2 *V*46 и МГЕ-46В; 4 – объемный КПД бывшего в эксплуатации гидронасоса с МГЕ-46В; 5 – объемный КПД бывшего в эксплуатации гидронасоса с *Hydrau-Gard* 46 *Plus*; 6 – объемный КПД бывшего в эксплуатации гидронасоса с *Shell Tellus S*2 *V*46; $\Delta_{Г2}$ – погрешность измерения объемного КПД бывшего в эксплуатации гидронасоса между маслами *Hydrau-Gard* 46 *Plus*, *Shell Tellus S*2 *V*46 (Δ_1) и МГЕ-46В (Δ_2).

Примечание к рисунку 3.6. Уравнения полученных зависимостей и величины достоверности их аппроксимации представлены ниже.

$$\eta_{об.1} = -0{,}001 \cdot t^2 + 0{,}004 \cdot t + 0{,}954;\ R^2 = 0{,}976.$$

$$\eta_{об.2} = -0{,}0001 \cdot t^3 + 0{,}001 \cdot t^2 - 0{,}005 \cdot t + 0{,}963;\ R^2 = 0{,}985.$$

$$\eta_{об.3} = -0{,}0001 \cdot t^3 + 0{,}0001 \cdot t^2 - 0{,}001 \cdot t + 0{,}956;\ R^2 = 0{,}974.$$

$$\eta_{об.4} = 0{,}0001 \cdot t^3 - 0{,}01 \cdot t^2 + 0{,}031 \cdot t + 0{,}696;\ R^2 = 0{,}981.$$

$$\eta_{об.5} = 2E\text{-}05 \cdot t^4 - 0{,}0001 \cdot t^3 - 0{,}001 \cdot t^2 + 0{,}005 \cdot t + 0{,}72;\ R^2 = 0{,}989.$$

$$\eta_{об.6} = 0{,}0001 \cdot t^3 - 0{,}006 \cdot t^2 + 0{,}028 \cdot t + 0{,}695;\ R^2 = 0{,}983.$$

Анализируя рисунок 3.6, можно сделать вывод, что объемный КПД гидронасоса НПА-90 нового объемного гидропривода ГСТ-90 в рабочем диапазоне температур 45 – 55 ºС при испытаниях с МГЕ-46В находится в диапазонах 0,955 – 0,953 (падение на 0,21 %), при испытаниях с *Hydrau-Gard* 46 *Plus* в диапазонах 0,956 – 0,954 (падение на 0,209 %) и при испытаниях с *Shell Tellus S*2 *V*46 в диапазонах 0,957 – 0,955 (падение на 0,2 %). Максимальная погрешность измерения объемного КПД гидронасоса между маслами *Hydrau-Gard* 46 *Plus*, *Shell Tellus S*2 *V*46 и маслом МГЕ-46В составляет $\Delta_{Г1} = 0{,}2\%$.

Экспериментальные исследования бывших в эксплуатации ГСТ-90 показали (см. рис. 3.6), что в рабочем диапазоне температур 45 – 55 ºС при испытаниях с МГЕ-46В объемный КПД гидронасоса находится в диапазонах 0,723 – 0,697 (падение на 3,6%), при испытаниях с *Hydrau-Gard* 46 *Plus* объемный КПД гидронасоса находится в диапазонах 0,726 – 0,709 (падение на 2,34%) и при испытаниях с *Shell Tellus S*2 *V*46 объемный КПД гидронасоса находится в диапазонах 0,728 – 0,712 (падение на 2,2%). Максимальная погрешность измерения объемного КПД гидронасоса между маслами *Hydrau-Gard* 46 *Plus*, *Shell Tellus S*2 *V*46 и маслом МГЕ-46В составляет $\Delta_{Г2} = 2{,}15\%$.

Полученные результаты для новых и бывших в эксплуатации объемных гидроприводов в температурном диапазоне 45 – 55 ºС при испытаниях со всеми тремя маслами не превышают допускаемую (максимальную) погреш-

ность измерения величины объемного КПД в 2,5%, установленную по ГОСТ 17108 [109].

Для того чтобы учесть влияние масел на диагностируемые параметры всего объемного гидропривода ГСТ-90 в целом (гидронасоса НПА-90 и гидромотора МПА-90), необходимо проанализировать величину выходного крутящего момента объемного гидропривода, на которую в свою очередь влияют такие параметры, как: давление в линии нагнетания; подача (расход) рабочей жидкости; частота вращения гидронасоса и гидромотора; температура рабочей жидкости.

На рисунке 3.7 представлены усредненные значения выходного крутящего момента нового и бывшего в эксплуатации гидромотора МПА-90 объемного гидропривода в зависимости от температуры масел МГЕ-46В, *Hydrau-Gard* 46 *Plus* и *Shell Tellus S*2 *V*46.

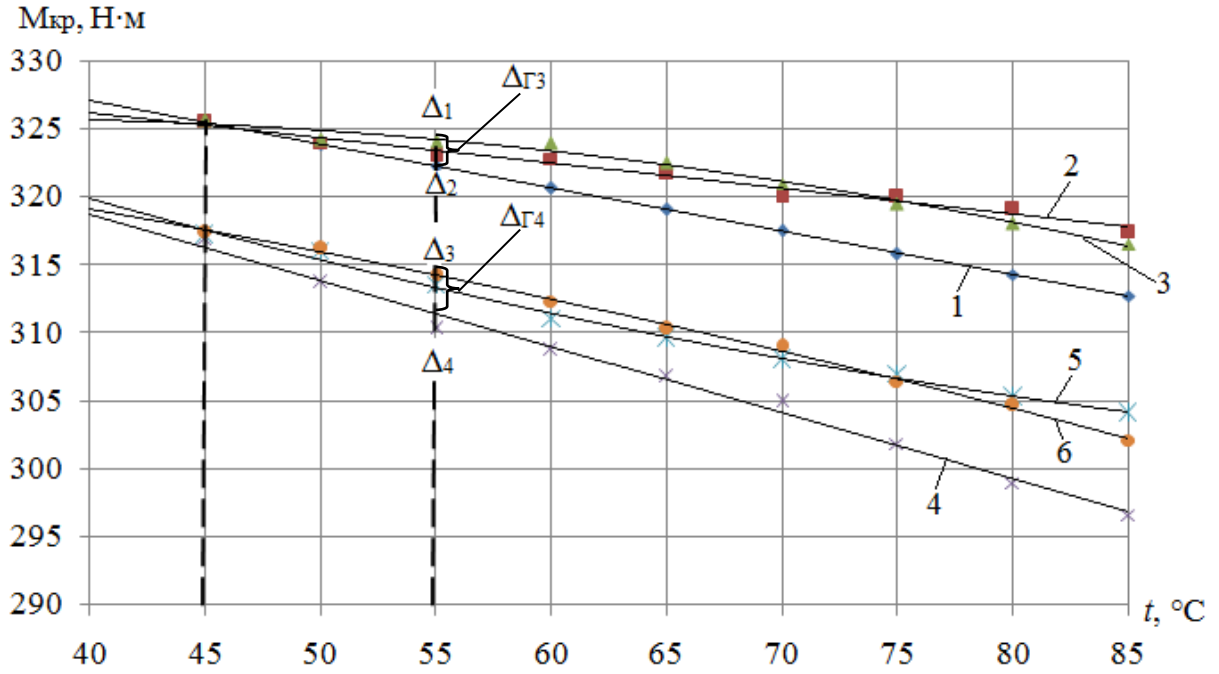


Рисунок 3.7 – Зависимость выходного крутящего момента гидромотора МПА-90 объемного гидропривода ГСТ-90 нового и бывшего в эксплуатации от температуры масел: где 1 – крутящий момент нового гидромотора с МГЕ-46В; 2 – крутящий момент нового гидромотора с *Hydrau-Gard* 46 *Plus*; 3 – крутящий момент нового гидромотора с *Shell Tellus S*2 *V*46; $\Delta_{Г3}$ – погрешность измерения крутящего момента нового гидромотора между маслами *Hydrau-Gard* 46 *Plus*, *Shell Tellus S*2 *V*46 (Δ_1) и МГЕ-46В и (Δ_2); 4 – крутящий момент бывшего в эксплуатации гидромотора с МГЕ-46В; 5 – крутящий момент бывшего в экс-

плуатации гидромотора с *Hydrau-Gard* 46 *Plus*; 6 – крутящий момент бывшего в эксплуатации гидромотора с *Shell Tellus S*2 *V*46. $\Delta_{Г4}$ – погрешность измерения крутящего момента бывшего в эксплуатации гидромотора между маслами *Hydrau-Gard* 46 *Plus*, *Shell Tellus S*2 *V*46 (Δ_3) и МГЕ-46В (Δ_4).

Примечание к рисунку 3.7. Уравнения полученных зависимостей и величины достоверности их аппроксимации представлены ниже.

$$Мкр_1 = 0{,}001 \cdot t^2 - 1{,}604 \cdot t + 328{,}6;\ R^2 = 0{,}981.$$

$$Мкр_2 = -0{,}001 \cdot t^2 - 0{,}912 \cdot t + 327{,}0;\ R^2 = 0{,}978.$$

$$Мкр_3 = -0{,}092 \cdot t^2 - 0{,}011 \cdot t + 325{,}7;\ R^2 = 0{,}986.$$

$$Мкр_4 = 0{,}0001 \cdot t^2 - 2{,}436 \cdot t + 321{,}1;\ R^2 = 0{,}973.$$

$$Мкр_5 = 0{,}072 \cdot t^2 - 2{,}545 \cdot t + 322{,}3;\ R^2 = 0{,}988.$$

$$Мкр_6 = -0{,}043 \cdot t^2 - 1{,}388 \cdot t + 320{,}4;\ R^2 = 0{,}979.$$

Анализируя рисунок 3.7, можно сделать вывод, что крутящий момент гидромотора МПА-90 нового объемного гидропривода ГСТ-90 в его рабочем диапазоне температур 45 – 55ºС при испытаниях с МГЕ-46В находится в диапазонах 325,43– 322,25 Н·м (падение на 0,97 %), при испытаниях с *Hydrau-Gard* 46 *Plus* крутящий момент находится в диапазонах 325,51 – 323,02 Н·м (падение на 0,76 %) и при испытаниях с *Shell Tellus S*2 *V*46 крутящий момент находится в диапазонах 325,65 – 324,05 Н·м (падение на 0,49 %). Максимальная погрешность измерения крутящего момента гидромотора между маслами *Hydrau-Gard* 46 *Plus*, *Shell Tellus S*2 *V*46 и маслом МГЕ-46В составляет $\Delta_{Г3} = 0{,}55$ %.

Экспериментальные исследования бывших в эксплуатации ГСТ-90 показали, что в рабочем диапазоне температур 45 – 55 ºС при испытаниях с МГЕ-46В крутящий момент гидромотора находится в диапазонах 316,85 – 310,32 Н·м (падение на 2%), при испытаниях с *Hydrau-Gard* 46 *Plus* крутящий момент гидромотора находится в диапазонах 317,23 – 313,47 Н·м (падение на 1,2 %) и при испытаниях с *Shell Tellus S*2 *V*46 крутящий момент гидромотора находится в диапазонах 317,41 – 314,24 Н·м (падение на 1 %). Максимальная погрешность измерения крутящего момента гидромотора между маслами

Hydrau-Gard 46 *Plus*, *Shell Tellus S*2 *V*46 и маслом МГЕ-46В составляет $\Delta_{Г4} = 1{,}26$ %.

Полученные результаты для новых и бывших в эксплуатации объемных гидроприводов в температурном диапазоне 45 – 55 ºС при испытаниях с тремя гидравлическими маслами не превышают величину погрешности измерения в 2 % и соответствуют требованиям ГОСТ 17108 [109].

Таким образом, проведенные экспериментальные исследования позволили сделать следующий вывод: в рекомендуемом диапазоне температур (45 – 55 ºС) масла МГЕ-46В, *Hydrau-Gard* 46 *Plus* и *Shell Tellus S*2 *V*46 позволяют достоверно контролировать параметры диагностирования новых и бывших в эксплуатации отечественных объемных гидроприводов и могут быть использованы при стендовых испытаниях в условиях ремонтных предприятий и сервисных центров.

С увеличением температуры рабочей жидкости (до 85 ºС) происходит снижение объемного КПД гидронасоса и выходного крутящего момента гидромотора. По нашему мнению, наибольшее влияние на параметры диагностирования объемных гидроприводов при увеличении температуры рабочей жидкости оказывает такой параметр, как индекс вязкости. Чем меньше величина индекса вязкости масла, тем сильнее оно подвержено температурному влиянию [118]. Такое влияние сказывается на полученных результатах испытанных объемных гидроприводов ГСТ-90 (см. рис. 3.6 и 3.7). Особенно, это касается бывших в эксплуатации объемных гидроприводов, у которых за счет увеличенных технологических зазоров в соединениях (зазоры в поршневой паре, зазоры между стальным и латунным распределителями) происходит резкое возрастание скорости нагрева рабочей жидкости за счет дросселирования и, как следствие, увеличение погрешности измерения параметров диагностирования.

Аналогичные экспериментальные исследования с маслами МГЕ-46В, *Hydrau-Gard* 46 *Plus* и *Shell Tellus S*2 *V*46 проводились с новыми и бывшими в эксплуатации объемными гидроприводами ГСТ-112, результаты которых

представлены в приложениях А, Б и В. Полученные величины объемного КПД гидронасоса и крутящего момента гидромотора коррелируют со значениями, полученными для ГСТ-90.

Второй этап экспериментальных исследований проводился с новыми и бывшими в эксплуатации объемными гидроприводами *Eaton*. В качестве рабочей жидкости использовались: масло *Hydrau-Gard* 46 *Plus*, рекомендованное компанией *John Deere* для гидроагрегатов *Eaton,* и маслами МГЕ-46В, *Shell Tellus S*2 *V*46. Эксперимент проводили в соответствии с требованиями завода-изготовителя при рабочей температуре 60 – 82ºС [54].

На рисунке 3.8 представлены усредненные значения объемного КПД нового гидронасоса 6423-618 объемного гидропривода *Eaton* в зависимости от температуры масел МГЕ-46В, *Hydrau-Gard* 46 *Plus* и *Shell Tellus S*2 *V*46.

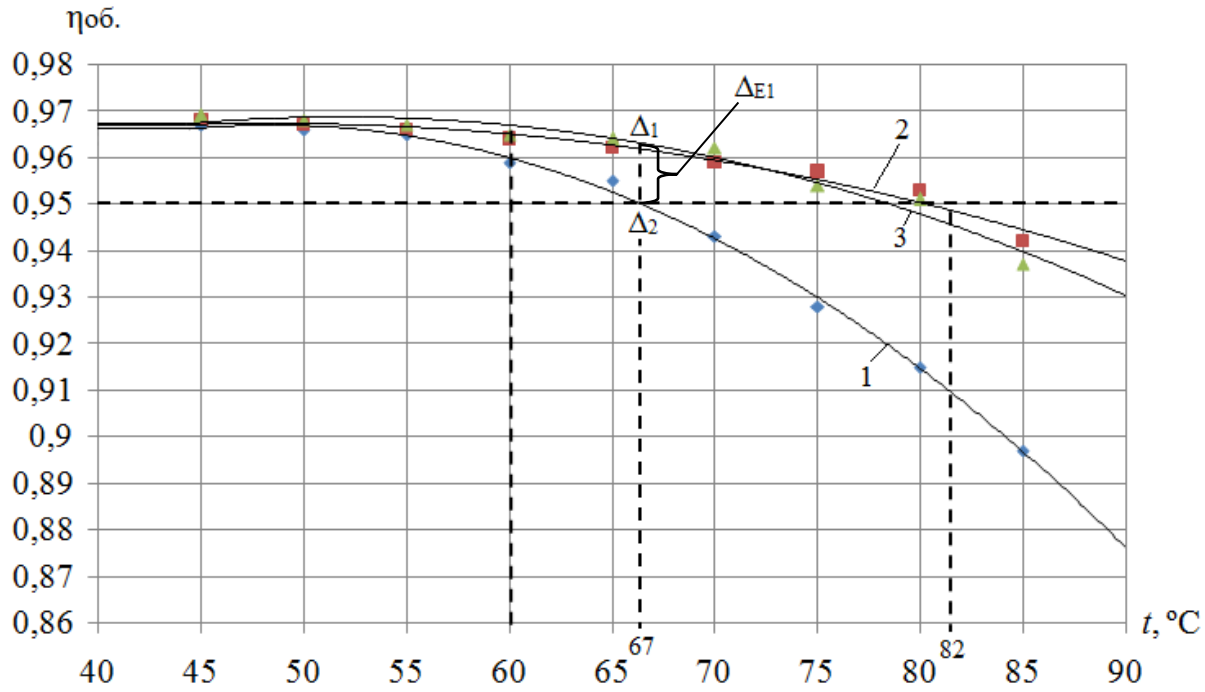


Рисунок 3.8 – Зависимость объемного КПД гидронасоса 6423-618 нового объемного гидропривода *Eaton* от температуры масел: где 1 – объемный КПД гидронасоса с МГЕ-46В; 2 – объемный КПД гидронасоса с *Hydrau-Gard* 46 *Plus*; 3 – объемный КПД гидронасоса с *Shell Tellus S*2 *V*46; Δ_{E1} – погрешность измерения объемного КПД между маслами *Hydrau-Gard* 46 *Plus* (Δ_1) и МГЕ-46В (Δ_2).

Примечание к рисунку 3.8. Уравнения полученных зависимостей и величины достоверности их аппроксимации представлены ниже.

$$\eta_{об.1} = -0{,}001 \cdot t^2 + 0{,}007 \cdot t + 0{,}957;\ R^2 = 0{,}977.$$

$$\eta_{об.2} = -0{,}0001 \cdot t^2 + 0{,}002 \cdot t + 0{,}964;\ R^2 = 0{,}963.$$
$$\eta_{об.3} = -0{,}0001 \cdot t^2 + 0{,}004 \cdot t + 0{,}961;\ R^2 = 0{,}965.$$

Анализируя рисунок 3.8, можно сделать вывод, что объемный КПД гидронасоса 6423-618 нового объемного гидропривода *Eaton* в его рабочем диапазоне температур 60 – 82 ºС при испытаниях с *Hydrau-Gard* 46 *Plus* находится в диапазонах 0,964 – 0,952 (падение на 1,25 %) и соответствует требованиям завода-изготовителя [54], с *Shell Tellus S*2 *V*46 – в диапазонах 0,965 – 0,950 (падение на 1,55 %), с МГЕ-46В – в диапазонах 0,959 – 0,913 (падение на 4,79 %). Максимальное расхождение величины объемного КПД между маслом *Hydrau-Gard* 46 *Plus* и маслом *Shell Tellus S*2 *V*46 не превышает 0,32%. Для масла МГЕ-46В, по сравнению с *Hydrau-Gard* 46 *Plus*, с увеличением температуры наблюдается падение величины объемного КПД гидронасоса на 4,79%, тем самым возрастает погрешность измерения параметров диагностирования объемного гидропривода в целом.

Так как испытуемый объемный гидропривод *Eaton* является новым, заводом-изготовителем [54] регламентировано значение величины объемного КПД гидронасоса, равное 0,95. Отталкиваясь от этого значения, определим предельную (максимальную) температуру для масла МГЕ-46В, при которой значение объемного КПД соответствует паспортному значению. Из рисунка 3.8 видно, что значение составляет 67 ºС. При этом в данной точке погрешность измерения объемного КПД между маслом *Hydrau-Gard* 46 *Plus* и МГЕ-46В составляет $\Delta_{E1} = 1{,}15\%$, с возрастанием температуры до 82 ºС данная погрешность увеличивается до 4,27%.

Согласно ГОСТ 17108 [109], допускаемая (максимальная) погрешность измерения для величины объемного КПД для 3-ей группы точности с установленной вероятностью 0,95 составляет 2,5%. В нашем случае при испытании объемного гидропривода с МГЕ-46В в температурном диапазоне 60 – 67 ºС погрешность измерения объемного КПД составляет не более 1,15%.

На рисунке 3.9 представлены усредненные значения объемного КПД

бывшего в эксплуатации гидронасоса 6423-618 объемного гидропривода *Eaton* в зависимости от температуры масел МГЕ-46В, *Hydrau-Gard* 46 *Plus* и *Shell Tellus S*2 *V*46.

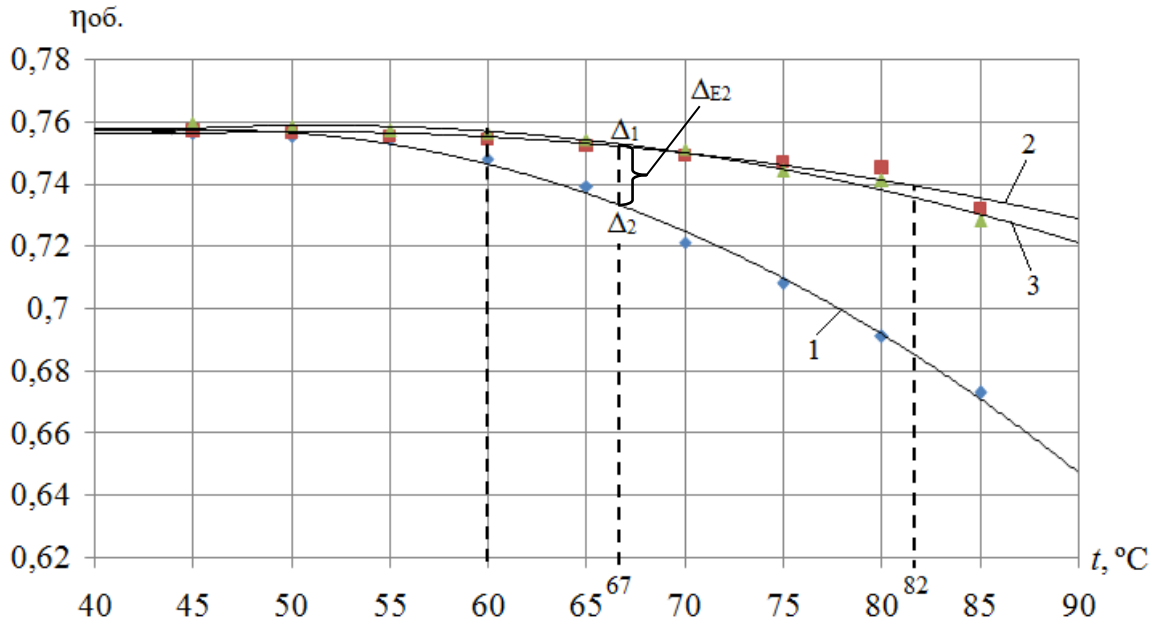


Рисунок 3.9 – Зависимость объемного КПД гидронасоса 6423-618 бывшего в эксплуатации объемного гидропривода *Eaton* от температуры масел: где 1 – объемный КПД гидронасоса с МГЕ-46В; 2 – объемный КПД гидронасоса с *Hydrau-Gard* 46 *Plus*; 3 – объемный КПД гидронасоса с *Shell Tellus S*2 *V*46; Δ_{E2} – погрешность измерения объемного КПД между маслами *Hydrau-Gard* 46 *Plus* (Δ_1) и МГЕ-46В (Δ_2).

Примечание к рисунку 3.9. Уравнения полученных зависимостей и величины достоверности их аппроксимации представлены ниже.

$$\eta_{об.1} = -0{,}001 \cdot t^2 + 0{,}006 \cdot t + 0{,}749;\ R^2 = 0{,}956.$$

$$\eta_{об.2} = -0{,}0001 \cdot t^2 + 0{,}002 \cdot t + 0{,}752;\ R^2 = 0{,}943.$$

$$\eta_{об.3} = -0{,}0001 \cdot t^2 + 0{,}004 \cdot t + 0{,}752;\ R^2 = 0{,}976.$$

Анализируя рисунок 3.9, можно сделать вывод, что объемный КПД гидронасоса 6423-618 бывшего в эксплуатации объемного гидропривода *Eaton* в его рабочем диапазоне температур 60 – 82 ºС при испытаниях с *Hydrau-Gard* 46 *Plus* находится в диапазонах 0,754 – 0,741 (падение на 1,72 %) и соответствует предельному значению падения КПД, с *Shell Tellus S*2 *V*46 – в диапазонах 0,756 – 0,738 (падение на 2,38 %), с МГЕ-46В – в диапазонах

0,748 – 0,682 (падение на 8,82 %). Максимальное расхождение величины объемного КПД между маслом *Hydrau-Gard* 46 *Plus* для бывшего в эксплуатации объемного гидропривода *Eaton* и маслом *Shell Tellus S*2 *V*46 не превышает 0,4 %. Для масла МГЕ-46В, по сравнению с маслом *Hydrau-Gard* 46 *Plus*, с увеличением температуры для бывшего в эксплуатации гидронасоса наблюдается резкое падение величины объемного КПД на 8,82 %, тем самым возрастает погрешность измерения параметров диагностирования объемного гидропривода в целом.

Для температурного диапазона 60 – 67 ºС, полученного для нового объемного гидропривода *Eaton* (см. рис. 3.8), определим величину погрешности измерения объемного КПД гидронасоса. Из рисунка видно, что при температуре 67 ºС погрешность измерения объемного КПД между маслом *Hydrau-Gard* 46 *Plus* и МГЕ-46В составляет Δ_{E2} = 2,06 %, с возрастанием температуры до 82 ºС данная погрешность увеличивается до 6,57 %.

Таким образом, масло МГЕ-46В в температурном диапазоне 60 – 67 ºС позволяет с высокой достоверностью контролировать параметры диагностирования нового и бывшего в эксплуатации объемного гидропривода *Eaton*, не противореча требованиям завода-изготовителя и ГОСТ 17108 [109].

Для того чтобы учесть влияние масел на диагностируемые параметры всего объемного гидропривода *Eaton* в целом (гидронасоса 6423-618 и гидромотора 6433-113), необходимо проанализировать величину выходного крутящего момента объемного гидропривода, на которую в свою очередь влияют такие параметры, как: давление в линии нагнетания; подача (расход) рабочей жидкости; частота вращения гидронасоса и гидромотора; температура рабочей жидкости.

На рисунке 3.10 представлены усредненные значения выходного крутящего момента гидромотора 6433-113 нового объемного гидропривода *Eaton* в зависимости от температуры масел МГЕ-46В, *Hydrau-Gard* 46 *Plus* и *Shell Tellus S*2 *V*46.

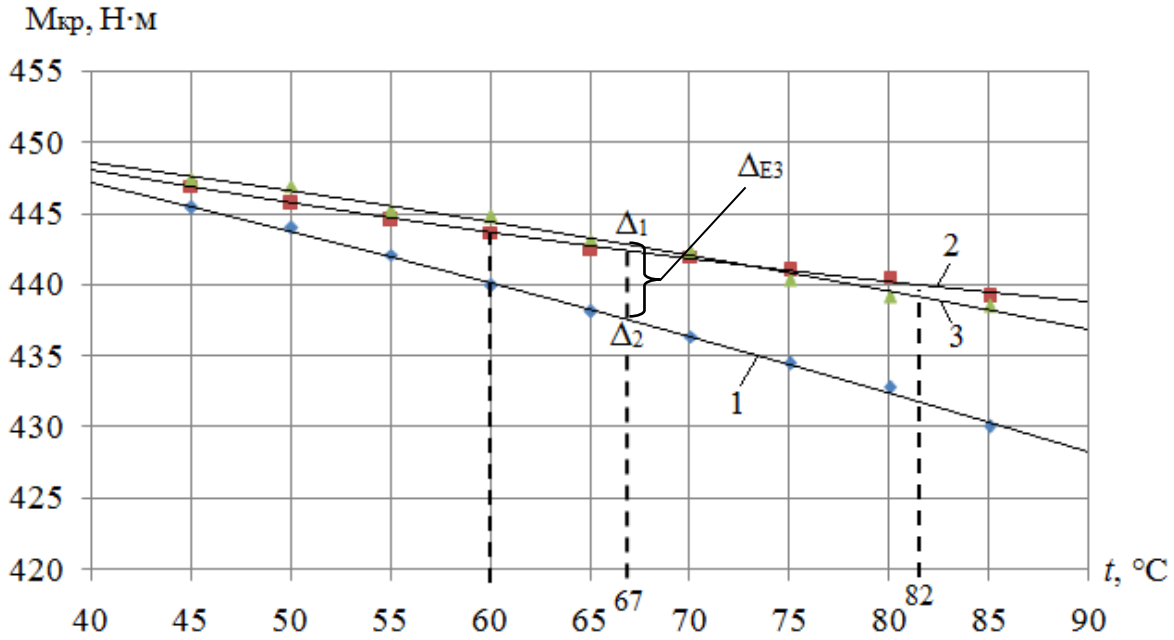


Рисунок 3.10 – Зависимость выходного крутящего момента гидромотора 6433-113 нового объемного гидропривода *Eaton* от температуры масел: где 1 – крутящий момент гидромотора МГЕ-46В; 2 – крутящий момент гидромотора с *Hydrau-Gard* 46 *Plus*; 3 – крутящий момент гидромотора с *Shell Tellus S*2 *V*46; Δ_{E3} – погрешность измерения крутящего момента между маслами *Hydrau-Gard* 46 *Plus* (Δ_1) и МГЕ-46В (Δ_2).

Примечание к рисунку 3.10. Уравнения полученных зависимостей и величины достоверности их аппроксимации представлены ниже.

$$Мкр_1 = -0{,}022 \cdot t^2 - 1{,}622 \cdot t + 448{,}8;\ R^2 = 0{,}994.$$

$$Мкр_2 = 0{,}028 \cdot t^2 - 1{,}259 \cdot t + 449{,}2;\ R^2 = 0{,}991.$$

$$Мкр_3 = -0{,}021 \cdot t^2 - 0{,}918 \cdot t + 449{,}5;\ R^2 = 0{,}988.$$

Анализируя рисунок 3.10, можно сделать вывод, что выходной крутящий момент гидромотора 6433-113 нового объемного гидропривода *Eaton* в его рабочем диапазоне температур 60 – 82 ºС при испытаниях с *Hydrau-Gard* 46 *Plus* находится в диапазонах 443,69 – 440,01 Н·м (падение на 0,83 %), с *Shell Tellus S*2 *V*46 – в диапазонах 444,82 – 439,02 Н·м (падение на 1,30 %), с МГЕ-46В – в диапазонах 439,94 – 432,07 Н·м (падение на 1,78 %). Максимальное расхождение выходного крутящего момента между маслом *Hydrau-Gard* 46 *Plus* для объемного гидропривода *Eaton* и гидравлическим маслом *Shell Tellus S*2 *V*46 не превышает 0,22 %.

Для температурного диапазона 60 – 67 ºС, полученного для нового объемного гидропривода *Eaton* (см. рис. 3.8), определим величину погрешности измерения выходного крутящего момента гидромотора. Из рисунка 3.10 видно, что при температуре 67 ºС погрешность измерения крутящего момента гидромотора между маслом *Hydrau-Gard* 46 *Plus* и МГЕ-46В составляет Δ_{E3} = 1,04 %, с возрастанием температуры до 82 ºС данная погрешность увеличивается до 2,1 %.

Согласно ГОСТ 17108 [109] допускаемая (максимальная) погрешность измерения величины крутящего момента для 3-ей группы точности с установленной вероятностью 0,95 составляет 2,0 %. В нашем случае при испытании объемного гидропривода с МГЕ-46В в температурном диапазоне 60 – 67 ºС погрешность измерения крутящего момента составляет не более 1,04%.

На рисунке 3.11 представлены усредненные значения выходного крутящего момента гидромотора 6433-113 бывшего в эксплуатации объемного гидропривода *Eaton* в зависимости от температуры масел МГЕ-46В, *Hydrau-Gard* 46 *Plus* и *Shell Tellus S*2 *V*46.

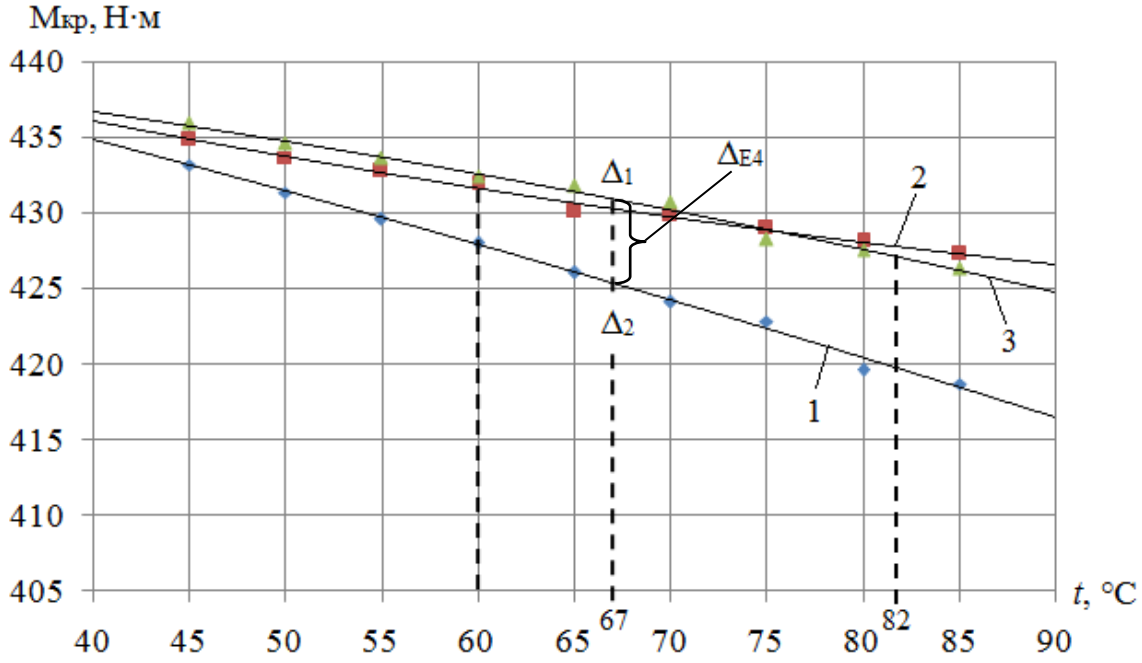


Рисунок 3.11 – Зависимость выходного крутящего момента гидромотора 6433-113 бывшего в эксплуатации объемного гидропривода *Eaton* от температуры масел: где 1 – крутящий момент гидромотора с МГЕ-46В; 2 – крутящий момент гидромотора с *Hydrau-Gard*

46 *Plus*; 3 – крутящий момент гидромотора с *Shell Tellus S*2 *V*46; Δ_{E4} – погрешность измерения крутящего момента между маслами *Hydrau-Gard* 46 *Plus* (Δ_1) и МГЕ-46В (Δ_2).

Примечание к рисунку 3.11. Уравнения полученных зависимостей и величины достоверности их аппроксимации представлены ниже.

$$Мкр_1 = -0{,}017 \cdot t^2 - 1{,}637 \cdot t + 436{,}5;\ R^2 = 0{,}985.$$

$$Мкр_2 = 0{,}027 \cdot t^2 - 1{,}268 \cdot t + 437{,}3;\ R^2 = 0{,}980.$$

$$Мкр_3 = -0{,}027 \cdot t^2 - 0{,}870 \cdot t + 437{,}6;\ R^2 = 0{,}973.$$

Анализируя рисунок 3.11, можно сделать вывод, что выходной крутящий момент гидромотора 6433-113 бывшего в эксплуатации объемного гидропривода *Eaton* в его рабочем диапазоне температур 60 – 82 ºС при испытаниях с *Hydrau-Gard* 46 *Plus* находится в диапазонах 431,97 – 427,53 Н·м (падение на 1,04 %), с *Shell Tellus S*2 *V*46 – в диапазонах 432,41 – 426,89 Н·м (падение на 1,27 %), с МГЕ-46В – в диапазонах 428,03 – 419,11 Н·м (падение на 2,08 %). Максимальное расхождение выходного крутящего момента между маслом *Hydrau-Gard* 46 *Plus* для объемного гидропривода *Eaton* и маслом *Shell Tellus S*2 *V*46 не превышает 0,34 %.

Для температурного диапазона 60 – 67 ºС, полученного для нового объемного гидропривода *Eaton* (см. рис. 3.8), определим величину погрешности измерения выходного крутящего момента гидромотора. Из рисунка 3.11 видно, что при температуре 67 ºС погрешность измерения крутящего момента гидромотора между маслом *Hydrau-Gard* 46 *Plus* и МГЕ-46В составляет Δ_{E4} = 1,23 %, с возрастанием температуры до 82 ºС данная погрешность увеличивается до 2,46 %.

Таким образом, масло МГЕ-46В в температурном диапазоне 60 – 67 ºС позволяет с высокой достоверностью контролировать параметры диагностирования нового и бывшего в эксплуатации объемного гидропривода *Eaton*, не противореча требованиям ГОСТ 17108 [109].

Следующий этап экспериментальных исследований проводился с новыми и бывшими в эксплуатации объемными гидроприводами *Sauer-Danfoss.*

В качестве рабочей жидкости использовались: масло *Shell Tellus S*2 *V*46, рекомендованное компанией *Sauer-Danfoss*, и маслами МГЕ-46В, *Hydrau-Gard* 46 *Plus*. Эксперимент проводили в соответствии с требованиями завода-изготовителя при рабочей температуре 60 – 85 ºС [43, 44, 45].

На рисунке 3.12 представлены усредненные значения объемного КПД нового гидронасоса 90*R*100 объемного гидропривода *Sauer-Danfoss* в зависимости от температуры масел МГЕ-46В, *Hydrau-Gard* 46 *Plus* и *Shell Tellus S*2 *V*46.

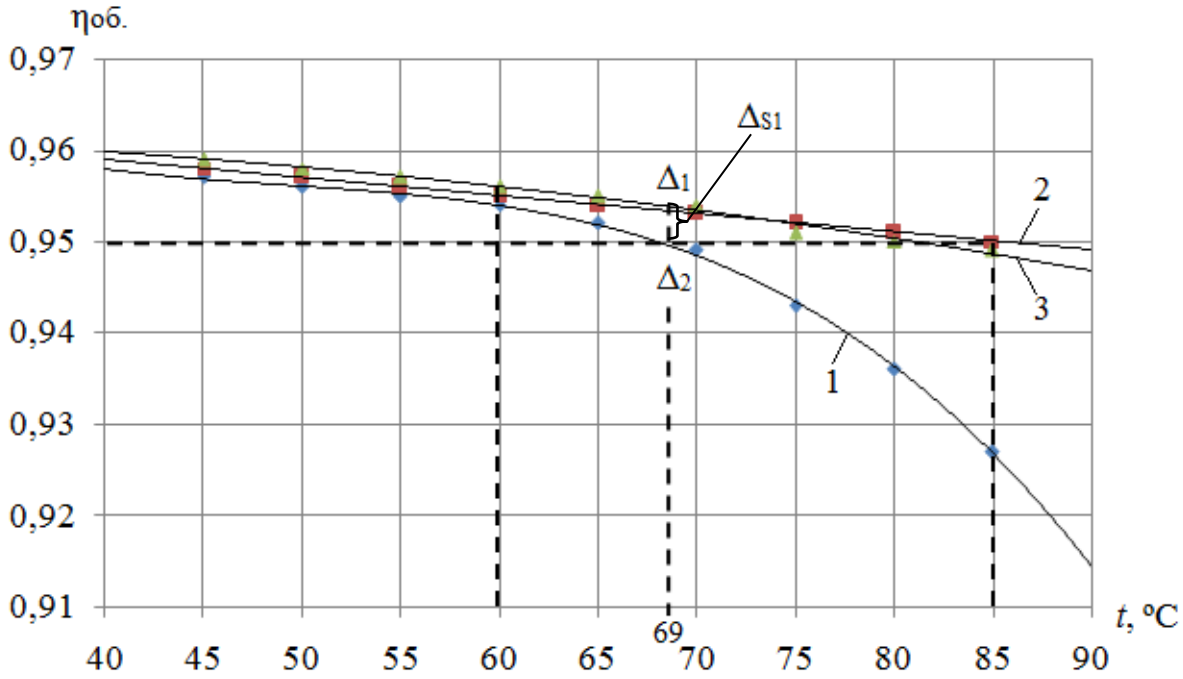


Рисунок 3.12 – Зависимость объемного КПД гидронасоса 90*R*100 нового объемного гидропривода *Sauer-Danfoss* от температуры масел: где 1 – объемный КПД гидронасоса с МГЕ-46В; 2 – объемный КПД гидронасоса с *Hydrau-Gard* 46 *Plus*; 3 – объемный КПД гидронасоса с *Shell Tellus S*2 *V*46; Δ_{S1} – погрешность измерения объемного КПД между маслами *Shell Tellus S*2 *V*46 (Δ_1) и МГЕ-46В (Δ_2).

Примечание к рисунку 3.12. Уравнения полученных зависимостей и величины достоверности их аппроксимации представлены ниже.

$$\eta_{об.1} = -7E\text{-}05 \cdot t^3 + 0{,}0001 \cdot t^2 - 0{,}002 \cdot t + 0{,}959;\ R^2 = 0{,}994.$$

$$\eta_{об.2} = -0{,}001 \cdot t + 0{,}96;\ R^2 = 0{,}997.$$

$$\eta_{об.3} = -6E\text{-}05 \cdot t^2 - 0{,}0001 \cdot t + 0{,}960;\ R^2 = 0{,}985.$$

Анализируя рисунок 3.12, можно сделать вывод, что объемный КПД гидронасоса 90*R*100 нового объемного гидропривода *Sauer-Danfoss* в рабо-

чем диапазоне температур 60 – 85 ºС при испытаниях с *Shell Tellus S*2 *V*46 находится в диапазонах 0,956 – 0,949 (падение на 0,73%) и соответствует требованиям завода-изготовителя [43, 44, 45], с *Hydrau-Gard* 46 *Plus* – в диапазонах 0,955 – 0,950 (падение на 0,52 %), с МГЕ-46В – в диапазонах 0,954 – 0,927 (падение на 2,83 %). Максимальное расхождение величины объемного КПД между маслами *Shell Tellus S*2 *V*46 и *Hydrau-Gard* 46 *Plus* не превышает 0,11 %. Для масла МГЕ-46В, по сравнению с *Shell Tellus S*2 *V*46, с увеличением температуры наблюдается падение величины объемного КПД гидронасоса на 2,83 %, тем самым возрастает погрешность измерения параметров диагностирования объемного гидропривода в целом.

Так как испытуемый объемный гидропривод *Sauer-Danfoss* является новым, заводом-изготовителем [43, 44, 45] регламентировано значение величины объемного КПД гидронасоса, равное 0,95. Отталкиваясь от этого значения, определим предельную (максимальную) температуру для масла МГЕ-46В, при которой значение объемного КПД соответствует паспортному значению. Из рисунка 3.12 видно, что значение составляет 69 ºС. При этом в данной точке погрешность измерения объемного КПД между маслом *Shell Tellus S*2 *V*46 и МГЕ-46В составляет $\Delta_{S1} = 0,52$ %, с возрастанием температуры до 85 ºС данная погрешность увеличивается до 2,37 %. Полученная величина погрешности объемного КПД нового гидронасоса 90*R*100 в температурном диапазоне 60 – 69 ºС соответствует требованиям ГОСТ 17108 [109].

На рисунке 3.13 представлены усредненные значения объемного КПД бывшего в эксплуатации гидронасоса 90*R*100 объемного гидропривода *Sauer-Danfoss* в зависимости от температуры масел МГЕ-46В, *Hydrau-Gard* 46 *Plus* и *Shell Tellus S*2 *V*46.

Анализируя рисунок 3.13, можно сделать вывод, что объемный КПД гидронасоса 90*R*100 бывшего в эксплуатации объемного гидропривода *Sauer-Danfoss* в рабочем диапазоне температур 60 – 85 ºС при испытаниях с *Shell Tellus S2 V46* находится в диапазонах 0,824 – 0,801(падение на 2,79 %), с *Hydrau-Gard* 46 *Plus* – в диапазонах 0,821 – 0,803 (падение на 2,19 %), с МГЕ-

46В – в диапазонах 0,813 – 0,763 (падение на 6,15 %). Максимальное расхождение величины объемного КПД между маслом *Shell Tellus S2 V46* для бывшего в эксплуатации объемного гидропривода *Sauer-Danfoss* и маслом *Hydrau-Gard* 46 *Plus* не превышает 0,25 %. Для масла МГЕ-46В, по сравнению с маслом *Shell Tellus S2 V46*, с увеличением температуры наблюдается резкое падение величины объемного КПД на 6,15 % бывшего в эксплуатации гидронасоса, тем самым возрастает погрешность измерения параметров диагностирования объемного гидропривода в целом.

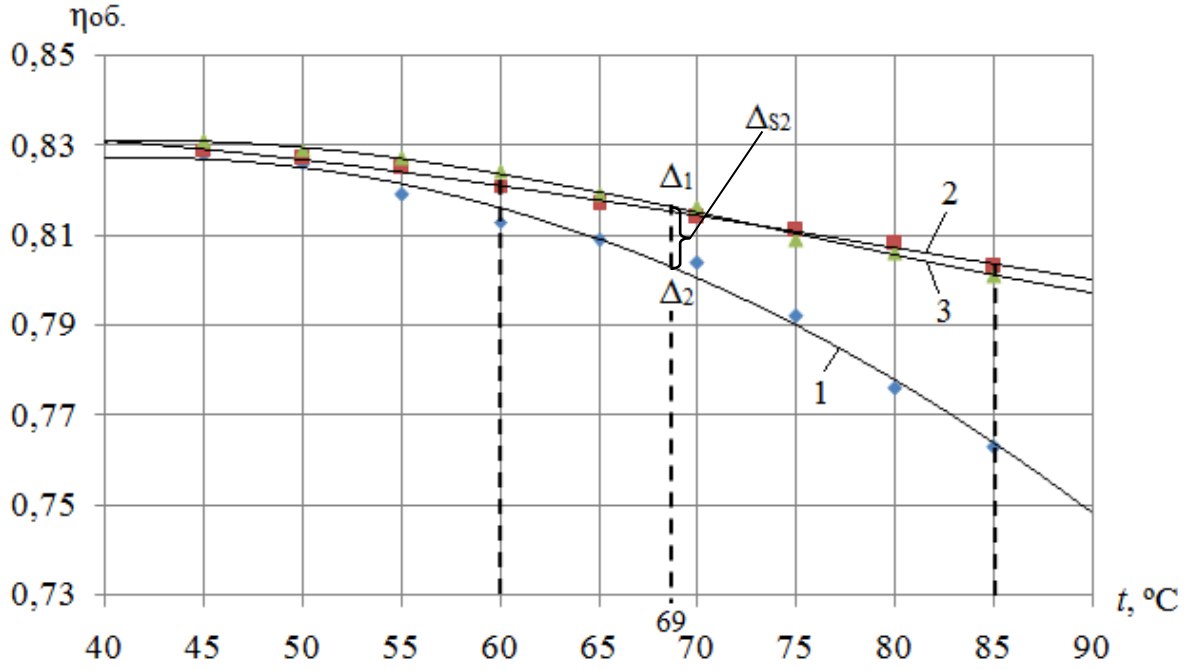


Рисунок 3.13 – Зависимость объемного КПД гидронасоса 90*R*100 бывшего в эксплуатации объемного гидропривода *Sauer-Danfoss* от температуры масел: где 1 – объемный КПД гидронасоса с МГЕ-46В; 2 – объемный КПД гидронасоса с *Hydrau-Gard* 46 *Plus*; 3 – объемный КПД гидронасоса с *Shell Tellus S*2 *V*46; Δ_{S2} – погрешность измерения объемного КПД между маслами *Shell Tellus S2 V46* (Δ_1) и МГЕ-46В (Δ_2).

Примечание к рисунку 3.13. Уравнения полученных зависимостей и величины достоверности их аппроксимации представлены ниже.

$$\eta_{об.1} = -0{,}0001 \cdot t^2 + 0{,}002 \cdot t + 0{,}825;\ R^2 = 0{,}990.$$

$$\eta_{об.2} = 1E\text{-}05 \cdot t^3 - 0{,}0001 \cdot t^2 - 0{,}001 \cdot t + 0{,}832;\ R^2 = 0{,}992.$$

$$\eta_{об.3} = 4E\text{-}05 \cdot t^3 - 0{,}0001 \cdot t^2 + 0{,}002 \cdot t + 0{,}829;\ R^2 = 0{,}989.$$

Для температурного диапазона 60 – 69 ºС, полученного для нового объемного гидропривода *Sauer-Danfoss* (см. рис. 3.12), определим величину погрешности измерения объемного КПД бывшего в эксплуатации гидронасоса. Из рисунка 8 видно, что при температуре 69 ºС погрешность измерения объемного КПД между маслом *Shell Tellus S2 V46* и МГЕ-46В составляет Δ_{S2} = 1,36 %, с возрастанием температуры до 85 ºС данная погрешность увеличивается до 4,98 %.

Таким образом, масло МГЕ-46В в температурном диапазоне 60 – 69 ºС позволяет с высокой достоверностью контролировать параметры диагностирования нового и бывшего в эксплуатации объемного гидропривода *Sauer-Danfoss*, не противореча требованиям ГОСТ 17108 [109].

Для того чтобы учесть влияние масел на диагностируемые параметры всего объемного гидропривода *Sauer-Danfoss* в целом (гидронасоса 90*R*100 и гидромотора 90*M*100), необходимо проанализировать величину выходного крутящего момента объемного гидропривода, на которую в свою очередь влияют такие параметры, как: давление в линии нагнетания; подача (расход) рабочей жидкости; частота вращения гидронасоса и гидромотора; температура рабочей жидкости.

На рисунке 3.14 представлены усредненные значения выходного крутящего момента гидромотора 90*M*100 нового объемного гидропривода *Sauer-Danfoss* в зависимости от температуры масел МГЕ-46В, *Hydrau-Gard* 46 *Plus* и *Shell Tellus S*2 *V*46.

Анализируя рисунок 3.14, можно сделать вывод, что выходной крутящий момент гидромотора 90*M*100 нового объемного гидропривода *Sauer-Danfoss* в рабочем диапазоне температур 60 – 85 ºС при испытаниях с *Shell Tellus S2 V46* находится в диапазонах 646,68 – 641,44 Н·м (падение на 0,81 %), с *Hydrau-Gard 46 Plus* – в диапазонах 645,54 – 642,07 Н·м (падение на 0,54 %), с МГЕ-46В – в диапазонах 644,23 – 636,99 Н·м (падение на 1,12 %). Максимальное расхождение выходного крутящего момента между маслами *Shell Tellus S2 V46* и *Hydrau-Gard 46 Plus* не превышает 0,12 %.

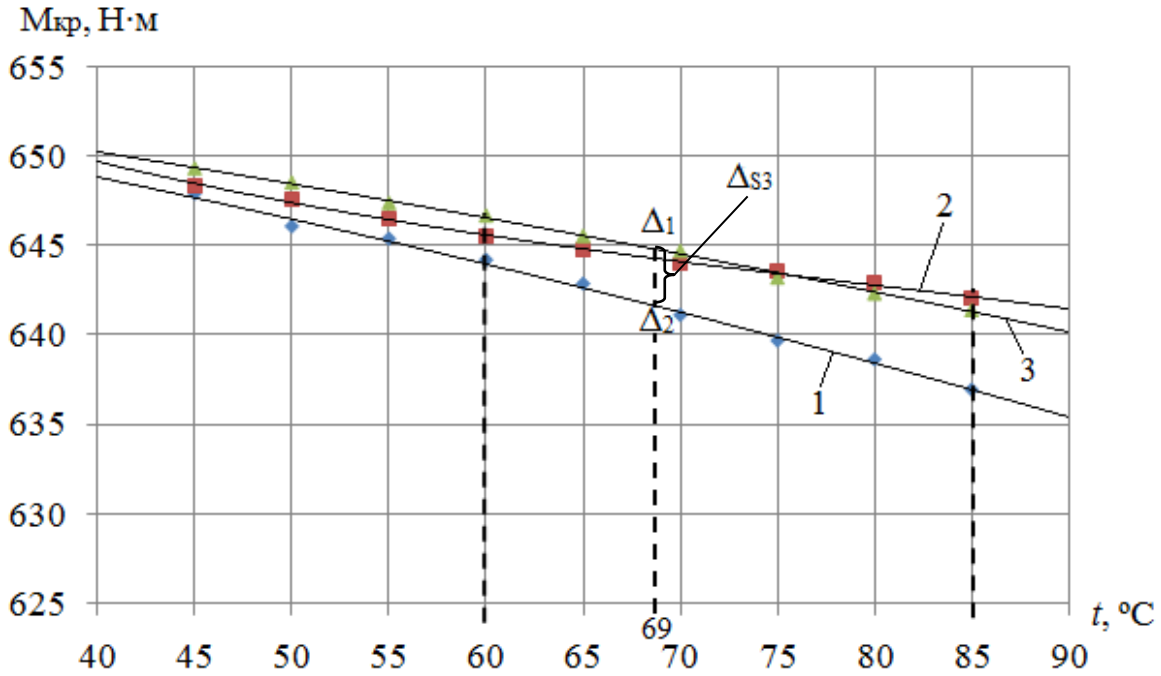


Рисунок 3.14 – Зависимость выходного крутящего момента гидромотора 90*M*100 нового объемного гидропривода *Sauer-Danfoss* от температуры гидравических масел: где 1 – крутящий момент гидромотора с МГЕ-46В; 2 – крутящий момент гидромотора с *Hydrau-Gard* 46 *Plus*; 3 – крутящий момент гидромотора с *Shell Tellus S*2 *V*46; Δ_{S3} – погрешность измерения крутящего момента между маслами *Shell Tellus S*2 *V*46 (Δ_1) и МГЕ-46В (Δ_2).

Примечание к рисунку 3.14. Уравнения полученных зависимостей и величины достоверности их аппроксимации представлены ниже.

$$Мкр_1 = -0{,}020 \cdot t^2 - 1{,}089 \cdot t + 649{,}9;\ R^2 = 0{,}995.$$

$$Мкр_2 = -0{,}003 \cdot t^3 + 0{,}088 \cdot t^2 - 1{,}453 \cdot t + 651{,}03;\ R^2 = 0{,}996.$$

$$Мкр_3 = -0{,}014 \cdot t^2 - 0{,}834 \cdot t + 651{,}0;\ R^2 = 0{,}997.$$

Для температурного диапазона 60 – 69 ºС, полученного для нового объемного гидропривода *Sauer-Danfoss* (см. рис. 3.12), определим величину погрешности измерения крутящего момента гидромотора. Из рисунка 3.14 видно, что при температуре 69 ºС погрешность измерения крутящего момента гидромотора между маслами *Shell Tellus S2 V46* и МГЕ-46В составляет Δ_{S3} = 0,49%, с возрастанием температуры до 85 ºС данная погрешность увеличивается и не превышает 1%. Полученная величина погрешности крутящего момента нового гидромотора 90*M*100 в температурном диапазоне 60 – 69 ºС соответствует требованиям ГОСТ 17108 [109].

На рисунке 3.15 представлены усредненные значения выходного кру-

тящего момента гидромотора 90*M*100 бывшего в эксплуатации объемного гидропривода *Sauer-Danfoss* в зависимости от температуры масел МГЕ-46В, *Hydrau-Gard* 46 *Plus* и *Shell Tellus S*2 *V*46.

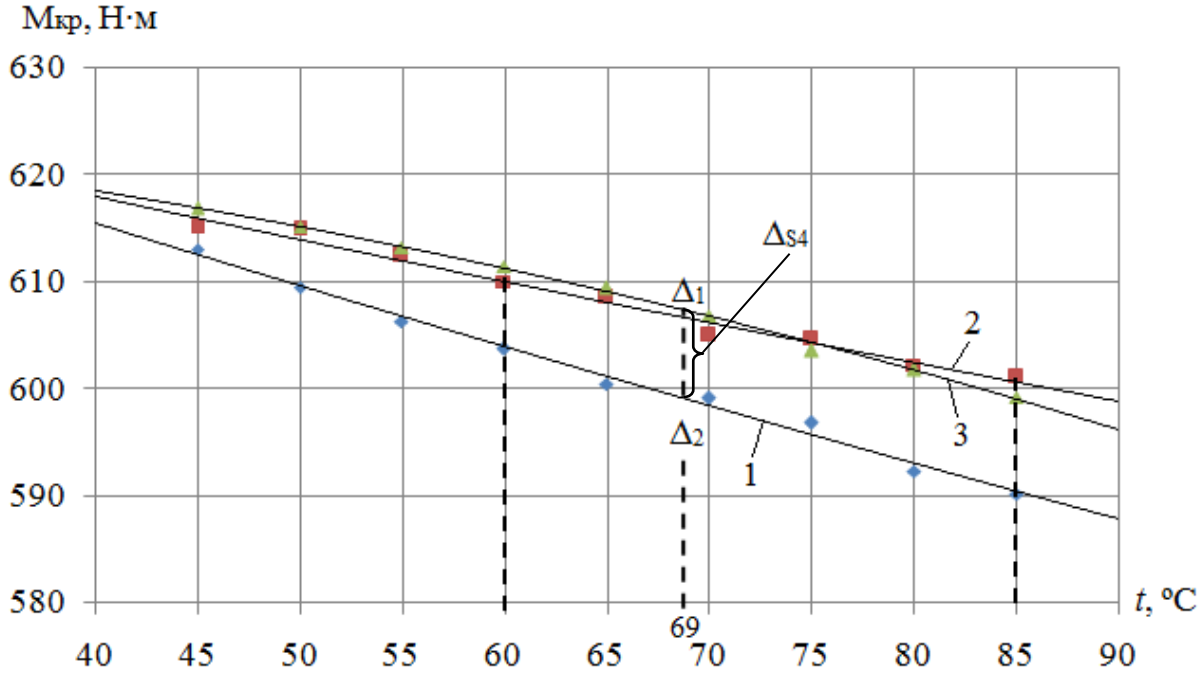


Рисунок 3.15 – Зависимость выходного крутящего момента гидромотора 90*M*100 бывшего в эксплуатации объемного гидропривода *Sauer-Danfoss* от температуры масел: где 1 – крутящий момент гидромотора с МГЕ-46В; 2 – крутящий момент гидромотора с *Hydrau-Gard* 46 *Plus*; 3 – крутящий момент гидромотора с *Shell Tellus S*2 *V*46; Δ_{S4} – погрешность измерения выходного крутящего момента между маслами *Shell Tellus S*2 *V*46 (Δ_1) и МГЕ-46В (Δ_2).

Примечание к рисунку 3.15. Уравнения полученных зависимостей и величины достоверности их аппроксимации представлены ниже.

$$Мкр_1 = 0{,}020 \cdot t^2 - 3{,}019 \cdot t + 618{,}5;\ R^2 = 0{,}992.$$

$$Мкр_2 = 0{,}012 \cdot t^2 - 2{,}064 \cdot t + 620{,}0;\ R^2 = 0{,}984.$$

$$Мкр_3 = -0{,}070 \cdot t^2 - 1{,}396 \cdot t + 619{,}9;\ R^2 = 0{,}995.$$

Анализируя рисунок 3.15, можно сделать вывод, что выходной крутящий момент гидромотора 90*M*100 бывшего в эксплуатации объемного гидропривода *Sauer-Danfoss* в рабочем диапазоне температур 60 – 85 ºС при испытаниях с *Shell Tellus S2 V46* находится в диапазонах 611,42 – 599,21 Н·м (падение на 1,99 %), с *Hydrau-Gard 46 Plus* – в диапазонах 610,01 – 601,08 Н·м (падение на 1,46 %), с МГЕ-46В – в диапазонах 603,74 – 590,17 Н·м (падение на 2,24 %). Максимальное расхождение крутящего момента между маслами *Shell Tellus S2 V46* и *Hydrau-Gard* 46 *Plus* не превышает 0,31 %.

Для температурного диапазона 60 – 69 ºС, полученного для нового объемного гидропривода *Sauer-Danfoss* (см. рис. 3.12), определим величину погрешности измерения выходного крутящего момента гидромотора. Из рисунка 3.15 видно, что при температуре 69 ºС погрешность измерения крутящего момента гидромотора 90*M*100 между маслами *Shell Tellus S2 V46* и МГЕ-46В составляет Δ_{S4} = 1,27 %, с возрастанием температуры до 85 ºС данная погрешность увеличивается до 1,53 %.

Таким образом, масло МГЕ-46В в температурном диапазоне 60 – 69 ºС позволяет с высокой достоверностью контролировать параметры диагностирования нового и бывшего в эксплуатации объемного гидропривода *Sauer-Danfoss*, не противореча требованиям ГОСТ 17108 [109].

Анализируя величины погрешности измерений объемного КПД и выходного крутящего момента новых и бывших в эксплуатации зарубежных объемных гидроприводов *Eaton* (см. рис. 3.8 – 3.11) и *Sauer-Danfoss* (см. рис. 3.12 – 3.15) при испытаниях с МГЕ-46В, можно сделать вывод, что для объемного гидропривода *Sauer-Danfoss* погрешности измерения меньше, чем для объемного гидропривода *Eaton.* По нашему мнению, это связано с различными технологическими зазорами в соединениях (зазоры в поршневой паре, зазоры между распределителями и т. д.). Так как у объемных гидроприводов *Eaton* технологические зазоры больше, чем у *Sauer-Danfoss*, происходит резкое возрастание скорости нагрева масла МГЕ-46В за счет процесса дросселирования и, как следствие, падение выходных параметров (объемного КПД гидронасоса и выходного крутящего момента гидромотора). Это обусловлено низким индексом вязкости масла МГЕ-46В по сравнению с зарубежными маслами (см. табл. 3.1), который показывает стабильность работы при повышении температуры.

Аналогичные экспериментальные исследования с гидравлическими маслами МГЕ-46В, *Hydrau-Gard* 46 *Plus* и *Shell Tellus S*2 *V*46 проводились с новыми и бывшими в эксплуатации объемными гидроприводами *Linde* и *Bosch Rexroth*, результаты которых представлены в приложениях А, Б и В.

Полученные величины объемного КПД гидронасоса и крутящего момента гидромотора коррелируют со значениями агрегатов объемного гидропривода *Sauer-Danfoss*. По нашему мнению, это связано со схожей конструкцией объемных гидроприводов *Sauer-Danfoss*, *Linde* и *Bosch Rexroth*.

Проведенный комплекс экспериментальных исследований позволил получить следующие результаты:

– определить максимальную величину погрешности измерения объемного КПД гидронасоса и выходного крутящего момента гидромотора новых и бывших в эксплуатации объемных гидроприводов ГСТ-90, ГСТ-112 для масел МГЕ-46В, *Hydrau-Gard* 46 *Plus* и *Shell Tellus S2 V46* в рекомендованном диапазоне температур 45 – 55 ºС. Для новых гидронасосов максимальная величина погрешности измерения объемного КПД гидронасоса и крутящего момента гидромотора составляет $\Delta_{Г1}$ = 0,2 % и $\Delta_{Г3}$ = 0,55 %, для бывших в эксплуатации гидронасосов и гидромоторов максимальная погрешность составляет $\Delta_{Г2}$ = 2,15 % и $\Delta_{Г4}$ = 1,26 %;

– доказать, что зарубежные масла *Hydrau-Gard* 46 *Plus* и *Shell Tellus S*2 *V*46 позволяют достоверно контролировать параметры диагностирования новых и бывших в эксплуатации отечественных объемных гидроприводов;

– установить рациональные температурные диапазоны для масла МГЕ-46В при испытании новых и бывших в эксплуатации зарубежных объемных гидроприводов. Для объемного гидропривода *Eaton* температурный диапазон 60 – 67 ºС, для объемных гидроприводов *Sauer-Danfoss*, *Linde* и *Bosch Rexroth* 60 – 69 ºС;

– определить максимальную величину погрешности измерения объемного КПД гидронасосов новых и бывших в эксплуатации зарубежных объемных гидроприводов в установленных рациональных температурных диапазонах для масла МГЕ-46В в сравнении с рекомендованными маслами *Hydrau-Gard* 46 *Plus* и *Shell Tellus S2 V46*. Для новых гидронасосов *Eaton* максимальная величина погрешности в температурном диапазоне 60 – 67 ºС составляет Δ_{E1} = 1,15 %, для бывших в эксплуатации Δ_{E2} = 2,06 %; для новых гидронасо-

сов *Sauer-Danfoss* максимальная величина погрешности в температурном диапазоне 60 – 69 ºС составляет Δ_{S1} = 0,52 %, а для бывших в эксплуатации Δ_{S2} = 1,36 %;

– определить максимальную величину погрешности измерения выходного крутящего момента гидромоторов новых и бывших в эксплуатации зарубежных объемных гидроприводов в установленных рациональных температурных диапазонах для масла МГЕ-46В в сравнении с рекомендованными маслами *Hydrau-Gard* 46 *Plus* и *Shell Tellus S2 V46*. Для новых гидромоторов *Eaton* максимальная величина погрешности в температурном диапазоне 60 – 67 ºС составляет Δ_{E3} = 1,04 %, для бывших в эксплуатации Δ_{E4} = 1,23%; для новых гидромоторов *Sauer-Danfoss*, *Linde* и *Bosch Rexroth* максимальная величина погрешности в температурном диапазоне 60 – 69 ºС составляет Δ_{S3} = 0,49 %, для бывших в эксплуатации Δ_{S4} = 1,27 %;

– доказать, что масло МГЕ-46В в установленных рациональных температурных диапазонах позволяет достоверно контролировать параметры диагностирования новых и бывших в эксплуатации отечественных и зарубежных объемных гидроприводов, не противореча требованиям заводов-изготовителей и ГОСТ 17108, и может быть использовано при стендовых испытаниях в условиях ремонтных предприятий и сервисных центров.

Полученные результаты позволят усовершенствовать методики испытаний заводов-изготовителей зарубежных объемных гидроприводов *Eaton*, *Sauer-Danfoss*, *Linde* и *Bosch Rexroth*.

3.5 Закономерность изменения тепловых режимов в замкнутых контурах при стендовых испытаниях объемных гидроприводов

Проведенные экспериментальные исследования показали, что температура рабочей жидкости оказывает существенное влияние на параметры диагностирования, регламентированные заводами-изготовителями объемных гидроприводов. Для достоверного контроля технического состояния объем-

ных гидроприводов температура рабочей жидкости должна находиться в установленных в п. 3.5 диапазонах. Поэтому необходимо исследовать закономерности изменения тепловых режимов в замкнутых контурах объемного гидропривода при стендовых испытаниях и обосновать систему терморегуляции стенда.

Цель исследований – экспериментальным путем определить количество тепловой энергии, выделяемое при стендовых испытаниях новых и бывших в эксплуатации отечественных и зарубежных объемных гидроприводов.

Методические подходы к тепловому расчету гидроприводов изложены в научно-технической литературе [119, 120, 121, 122, 123].

Повышение температуры рабочей жидкости прежде всего связано с трением движущихся элементов объемного гидропривода и дросселированием масла через зазоры в соединениях. Все потери мощности в гидравлической системе в конечном итоге переходят в тепловую энергию, тогда уравнение теплового баланса можно представить в следующем виде:

$$Q_п \approx Q_в, \text{ Вт} \qquad (3.22)$$

где $Q_п$ – количество тепла, получаемое гидроприводом от потери мощности, Вт; $Q_в$ – количество тепла, выделяемое гидроприводом, Вт.

Количество тепла, получаемое гидроприводом, соответствует потерянной мощности и определяется исходя из следующего выражения:

$$Q_п = (1 - \eta_{общ}) \cdot N_н \cdot k_п \cdot k_д, \text{ Вт} \qquad (3.23)$$

где $\eta_{общ}$ – общий КПД гидропривода; $N_н$ – мощность привода гидронасоса, Вт; $k_п$ – коэффициент продолжительности работы под нагрузкой (справочная величина) [119, 120]; $k_д$ – коэффициент использования номинального давления (справочная величина) [119, 120].

Общее количество тепла, выделяемое гидроприводом, определяется исходя из следующего выражения:

$$Q_в = Q_т + Q_{ос}, \text{ Вт} \qquad (3.24)$$

где $Q_т$ – количество тепла, затрачиваемое на нагревание рабочей жидкости,

Вт; $Q_{ос}$ – количество тепла, рассеиваемое гидроприводом в окружающую среду, Вт.

В процессе испытания гидроприводов происходит изменение теплового состояния испытуемого объекта (периодические изменения температуры рабочей жидкости) с течением времени. Такой процесс принято считать нестационарным (переходным). Поэтому чтобы определить общее количество тепла $Q_{в.}$, Вт, выделяемое гидроприводом при нестационарном процессе, введем в выражение (3.24) временную переменную $d\tau$. Тогда с учетом преобразований данное выражение примет вид:

$$\frac{dQ_{в}}{d\tau} = \frac{dQ_{т}}{d\tau} + \frac{dQ_{ос}}{d\tau}, \text{ Вт} \qquad (3.25)$$

Количество тепла, затрачиваемое на нагревание рабочей жидкости $Q_{т}$, Вт в единицу времени $d\tau$, определяется исходя из выражения:

$$\frac{dQ_{тi}}{d\tau_{i}} = \frac{m_{ржс} \cdot c_{рм} \cdot (t_{2i} - t_{1i})}{\tau_{2i} - \tau_{1i}}, \text{ Вт} \qquad (3.26)$$

где $m_{ржс}$ – масса рабочей жидкости (в гидравлическом баке, в полостях испытуемого гидропривода и в гидравлических линиях), кг; $c_{рм}$ – теплоемкость рабочей жидкости, Дж/(кг·ºС); t_{1i} – начальная температура рабочей жидкости, ºС; t_{2i} – конечная температура рабочей жидкости, ºС; τ_{1i} – время нагрева рабочей жидкости до температуры t_{1i}, с; τ_{2i} – время нагрева рабочей жидкости до температуры t_{2i}, с.

Количество тепла, рассеиваемое объемным гидроприводом в окружающую среду $Q_{ос}$, Вт, определим по выражению:

$$\frac{dQ_{ос}}{d\tau_{i}} = \frac{k_{гп} \cdot F_{гп} \cdot (t - t_{0})}{d\tau_{i}}, \text{ Вт} \qquad (3.27)$$

где $k_{гп}$ – коэффициент теплоотдачи поверхностей гидрооборудования, Вт/м^2·ºС; $F_{гп}$ – площадь теплоизлучающих поверхностей объемного гидропривода, м^2; t – температура рабочей жидкости в гидравлической системе, ºС; t_{0} – температура окружающей среды, ºС.

Тепловая энергия, рассеиваемая в окружающую среду $dQ_{ос}/d\tau$, снижает

общее количество тепла, которое необходимо отводить от гидропривода, поэтому при расчетах теплообменников учитывают только величину $dQ_m/d\tau$ (количество тепла, которое необходимо дополнительно отводить от гидропривода в процессе испытаний). В нашем случае величину $dQ_m/d\tau$ будем определять экспериментальным путем.

Таким образом, найденное количество тепловой энергии $dQ_m/d\tau$ позволит обосновать систему терморегуляции стенда при испытаниях новых и бывших в эксплуатации объемных гидроприводов, определить необходимую площадь теплообмена и выбрать теплообменный аппарат.

Для достижения поставленной цели была проведена серия экспериментальных исследований. Исследования проводились с новыми и бывшими в эксплуатации объемными гидроприводами *Sauer-Danfoss* серии 90 (Германия), ГСТ-112 (Россия) и *Eaton* серии 64 (США), обладающими наибольшими мощностными показателями (см. табл. 1.6 п. 1.3). В процессе эксперимента устанавливали номинальные значения: частоты вращения гидронасоса $n^{н}$, об/мин; давления в линии управления $p_{упр}$, МПа; давление рабочей жидкости в линиях нагнетания объемного гидропривода $p_{наг}$, МПа, регламентированные заводами-изготовителями (см. табл. 1.6 п. 1.3). Контролировали: объемный КПД гидропривода $\eta_{об}$; температуру рабочей жидкости t, ºС и время её изменения в процессе эксперимента τ, с.

Эксперимент начинали от минимального значения температуры рабочей жидкости в линиях испытуемого объемного гидропривода t_{min} = 45 ºС с последующим увеличением до максимального значения – t_{max} = 85 ºС с шагом 5 ºС. В качестве рабочей жидкости для испытуемых объектов использовалось масло МГЕ-46В. Испытуемый объемный гидропривод монтировался на стенд согласно схеме, представленной на рисунке 3.1 (см. п. 3.2).

Бак стенда (вращающего устройства) и гидравлического нагружающего устройства заполнены маслом МГЕ-46В на 90 %, с целью компенсации теплового расширения рабочей жидкости и обеспечения свободного отделения воздуха в окружающую среду. Гидравлические баки изготовлены в соответ-

ствии с требованиями ГОСТ 16770 [124] и имеют полезный объем $V_{стенда}$ = 345 литров и $V_{гну}$ = 230 литров. В процессе проведения стендовых испытаний необходимо следить за уровнем масла в баках и поддерживать его в установленном объеме. Переведем полезный объем рабочей жидкости из литров в килограммы с учетом плотности масла, равной $\rho_м$ = 875 кг/м^3, тогда объем масла в баке стенда и гидравлического нагружающего устройства после преобразований примет вид $m_{ржl}$ = 301,8 кг и $m_{ржl}$ = 201,3 кг.

На рисунке 3.16 представлены экспериментальные зависимости изменения температуры рабочей жидкости от времени испытания новых объемных гидроприводов *Sauer-Danfoss* (при $\eta_{об}$ = 0,95, $p_{ном}$ = 42,0 МПа, $p_{упр}$ = 1,4 МПа, $n^н$ = 3300 об/мин), ГСТ-112 (при $\eta_{об}$ = 0,95, $p_{ном}$ = 27,0 МПа, $p_{упр}$ = 1,45 МПа, $n^н$ = 2000 об/мин) и *Eaton* (при $\eta_{об}$ = 0,96, $p_{ном}$ = 24,1 МПа, $p_{упр}$ = 1,5 МПа, $n^н$ = 3500 об/мин).

Анализируя рисунок 3.16, можно сделать вывод, что скорость нарастания температуры рабочей жидкости при испытаниях новых объемных гидроприводов зависит от величин давления в линиях нагнетания и частоты вращения гидронасоса: чем выше эти значения, тем быстрее происходит нагрев рабочей жидкости.

На рисунке 3.17 представлены экспериментальные зависимости изменения температуры рабочей жидкости от времени испытания бывших в эксплуатации объемных гидроприводов *Sauer-Danfoss* (при $\eta_{об}$ = 0,804, $p_{ном}$ = 42,0 МПа, $p_{упр}$ = 1,34 МПа, $n^н$ = 3300 об/мин), ГСТ-112 (при $\eta_{об}$ = 0,721, $p_{ном}$ = 27,0 МПа, $p_{упр}$ = 1,39 МПа, $n^н$ = 2000 об/мин) и *Eaton* (при $\eta_{об}$ = 0,739, $p_{ном}$ = 24,1 МПа, $p_{упр}$ = 1,43 МПа, $n^н$ = 3500 об/мин).

Анализируя рисунок 3.17, можно сделать вывод, что скорость нарастания температуры рабочей жидкости при испытаниях бывших в эксплуатации объемных гидроприводов зависит не только от величины давления в линиях нагнетания и частоты вращения гидронасоса, но и от величины объемного КПД: чем меньше это значение, тем интенсивнее происходит нагрев рабочей жидкости, при этом наблюдается снижение времени проведения испытаний.

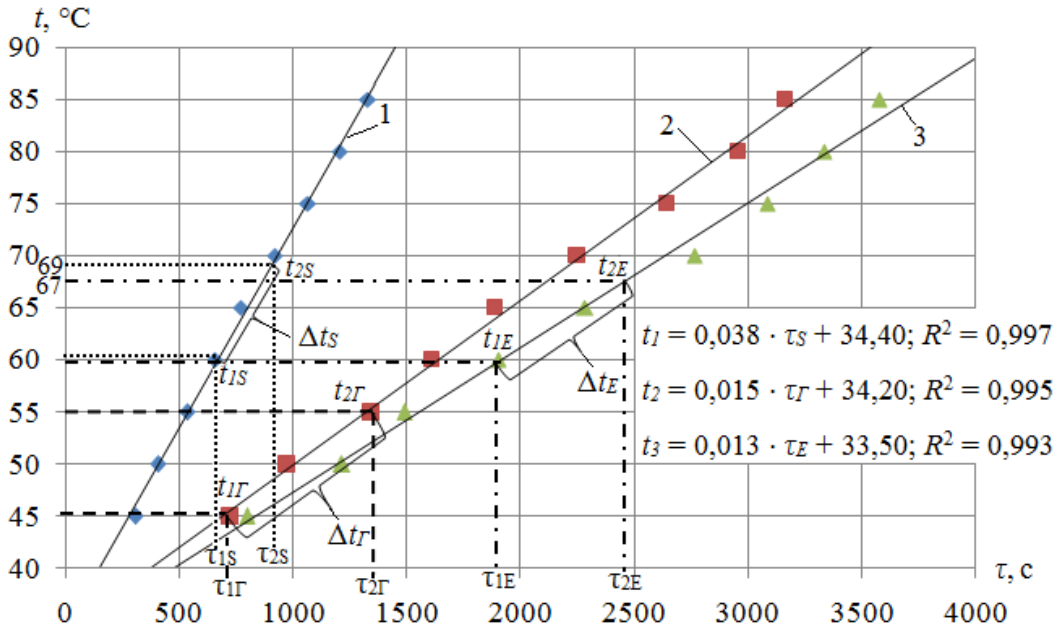


Рисунок 3.16 – Зависимости изменения температуры рабочей жидкости от времени испытания новых объемных гидроприводов: где 1 – скорость нарастания температуры рабочей жидкости в объемном гидроприводе *Sauer-Danfoss*; 2 – скорость нарастания температуры рабочей жидкости в объемном гидроприводе ГСТ-112; 3 – скорость нарастания температуры рабочей жидкости в объемном гидроприводе *Eaton*; τ_{1S}, τ_{2S}, $\tau_{1Г}$, $\tau_{2Г}$, τ_{1E}, τ_{2E} – время нагрева рабочей жидкости до соответствующих температурных значений t_{1S}, t_{2S}, $t_{1Г}$, $t_{2Г}$, t_{1E}, t_{2E} для каждого испытуемого объемного гидропривода.

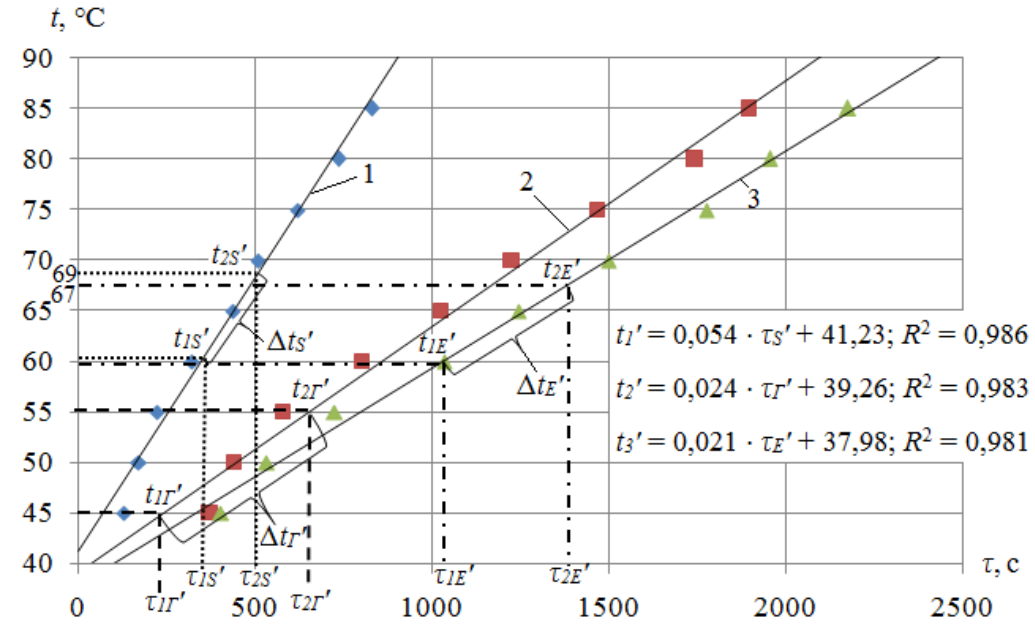


Рисунок 3.17 – Зависимость температуры рабочей жидкости от времени испытания бывших в эксплуатации объемных гидроприводов: где 1 – скорость нарастания температуры рабочей жидкости в объемном гидроприводе *Sauer-Danfoss*; 2 – скорость нарастания температуры рабочей жидкости в объемном гидроприводе ГСТ-112; 3 – скорость нарастания температуры рабочей жидкости в объемном гидроприводе *Eaton*; τ_{1S}', τ_{2S}', $\tau_{1Г}'$, $\tau_{2Г}'$, τ_{1E}', τ_{2E}' – время нагрева рабочей жидкости до соответствующих температурных значений t_{1S}', t_{2S}', $t_{1Г}'$, $t_{2Г}'$, t_{1E}', t_{2E}' для каждого испытуемого объемного гидропривода.

На основании проведенных экспериментальных исследований рассчитаем количество тепловой энергии, выделяемой новыми и бывшими в эксплуатации объемными гидроприводами. Расчет производим в температурных диапазонах, обоснованных в п. 3.5: так, для объемных гидроприводов *Sauer-Danfoss* температурный диапазон соответствует значениям 60 – 69 ºС; для ГСТ-112 соответствует значениям 45 – 55 ºС и для *Eaton* соответствует значениям 60 – 67 ºС. Время нагрева рабочей жидкости τ_{1i} и τ_{2i} до соответствующих температурных значений t_{1i} и t_{2i} для каждого испытуемого объемного гидропривода определяем по рисункам 3.16 и 3.17.

Подставляя найденные значения (см. рис. 3.16) для новых объемных гидроприводов в выражение (3.26), определим количество выделяемой тепловой энергии в единицу времени:

– для объемного гидропривода *Sauer-Danfoss*:

$$Q_S = \frac{m_{ржl} \cdot c_{рм} \cdot \left(t_{2S} - t_{1S}\right)}{\tau_{2S} - \tau_{1S}} = \frac{301{,}8 \cdot 1670 \cdot (69 - 60)}{910 - 673} = 19139{,}46 \text{ Вт},$$

– для объемного гидропривода ГСТ-112:

$$Q_Г = \frac{m_{ржl} \cdot c_{рм} \cdot \left(t_{2Г} - t_{1Г}\right)}{\tau_{2Г} - \tau_{1Г}} = \frac{301{,}8 \cdot 1670 \cdot (55 - 45)}{1386 - 720} = 7567{,}65 \text{ Вт},$$

– для объемного гидропривода *Eaton*:

$$Q_E = \frac{m_{ржl} \cdot c_{рм} \cdot \left(t_{2E} - t_{1E}\right)}{\tau_{2E} - \tau_{1E}} = \frac{301{,}8 \cdot 1670 \cdot (67 - 60)}{2440 - 1902} = 6557{,}69 \text{ Вт}.$$

Подставляя найденные значения (см. рис. 3.17) для бывших в эксплуатации объемных гидроприводов в выражение (3.26), определим количество выделяемой тепловой энергии в единицу времени:

– для объемного гидропривода *Sauer-Danfoss*:

$$Q_S' = \frac{m_{ржl} \cdot c_{рм} \cdot \left(t_{2S}' - t_{1S}'\right)}{\tau_{2S}' - \tau_{1S}'} = \frac{301{,}8 \cdot 1670 \cdot (69 - 60)}{512 - 347} = 27491{,}23 \text{ Вт},$$

– для объемного гидропривода ГСТ-112:

$$Q_Г' = \frac{m_{ржl} \cdot c_{рм} \cdot (t_{2Г}' - t_{1Г}')}{\tau_{2Г}' - \tau_{1Г}'} = \frac{301{,}8 \cdot 1670 \cdot (55 - 45)}{655 - 239} = 12115{,}53 \text{ Вт},$$

– для объемного гидропривода *Eaton*:

$$Q_E' = \frac{m_{ржl} \cdot c_{рм} \cdot (t_{2E}' - t_{1E}')}{\tau_{2E}' - \tau_{1E}'} = \frac{301{,}8 \cdot 1670 \cdot (67 - 60)}{1381 - 1048} = 10594{,}72 \text{ Вт}.$$

Таким образом, экспериментальные исследования показали, что при испытаниях бывших в эксплуатации объемных гидроприводов выделяется больше тепловой энергии, чем у новых. По нашему мнению, это связано с бóльшим дросселированием рабочей жидкости через увеличенные зазоры в соединениях (зазоры в поршневой паре, зазоры между распределителями и т.д.) объемных гидроприводов. Чем больше зазоры в соединениях (техническое состояние объемного гидропривода близкое к предельному значению), тем интенсивнее происходит нагрев рабочей жидкости и большее выделение тепловой энергии.

Процесс изменения температуры рабочей жидкости в линиях гидравлического нагружающего устройства также является нестационарным (переходным) и изменяется с течением времени, поэтому количество выделяемой тепловой энергии гидравлическим нагружающим устройством определим экспериментальным путем. Исследования проводились с объемными гидроприводами *Sauer-Danfoss*, обладающими наибольшими мощностными и тепловыми показателями (см. рис. 3.16 и 3.17) в соответствии с требованиями завода-изготовителя (см. табл. 1.6 п. 1.3). В процессе эксперимента для испытуемого объемного гидропривода устанавливали номинальные значения: частоты вращения гидронасоса $n^{н}$, об/мин; давления в линии управления $p_{упр}$, МПа; давление рабочей жидкости в линиях нагнетания объемного гидропривода $p_{наг}$, МПа. Контролировали параметры гидравлического нагружающего устройства: частоту вращения $n_{гну}$, об/мин; давление $p_{гну}$, МПа и температуру рабочей жидкости $t_{гну}$, ºС и время её изменения $\tau_{гну}$, с. Эксперимент начинали от минимального значения температуры рабочей жидкости в линиях гидравлического нагружающего устройства t_{min} = 45 ºС с последующим увеличени-

ем до максимального значения – t_{max} = 85 ºС с шагом 5 ºС.

На рисунке 3.18 представлена экспериментальная зависимость изменения температуры рабочей жидкости в линиях гидравлического нагружающего устройства от времени испытания объемного гидропривода *Sauer-Danfoss* (при $\eta^{об}_{гну}$ = 0,95, $p_{гну}$ = 38,1 МПа, $n_{гну}$ = 3120 об/мин).

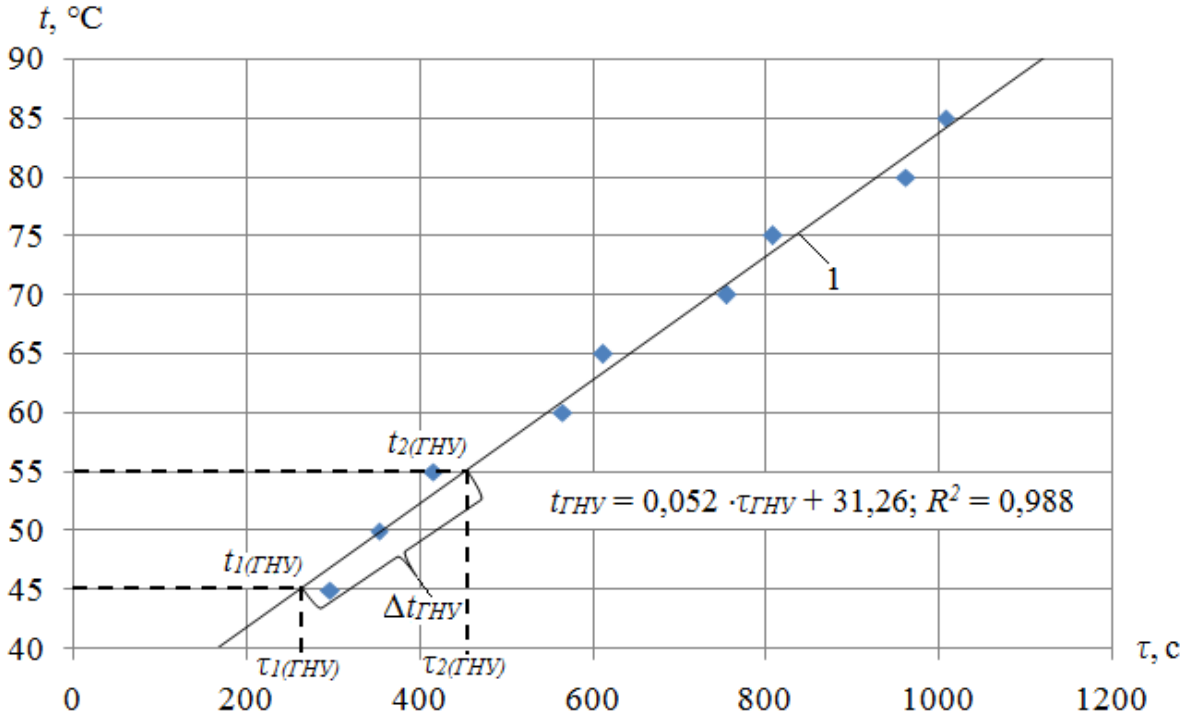


Рисунок 3.18 – Зависимость температуры рабочей жидкости гидравлического нагружающего устройства от времени испытания объемного гидропривода *Sauer-Danfoss*: где 1 – скорость нарастания температуры рабочей жидкости в линиях гидравлического нагружающего устройства; $\tau_{1(ГНУ)}$ и $\tau_{2(ГНУ)}$ – время нагрева рабочей жидкости до соответствующих температурных значений $t_{1(ГНУ)}$ и $t_{2(ГНУ)}$.

На основании проведенных экспериментальных исследований рассчитаем количество тепловой энергии, выделяемой гидравлическим нагружающим устройством в процессе испытания объемного гидропривода *Sauer-Danfoss*. Расчет производим в рекомендованном температурном диапазоне 45 – 55 ºС (см. п. 3.2). Время нагрева рабочей жидкости $\tau_{1гну}$ и $\tau_{2гну}$ до соответствующих температурных значений $t_{1гну}$ и $t_{2гну}$ для гидравлического нагружающего устройства определяем по рисунку 3.18.

Подставляя найденные значения (см. рис. 3.18) для гидравлического нагружающего устройства в выражение (3.26), определим количество выде-

ляемой тепловой энергии в единицу времени:

$$Q_{ГНУ} = \frac{m_{ржс2} \cdot c_{рм} \cdot \left(t_{2(ГНУ)} - t_{1(ГНУ)}\right)}{\tau_{2(ГНУ)} - \tau_{1(ГНУ)}} = \frac{201{,}3 \cdot 1670 \cdot (55 - 45)}{456 - 264} = 17508{,}91 \text{ Вт.}$$

Таким образом, проведенный комплекс экспериментальных исследований позволил сделать следующие выводы:

– скорость нарастания температуры рабочей жидкости зависит от величины рабочего давления $p_{ном}$ в линиях испытуемого объемного гидропривода, от частоты вращения гидронасоса $n^{н}$ и объемного КПД $\eta_{об}$: чем выше давление, частота вращения объемного гидропривода и ниже величина объемный КПД, тем интенсивнее происходит нагрев рабочей жидкости, при этом наблюдается снижение времени проведения испытаний;

– удалось установить количество тепловой энергии, выделяемой новыми и бывшими в эксплуатации объемными гидроприводами в рекомендуемых температурных диапазонах;

– выделяемая в процессе испытания тепловая энергия новыми и бывшими в эксплуатации объемными гидроприводами значительно отличается друг от друга. Так, бывшие в эксплуатации объемные гидроприводы *Sauer-Danfoss* выделяют тепловой энергии в 1,43 раза больше, чем новые, бывшие в эксплуатации гидроприводы ГСТ-112 выделяют тепловой энергии в 1,60 раз больше, чем новые, и бывшие в эксплуатации гидроприводы *Eaton* выделяют тепловой энергии в 1,61 раза больше, чем новые, это связано прежде всего с техническим состоянием испытуемого объекта (величиной объемного КПД);

– максимальные значения тепловой энергии наблюдаются у объемных гидроприводов, бывших в эксплуатации: для *Sauer-Danfoss* в температурном диапазоне 60 – 69 ºС – Q_S'= 27491,23 Вт, для ГСТ-112 в температурном диапазоне 45 – 55 ºС – $Q_Г'$= 12115,53 Вт, для *Eaton* в температурном диапазоне 60 – 67 ºС – Q_E'= 10594,72 Вт.

– определено максимальное значение тепловой энергии, выделяемой гидравлическим нагружающим устройством в рекомендуемом температурном диапазоне 45 – 55 ºС – $Q_{гну}$ = 17508,91 Вт.

Полученные в результате экспериментальных исследованиях значения тепловой энергии Q_S' (выделяемой бывшим в эксплуатации объемными гидроприводами *Sauer-Danfoss*) и $Q_{\text{гну}}$ (выделяемой гидравлическим нагружающим устройством) будут использованы при расчете и проектировании систем терморегуляции стенда.

3.6 Совершенствование методики испытаний объемных гидроприводов

Наибольшую полноту диагностирования объемных гидроприводов отечественного и зарубежного производства дают методики заводов-изготовителей [125]. При реализации данных методик в условиях ремонтных предприятий и сервисных центров возникают две основные проблемы. Первая проблема связана с отсутствием средств для создания и поддержания на вращающемся валу испытуемого гидромотора переменной нагрузки. Вторая проблема связана с необходимостью испытаний различной номенклатуры объемных гидроприводов, которые обладают большим количеством диагностических параметров с широким диапазоном их регулирования (рабочего давления, подачи-расхода и температуры рабочей жидкости, развиваемого крутящего момента и т.д.) и необходимостью использования различных рабочих жидкостей (отечественных и зарубежных гидравлических масел).

Первая проблема решается с помощью усовершенствованного в данной диссертационной работе стенда. Вторая – путем усовершенствования методик заводов-изготовителей для их адаптации к условиям ремонтных предприятий и сервисных центров.

Усовершенствование методики испытаний отечественных и зарубежных объемных гидроприводов заключается в применении универсальной рабочей жидкости для испытуемых объемных гидроприводов с установленными рациональными температурными диапазонами и расчете параметров диагностирования по аналитическим зависимостям, полученным в главе 2.

По результатам собственных экспериментальных исследований, проведенным в п. 3.4, была выбрана универсальная рабочая жидкость – масло МГЕ-46В (ГОСТ 17479.3) с обоснованными рациональными температурными диапазонами, необходимыми для проведения стендовых испытаний отечественных и зарубежных объемных гидроприводов. Величины объемного КПД испытуемого гидронасоса, гидромотора и гидропривода в целом рассчитываются по аналитическим зависимостям, представленным в п. 2.1, а величина крутящего (тормозного) момента, развиваемого испытуемым гидромотором, определяем по регрессионной модели (2.20), полученной в п. 2.3.

Исходными данными при усовершенствовании методики являются методики заводов-изготовителей и технические характеристики отечественных и зарубежных объемных гидроприводов, представленные в п. 1.3.

Усовершенствованная методика испытаний наиболее распространенных объемных гидроприводов отечественного и зарубежного производства:

1. Устанавливается объемный гидропривод на стенд согласно схеме (см. рис. 3.1): для этого закрепляется испытуемый гидронасос на установочной плите стенда (вращающего устройства) и гидромотор на установочной плите гидравлического нагружающего устройства, соединяется при этом приводной вал вращающего устройства через муфту с валом испытуемого гидронасоса, а выходной вал гидравлического нагружающего устройства при помощи муфты соединяется с валом испытуемого гидромотора. Соединяется гидравлическая система и подключается контрольно-измерительная аппаратура (датчики давления, расхода и температуры). Заправляются рабочей жидкостью внутренние полости корпусов гидронасоса и гидромотора. Проверяется уровень рабочей жидкости в баке стенда и гидравлического нагружающего устройства.

2. Промывается наружная поверхность гидроагрегатов уайт-спиритом «Нефрас С4-155/200» ГОСТ 3134 [126], обдувается сухим сжатым воздухом ГОСТ 17433[127] под давлением 0,3 ... 0,6 МПа, протирается фильтровальной

бумагой марки ФС ГОСТ 12026 [128] до полного отсутствия следов промывочной жидкости на фильтровальной бумаге.

3. На пульте управления приводным электродвигателем устанавливается значение частоты 16 Гц частотного преобразователя, соответствующее минимальной частоте вращения вала гидронасоса $n^{н}_{мин}$ = 500 об/мин (см. табл. 3.2), при этом осуществляется контроль разряжения в линии всасывания (вакуум на всасывании). Не допускается увеличение более 0,075 МПа при рабочей температуре жидкости. Проверяют заполнение рабочей жидкостью всей гидросистемы объемного гидропривода, далее на пульте управления приводным электродвигателем плавно увеличивают частоту вращения приводного вала гидронасоса до номинальной $n^{н}_{ном}$. Номинальные частоты вращения для различных марок объемного гидропривода отличаются. В таблице 3.2 представлены частоты вращения наиболее распространенных объемных гидроприводов.

Таблица 3.2 – Контроль частоты вращения приводного вала гидронасоса

Порядок испытаний	Требования к производителю и марки объемных гидроприводов					
	PSM-Hydraulics и Гидросила		*Sauer-Danfoss*	*Eaton*	*Linde*	*Bosch Rexroth*
	ГСТ-90	ГСТ-112	90*R*100 90*M*100	6423-618 6433-113	*HPV*105 *HMF* 105	*AA*4*VG* *A*2*FM*
1.Минимальная частота вращения вала гидронасоса $n^{н}_{мин}$, об/мин, не менее.	500	500	500	500	500	500
2.Номинальная частота вращения вала гидронасоса $n^{н}_{ном}$, об/мин.	1500	2000	3300	3500	2900	2000

4. Контролируется температура рабочей жидкости. Номинальное значение температуры рабочей жидкости $t_{ном}$ в процессе испытания поддерживается в заданном диапазоне с помощью системы терморегуляции. В таблице 3.3 представлены значения температуры рабочей жидкости в гидравлической системе наиболее распространенных объемных гидроприводов, полученные экспериментальным путем в п. 3.4.

Таблица 3.3 – Контроль температуры рабочей жидкости.

Порядок испытаний	Требования к производителю и марки объемных гидроприводов					
	PSM-Hydraulics и Гидросила		*Sauer-Danfoss*	*Eaton*	*Linde*	*Bosch Rexroth*
	ГСТ-90	ГСТ-112	90*R*100 90*M*100	6423-618 6433-113	*HPV*105 *HMF* 105	*AA4VG* *A2FM*
1. Температура рабочей жидкости (для масла МГЕ-46В) $t_{ном}$, °С	50±5	50±5	60-69	60-67	60-69	60-69

5. Контролируется давление в линии управления без нагрузки в два этапа: 1) при отклонении рычага управления серворасределителем в крайнее положение контролируется давление в линии управления $p_у$ при максимальном угле наклона люльки гидронасоса; 2) при нейтральном положении рычага управления серворасределителем контролируется давление в линии управления $p'_у$ при нейтральном положении люльки гидронасоса. В таблице 3.4 представлены значения давления в линии управления для наиболее распространенных объемных гидроприводов.

Таблица 3.4 – Контроль давления в линии управления.

Порядок испытаний	Требования к производителю и марки объемных гидроприводов					
	PSM-Hydraulics и Гидросила		*Sauer-Danfoss*	*Eaton*	*Linde*	*Bosch Rexroth*
	ГСТ-90	ГСТ-112	90*R*100 90*M*100	6423-618 6433-113	*HPV*105 *HMF* 105	*AA4VG* *A2FM*
1. Номинальная частота вращения вала гидронасоса $n^{н}_{ном}$, об/мин.	1500	2000	3300	3500	2900	2000
2. Давление в линии управления при отклоненном рычаге серворасределителя в крайнее положение, $p_у$, МПа, не менее.	1,40	1,45	1,4	1,5	1,9	2,2
3. В нейтральном положении рычага управления серворасределителем, $p'_у$, МПа, не менее.	1,50	1,6	2,2	1,85	2,5	3,0

6. Контролируется постоянное $p_д$ и максимальное кратковременное $p'_д$ давление во внутренних полостях гидронасоса и гидромотора (давление в линии дренажа). Максимальное кратковременное давление в линии дренажа – повышение его значения до максимального в соответствии с табл. 3.5 не более, чем на 5 секунд, за счет дросселирования рабочей жидкости на сливе.

В таблице 3.5 представлены значения давления в линии дренажа для наиболее распространенных объемных гидроприводов.

Таблица 3.5 – Контроль давления в линии дренажа.

Порядок испытаний	Требования к производителю и марки объемных гидроприводов					
	PSM-Hydraulics и Гидросила		*Sauer-Danfoss*	*Eaton*	*Linde*	*Bosch Rexroth*
	ГСТ-90	ГСТ-112	90*R*100 90*M*100	6423-618 6433-113	*HPV*105 *HMF* 105	*AA4VG A2FM*
1. Номинальная частота вращения вала гидронасоса $n^{н}_{ном}$, об/мин.	1500	2000	3300	3500	2900	2000
2. Постоянное давление в линии дренажа $p_д$, МПа, не менее.	0,25	0,25	0,3	0,3	0,25	0,4
3. Максимальное кратковременное давление в линии дренажа (до 5сек) $p'_д$, МПа, не более.	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50

7. Контролируются технические характеристики объемных гидроприводов под нагрузкой при номинальной частоте вращения гидронасоса $n^{н}_{ном}$ в соответствии с табл. 3.2. Отклоняя рычаг управления серворасределителя в крайнее положение и изменяя проходное сечение в линии нагружающего устройства (дросселирования рабочей жидкости) при помощи винта дросселя, гидравлическое нагружающее устройство создает тормозной момент на валу испытуемого гидромотора, что приводит к повышению давление в линиях нагнетания P до номинального, при этом фиксируются следующие значения: давления в линии управления $p_у$, подача гидронасоса $Q_н$, частота вращения гидромотора $n^{м}$, расход гидромотора $Q_м$ в соответствии с табл. 3.6, а также параметры гидравлического нагружающего устройства (подача $Q_{гну}$, давление в линиях нагнетания $P_{гну}$, частота вращения $n_{гну}$ гидравлического нагружающего устройства).

Таблица 3.6 – Определение технических характеристик объемных гидроприводов под нагрузкой

Порядок испытаний	Требования к производителю и марки объемных гидроприводов					
	PSM-Hydraulics и Гидросила		*Sauer-Danfoss*	*Eaton*	*Linde*	*Bosch Rexroth*
	ГСТ-90	ГСТ-112	90*R*100 90*M*100	6423-618 6433-113	*HPV*105 *HMF* 105	*AA4VG A2FM*
Контроль объемной подачи гидронасоса и давления в линии управления						
1. Номинальная частота вращения вала гидронасоса $n^{н}_{ном}$, об/мин.	1500	2000	3300	3500	2900	2000
2.Номинальное давление в линии нагнетания P, МПа, не менее.	27	27	42	24,1	25	40
3. Давление в линии управления $p_у$, МПа, не менее.	1,40	1,45	1,4	1,5	1,9	2,2

Окончание таблицы 3.6

Порядок испытаний	Требования к производителю и марки объемных гидроприводов					
	PSM-Hydraulics и Гидросила		*Sauer-Danfoss*	*Eaton*	*Linde*	*Bosch Rexroth*
	ГСТ-90	ГСТ-112	90*R*100 90*M*100	6423-618 6433-113	*HPV*105 *HMF* 105	*AA4VG* *A2FM*
4. Объемная подача гидронасоса $Q_н$, л/мин, не менее.	126,82	212,80	330,0	350,70	289,30	171,0
Контроль частоты вращения и расхода гидромотора						
5. Номинальная частота вращения вала гидромотора $n^м_{ном}$, об/мин, не менее.	1450±50	1950±50	3250±50	3450±50	2850±50	1950±50
6.Расход через гидромотор $Q_м$, л/мин, не менее.	126,82	212,80	330,0	350,70	289,30	171,0
Контроль максимального давления						
7. При номинальной частоте вращения вала гидромотора давление срабатывания предохранительных клапанов высокого давления P_{max}, МПа, не более.	40	42	48	41,5	42	45

Далее кратковременно, не более 5-10 секунд, с помощью гидравлического нагружающего устройства повышается давление в линиях нагнетания до максимального значения, при котором срабатывают клапаны высокого давления P_{max}, МПа. Проверяется их функционирование. В таблице 3.6 представлены технические характеристики наиболее распространенных объемных гидроприводов отечественного и зарубежного производства, развиваемые под нагрузкой.

8. В процессе испытаний дополнительно контролируются следующие параметры: вибрация, шум, герметичность, повышенный нагрев гидронасоса и гидромотора t_{max} (см. табл. 3.3), скачки давления в линиях нагнетания и управления. Контроль герметичности (отсутствие каплеобразования рабочей жидкости через стыки корпусных деталей) осуществляется путем проведения по стыкам корпусных деталей фильтровальной бумагой ГОСТ 12026 [128]. Для этого повышается давление дренажа до номинального значения и выдерживается при этом в течение 20 минут. На фильтровальной бумаге допускаются следы масла, не выходящие за пределы полосы шириной до 1,5 мм от кромки бумаги.

9. Заключение о работоспособности испытуемого объемного

гидропривода и формирование отчета о результатах испытаний. На данном этапе проводится расчет величины объемного КПД гидронасоса $\eta^{н}_{об}$, гидромотора $\eta^{м}_{об}$ и всего объемного гидропривода в целом $\eta_{об}$. Также рассчитывается номинальный и максимальный крутящий (тормозной) момент на валу испытуемого гидромотора $M^{ном}_{т(кр.)}$, $M^{мах}_{т(кр.)}$ при номинальных значениях частоты вращения $n^{н}_{ном}$.

Расчет обозначенных выше параметров осуществляется исходя из следующих выражений:

– объемный КПД гидронасоса и гидромотора:

$$\eta^{н}_{об} = \frac{1000 \cdot Q_{н}}{V_g \cdot n^{н}}, \qquad \eta^{м}_{об} = \frac{V_g \cdot n^{м}}{1000 \cdot Q_{м}},$$

где $Q_{н}$ – объемная подача испытуемого гидронасоса, л/мин; $Q_{м}$ – расход через испытуемый гидромотор, л/мин; V_g – рабочий объем гидроагрегатов, см^3/об; $n^{н}$ – частота вращения вала испытуемого гидронасоса, об/мин; $n^{м}$ – частота вращения вала испытуемого гидромотора, об/мин;

– величина объемного КПД гидропривода в целом определяется произведением объемного КПД гидронасоса и гидромотора:

$$\eta_{об} = \eta^{н}_{об} \cdot \eta^{м}_{об};$$

– крутящий (тормозной) момент, развиваемый испытуемым гидромотором (см. п. 2.3):

$$M_{т(кр.)} = 130{,}89 + 12{,}85 \cdot \Delta p_{наг} + 0{,}0092 \cdot n_{наг} - 1{,}386 \cdot t_{наг} + 0{,}000671 \cdot \Delta p_{наг} \cdot n_{наг},$$

где $\Delta p_{наг}$ – перепад давлений в линиях гидравлического нагружающего устройства, МПа; $n^{н}_{наг}$ – частота вращения гидравлического нагружающего устройства, об/мин; $t_{наг}$ – температура рабочей жидкости в линиях гидравлического нагружающего устройства, ºС.

В таблице 3.7 представлены расчетные параметры диагностирования объемного гидропривода отечественного и зарубежного производства.

На данном этапе формируется отчет по результатам контроля технического состояния, содержащий значения полученных в процессе испытаний

параметров диагностирования, рекомендованных заводами-изготовителями объемных гидроприводов (см. табл. 1.6 п. 1.3).

Если в процессе испытаний при номинальной частоте вращения вала испытуемого гидронасоса и номинальном давлении в линиях нагнетания величина объемного КПД гидропривода соответствует значениям, представленным в (см. табл. 3.7), то объемный гидропривод считается работоспособным (годным к эксплуатации). Если объемный КПД меньше представленных значений, то гидропривод считается не работоспособным (не пригодным к эксплуатации) и требует проведения дальнейшего ремонта.

Таблица 3.7 – Определение расчетных параметров объемного гидропривода

Порядок испытаний	Требования к производителю и марки объемных гидроприводов					
	PSM-Hydraulics и Гидросила		*Sauer-Danfoss*	*Eaton*	*Linde*	*Bosch Rexroth*
	ГСТ-90	ГСТ-112	90*R*100 90*M*100	6423-618 6433-113	*HPV*105 *HMF* 105	*AA4VG* *A2FM*
Контроль объемного КПД отдельных гидроагрегатов и гидропривода в целом						
1. Номинальная частота вращения вала гидронасоса $n^{н}_{ном}$, об/мин.	1500	2000	3300	3500	2900	2000
2. Номинальное давление в линии нагнетания *P*, МПа, не менее.	27	27	42	24,1	25	40
3. Объемный КПД гидронасоса $\eta^{н}_{об}$ и гидромотора $\eta^{м}_{об}$, не менее.	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
4.Объемный КПД гидропривода $\eta_{о}$, не менее.	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90
Контроль крутящего момента на валу испытуемого гидромотора						
5. Номинальный крутящий момент на валу гидромотора $M^{н}_{кр}$, Нм, не менее	326	404	667	449	418	501
6. Максимальный крутящий момент на валу гидромотора $M^{max}_{кр}$, Нм, не менее	490	610	763	656	702	573

10. Демонтаж испытанного объемного гидропривода.

Таким образом, усовершенствована методика испытаний объемных гидроприводов отечественного и зарубежного производства, реализующая требования заводов-изготовителей. Методика будет использоваться при контроле технического состояния объемных гидроприводов на усовершенствованном стенде в условиях ремонтных предприятий и сервисных центров.

Выводы по главе 3:

– определены минимальные и максимальные уровни варьирования факторов, оказывающих наибольшее влияние на величину крутящего (тормозного) момента для таких, как: перепад давления в линиях гидравлического нагружающего устройства – $\Delta p_{наг.\ min} = 18$ МПа и $\Delta p_{гну\ max} = 38$ МПа; частота вращения гидравлического нагружающего устройства – $n_{гну\ min} = 1500$ об/мин и $n_{гну\ max} = 3500$ об/мин и температура рабочей жидкости в линиях гидравлического нагружающего устройства – $t_{гну\ min} = 50$ ºС и $t_{гну\ max} = 80$ ºС. Полученные результаты однофакторного эксперимента являются исходными данными для проведения многофакторного эксперимента;

– определено влияние свойств и температуры рабочей жидкости на параметры диагностирования отечественных и зарубежных объемных гидроприводов. В ходе экспериментальных исследований была выбрана универсальная рабочая жидкость – гидравлическое масло МГЕ-46В, для которого были обоснованы рациональные температурные диапазоны при проведении стендовых испытаний с отечественными и зарубежными объемными гидроприводами. Так, для отечественных объемных гидроприводов ГСТ-90 и ГСТ-112 температурный диапазон составляет 45 – 55 ºС, для зарубежных объемных гидроприводов *Eaton* – 60 – 67 ºС, для объемных гидроприводов *Sauer-Danfoss*, *Linde* и *Bosch Rexroth* – 60 – 69 ºС. Экспериментально доказано, что масло МГЕ-46В в обоснованных рациональных температурных диапазонах позволяет достоверно контролировать параметры диагностирования новых и бывших в эксплуатации отечественных и зарубежных объемных гидроприводов, не противореча требованиям заводов-изготовителей и ГОСТ 17108;

– установлены закономерности изменения тепловых режимов в замкнутых контурах при проведении стендовых испытаний с новыми и бывшими в эксплуатации объемными гидроприводами отечественного и зарубежного производства. Для новых и бывших в эксплуатации объемных гидроприводов отечественного и зарубежного производства, обдающих наибольшими мощностными показателями в обоснованном рациональном температурном диа-

пазоне, определено количество выделяемой тепловой энергии. Так, для новых и бывших в эксплуатации отечественных объемных гидроприводов ГСТ-112 количество выделяемой тепловой энергии составляет $Q_Г$ = 7567,65 Вт и $Q_Г$'= 12115,53 Вт, для новых и бывших в эксплуатации зарубежных объемных гидроприводов *Sauer-Danfoss* – Q_S = 19139,46 Вт и Q_S'= 27491,23 Вт, для объемных гидроприводов *Eaton* – Q_E = 6557,69 Вт и Q_E'= 10594,72 Вт, соответственно. Экспериментально определено максимальное значение тепловой энергии, выделяемой гидравлическим нагружающим устройством – $Q_{гну}$ = 17508,91 Вт;

– усовершенствована методика испытаний объемных гидроприводов отечественного и зарубежного производства, реализующая требования заводов-изготовителей. Усовершенствованная методика адаптирована к усовершенствованному стенду и применяется для контроля технического состояния наиболее распространенных объемных гидроприводов (см. п. 1.3 табл. 1.6) при приемо-сдаточных испытаниях в условиях ремонтных предприятий и сервисных центров.

Полученные в главе 3 результаты экспериментальных исследований будут положены в основу проектирования стенда.

Глава 4. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СТЕНДА ДЛЯ КОНТРОЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ

4.1 Обоснование технических параметров стенда для контроля технического состояния объемных гидроприводов

На начальном этапе проектирования стенда для контроля технического состояния объемных гидроприводов, способного реализовать методику испытаний заводов-изготовителей, необходимо предъявить требования к совершенствуемому устройству и сформулировать техническое задание.

Исходными данными для разработки технического задания на стенд являются анализ возможностей существующих стендов (п.1.4), технические характеристики объемных гидроприводов отечественного и зарубежного производства (п.1.3) и результаты исследований глав 2 и 3.

Совершенствуемый стенд должен представлять собой техническое устройство для осуществления входного и выходного контроля, регулировки и контрольных испытаний и послеремонтной обкатки объемных гидроприводов отечественного и зарубежного производства, относящееся к испытательному оборудованию в соответствии с ГОСТ 16504 [129]. Принцип действия стенда должен быть основан на воспроизведении условий реальных эксплуатационных режимов работы объемных гидроприводов. При проведении стендовых испытаний объемных гидроприводов стенд должен соответствовать 3 группе точности, согласно ГОСТ 17108 [109].

Область применения совершенствуемого стенда – ремонтные предприятия и сервисные центры производителей отечественных и зарубежных объемных гидроприводов.

Совершенствуемый стенд должен обеспечивать:

– плавный запуск и бесступенчатое регулирование частоты вращения приводного вала испытуемого объемного гидропривода;

– автоматическое измерение параметров диагностирования испытуемых объемных гидроприводов в режиме реального времени с возможностью передачи измерительной информации в специализированное программное обеспечение;

– возможность проведения испытаний гидроагрегатов с механическим, гидравлическим и электронным управлением;

– бесступенчатое нагружение гидромотора в процессе испытаний;

– возможность подключения к персональному компьютеру в процессе проведения испытаний объемных гидроприводов;

– обработку результатов испытаний объемных гидроприводов с помощью специализированного программного обеспечения;

– наличие системы безопасности в процессе проведения испытаний.

В таблице 4.1 представлены основные технические параметры, определяющие качественные и количественные характеристики совершенствуемого стенда.

Таблица 4.1 – Технические параметры совершенствуемого стенда

Параметры	Характеристики
1	2
Мощность приводного двигателя, кВт	не менее 70
Частота вращения приводного вала гидронасоса и выходного вала гидромотора, об/мин	Наличие плавного запуска и регулировки в диапазоне min не более 500 max не менее 3720
Подача/расход рабочей жидкости, л/мин	min не более 33,6 max не менее 375,0
Давление в линии нагнетания, МПа	min не более 24,1 max не менее 48,0
Давление в линии управления, МПа	min не более 1,40 max не менее 4,0
Способ нагружения гидромотора	Гидравлический (вал вращается с переменной нагрузкой)
Диапазон измерения крутящего (тормозного) момента на валу гидромотора, Н·м	min не более 326 max не менее 763
Диапазон измеряемой температуры, °С	min не более 45 max не менее 85
Наличие системы охлаждения рабочей жидкости	+ (наличие системы терморегулирования)

Окончание таблицы 4.1

1	2
Наличие автоматизированной системы с подключением к персональному компьютеру (сбор, обработка и запись данных – частоты вращения гидронасоса и гидромотора, подачи (расхода) рабочей жидкости, давление в линиях нагнетания и линии управления, температура рабочей жидкости в режиме реального времени)	+ (наличие разработанного специализированного программного обеспечения)
Наличие системы фильтрации	+ В соответствии с требованиями заводов-изготовителей
Погрешность определения значения (подачи, расхода, давления, момента, температуры и частоты вращения), %	max не более 1

Так как совершенствуемый стенд предполагает в своем составе наличие специализированного программного обеспечения, то для его реализации необходимо также предъявить требования. Специализированное программное обеспечение должно обеспечивать:

– работу под управлением операционной системы *MS Windows* (32-*bit*);

– наличие инсталляционного пакета в виде исполняемого модуля (файла формата *.exe на флеш-накопителе), обеспечивающего автоматическую установку на персональный компьютер;

– сбор, обработку и анализ информации со всех датчиков стенда в режиме реального времени;

– расчет и вывод измерительной информации на общий график параметров диагностирования, таких как: объемный коэффициент полезного действия (КПД) гидронасоса, гидромотора и всего объемного гидропривода в целом и развиваемый гидромотором крутящий момент;

– сохранение всех результатов испытаний в базу данных с указанием марки гидроагрегата, даты и времени проведения испытаний;

– сохранение экспериментальных данных посредством записи в файл данных с дискретностью не реже 10 записей в 1 секунду в формате, совместимом с *Microsoft Office Excel*;

– проведение внелабораторного (автономного) анализа зарегистрированных данных процесса испытаний на компьютере с операционной системой *MS Windows*;

– сохранение графиков функций, отображающих историю измерения переменных процесса испытаний объемных гидроприводов в файле графического формата (jpg, bmp или др.);

– масштабирование полученных в результате испытаний графиков функций;

– возможность выбора определенного набора технических параметров для визуализации на экране;

– тарировку датчиков стенда (давления, подачи/расхода, температуры, частоты вращения);

– сохранение отчета об испытаниях в формате, совместимом с *Microsoft Office Word*;

– необходимость наличия базы данных испытуемых гидроагрегатов с возможностью ввода паспортных значений;

– защиту от копирования (использования флеш-ключа).

Совершенствуемый стенд должен быть сконструирован (спроектирован) по блок-модульному принципу. Блоки должны соединяться между собой гидравлическими и электрическими линиями и при работе стенда представлять единую систему.

В состав стенда должны входить следующие основные элементы (блоки):

– блок измерения данных, состоящий из вращающего устройства, обеспечивающий привод гидронасоса испытуемого объемного гидропривода и специализированной приставки для испытания гидромоторов – гидравлическое нагружающее устройство. В состав вращающего устройства должны входить: электропривод с двигателем переменного тока и преобразователем частоты для плавного запуска и бесступенчатого регулирования частоты вращения приводного вала гидронасоса; комплект переходных плит для под-

ключения испытуемых гидронасосов; средства измерений (манометры, расходомеры, дроссели, датчики температуры, датчики давления, термоконтроллер, тахометр; система безопасности (кнопка экстренного останова). В состав гидравлического нагружающего устройства должны входить: комплект соединительных муфт для подключения испытуемых гидромоторов и средства измерений (датчики расхода, давления, температуры, манометр, дроссель, термоконтроллер, тахометр);

– блок обработки данных, включающий персональный компьютер с электронными компонентами на современной элементной базе со специализированным программным обеспечением.

Предъявленные требования будут положены в основу проектирования конструкции стенда.

4.2 Проектирование конструкции стенда

Проектирование конструкции стенда разделим на три основных этапа. На первом этапе разработаем и обоснуем структурно-функциональную и принципиальную схемы стенда. На втором этапе рассчитаем необходимые вспомогательные элементы стенда. На третьем этапе спроектируем стенд.

4.2.1 Разработка и обоснование структурно-функциональной и принципиальной схем стенда

При разработке структурно-функциональной схемы стенда в качестве исходных данных выступают требования, установленные в п. 4.1. Основными преимуществами стенда должны явиться: цифровая обработка данных, высокая точность получаемых результатов, увеличение технических характеристик и исследуемых параметров испытуемого объемного гидропривода. Важным условием реализации заявленных преимуществ является правильный подбор измеряющего и регистрирующего оборудования и установление функциональной связи между электронными компонентами, персональным

компьютером и специализированным программным обеспечением.

При построении принципиальной структурно-функциональной схемы следует выделить две основных составляющих – это механическая часть, включающая все движущиеся элементы, и электрическая часть, состоящая из электронных компонентов и датчиков.

Поскольку контроль технического состояния объемных гидроприводов протекает при больших нагрузках (до 1000 Н·м) и давлении (до 48 МПа), с использованием гидравлического масла (рабочей жидкости), то обязательным условием является отделение персонального компьютера от основной части, на которой будут проводиться испытания.

Тогда, совершенствуемый стенд будет состоять из двух частей: блока измерения данных (вращающее устройство и гидравлическое нагружающее устройство) и блока обработки данных. В дальнейшем датчики, регистрирующие процесс испытания объемных гидроприводов, разместили в блоке измерения данных, а основные электронные компоненты и персональный компьютер расположили в блоке обработки данных. Выделенные части для обмена данными связали комплектом экранированных кабелей через специализированный разъем.

Таким образом, была получена исходная структурно-функциональная схема стенда, показывающая связь электронных компонентов с персональным компьютером (см. рис. 4.1).

На схеме рисунка 4.1 датчики расположены в блоке измерения данных и подключаются через разъем к блоку обработки данных с расположенными внутри электронными компонентами и персональным компьютером, предназначенными для обработки поступающих от датчиков сигналов.

Гидравлическая (см. рис. 2.3 п. 2.2) и структурно-функциональная схемы (см. рис. 4.1) были положены в основу при разработке принципиальной схемы стенда, которая представлена на рисунке 4.2.

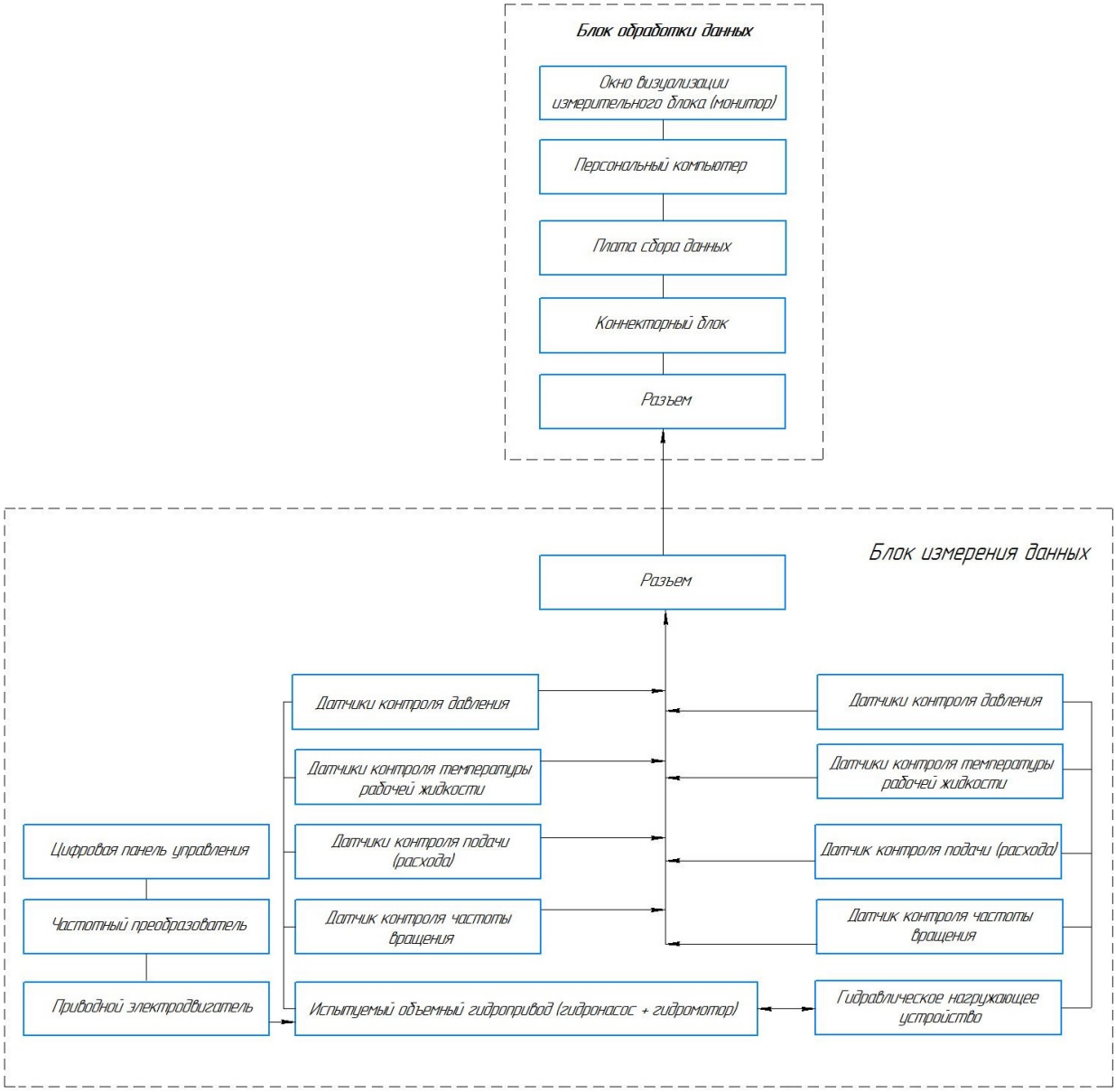


Рисунок 4.1 – Структурно-функциональная схема стенда.

Схема рисунка 4.2 содержит частотный преобразователь 1, соединенный с электродвигателем 2, приводной вал, который муфтой 3 соединен с валом испытуемого гидронасоса 4 насосом подпитки 5 и серворапределителем 6, линию всасывания 7 с вентилем 8, фильтром 9 со встроенным вакуумметром 10. Линия всасывания 7 соединяет гидравлический бак 11 с входом насоса подпитки 5. Гидравлический бак 11 оснащен указателем уровня рабочей жидкости 12, электронным термометром 13 и водяным охладителем 14. Линия управления 15 соединяет выход насоса подпитки 5 с серворапределителем 6. Линия дренажа 16 связывает дренажные полости испытуемых

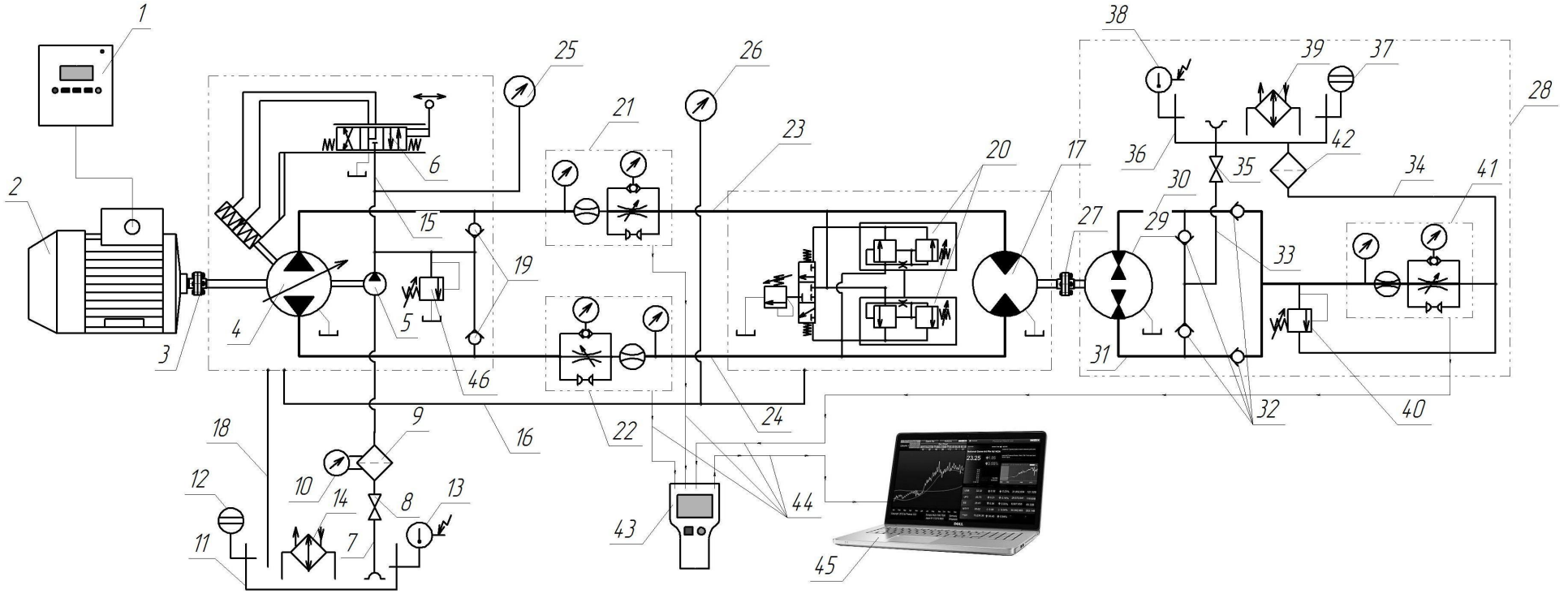


Рисунок 4.2 – Принципиальная схема стенда: 1 – частотный преобразователь; 2 – электродвигатель; 3, 27 – муфты; 4 и 17 – испытуемые гидронасос и гидромотор; 5 – насос подпитки; 6 – сервораспределитель; 7, 33 – линии всасывания; 8, 35 – вентили; 9, 42 – фильтры для рабочей жидкости; 10 – вакуумметр; 11, 36 – гидравлические баки; 12, 37 – указатели уровня рабочей жидкости; 13, 38 – электронные термометры; 14, 39 – теплообменные аппараты; 15 – линия управления; 16 – линия дренажа; 18, 34 – линии слива; 19, 32 – обратные клапаны; 20, 40, 46 – предохранительные клапаны; 21, 22, 41 – реверсивные дроссели-расходомеры; 23, 24, 30, 31 – линии нагнетания; 25, 26 – манометры давления; 28 – гидравлическое нагружающее устройство; 29 – аксиально-поршневой нерегулируемый реверсивный гидронасос; 43 – плата сбора данных; 44 – электрические линии; 45 – персональный компьютер.

гидронасоса 4 и гидромотора 17. Сливная линия 18 соединяет сливную полость гидронасоса 4 с гидравлическим баком 11. Обратные 19, предохранительные 20 клапаны и реверсивные дроссели-расходомеры 21 и 22 установлены в линиях нагнетания 23 и 24. Линии нагнетания 23 и 24 соединяют гидронасос 4 с гидромотором 17. Манометры давления 25, 26 установлены в линиях управления 15 и дренажа 16. Выходной вал испытуемого гидромотора 17 соединен муфтой 27 с валом гидравлического нагружающего устройства 28, который обеспечивает заданный тормозной момент.

Гидравлическое нагружающее устройство 28, используемое в составе стенда, включает в себя нагружающий реверсивный гидронасос 29, приводной вал, который муфтой 27 соединен с валом испытуемого гидромотора 17. Линии нагнетания 30 и 31 через систему обратных клапанов 32 соединены с линией всасывания 33 и линией слива 34. Линия всасывания 33 с вентилем 35 соединяет реверсивный нагружающий гидронасос 29 с гидравлическим баком 36, в котором установлены указатель уровня рабочей жидкости 37, электронный термометр 38 и водяной охладитель 39. Линия слива 34 соединяет аксиально-поршневой нерегулируемый реверсивный гидронасос 29 через предохранительный клапан 40, реверсивный дроссель-расходомер 41 и фильтр 42 с гидравлическим баком 36.

Реверсивные дроссель-расходомеры 21, 22 и 41 через специальные порты и электрические линии 44 соединены с платой сбора данных 43, подключенной к персональному компьютеру 45.

Для практической реализации предложенной принципиальной схемы (рисунок 4.2) были подобраны элементы и датчики на основе многофункциональной платы сбора данных *National Instrument USB*-6251, соединенной с персональным компьютером под управлением операционной системы *MS Windows* 7 x86 (32-bit).

Поскольку совершенствуемый стенд состоит из 2 блоков, то совершенствование начали с блока измерения данных:

– для плавного запуска и бесступенчатого регулирования частоты вращения приводного вала гидронасоса применили трехфазный асинхронный электродвигатель переменного тока 4АМН225М4У3 (75,0 кВт, 1500 об/мин, 380 В, 425 кг, IP23) с короткозамкнутым ротором и частотный преобразователь *DELTA VFD-750B43A* (75 кВт/380В) (380 В, 75 кВт, 1…400 Hz, 150 А). Это даст возможность плавного разгона электродвигателя с возможностью дальнейшего изменения и поддержания частоты вращения испытуемых агрегатов. Для удобства запуска и управления двигателем будем использовать цифровую панель управления VFD-PU01, которую разместим на лицевой части управления блока измерения данных;

– для контроля частоты вращения двигателя применили систему обратной связи с частотным преобразователем, она построена на базе инкрементального энкодера *Autonics* E50S8-1000-3-T-24 (1000 имп./об), установленного на валу асинхронного электродвигателя. Для непосредственного контроля частоты вращения гидронасоса испытуемого объемного гидропривода следует отдельно разместить цифровой тахометр *Fotek* SM-20, который будет считывать данные с датчика контроля частоты вращения *ISB* A2A-31P-4-LZ;

– для снижения уровня высокочастотных электромагнитных помех, излучаемых в сеть при работе частотного преобразователя, применили входной фильтр СТА-ФЭМС-75-3Ф380 (75 кВт, 380В);

– для измерения подачи от испытуемого гидронасоса были выбраны реверсивные дроссели-расходомеры CT600R-SR-S-B-7. Дроссель-расходомер позволяет проводить измерение расхода рабочей жидкости в двух направлениях с погрешностью измерения 1 %. Выбранный дроссель-расходомер дополнительно имеет возможность размещения в себе дополнительных датчиков, в качестве которого был выбран датчик контроля давления и температуры рабочей жидкости SR-PTT-400-05-OC. Данные элементы будут размещены в двух гидравлических линиях (при испытаниях объемных гидроприводов показания будут сниматься в прямом и обратном потоке);

– поскольку согласно требованиям, предъявленным в п. 4.1, в качестве испытуемых гидроагрегатов будут применяться разномарочные объемные гидроприводы, то была предусмотрена система измерения давления в линии управления на базе датчика БД ПД-Р (0-10 МПа);

– для гидравлического нагружающего устройства был выбран аксиально-поршневой нерегулируемый реверсивный гидронасос серии 411.0.107 с блоком обратных клапанов VD7-W1/30, которые позволят изменять направление вращения испытуемого гидромотора без переключения потоков рабочей жидкости. Данная схема основана на блоке обратных клапанов и позволяет изменять направление вращения в процессе работы (см. рис. 4.3);

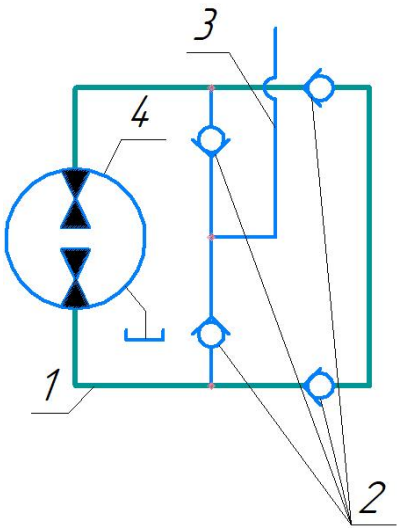


Рисунок 4.3 – Гидравлическая схема блока обратных клапанов: 1 – напорная гидравлическая линия; 2 – обратный клапан VD7-W1/30, 3 – всасывающая гидравлическая линия; 4 – аксиально-поршневой нерегулируемый реверсивный нагружающий гидронасос.

– для контроля работы гидронасоса ГНУ также будут использованы: преобразователь расхода рабочей жидкости турбинного типа ДРЖ-400 (0…500 л/мин); дроссель с преобразователем давления БД ПД-Р позволяющий создавать давление в линии от 0 до 60 МПа; датчик температуры SR-ТТР-400-05-0С (с диапазоном -25…+125 °С); регулятор температуры DELTA DT320, который включает в себя модернизированную аппаратную часть с повышенными характеристиками и смарт-функциями, имеет функции самонастройки и гибкого управления температурой, а также осуществляет регу-

лирование температуры по сглаженной кривой, что позволит производить принудительное охлаждение рабочей жидкости в необходимых пределах.

Второй составляющей совершенствуемого стенда является блок обработки данных. Исходной схемой для проектирования электрической части выступила структурно-функциональная схема, представленная на рисунке 4.1. Согласно требованиям, предъявленным в п. 4.1, управление и процесс испытаний должен проходить в полуавтоматизированном режиме, в качестве основного инструмента автоматизации выбрано оборудование компании *National Instruments* с разработкой специализированного программного обеспечения на базе программного комплекса LabView. Электрическая часть должна отвечать за сбор, передачу и обработку измерительных данных, ее основу составляют платы управления и датчики, которые регистрируют параметры испытаний объемных гидроприводов и проводят их дальнейший анализ и обработку.

Таким образом, выбор компонентов блока измерения данных и обработки данных позволили сформировать новую структурно-функциональную схему, которая представлена на рисунке 4.4.

В блок обработки данных входит персональный компьютер и пульт управления специализированным программным обеспечением, реализованные в едином корпусе. В качестве корпуса для блока обработки данных был использован напольный информационный терминал, представленный на рисунке 4.5.

Согласно структурно-функциональной схеме, блок обработки данных должен обеспечивать:

– управление процессом испытаний с помощью специализированного программного обеспечения;

– автоматическое измерение в режиме реального времени подачи и расхода рабочей жидкости, давления в линии нагнетания и линии управления, выходного крутящего момента, температуру рабочей жидкости с последующей обработкой измерительной информации;

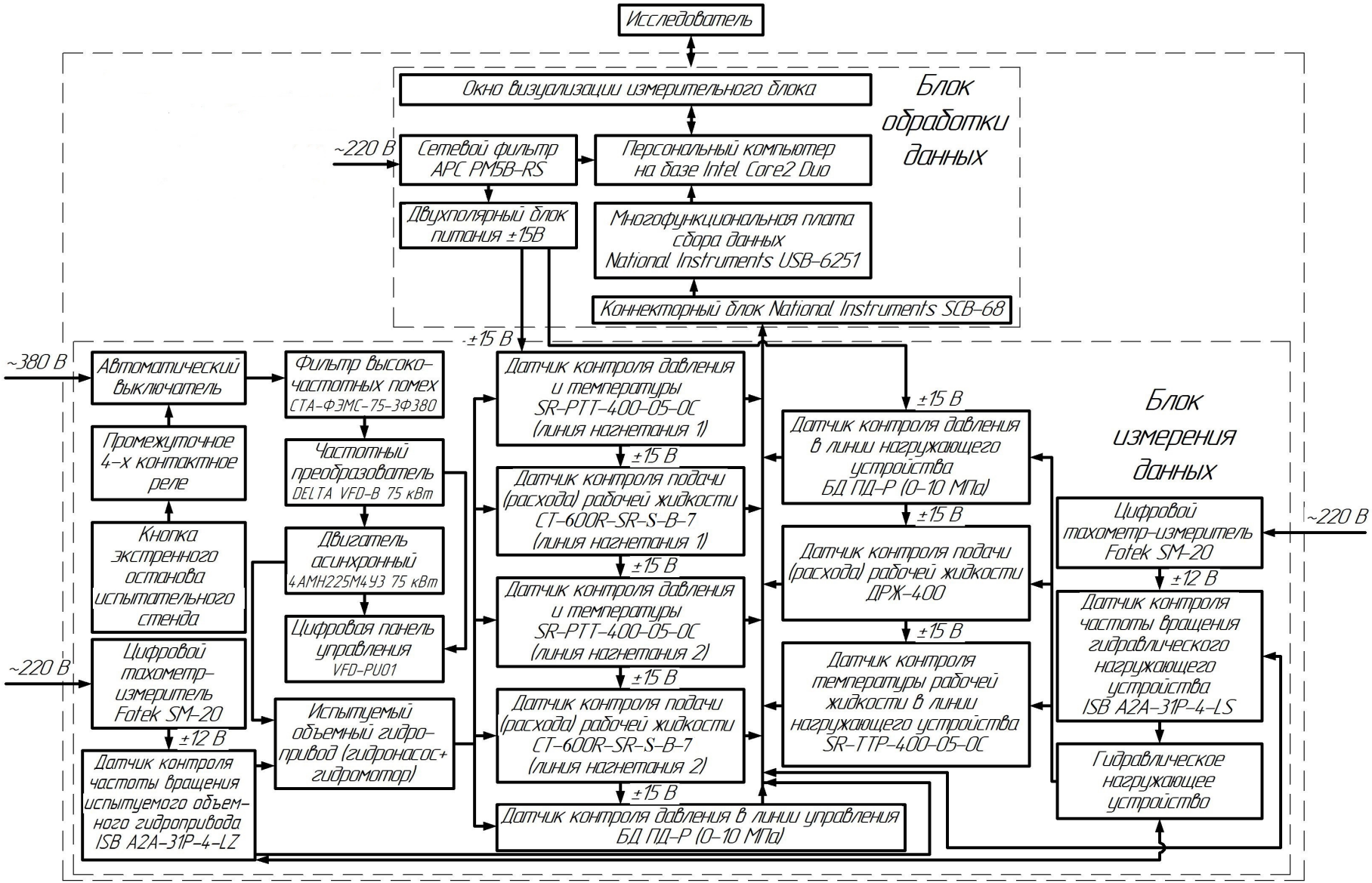


Рисунок 4.4 – Структурно-функциональная схема стенда.

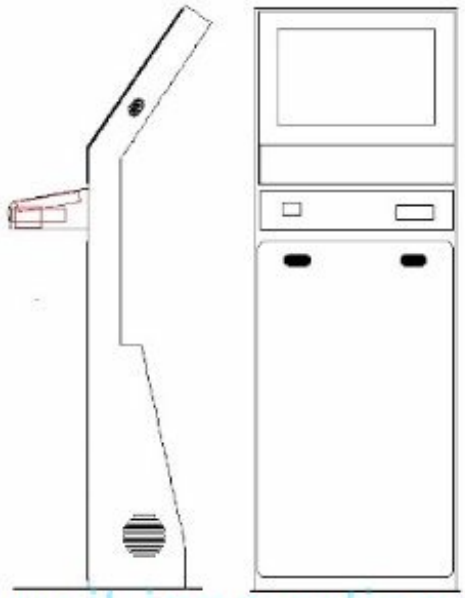


Рисунок 4.5 – Корпус напольного информационного терминала блока обработки данных с антивандальной клавиатурой.

– автоматическое построение графиков зависимостей технических характеристик объемных гидроприводов от времени.

Для реализации заданных параметров было предложено следующее:

– передача сигналов в блоке обработки осуществляется через аналоговые (датчики температуры) и цифровые каналы данных (датчики расхода, давления и частот вращения). Сигналы от датчиков нормализуются контроллером, после чего обрабатываются аналогово-цифровым преобразователем (АЦП) – многофункциональной платой сбора данных *National Instruments* USB-6251 и поступают в персональный компьютер, где преобразуются в действительные значения измеряемых параметров;

– питание датчиков осуществляется от стабилизированного двухполярного источника питания (± 15 В).

Результатом проработки предъявленных в п. 4.1 требований стало создание принципиальной электрической схемы стенда, представленной в приложении Г.

Схема состоит из 4-х связанных между собой модулей: гидравлического нагружающего устройства (см. рис. 4.6), модуля испытуемых гидроагрегатов (см. рис. 4.7), вращающего устройства (см. рис. 4.8) и блока обработки

данных (см. рис. 4.9). В качестве связующего звена между блоком обработки данных и остальными элементами выступает кабель связи.

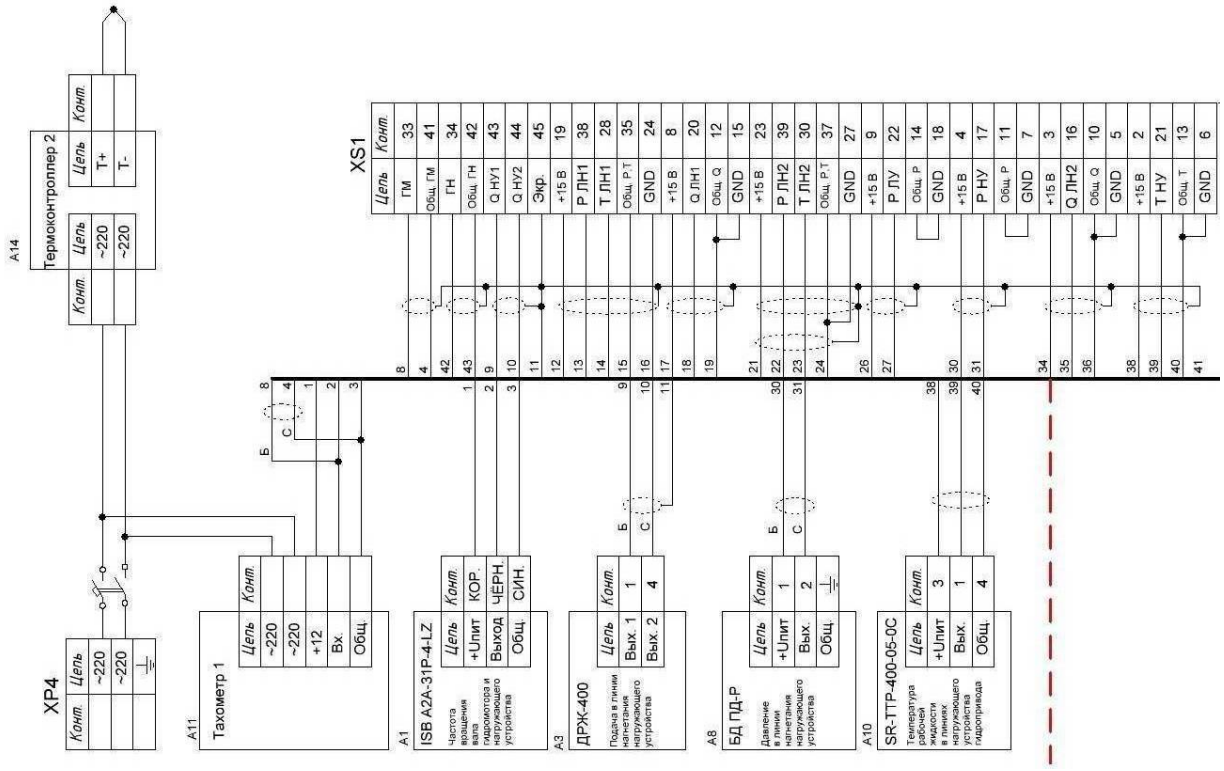


Рисунок 4.6 – Электрическая схема гидравлического нагружающего устройства.

При включении питания стенда начинает работать персональный компьютер, происходит запуск следующих элементов: термоконтроллеров A14, A15 и тахометров A11 и A12. Термоконтроллер A14 и тахометр A11 запускаются через питающий ключ XP4 (см. рис. 4.6), а термоконтроллер A15 и тахометр A12 – через питающий ключ XP5 (см. рис. 4.8).

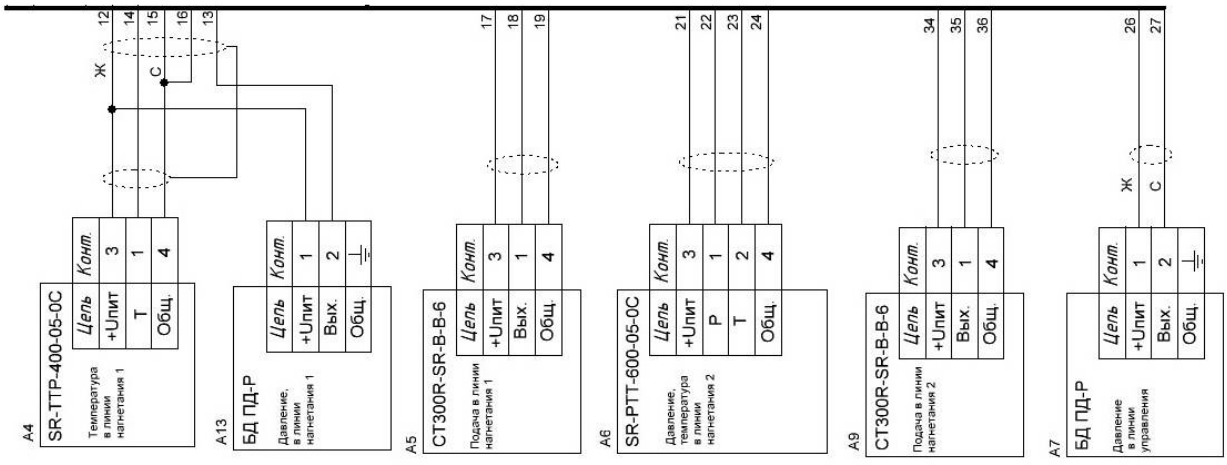


Рисунок 4.7 – Электрическая схема модуля испытуемых объемных гидроприводов.

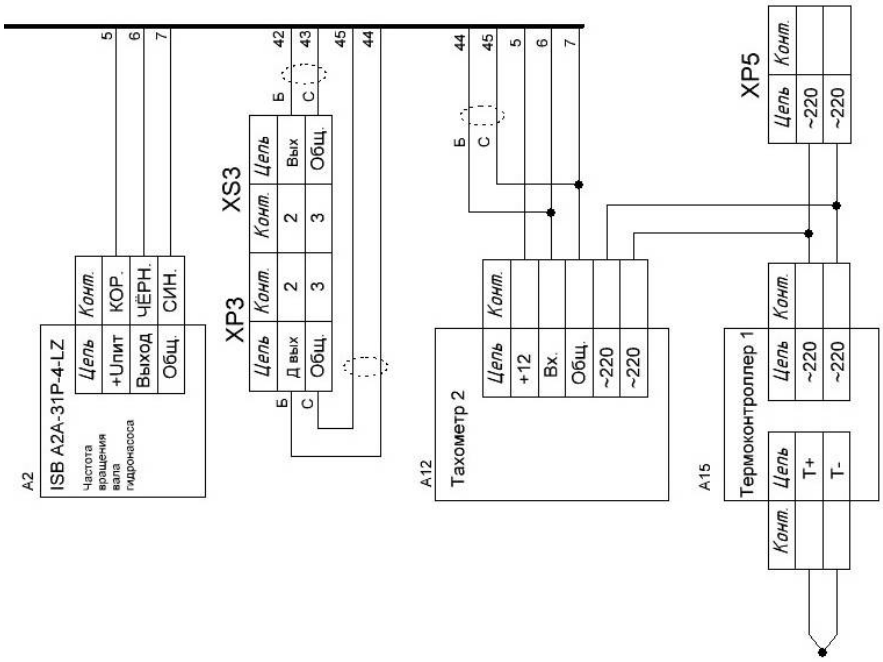


Рисунок 4.8 – Электрическая схема вращающего устройства.

Дополнительно блок питания БП1 осуществляет запитку датчиков напряжением ± 15 В через выводы 9 и 10, а блок питания БП2 подает питание на коннекторный блок *National Instruments* SCB-68 (см. рис. 4.9).

Используемые в стенде и гидравлическом нагружающем устройстве измерительные датчики имеют четыре типа выходных сигналов:

1) постоянный сигнал, т. е. напряжение, пропорциональное физической величине (датчики *SR-TPP-400-05-0C*, *CT600R-SR-S-B-7*, *SR-PTT-600-05-0C*);

2) токовый сигнал, который находится в диапазоне 4-20 мА (датчик БД ПД-Р);

3) импульсный сигнал с изменяющейся частотой, пропорциональной частоте вращения вала гидроагрегата (датчик *ISB* A2A-31P-4-LZ);

4) синусоидальный сигнал, частота которого пропорциональна расходу жидкости (датчик ДРЖ-400).

Сигналы первого типа не требуют преобразования и через коннекторный блок *National Instruments* SCB-68 напрямую передаются на аналоговые входы многофункциональной платы сбора данных *National Instruments* USB-6251.

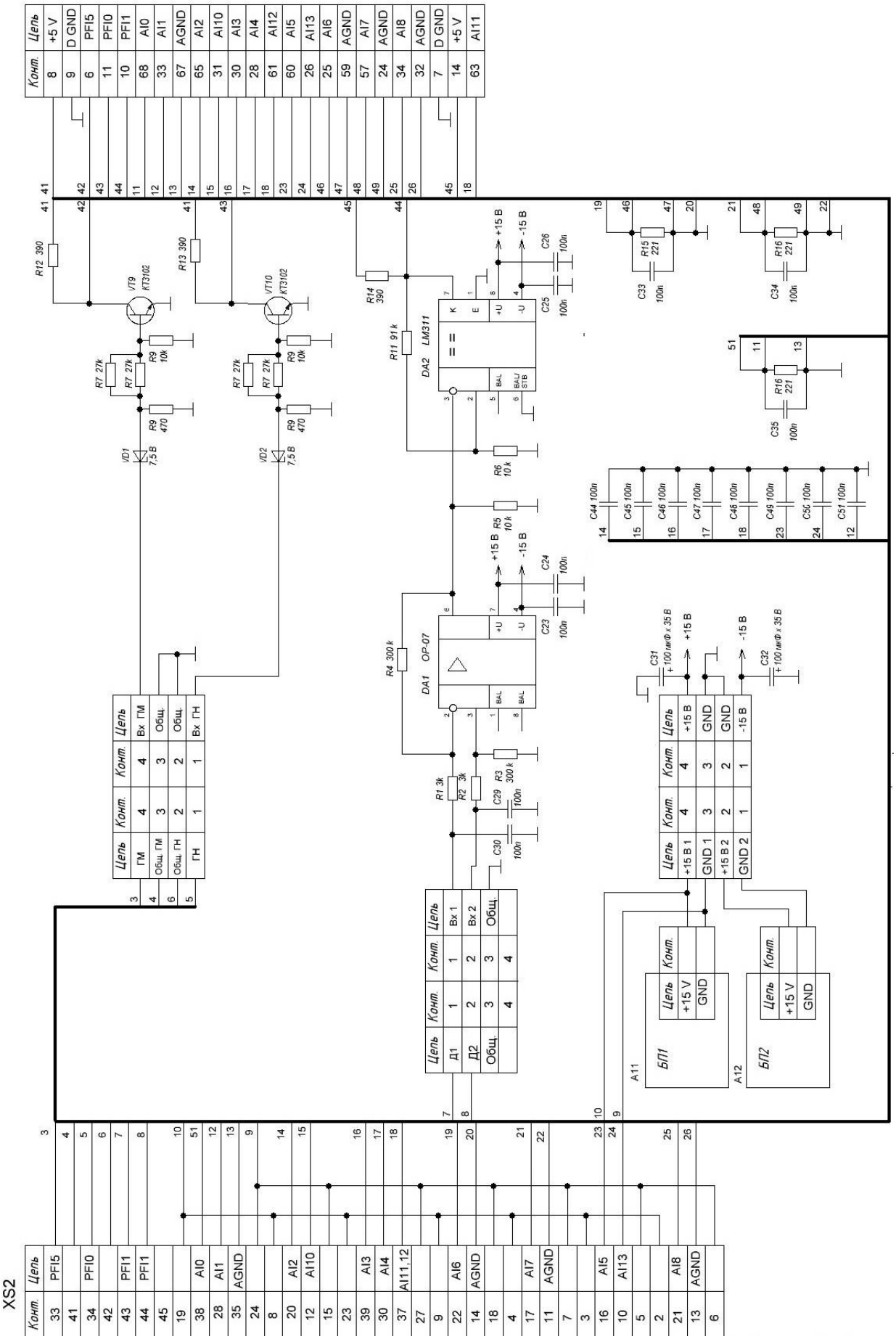


Рисунок 4.9 – Электрическая схема блока обработки данных.

Для обработки сигналов второго типа требуется преобразование тока в напряжение. Преобразование осуществляется прецизионными резисторами *R*15-*R*17. Напряжение с данных резисторов также поступает на аналоговые входы многофункциональной платы сбора данных.

Сигналы третьего типа поступают с индуктивных датчиков частоты вращения *ISB* A2A-31P-4-LZ. Датчики питаются от внутреннего источника питания тахометра (A11 и A12). Выходной сигнал содержит в себе постоянную составляющую напряжения величиной 6 В, на которую накладываются информационные импульсы. Итоговая амплитуда сигнала равна 12 В. Для согласования сигнала с цифровым портом многофункциональной платы сбора данных применяется специальная схема согласования. В стенде применяются два датчика для определения частоты вращения вала испытуемого гидронасоса и испытуемого гидромотора. Для датчика оборотов испытуемого гидромотора и гидравлического нагружающего устройства используется схема согласования на следующих элементах: стабилитрон *VZ*1, транзистор *VT*1 и резисторы *R*7-*R*11. Основой схемы является транзистор *VT*1, который работает в ключевом режиме и согласует по напряжению информационный сигнал и цифровой вход многофункциональной платы сбора данных. Для датчиков оборота испытуемого гидронасоса используется такая же схема на основе элементов *VZ*2, *VT*2, *R*12-*R*16.

Четвёртый тип сигнала от датчика расхода жидкости ДРЖ-400 также требует преобразования. Величина расхода жидкости пропорциональна частоте выходного синусоидального сигнала. Так как в данном сигнале важна только частота, то для определения её величины используется внутренний счётчик многофункциональной платы сбора данных. Входом счётчика является цифровой порт. Поэтому в качестве схемы согласования используется преобразователь синусоидального сигнала в прямоугольный сигнал с ТТЛ уровнями. Схема реализована на операционном усилителе (ОУ) *DA*1 *OP*-07 и компараторе *DA*2 *LM*311. Операционный усилитель включён по схеме дифференциального усилителя и предназначен непосредственно для усиления

сигнала, так как амплитуда выходного сигнала датчика составляет десятки милливольт. Усиленный сигнал поступает на компаратор *DA*2, который преобразует синусоидальный сигнал в прямоугольный и согласует сигнал по уровням напряжения с цифровым входом измерительного блока.

В электрической схеме стенда дополнительно применены помехоподавляющие конденсаторы *C*3, *C*4, *C*7-*C*17.

В дальнейшем при работе стенда данные с работающих датчиков будут передаваться через разъемные соединения *XP*1-*XS*1 и *XP*2-*XS*2 кабеля связи в коннекторный блок SCB-68, соединенный с многофункциональной платой сбора данных USB-6251, где сигналы преобразовываются и передаются на персональный компьютер.

Таким образом, будет осуществляться поставленная в п. 4.1 задача автоматического измерения параметров диагностирования испытуемых объемных гидроприводов в режиме реального времени с последующей передачей измерительной информации в блок обработки данных.

4.2.2 Расчет вспомогательных элементов стенда

В условиях реальной эксплуатации для обеспечения работоспособности объемного гидропривода в его состав входят вспомогательные элементы, к которым относятся: гидравлические линии (трубопроводы); радиатор охлаждения (теплообменный аппарат); гидравлический бак и фильтр для очистки рабочей жидкости от загрязнений. На рисунке 4.10 представлена схема объемного гидропривода со вспомогательными элементами [51].

Так как проектируемый стенд должен воспроизводить условия реальных эксплуатационных режимов работы объемных гидроприводов, следовательно, обозначенные на рисунке 4.10 вспомогательные элементы обязательно должны входить в его конструкцию. Поэтому необходимо провести расчеты и выбрать необходимое оборудование для практической реализации данных элементов.

Расчет вспомогательных элементов разделим на четыре этапа.

На первом этапе рассчитаем необходимые гидравлические линии (трубопроводы). На втором этапе определим необходимый (полезный) объем гидравлических баков. На третьем этапе рассчитаем системы терморегуляции стенда (для вращающего устройства и гидравлического нагружающего устройства). На четвертом этапе спроектируем систему фильтрации рабочей жидкости.

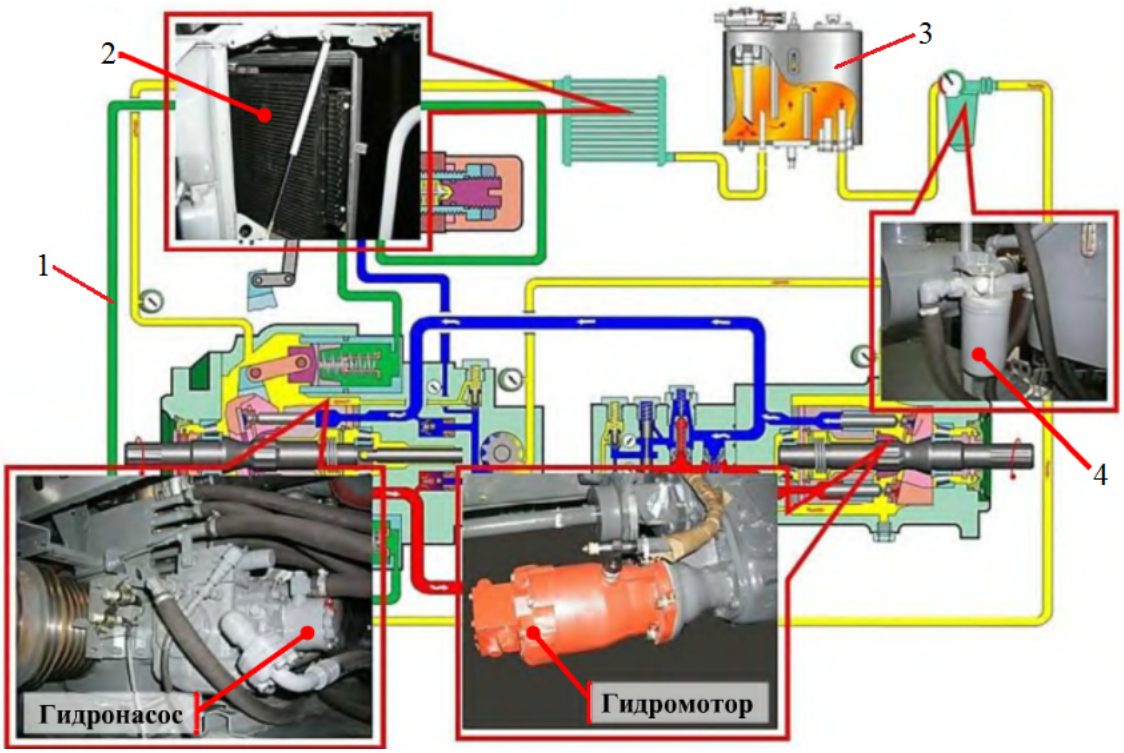


Рисунок 4.10 – Схема объемного гидропривода с вспомогательными элементами, где: 1 – гидравлические линии (трубопроводы); 2 – радиатор охлаждения (теплообменный аппарат); 3 – гидравлический бак; 4 – фильтр для очистки рабочей жидкости от загрязнений.

Расчет и выбор гидравлических линий (трубопроводов).

К гидравлическим линиям относятся трубопроводы, связывающие все устройства объемного гидропривода в единую систему и служащие для передачи рабочей жидкости между гидроагрегатами. При расчете гидравлических линий определяются диаметр трубопроводов и гидравлические потери.

Методика расчета гидравлических линий (трубопроводов) изложена в научно-технической литературе [41, 120, 130, 131].

Расчет выполним для принципиальной схемы стенда (см. рис. 4.2 п. 4.2.1). Так как для обеспечения необходимого крутящего (тормозного) момента мощностные показатели гидравлического нагружающего устройства должны быть сопоставимы с показателями испытываемого объемного гидропривода, следовательно, и гидравлические линии должны обладать одинаковыми параметрами. Проведем расчет трубопроводов для объемного гидропривода *Sauer-Danfoss*, обладающего наибольшими мощностными показателями (см. таб. 1.6 п. 1.3). При расчете трубопроводов учитываем физические параметры рабочей жидкости – масла МГЕ-46В.

Диаметр определяется исходя из следующего выражения:

$$d_p = 2 \cdot \sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot w_д}}, \text{ мм} \qquad (4.1)$$

где Q – расход рабочей жидкости на рассматриваемом участке, м/с (максимальная подача насоса *Sauer-Danfoss* Q = 330 л/мин = $5{,}5 \cdot 10^{-3}$ м^3/с); $w_д$ – допускаемая скорость движения рабочей жидкости в трубопроводе.

Допускаемая скорость движения рабочей жидкости в трубопроводе принимается в соответствии с рекомендациями, изложенными в научно-технической литературе [130]. Скорость движения рабочей жидкости для всасывающего трубопровода составляет $w_{д\ вс}$ = 1 м/с; для сливного $w_{д\ сл}$ = 2 м/с; для напорного при $P_н \geq 10$ МПа и $l < 10$ м, допускаемая скорость составляет $w_{д\ н}$ = 5,5 м/с.

Подставляя известные значения в выражение (4.1), определим необходимый диаметр всасывающего, сливного и напорного трубопроводов:

$$d_{Тр\ вс} = 2 \cdot \sqrt{\frac{5{,}5 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 1}} = 8{,}37 \cdot 10^{-2} = 83{,}7\ мм$$ по ГОСТ 8734 принимаем $d_{вс}$ = 85 мм;

$$d_{Тр\ сл} = 2 \cdot \sqrt{\frac{5{,}5 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 2}} = 5{,}92 \cdot 10^{-2} = 59{,}2\ мм$$ по ГОСТ 8734 принимаем $d_{сл}$ = 60 мм;

$$d_{Тр\ н} = 2 \cdot \sqrt{\frac{5{,}5 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 5{,}5}} = 3{,}57 \cdot 10^{-2} = 35{,}7\ мм$$ по ГОСТ 8734 принимаем $d_{сл}$ = 36 мм.

По принятым диаметрам, согласно ГОСТ 8734 [132], определим действительную скорость движения рабочей жидкости во всасывающем, сливном и напорном трубопроводах исходя из следующего выражения:

$$w_i = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2}, \text{ м/с} \qquad (4.2)$$

Подставляя значения в выражение (4.2), определим скорость движения рабочей жидкости в трубопроводах:

$$w_{вс} = \frac{4 \cdot 5{,}5 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot (8{,}37 \cdot 10^{-2})^2} = 1{,}047 \text{ м/с},$$

$$w_{сл} = \frac{4 \cdot 5{,}5 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot (5{,}92 \cdot 10^{-2})^2} = 2{,}0 \text{ м/с},$$

$$w_н = \frac{4 \cdot 5{,}5 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot (3{,}57 \cdot 10^{-2})^2} = 5{,}5 \text{ м/с}.$$

Расчет гидравлических потерь определим только в напорном трубопроводе. Потери давления по длине трубопровода определяются исходя из следующего выражения:

$$\Delta P_{Тр} = \rho \cdot \lambda \cdot \frac{l}{d_i} \cdot \frac{w_н^2}{2}, \text{ МПа} \qquad (4.3)$$

где ρ – плотность рабочей жидкости кг/м^3; λ – коэффициент гидравлического трения; l – длина гидравлической линии, м; $w_н$ – скорость движения рабочей жидкости, м/с; d – диаметр напорной гидравлической линии, м.

Для определения потерь давления по длине трубопровода необходимо определить режим движения рабочей жидкости. Для этого определяют число Рейнольдса. Исходя из вышеизложенного, режим движения рабочей жидкости определим исходя из выражения:

$$\text{Re} = \frac{w_н \cdot d_н}{\nu}, \qquad (4.4)$$

где ν – кинематическая вязкость рабочей жидкости, м^2/с.

Подставляя значения в выражение (4.4), определим режим движения рабочей жидкости в напорном трубопроводе:

$$\mathrm{Re} = \frac{5{,}5 \cdot 3{,}57 \cdot 10^{-2}}{0{,}414 \cdot 10^{-4}} = 4742.$$

Полученное значение числа Рейнольдса Re = 4742 больше критического значения $\mathrm{Re}_{кр}$ = 2300, из этого следует, что режим движения рабочей жидкости является турбулентным.

При турбулентном режиме движения рабочей жидкости коэффициент гидравлического трения λ зависит не только от числа Рейнольдса, но и от относительной шероховатости трубопровода. Поэтому коэффициент гидравлического трения определяется по формуле А.Д. Альтшуля [131]:

$$\lambda = 0{,}11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d_{н}} + \frac{68}{\mathrm{Re}} \right)^{0{,}25}, \qquad (4.5)$$

где Δ – средняя эквивалентная равномерно-зернистая шероховатость стенок трубопровода, мм (для новых стальных бесшовных трубопроводов и гибких рукавов Δ составляет 0,3 мм).

Подставляя значения в выражение (4.5), определим коэффициент гидравлического трения в напорном трубопроводе:

$$\lambda = 0{,}11 \cdot \left(\frac{0{,}3}{36} + \frac{68}{4742} \right)^{0{,}25} = 0{,}043.$$

Подставляя полученные значения в выражение (4.3), определим потери давления по длине напорного трубопровода:

$$\Delta P_{Тр} = 875 \cdot 0{,}043 \cdot \frac{2{,}75}{3{,}57 \cdot 10^{-2}} \cdot \frac{5{,}5^{2}}{2} = 0{,}0438 \text{ МПа}.$$

Местные потери давления в напорном трубопроводе определяют исходя из следующего выражения:

$$\Delta P_{М} = \xi_{М} \cdot \rho \cdot \frac{w_{н}^{2}}{2}, \text{ МПа} \qquad (4.6)$$

где $\xi_{М}$ – коэффициент местного сопротивления.

При расчете в качестве местных сопротивлений учитываем: входы в насос подпитки, серворапределитель, клапанную коробку ($\xi_1 = \xi_2 = \xi_3 = 0{,}85$);

место присоединения гидравлической линии предохранительного клапана к напорной линии ($\xi_4 = 0{,}2$) и два закругленных колена ($\xi_5 = \xi_6 = 0{,}15$).

Подставляя известные значения в выражение (4.6), определим местные потери давления в напорном трубопроводе:

$$\Delta P_M = (0{,}85 \cdot 3 + 0{,}2 + 0{,}15 \cdot 2) \cdot 875 \cdot \frac{5{,}5^2}{2} = 0{,}0404 \text{ МПа.}$$

Суммарные потери давления в напорном трубопроводе определяются исходя из следующего выражения:

$$\Delta P_н = \Delta P_{Тр} + \Delta P_M \text{, МПа} \qquad (4.7)$$

Подставляя известные значения в выражение (4.7), определим суммарные потери давления в напорном трубопроводе:

$$\Delta P_н = 0{,}0438 + 0{,}0404 = 0{,}0842 \text{ МПа.}$$

Полученные суммарные потери давления в напорном трубопроводе для объемного гидропривода *Sauer-Danfoss* при его номинальном давлении в линии нагнетания (напорном трубопроводе) $P_{ном} = 42$ МПа (см.таб.1.6 п.1.3) являются незначительными, поэтому ими можно пренебречь.

При выборе напорных трубопроводов (рукавов высокого давления) учитывают максимально возможную величину давления в линиях нагнетания испытуемых объемных гидроприводов и выбирают необходимые трубопроводы с запасом прочности по такому важному техническому параметру, как давление разрыва. При выборе сливных трубопроводов ориентируемся на величину давления в линии дренажа объемного гидропривода (см.таб.1.6 п.1.3).

Максимальные параметры величин напорного давления $P_{ном} = 42$ МПа, давления дренажа $P_{др} = 0{,}5$ МПа, и расчетных диаметров трубопроводов $d_{Тр\ вс} = 85$ мм, $d_{Тр\ сл} = 60$ мм и $d_{Тр\ н} = 36$ мм соответствуют объемному гидроприводу *Sauer-Danfoss*. Исходя из этих данных, подберем для стенда необходимые трубопроводы.

В качестве всасывающих трубопроводов выбираем маслобензостойкие напорно-всасывающие рукава МБС *IVG OIL* (с высокопрочным синтетическим кордом), с вакуумной стойкостью 0,09 МПа и диаметром 90 мм (рабо-

чее давление и разрывное давление 0,1 МПа и 0,3 МПа, соответственно). В качестве напорных трубопроводов выбираем рукава высокого давления РВД 4*SP* (с металлическим каркасом и внутренней трубкой) с рабочим давлением и разрывным давлением 45 МПа и 178 МПа, соответственно, диаметр трубопровода – 37,2 мм. В качестве сливных трубопроводов выбираем маслобензостойкие рукава МБС *GLOBAL LL* (с высокопрочным синтетическим кордом и встроенной стальной спиралью) с рабочим давлением и разрывным давлением 1,6МПа и 6,4 МПа, соответственно, диаметр трубопровода – 63,5 мм.

Таким образом, выбранные трубопроводы удовлетворяют предъявленным требованиям.

Определение полезного объема гидравлических баков.

Бак вращающего устройства и гидравлического нагружающего устройства заполнены маслом МГЕ-46В на 90% с целью компенсации теплового расширения рабочей жидкости и обеспечения свободного отделения воздуха в окружающую среду. Гидравлические баки изготовлены в соответствии с требованиями ГОСТ 16770 [124] и имеют полезный объем $V_{стенда}$ = 345 литров и $V_{гну}$ = 230 литров. В процессе проведения стендовых испытаний необходимо следить за уровнем масла в баках и поддерживать его в установленном объеме. Для визуального контроля уровня рабочей жидкости в гидравлических баках необходимо предусмотреть маслоуказатели.

Расчет системы терморегуляции стенда.

Необходимость применения системы терморегуляции при стендовых испытаниях объемного гидропривода обоснована в ходе проведенных экспериментальных исследований, представленных в п. 3.2 и 3.4. Установлено, что необходимо спроектировать две системы терморегуляции: вращающего устройства и гидравлического нагружающего устройства.

Методика для расчета системы терморегуляции изложена в научно-технической литературе [133, 134, 135, 136].

При стендовых испытаниях гидроагрегатов применяют воздушную или жидкостную системы терморегуляции. Воздушная система основана на принудительном обдуве объемного гидропривода с использованием вентилятора охлаждения, а жидкостная – на охлаждении гидропривода прочной водой с использованием теплообменного аппарата.

В нашем случае для вращающего устройства и гидравлического нагружающего устройства будем использовать жидкостную систему терморегуляции. Для расчета систем терморегуляции уточним исходные данные. Горячим теплоносителем является масло МГЕ-46В с разными температурными диапазонами. Для вращающего устройства масло имеет температуру на входе $T_{вх1\ вращ.}$ = 69 ºС и на выходе $T_{вых2\ вращ.}$ = 60 ºС, для гидравлического нагружающего устройства $T_{вх1\ гну}$ = 55 ºС и на выходе $T_{вых2\ гну}$ = 45 ºС. Хладагентом для вращающего устройства и гидравлического нагружающего устройства является вода с температурой на входе $T_{вх2\ вращ./гну}$ = 20 ºС.

Расчет системы терморегуляции проводится с целью выбора теплообменного аппарата, удовлетворяющего расчетным требованиям. Для того чтобы выбрать теплообменный аппарат, необходимо рассчитать площадь поверхности теплопередачи F, м^2, которая определяется исходя из следующего выражения:

$$F_i = \frac{Q_i}{k \cdot \Delta t_{cpi}}, \text{ м}^2 \qquad (4.8)$$

где Q_i – количество тепловой энергии, выделяемой объемным гидроприводом и гидравлическим нагружающим устройством в процессе испытания, Вт; k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·ºС); Δt_{cpi} – средняя логарифмическая разность температур (температурный напор).

Количество тепловой энергии (тепловая нагрузка) определяется исходя из уравнения теплового баланса:

$$Q_i = G_м \cdot c_{рм} \cdot \left(T_{вх1} - T_{вых1}\right) = G_в \cdot c_{рв} \cdot \left(T_{вых2} - T_{вх2}\right), \text{ Вт} \qquad (4.9)$$

где $G_м$ – расход горячего теплоносителя, кг/с; $c_{рм}$ – теплоемкость горячего теплоносителя, Дж/(кг·ºС); $G_в$ – подача хладагента, кг/с; $c_{рв}$ – теплоемкость хладагента, Дж/(кг·ºС); $Т_{вых2}$ – температура хладагента на выходе, ºС.

Количество тепловой энергии, выделяемой испытуемым объемным гидроприводом и гидравлическим нагружающим устройством, определили экспериментальным путем в п. 3.5: Q_S' = 27491,23 Вт и $Q_{гну}$ = 17508,91 Вт, соответственно.

Подача хладагента для теплообменного аппарата определяется исходя из следующего выражения:

$$G_в = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot w_в}{4000}, \text{ л/с} \qquad (4.10)$$

где d – диаметр водопроводной трубы, мм (принимаем d = 25 мм); $w_в$ – скорость хладагента в трубопроводе, м/с (оптимально в диапазонах от 0,7 до 1,5 м/с) [137].

Подставляя значения в формулу (4.10), определим подачу хладагента для теплообменного аппарата:

$$G_в = \frac{3{,}14 \cdot 25^2 \cdot 1{,}5}{4000} = 0{,}736 \text{ л/с}.$$

Переведем полученное значение подачи хладагента из л/с в кг/с с учетом плотности воды, равной $\rho_в$ = 998,23 кг/м^3 (при t = 20 ºС), тогда расход хладагента после преобразований примет вид $G_в$ = 0,734 кг/с.

Температуру хладагента на выходе определим из выражения:

$$T_{вых2i} = \frac{Q_i}{G_в \cdot c_{рв}} + T_{вх}, \text{ ºС}. \qquad (4.11)$$

Подставляя значения в формулу (4.11), определим температуру хладагента на выходе для вращающего устройства и гидравлического нагружающего устройства:

$$T_{вых2вращ.} = \frac{27491{,}23}{0{,}734 \cdot 4182} + 20 = 28{,}956 \text{ ºС}.$$

$$T_{вых\,2\,ГНУ} = \frac{17508{,}91}{0{,}734 \cdot 4182} + 20 = 25{,}70399\ ^{o}\text{C}.$$

Подставляя рассчитанные значения температуры хладагента на выходе в уравнение теплового баланса (4.9), определим количество тепловой энергии, получаемой хладагентом $Q_в$, Вт для вращающего устройства и гидравлического нагружающего устройства:

$$Q_{в\ вращ.} = 0{,}734 \cdot 4182 \cdot (28{,}956 - 20) = 27491{,}23\ \text{Вт},$$

$$Q_{в\ ГНУ} = 0{,}734 \cdot 4182 \cdot (25{,}70399 - 20) = 17508{,}91\ \text{Вт}.$$

Таким образом, на основании проведенных расчетов можно сделать вывод, что количество тепловой энергии, выделяемой объемным гидроприводом и гидравлическим нагружающим устройством, равно количеству тепловой энергии, полученной хладагентом, т. е. $Q_S' = Q_{в\ вращ.}$ и $Q_{\text{гну}} = Q_{в\ ГНУ}$. Из этого следует, что уравнение теплового баланса составлено верно.

Для определения площади теплообмена необходимо рассчитать среднюю разность температур $\Delta t_{срi}$ (температурный напор), который определяется как средняя логарифмическая разница между большей $\Delta t_{бi}$ и меньшей $\Delta t_{мi}$ разностями температур горячего теплоносителя и хладагента на концах теплообменного аппарата и вычисляется исходя из выражения:

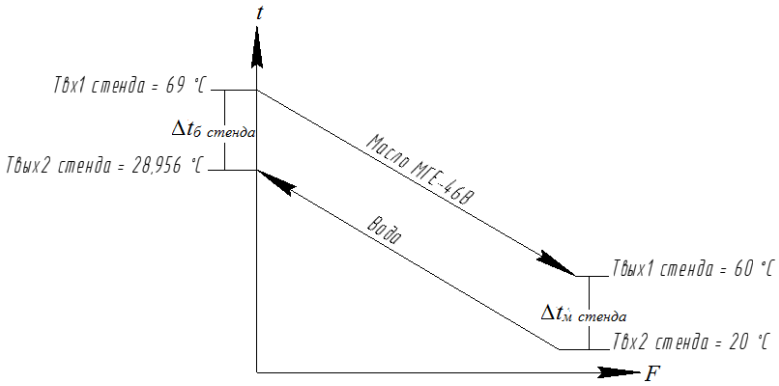
$$\Delta t_{срi} = \frac{\Delta t_{бi} - \Delta t_{мi}}{\ln(\Delta t_{бi} / \Delta t_{мi})}. \qquad (4.12)$$

Подставляя значения в формулу (4.12), определим среднюю разность температур между горячим теплоносителем и хладагентом для вращающего устройства и гидравлического нагружающего устройства:

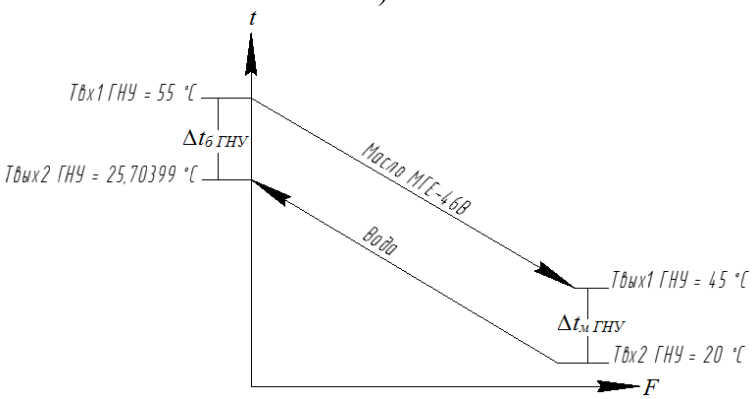
$$\Delta t_{ср\ вращ.} = \frac{(69 - 28{,}956) - (60 - 20)}{\ln\left(\frac{69 - 28{,}956}{60 - 20}\right)} = 40{,}03.$$

$$\Delta t_{ср\ ГНУ} = \frac{(55 - 25{,}70399) - (45 - 20)}{\ln\left(\frac{55 - 25{,}70399}{45 - 20}\right)} = 27{,}09.$$

На основании проделанных расчетов, для вращающего устройства и гидравлического нагружающего устройства составлены схемы (см. рис. 4.11а и 4.11б), качественно описывающие изменение температур между горячим теплоносителем и хладагентом при их противоточном движении.



а)



б)

Рисунок 4.11 – Схема изменения температур между горячим теплоносителем и хладагентом, где: а – схема изменения температур вращающего устройства (стенда); б - схема изменения температур гидравлического нагружающего устройства.

Значение коэффициента теплопередачи (при охлаждении гидропривода проточной водой) принимается согласно справочным данным из научно-технической литературы [119, 120]. Коэффициент теплопередачи для нашего случая теплообмена находится в диапазонах k = 110…175 Вт/(м^2·^{o}С).

Произведенные расчеты (4.9) – (4.12) позволят определить площадь поверхности теплопередачи для вращающего устройства и гидравлического нагружающего устройства. Подставляя найденные значения в формулу (4.8), определим площадь поверхности теплопередачи:

$$F_{вращ.} = \frac{27491{,}23}{110 \cdot 40{,}03} = 6{,}24 \text{ м}^2,$$

$$F_{ГНУ} = \frac{17508,91}{110 \cdot 27,09} = 5,87 \text{ м}^2.$$

Таким образом, на основании расчетов (4.8) – (4.12) выберем соответствующий теплообменный аппарат для вращающего устройства и гидравлического нагружающего устройства. На рисунке 4.12 представлен паянный пластинчатый теплообменный аппарат, удовлетворяющий проведенным расчетам.

Рисунок 4.12 – Паянный пластинчатый теплообменный аппарат *XB*61*L*.

В таблице 4.2 представлены основные технические характеристики выбранного теплообменного аппарата *XB*61*L*.

Таблица 4.2 – Технические характеристики теплообменного аппарата *XB*61*L*

Наименование параметра	Значение параметра
Расчетное (максимальное) давление, МПа	2,5
Диапазон рабочей температуры, ºС	-10…+180
Количество пластин, шт.	60
Максимальная площадь теплообмена, м^2	6,79
Площадь поверхности теплообмена одной пластины, м^2	0,117
Тип присоединения	Наружная трубная резьба
Материал пластин	Нержавеющая сталь
Материал припоя	Медь
Масса, кг	33,20

Произведем уточняющий расчет выбранного теплообменного аппарата. Пластинчатый теплообменный аппарат (см. рис. 4.12) состоит из пакета гофрированных теплообменных пластин, которые припаиваются друг к другу. В промежутки между пластинами поочередно направляется горячий теплоноситель и хладагент. Выбранный теплообменный аппарат обладает следующими параметрами: ширина пластин b = 0,24 м; высота пластин l = 0,53 м; расстояние между пластинами s = 0,012 м; толщина пластин δ = 0,001 м [138]. Для расчета принимаем противоточную схему движения теплоносителя и хладагента.

При движении в каналах сложной формы в качестве определяющего размера принимают эквивалентный диаметр $R_0 = d_{экв}$, который для щелевого канала пластинчатого теплообменного аппарата рассчитывается исходя из выражения [134]:

$$d_{экв} = \frac{2 \cdot s \cdot b}{s + b}, \text{ м} \qquad (4.13)$$

где s – расстояние между пластинами в теплообменном аппарате, м; b – ширина пластин в теплообменном аппарате, м.

Подставляя известные технические параметры теплообменного аппарата в формулу (4.13), определим эквивалентный диаметр:

$$d_{экв} = \frac{2 \cdot 0{,}012 \cdot 0{,}24}{0{,}012 + 0{,}24} = 0{,}023 \text{ м}.$$

Средняя скорость течения горячего теплоносителя в теплообменном аппарате определяется исходя из выражения:

$$w_м = \frac{G_м}{\rho_м \cdot n_м \cdot s \cdot b}, \text{ м/с} \qquad (4.14)$$

где $G_м$ – максимальный расход горячего теплоносителя, кг/с (максимально возможный расход при испытаниях объемного гидропривода); $n_м$ – количество каналов для прохода горячего теплоносителя (принимается исходя из технических характеристик теплообменного аппарата).

Подставляя известные значения в формулу (4.14), определим среднюю скорость течения горячего теплоносителя:

$$w_м = \frac{4,9}{875 \cdot 24 \cdot 0,012 \cdot 0,24} = 0,081 \text{ м/с}.$$

Далее необходимо рассчитать критерий Рейнольдса и определить режим течения горячего теплоносителя. Расчет критерия Рейнольдса выполним исходя из следующего выражения:

$$\mathrm{Re}_м = \frac{w_м \cdot d_{экв}}{\nu_м}, \qquad (4.15)$$

где $\nu_м$ – кинематическая вязкость горячего теплоносителя, м^2/с.

Подставляя известные значения в формулу (4.15), рассчитаем критерий Рейнольдса и определим режим течения горячего теплоносителя:

$$\mathrm{Re}_м = \frac{0,081 \cdot 0,023}{0,414 \cdot 10^{-6}} = 4500.$$

Рассчитанный критерий Рейнольдса лежит в интервале $2300 < \mathrm{Re}_м < 10^4$. Из этого следует, что режим течения горячего теплоносителя в теплообменном аппарате является переходным.

По таблице 1.1 [134] при $\mathrm{Re}_м$ =4500 с помощью метода интерполяции определим значение комплекса K_0 в зависимости от рассчитанного числа Рейнольдса.

$$K_0 = \frac{(4,5-4) \cdot (16,5-12,2)}{5-4} + 16,5 = 18,65.$$

При переходном режиме движения теплоносителей ($2300 < \mathrm{Re}_м < 10^4$) безразмерный коэффициент теплоотдачи рассчитывается исходя из критериального выражения:

$$\bar{Nu} = K_0 \cdot \mathrm{Pr}_м^{0,43} \cdot \left(\frac{\mathrm{Pr}_м}{\mathrm{Pr}_w}\right)^{0,25}, \qquad (4.16)$$

где $\mathrm{Pr}_м$ – число Прандтля для горячего теплоносителя; $Pr_м/Pr_w$ – множитель, учитывающий направление теплового потока. Если температуры жидкости и стенки теплообменного аппарата не сильно отличаются друг от друга, то

множитель $Pr_м/Pr_w$ принимается равным единице [133].

Определим критерий Прандтля для горячего теплоносителя исходя из выражения:

$$\mathrm{Pr}_м = \frac{\mu_м \cdot c_{рм}}{\lambda_м}, \tag{4.17}$$

где $\mu_м$ – динамическая вязкость горячего теплоносителя, Па·с; $\lambda_м$ – теплопроводность горячего теплоносителя, Вт/(м·ºС). Для расчета значения $\mu_м$ и $\lambda_м$ принимаются исходя из научно-технической литературы [139].

Подставляя найденные значения в формулу (4.17), рассчитаем Критерий Прандтля для горячего теплоносителя:

$$\mathrm{Pr}_м = \frac{0{,}362 \cdot 10^{-3} \cdot 1670}{0{,}1082} = 5{,}58.$$

По критериальной формуле (4.16) определим коэффициент теплоотдачи горячим теплоносителем:

$$\bar{Nu}_м = 18{,}65 \cdot 5{,}58^{0{,}43} \cdot 1^{0{,}25} = 39{,}06.$$

На основании полученных данных рассчитаем коэффициент теплоотдачи для горячего теплоносителя $\alpha_м$, Вт/(м^2·ºС) исходя из выражения:

$$\alpha_м = \frac{\bar{Nu}_м \cdot \lambda_м}{d_{экв}}, \text{ Вт/(м}^2\text{·ºС)}. \tag{4.18}$$

Подставляя известные значения в формулу (4.18), рассчитаем коэффициент теплоотдачи для горячего теплоносителя:

$$\alpha_м = \frac{39{,}06 \cdot 0{,}1082}{0{,}023} = 183{,}75 \text{ Вт/(м}^2\text{·ºС)}.$$

Далее произведем расчет коэффициента теплоотдачи для хладагента $\alpha_в$, Вт/(м^2·ºС). Для этого определим среднюю скорость течения хладагента в теплообменном аппарате исходя из выражения:

$$w_в = \frac{G_в}{\rho_в \cdot n_в \cdot s \cdot b}, \text{ м/с} \tag{4.19}$$

где $G_в$ – расход хладагента, кг/с; $n_в$ – количество каналов для прохода хладагента (принимается исходя из технических характеристик теплообменного аппарата).

Подставляя известные значения в формулу (4.19), определим среднюю скорость течения хладагента:

$$w_в = \frac{0{,}734}{998{,}23 \cdot 22 \cdot 0{,}012 \cdot 0{,}24} = 0{,}012 \text{ м/с}.$$

Далее рассчитаем критерий Рейнольдса и определим режим течения хладагента исходя из следующего выражения:

$$\mathrm{Re}_в = \frac{w_в \cdot d_{экв}}{\nu_в}, \quad (4.20)$$

где $\nu_в$ – кинематическая вязкость хладагента, м^2/с.

Подставляя известные значения в формулу (4.20), рассчитаем критерий Рейнольдса и определим режим течения хладагента:

$$\mathrm{Re}_в = \frac{0{,}012 \cdot 0{,}023}{0{,}1004 \cdot 10^{-6}} = 2749.$$

Рассчитанный критерий Рейнольдса лежит в интервале $2300 < \mathrm{Re}_в < 10^4$, из этого следует, что режим течения холодного теплоносителя в теплообменном аппарате является переходным.

По таблице 1.1 [134] при $\mathrm{Re}_в = 2749$ с помощью метода интерполяции определим значение комплекса K_0 в зависимости от рассчитанного числа Рейнольдса.

$$K_0 = \frac{(2{,}7 - 2{,}5) \cdot (7{,}5 - 4{,}9)}{3 - 2{,}5} + 4{,}9 = 5{,}94.$$

При переходном режиме движения хладагента ($2300 < \mathrm{Re}_в < 10^4$) безразмерный коэффициент теплоотдачи рассчитывается исходя из критериального выражения:

$$\bar{Nu} = K_0 \cdot \mathrm{Pr}_в^{0{,}43} \cdot \left(\frac{\mathrm{Pr}_в}{\mathrm{Pr}_w} \right)^{0{,}25}, \quad (4.21)$$

где $\mathrm{Pr}_в$ – число Прандтля для хладагента; $Pr_в/Pr_w$ – множитель, учитывающий

направление теплового потока. Если температуры жидкости и стенки теплообменного аппарата не сильно отличаются друг от друга, то множитель $Pr_м/Pr_w$ принимается равным единице [133].

Определим критерий Прандтля для хладагента исходя из выражения:

$$\mathrm{Pr}_в = \frac{\mu_в \cdot c_{рв}}{\lambda_в}, \tag{4.22}$$

где $\mu_в$ – динамическая вязкость хладагента, Па·с; $\lambda_в$ – теплопроводность хладагента, Вт/(м·ºС). Для расчета значения $\mu_в$ и $\lambda_в$ принимаются исходя из научно-технической литературы [139].

Подставляя найденные значения в формулу (4.22), рассчитаем критерий Прандтля для хладагента:

$$\mathrm{Pr}_в = \frac{1{,}002 \cdot 10^{-3} \cdot 4182}{0{,}599} = 6{,}99 .$$

По критериальной формуле (4.21) определим коэффициент теплоотдачи хладагента:

$$\bar{Nu} = 5{,}94 \cdot 6{,}99^{0{,}43} \cdot 1^{0{,}25} = 13{,}7.$$

На основании полученных данных рассчитаем коэффициент теплоотдачи для хладагента $\alpha_м$, Вт/(м^2·ºС) исходя из выражения:

$$\alpha_в = \frac{\bar{Nu}_в \cdot \lambda_в}{d_{экв}}, \text{ Вт/(м}^2\text{·ºС)}. \tag{4.23}$$

Подставляя известные значения в формулу (4.23), рассчитаем коэффициент теплоотдачи для хладагента:

$$\alpha_в = \frac{13{,}7 \cdot 0{,}599}{0{,}023} = 359{,}79 \text{ Вт/(м}^2\text{·ºС)}.$$

После всех произведенных расчетов определим коэффициент теплопередачи k (от масла к охлаждающей воде), Вт/(м^2·ºС) исходя из выражения:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_м} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_в} + R_{заг}}, \text{ Вт/(м}^2\text{·ºС)}, \tag{4.24}$$

где λ_w – коэффициент теплопроводности нержавеющей стали, Вт/(м·ºС), равный λ_w = 17,5 Вт/(м·ºС); δ – толщина пластины в теплообменном аппарате, м; $R_{заг}$ – термическое сопротивление загрязнений между горячим теплоносителем и хладагентом, (м^2·ºС)/Вт (термическим сопротивлением загрязнений пренебрегаем $R_{заг}$ = 0).

Подставляя известные значения в формулу (4.24), рассчитаем коэффициент теплоотдачи от масла к охлаждающей воде:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{183,75} + \frac{0,001}{17,5} + \frac{1}{359,79}} = 120,82 \text{ Вт/(м}^2\text{·ºС)}.$$

Полученный в нашем случае коэффициент теплоотдачи, равный k = 120,82 Вт/(м^2·ºС), не противоречит установленным в научно-технической литературе значениям (при охлаждении гидропривода проточной водой) [119, 120].

Произведем уточняющий расчет площади поверхности теплопередачи для вращающего устройства и гидравлического нагружающего устройства. Подставляя полученное значение k в формулу (4.8), получаем:

$$F_{вращ.} = \frac{27491,23}{120,82 \cdot 40,03} = 5,68 \text{ м}^2,$$

$$F_{ГНУ} = \frac{17508,91}{120,82 \cdot 27,09} = 5,34 \text{ м}^2.$$

Таким образом, можно сделать вывод, что выбранный теплообменный аппарат удовлетворяет расчетным требованиям, следовательно, его можно применить в конструктивном исполнении как вращающего устройства, так и гидравлического нагружающего устройства.

Выбор системы фильтрации рабочей жидкости стенда.

Так как на стенде предполагается проведение испытаний широкой номенклатуры бывших в эксплуатации и отремонтированных объемных гидроприводов (см. таб. 1.6 п. 1.3), то возникает необходимость предусмотреть в конструкции стенда системы фильтрации рабочей жидкости во всасывающих

и сливных трубопроводах. Это необходимо для предотвращения загрязнения рабочей жидкости и исключения попадания механических частиц в испытуемый объемный гидропривод.

Анализ требований заводов-изготовителей отечественных и зарубежных объемных гидроприводов, предъявляемых к частоте и тонкости фильтрации рабочей жидкости, показал, что для отечественных объемных гидроприводов частота рабочей жидкости должна соответствовать 12 классу по ГОСТ 17216 [140] с обеспечением тонкости фильтрации 10 – 25 мкм, а для зарубежных частота рабочей жидкости должна соответствовать коэффициенту β_{10} по ISO 4406 [141] с обеспечением тонкости фильтрации 10 – 20 мкм.

В условиях реальной эксплуатации гидроприводов ГСТ-90, -112 (Россия) и *Eaton* 64-ой серии (США) система фильтрации рабочей жидкости представляет собой отдельный элемент (см. рис. 4.10). В качестве данного элемента используются фильтры, установленные во всасывающий трубопровод. Объемные гидроприводы, *Sauer-Danfoss*, *Linde*, *Bosch Rexroth* (Германия) имеют встроенную систему фильтрации рабочей жидкости (см. рис. 4.13), которая устанавливается в корпус гидронасоса. Для реализации данной системы используются напорные фильтры, рекомендованные заводами-изготовителями.

При проведении стендовых испытаний для объемных гидроприводов с отдельной системой фильтрации рабочей жидкости необходимо дополнительно оснастить стенд собственной системой фильтрации рабочей жидкости и подобрать необходимый фильтр. Наиболее подходящим и отвечающим всем требованиям заводов-изготовителей объемных гидроприводов к частоте и тонкости фильтрации рабочей жидкости является всасывающий фильтр ФВ 10-00.000. Так как на стенде предполагается проведение испытаний бывших в эксплуатации объемных гидроприводов, поэтому необходимо дополнительно оснастить линию слива рабочей жидкости (сливной трубопровод) системой фильтрации, отвечающей предъявленным выше требованиям. Наиболее подходящим для сливного трубопровода является фильтр 4ФГМ32.

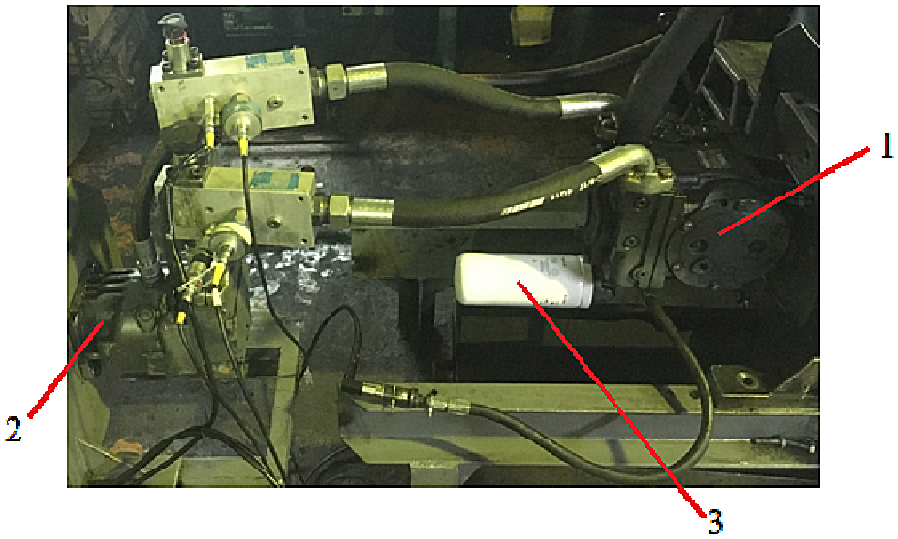


Рисунок 4.13 – Объемный гидропривод *Sauer-Danfoss* со встроенной системой фильтрации рабочей жидкости, где: 1 – гидронасос 90R100; 2 – гидромотор 90M100; 3 – напорный фильтр для очистки рабочей жидкости от загрязнений.

Для гидравлического нагружающего устройства применен отечественный аксиально-поршневой реверсивный нерегулируемый гидронасос серии 411.0.107, поэтому для него заводом-изготовителем [102] регламентирована тонкость фильтрации рабочей жидкости в 10 – 25 мкм, при этом частота рабочей жидкости должна соответствовать 12 классу по ГОСТ 17216. В условиях реальной эксплуатации для аксиально-поршневых гидронасосов система фильтрации расположена в сливном трубопроводе [10, 102]. Поэтому наиболее подходящим и отвечающим требованиям завода-изготовителя к частоте и тонкости фильтрации рабочей жидкости является фильтр 4ФГМ32.

Таким образом, полученные результаты положены в основу конструктивного исполнения вспомогательных элементов стенда.

4.2.3 Проектирование стенда

Принципиальная схема рис. 4.2 и результаты проведенных в п. 4.2.2 расчетов позволили спроектировать стенд и выбрать необходимые комплектующие для его практической реализации.

Так как стенд включает в себя два основных блока (блок измерения данных и блок обработки данных), рассмотрим каждый блок и входящие в него комплектующие отдельно.

На рисунке 4.14 представлен первый элемент блока измерения данных – вращающее устройство, включающее в себя привод испытываемого гидронасоса с основными комплектующими.

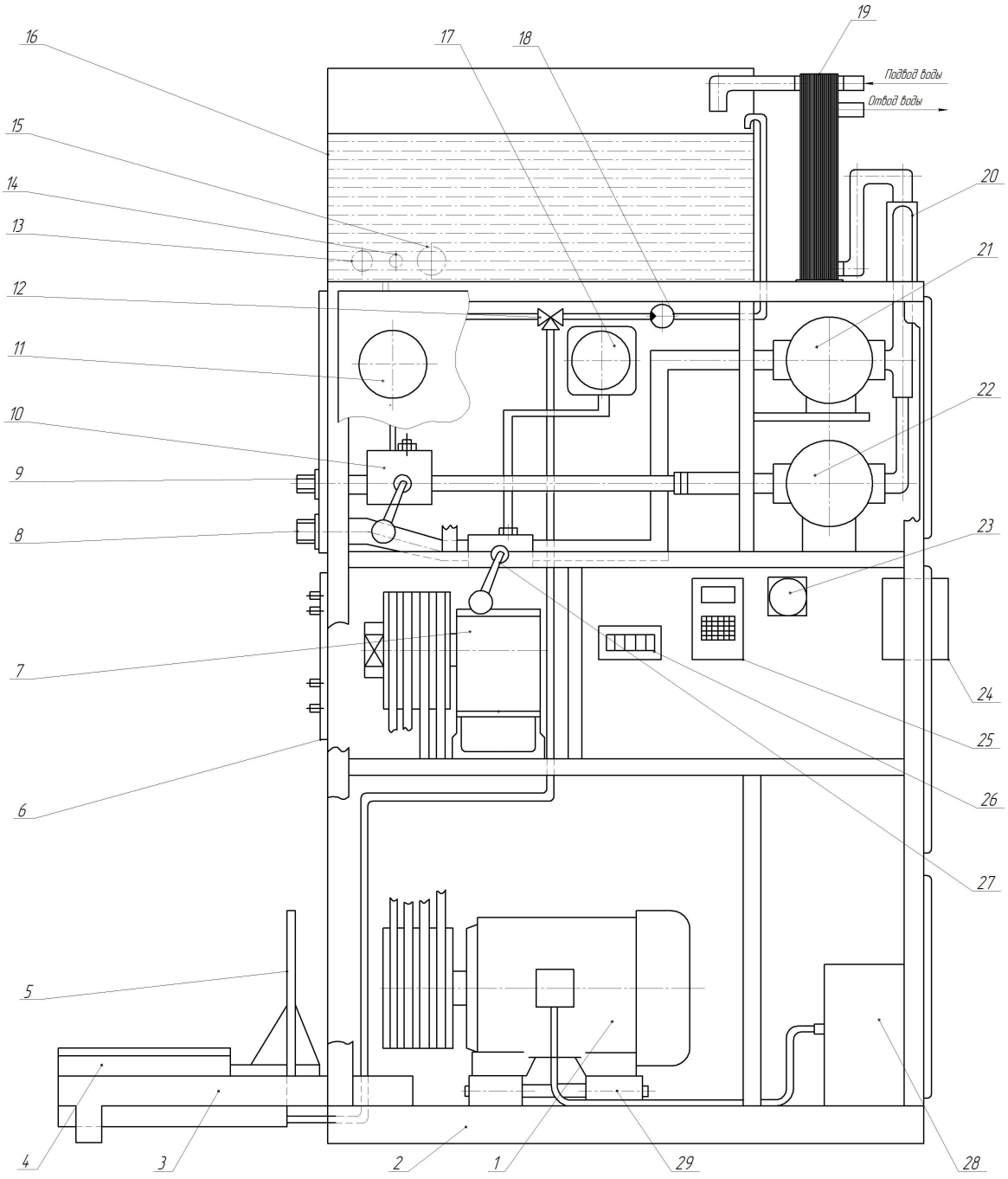


Рисунок 4.14 – Вращающее устройство: 1 – электродвигатель; 2, 3 и 29 – рама вращающего устройства; 4 – сливной гидравлический бак; 5 и 6 – установочные плиты для гидроагрегатов; 7 – подшипниковый узел; 8 и 9 – гидравлические линии; 10 и 27 – дроссели; 11 и 17 – манометры; 12 – кран; 13, 14 и 15 – линии всасывания; 16 – основной гидравлический бак; 18 – шестеренный насос; 19 – теплообменный аппарат; 20 – сливной фильтр; 21 и 22 – расходомеры; 23 – температурный контроллер; 24 – электрический монтажный ящик (включает автоматы включения и блок питания); 25 – пульт управления; 26 – электронный тахометр (датчик оборотов); 28 – частотный преобразователь.

Основные комплектующие блока обработки данных – вращающего устройства представлены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Основные комплектующие вращающего устройства

Наименование параметра	Кол-во	Примечание
Материалы для изготовления рамы вращающего устройства с гидравлическим баком и установочной плитой для испытуемого гидронасоса	-	Профильные трубы, металлические уголки, швеллера, листовой металлопрокат, двутавровая балка, окрашенные облицовочные панели
Электродвигатель	75 кВт	Трехфазный асинхронный электродвигатель 4АМН225М4У3
Преобразователь частоты	75 кВт	Плавный пуск и регулировка частоты вращения электродвигателя DELTA VFD-B (75 кВт/380В)
Терморегуляция основного бака вращающего устройства	1 шт.	Теплообменный аппарат XB61L
	1 шт.	Клапан электромагнитный SMART SP6135 для воды
	1 шт.	Термопара A-106K1.5(M6)-U50
	1 шт.	Контроллер DT320RA-0200 48х48мм, аналоговый выход (4…20мА)
Турбинный расходомер	2 шт.	Расходомер CT600R-SR-S-B-7 (48 МПа, 600 л/мин), Webtec, (Англия)
Бесконтактный выключатель	1 шт.	Датчик частоты вращения испытуемого гидронасоса ISB A2A-31P-4-LZ
Датчик уровня рабочей жидкости	1 шт.	Оптический датчик-сигнализатор INNOLevel OPTIC
Комплект диагностических манометров	3 шт.	10 МПа, 42 МПа, 60 МПа
Фильтрация рабочей жидкости во всасывающем трубопроводе	1 шт.	Фильтр ФВ 10-00.000 с тонкостью фильтрации рабочей жидкости в 10 мкм
Фильтрация рабочей жидкости в сливном трубопроводе	1 шт.	Фильтр 4ФГМ32 с тонкостью фильтрации рабочей жидкости в 10 мкм.
Переходная плита	1 шт.	Для отечественных ГСТ-33…-166 и зарубежных объемных гидроприводов заводов-изготовителей Eaton, Sauer-Danfoss, Linde, Bosch Rexroth.
Муфта привода испытуемого гидронасоса	1 шт.	
Комплект штуцеров	11 шт.	
Рукава высокого давления	9 шт.	
Запорный кран	1 шт.	Поворотный шаровой кран Link

По техническому заданию стенд должен предусматривать возможность проведения испытаний гидроагрегатов с механическим, гидравлическим и электронным управлением производительностью и реверсом.

Для реализации гидравлической системы управления в конструкции вращающего устройства предусмотрена гидравлическая линия 9. Система

управления реализуется следующим образом: на установочную плиту 6 монтируется гидронасос требуемой производительности, при этом его привод осуществляется с помощью подшипникового узла 7, соединенного ременной передачей с электродвигателем 1. Необходимое давление в линии управления устанавливается и регулируется дросселем 10, при этом контроль величины давления осуществляется с помощью манометра 11 (см. рис. 4.14).

Для реализации электрической системы управления дополнительно предусмотрен блок питания 24, который позволяет подавать на электромагнитные катушки испытуемых гидроагрегатов управляющее напряжение в диапазоне от 12 до 24В.

На рисунке 4.15 представлен выбранный в п. 4.2.2 всасывающий фильтр ФВ 10-00.000, который расположен с тыльной стороны вращающего устройства.

Рисунок 4.15 – Всасывающий фильтр ФВ 10-00.000.

При контроле технического состояния объемных гидроприводов по усовершенствованной методике испытаний вал гидромотора вращается с переменной нагрузкой, что достигается за счет применения гидравлического

нагружающего устройства. На рисунке 4.16 представлено гидравлическое нагружающее устройство.

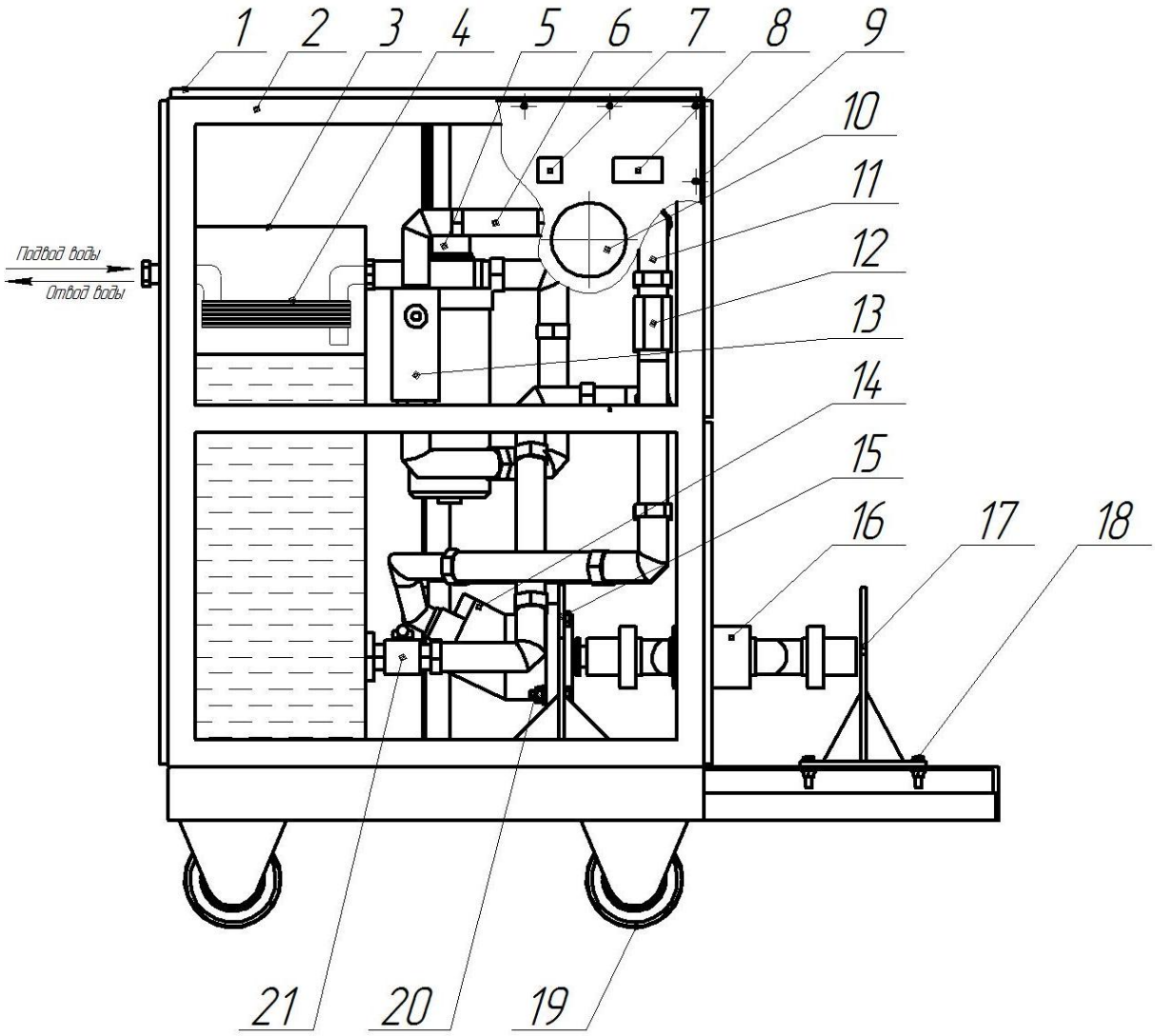


Рисунок 4.16 – Гидравлическое нагружающее устройство: 1 – панели; 2 – рама; 3 – гидравлический бак; 4 – теплообменный аппарат; 5 – фильтр; 6 – датчик расхода; 7 – температурный контроллер; 8 – электронный тахометр (датчик оборотов); 9 – винты крепления панелей; 10 – манометр; 11 – трубопроводы линии нагнетания; 12 – обратный клапан; 13 – дроссель; 14 – аксиально-поршневой нерегулируемый нагружающий гидронасос; 15 – плита крепления гидронасоса; 16 – карданный вал; 17 – плита крепления испытуемого гидромотора; 18 – болты крепления плиты; 19 – поворотные колесные опоры; 20 – болты крепления нагружающего гидронасоса; 21 – кран.

Основные комплектующие гидравлического нагружающего устройства представлены в таблице 4.4.

Таблица 4.4 – Основные комплектующие гидравлического нагружающего устройства

Наименование параметра	Кол-во	Примечание
Материалы для изготовления рамы гидравлического нагружающего устройства с гидравлическим баком и установочной плитой для испытуемого гидромотора	-	Профильные трубы, металлические уголки, швеллера, листовой металлопрокат, облицовочные панели
Поворотная колесная опора	4 шт.	Колесные опоры SCP55 (без тормоза) и SCPB55 (с тормозом)
Нагружающий гидронасос с муфтой	1 шт.	Аксиально-поршневой нерегулируемый гидронасос 411.0.107
Терморегуляция бака гидравлического нагружающего устройства	1 шт.	Теплообменный аппарат XB61L
	1 шт.	Клапан электромагнитный SMART SP6135 для воды
	1 шт.	Термопара A-106K1.5(M6)-U50
	1 шт.	Контроллер DT320RA-0200 48x48мм, аналоговый выход (4…20мА)
Преобразователь давления измерительный	1 шт.	Датчик давления БД ПД-Р (0…60 МПа)
Преобразователь расхода жидкости турбинного типа	1 шт.	Датчик расхода рабочей жидкости ДРЖ-400 (10…500 л/мин)
Бесконтактный выключатель	1 шт.	Датчик частоты вращения нагружающего гидронасоса ISB A2A-31P-4-LZ
Преобразователь температуры измерительный	1 шт.	Датчик температуры SR-TTP-400-05-0C (-25…+125 °C), Webtec, (Англия)
Дроссель с манометром	1 шт.	Дроссель RFIK200 (0…60 МПа)
Обратные клапаны	4 шт.	VD7-W1/30 (трубного монтажа)
Комплект фитингов для обратных клапанов	8 шт.	Прямые с уплотнением G1" 1/4-30S
Тройник соединительный	4 шт.	Высокого давления S-50 (M42×2)
Комплект фитингов для гидравлической системы	17 шт.	Прямые и угловые (90º) высокого давления DK S50 (M42×2)
Рукава высокого давления	4 шт.	Четырехоплеточные рукава (M42×2)
Фильтрация жидкости в гидравлическом нагружающем устройстве	1 шт.	Фильтр 4ФГМ32 с тонкостью фильтрации рабочей жидкости в 10 мкм.

На рисунке 4.17 представлено изготовленное гидравлическое нагружающее устройство, состоящее из нагружающего аксиально-поршневого нерегулируемого гидронасоса, дросселя с преобразователем давления, преобразователя расхода жидкости турбинного типа, обратных клапанов, соединенных в единую гидросистему замкнутого типа согласно принципиальной схеме стенда (см. рис. 4.2).

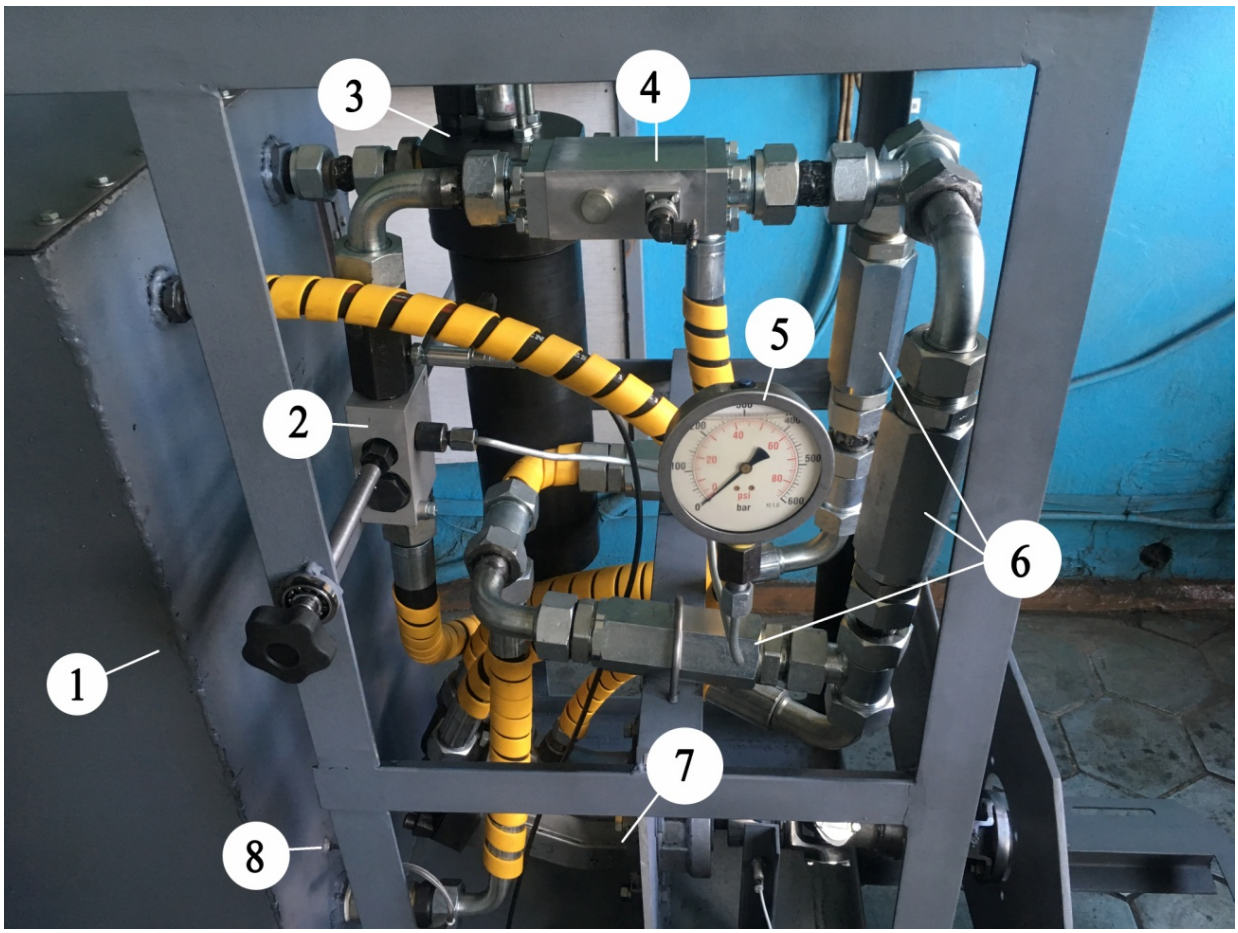


Рисунок 4.17 – Гидравлическое нагружающее устройство: 1 – гидравлический бак; 2 – дроссель RFIK200 с преобразователем давления БД ПД-Р (0…60 МПа); 3 – фильтр 4ФГМ32; 4 – датчик расхода жидкости ДРЖ-400 (10…500 л/мин); 5 – манометр; 6 – обратные клапаны VD7-W1/30 (трубного монтажа); 7 – нагружающий аксиально-поршневой нерегулируемый гидронасос 411.0.107; 8 – датчик температуры SR-TTP-400-05-0C (–25…+125 °C), *Webtec* (Англия)

При проведении стендовых испытаний контролирование параметров диагностирования объемных гидроприводов осуществляется в режиме реального времени с последующей обработкой, хранением измерительной информации о процессе испытаний и достигается за счет применения блока обработки данных.

На рисунке 4.18 представлен изготовленный блок обработки данных, состоящий из терминала, персонального компьютера, многофункциональной платы сбора данных, коннекторного блока и источника питания, соединенных с помощью монтажных экранированных проводов в единую систему.

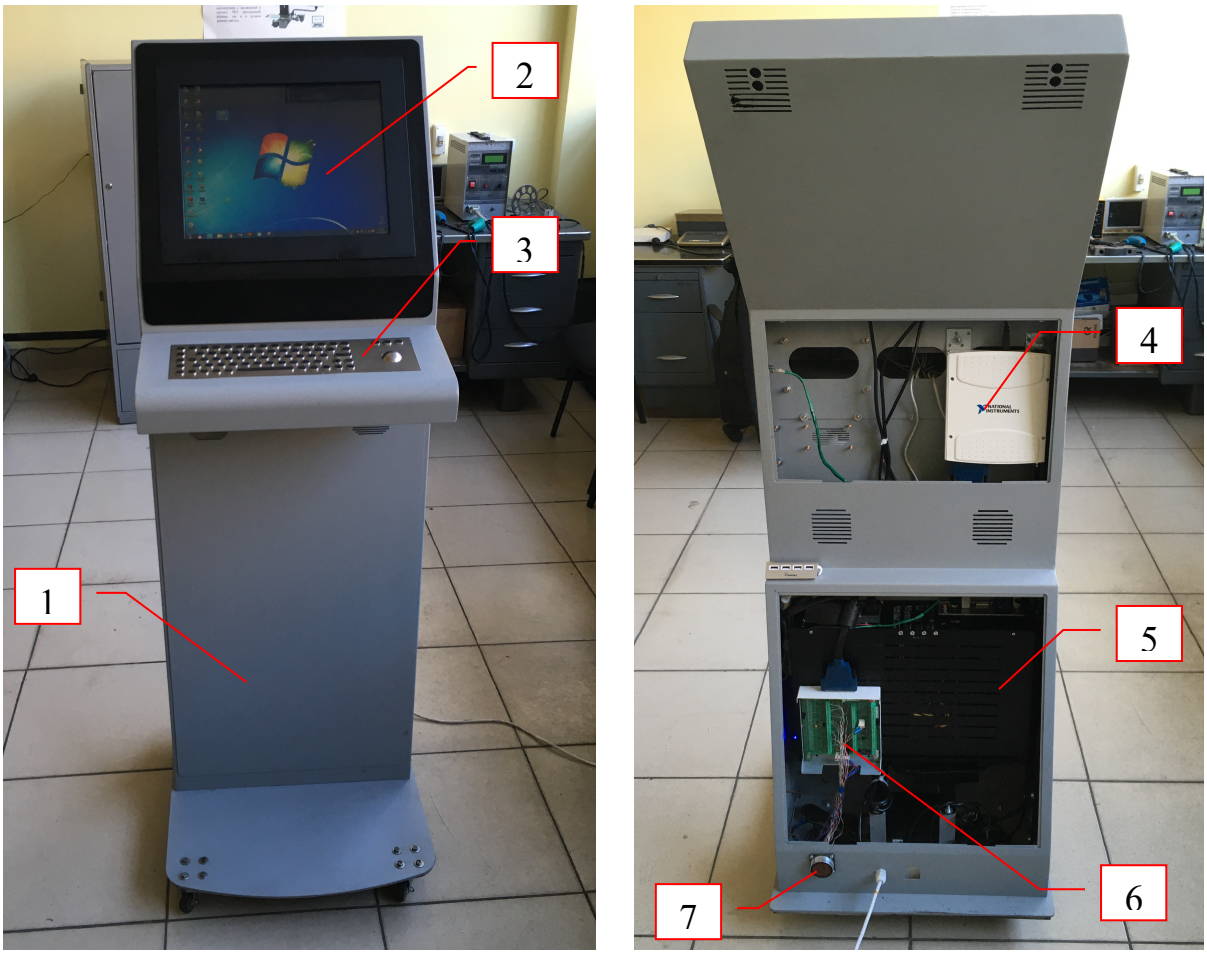


Рисунок 4.18 – Блок обработки данных стенда: где 1 – терминал; 2 – окно визуализации; 3 – антивандальная клавиатура; 4 – многофункциональная плата сбора данных National Instruments USB-6251; 5 – персональный компьютер с компонентами для системы безопасности стенда; 6 – коннекторный блок National Instruments SCB-68; 7 – разъем для подключения кабеля связи.

Основные комплектующие блока обработки данных представлены в таблице 4.5.

Таблица 4.5 – Основные комплектующие блока обработки данных

Наименование параметра	Кол-во	Примечание
1	2	3
Персональный компьютер	1 шт.	Acer Veriton ES2730G, процессор Intel Core i3-8100 3.6 GHz, память 4 Гб, жесткий диск 1000 Гб.
Терминал	1 шт.	Размещения ПК и комплектующих, необходимых для реализации программного обеспечения
Многофункциональная плата сбора данных	1 шт.	National Instruments USB-6251

Окончание таблицы 4.5

1	2	3
Коннекторный блок	1 шт.	National Instruments SCB-68
Провод монтажный	40 м	Провод МКЭШ 5×0,5 ТРТС для датчиков стенда (вращающего устройства и гидравлического нагружающего устройства).
Блок питания	2 шт.	Стабилизированный блок питания БПС 15-1.5 (питание датчиков стенда)

Для реализации требований технического задания в конструкции стенда предусмотрена система безопасности. Ее основным элементом является контроллер безопасности, обеспечивающий остановку электродвигателя и движущих элементов стенда при открытии защитных панелей вращающего устройства и гидравлического нагружающего устройства или нажатии на кнопку аварийного отключения, а также потере связи с персональным компьютером вследствие нарушения работоспособности его аппаратной части, программного обеспечения или операционной системы MS Windows. Контроль работоспособности основан на периодическом сопоставлении контрольных пакетов уникальных данных, отправляемых контроллером в блок обработки данных и получаемых от нее в качестве ответа. В случае, если полученный и отправленный пакеты не соответствуют или в течение определенного времени не получен ответ, контроллер безопасности с помощью твердотельного трехфазного реле TSR-25DA (номинальный ток – 25А, время отклика на входной сигнал – менее 20 мс, тип – DC-A, метод управления – коммутация при переходе тока через ноль, диапазон рабочих температур – (-20…+80 °С) останавливает проведение испытания. Для предотвращения теплового разрушения реле используется радиатор с естественным воздушным охлаждением. Все необходимые элементы для системы безопасности стенда располагаются в блоке обработки данных.

Таким образом, результатом проектирования и конструкторских расчетов стала 3D-модель стенда (рис. 4.19), на основании которой разработан габаритный чертеж (рис. 4.20).

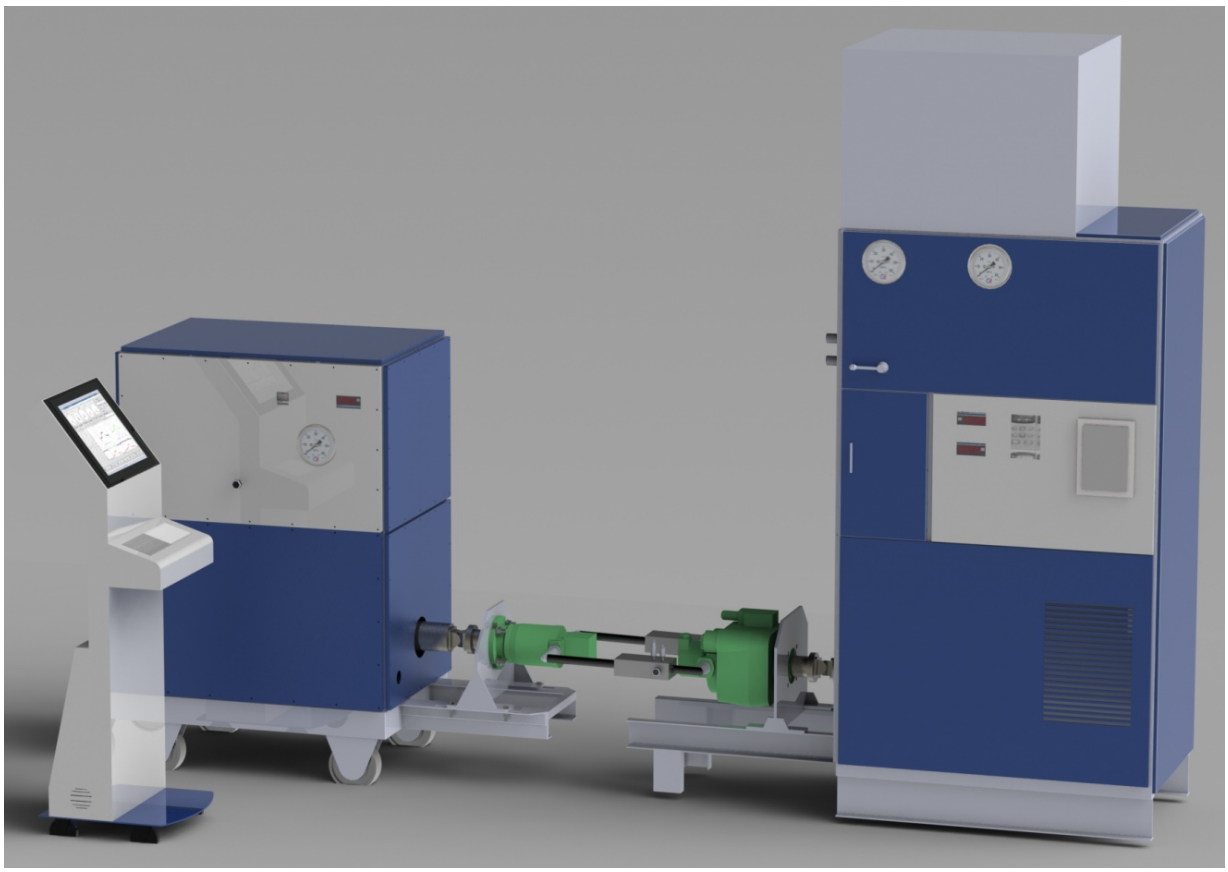


Рисунок 4.19 – 3D-модель стенда.

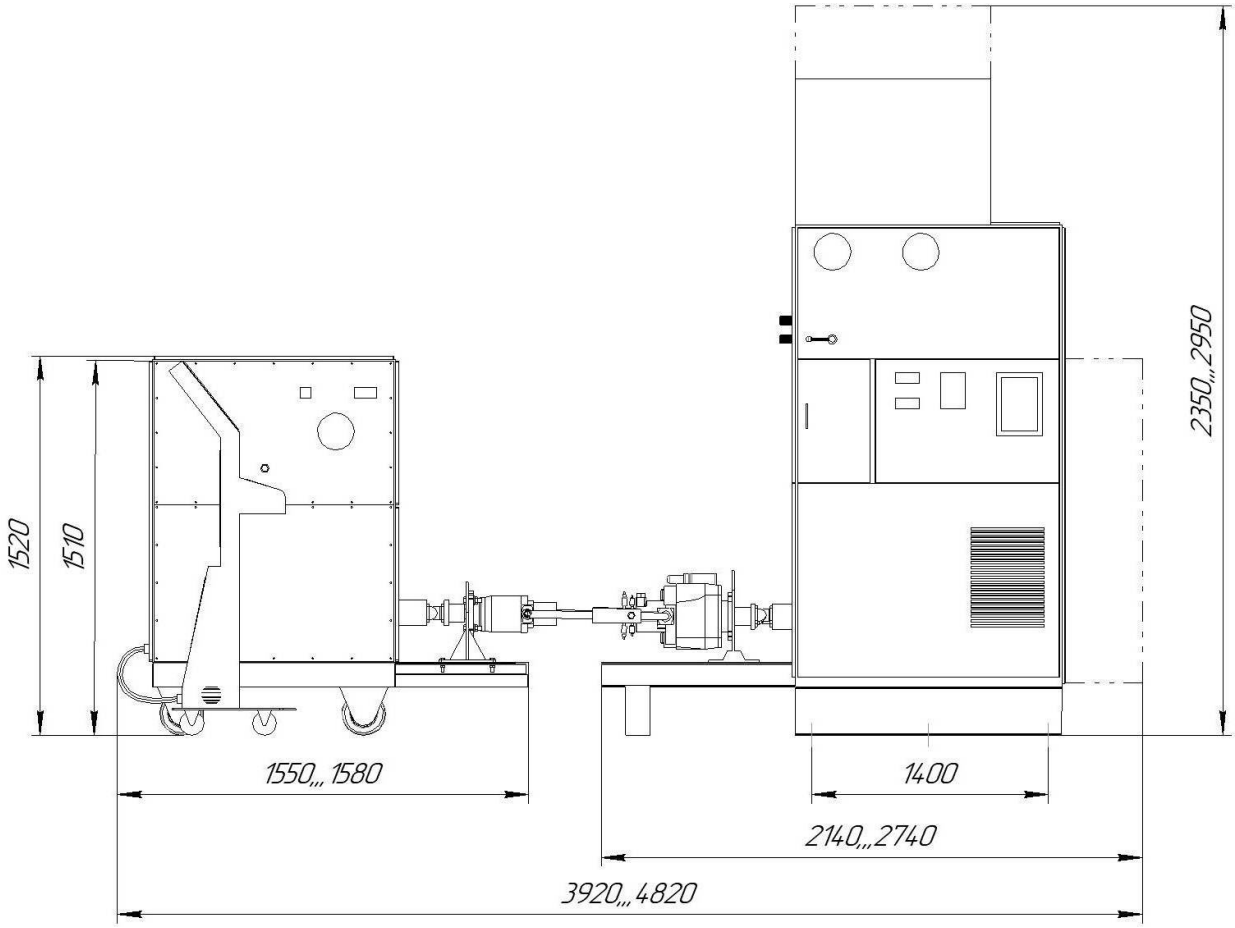


Рисунок 4.20 – Габаритный чертеж стенда.

Поскольку стенд предполагает автоматическое измерение параметров диагностирования испытуемых объемных гидроприводов в режиме реального времени (см. п. 4.1), необходима разработка специализированного программного обеспечения.

4.3 Разработка специализированного программного обеспечения для стенда

В рамках диссертационной работы для стенда разработано специализированное программное обеспечение (далее ПО). Исходными данными для разработки ПО являлись: технические требования, установленные в п. 4.1, структурно-функциональная схема (см. рис. 4.4) и элементный состав опытного образца (стенда).

Специализированное ПО работает под управлением операционной системы *MS Windows* 7 x86 (32-bit) и устанавливается на персональном компьютере, расположенном в блоке обработки данных стенда (см. рис. 4.18) и состоит из основной программы, программ внелабораторного анализа полученных данных и настройки портов передачи данных. ПО разработано в среде NI LabVIEW 2012 (Коммерческая лицензия на программные продукты National Instruments LabVIEW Professional Development System 12.0.388.0, LabVIEW Application Builder 12.0.0 ФГБОУ ВО «МГУ им. Н. П. Огарева») на графическом языке программирования G и имеет модульную структуру.

Разработанное ПО может быть установлено на любой компьютер, не входящий в состав стенда. Однако в данном случае функции, связанные с измерениями, будут недоступны. При этом все остальные функции, предназначенные для просмотра и анализа измерительной информации, будут доступны.

Требования к программному обеспечению:

– операционная система *MS Windows* 7 x86 32-bit (возможна совместимость с более новыми версиями *MS Windows*);

– модуль LabVIEW Run-Time Engine 2012 - (32-bit);

– драйвер DAQmx 15.0.

Минимальные требования к аппаратному обеспечению:

– процессор Intel Core i3;

– оперативная память 4 ГБ;

– объём памяти на жёстком диске: для установки программы – 14 МБ; для хранения измерительной информации: определяется количеством испытаний, но не менее 100 МБ; для установки модуля LabVIEW Run-Time Engine 2012 требуется 140 МБ; для установки драйвера DAQmx 15.0 требуется дополнительное место до 1 ГБ;

– измерительное оборудование: универсальный блок сбора данных NI USB-6251.

Установка программного обеспечения. Инсталляционный пакет содержит в себе основную программу для проведения испытаний гидроприводов, модуль LabVIEW Run-Time Engine 2012 - (32-bit) и драйвер DAQmx 15.0. В случае, если модуль LabVIEW Run-Time Engine 2012 - (32-bit) и драйвер DAQmx 15.0 не установлены в системе, то будет выдано предложение установить их. Наличие установленных данных пакетов обязательно.

Структура программного обеспечения. ПО состоит из следующих основных модулей:

1) модуль «*Измерение*», предназначенный для организации измерительного процесса, отображения и сохранения измерительной информации;

2) модуль «*Библиотека*» предназначен для хранения параметров испытуемых устройств;

3) модуль «*Анализ*» измерительной информации, предназначенный для обработки измерительной информации и подготовки отчёта;

4) модуль «*Тарировка*» предназначен для тарировки датчиков испытательного стенда.

Рассмотрим каждый из модулей специализированного программного обеспечения.

Модуль «*Измерение*». Главным окном программы является модуль измерений. Лицевая панель данного модуля отображается при запуске программы (см. рис. 4.21).

На рисунке 4.21 выделено семь основных блоков лицевой панели:

1) основное меню приложения;

2) блок стрелочных индикаторов;

3) блок цифровых индикаторов;

4) графический индикатор, отображающий временные диаграммы измерительных параметров диагностирования испытуемых гидроагрегатов;

5) информационный блок;

6) блок управляющих кнопок;

7) блок информации об операторе.

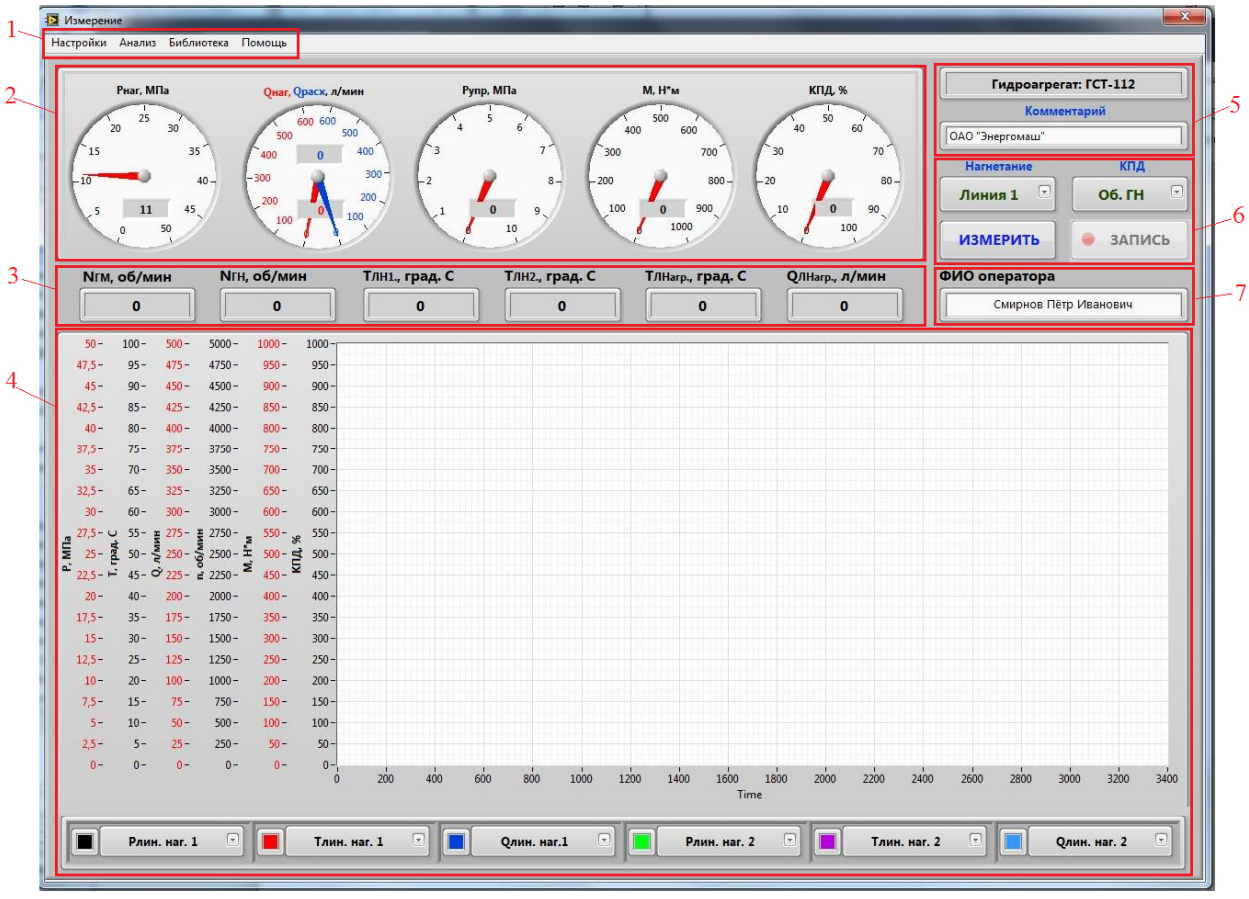


Рисунок 4.21 – Главная лицевая панель разработанной программы.

Основное меню приложения. Основное меню приложения расположено в верхнем левом углу окна приложения и содержит 4 пункта:

– «*Настройки*» предназначены для задания настроек приложения и вызова модуля тарировки датчиков;

– «*Анализ*» вызывает модуль анализа измерительных данных для генерации отчёта;

– «*Библиотека*» вызывает модуль, организующий хранение параметров испытуемых гидроагрегатов;

– «*Помощь*» позволяет загрузить руководство пользователя и посмотреть краткое описание назначения программы.

Пункт меню «Настройки» включает в себя два подпункта: «Программа» и «Тарировка» (см. рис. 4.22).

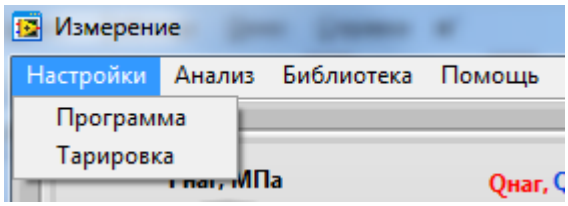


Рисунок 4.22 – Подпункты меню «*Настройки*».

Подпункт «*Программа*» предназначен для вызова окна задания параметров программы.

Подпункт «*Тарировка*» предназначен для вызова модуля тарировки датчиков стенда.

Пункт меню «*Помощь*» включает в себя два подпункта: «*Руководство*» и «*О программе*» (см. рис. 4.23).

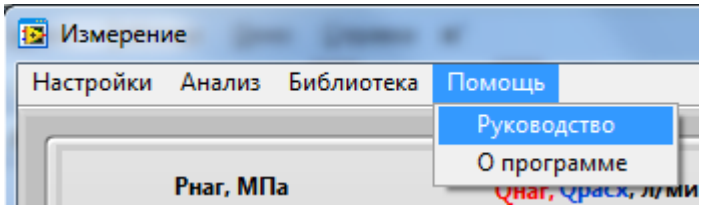


Рисунок 4.23 – Подпункты меню «*Помощь*»

Подпункт «*Руководство*» предназначен для вызова руководства пользователя.

Подпункт «*О программе*» отображает окно с кратким описанием назначения программы и содержит информацию о разработчиках программы.

Блок стрелочных индикаторов. Блок состоит из пяти стрелочных индикаторов и предназначен для отображения текущих значений параметров процесса испытания (см. рис. 4.24).

Рисунок 4.24 – Блок стрелочных индикаторов

На индикаторах одновременно отображаются четыре измеряемых физических величины и две расчётных.

Измеряемые величины:

– давление в линии нагнетания $P_{наг}$, МПа;

– объёмная подача гидронасоса и расход гидромотора $Q_{наг}$, $Q_{расх}$, л/мин;

– давление в линии управления $P_{упр}$, МПа.

Расчётные величины:

– выходной крутящий момент испытуемого гидромотора M, Н·м;

– коэффициент полезного действия КПД, %.

На стрелочном индикаторе КПД возможно отображение одного из трёх видов КПД:

– объёмный КПД гидронасоса;

– объёмный КПД гидромотора;

– общий КПД объемного гидропривода.

Переключение вида отображаемого КПД осуществляется выбором соответствующего пункта в раскрывающемся списке «КПД» из блока управля-

ющих кнопок.

Блок цифровых индикаторов. Блок состоит из шести цифровых индикаторов и предназначен для отображения текущих значений параметров процесса испытания (см. рис. 4.25).

Рисунок 4.25 – Блок цифровых индикаторов

На индикаторах одновременно отображаются следующие измеряемые величины:

– частота вращения гидромотора $N_{гм}$, об/мин;

– частота вращения гидронасоса $N_{гн}$, об/мин;

– температура рабочей жидкости в линии нагнетания 1 $T_{ЛН1}$, град. С;

– температура рабочей жидкости в линии нагнетания 2 $T_{ЛН2}$, град. С;

– температура рабочей жидкости линиях нагружающего устройства $T_{Л\text{-}Нагр}$, град. С;

– расход в линии нагружающего устройства $Q_{ЛНагр}$, л/мин.

Графический индикатор, отображающий временные диаграммы измерительных параметров. Изменения измеряемых параметров (параметров диагностирования) во времени отображается на графическом индикаторе в виде временных диаграмм. Графический индикатор представлен на рисунке 4.26.

Графический индикатор состоит из основного поля отображения временных диаграмм, набора шкал для измеряемых физических величин и блока выбора отображаемых измеряемых величин и цветовой настройки отображаемых кривых.

Набор шкал состоит из шести шкал, которые охватывают все возможные измеряемые и рассчитываемые физические величины, к которым относятся: давление, температура, расход, частота вращения, момент и КПД. Для изменения диапазона какой-либо шкалы имеется возможность изменения

наименьшего и наибольшего значения шкалы. Для изменения шага отображения цифровых меток необходимо изменить значение второй цифровой метки относительно минимального значения на величину, равную сумме минимального значения и шага цифровых меток.

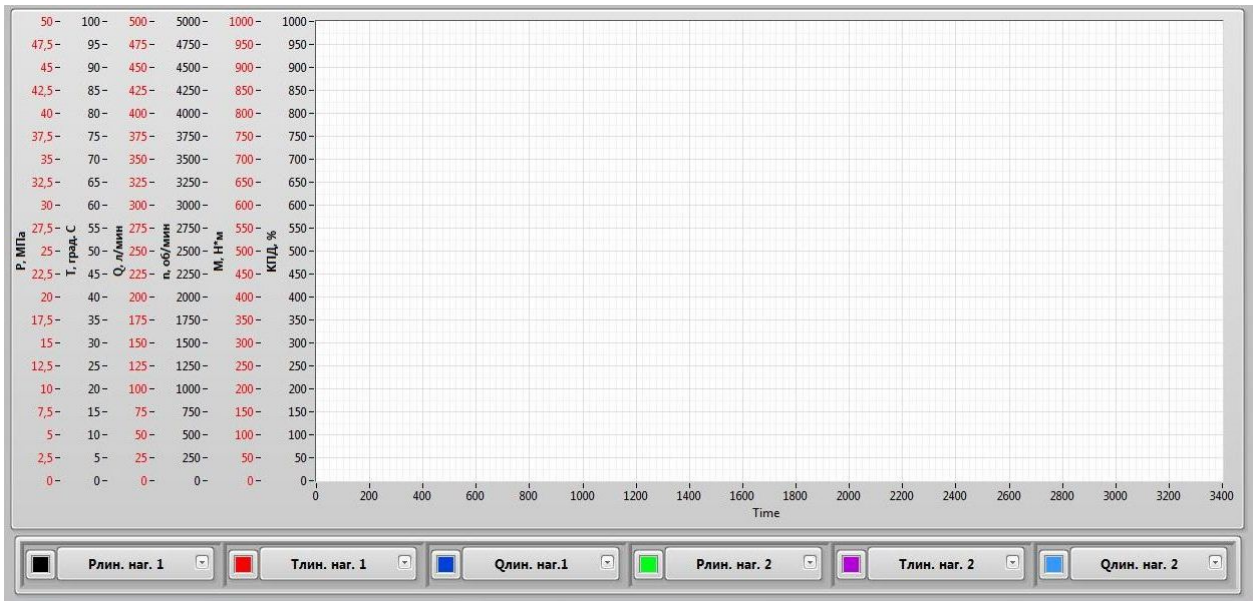
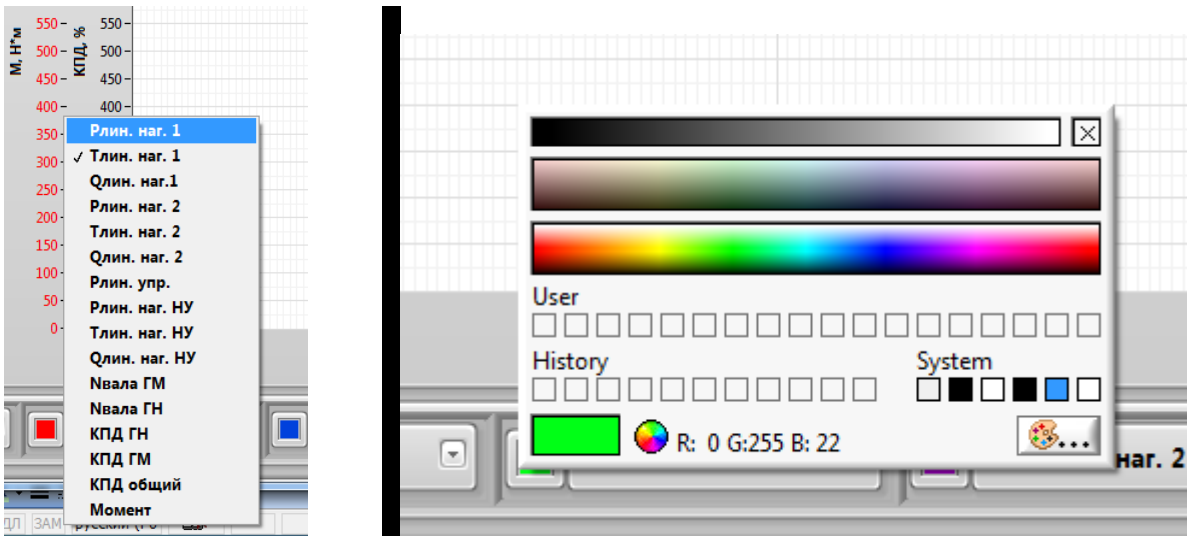


Рисунок 4.26 – График, отображающий временные диаграммы измерительных параметров

Одновременно на индикаторе отображается шесть временных диаграмм. Переключение отображаемых временных диаграмм измеряемых параметров осуществляется с помощью раскрывающихся списков, находящихся под основным полем отображения временных диаграмм. Внешний вид одного из них с раскрытым списком представлен на рисунке 4.27*а*.

Цвет линии, соответствующей временной диаграмме, отображается в виде цветного квадрата рядом с раскрывающимся списком. Имеется возможность изменения цвета отображаемой линии временной диаграммы. Для этого нужно левой кнопкой мыши щёлкнуть на цветном квадрате. При этом появится окно выбора цвета (см. рис. 4.27*б*), в котором следует выбрать желаемый цвет.



а) б)

Рисунок 4.27 – а) раскрывающийся список выбора отображаемого измеряемого параметра; б) окно выбора цвета линии временной диаграммы.

Информационный блок. Информационный блок (см. рис. 4.28) предназначен для отображения информации о типе испытуемого гидроагрегата и ввода комментария к процессу испытания. Строка типа испытуемого гидроагрегата заполняется автоматически после выбора испытуемого устройства в библиотеке. В комментарий может быть занесена любая полезная информация оператором. Комментарий должен быть заполнен до начала испытания, иначе комментарий не будет внесён в файл с измерительной информацией.

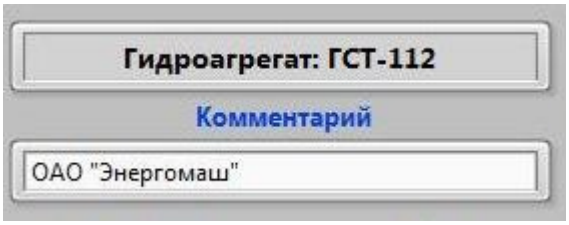


Рисунок 4.28 – Информационный блок.

Блок управляющих кнопок. Блок управляющих кнопок (см. рис. 4.29) предназначен для задания параметров испытания, выбора параметров отображения данных, управления процессом испытания и сохранения измерительной информации.

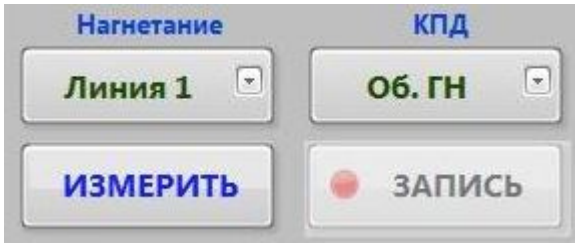
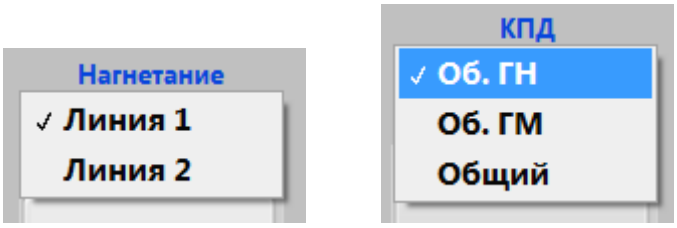


Рисунок 4.29 – Блок управляющих кнопок.

Блок содержит два раскрывающихся списка «*Нагнетание*» и «*КПД*». Данные списки в раскрытом виде представлены на рисунке 4.30.



а) б)

Рисунок 4.30 – Раскрывающиеся списки настроек.

Список «*Нагнетание*» позволяет установить гидролинию, которая будет являться нагнетающей. Выбор данного параметра не оказывает влияния на работу стенда, однако важен для обработки измерительной информации.

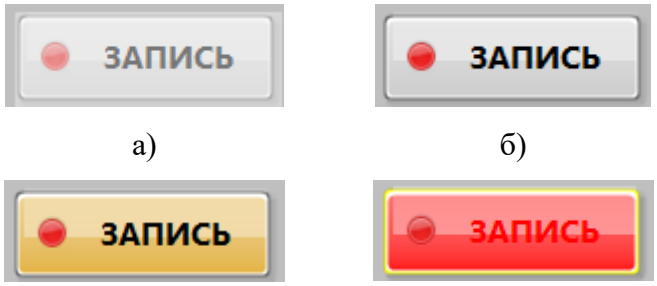
Список «*КПД*» позволяет выбрать вид КПД, отображаемого на стрелочном индикаторе «*КПД*» блока стрелочных индикаторов. Доступны три вида КПД: «Об. ГН» – объёмный КПД гидронасоса; «Об. ГМ» – объёмный КПД гидромотора; «Общий» – общий КПД испытуемого объемного гидропривода.

Управляющая кнопка «*ИЗМЕРИТЬ*» (см. рис. 4.31*а*) запускает процесс измерения параметров процесса испытания, при этом надпись на кнопке меняется на «*ОСТАНОВИТЬ*» (см. рис. 4.31*б*). Повторное нажатие на данную кнопку останавливает процесс измерения.

а) б)

Рисунок 4.31 – Состояние кнопки запуска/останова измерений.

Кнопка «*ЗАПИСЬ*» предназначена для запуска и остановки записи измерительной информации в файл на жёсткий диск персонального компьютера. Кнопка может находиться в нескольких состояниях (см. рис. 4.32).



а) б)

в) г)

Рисунок 4.32 – Состояние кнопки «ЗАПИСЬ».

До начала процесса измерения кнопка находится в неактивном состоянии (см. рис. 4.32*а*) и процедура записи измерительной информации не может быть запущена. После запуска процесса измерения кнопка переходит в активное состояние (см. рис. 4.32*б*). При нажатии на активную кнопку запускается процесс записи измерительной информации, и кнопка начинает мигать, попеременно изменяя свой внешний вид (см. рис. 4.32*в* и рис. 4.32*г*). Повторное нажатие на кнопку завершает процесс записи измерительной информации в файл, и внешний вид кнопки возвращается в состояние, изображённое на рисунок 4.32*б*. После завершения процесса измерения кнопка снова становится неактивной.

Измерительная информация записывается в файлы на жёсткий диск персонального компьютера в формате *.tdms. Файлы хранятся в специальной папке-хранилище. По умолчанию папка создана по следующему пути «C:\Users\Public\Documents\TestHU\data». Путь размещения хранилища измерительной информации можно изменить в настройках программы. Окно настроек вызывается через главное меню модуля «Измерение»: «Настройки» → «Программа» → «Программа» → «Путь к хранилищу измерительной информации».

Блок информации об операторе. Блок информации об операторе содержит в себе текстовое поле ввода и предназначен для ввода фамилии, имени и отчества оператора, проводившего испытания (см. рис. 4.33).

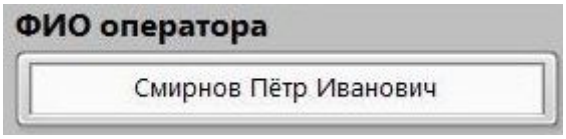


Рисунок 4.33 – Блок информации об операторе.

Модуль «Библиотека». Модуль библиотека предназначен для хранения параметров испытуемых гидроагрегатов. Модуль вызывается с помощью пункта меню «*Библиотека*» модуля «*Измерение*». Лицевая панель модуля «*Библиотека*» представлена на рисунке 4.34.

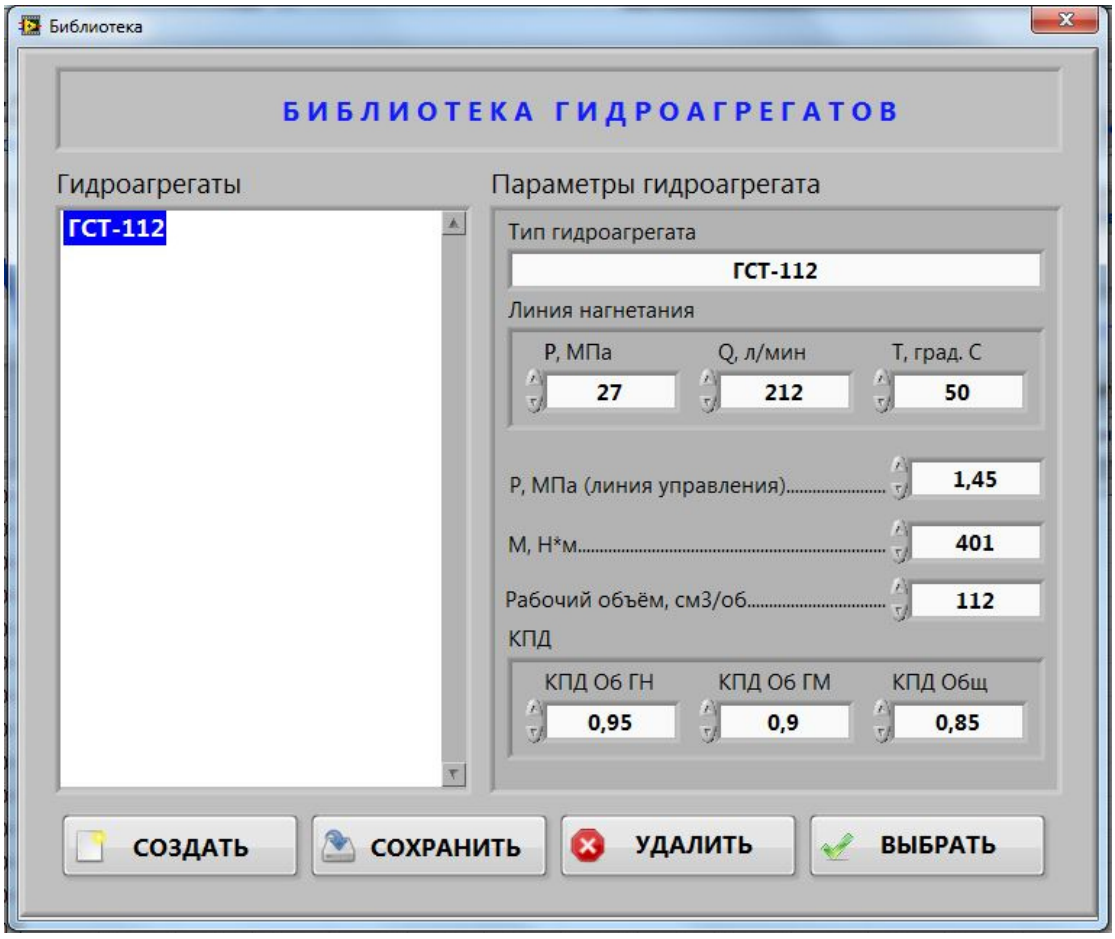


Рисунок 4.34 – Лицевая панель модуля «Библиотека».

Лицевая панель содержит два основных раздела: список «*Гидроагрегаты*» и «*Параметры гидроагрегата*». В первом разделе отображаются все сохранённые ранее гидроагрегаты, во втором отображаются паспортные параметры выбранного гидроагрегата.

Для выбора гидроагрегата достаточно щёлкнуть левой кнопкой мыши на названии устройства в списке. При этом будет считан соответствующий файл, и поля параметров гидроагрегата обновятся.

Внизу окна находятся четыре управляющих кнопки: «СОЗДАТЬ», «СОХРАНИТЬ», «УДАЛИТЬ» и «ВЫБРАТЬ» (см. рис. 4.34).

Кнопка «СОЗДАТЬ» очищает поля раздела «*Параметры гидроагрегата*», т. е. подготавливает поля для ввода новых значений параметров.

Кнопка «СОХРАНИТЬ» позволяет сохранить параметры гидроагрегата в файл. Файлы хранятся в специально созданной папке для библиотеки и имеют расширение *.hu. По умолчанию библиотечные файлы хранятся в папке C:\Users\Public\Documents\TestHU\units. Изменить место хранения библиотечных файлов можно в настройках программы модуля «Измерение»: «Настройки» → «Программа» → «Программа» → «Путь к папке для хранения моделей испытуемых гидроагрегатов».

Кнопка «УДАЛИТЬ» предназначена для удаления гидроагрегата из библиотеки.

Кнопка «ВЫБРАТЬ» предназначена для осуществления выбора гидроагрегата из библиотеки для проведения испытаний. При нажатии на данную кнопку происходит передача параметров выбранного гидроагрегата модулю «*Измерение*» и окно библиотеки закрывается.

Модуль «Анализ». Модуль «*Анализ*» предназначен для обработки записанной во время испытания измерительной информации, а также для генерации отчёта и экспорта изображений. Данный модуль вызывается из главного меню модуля «*Измерение*» путём выбора пункта меню «*Анализ*». Лицевая панель модуля представлена на рисунке 4.35.

Лицевая панель модуля состоит из следующих основных блоков:

– список измерений;

– основная область осциллограмм;

– блок параметров испытуемого гидроагрегата и нагружающего реверсивного гидронасоса;

– блок управляющих кнопок и индикаторов.

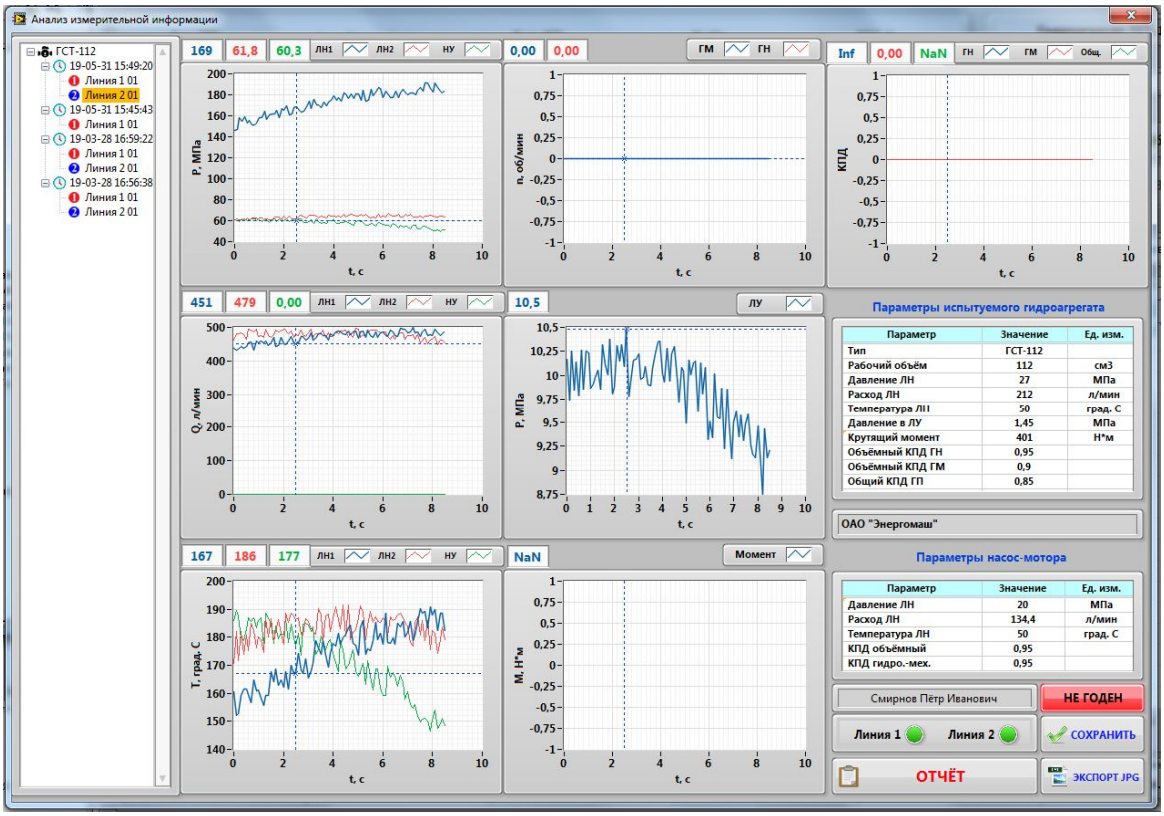


Рисунок 4.35 – Лицевая панель модуля «Анализ»

Список измерений. В списке измерений отображаются все записанные измерения, находящиеся в хранилище измерительной информации (см. рис. 4.36).

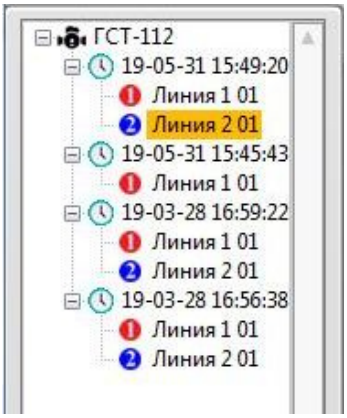


Рисунок 4.36 – Список измерений.

Измерения в списке сгруппированы по типам гидроагрегатов. Для каждого гидроагрегата измерения отсортированы по дате и времени проведения испытания. Для каждого испытания указываются записи для соответствующих нагнетающих линий.

Для упрощения визуального восприятия информации в списке использованы пиктограммы, обозначающие следующие:

– тип гидроагрегата; – дата и время испытания;

, – нагнетающие линии 1 и 2.

В обозначении нагнетающих линий введён дополнительный индекс, который является номером записи для данной линии нагнетания. Данная индексация позволяет производить запись измерительной информации более одного раза за один цикл испытания для одной и той же линии нагнетания.

Для выбора доступны строки, обозначенные «Линия 1» или «Линия 2». При выборе какой-либо строки в списке считываются данные из хранилища измерительной информации и отображаются в основной области осциллограмм.

Основная область осциллограмм. Основная область осциллограмм предназначена для отображения записанной в процессе испытания измерительной информации. Данная область состоит из семи графических индикаторов. Один из них представлен на рисунке 4.37. Графический индикатор состоит из области построения осциллограммы, цифровых индикаторов и легенды. На осциллограмме имеется курсор, который привязан к оси времени. Для выбранного курсором момента времени отображаются числовые значения для каждой осциллограммы на цифровых индикаторах. Цвет линии на осциллограмме совпадает с цветом текста цифрового индикатора для конкретного параметра. Перемещение курсора на одном графическом индикаторе вызывает перемещение курсоров на остальных графических индикаторах. Тем самым достигается просмотр параметров на всех индикаторах для одного момента времени.

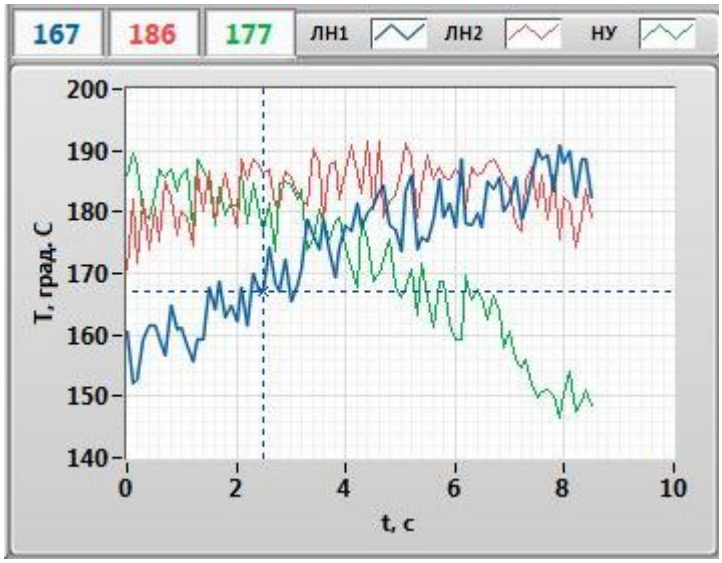


Рисунок 4.37 – Графический индикатор области осциллограмм.

Измеряемые параметры на графических индикаторах сгруппированы следующим образом:

– давление в гидролиниях испытуемого объемного гидропривода и в гидролинии нагружающего устройства;

– подача (расход) в гидролиниях испытуемого объемного гидропривода и в гидролинии нагружающего устройства;

– температура в гидролиниях испытуемого объемного гидропривода и в гидролинии нагружающего устройства;

– частота вращения гидромотора и гидронасоса;

– давление линии управления;

– выходной крутящий момент;

– КПД гидронасоса, гидромотора и общий КПД объемного гидропривода.

Блок параметров испытуемого гидроагрегата реверсивного нагружающего гидронасоса. Данный блок отображает паспортные значения параметров испытуемого объемного гидропривода и нагружающего устройства. Данные отображаются в виде таблиц (см. рис. 4.38 и рис. 4.39).

Рисунок 4.38 – Таблица с паспортными параметрами объемного гидропривода.

Рисунок 4.39 – Таблица с паспортными параметрами нагружающего устройства

Дополнительно в данном блоке отображается комментарий, записанный при испытании гидроагрегата (см. рис. 4.40).

Рисунок 4.40 – Индикатор комментария к испытанию.

Блок управляющих кнопок и индикаторов. Данный блок содержит управляющие кнопки, предназначенные для сохранения информации, и вспомогательные индикаторы (см. рис. 4.41).

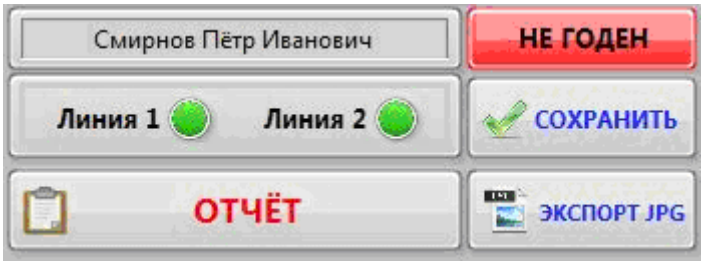


Рисунок 4.41 – Блок управляющих кнопок и индикаторов.

В верхнем левом углу блока расположен индикатор, на котором отображается фамилия имя и отчество оператора, проводившего испытания.

Под индикатором данных оператора находится индикатор готовности параметров испытаний каждой нагнетающей гидролинии для сохранения их в файл отчёта. Данный индикатор является вспомогательным в процессе подготовки данных для отчёта. Для подготовки данных отчёта необходимо выбрать курсором в основной области осциллограмм момент времени, для которого определяются параметры и нажать кнопку «СОХРАНИТЬ», которая находится рядом с индикатором готовности данных гидролиний. На индикаторе светодиоды могут иметь два состояния, которые отображаются зелёным и чёрным цветами (см. рис. 4.42). Зелёный цвет обозначает, что параметры были сохранены и готовы к записи в отчёт, чёрный цвет обозначает, что данные ещё не подготовлены.

Рисунок 4.42 – Индикаторы готовности исследуемых параметров гидравлических линий для сохранения в отчёт.

Для формирования отчёта необходима подготовка данных для обоих нагнетающих гидролиний, иначе кнопка «ОТЧЁТ» будет неактивна, и сформировать отчёт не удастся.

Для запуска процедуры формирования отчёта необходимо нажать кнопку «ОТЧЁТ». Отчёт будет сформирован в виде документа формата MS Word. При этом загрузится текстовый редактор для отображения отчёта. Файл отчёта автоматически сохраняется в виде файла формата *.doc в папке, предназначенной для хранения отчётов. Путь к папке по умолчанию «C:\Users\Public\Documents\TestHU\reports». Для изменения пути следует открыть настройки в главном меню модуля «Измерение»: «Настройки» → «Программа» → «Программа» → «Путь к папке для сохранения отчётов».

На основе сохранённых данных также устанавливается состояние испытуемого гидроагрегата. Для отображения результата испытания используется индикатор, который находится в верхнем правом углу блока управляющих кнопок и индикаторов. Данный индикатор имеет два состояния, которые приведены на рисунке 4.43.

Рисунок 4.43 – Состояния индикатора результата испытания.

В правом нижнем углу находится кнопка «ЭКСПОРТ JPG». Данная кнопка позволяет сохранить осциллограммы в виде файлов изображений в формате *.jpg. Для этого нужно нажать данную кнопку и выбрать папку, в которую будут сохранены изображения.

Модуль «Тарировка». Модуль «*Тарировка*» предназначен для проведения процедуры тарировки датчиков стенда. Лицевая панель модуля приведена на рисунке 4.44.

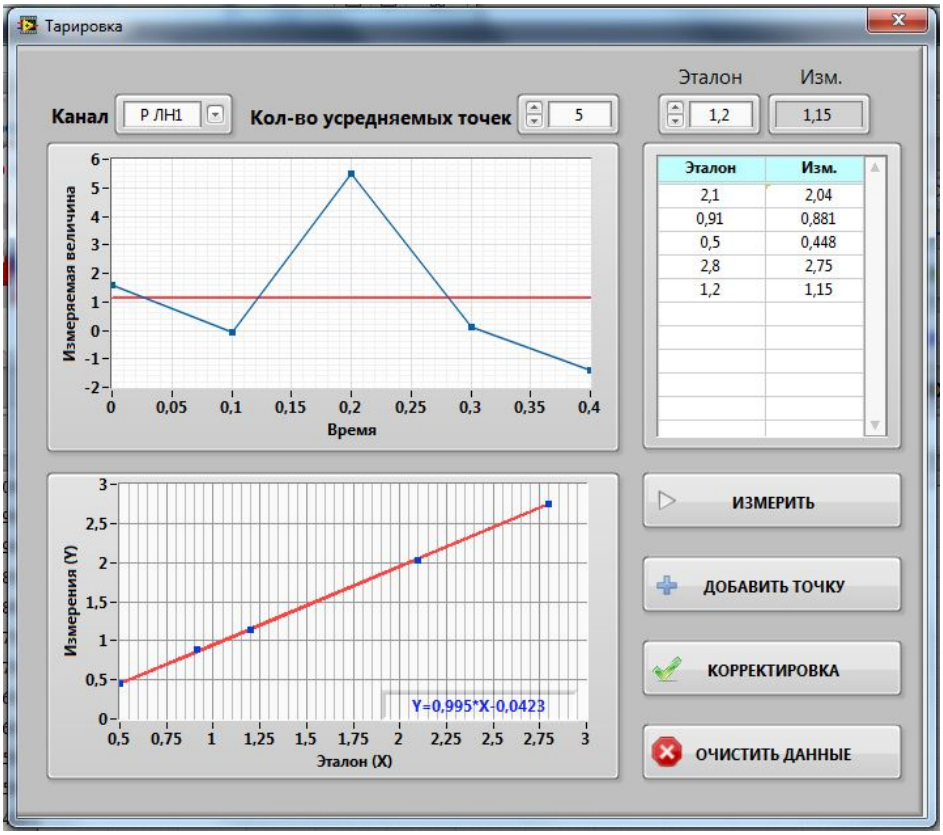


Рисунок 4.44 – Лицевая панель модуля «Тарировка».

Предварительно перед запуском процедуры тарировки необходимо выбрать канал, к которому подключён датчик и с которым требуется работать. Для этого на лицевой панели модуля имеется раскрывающийся список «*Канал*». Список в раскрытом виде приведён на рисунке 4.45.

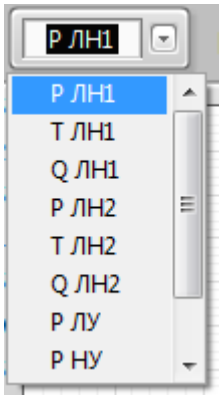


Рисунок 4.45 – Список выбора канала для тарировки.

Каналы в списке обозначены следующим образом:

– *P* ЛН 1 – давление в гидролинии нагнетания 1;

– *T* ЛН 1 – температура в гидролинии нагнетания 1;

– *Q* ЛН 1 – расход в гидролинии нагнетания 1;

– *P* ЛН 2 – давление в гидролинии нагнетания 2;

– *T* ЛН 2 – температура в гидролинии нагнетания 2;

– *Q* ЛН 2 – расход в гидролинии нагнетания 2;

– *P* ЛУ – давление в гидролинии управления;

– *P* НУ – давление в гидролинии нагружающего устройства;

– *T* ЛН 2 – температура в гидролинии нагружающего устройства;

– *Q* ЛН 2 – расход в гидролинии нагружающего устройства.

Для исключения случайных выбросов в измерительных сигналах производится многократное измерение сигнала и вычисляется результирующее среднее значение. Количество измеряемых и усредняемых точек задаётся элементом ввода «*Кол-во усредняемых точек*». Запускается процесс измерения кнопкой «ИЗМЕРИТЬ». Результат измерения отображается на верхнем

графике. Синими точками отображаются измеренные точки за один цикл измерения, а красной линией – вычисленное среднее значение.

Справа от верхнего графика находится элемент ввода «*Эталон*», индикатор «*Изм.*» и таблица. Данные элементы предназначены для организации процесса накопления входных данных для корректировки передаточной характеристики канала. Индикатор «*Изм.*» отображает усреднённое значение при измерении. Элемент ввода «*Эталон*» предназначен для ввода измеренного значения физической величины эталонным измерительным прибором. Для записи полученной пары «*измеренное значение*» и «*эталонное значение*» в таблицу следует нажать кнопку «ДОБАВИТЬ ТОЧКУ».

Накопленные пары значений в таблице передаются на нижний график, на котором каждое измерение отображается одной синей точкой. По оси X используются значения эталонного измерения, а по оси Y значения, полученные измерительной системой стенда. Полученный набор точек аппроксимируется линейной функцией вида $Y = k \cdot x + b$. Результат аппроксимации отображается в виде функции с соответствующими значениями коэффициентов k и b внизу графика. Дополнительно строится прямая на графике, соответствующая полученной функции, которая отображается красной линией.

После накопления достаточного количества измерительных точек следует запустить процедуру корректировки параметров измерительного канала путём нажатия кнопки «КОРРЕКТИРОВКА».

Для очистки сохранённых измерительных данных следует использовать кнопку «ОЧИСТИТЬ ДАННЫЕ».

Настройки программы. Настройки программы доступны в модуле «*Измерение*». Окно с настройками вызывается с помощью главного меню: «*Настройки*» → «*Программа*» (см. рис. 4.22).

Окно настроек имеет две вкладки:

– ПРОГРАММА (см. рис. 4.46);

– ИЗМЕРИТЕЛЬНОЕ УСТРОЙСТВО (см. рис. 4.47).

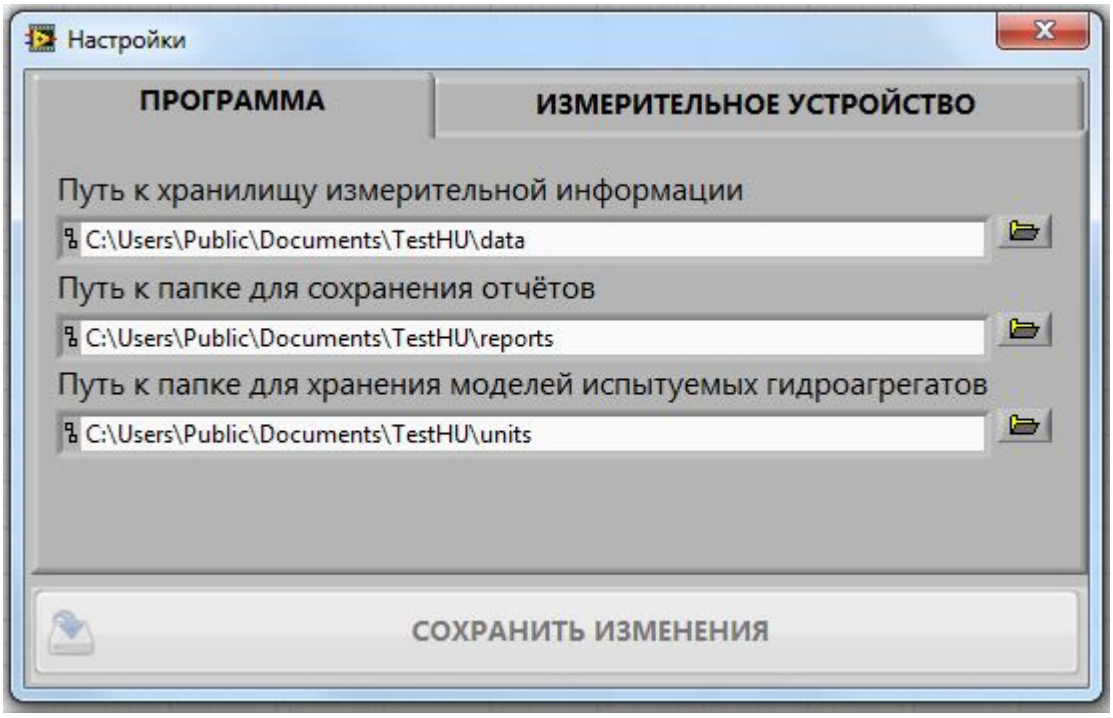


Рисунок 4.46 – Окно настроек. Вкладка для настройки параметров программы.

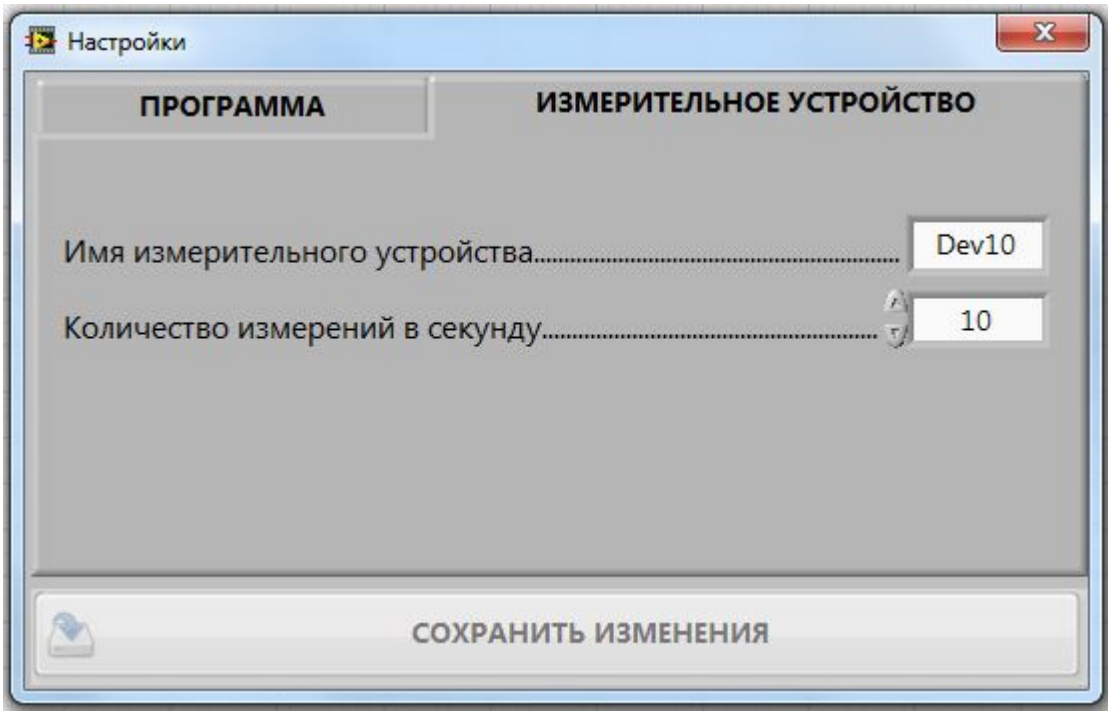


Рисунок 4.47 – Вкладка для настройки измерительного устройства.

На вкладке «ПРОГРАММА» настраиваются пути к хранилищу измерительной информации, отчётов и библиотеки, предназначенной для хранения параметров испытуемых гидроагрегатов. На рисунке 4.46 в соответствующих

элементах ввода пути отображаются пути к папкам, являющихся значениями по умолчанию. По желанию оператора пути могут быть изменены.

Во вкладке «ИЗМЕРИТЕЛЬНОЕ УСТРОЙСТВО» приведены настройки измерительного модуля испытательного стенда (см. рис. 4.47). Предполагается, что данная программа должна использоваться совместно с измерительным устройством компании *National Instruments* типа NI USB-6251.

Во вкладке настроек одним из параметров является имя измерительного устройства. Имя устройства должно совпадать с именем, которое зарегистрировано для измерительного устройства в обозревателе программных и аппаратных устройств Measurement & Automation Explorer. Пример отображения измерительного устройства в обозревателе приведён на рисунке 4.48.

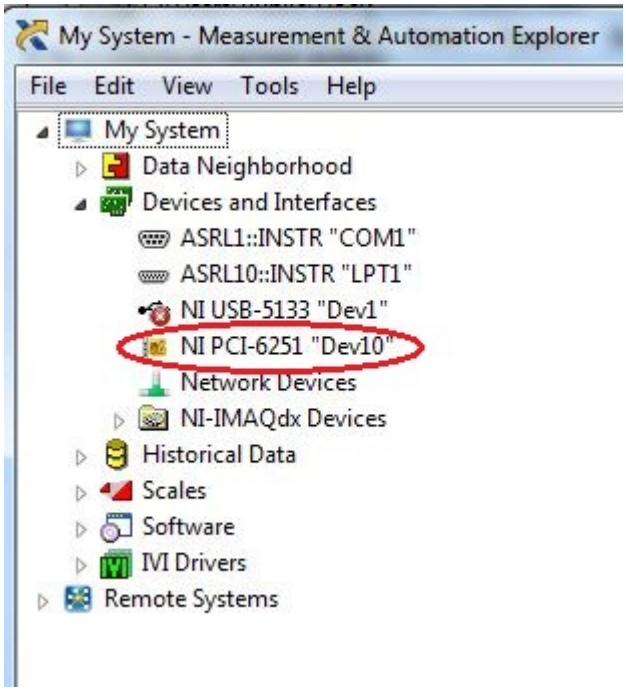


Рисунок 4.48 – Отображение измерительного устройства в обозревателе Measurement & Automation Explorer.

Данный обозреватель устанавливается в систему при установке драйвера DAQmx. После установки обозреватель можно найти в меню Windows «Все программы».

Имя измерительного устройства следует задавать на основе данных из Measurement & Automation Explorer. В случае несовпадения имён программа сообщит о невозможности настройки измерительного устройства и будет работать в режиме просмотра полученных ранее измеренных данных. Измерительные функции программы будут недоступны.

Вторая настройка «*Количество измерений в секунду*» определяет скорость измерения значений физических величин. По умолчанию задано значение 10 измерений за 1 секунду. Скорость измерения ограничивается свойствами измерительного устройства. В системе используется 9 аналоговых измерительных каналов и теоретически частота измерений может достигать 100 кГц. Однако не следует существенно увеличивать скорость измерений, так как это нецелесообразно из-за невысокой скорости изменения процессов в системе стенда и не гарантируется стабильная работа программы при достижении большого объёма отображаемых данных.

Разработанное специализированное ПО прошло экспертную проверку и получен охранный документ Российской Федерации о защите результата интеллектуальной деятельности в виде свидетельства о государственной регистрации программы для ЭВМ №2019614369 [142] (см. приложение Д).

С малым инновационным предприятием МИП ООО «Агросервис» заключен лицензионный договор № ЛД/П-04-19 от 03.09.2019 г. сроком на пять лет о предоставлении права использования программы для ЭВМ «Программа для контроля технического состояния объемных гидроприводов».

Таким образом, разработанное специализированное программное обеспечение для стенда позволяет осуществлять сбор, обработку и сохранение полученных результатов испытания в режиме реального времени, расчет технических характеристик, таких как КПД и крутящий момент, проводить анализ полученных результатов испытания.

4.4 Технические и конструктивные параметры стенда и принцип его работы

Усовершенствованный стенд представляет собой техническое устройство, предназначенное для контроля технического состояния, регулировки и послеремонтной обкатки гидроагрегатов объемного гидропривода отечественного и зарубежного производства при приемо-сдаточных испытаниях в условиях ремонтных предприятий и сервисных центров и относится к испытательному оборудованию в соответствии с ГОСТ 16504 [129].

В таблице 4.6 представлены основные технические и конструктивные параметры, определяющие качественные и количественные характеристики усовершенствованного стенда.

Таблица 4.6 – Основные технические параметры усовершенствованного стенда

Параметры	Характеристика
1	2
Мощность приводного двигателя, кВт	75
Плавный запуск электродвигателя	есть
Диапазон регулировки и измерения частоты вращения вала, об/мин - гидронасоса - гидромотора - нагружающего устройства	 0 – 4000 0 – 4000 0 – 4000
Диапазон измерения подачи и расхода в линии нагнетания, л/мин - min - max	 8 600
Диапазон измерения подачи в линии нагнетания нагружающего устройства, л/мин - min - max	 10 500
Диапазон измерения давления в линии нагнетания, МПа - min - max	 0 60
Диапазон измерения давления в линии управления, МПа - min - max	 0 10
Диапазон измерения давления в линии дренажа, МПа - min - max	 0 5
Диапазон измерения давления в линии нагнетания нагружающего устройства, МПа - min - max	 0 60
Диапазон измеряемой температуры вращающего устройства и нагружающего устройства, ºС - min - max	 0 100

Окончание таблицы 4.6

1	2
Диапазон измерения крутящего момента на валу испытуемого гидромотора, Н·м - min - max	 0 1000
Автоматизированная система сбора и обработки данных с подключением к ПК (сбор, обработка и запись данных – частота вращения испытуемого гидронасоса и гидромотора, подача и расход в линии нагнетания, давление в линиях нагнетания, температура рабочей жидкости в режиме реального времени)	+ (реализуется специализированным программным обеспечением)
Способ нагружения гидромотора	гидравлический (с использованием гидравлического нагружающего устройства)
Система охлаждения рабочей жидкости	+ (наличие системы терморегуляции стенда и гидравлического нагружающего устройства)
Система управления: - механическая - гидравлическая (давление управления, МПа) - электрическая (напряжение управления, В)	 + 0 - 10 12 - 24
Климатическое исполнение	У4 по ГОСТ 15150
Система безопасности	есть (кнопка аварийного отключения)
Погрешность измерения, % - подачи и расхода - давления - частоты вращения	 1< 1< 1<
Габаритные размеры (длина-ширина-высота), мм - вращающее устройство – стенд - гидравлическое нагружающее устройство - блок обработки данных	 2140 x 820 x 2350 1550 x 780 x 1520 560 x 520 x 1510
Масса, кг - блок для испытания гидронасосов - блок для испытания гидромоторов - блок обработки данных	 795 350 95

Технические характеристики и возможности стенда соответствуют требованиям технического задания (см. п. 4.1).

Основные возможности стенда:

– проведение стендовых испытаний объемных гидроприводов отечественного и зарубежного производства с реализацией условий реальной эксплуатации;

– плавный запуск и бесступенчатое регулирование частоты вращения испытуемых гидроагрегатов;

– обработка результатов испытаний с помощью разработанного специализированного программного обеспечения;

– автоматическое измерение подачи (расхода) рабочей жидкости, давления в линии нагнетания и линии управления, температуры рабочей жидкости в режиме реального времени;

– расчет и вывод на общий график технических характеристик, таких как: объемный коэффициент полезного действия гидроагрегатов, общий КПД объемного гидропривода, развиваемый крутящий момент;

– автоматическую регистрацию экспериментальных данных посредством записи в файл данных с дискретностью не реже 10 записей в 1 секунду;

– бесступенчатое нагружение гидромотора (до 1000 Н·м) в процессе испытаний;

– внелабораторный анализ полученных данных с помощью специализированного программного обеспечения.

Возможности специализированного программного обеспечения:

– работа под управлением операционной системы MS Windows (32-bit);

– наличие инсталляционного пакета в виде исполняемого модуля (файла формата *.exe на флеш-накопителе), обеспечивающего автоматическую установку ПО на персональный компьютер блока обработки данных;

– сбор, обработка и анализ измерительной информации со всех датчиков гидростенда в режиме реального времени;

– расчет и вывод измерительной информации на общий график технических характеристик, таких как: объемный КПД отдельных агрегатов (гидронасоса и гидромотора), общий КПД объемного гидропривода, крутящий (тормозной) момент, создаваемый нагружающим устройством;

– сохранение всех результатов испытаний в базу данных с указанием марки агрегата, даты и времени проведения испытаний;

– сохранение экспериментальных данных посредством записи в файл данных с дискретностью не реже 10 записей в 1 секунду в формате, совместимом с *Microsoft Office Excel*;

– проведение внелабораторного (автономного) анализа зарегистрированных данных процесса испытаний на любом компьютере с операционной

системой *MS Windows*;

– сохранение графиков функций, отображающих историю измерения переменных процесса испытаний в файле графического формата (jpg, bmp или др.);

– масштабирование полученных в результате испытаний графиков функций;

– наличие возможности выбора определенного набора технических параметров для визуализации на экране;

– тарировка датчиков стенда (давления, подачи/расхода, температуры, частоты вращения);

– сохранение отчета об проведенных испытаниях в формате, совместимом с *Microsoft Office Word*;

– наличие базы данных испытуемых гидроагрегатов с возможностью ввода паспортных значений;

– защита от копирования (использования флеш-ключа).

На рисунке 4.49 представлен усовершенствованный стенд. По сравнению с ближайшими аналогами, стенд позволяет расширить возможности контроля технического состояния объемных гидроприводов за счет увеличения диапазонов измеряемых (контролируемых) технических характеристик: частоты вращения приводного вала от 0 до 4000 об/мин, рабочего давления в линии нагнетания от 0 до 60 МПа, подачи и расхода в линии нагнетания от 8 до 600 л/мин, крутящего момента на валу испытуемого гидромотора от 0 до 1000 Н·м. Специализированное программное обеспечение в автоматическом режиме контролирует параметры диагностирования испытуемых объемных гидроприводов и получает графики зависимостей параметров диагностирования (расхода, подачи, давления в линии нагнетания, температуры рабочей жидкости) от времени. Дополнительно ПО проводит расчет и вывод на общий график технических характеристик, таких как: объемный КПД отдельных гидронасоса и гидромотора, общий КПД объемного гидропривода, крутящий (тормозной) момент, создаваемый нагружающим устройством.

Рисунок 4.49 – Общий вид усовершенствованного стенда: 1 – гидравлический бак, 2 – расходомер, 3 – рукоятка дросселя, 4 – автомат включения блока измерения данных, 5, 17 – термоконтроллер , 6, 15 – тахометры, 7 – пульт управления частотным преобразователем, 8 – автомат защиты, 9 – кран с всасывающим фильтром, 10 – кабель сбора данных, 11 – испытуемый гидронасос, 12, 13 – расходомеры Webtec, 14 – испытуемый гидромотор, 16 – манометр, 18 – гидравлическое нагружающее устройство, 19 – рукоятка дросселя нагружения, 20 – блок обработки данных, 21 – вращающее устройство.

Принцип работы стенда. Испытуемый объемный гидропривод монтируют на стенд. Пультом управления частотного преобразователя задают необходимое направление и частоту вращения приводного вала электродвигателя, который соединен с валом испытуемого гидронасоса. Рычаг управления серворасределителя перемещают поочередно в крайние положения, при этом испытуемый гидронасос изменяет направление и объем подаваемой рабочей жидкости в линиях нагнетания, идущих к испытуемому гидромотору, вследствие чего выходной вал последнего совершает вращение (в одном из направлений) совместно с приводным валом реверсивного (нагружающего) гидронасоса, так как их валы жестко соединены между собой. Частота вращения испытуемого гидромотора варьируется путем изменения подачи рабочей жидкости (объема) испытуемого гидронасоса и определяется при помощи индуктивного датчика. При достижении рабочей жидкости своей рабочей температуры (t = 50±5 °С) в линиях нагнетания объемного гидропривода создают номинальное давление, установленное заводом-изготовителем.

Давление в линиях нагнетания создается гидравлическим нагружающим устройством. Торможение осуществляется в динамическом режиме, то есть вал испытуемого гидромотора вращается под заданной нагрузкой тормозного момента, созданного реверсивным (нагружающим) гидронасосом. Нагрузка (тормозной момент) создается путем изменения проходного сечения (повышения давления) при помощи реверсивного дроссель-расходомера. При изменении направления вращения вала испытуемого гидромотора направление потока рабочей жидкости в гидросистеме гидравлического нагружающего устройства изменяется автоматически за счет попарного «открытия» и «закрытия» обратных клапанов. Принцип работы аксиально-поршневого нерегулируемого реверсивного нагружающего гидронасоса в обоих направлениях вращения идентичен.

В процессе испытания реверсивные дроссели-расходомеры определяют подачу испытуемого гидронасоса и нагружающего гидронасоса, расход гидромотора, давление в линиях нагнетания объемного гидропривода и давление

в линиях нагнетания гидравлического нагружающего устройства, а также температуру рабочей жидкости. Плата сбора данных обрабатывает информацию и передает на персональный компьютер основные технические характеристики испытуемого объемного гидропривода в заданный момент времени.

Стенд позволяет контролировать техническое состояние наиболее распространенных объемных гидроприводов, используемых в агропромышленном комплексе (см. табл. 1.6 п. 1.3), таких как: ГСТ-90, ГСТ-112 (ОАО «Пневмостроймашина» и ОАО «Гидросила»); 90R100 и 90M100 (*Sauer-Danfoss*); 6423-618 и 6433-113 (*Eaton*); BMV 70*R* и BMF75 (*Linde*); HPV105 и HMF105(*Linde*); AA4VG90 и A2FM90 (*Bosch Rexroth*).

На усовершенствованный стенд получен охранный документ Российской Федерации о защите результата интеллектуальной деятельности в виде патента на полезную модель №187833 [143] (см. приложение Е).

4.5 Порядок работы на усовершенствованном стенде

Для проведения испытаний объемных гидроприводов на усовершенствованном стенде (см. рис. 4.49) рекомендуется следующая последовательность действий:

1. Установить испытуемый объемный гидропривод на стенде согласно схеме, представленной на рисунке 3.1 (см. п. 3.2), при этом закрепить испытуемый гидронасос на установочной плите вращающего устройства 21, а испытуемый гидромотор на установочной плите гидравлического нагружающего устройства 18 (см. рис. 4.49). Соединить муфтами приводной вал электродвигателя с валом испытуемого гидронасоса, а выходной вал испытуемого гидромотора с валом гидравлического нагружающего устройства. Подключить датчики давления, расхода и температуры 12 и 13 к линиям нагнетания и управления испытуемых гидроагрегатов (см. рис. 4.49). Заправить рабочей жидкостью дренажные полости объемного гидропривода. Проверить уровень рабочей жидкости в гидравлических баках.

2. Открыть кран 9, для подачи рабочей жидкости из гидравлического бака 1 к испытуемому объемному гидроприводу (см. рис. 4.49).

3. Включить трехфазный автомат 4, который обеспечит подачу электрического тока к блоку измерения данных (см. рис. 4.49).

4. Включить сетевой фильтр *APC PM5B-RS*, находящийся в блоке обработки данных, что обеспечит подачу электрического тока к блоку обработки данных и к датчикам стенда (через двухполярный блок питания).

5. Включить персональный компьютер блока обработки данных, для этого необходимо нажать кнопку «Пуск», находящуюся на корпусе данного блока.

6. В окне визуализации блока обработки данных находим специализированное программное обеспечение «*Test HU*» и осуществляем его запуск (см. п. 4.2.3 рис. 4.18).

7. В специализированном программном обеспечении на лицевой панели выбрать вкладку «Настройки», затем пункт «Программа» и проверить путь к хранилищу измерительной информации и корректность работы зарегистрированного измерительного устройства. В случае отсутствия или некорректных записей необходимо провести настройку в соответствии с п. 4.4 (см. рис. 4.46 и 4.47).

8. Во вкладке «Настройки» лицевой панели выбрать пункт «Тарировка» и проверить тарировку датчиков (см. п. 4.3 рис. 4.44):

– давления в гидравлических линиях 1, 2, а также гидравлической линии управления и в линиях гидравлического нагружающего устройства;

– подачи (расхода) рабочей жидкости в гидравлических линиях 1, 2 и в линиях гидравлического нагружающего устройства;

– температуры рабочей жидкости в гидравлических линиях 1, 2 и в линиях гидравлического нагружающего устройства.

В случае первого запуска или отображения некорректных значений измеряемых параметров на стрелочных индикаторах необходимо провести тарировку указанных датчиков в соответствии с п. 4.3. Для тарировки необхо-

димо использовать поверенные приборы, на которые имеются соответствующие сертификаты. При тарировании датчиков необходимо учитывать область его чувствительности и конструктивные особенности, а также придерживаться паспортных характеристик тарирующих приборов.

8.1. Перед началом тарировки датчиков стенда необходимо на лицевой панели модуля «Тарировка» нажать кнопку «ОЧИСТИТЬ ДАННЫЕ» (см. п. 4.3, рис. 4.44).

8.2. Выбрать из раскрывающегося списка «Канал» необходимый измерительный канал, к которому подключён тарируемый датчик (см. п. 4.3, рис. 4.45).

8.3. Из списка «Кол-во усредняемых точек» ввести их необходимое количество (количество усредняемых точек должно соответствовать количеству точек измерения) (см. п. 4.3, рис. 4.44).

8.4. С помощью эталонного измерительного прибора необходимо добиться рекомендуемого значения тарируемого параметра в соответствии с обозначенными шагами тарировки.

8.5. На лицевой панели модуля «Тарировка» нажать кнопку «ДОБАВИТЬ ТОЧКУ», в пустом окне с названием «Эталон» (верхний правый угол панели) ввести значения с эталонного измерительного прибора тарируемого параметра (см. п. 4.3, рис. 4.44).

8.6. Нажать кнопку «ИЗМЕРИТЬ», в пустом окне с названием «Изм.» (верхний правый угол панели) отобразится значения измеренного с помощью специализированного программного обеспечения параметра с тарируемого датчика.

8.7. Пункты 8.4. – 8.6. повторить в соответствии с шагами тарировки.

8.8. В завершении нажать один раз кнопку «КОРРЕКТИРОВКА», при этом специализированное программное обеспечение автоматически построит аппроксимируемую линейную функцию тарируемого датчика.

8.9. Повторное нажатие на кнопку «КОРРЕКТИРОВКА» позволит сохранить в памяти специализированного программного обеспечения тариров-

ку применительно к выбранному измерительному каналу (см. п. 4.3, рис. 4.44).

9. На лицевой панели специализированного программного обеспечения открыть вкладку «Библиотека» и выбрать тип испытуемого гидроагрегата из предложенной базы. В случае отсутствия данного гидроагрегата в базе данных библиотеки необходимо внести в нее паспортные параметры нового гидроагрегата в соответствии с п. 4.3 (см. рис. 4.34). После выбора типа испытуемого гидроагрегата на лицевой панели в верхнем правом углу автоматически отображается его название.

10. В строке «Комментарий» необходимо ввести серийный номер или другую информацию об испытуемом гидроагрегате (см. п. 4.3, рис. 4.28 и 4.40).

11. В блоке управляющих кнопок необходимо задать параметры нагнетающей линии «Линия 1» или «Линия 2» (выбор будет зависеть от направления вращения испытуемого гидромотора) (см. п. 4.3, рис. 4.29 и 4.30*а*). Выбрать один из трех видов КПД: «Об. ГН», «Об. ГМ», «Общий», что позволит отображать его значения на стрелочном индикаторе «КПД» лицевой панели (см. п. 4.3, рис. 4.30*б*).

12. На лицевой панели специализированного программного обеспечения (нижняя строка) выбрать необходимые диагностические параметры для отображения их временных диаграмм на графическом индикаторе согласно п. 4.3 (см. рис. 4.27*а*).

13. В блоке управляющих кнопок специализированного программного обеспечения нажать кнопку «ИЗМЕРИТЬ» для запуска процесса измерения и отображения на графическом индикаторе диагностических параметров испытуемого объемного гидропривода (см. п. 4.3, рис. 4.31).

14. В блоке управляющих кнопок специализированного программного обеспечения нажать кнопку «ЗАПИСЬ» для начала записи измеряемых диагностических параметров согласно выбранному пути к хранилищу измерительной информации о процессе испытания (см. п. 4.3, рис. 4.32).

15. На пульте управления приводом электродвигателя 7 вращающего устройства 21 установить значение частоты 16 Гц частотного преобразователя (см. рис. 4.49). Данное значение соответствует минимальной частоте вращения приводного вала гидронасоса (500 ± 5 об/мин). Убедиться в заполнении рабочей жидкостью всей гидросистемы объемного гидропривода, плавно увеличить частоту вращения приводного вала гидронасоса до номинального значения согласно значениям, установленным заводами-изготовителями на испытуемый объемный гидропривод (см. табл. 1.6 п. 1.3).

16. С помощью гидравлического нагружающего устройства 18 необходимо создать номинальное давление в линиях нагнетания испытуемого объемного гидропривода. При этом происходит процесс торможения испытуемого гидромотора в динамическом режиме. Необходимый тормозной момент обеспечивается путем изменения проходного сечения (повышения давления в линиях гидравлического нагружающего устройства) с помощью реверсивной рукоятки дросселя нагружения 19 (см. рис. 4.49).

17. Провести контроль технического состояния испытуемого объемного гидропривода на стенде в соответствии с усовершенствованной методикой испытаний (см. в п. 3.6).

18. Для записи измеряемых диагностических параметров необходимо в блоке управляющих кнопок нажать кнопку «ЗАПИСЬ», что обеспечит сохранение измеренных параметров (полученных в процессе испытаний объемного гидропривода) в соответствии с п. 4.3 (см. рис. 4.32).

19. Нажать кнопку «ОСТАНОВИТЬ» для остановки процесса измерения и отображения на графическом индикаторе диагностических параметров испытуемого объемного гидропривода (см. п. 4.3, рис. 4.31).

20. Аналогично провести испытания для нагнетающей линии 2 испытуемого объемного гидропривода в соответствии с обозначенными выше пунктами.

21. На пульте управления приводом электродвигателя 7 вращающего устройства 21 установить значение частоты 0 Гц частотного преобразователя,

соответствующее его остановке (см. рис. 4.49).

22. Завершить процесс испытания объемного гидропривода. При необходимости анализа полученных данных и формирования отчета об испытании воспользоваться рекомендациями п. 4.3 (см. рис. 4.35 – 4.37 и 4.41).

23. На окне визуализации блока обработки данных закрыть программу «*Test HU*» (см. п. 4.2.3 рис. 4.18) и выключить персональный компьютер.

24. Выключить электропитание блока обработки данных (сетевой фильтр *APC PM5B-RS*) и трехфазный автомат 4 блока измерения данных (см. рис. 4.49).

25. Остановить подачу рабочей жидкости из гидравлического бака 1, закрыв кран 9 (см. рис. 4.49).

26. Демонтировать испытанный объемный гидропривод со стенда.

Порядок работы на стенде (пункты 8 – 8.9) включает в себя процесс проведения тарировки датчиков давления, подачи/расхода и температуры рабочей жидкости в линиях нагнетания 1 и 2 испытуемого объемного гидропривода. Рассмотрим процесс тарировки датчиков.

Тарировка датчиков давления, подачи/расхода и температуры рабочей жидкости в линиях нагнетания 1 и 2 объемного гидропривода заключается в следующем: на стенд устанавливается новый объемный гидропривод, обладающий наибольшими мощностными показателями (см. табл. 1.6 п. 1.3) согласно схеме, представленной на рисунке 3.1 (см. п. 3.2).

В линию нагнетания 1 контрольного объемного гидропривода, после тарируемого дроссель-расходомера *CT600RS-B-7*(*Webtec*) 5, устанавливается эталонный дроссель-расходомер *CT600RS-B-7* (*Webtec*) 6. Датчики давления 7, подачи/расхода и температуры рабочей жидкости 8 в тарируемом дроссель-расходомере 5 соединяют с блоком обработки данных 11 для отображения измеряемых значений с помощью специализированного ПО. Датчики эталонного дроссель-расходомера 7 и 8 через специальные порты соединяют с портативным считывающим устройством 10 (см. рис. 4.50).

Дроссель-расходомер *CT600RS-B-7* совместно с портативным считывающим устройством позволяет с высокой точностью (погрешность измерения параметров диагностирования менее 1 %) определять и выводить мгновенные значения подачи/расхода, давления, и температуры рабочей жидкости на экран портативного считывающего устройства.

При номинальных режимах работы объемного гидропривода винтом нагрузочного клапана 9 эталонного дроссель-расходомера 6 (см. рис. 4.50) задается значение давления в диапазоне 20 – 45 МПа с шагом 5 МПа. Предельно допустимое значение давления для тарируемого и эталонного прибора не должно превышать 48 МПа. Измерения проводят при стабильном значении давления.

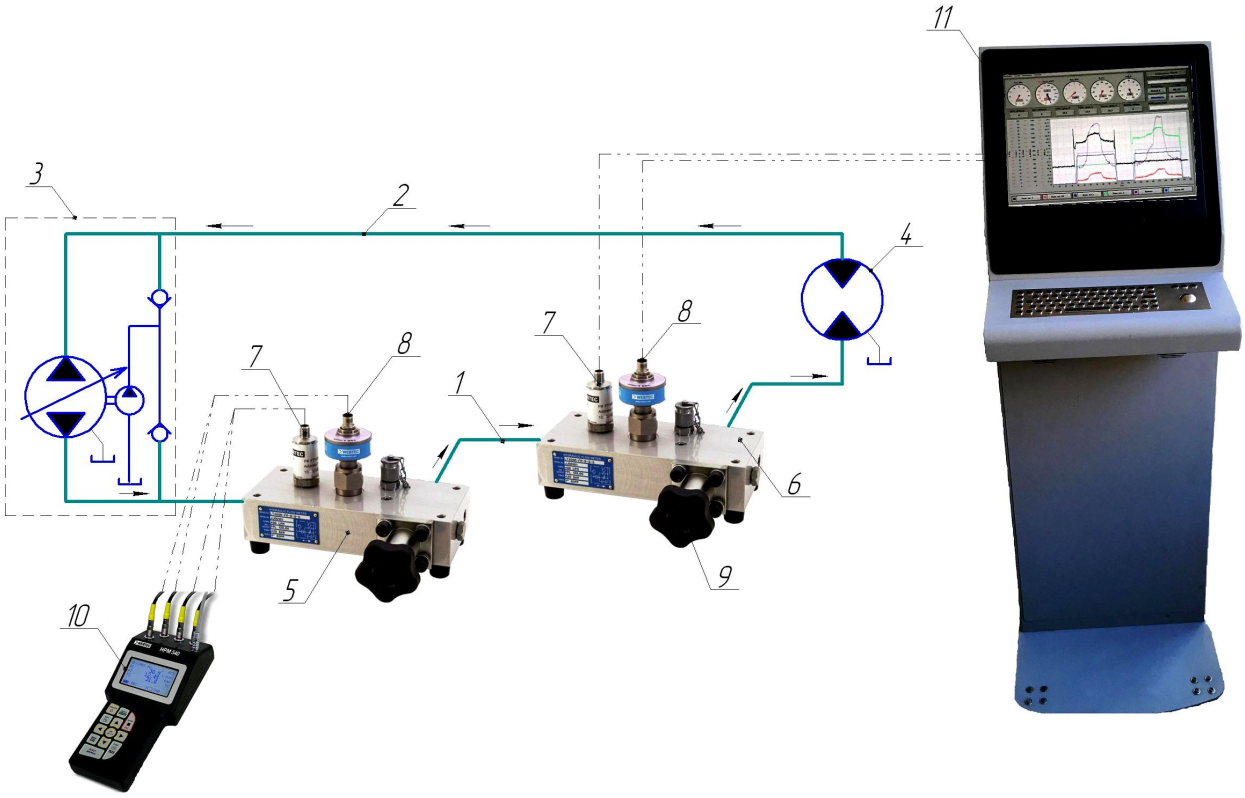


Рисунок 4.50 – Тарировка датчиков давления, расхода и температуры в линиях нагнетания 1 и 2 объемного гидропривода, где: 1 – линия нагнетания 1; 2 – линия нагнетания 2; 3 – гидронасос; 4 – гидромотор; 5 и 6 – тарируемый и эталонный дроссель-расходомеры *CT600RS-B-7* (*Webtec*); 7 и 8 – датчики давления, расхода и температуры; 9 – винт нагрузочного клапана эталонного дроссель-расходомера *CT600RS-B-7* (*Webtec*); 10 – портативное считывающее устройство; 11 – блок обработки данных.

При номинальных режимах работы объемного гидропривода отклонением ручки управления 3 подачей гидронасоса задается подача/расход рабочей жидкости через тарируемый 5 и эталонный дроссель-расходомеры 6 (см. рис. 4.50). Измерения проводят при стабильном значении подачи/расхода рабочей жидкости в диапазоне 50 – 350 л/мин с шагом 50 л/мин. Предельно допустимое значение подачи/расхода рабочей жидкости для тарируемого и эталонного прибора не должно превышать 600 л/мин.

Далее при номинальных режимах работы контрольного объемного гидропривода (отклонение ручки управления подачей 3 гидронасоса максимальное) винтом нагрузочного клапана 9 эталонного дроссель-расходомера 6 задается номинальное значение давления в линии нагнетания 1 объемного гидропривода и осуществляется прогрев рабочей жидкости (см. рис. 4.50). Измерения температуры рабочей жидкости проводят при стабильном ее значении в диапазоне 40 – 80 ºС с шагом 10 ºС.

Тарировка датчиков давления, подачи/расхода и температуры в гидравлической линии 2 объемного гидропривода аналогична (см. рис. 4.50).

Так как величина крутящего (тормозного) момента определяется расчетным путем по параметрам функционирования гидравлического нагружающего устройства, поэтому необходимо провести тарировку датчиков подачи/расхода, давления и температуры рабочей жидкости в линиях гидравлического нагружающего устройства. Тарировка датчиков выполняется в случае первого запуска или отображения некорректных значений измеряемых параметров.

Тарировка датчиков гидравлического нагружающего устройства. На стенд устанавливается новый контрольный объемный гидропривод, обладающий наибольшими мощностными показателями (см. табл. 1.6 п. 1.3) согласно схеме, представленной на рисунке 3.1 (см. п. 3.2).

В линию 12 гидравлического нагружающего устройства, после рампы 7, в которой смонтированы тарируемые датчики: подачи/расхода рабочей жидкости ДРЖ-400 – 10, давления БД ПД-Р – 9 и 11, температуры SR-TTP-

400-05-0С (*Webtec*) – 8, устанавливается эталонный дроссель-расходомер 14. Датчики подачи/расхода, давления, температуры рабочей жидкости в линии гидравлического нагружающего устройства соединяют с блоком обработки данных 17 для отображения измеряемых ими значений в специализированном ПО. Датчики эталонного дроссель-расходомера через специальные порты соединяют с портативным считывающим устройством 16 (см. рис. 4.51).

При номинальных режимах работы контрольного объемного гидропривода отклонением ручки управления подачей гидронасоса задается номинальная частота вращения гидромотора 3 и жестко соединенного с ним гидронасоса ГНУ 5, что обеспечивает подачу/расход рабочей жидкости через тарируемый датчик ДРЖ-400 – 10 (рампу 7) гидравлического нагружающего устройства и эталонный дроссель-расходомер 14 (см. рис. 4.51). Измерения проводят при стабильном значении подачи/расхода в диапазоне 50 – 350 л/мин с шагом 50 л/мин. Предельно допустимое значение подачи/расхода рабочей жидкости для тарируемого прибора не должно превышать 500 л/мин.

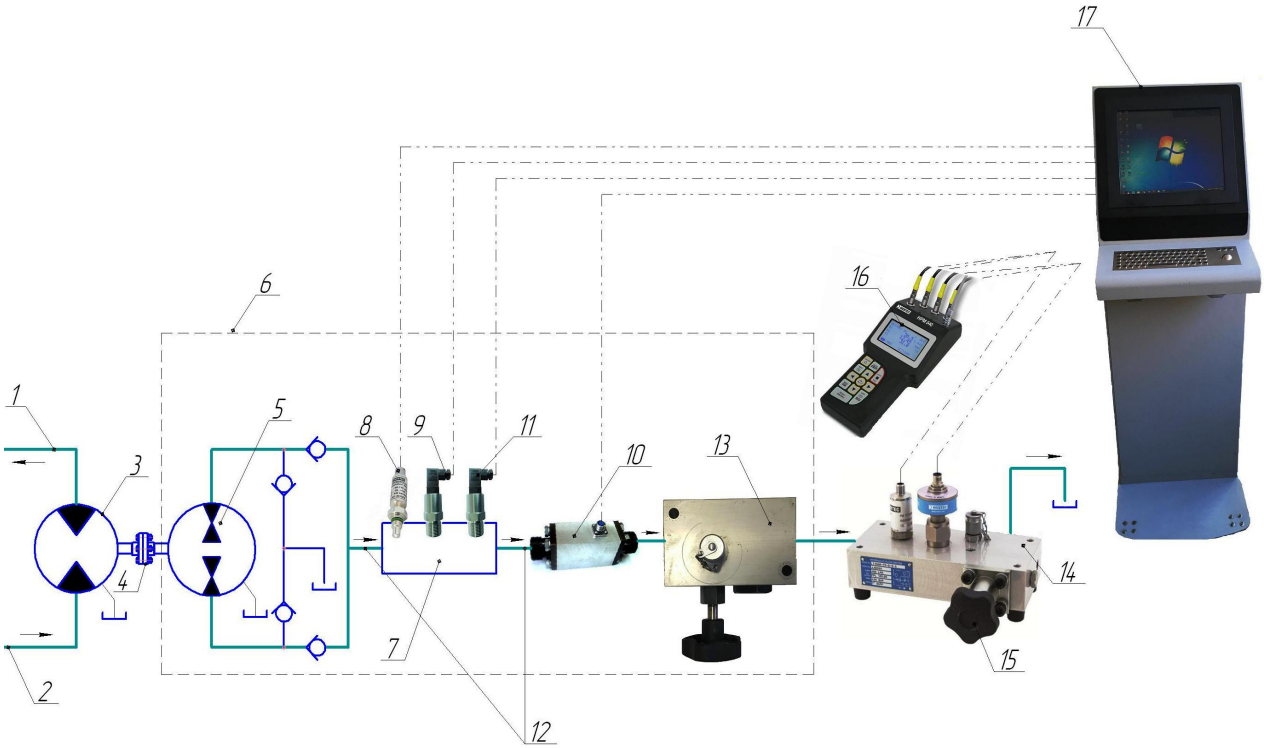


Рисунок 4.51 – Тарировка датчиков подачи/расхода, давления, температуры рабочей жидкости в линиях гидравлического нагружающего устройства и датчика давления для линии управления объемного гидропривода: где 1 – линия нагнетания 1; 2 – линия нагнетания 2;

3 – гидромотор; 4 – муфта; 5 – гидронасос ГНУ; 6 – гидравлическое нагружающее устройство; 7 – рампа; 8, 9 и 10, 11 – тарируемые датчики температуры *SR-TTP-400-05-0C* (*Webtec*), давления БД ПД-Р и расхода ДРЖ-400 в линии нагружающего устройства, и датчик давления БД ПД-Р для линии управления объемного гидропривода соответственно; 12 – линия нагружающего устройства; 13 – дроссель в линии гидравлического нагружающего устройства; 14 – эталонный дроссель-расходомер *CT600RS-B-7* (*Webtec*); 15 – винт нагрузочного клапана эталонного дроссель-расходомера *CT600RS-B-7* (*Webtec*); 16 – портативное считывающее устройство; 17 – блок обработки данных.

При номинальных режимах работы контрольного объемного гидропривода отклонением ручки управления подачей гидронасоса задается номинальная частота вращения гидромотора 3 и жестко соединенного с ним гидронасоса ГНУ 5. Винтом нагрузочного клапана 15 эталонного дроссель-расходомера 14 задается значение давления в линиях гидравлического нагружающего устройства 12 в диапазоне 10 – 40 МПа с шагом 5 МПа (см. рис. 4.51). Предельно допустимое значение давления для эталонного прибора не должно превышать 48 МПа. Измерения проводят при стабильном значении давления.

Далее при номинальных режимах работы контрольного объемного гидропривода отклонением ручки управления подачей гидронасоса задается номинальная частота вращения гидромотора 3 и жестко соединенного с ним гидронасоса ГНУ 5. Винтом нагрузочного клапана 15 эталонного дроссель-расходомера 14 задается значение давления в линиях гидравлического нагружающего устройства 12, осуществляется прогрев рабочей жидкости в линиях гидравлического нагружающего устройства (см. рис. 4.51). Измерения температуры в линиях гидравлического нагружающего устройства проводят при стабильном ее значении в диапазоне 40 – 80 ºС с шагом 10 ºС.

Тарировка датчика давления для линии управления объемного гидропривода. В рампе 7 гидравлического нагружающего устройства 6 имеется специальный порт тарировки датчика давления 11 для линии управления объемного гидропривода. Тарируемый датчик давления 11 монтируется в

данный порт. После рампы 7 устанавливается эталонный дроссель-расходомер 14. Датчик давления 11 соединяют с блоком обработки данных 17 для отображения измеряемых им значений в специализированном ПО. Датчики эталонного дроссель-расходомера 14 через специальные порты соединяют с портативным считывающим устройством 16 (см. рис. 4.51).

Тарировка датчика давления 11 для линии управления объемного гидропривода идентична тарировке датчика давления в линии нагружающего устройства 9 (см. рис. 4.51). Измерения проводят при стабильном значении давления в диапазоне 1 – 6 МПа с шагом 1 МПа. Значения давления в рампе 7 не должно превышать предельно допустимого для датчика 10 МПа.

После проведения тарировки датчиков стенда и сохранения ее результатов в памяти специализированного ПО можно приступить к процессу проведения стендовых испытаний новых, бывших в эксплуатации и отремонтированных гидроприводов отечественного и зарубежного производства.

При проведении стендовых испытаний на усовершенствованном стенде необходимо знать и строго соблюдать требования техники безопасности.

Общие требования к обеспечению техники безопасности при работе на стенде. При работе на стенде возможны следующие виды опасности: поражение электрическим током; механическое воздействие подвижных элементов вращающего устройства и гидравлического нагружающего устройства; воздействие в виде высокой температуры; внешняя утечка рабочей жидкости.

Необходимые меры для обеспечения безопасности на усовершенствованном стенде:

1) перед началом работы на стенде:

– надеть спецодежду, спецобувь, средства индивидуальной защиты (см. Приказ Минздравсоцразвития РФ от 22.06.2009 №357н.);

– проверить наличие и исправность оснастки и инструмента, которые не должны иметь трещин и забоин;

– токоведущие элементы электрооборудования должны быть изолиро-

ваны от корпуса;

– движущие части стенда должны быть закрыты защитными панелями, а испытуемый объемный гидропривод должен быть накрыт защитным кожухом;

– проверить наличие и надежность закрепления соединений испытуемых гидроагрегатов, деталей привода, гидравлических линий, измерительной аппаратуры и датчиков;

– элементы стенда необходимо соединить с линией защитного заземляющего контура;

2) во время работы на стенде:

– запрещена работа стенда при развиваемых величинах давления, подачи, крутящего момента выше максимально допустимых значений;

– запрещено проводить работы по устранению обнаруженных дефектов, регулированию, разборке испытуемого объемного гидропривода, находящихся под давлением;

– недопустимо оставлять без надзора стенд в процессе работы.

– в случае возникновения аварийной ситуации работа стенда должна быть приостановлена путем нажатия кнопки аварийной остановки;

3) по окончании работы на стенде:

– обесточить стенд, демонтировать испытуемые гидроагрегаты, убрать оборудование и инструмент, освободив рабочее место и проходы;

– снять спецодежду, спецобувь, средства индивидуальной защиты;

– тщательно вымыть загрязненные участки кожи мылом.

Стенд дополнительно имеет систему защиты приводного электродвигателя, которая выполняет отключение электродвигателя от питания электрическим током в случае превышения нагрузки выше нормативного значения. В случае возникновения внештатной аварийной ситуации, в результате которой может произойти замыкание электропроводки на корпусе стенда, имеется защитное заземление, способное защитить оператора от поражения электрическим током.

Предъявленные общие требования к обеспечению безопасности при работе на стенде отвечают и соответствуют действующим в настоящее время государственным стандартам: ГОСТ 12.2.003, ГОСТ 12.2.061 и ГОСТ 12.1.004 [144, 145, 146].

4.6 Производственная проверка технического состояния объемных гидроприводов на усовершенствованном стенде

Производственную проверку объемных гидроприводов на усовершенствованном стенде разделим на четыре этапа. На первом этапе осуществим оценку погрешности значений диагностических параметров, измеряемых датчиками стенда. На втором этапе определим количество объектов для проведения достоверных стендовых испытаний. На третьем этапе проведем стендовые испытания с новыми и бывшими в эксплуатации объемными гидроприводами на усовершенствованном стенде. На четвертом этапе проведем сравнительную оценку результатов стендовых испытаний нового объемного гидропривода на различных стендах.

Оценка погрешности значений диагностических параметров, измеряемых датчиками стенда.

Для оценки погрешности измерений датчиков стенда использовались поверенные приборы, прошедшие сертификацию и имеющие соответствующие документы. В качестве эталонного объекта принимаем новый объемный гидропривод *Sauer-Danfoss* 90-ой серии, технические характеристики которого регламентированы заводом-изготовителем (см. табл. 1.6 п.1.3).

Оценку погрешности измерения частоты вращения приводного вала испытуемого гидронасоса 90*R*100 и выходного вала испытуемого гидромотора 90*M*100 датчиком ISB A2A-31P-4-LZ, обработку и отображения их значений в специализированном ПО осуществляли следующим образом:

1. На пульте управления приводом электродвигателя стенда задавались следующие значения частоты вращения вала испытуемого гидронасоса в

диапазоне 500 – 3500 об/мин с шагом 500 об/мин.

При заданных значениях отклоняли рычаг управления серворасределителем в крайнее положение и измеряли значения частот вращения вала испытуемого гидромотора.

2. Контроль значений частот вращения валов испытуемых гидроагрегатов осуществляли с помощью универсального цифрового тахометра *testo* 470 (номер по Госреестру 32471-06) (см. рис. 4.52). Данный прибор позволяет бесконтактно измерять скорости вращения от 2…99 999 об/мин, при относительной погрешности ± 0,02%. Результат изменений усредняли по 5 показаниям.

Рисунок 4.52 – Измерение частоты вращения с помощью универсального цифрового тахометра *testo* 470: 1 – универсальный цифровой тахометр *testo* 470; 2 – вал испытуемого гидронасоса 90*R*100 (гидромотора 90*M*100).

3. Сравнивались значения частот вращения валов испытуемых гидроагрегатов в специализированном программном обеспечении с данными тахометра *testo* 470.

4. Расчет приведенной погрешности осуществлялся согласно следующему выражению:

$$\delta = \frac{n - n_{действ.}}{n_{верх.предел.}} \cdot 100\%, \qquad (4.25)$$

где n – частота вращения валов гидронасоса и гидромотора, полученная с помощью стенда, об/мин; $n_{дейст}$ – действительная частота вращения валов гидронасоса и гидромотора по тахометру, об/мин; $n_{верх.предел}$ – верхний предел проверяемого диапазона, об/мин.

Результаты исследований представлены в таблице 4.7.

Таблица 4.7 – Погрешность измерения частоты вращения приводного вала испытуемого гидронасоса 90*R*100 и выходного вала испытуемого гидромотора 90*M*100

Частота вращения вала, полученная с помощью стенда, об/мин	Усредненное значение показаний тахометра *testo* 470, об/мин	Погрешность, %
Гидронасос 90R100		
500	508,7	0,248
1000	1008,1	0,231
1500	1507,9	0,225
2000	2007,4	0,211
2500	2506,8	0,194
3000	3006,3	0,180
3500	3505,9	0,168
Гидромотор 90M100		
497,2	506,1	0,256
996,6	1005,2	0,245
1494,1	1502,4	0,237
1993,7	2001,3	0,217
2492,3	2499,6	0,208
2990,9	2997,8	0,197
3489,1	3495,7	0,189

Из таблицы 4.7 видно, что максимальное значение погрешности в результате измерения частоты вращения для вала гидронасоса 90*R*100 составляет 0,248 % и для вала гидромотора 90*M*100 – 0,256 %.

Оценку погрешности измерения давления в линиях нагнетания объемного гидропривода *Sauer-Danfoss* датчиком SR-PTT-600-05-0C, обработку и отображение его значений в специализированном программном обеспечении осуществляли следующим образом:

1. При номинальных режимах работы объемного гидропривода *Sauer-Danfoss* (см. табл. 1.6 п. 1.3) гидравлическим нагружающим устройством создавали величину давления в линиях нагнетания объемного гидропривода, в диапазоне 20 – 45 МПа с шагом 5 МПа.

2. Контроль значений давления в линиях нагнетания осуществляли по эталонному дроссель-расходомеру *CT600RS-B-7* с помощью подключенного к нему портативного считывающего устройства (см. п. 4.5 рис. 4.50). Результат изменений усредняли по 5 показаниям.

3. Сравнивались значения давления в линиях нагнетания объемного гидропривода в специализированном программном обеспечении с данными эталонного дроссель-расходомера *CT600RS-B-7*.

4. Расчет приведенной погрешности осуществлялся согласно следующему выражению:

$$\delta = \frac{P - P_{действ.}}{P_{верх.предел.}} \cdot 100\% \ , \qquad (4.26)$$

где P – давление в линиях нагнетания объемного гидропривода полученное с помощью стенда, МПа; $P_{дейст}$ – действительное значения давления в линиях нагнетания объемного гидропривода по эталонному дроссель-расходомеру *CT600RS-B-7*, МПа; $P_{верх.предел}$ – верхний предел проверяемого диапазона, МПа.

Результаты исследований представлены в таблице 4.8.

Таблица 4.8 – Погрешность измерения давления в линиях нагнетания объемного гидропривода *Sauer-Danfoss*

Давление, полученное с помощью стенда, МПа	Усредненное значение давления с эталонного дроссель-расходомера *CT600RS-B-7* (*Webtec*), МПа	Погрешность, %
19,97	20,13	0,356
24,99	25,14	0,334
30,23	30,40	0,378
35,14	35,26	0,266
40,08	40,19	0,244
45,21	45,30	0,201

Анализ таблицы 4.8 показал, что максимальное значение погрешности в результате измерения давления в линиях нагнетания объемного гидропривода *Sauer-Danfoss* составляет 0,378 %.

Оценку погрешности измерения подачи/расхода рабочей жидкости в линиях нагнетания объемного гидропривода *Sauer-Danfoss* дроссель-расходомером *CT600RS-B-7*, обработку и отображения его значений в специализированном ПО осуществляли следующим образом:

1. При номинальных режимах работы объемного гидропривода *Sauer-Danfoss* (см. табл. 1.6 п. 1.3) отклонением ручки управления подачей гидронасоса задавалась подача рабочей жидкости в диапазоне 50 – 350 л/мин с шагом 50 л/мин.

2. Контроль значений подачи рабочей жидкости осуществляли по эталонному дроссель-расходомеру *CT600RS-B-7* с помощью подключенного к нему портативного считывающего устройства (см. п. 4.5 рис. 4.50). Результат изменений усредняли по 5 показаниям.

3. Сравнивались значения подачи рабочей жидкости в специализированном программном обеспечении с данными эталонного дроссель-расходомера *CT600RS-B-7*.

4. Расчет приведенной погрешности осуществлялся согласно следующему выражению:

$$\delta = \frac{Q - Q_{действ.}}{Q_{верх.предел.}} \cdot 100\% \ , \qquad (4.27)$$

где Q – подача рабочей жидкости, полученная с помощью стенда, л/мин; $Q_{дейст}$ – действительное значения подачи рабочей жидкости по эталонному дроссель-расходомеру *CT600RS-B-7*, л/мин; $Q_{верх.предел}$ – верхний предел проверяемого диапазона, л/мин.

Результаты исследований представлены в таблице 4.9.

Анализ таблицы 4.9 показал, что максимальное значение погрешности в результате измерения подачи/расхода рабочей жидкости объемного гидропривода *Sauer-Danfoss* составляет 0,392 %.

Таблица 4.9 – Погрешность измерения подачи рабочей жидкости объемного гидропривода *Sauer-Danfoss*

Подача рабочей жидкости, полученная с помощью стенда, л/мин	Усредненное значение подачи с эталонного дроссель-расходомера *CT600RS-B-7* (*Webtec*), л/мин	Погрешность, %
49,30	50,49	0,340
99,78	100,89	0,317
149,53	150,62	0,311
201,61	202,98	0,392
252,12	253,15	0,294
301,09	302,01	0,263
350,97	351,76	0,225

Оценку погрешности измерения температуры рабочей жидкости в линиях нагнетания объемного гидропривода *Sauer-Danfoss* датчиком SR-TPP-400-05-0C, обработку и отображения его значений в специализированном ПО осуществляли следующим образом:

1. При номинальных режимах работы объемного гидропривода *Sauer-Danfoss* (см. табл. 1.6 п. 1.3) осуществляли прогрев рабочей жидкости в диапазоне 40 – 80 ºС с шагом 10 ºС.

2. Контроль значений температуры рабочей жидкости в линиях объемного гидропривода осуществляли по эталонному дроссель-расходомеру *CT600RS-B-7* с помощью подключенного к нему портативного считывающего устройства (см. п. 4.5 рис. 4.50). Результат изменений усредняли по 5 показаниям.

3. Сравнивались значения температуры рабочей жидкости в линиях объемного гидропривода в специализированном программном обеспечении с данными эталонного дроссель-расходомера *CT600RS-B-7*.

4. Расчет приведенной погрешности осуществлялся согласно следующему выражению:

$$\delta = \frac{t - t_{действ.}}{t_{верх.предел.}} \cdot 100\% \ , \qquad (4.28)$$

где t – температура рабочей жидкости в линиях объемного гидропривода, полученная с помощью стенда, ºС; $t_{дейст}$ – действительное значения температу-

ры рабочей жидкости в линиях объемного гидропривода по эталонному дроссель-расходомеру *CT600RS-B-7*, ºС; $t_{верх.предел}$ – верхний предел проверяемого диапазона, ºС.

Результаты исследований представлены в таблице 4.10.

Таблица 4.10 – Погрешность измерения температуры рабочей жидкости в линиях объемного гидропривода *Sauer-Danfoss*

Температура рабочей жидкости в линиях объемного гидропривода, полученная с помощью стенда, ºС	Усредненное значение температуры с эталонного дроссель-расходомера *CT600RS-B-7* (*Webtec*), ºС	Погрешность, %
40,04	40,32	0,350
49,91	50,17	0,325
60,97	61,22	0,312
70,74	71,07	0,412
79,98	80,19	0,262

Анализ таблицы 4.10 показал, что максимальное значение погрешности в результате измерения температуры рабочей жидкости в линиях объемного гидропривода *Sauer-Danfoss* составляет 0,412 %.

Оценку погрешности измерения давления в линиях гидравлического нагружающего устройства датчиком БД ПД-Р, обработку и отображение его значений в специализированном программном обеспечении осуществляли следующим образом:

1. При номинальных режимах работы объемного гидропривода *Sauer-Danfoss* (см. табл. 1.6 п. 1.3) отклонением ручки управления подачей гидронасоса задавалась частота вращения гидромотора, который является приводом гидравлического нагружающего устройства. Дросселем создавали величину давления в линиях гидравлического нагружающего устройства в диапазоне 10 – 40 МПа с шагом 5 МПа.

2. Контроль значений давления в линиях гидравлического нагружающего устройства осуществляли по эталонному дроссель-расходомеру *CT600RS-B-7* с помощью подключенного к нему портативного считывающего устройства (см. п. 4.5 рис. 4.51). Результат изменений усредняли по 5 показаниям.

3. Сравнивались значения давления в линиях гидравлического нагружающего устройства в специализированном программном обеспечении с данными эталонного дроссель-расходомера *CT600RS-B-7*.

4. Расчет приведенной погрешности осуществлялся согласно выражению (4.26).

Результаты исследований представлены в таблице 4.11.

Таблица 4.11 – Погрешность измерения давления в линиях гидравлического нагружающего устройства

Давление в линиях гидравлического нагружающего устройства, полученное с помощью стенда, МПа	Усредненное значение давления с эталонного дроссель-расходомера *CT600RS-B-7* (*Webtec*), МПа	Погрешность, %
9,98	10,13	0,375
15,11	15,25	0,350
19,95	20,08	0,325
25,32	25,48	0,40
29,94	30,05	0,275
35,13	35,22	0,225
39,98	40,06	0,201

Анализ таблицы 4.11 показал, что максимальное значение погрешности в результате измерения давления в линиях гидравлического нагружающего устройства составляет 0,40 %.

Оценку погрешности измерения температуры рабочей жидкости в линиях гидравлического нагружающего устройства датчиком SR-TPP-400-05-0C, обработку и отображения его значений в специализированном ПО осуществляли следующим образом:

1. При номинальных режимах работы объемного гидропривода *Sauer-Danfoss* (см. табл. 1.6 п. 1.3) отклонением ручки управления подачей гидронасоса задавалась частота вращения гидромотора, который является приводом гидравлического нагружающего устройства. Осуществляли прогрев рабочей жидкости в линиях гидравлического нагружающего устройства в диапазоне 40 – 80 ºС с шагом 10 ºС.

2. Контроль значений температуры рабочей жидкости в линиях гидравлического нагружающего устройства осуществляли по эталонному дроссель-

расходомеру *CT600RS-B-7* с помощью подключенного к нему портативного считывающего устройства (см. п. 4.5 рис. 4.51). Результат изменений усредняли по 5 показаниям.

3. Сравнивались значения температуры рабочей жидкости в линиях гидравлического нагружающего устройства в специализированном программном обеспечении с данными эталонного дроссель-расходомера *CT600RS-B-7*.

4. Расчет приведенной погрешности осуществлялся согласно выражению (4.28).

Результаты исследований представлены в таблице 4.12.

Таблица 4.12 – Погрешность измерения температуры рабочей жидкости в линиях гидравлического нагружающего устройства

Температура рабочей жидкости в линиях гидравлического нагружающего устройства, полученная с помощью стенда, ºС	Усредненное значение температуры с эталонного дроссель-расходомера *CT600RS-B-7* (*Webtec*), ºС	Погрешность, %
39,87	40,16	0,362
50,30	50,61	0,387
61,05	61,33	0,351
70,96	71,20	0,30
80,72	80,95	0,287

Анализ таблицы 4.12 показал, что максимальное значение погрешности в результате измерения температуры рабочей жидкости в линиях гидравлического нагружающего устройства составляет 0,387 %.

Оценка погрешности измерения (расчета по регрессионной модели) крутящего момента, развиваемого испытуемым гидромотором 90М100 и отображения его величины в специализированном ПО, осуществляли следующим образом:

1. При номинальных режимах работы объемного гидропривода *Sauer-Danfoss* (см. табл. 1.6 п. 1.3) гидравлическим нагружающим устройством по методике, представленной в п. 3.6, создавался тормозной момент на валу испытуемого гидромотора в диапазоне 100 – 700 Н·м с шагом 100 Н·м. Величину крутящего момента определили расчетным путем (по регрессионной мо-

дели 2.20 см. п. 2.3) в специализированном ПО.

2. Контроль значений крутящего (тормозного) момента осуществляли по бесконтактному цифровому датчику *M* 425 3-*A datum electronics*. Технические характеристики датчика *M* 425 3-*A datum electronics* и методика измерения крутящего момента описаны в п. 3.2. Результат изменений усредняли по 5 показаниям.

3. Сравнивались значения крутящего (тормозного) момента на валу испытуемого гидромотора, рассчитанного с помощью специализированного ПО с измерительными данными датчика *M* 425 3-*A datum electronics*.

3. Расчет приведенной погрешности осуществлялся согласно следующему выражению:

$$\delta = \frac{M - M_{действ.}}{M_{верх.предел.}} \cdot 100\%, \qquad (4.29)$$

где M – крутящий момент гидромотора, полученный с помощью стенда, Н·м; $M_{дейст.}$ – действительный крутящий момент валов гидромотора 90*M*100 по датчику *M* 425 3-*A datum electronics*, Н·м; $M_{верх.предел}$ – верхний предел проверяемого диапазона, Н·м.

Результаты исследований представлены в таблице 4.13.

Таблица 4.13 – Погрешность измерения крутящего момента гидромотора 90*M*100

Значение крутящего момента на валу испытуемого гидромотора, полученное с помощью стенда, Н·м	Усредненное значение крутящего момента с бесконтактного цифрового датчика *M* 425 3-*A datum electronics*, Н·м	Погрешность, %
106,55	109,32	0,395
204,93	207,51	0,368
302,85	305,24	0,341
405,29	408,10	0,401
498,68	501,03	0,335
604,13	606,35	0,317
703,56	705,67	0,302

Анализ таблицы 4.13 показал, что максимальное значение погрешности в результате определения тормозного (крутящего) момента на валу гидромотора 90М100 составляет 0,401 %.

Оценку погрешности измерения давления для линии управления объемного гидропривода *Sauer-Danfoss* датчиком БД ПД-Р, обработку и отображение его значений в специализированном программном обеспечении осуществляли следующим образом:

1. При номинальных режимах работы объемного гидропривода *Sauer-Danfoss* (см. табл. 1.6 п. 1.3) отклонением ручки управления подачей гидронасоса задавалась частота вращения гидромотора, который является приводом гидравлического нагружающего устройства. В специальный порт гидравлического нагружающего устройства предварительно вмонтирован датчик давления, предназначенный для линии управления объемного гидропривода. Далее дросселем создавали величину давления в диапазоне 1 – 6 МПа с шагом 1 МПа.

2. Контроль значений давления для линии управления осуществляли по эталонному дроссель-расходомеру *CT600RS-B-7* с помощью подключенного к нему портативного считывающего устройства (см. п. 4.5 рис. 4.51). Результат изменений усредняли по 5 показаниям.

3. Сравнивались значения давления для линии управления объемного гидропривода в специализированном программном обеспечении с данными эталонного дроссель-расходомера *CT600RS-B-7*.

4. Расчет приведенной погрешности осуществлялся согласно выражению (4.26).

Результаты исследований представлены в таблице 4.14.

Таблица 4.14 – Погрешность измерения давления для линии управления объемного гидропривода *Sauer-Danfoss*

Давление в линии управления объемного гидропривода, полученное с помощью стенда, МПа	Усредненное значение давления с эталонного дроссель-расходомера *CT600RS-B-7* (*Webtec*), МПа	Погрешность, %
0,98	1,01	0,325
2,16	2,19	0,334
3,09	3,12	0,312
3,82	3,84	0,293
5,32	5,35	0,285
6,15	6,17	0,267

Анализ таблицы 4.14 показал, что максимальное значение погрешности в результате измерения давления для линии управления объемного гидропривода *Sauer-Danfoss* составляет 0,334 %.

Таким образом, проведенные исследования показали, что стенд позволяет с высокой точностью определять параметры диагностирования испытуемых объемных гидроприводов (см. п. 1.3), при этом погрешность измерения не превышает 1%, что соответствует предъявленным требованиям (см. п. 4.1) и ГОСТ 17108 [109].

Определение количества объектов для проведения достоверных стендовых испытаний.

Выбор необходимого количества объектов (N) для проведения стендовых испытаний осуществляется по критерию *хи* – квадрат. При использовании данного критерия необходимо задать критическое значение мощности $p_{кр}$ и значение односторонней доверительной вероятности $p_{Д.}$. Согласно рекомендациям, изложенным в литературе [147], доверительную вероятность в большинстве случаев выбирают в интервале $p_Д = 0{,}80…0{,}95$.

Определение количества исследуемых объектов производится по выдвинутой гипотезе при заданном значении уровня значимости $\alpha = 0{,}05$. Нулевая гипотеза звучит так: количество исследуемых объектов достаточно для проведения стендовых испытаний, альтернативная – количество исследуемых объектов недостаточно для проведения стендовых испытаний. Если у текущего значения α_i уровень значимости выше принятого значения $\alpha = 0{,}05$ и текущее значение мощности критерия *хи* – квадрат p_{xi} выше критического значения $p_{кр}$, то имеет место нулевая гипотеза, и наоборот.

Определим необходимое количество исследуемых объемных гидроприводов для проведения стендовых испытаний на усовершенствованном стенде. Для этого задаемся начальным значением односторонней доверительной вероятности – $p_{i\,0} = 0{,}50$ и конечным значением односторонней доверительной вероятности – $p_i = p_Д = 0{,}85$ и значением критической мощности – $p_{кр} = 0{,}95$. На основании принятых выше значений получен график зависимо-

сти количества объектов N от односторонней доверительной вероятности $p_Д$ критерия *хи* – квадрат (см. рис. 4.53).

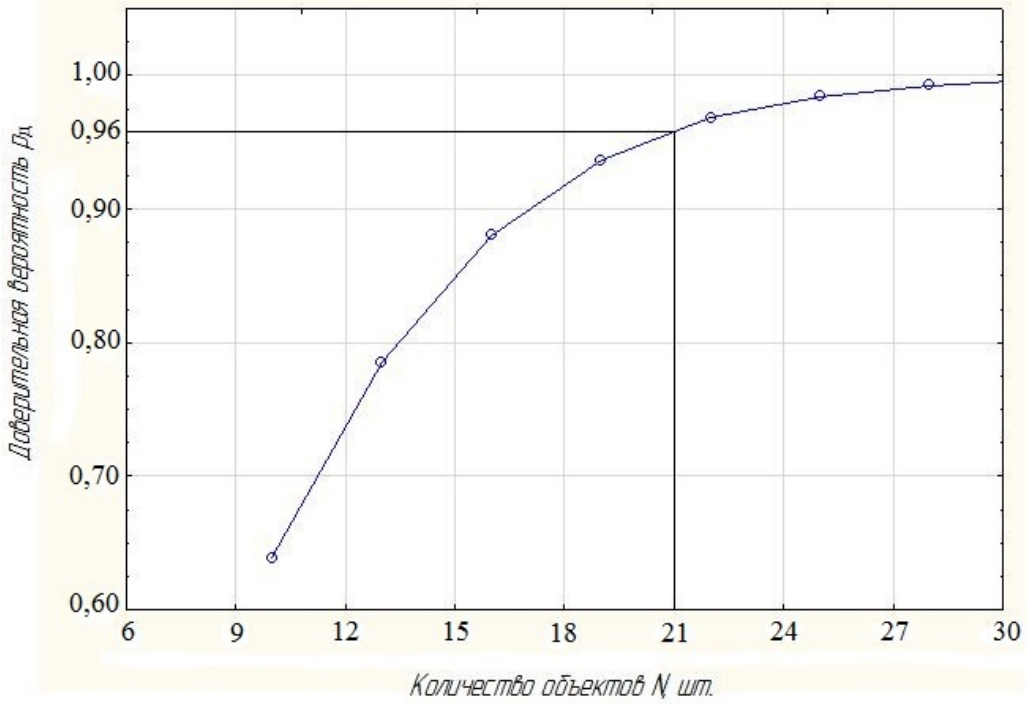


Рисунок 4.53 – График зависимости количества объектов N от односторонней доверительной вероятности $p_Д$ критерия *хи* – квадрат.

Из графика, представленного на рисунке 4.53, видно, что для принятой односторонней доверительной вероятности $p_Д$ = 0,85 количество необходимых объектов для проведения стендовых испытаний равно N = 21 шт. Результаты расчетов показывают, что полученное значение уровня значимости критерия *хи* – квадрат α_i = 0,0784 выше принятого α = 0,05, а действительная мощность критерия p_{xi} = 0,97 выше критического значения 0,95 [148]. Таким образом, полученные результаты подтверждают нулевую гипотезу.

Стендовые испытания с новыми и бывшими в эксплуатации объемными гидроприводами на усовершенствованном стенде.

Для проведения стендовых испытаний в качестве объектов исследования выбран 21 комплект новых объемных гидроприводов ГСТ-90, применяемый в гидравлических системах зерноуборочных и кормоуборочных комбайнов (см. п. 1.2). Во время проведения стендовых испытаний определялись параметры диагностирования объемного гидропривода, установленные заво-

дом-изготовителем (см. табл. 1.6 п. 1.3). Испытания проводили в соответствии с усовершенствованной методикой, представленной в п. 3.6.

На рисунке 4.54 представлено окно специализированного ПО, показывающее процесс проведения стендовых испытаний в линиях нагнетания 1 и 2 нового объемного гидропривода ГСТ-90 в режиме реального времени.

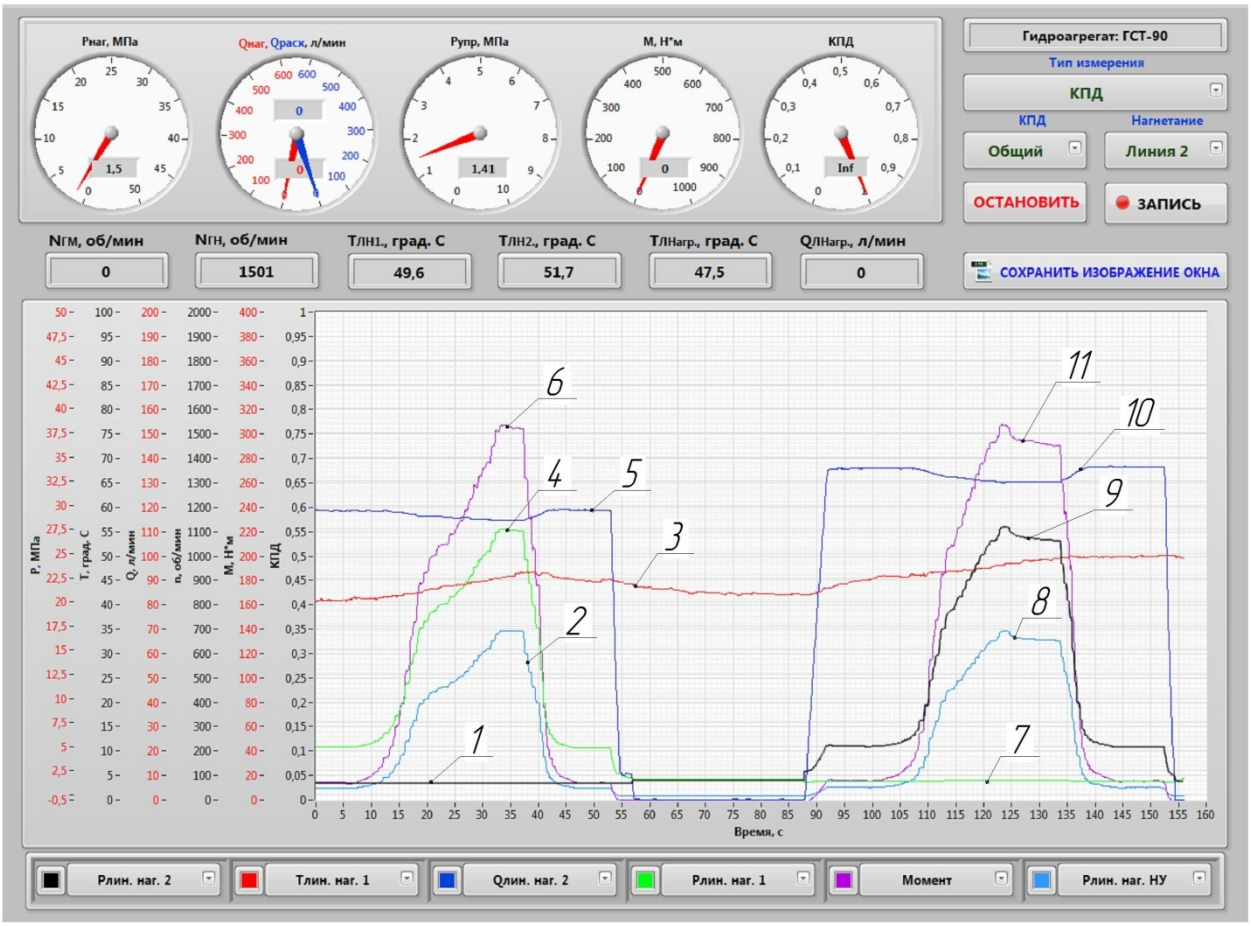


Рисунок 4.54 – Окно специализированного программного обеспечения, показывающее процесс проведения стендовых испытаний с новым объемным гидроприводом ГСТ-90: где 1 – давление в линии нагнетания 2; 2 – давление в линии гидравлического нагружающего устройства для линии нагнетания 1; 3 – температура рабочей жидкости в линиях испытуемого объемного гидропривода; 4 – рабочее давление в линии нагнетания 1; 5 – объемная подача гидронасоса в линии нагнетания 1; 6 – развиваемый крутящий момент гидромотором для линии нагнетания 1; 7 – давление в линии нагнетания 1; 8 – давление в линии гидравлического нагружающего устройства для линии нагнетания 2; 9 – рабочее давление в линии нагнетания 2; 10 – объемная подача гидронасоса в линии нагнетания 2; 11 – развиваемый крутящий момент гидромотором для линии нагнетания 2.

По результатам проведенных стендовых испытаний специализированным ПО формируется отчет о техническом состоянии испытуемого объемного гидропривода ГСТ-90. В таблице 4.15 представлен файл отчета, содержащий фактические значения параметров диагностирования.

Таблица 4.15 – Отчет о результатах испытаний нового объемного гидропривода ГСТ-90

Параметр диагностирования	Паспортное значение	Фактическое значение	
		Линия нагнетания 1	Линия нагнетания 2
Измеряемый			
Частота вращения вала гидронасоса, об/мин	1500	1502	1501
Частота вращения вала гидромотора, об/мин	1450±50	1485	1479
Давление в линии нагнетания, МПа	27	27,1	27,2
Объёмная подача гидронасоса, л/мин	126,82	126,91	126,87
Расход через гидромотор, л/мин	126,82	126,89	126,83
Давление в линии управления, МПа	1,40	1,41	1,41
Температура рабочей жидкости в линиях объемного гидропривода, ºС	50±5	49,6	51,7
Расчетный			
Объемный КПД гидронасоса	0,950	0,953	0,953
Объемный КПД гидромотора	0,950	0,951	0,950
Общий КПД объемного гидропривода	0,90	0,906	0,905
Развиваемый крутящий момент, Н·м	326	324,32	323,67
Заключение о работоспособности объемного гидропривода: ГОДЕН			

На основании полученных результатов делается заключение о пригодности испытуемого объемного гидропривода к дальнейшей эксплуатации. Для этого используется специализированный индикатор, который находится внизу файла отчета (см. табл. 1). Если испытуемый объемный гидропривод годен к эксплуатации, то индикатор имеет зеленый цвет с соответствующей надписью «**ГОДЕН**». Если испытуемый объемный гидропривод не годен к эксплуатации, то индикатор имеет красный цвет с соответствующей надпи-

сью «**НЕ ГОДЕН**».

На рисунке 4.55 представлено окно специализированного ПО, показывающее процесс проведения стендовых испытаний с бывшим в эксплуатации объемным гидроприводом ГСТ-90 в режиме реального времени.

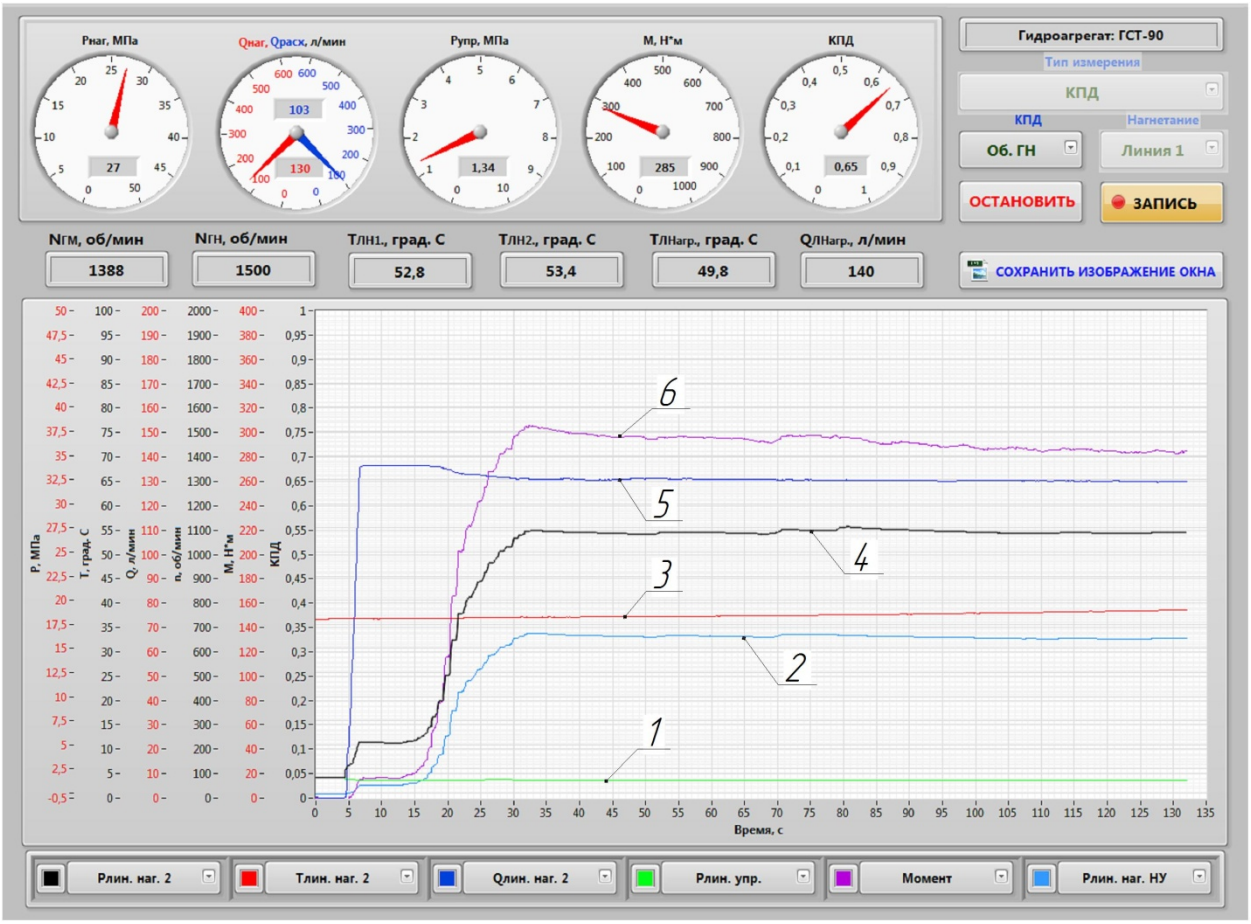


Рисунок 4.55 – Окно специализированного программного обеспечения, показывающее процесс проведения стендовых испытаний с бывшим в эксплуатации объемным гидроприводом ГСТ-90 в режиме реального времени: где 1 – давление в линии управления; 2 – давление в линии гидравлического нагружающего устройства; 3 – температура рабочей жидкости в линиях испытуемого объемного гидропривода; 4 – рабочее давление в линии нагнетания испытуемого объемного гидропривода; 5 – объемная подача гидронасоса; 6 – развиваемый крутящий момент гидромотором.

В таблице 4.16 представлен файл отчета, содержащий фактические значения параметров диагностирования объемного гидропривода бывшего в эксплуатации.

Таблица 4.16 – Отчет о результатах испытаний бывшего в эксплуатации объемного гидропривода ГСТ-90

Параметр диагностирования	Паспортное значение	Фактическое значение	
		Линия нагнетания 1	Линия нагнетания 2
Измеряемый			
Частота вращения вала гидронасоса, об/мин	1500	1500	1502
Частота вращения вала гидромотора, об/мин	1450±50	1388	1385
Давление в линии нагнетания, МПа	27	27,1	27,0
Объёмная подача гидронасоса, л/мин	126,82	110,0	108,50
Расход через гидромотор, л/мин	126,82	103,0	101,20
Давление в линии управления, МПа	1,40	1,34	1,32
Температура рабочей жидкости в линиях объемного гидропривода, ºС	50±5	52,8	53,4
Расчетный			
Объемный КПД гидронасоса	0,950	0,650	0,642
Объемный КПД гидромотора	0,950	0,634	0,630
Общий КПД объемного гидропривода	0,90	0,412	0,40
Развиваемый крутящий момент, Н·м	326	285,0	272,10
Заключение о работоспособности объемного гидропривода: НЕ ГОДЕН			

Анализируя таблицу 4.16, можно сделать вывод, что испытуемый объемный гидропривод ГСТ-90 по результатам стендовых испытаний «**НЕ ГОДЕН**» к дальнейшей эксплуатации, так как величина объемного КПД находится ниже предельного состояния (падение величины $\eta_{об.}$ более 20 %), следовательно, испытанный объемный гидропривод требует ремонта.

Для оценки достоверности результатов, полученных с помощью стенда, необходимо провести комплекс статистических исследований для 21 комплекта новых объемных гидроприводов ГСТ-90. Статистические исследования проводим для наиболее важных параметров диагностирования:

объемного КПД гидронасоса НПА-90 и выходного крутящего момента гидромотора МПА-90.

Для определения теоретического закона распределения величин объемного КПД испытанных гидронасосов НПА-90, характеризующего техническое состояние всего объемного гидропривода в целом, проведена проверка нормальности результатов его измерений по критерию Шапиро–Уилка [148]. Проверка полученных результатов осуществляется на основании графика распределения величин объемного КПД новых испытанных гидронасосов НПА-90 согласно представленному графику на рисунке 4.56.

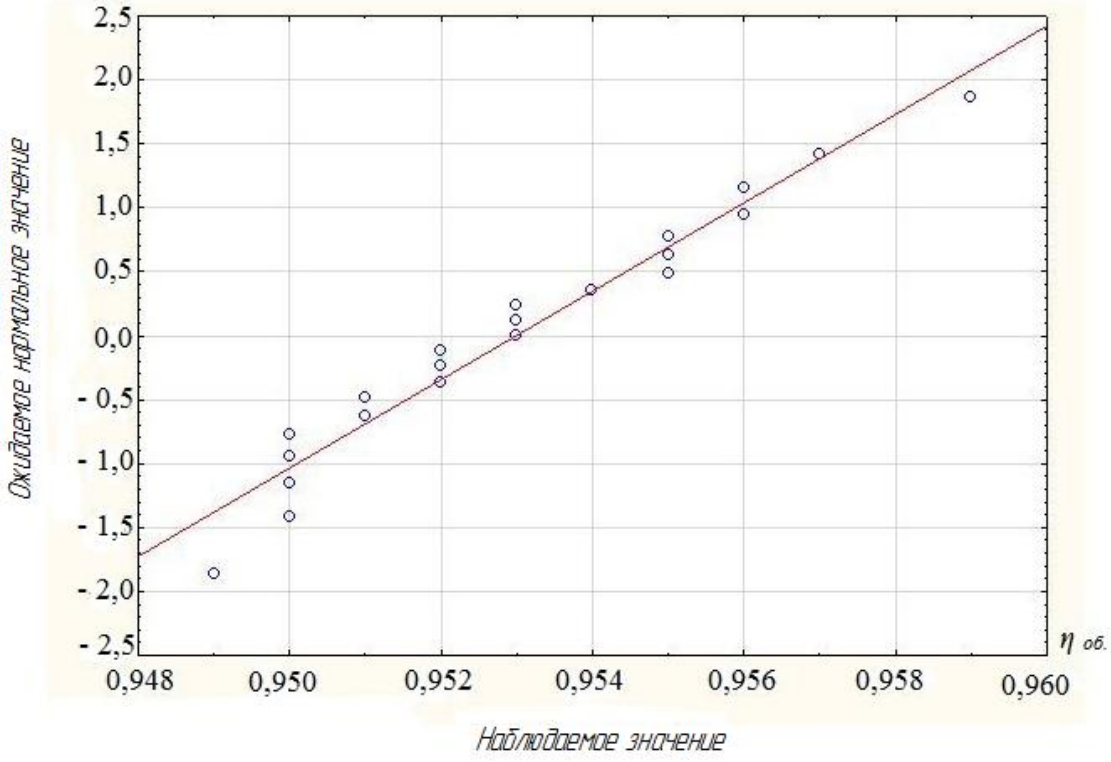


Рисунок 4.56 – График распределения величин объемного КПД новых испытанных гидронасосов НПА-90.

Из рисунка 4.56 видно, что полученные значения величин объемного КПД испытанных гидронасосов НПА-90 в ходе проведенных стендовых испытаний аппроксимируются нормальным распределением.

В таблице 4.17 представлены результаты статистической обработки величин объемного КПД испытанных новых гидронасосов НПА-90 объемного гидропривода ГСТ-90. Статистическая обработка полученных результатов

проведена с использованием программы «*Statistica*».

Таблица 4.17 – Параметры дескриптивной статистики выборки величин объемного КПД испытанных новых гидронасосов НПА-90

N	*η об. ср.*	σ	Диапазон значений		p_w
			η об. max	*η об. min.*	
21	0,953	0,002702	0,959	0,949	0,3690

Примечание: *N* – количество исследуемых объектов, шт; *η об. ср.* – среднее арифметическое выборки величины объемного КПД гидронасоса НПА-90; σ – стандартное отклонение; *η об. max* (*η об. min*) – максимальное (минимальное) значение выборки величины объемного КПД гидронасоса НПА-90; p_w – уровень значимости выборки.

Анализируя таблицу 4.17, можно сделать вывод, что для полученных величин объемного КПД новых гидронасосов НПА-90 уровень значимости критерия Шапиро – Уилка $p_w > 0,05$ (0,3690 > 0,05), что подтверждает нулевую гипотезу о нормальном распределении значений выборки.

По результатам стендовых испытаний 21 комплекта новых объемных гидроприводов ГСТ-90 сформирован функциональный график, показывающий распределение величин объемного КПД гидронасосов НПА-90 (см. рис. 4.57).

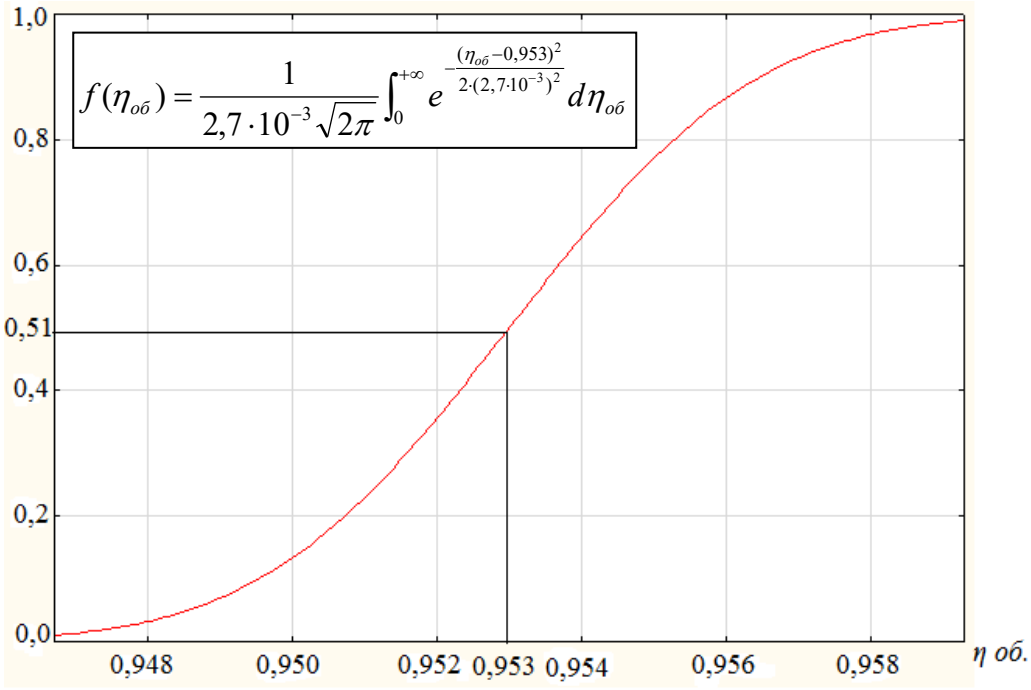


Рисунок 4.57 – Функция распределения величин объемного КПД испытанных новых гидронасосов НПА-90.

Анализируя рисунок 4.57, можно сделать вывод, что у 51 % испытуемых гидронасосов НПА-90 нового объемного гидропривода ГСТ-90 величина объемного КПД ($\eta_{об.}$) равна 0,953. У остальных испытуемых объектов данная величина распределяется в диапазонах от 0,948 до 0,958.

Для определения теоретического закона распределения полученных в ходе проведенных испытаний величин крутящего момента новых гидромоторов МПА-90, аналогичным образом проведена проверка нормальности их распределения по критерию Шапиро – Уилка [148]. Проверка полученных результатов осуществляется на основании графика распределения величин крутящего момента новых гидромоторов МПА-90 согласно представленному графику на рисунке 4.58.

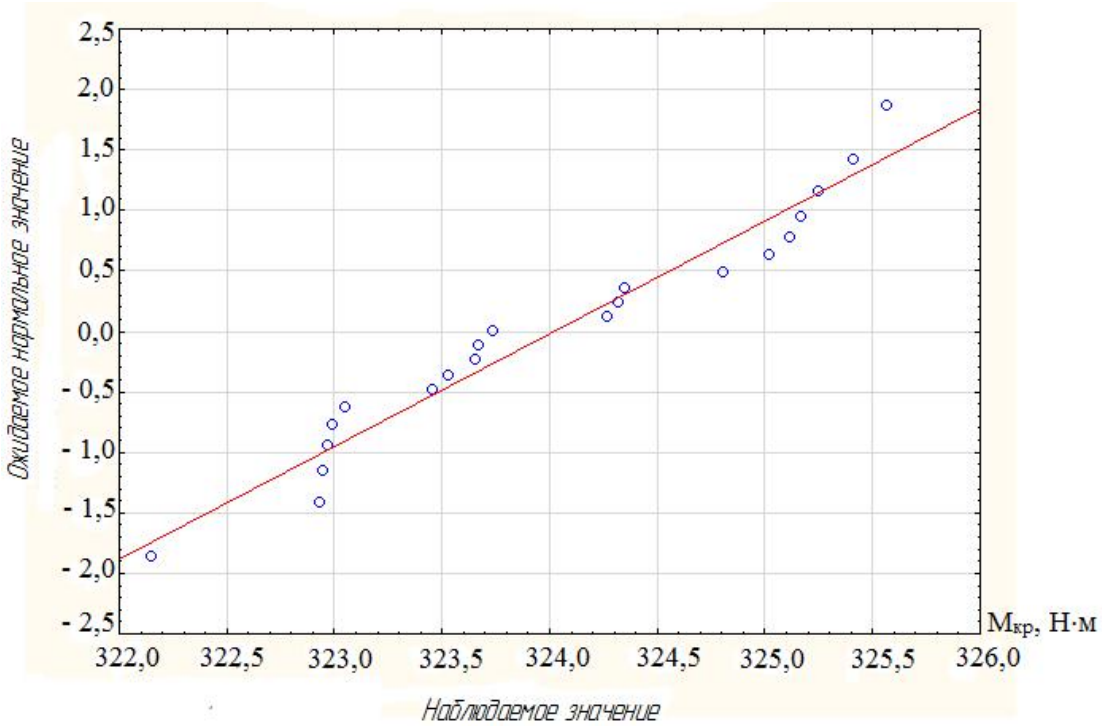


Рисунок 4.58 – График распределения величин крутящего момента испытанных новых гидромоторов МПА-90.

Из рисунка 4.58 видно, что полученные значения величин крутящего момента испытанных новых гидромоторов МПА-90 в ходе проведенных стендовых испытаний аппроксимируются нормальным распределением.

В таблице 4.18 представлены результаты статистической обработки величин крутящего момента испытанных новых гидромоторов МПА-90.

Таблица 4.18 – Параметры дескриптивной статистики выборки величин крутящего момента испытанных новых гидромоторов МПА-90

N	$M_{кр}$ *ср.*	σ	Диапазон значений		p_w
			$M_{кр}$ *max*	$M_{кр}$ *min.*	
21	324,0186	1,002094	325,57	322,15	0,2064

Примечание: N – количество исследуемых объектов, шт; $M_{кр}$ *ср.* – среднее арифметическое выборки величины крутящего момента гидромотора МПА-90, Н·м; σ – стандартное отклонение; $M_{кр}$ *max* ($M_{кр}$ *min*) – максимальное (минимальное) значение выборки величины крутящего момента гидромотора МПА-90, Н·м; p_w – уровень значимости выборки.

Анализируя таблицу 4.18, можно сделать вывод, что для полученных величин крутящего момента новых гидромоторов МПА-90 уровень значимости критерия Шапиро – Уилка $p_w > 0{,}05$ (0,2064 > 0,05), что подтверждает нулевую гипотезу о нормальном распределении значений выборки.

По результатам стендовых испытаний 21 комплекта новых объемных гидроприводов ГСТ-90 сформирован функциональный график, показывающий распределение величин крутящего момента гидромоторов МПА-90 (см. рис. 4.59).

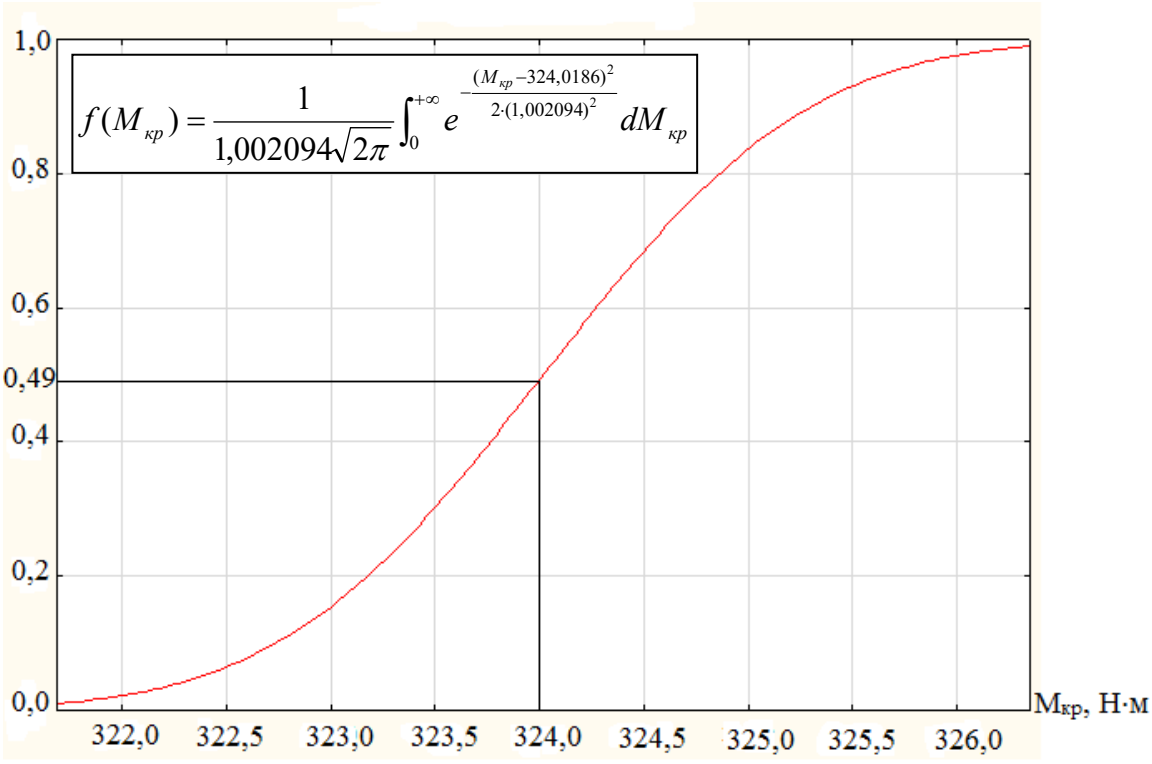


Рисунок 4.59 – Функция распределения величин крутящего момента испытанных новых гидромоторов МПА-90.

Анализируя рисунок 4.59, можно сделать вывод, что у 49 % новых испытанных гидромоторов МПА-90 величина крутящего момента ($M_{кр}$) равна 324,0 Н·м. У остальных испытуемых объектов данная величина распределяется в диапазонах от 322,0 до 326,0 Н·м.

Таким образом, статистические исследования результатов стендовых испытаний показывают, что с доверительной вероятностью $p_Д$ = 0,96 основные параметры диагностирования объемного гидропривода ГСТ-90 (объемного КПД гидронасосов и крутящего момента гидромоторов) соответствуют требованиям завода-изготовителя для новых агрегатов и подчиняются закону нормального распределения. Из этого следует, что усовершенствованный стенд позволяет достоверно контролировать техническое состояние испытываемого объемного гидропривода.

Сравнительная оценка результатов стендовых испытаний нового объемного гидропривода на различных стендах.

На данном этапе исследований проводили стендовые испытания нового объемного гидропривода ГСТ-90 на различных стендах. Цель исследования заключается в сравнении параметров диагностирования, полученных на различных стендах, и паспортными значениями, рекомендованными заводом-изготовителем.

Для проведения стендовых испытаний из 21 комплекта новых объемных гидроприводов ГСТ-90 был взят комплект с величиной объемного КПД гидронасоса равной $\eta_{об.}$ = 0,953. Испытания проводили на усовершенствованном в настоящей диссертационной работе стенде и на двух стендах, которые являются наиболее близкими по техническим характеристикам, ценовому диапазону аналогами и применяются в настоящее время в условиях ремонтных предприятиях и сервисных центрах – это стенд ИГС-01 [79] и универсальный стенд КИ-28097-03М [77]. Технические параметры и возможности данных стендов описаны в п. 1.4.

Результаты испытаний представлены в таблице 4.19.

Таблица 4.19 – Результаты испытаний нового объемного гидропривода ГСТ-90 на различных стендах.

Параметр диагностирования	Паспортное значение	Усовершенствованный стенд	Стенд ИГС-01	Стенд КИ-28097-03М
Измеряемый				
Частота вращения вала гидронасоса, об/мин	1500	1501	1503	1502
Частота вращения вала гидромотора, об/мин	1450±50	1485	1482	Не диагностируется
Давление в линии нагнетания, МПа	27	27,1	27,1	27,3
Объемная подача гидронасоса, л/мин	126,82	126,91	125,73	Не диагностируется
Расход через гидромотор, л/мин	126,82	126,89	124,95	Не диагностируется
Давление в линии управлении, МПа	1,40	1,41	1,43	1,39
Температура рабочей жидкости в линиях объемного гидропривода, °С,	50±5	51,7	52,5	51,8
Расчетный				
Объемный КПД гидронасоса	0,950	0,953	0,951	Не диагностируется
Объемный КПД гидромотора	0,950	0,951	0,950	Не диагностируется
Общий КПД объемного гидропривода	0,90	0,906	0,903	Не диагностируется
Развиваемый крутящий момент, Н·м	326	324,32	Не диагностируется	321,30 (момент страги-вания)

Анализируя таблицу 4.19, можно сделать вывод, что с помощью усовершенствованного стенда были получены все технические параметры диагностирования, регламентированные заводом-изготовителем (см. табл. 1.6 п. 1.3). Близкими аналогами – стендами ИГС-01 и КИ-28097-03М – часть параметров не диагностируются. Из этого следует, что усовершенствованный стенд за счет увеличения количества контролируемых параметров позволяет повысить полноту диагностирования испытуемых объемных гидроприводов до 1 (ПД = 1) и соответствует требованиям заводов-изготовителей и ГОСТ Р. 27.605-2013 [59].

Усовершенствованный стенд, по сравнению с аналогами (см. табл. 4.19), позволяет расширить возможности контроля технического состояния объемных гидроприводов за счет увеличения диапазонов контролируемых параметров диагностирования, таких как: частоты вращения вала, рабочего давления, подачи/расхода рабочей жидкости, выходного крутящего момента (см. п. 4.4). Это позволяет проводить испытания широкой номенклатуры испытуемых объемных гидроприводов как отечественного, так и зарубежного производства.

Для подтверждения вышеизложенного на усовершенствованном стенде, внедренном в МИП ООО «Агросервис» [149], в период с мая 2019 г. по сентябрь 2020 г. была проведена серия стендовых испытаний 4 комплектов новых и 9 комплектов бывших в эксплуатации объемных гидроприводов *Sauer-Danfoss* 90-ой серии, 3 комплектов новых и 7 комплектов бывших в эксплуатации объемных гидроприводов *Eaton* 64-ой серии (см.табл.1.6 п.1.3).

В таблицах 4.20, 4.21 представлены усредненные результаты стендовых испытаний новых и бывших в эксплуатации объемных гидроприводов *Sauer-Danfoss* и *Eaton.* Из таблиц видно, что полученные фактические значения новых объемных гидроприводов *Sauer-Danfoss* и *Eaton* в ходе стендовых испытаний не противоречат требованиям завода-изготовителя (см. табл. 1.6 п. 1.3). Бывшие в эксплуатации испытуемые объемные гидроприводы имели предельное техническое состояния (падение величины объемного КПД на 20 %) и после испытаний передавались на ремонт.

Таблица 4.20 – Усредненные результаты стендовых испытаний новых и бывших в эксплуатации объемных гидроприводов *Sauer-Danfoss*

Параметр диагностирования	Паспортное значение	Фактич. знач. нового	Фактич. знач. бывшего в эксплуатации
Измеряемый			
Частота вращения вала гидронасоса, об/мин	3300	3301	3300
Частота вращения вала гидромотора, об/мин	3250±50	3280	3017
Давление в линии нагнетания, МПа	42	42,0	42,1
Объемная подача гидронасоса, л/мин	330,0	330,91	253,13
Расход через гидромотор, л/мин	330,0	328,64	238,72
Давление в линии управлении, МПа	1,40	1,43	1,27
Температура рабочей жидкости в линиях объемного гидропривода, °С,	60-69 (обоснована в п. 3.4)	63,2	65,9
Расчетный			
Объемный КПД гидронасоса	0,950	0,955	0,763
Объемный КПД гидромотора	0,950	0,951	0,731
Общий КПД объемного гидропривода	0,90	0,908	0,557
Развиваемый крутящий момент, Н·м	667	662,11	596,83

Таблица 4.21 – Усредненные результаты стендовых испытаний новых и бывших в эксплуатации объемных гидроприводов *Eaton*

Параметр диагностирования	Паспортное значение	Фактич. знач. нового	Фактич. знач. бывшего в эксплуатации
Измеряемый			
Частота вращения вала гидронасоса, об/мин	3500	3500	3502
Частота вращения вала гидромотора, об/мин	3450±50	3465	3128
Давление в линии нагнетания, МПа	24,1	24,2	24,1
Объемная подача гидронасоса, л/мин	350,7	351,32	261,61
Расход через гидромотор, л/мин	350,7	348,94	249,13
Давление в линии управлении, МПа	1,50	1,55	1,34
Температура рабочей жидкости в линиях объемного гидропривода, °С,	60-67 (обоснована в п. 3.4)	61,5	64,8
Расчетный			
Объемный КПД гидронасоса	0,950	0,957	0,742
Объемный КПД гидромотора	0,950	0,954	0,723
Общий КПД объемного гидропривода	0,90	0,913	0,536
Развиваемый крутящий момент, Н·м	449	446,91	409,25

Таким образом, поставленная в диссертационной работе цель достигнута. Усовершенствованный стенд позволяет реализовать методики испытаний заводов-изготовителей отечественных и зарубежных объемных гидро-

приводов в условиях ремонтных предприятий и сервисных центров, при этом полнота диагностирования повысилась до 1.

Выводы по главе 4:

– усовершенствован стенд, позволяющий реализовать методику испытаний заводов-изготовителей для контроля технического состояния объемного гидропривода отечественного и зарубежного производства в условиях ремонтных предприятий и сервисных центров, а также позволяющий диагностировать наиболее распространенные гидроагрегаты: ГСТ-90, ГСТ-112 (ОАО «Пневмостроймашина» и ОАО «Гидросила»); 90*R*100 и 90*M*100 (*Sauer-Danfoss*); 6423-618 и 6433-113 (*Eaton*); *BMV* 70*R* и *BMF*75 (*Linde*); *HPV*105 и *HMF*105(*Linde*); *AA4VG*90 и *A2FM*90 (*Bosch Rexroth*). На стенд получен патент на полезную модель №187833;

– разработано специализированное программное обеспечение, позволяющее осуществлять сбор, обработку и сохранение полученных результатов испытания объемного гидропривода в режиме реального времени, рассчитывать технические характеристики: объемный КПД испытуемого гидронасоса, гидромотора и всего гидропривода в целом, выходной крутящий момент испытуемого гидромотора, проводить анализ полученных результатов испытания с последующим формированием отчета. На специализированное программное обеспечение получено свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2019614369;

– проведена производственная проверка технического состояния объемных гидроприводов на усовершенствованном стенде. Установлено, что усовершенствованный стенд за счет увеличения количества контролируемых параметров позволяет повысить полноту диагностирования технического состояния объемных гидроприводов как отечественного, так и зарубежного производства до 1 (ПД = 1). При этом погрешность измерения параметров диагностирования не превышает 1 %, что соответствует предъявленным требованиям.

Глава 5. ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ УСОВЕРШЕНСТВОВАННОГО СТЕНДА

5.1 Обоснование стоимости изготовления стенда

Важным показателем, от которого зависит экономическая эффективность усовершенствованного стенда, является себестоимость его изготовления. Себестоимость – это сумма всех издержек, возникающих в ходе изготовления и дальнейшей реализации стенда. Так, себестоимость прямым образом оказывает влияние на ценообразование произведенного стенда. Для успешной коммерциализации усовершенствованного стенда необходимо осуществлять непрерывный контроль финансовых данных о его себестоимости и стремиться находить пути для её снижения. Так как усовершенствованный стенд разрабатывался для ремонтных предприятий и сервисных центров, снижение себестоимости является одной из важнейших задач, которая позволит увеличить прибыль и повысить конкурентоспособность стенда в условиях рыночной экономики [150].

Анализ себестоимости изготовления стенда начнем с изучения общей суммы затрат (издержек) на его производство.

Усовершенствованный стенд представляет собой модульную конструкцию, состоящую из 2-х основных блоков – блока измерения данных (основные элементы – вращающее устройство и гидравлическое нагружающее устройство) и блока обработки данных (основные элементы – персональный компьютер со специализированным программным обеспечением); рассмотрим рыночную стоимость комплектующих для каждого его элемента.

В таблицах 5.1, 5.2 и 5.3 представлена стоимость необходимых материалов ($С_к$, руб.) для изготовления каждого элемента стенда. Рыночная стоимость приобретенных комплектующих и материалов для каждого элемента стенда актуальна на 01.01.2021 г.

Таблица 5.1 – Комплектующие и стоимость изготовления вращающего устройства

Наименование параметра	Кол-во	Примечание	Стоимость, руб.
Материалы для изготовления рамы вращающего устройства с гидравлическим баком и установочной плитой для испытуемого гидронасоса	-	Профильные трубы, металлические уголки, швеллера, листовой металлопрокат, двутавровая балка, окрашенные облицовочные панели	100.000,00
Электродвигатель	75 кВт	Трехфазный асинхронный электродвигатель 4АМН225М4У3	96.280,00
Преобразователь частоты	75 кВт	Плавный пуск и регулировка частоты вращения электродвигателя DELTA VFD-B (75 кВт/380В)	165.300,00
Терморегуляция основного бака вращающего устройства	1 шт.	Теплообменный аппарат	3.427,00
	1 шт.	Клапан электромагнитный SMART SP6135 для воды	730,00
	1 шт.	Термопара А-106К1.5(М6)-U50	664,00
	1 шт.	Контроллер DT320RA-0200 48х48мм, аналоговый выход (4…20мА)	5.044,00
Турбинный расходомер	2 шт.	Расходомер СТ600R-SR-S-B-7 (48 МПа, 600 л/мин), Webtec, (Англия)	230.380,00
Преобразователь давления	1 шт.	Датчик БД ПД-Р (0…10 МПа) для контроля давления в линии управления	2.900,00
Бесконтактный выключатель	1 шт.	Датчик частоты вращения испытуемого гидронасоса ISB A2A-31P-4-LZ	1.382,96
Датчик уровня рабочей жидкости	1 шт.	Оптический датчик-сигнализатор INNOLevel OPTIC	6.570,00
Комплект диагностических манометров	3 шт.	10 МПа, 42 МПа, 60 МПа	3.564,00
Фильтрация рабочей жидкости в гидравлических линиях вращающего устройства	1 шт.	Напорный фильтр 4ФГМ32	11.820,00
Комплект оснастки вращающего устройства			
Переходная плита	1 шт.	Для отечественных ГСТ-33…-166 и зарубежных объемных гидроприводов заводов-изготовителей Eaton, Sauer-Danfoss, Linde, Bosch Rexroth.	980,00
Муфта привода испытуемого гидронасоса	1 шт.		1.200,00
Комплект штуцеров	11 шт.		6.485,00
Рукава высокого давления (РВД)	9 шт.		9.730,00
Запорный кран	1 шт.	Поворотный шаровой кран Link	754,00
Покраска элементов вращающего устройства	-	Окраска маслобензостойкой эмалью по металлу (ФА-1533 МБ) с предварительной грунтовкой окрашиваемой поверхности	31.700,00
			Итого – 678.910,96 руб.

Таблица 5.2 – Комплектующие и стоимость изготовления гидравлического нагружающего устройства

Наименование параметра	Кол-во	Примечание	Стоимость, руб.
Материалы для изготовления рамы гидравлического нагружающего устройства с гидравлическим баком и установочной плитой для испытуемого гидромотора	-	Профильные трубы, металлические уголки, швеллера, листовой металлопрокат, облицовочные панели	30.000,00
Поворотная колесная опора	4 шт.	Колесные опоры SCP55 (без тормоза) и SCPB55 (с тормозом)	2.822,00
Нагружающий гидронасос с муфтой	1 шт.	Аксиально-поршневой нерегулируемый реверсивный гидронасос серии 411.0.107	28.500,00
Терморегуляция бака гидравлического нагружающего устройства	1 шт.	Теплообменный аппарат	3.427,00
	1 шт.	Клапан электромагнитный SMART SP6135 для воды	730,00
	1 шт.	Термопара A-106K1.5(M6)-U50	664,00
	1 шт.	Контроллер DT320RA-0200 48x48мм, аналоговый выход (4…20мА)	5.044,00
Преобразователь давления	1 шт.	Датчик давления БД ПД-Р (0…60 МПа)	5.500,00
Преобразователь расхода жидкости турбинного типа	1 шт.	Датчик расхода ДРЖ-400 (10…500 л/мин)	33.000,00
Бесконтактный выключатель	1 шт.	Датчик частоты вращения нагружающего гидронасоса ISB A2A-31P-4-LZ	1.382,96
Преобразователь температуры	1 шт.	Датчик температуры SR-TTP-400-05-0C (-25…+125 °C), Webtec, (Англия)	16.000,00
Дроссель с манометром	1 шт.	Дроссель RFIK200 (0…60 МПа)	35.000,00
Обратные клапаны	4 шт.	VD7-W1/30 (трубного монтажа)	43.430,40
Комплект фитингов для обратных клапанов	8 шт.	Прямые с уплотнением G1" 1/4-30S	5.769,60
Тройник соединительный	4 шт.	Высокого давления S-50 (M42×2)	774,40
Комплект фитингов для гидравлической системы	17 шт.	Прямые и угловые (90º) высокого давления DK S50 (M42×2)	4.144,89
Рукава высокого давления	4 шт.	Четырехоплеточные (M42×2)	5.251,00
Фильтрация жидкости в гидравлическом нагружающем устройстве	1 шт.	Фильтр напорный 4ФГМ32	11.820,00
Покраска элементов гидравлического нагружающего устройства	-	Окраска маслобензостойкой эмалью по металлу (ФА-1533 МБ) с предварительной грунтовкой окрашиваемой поверхности	22.600,00
			Итого – 255.860,25 руб.

Таблица 5.3 – Комплектующие и стоимость изготовления блока обработки данных

Наименование параметра	Кол-во	Примечание	Стоимость, руб.
Персональный компьютер	1 шт.	Acer Veriton ES2730G, процессор Intel Core i3-8100 3.6 GHz, оперативная память 4 Гб, жесткий диск 1000 Гб.	22.590,00
Терминал	1 шт.	Размещения ПК и комплектующих программного обеспечения	15.000,00
Многофункциональная плата сбора данных	1 шт.	National Instruments USB-6251	84.613,40
Коннекторный блок	1 шт.	National Instruments SCB-68	28.100,00
Провод монтажный	40 м	МКЭШ 5×0,5 ТРТС для датчиков стенда (вращающего устройства и гидравлического нагружающего устройства)	2.040,80
Блок питания	2 шт.	Стабилизированный блок питания БПС 15-1.5 (питание датчиков стенда)	3.500,00
			Итого – 155.844,20 руб.

Анализ таблиц 5.1, 5.2 и 5.3 показал, что общая стоимость комплектующих материалов для изготовления каждого блока стенда составляет 1.090.615,41 руб. без учета стоимости работ, расходных материалов, производственных расходов и амортизационных отчислений.

Расчет себестоимости изготовления стенда произведем по методике, описанной в научно-технической литературе [39, 150, 151, 152]. Себестоимость изготовления $С_{стенда}$, руб. (с учетом стоимости каждого блока) определим исходя из следующего выражения:

$$C_{стенда} = \sum_{i=1}^{n} (ЗП_i + H_{св._i}) + C_{к.} + C_{р.м.} + C_{пр.} + A_{отч.}\text{, руб.,} \qquad (5.1)$$

где ЗП – заработная плата за изготовление одного блока стенда с учетом социальных отчислений, руб.; $Н_{св}$ – сумма страховых взносов, руб., $С_к$ – стоимость комплектующих материалов для изготовления блоков стенда, руб., $С_{р.м}$ – стоимость расходных материалов для изготовления блоков стенда, руб., $С_{пр.}$ – производственные расходы, руб.; $А_{отч.}$ – амортизационные отчисления, руб.

Заработную плату производственных рабочих ЗП, руб., занятых в изготовлении стенда, определим исходя из следующего выражения:

$$ЗП = ЧТС_{сред.} \cdot t_{сред.}, \text{ руб.}, \quad (5.2)$$

где $ЧТС_{сред}$ – средняя часовая тарифная ставка производственного рабочего, руб./ч; $t_{сред}$ – среднее значение времени, затраченного на изготовление каждого блока стенда производственным рабочим, ч.

Среднюю часовую тарифную ставку $ЧТС_{сред}$, руб./ч для каждого производственного рабочего определим исходя из следующего выражения:

$$ЧТС_{сред.} = \frac{ЗП_{сред.мес.}}{Р_{мес.}}, \text{ руб./ч} \quad (5.3)$$

где $ЗП_{сред.мес.}$ – средняя месячная заработная плата по отраслям в регионе, руб.; $Р_{мес.}$ – месячная продолжительность работы производственного рабочего, ч.

По данным Территориального органа Федеральной службы государственной статистики по Республике Мордовия средняя месячная заработная плата по отраслям ($ЗП_{сред.мес.}$) в регионе составляет 26.373,6 руб. [153].

При 5-ти дневной рабочей неделе и односменном графике (8 часов) среднее число рабочих дней в месяце составляет 21 день, тогда месячная продолжительность работы производственного рабочего составляет 168 часов.

Для изготовления усовершенствованного стенда необходимо 3 вида производственных рабочих: слесарь для подготовки металлопродукции, электросварщик и сборщик.

Подставляя известные значения в формулу (5.3), определим среднюю часовую тарифную ставку $ЧТС_{сред}$, руб./ч для производственных рабочих по Республике Мордовия:

$$ЧТС_{сред} = \frac{26.373,6}{168} = 156,98 \text{ руб./ч}$$

Время, затраченное каждым производственным рабочим на выполнение слесарных, сварочных и сборочных операций по изготовлению стенда, определялось методом хронометражного исследования. Метод заключался в определении затраченного рабочего времени на выполнение технологиче-

ских операций. Усредненные результаты затраченного времени на изготовление стенда сведены в таблицу 5.4.

Таблица 5.4 – Усредненные значения времени, затраченного на изготовление каждого блока стенда

Виды работ по изготовлению стенда	Вращающее устройство	Гидравлическое нагружающее устройство	Блок обработки данных
Усредненное штучно- калькуляционное время слесарных работ, ч	34,3	26,7	–
Усредненное штучно- калькуляционное время сварочных работ, ч	17,2	14,2	–
Усредненное штучно- калькуляционное время сборочных работ, ч	122,9	82,5	58,1
Всего часов	174,4	123,4	58,1

Из таблицы 5.4 видно, что общее затраченное время производственными рабочими на изготовление вращающего устройства составляет 174,4 ч; гидравлического нагружающего устройства 123,4 ч; блока обработки данных 58,1 ч. Таким образом, суммарное затраченное время на изготовления стенда при наличии всех комплектующих и материалов составляет 355,9 ч (или 45 рабочих дней при 8 часовом рабочем дне).

Подставляем полученное значение средней часовой тарифной ставки и усредненное время, затраченное на слесарные работы (см. табл. 5.4), в формулу (5.2) и рассчитаем заработную плату слесаря:

$$ЗП = 156{,}98 \cdot 61 = 9.575{,}78 \text{ руб.}$$

Подставляем полученное значение средней часовой тарифной ставки и усредненное время, затраченное на сварочные работы (см. табл. 5.4), в формулу (5.2) и рассчитаем заработную плату электросварщика:

$$ЗП = 156{,}98 \cdot 31{,}4 = 4.929{,}17 \text{ руб.}$$

Подставляем полученное значение средней часовой тарифной ставки и усредненное время, затраченное на сборочные работы (см. табл. 5.4), в формулу (5.2) и рассчитаем заработную плату сборщика:

$$ЗП = 156{,}98 \cdot 263{,}5 = 41.364{,}23 \text{ руб.}$$

Теперь необходимо определить сумму страховых взносов для каждого производственного рабочего. Ставка страховых взносов на обязательное пенсионное страхование для хозяйственных обществ и хозяйственных партнерств, занимающихся внедрением результатов интеллектуальной деятельности согласно Налоговому кодексу Российской Федерации, составляет 27,2 % (статья 427 НК РФ) [154].

Тогда сумму страховых взносов $Н_{св}$, руб. для каждого производственного работника определим исходя из следующего выражения:

$$H_{св.} = \frac{ЗП \cdot 27{,}2}{100}, \text{ руб.} \quad (5.4)$$

Подставляя полученные значения в формулу (5.4), рассчитаем сумму страховых взносов для слесаря:

$$H_{св.} = \frac{9.575{,}78 \cdot 27{,}2}{100} = 2.604{,}61 \text{ руб.}$$

Подставляя полученные значения в формулу (5.4), рассчитаем сумму страховых взносов для электросварщика:

$$H_{св.} = \frac{4.929{,}17 \cdot 27{,}2}{100} = 1.340{,}73 \text{ руб.}$$

Подставляя полученные значения в формулу (5.4), рассчитаем сумму страховых взносов для сборщика:

$$H_{св.} = \frac{41.364{,}23 \cdot 27{,}2}{100} = 11.251{,}07 \text{ руб.}$$

При расчете себестоимости изготовления стенда необходимо учитывать стоимость расходных материалов ($С_{р.м.}$, руб.), необходимых для изготовления его каждого элемента. Стоимость необходимых расходных материалов представлена в таблице 5.5.

Таблица 5.5 – Расходные материалы, необходимые для изготовления стенда

Вид расходного материала	Количество	Цена за единицу, руб.	Итого, руб.
1	2	3	4
Круг отрезной «ЗУБР» по металлу для УШМ 150х2,5х22,23 мм	42 шт.	36,00	1.512,00
Сварочная проволока СВ-0,8	15 кг	120,00	1.800,00

Окончание таблицы 5.5

1	2	3	4
Диск зачистной по металлу для УШМ 150х6х22 мм Bosch Expert	3 шт.	205,00	615,00
Набор сверл по металлу Redverg Ø1-18 мм	1 шт.	1.490,00	1.490,00
Фреза концевая по металлу Ø14 мм	2 шт.	349,00	698,00
Набор метчиков по металлу	1 шт.	850,00	850,00
Лист шлифовальный по металлу 230×280 мм	10 шт.	36,00	360,00
Круг лепестковый плоский по металлу Р40, 125х22 мм	2 шт.	66,00	132,00
Напильник по металлу FIT 42576	2 шт.	230,00	460,00
Набор крепежа (болты, шайбы, гроверные шайбы, гайки)	-	-	1670,00
Ветошь	3,5 кг	33,4	116,70
			Всего – 9.703,70 руб.

Далее необходимо определить производственные расходы. Производственные расходы $С_{пр.}$, руб. определим исходя из следующего выражения:

$$C_{пр.} = C_{эл.} + C_{ком.} + (ЧТС_{сред} + 0{,}302 \cdot ЧТС_{сред}) \cdot t_{обсл.}, \text{ руб.} \quad (5.5)$$

где $С_{эл.}$ – стоимость затраченной электрической энергии, руб.; $С_{ком.}$ – затраты на коммунальные услуги, руб.; $ЧТС_{сред}$ – средняя часовая тарифная ставка производственного рабочего, занятого техническим обслуживанием оборудования (инструментов), руб./ч; $t_{обсл.}$ – время, затраченное на техническое обслуживание оборудования (инструментов), ч.

По результатам хронометражного исследования время, затраченное на техническое обслуживание оборудования (инструментов), $t_{обсл.}$ производственным рабочим, составило 0,6 ч.

Стоимость затраченной электроэнергии $С_{эл}$, руб. определим исходя из следующего выражения:

$$C_{эл.} = \sum_{i=1}^{n} (W_{потр.i} \cdot t_{эл.i}) \cdot K_{загр.} \cdot T_{эл.}, \text{ руб.} \quad (5.6)$$

где $W_{потр.i}$ – активная мощность потребителей тока, участвующих в технологических процессах по изготовлению стенда, кВт; $t_{эл.i}$ – время работы потребителей тока по технологическим операциям, ч; $К_{загр.}$ – коэффициент загрузки электродвигателя по мощности ($К_{загр.}$ принимается в пределах

0,8…0,9); $Т_{эл.}$ – тариф на потребление электрической энергии, $Т_{эл.}$= 4,37 руб./кВт·ч [155].

В технологических операциях по изготовлению стенда задействованы следующие инструменты: угловая шлифмашинка «Зубр» УШМ-П150-1400В с потребляемой мощностью 1,4 кВт; сварочный полуавтомат *Blueweld Megamig* 400S с потребляемой мощностью 20 кВт; сетевая дрель *Dexter* с потребляемой мощностью 1,1 кВт. Время работы потребителей тока по технологическим операциям взято из таблицы 5.4. Подставляя известные значения в формулу (5.6), найдем стоимость затраченной электроэнергии $С_{эл}$, руб.:

$$C_{эл.} = (1{,}4 \cdot 61) + (20 \cdot 31{,}4) + (1{,}1 \cdot 205{,}4) \cdot 0{,}9 \cdot 4{,}37 = 3.694{,}42 \text{ руб.}$$

Затраты на коммунальные услуги $С_{ком}$, руб. определим исходя из следующего выражения:

$$C_{ком.} = \frac{Q_{пом.} \cdot T_{отопл.}}{N_г} + \frac{S_{пом.} \cdot T_{ком.}}{N_г} + \frac{W_{осв.} \cdot T_{эл.} \cdot t_{осв.}}{N_г}, \text{ руб.} \qquad (5.7)$$

где $Q_{пом.}$ – объем помещения, необходимого для организации производственного цеха по изготовлению стенда, $Q_{пом.}$ = 252 м^3; $T_{отопл.}$ – среднегодовой тариф на отопление, $T_{отопл.}$=5,29 руб./м^2; $S_{пом.}$ – площадь помещения, необходимого для организации производственного цеха по изготовлению стенда, $S_{пом.}$ = 72 м^2; $Т_{ком.}$ – годовой тариф на коммунальные услуги, $Т_{ком.}$ = 64 руб./м^2; $W_{осв.}$ – мощность источников освещения, $W_{осв.}$ = 0,76 кВт; $t_{осв.}$ – время горения источников освещения в год, $t_{осв.}$ = 960 ч; $N_г$ – годовая программа изготовления стендов, шт.

Оценка потребности в стенде на территории Приволжского федерального округа показала, что годовая программа изготовления составит 4 стенда ($N_г$ = 4 шт.) [156]. Подставляя известные значения в формулу (5.7), определим затраты на коммунальные услуги $С_{ком}$, руб.

$$C_{ком.} = \frac{252 \cdot 5{,}29}{4} + \frac{72 \cdot 64}{4} + \frac{0{,}76 \cdot 4{,}37 \cdot 960}{4} = 2.282{,}36 \text{ руб.}$$

Подставляя полученные значения в формулу (5.5), найдем производственные расходы $С_{пр.}$, руб.:

$$C_{пр.} = 3.694{,}42 + 2.282{,}36 + (156{,}98 + 0{,}302 \cdot 156{,}98) \cdot 0{,}6 = 6.099{,}41 \text{ руб.}$$

Амортизационные отчисления $А_{отч}$, руб. определим исходя из следующего выражения:

$$A_{отч.} = \frac{Б_{об.} \cdot a_{об.}}{100 \cdot N_{г}} + \frac{T_{с.м.} \cdot a_{с.м.}}{100 \cdot N_{г}}, \text{ руб.} \quad (5.8)$$

где $Б_{об.}$ – балансовая стоимость оборудования, руб.; $a_{об.}$ – норма амортизационных отчислений оборудования, принимаем $a_{об.}$ =12,5 %; $T_{с.м.}$ – стоимость строительно-монтажных работ, $T_{с.м.}$=10 % от балансовой стоимости оборудования; $a_{с.м.}$ – норма амортизационных отчислений здания, принимаем $a_{с.м.}$ = 3 %.

Балансовая стоимость оборудования $Б_{об.}$, руб., необходимого для изготовления каждого блока стенда, складывается из следующих составляющих:

$$Б_{об.} = C_{ушм} + C_{свар.} + C_{др.}, \text{ руб.} \quad (5.9)$$

где $С_{ушм}$ – стоимость угловой шлифмашинки «Зубр» УШМ-П150-1400В, $С_{ушм.}$= 4.270 руб.; $С_{свар.}$ – стоимость сварочного полуавтомата *Blueweld Megamig* 400S, $С_{свар.}$=152.200 руб.; $С_{др.}$ – стоимость сетевой дрели *Dexter*, $С_{др.}$ = 3.708 руб.

Подставляя известные значения в формулу (5.9), найдем балансовую стоимость оборудования $Б_{об.}$, руб.:

$$Б_{об.} = 4.270 + 152.200 + 3.708 = 160.178 \text{ руб.}$$

Подставляя известные значения в формулу (5.8), определим амортизационные отчисления $А_{отч}$, руб.:

$$A_{отч.} = \frac{160.178 \cdot 12{,}5}{100 \cdot 4} + \frac{16.017{,}8 \cdot 3}{100 \cdot 4} = 5.125{,}69 \text{ руб.}$$

После вычисления всех составляющих формулы (5.1) рассчитаем себестоимость изготовления стенда $С_{стенда}$, руб.:

$$C_{стенда} = (9.575{,}78 + 2.604{,}61) + (4.929{,}17 + 1.340{,}73) + (41.364{,}23 + 11.251{,}07) +$$
$$+ 1.090.615{,}41 + 9.703{,}70 + 6.099{,}41 + 5.125{,}69 = 1.182.609{,}80 \text{ руб.}$$

Полную себестоимость затрат на изготовление стенда $С_{полн.}$, руб. опре-

делим исходя из следующего выражения:

$$C_{полн.} = C_{стенда} + C_{н.пр.} + C_{тр.}, \text{ руб.} \quad (5.10)$$

где $C_{н.пр.}$ – непроизводственные расходы, связанные с расходами на рекламу, участием в научных конференциях, в выставках и др., руб.; $C_{тр.}$ – транспортные расходы, связанные с доставкой комплектующих материалов, руб.

Сумму непроизводственных расходов $C_{н.пр.}$, руб. определим исходя из следующего выражения:

$$C_{н.пр.} = \frac{18 \cdot C_{пр.}}{100}, \text{ руб.} \quad (5.11)$$

Подставляя известные значения в формулу (5.11), определим сумму непроизводственных расходов $C_{н.пр.}$, руб.:

$$C_{н.пр.} = \frac{18 \cdot 6.099{,}41}{100} = 1.097{,}89 \text{ руб.}$$

Комплектующие материалы для изготовления стенда приобретались не только в городе Саранске, но и в других городах России, таких как Москва, Санкт-Петербург, Пермь, Челябинск, Омск, поэтому для их доставки пользовались услугами транспортных компаний. Минимальная стоимость доставки груза до терминала в г. Саранск составляет 500 рублей (цена доставки груза до терминала зависит от его массы и объема) [157]. Таким образом, транспортные расходы, связанные с доставкой комплектующих материалов, составили 14.684,70 руб. ($C_{тр.}$ = 14.684,70 руб.).

Тогда, подставляя известные значения в формулу (5.10), найдем полную себестоимость стенда $C_{полн.}$, руб.:

$$C_{полн.} = 1.182.609{,}80 + 1.097{,}89 + 14.684{,}70 = 1.198.392{,}39 \text{ руб.}$$

Определим отпускную цену стенда для потенциального потребителя (с учетом 30 % прибыли), которая составит:

$$И_{стенда} = 1.198.392{,}39 \times 1{,}3 = 1.557.910 \text{ руб.}$$

Таким образом, себестоимость изготовления стенда с учетом всех издержек составляет 1.198.392,39 руб., а его отпускная цена для потенциального потребителя составляет 1.557.910 руб., что значительно ниже стоимости

изготовления и реализации, чем у отечественных и зарубежных аналогов при более высоких технических возможностях [158]. Из этого следует, что совершенствование стенда является целесообразным.

Для успешного внедрения и дальнейшей коммерциализации усовершенствованного стенда в условиях рыночной экономики необходимо провести проектно-финансовый анализ, который позволит оценить инвестиционную привлекательность стенда как для потенциального потребителя (ремонтных предприятий и сервисных центров), так и для будущего инвестора, сделать вывод о конкурентоспособности усовершенствованного стенда и определить срок его окупаемости.

5.2 Проектно-финансовый анализ инвестиционной привлекательности усовершенствованного стенда

Проектно-финансовый анализ направлен на определение ценности усовершенствованного и внедряемого стенда для потенциального потребителя и будущего инвестора и зависит прежде всего от грамотного финансового планирования. Финансовое планирование включает в себя оценку эффективности усовершенствованного стенда с расчетами возможных затрат, убытков, рисков, прибыли и срока окупаемости.

Методика проведения проектно-финансового анализа изложена в следующей научной литературе [1, 39, 156, 159, 160, 161].

Основным показателем оценки эффективности усовершенствованного стенда являлся чистый дисконтированный доход (или чистая приведенная стоимость) *NPV (Net Present Value).* Чистый дисконтированный доход определялся как сумма текущих эффектов за весь расчетный период, приведенная к дисконтированным денежным поступлениям (результатам) над интегральными дисконтированными денежными выплатами (затратами).

Чистый дисконтированный доход за расчетный период времени рассчитывается исходя из следующего выражения:

$$NPV = Э = \sum_{t=1}^{T} (R_t - Z_t) \cdot \frac{1}{(1+E)^t}, \quad (5.12)$$

где R_t – денежные поступления (результаты), достигаемые на t-ом интервале, руб.; Z_t – денежные выплаты (затраты), осуществляемые на том же интервале, руб.; $(R_t - Z_t)$ – сальдо денежного потока на t-ом интервале, руб.; t – шаг (интервал) расчета, руб.; T – горизонт расчета; E – норма дисконтирования.

Усовершенствованный стенд может быть признан с экономической точки зрения эффективным, если NPV положительно.

Для инвестора важным показателем является норма дисконтирования – это минимально допустимая величина дохода в расчете на единицу капитала, вложенного в реализацию стенда [156, 159, 161]. Альтернативой инвестиционному проекту в данных исследованиях являлось вложение средств в банковские депозиты или ценные бумаги. Таким образом, за норму дисконта в качестве ориентира использовался уровень доходности ценных бумаг или ставки по долгосрочному кредиту. В качестве безрисковой нормы дисконта принималась ставка рефинансирования Центрального Банка Российской Федерации, которая составляла 6,0 % годовых.

Разницу между текущими результатами и текущими затратами стенда можно рассматривать как текущий эффект:

$$Э = (R_t - Z_t). \quad (5.13)$$

Вывод о приемлемости уровня затрат на освоение производства по изготовлению стенда позволяет рассчитывать на единовременное выделение денежных средств, тогда формула (5.12) принимает вид:

$$NPV = \sum_{t=1}^{T} (R_t - Z'_t) \cdot \frac{1}{(1+E)^t} - K, \quad (5.14)$$

где Z'_t – затраты, осуществляемые на t-ом шаге, без учета капиталовложений, руб.; K – инвестиции, приведенные к первому году расчета, руб.

Индекс доходности (*Profitability Index*) – это отношение интегрального дисконтированного сальдо денежного потока к интегральным дисконтиро-

ванным инвестициям, определяется по следующей формуле:

$$ИД = \frac{1}{K} \cdot \sum_{i=0}^{Q} \left(R_i - Z_i' \right) \frac{1}{\left(1+E\right)'} \quad . \tag{5.15}$$

Внутренняя норма доходности (*Internal Rate of Return*) стенда рассчитывается по формуле:

$$ВНД = \sum_{i=1}^{Q} \frac{\left(R_i - Z_i' \right)}{\left(1+E_{вн}\right)^i} = \sum \frac{K_i}{\left(1-E_{вн}\right)'} \, . \tag{5.16}$$

Реализация стенда признается целесообразной, если величина внутренней нормы доходности превышает норму дисконтирования.

Немаловажным показателем является срок окупаемости стенда, что определяет минимальный период времени, в течение которого чистый дисконтированный доход становится положительным, и рассчитывается по следующей формуле [156, 159, 161]:

$$T_{стенда} = \sum_{i=0}^{Q_{ОК}} \frac{K_i}{(1+E)^i} \le \sum_{i=0}^{Q_{ok}} \frac{(R_i - Z_i)}{(1+E)^i} \, , \tag{5.17}$$

Результаты расчетов по формулам (5.12) – (5.17) сведены в таблицу 5.7.

Финансовое планирование проводилось применительно к малому инновационному предприятию по ремонту гидроагрегатов ООО «Агросервис», город Саранск, РМ [149]. За инвестируемый проект принято внедрение на участок ремонта объемных гидроприводов усовершенствованного в диссертационной работе стенда со специализированным программным обеспечением для контроля технического состояния бывших в эксплуатации и отремонтированных гидроагрегатов отечественного и зарубежного производства. Согласно данным малого инновационного предприятия, годовая прибыль от внедрения на участок ремонта данного стенда составила 492,1 тыс. руб. (см. табл. 5.6). Это значение прибыли использовалось для расчета эффективности инвестиционного проекта (усовершенствованного стенда).

Таблица 5.6 – Количество поступающих на ремонт в МИП ООО «Агросервис» гидроагрегатов и стоимость проверки их технического состояния

Наименование гидроагрегата	Количество, шт.	Стоимость проверки гидроагрегата, руб.	Всего в год, руб.
Аксиально-поршневые гидронасосы (гидромоторы)			
Нерегулируемые, в том числе: - отечественные - зарубежные	 14 9	 1.500 2.000	 21.000 18.000
Регулируемые, в том числе: - отечественные - зарубежные	 12 16	 3.000 4 500	 36.000 72.000
Объемный гидропривод (ГСТ)			
- отечественные	37	4.000	148.000
- зарубежные	31	5.500	170.500
Гидронасосы шестеренные			
- отечественные	8	1.000	8.000
- зарубежные	6	3.100	18.600
			Итого – 492.100 руб.

Результаты оценки экономической эффективности усовершенствованного стенда на примере предприятия представлены в таблице 5.7.

Таблица 5.7 – Финансовые показатели усовершенствованного стенда на примере малого инновационного предприятия ООО «Агросервис»

Финансовые показатели	Год работы стенда			
	1	2	3	4
Инвестиции, руб.	1.557.910	-	-	-
Дисконтированные денежные потоки по годам, руб.	-1.079.338,2	447.543,78	418.439,9	391.473,47
Накопленное дисконтированное сальдо денежного потока, руб.	-1.079.388,2	-631.794,38	-213.354,49	178.118,99
Чистый дисконтированный доход (*NPV*), руб.	178.118,99			
Индекс доходности (ИД), ед	0,11			
Внутренняя норма доходности (ВНД), %	15,82%			
Срок окупаемости стенда, лет	3 года 7 мес.			

Анализ таблицы 5.7 показал, что *NPV* положителен, т. е. это доказывает экономическую эффективность стенда. Величина внутренней нормы доходности составляет 15,82 % годовых, что в 2,3 раза выше нормы дисконтирования E = 6,0 %. Срок окупаемости стенда составляет 3 года 7 месяцев при программе 133 испытания в год.

В таблице 5.8 представлена отпускная стоимость усовершенствованного стенда для потенциального потребителя в сопоставлении с наиболее близкими отечественными и зарубежными аналогами.

Таблица 5.8 – Отпускная стоимость усовершенствованного стенда и аналогов

Вид оборудования	Стоимость оборудования, руб
Стоимость усовершенствованного стенда, руб.	1.557.910
Стоимость отечественных аналогов, руб.	3.500.000 – 5.500.000
Стоимость зарубежных аналогов, руб.	свыше 15.000.000

Из таблицы 5.8 видно, что стоимость стенда для потенциальных потребителей с учетом всех издержек составляет 10,4 % от стоимости зарубежных и 44,5 % от стоимости отечественных аналогов при более высоких технических возможностях, что несомненно говорит о его конкурентоспособности в условиях рыночной экономики.

Таким образом, оценка экономической эффективности показала, что совершенствование и внедрение стенда является целесообразным.

Выводы по главе 5:

– рассчитана себестоимость изготовления и отпускная цена (с учетом 30 % прибыли) усовершенствованного стенда, которые составляют 1.198.392,39 руб. и 1.557.910 руб. соответственно, что значительно ниже отечественных и зарубежных аналогов при более высоких технических возможностях, что повышает его конкурентоспособность в условиях ремонтных предприятий и сервисных центров;

– проведен проектно-финансовый анализ инвестиционной привлекательности усовершенствованного стенда на примере действующего в настоящее время малого инновационного предприятия МИП ООО «Агросервис». Полученные результаты показали, что финансовые показатели разработки находятся на высоком уровне: низкий срок окупаемости (3,7 года), высокий индекс доходности (0,11 ед.) и внутренней нормы доходности (15,82 %), меньшая отпускная цена для потенциального потребителя.

Усовершенствованный стенд и методика испытаний отечественных и зарубежных объемных гидроприводов внедрены на малом инновационном предприятии МИП ООО «Агросервис» (г. Саранск, Республика Мордовия). Акт внедрения представлен в приложении Ж. Результаты диссертационной работы используются при изготовлении новых и модернизации имеющихся стендов для испытания и обкатки объемных гидроприводов на производственном предприятии ООО «Гидроспецстенд» (г. Москва). Акт внедрения представлен в приложении З.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основании проведенных в диссертационной работе исследований получены следующие результаты:

1. Для контроля технического состояния наиболее распространенных в АПК моделей объемных гидроприводов: ГСТ-90, ГСТ-112 Россия, Украина, 6423-618 и 6433-113 (*Eaton*) США; 90*R*100 и 90*M*100 (*Sauer-Danfoss*), *BMV*70*R* и *BMF*75 (*Linde*), *AA4VG*90 и A2FM90 (*Bosch Rexroth*) – Германия, стенд должен обеспечивать: приводную мощность не менее 70 кВт; регулирование и контроль частоты вращения приводного вала гидронасоса от 500 до 3720 об/мин; измерение подачи/расхода в линиях нагнетания от 33,6 до 375,0 л/мин, рабочего давления от 24,1 до 48 МПа, давления в линии управления от 1,40 до 4,0 МПа, поддержание температуры рабочей жидкости от 45 до 85 °С; определение объемного КПД; создание переменной нагрузки на валу испытуемого гидромотора гидравлическим методом и определение крутящего (тормозного) момента в диапазоне от 326 до 763 Н·м.

2. Предложен и теоретически обоснован механизм создания переменной нагрузки (крутящего, тормозного момента) на валу испытуемого гидромотора объемного гидропривода с использованием гидравлического нагружающего устройства. Разработана схема стенда, позволяющая реализовать гидравлический метод нагружения.

3. Сделан опытный образец гидравлического нагружающего устройства, создающего тормозной момент, достаточный для стендовых испытаний наиболее распространенных в АПК моделей объемных гидроприводов.

4. Получена регрессионная модель связи крутящего (тормозного) момента $M_{т(кр.)}$ на валу гидромотора объемного гидропривода с параметрами ГНУ: перепада давления $\Delta p_{гну}$, частоты вращения вала $n_{гну}$ и температуры рабочей жидкости $t_{гну}$. Установлено, что в диапазонах $\Delta p_{гну}$ = 18 – 38 МПа, $n_{гну}$ = 1500 – 3500 об/мин., $t_{гну}$ = 50 – 80 ºС регрессионная модель адекватно описывает изменение крутящего (тормозного) момента. При этом погреш-

ность не превышает 1 %.

5. Комплекс экспериментальных исследований позволил получить следующие результаты:

– отечественное гидравлическое масло МГЕ-46В может быть использовано при стендовых испытаниях зарубежных объемных гидроприводов в условиях ремонтных предприятий и сервисных центров в замену зарубежных масел *Hydrau-Gard* 46 *Plus* и *Shell Tellus S2 V46* при следующих рациональных температурных диапазонах: для *Eaton* 60 – 67 ºС, для *Sauer-Danfoss*, *Linde* и *Bosch Rexroth* 60 – 69 ºС;

– максимальные величины погрешностей параметров диагностирования зарубежных объемных гидроприводов в установленных рациональных температурных диапазонах для гидравлического масла МГЕ-46В, в сравнении с рекомендованными, составляют: для объемного КПД гидронасосов не более 2,06 %; для крутящего момента гидромоторов не более 1,27 %, что соответствует требованиям ГОСТ 17108;

– максимальные значения тепловой энергии в рекомендуемых рациональных температурных диапазонах наблюдаются у объемных гидроприводов, бывших в эксплуатации: для *Sauer-Danfoss* – 27491,23 Вт, для ГСТ-112 – 12115,53 Вт, для *Eaton* – 10594,72 Вт. Максимальное значение тепловой энергии, выделяемой ГНУ, – 17508,91 Вт.

6. В диссертационной работе:

– усовершенствован стенд для контроля технического состояния отечественных и зарубежных объемных гидроприводов сельскохозяйственной техники, реализующий методики испытаний заводов-изготовителей в условиях ремонтных предприятий и сервисных центров. Стенд обеспечивает приводную мощность 75 кВт, бесступенчатое регулирование и измерение частоты вращения вала гидронасоса от 0 до 4000 об/мин, измерение подачи и расхода от 8 до 600 л/мин, рабочего давления от 0 до 60 МПа, давления в линии управления от 0 до 10 МПа, температуры рабочей жидкости от 0 до 100 ºС; определение объемного КПД; создание и определение крутящего (тормозно-

го) момента от 0 до 1000 Н·м;

– усовершенствована методика испытаний отечественных и зарубежных объемных гидроприводов в условиях ремонтных предприятий и сервисных центров;

– разработано специализированное программное обеспечение, обеспечивающее контроль, измерение и сохранение параметров диагностирования, регламентированных заводами-изготовителями, в режиме реального времени.

7. Производственная проверка показала, что стенд позволяет:

– с высокой точностью определять параметры диагностирования объемных гидроприводов, при этом погрешность измерения менее 1 %, что не противоречит требованиям ГОСТ 17108;

– за счет увеличения количества контролируемых параметров повысить полноту диагностирования объемных гидроприводов отечественного и зарубежного производства до 1;

– достоверно контролировать техническое состояние объемных гидроприводов. Установлено, что с доверительной вероятностью $p_Д$ = 0,96 основные параметры диагностирования (КПД, крутящий момент) 21 комплекта новых ГСТ-90 соответствуют требованиям завода-изготовителя.

8. Проектно-финансовый анализ инвестиционной привлекательности стенда для ремонтных предприятий и сервисных центров показал, что себестоимость его изготовления с учетом всех издержек составляет 1 198 392,39 руб., индекс доходности – 0,11 ед., внутренняя норма доходности – 15,82 %, срок окупаемости – 3,7 года.

Рекомендации и перспективы дальнейшей разработки темы. Дальнейшая работа будет направлена на исследование механизма отказа объемных гидроприводов. Одной из приоритетных задач является разработка методики прогноза остаточного ресурса агрегатов по результатам диагностирования.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Земсков А.М. Технология повышения долговечности объемного гидропривода (на примере ГСТ-112): дис. … канд. техн. наук: 05.20.03 / Земсков Александр Михайлович. – Саранск, 2014. – 295 с.

2. Башта Т.М. Объемные гидравлические приводы / Т.М. Башта, И.З. Зайченко. – М.: Машиностроение, 1968. – 628 с.

3. Павлов А.И. Повышение надежности гидроприводов лесных машин: дис. … д-ра техн. наук: 05.21.01 / Павлов Александр Иванович. – Йошкар-Ола, 2004. – 408 с.

4. Павлов А.И. Диагностирование гидроприводов транспортно-технологических машин и оборудования: монография / А.И. Павлов, П.Ю. Лощенов, А.А. Тарбеев. Под общей редакцией профессора А.И. Павлова. – Йошкар-Ола: Поволжский государственный технологический университет, 2017. – 204 с.

5. Павлов А.И. Надежность, диагностика и защита гидроприводов транспортно-технологических машин: монография / А.И. Павлов, А.А. Тарбеев, С.Л. Вдовин. Под общей редакцией профессора А.И. Павлова. – Йошкар-Ола: Поволжский государственный технологический университет, 2017. – 376 с.

6. Васильев Б.А. Гидравлические машины / Б.А. Васильев, Н.А. Грецов. – М.: Агропромиздат, 2000. – 272 с.

7. Галин Д.А. Оценка работоспособности и повышение долговечности объемного гидропривода ГСТ-90: автореф. дис. … канд. техн. наук: 05.20.03 / Галин Дмитрий Александрович. – Саранск, 2007. – 19 с.

8. Камчугов Н.В. Причины выявления ресурсных отказов и оценка долговечности гидростатических трансмиссий сельскохозяйственной техники: дис. … канд. техн. наук: 05.20.03 / Камчугов Николай Викторович. – Челябинск, 1992. – 203 с.

9. Кириллов Ю.И. Ремонт и эксплуатация объемного гидропривода / Ю.И. Кириллов, Ф.А. Каулин, А.Н. Хмелевой. – М.: Агропромиздат, 1987. – 80 с.

10. Столяров А.В. Повышение долговечности аксиально-поршневого гидронасоса с наклонным блоком восстановлением и упрочнением изношенных поверхностей деталей: автореф. дис. … канд. техн. наук: 05.20.03 / Столяров Алексей Владимирович. – Саранск, 2009. – 18 с.

11. Рылякин Е.Г. Повышение работоспособности гидросистемы трактора терморегулированием рабочей жидкости: дис. … канд. техн. наук: 05.20.03 / Рылякин Евгений Геннадьевич. – Пенза, 2007. – 152 с.

12. Рылякин Е.Г. Повышение надежности гидросистем мелиоративных машин обеспечением чистоты рабочих жидкостей в условиях Республики Таджикистан / Е.Г. Рылякин, С.А. Жесткова, И.Н. Сёмов, Ш.И. Кодиров // Нива Поволжья. – 2019. – № 1 (50). – С. 133-138.

13. Рылякин Е.Г. Повышение надежности гидравлических систем мелиоративных машин за счет обеспечения чистоты рабочих жидкостей / Е.Г. Рылякин, С.А. Жесткова, Ш.И. Кодиров // Образование и наука в современном мире. Инновации. – 2019. – № 3 (22). – С. 240-246.

14. Никитин О.Ф. Надежность, диагностика и эксплуатация гидропривода мобильных объектов. / О.Ф. Никитин. Учебное пособие. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 312 с.

15. Соловьев Р.Ю. Новые средства диагностики гидроприводов / Р.Ю. Соловьев, А.А. Ермилов // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ. – 2005. – №1. – С. 108-109.

16. Колчин А.В. Оптимальная точность технического диагностирования сельскохозяйственных тракторов: дис. … канд. техн. наук: 05.20.03 / Колчин Анатолий Васильевич. – Москва, 1985. – 351 с.

17. Гринчар Н.Г. Методы и средства повышения надежности гидроприводов дорожных и строительных машин: дис. … д-ра техн. наук: 05.05.04 / Гринчар Николай Григорьевич. – Москва, 2007. – 337 с.

18. Булакина Е.Н. Повышение эксплуатационной надежности гидрофицированных машин на основе оперативного управления процессами их обслуживания: дис. … д-ра техн. наук: 05.02.13 / Булакина Елена Николаевна. – Красноярск, 2005. – 370 с.

19. Маслов Н.А. Создание стенда для послеремонтных испытаний гидромоторов дорожных, строительных и подъемно-транспортных машин: дис. … канд. техн. наук: 05.05.04 / Маслов Николай Александрович. – Новосибирск, 2006. – 128 с.

20. Маслов Н.А. Использование продолжительности разгона гидромотора в качестве диагностического параметра / Н.А. Маслов, Н.В. Мокин // Гидравлика и пневматика. – 2007. – № 23. – С. 22-23.

21. Петрищев Н.А. Очистка трубопроводов перерабатывающих предприятий АПК моечными машинами высокого давления: автореф. дис. … канд. техн. наук: 05.20.03 / Петрищев Николай Алексеевич. – Москва, 2004. – 20 с.

22. Петрищев Н.А. Предложения по использованию агрегатов вторичного фонда запасных частей на многофункциональных стендах для контроля качества ремонта агрегатов трансмиссии и гидропривода / Н.А. Петрищев, И.М. Макаркин, А.О. Капусткин, А.С. Саяпин // Сельскохозяйственная техника: обслуживание и ремонт. – 2020. – № 7. – С. 6-11.

23. Петрищев Н.А. Сервисное оборудование для агрегатов трансмиссии и гидропривода / Н.А. Петрищев, И.М. Макаркин, А.С. Саяпин // Сельскохозяйственная техника: обслуживание и ремонт. – 2018. – № 5. – С. 38-41.

24. Петрищев Н.А. Стендовое обеспечение контроля качества ремонта трансмиссии энергонасыщенных тракторов / Н.А. Петрищев, А.А. Данков // Труды ГОСНИТИ. – 2016. – Том 122. – С. 99-104.

25. K-E Rydberg Efficiencies for variable hydraulic pumps and motors – Mathematical models and operation conditions / Karl-Erik Rydberg // Linköping University. – 2009. – 37 p.

26. Z. Paszota Graphical presentation of the power of energy losses and power developed in the elements of hydrostatic drive and control system / Zygmunt Paszota // Polish Maritime Research. – 2008. – Vol. 15. – P. 28-37.

27. Ковалев В.Г. Гидравлическая система зерноуборочного комбайна «ДОН-1500» / В.Г. Ковалев, В.С. Петрусенко, В.В. Гусаров. Белорусская государственная сельскохозяйственная академия. – Горки, 2010. – 24 с.

28. Земсков А.М. Повышение долговечности объемного гидропривода на примере ГСТ-112 / А.М. Земсков, П.А. Ионов, П.В. Сенин // Технология колесных и гусеничных машин. – 2015. – № 4. – С. 21-26.

29. Сенин П.В. Новая технология ремонта регулируемых аксиально-поршневых гидромашин / П.В. Сенин, П.А. Ионов, А.В. Столяров, А.М. Земсков, С.В. Пьянзов // Сельский механизатор. – 2016. – № 9. – С. 30-33.

30. Комбайн зерноуборочный самоходный РСМ-142 «*ACROS* 530». Инструкция по эксплуатации и техническому обслуживанию, 2007. – 289 с.

31. ООО «КЗ «Ростсельмаш» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.rostselmash.com.

32. Ионов П.А. Выбор оптимальных режимов восстановления изношенных деталей электроискровой наплавкой (на примере золотника гидрораспределителя): автореф. дис. … канд. техн. наук: 05.20.03 / Ионов Павел Александрович. – Саранск, 1999. – 18 с.

33. Величко С.А. Восстановление и упрочнение электроискровой наплавкой изношенных отверстий чугунных корпусов гидрораспределителей (на примере корпуса гидрораспределителя Р-75): автореф. дис. … канд. техн. наук: 05.20.03 / Величко Сергей Анатольевич. – Саранск, 2000. – 16 с.

34. Раков Н.В. Технология и средства восстановления деталей гидрораспределителей с плоскими золотниками методом электроискровой обработки: автореф. дис. … канд. техн. наук: 05.20.03 / Раков Николай Викторович. – Саранск, 2003. – 16 с.

35. Нуянзин Е.А. Повышение долговечности шестеренных гидронасосов восстановлением изношенных рабочих поверхностей комбинированным методом (на примере насоса НШ-50А-3): автореф. дис. … канд. техн. наук: 05.20.03 / Нуянзин Евгений Анатольевич. – Саранск, 2005. – 16 с.

36. Давыдкин А.М. Повышение межремонтного ресурса интегрального рулевого механизма комплексным восстановлением и упрочнением изношенных поверхностей деталей: автореф. дис. … канд. техн. наук: 05.20.03 / Давыдкин Александр Михайлович. – Саранск, 2008. – 18 с.

37. Мартынов А.В. Совершенствование технологии ремонта гидрораспределителей восстановлением и упрочнением деталей методом электроискровой обработки: автореф. дис. … канд. техн. наук: 05.20.03 / Мартынов Алексей Владимирович. – Саранск, 2011. – 17 с.

38. Чумаков П.В. Технология ремонта силовых гидроцилиндров сельскохозяйственной техники электроискровым методом: автореф. дис. … канд. техн. наук: 05.20.03 / Чумаков Павел Васильевич. – Саранск, 2013. – 18 с.

39. Величко С.А. Разработка высокоэффективных технологий ремонта агрегатов навесных гидросистем тракторов с применением метода электроискровой обработки: дис. … д-ра техн. наук: 05.20.03 / Величко Сергей Анатольевич. – Саранск, 2017. – 480 с.

40. Величко С.А. Ремонт агрегатов навесных гидросистем автотракторной техники / С.А. Величко, П.В. Сенин, Н.В. Раков. – Саранск: Изд-во Мордов. ун-та, 2013. – 192 с.

41. Башта Т.М. Гидравлика, гидравлические машины и гидроприводы / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов. – М.: Машиностроение,1962. – 423 с.

42. Прокофьев В.Н. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод / В.Н. Прокофьев. – М.: Машиностроение, 1968. – 495 с.

43. Danfoss – Engineering Tomorrow [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.danfoss.com/en/

44. Sauer-Danfoss – axial piston pumps series 90. Technical information. March, 2016. – 91 p.

45. Sauer-Danfoss – axial piston motors series 90. Technical information. September, 2016. – 44 p.

46. ОАО «Пневмостроймашина» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.psm-hydraulics.ru.

47. ООО «СалаватГидравлика» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.salavatgidravlika.ru.

48. ОАО «Гидросила» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.hydrosila.com.

49. Министерство сельского хозяйства и продовольствия Республики Мордовия [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://agro.e-mordovia.ru.

50. Сенин П.В. Анализ состояния машинно-тракторного парка и перспективы развития ремонтно-обслуживающей базы АПК Республики Мордовия / П.В. Сенин, П.А. Ионов // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы. Сборник научных трудов международной научно-практической конференции, посвященной памяти доктора технических наук, профессора Ф.Х. Бурумкулова. – Саранск: Изд-во: ОАО «Типография «Рузаевский печатник», 2016. – С. 17-26.

51. Кувайцев В.Н. Гидрооборудование зерноуборочных комбайнов «ACROS» / В.Н. Кувайцев, Н.П. Ларюшин. – Пенза: РИО ПГСХА, 2014. – 187 с.

52. Пьянзов С.В. Анализ парка зерноуборочных и кормоуборочных комбайнов агропромышленного комплекса Республики Мордовия / С.В. Пьянзов, О.Д. Рачков, М.Н. Байчурин // XLV Огарёвские чтения. Материалы научной конференции. Ответственный за выпуск П.В. Сенин. – Саранск: Мордов. гос. ун-т, 2017. – С. 484-489.

53. ОАО «Гомсельмаш» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.gomselmash.by.

54. Eaton heavy duty hydrostatic transmissions. Models 33 through 76. Eaton Corporation. June, 1997. – 32 p.

55. Linde Hydraulics [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.linde-hydraulics.com.

56. Axial piston fixed motor A2FM series 6. Bosch Rexroth Group. June, 2012. – 46 p.

57. Axial piston variable pump A4VTG series 33. Bosch Rexroth Group. August, 2012. – 20 p.

58. Ионов П.А. Обоснование технических параметров стендового оборудования для оценки технического состояния объемного гидропривода / П.А. Ионов, С.В. Пьянзов, А.М. Земсков // Труды ГОСНИТИ. – 2017. – Том 128. – С. 97-105.

59. ГОСТ Р 27.605-2013. Надежность в технике (ССНТ). Ремонтопригодность оборудования. Диагностическая проверка.

60. Земсков А.М. Методики и средства оценки технического состояния объемных гидроприводов / А.М. Земсков, П.А. Ионов, А.В. Столяров // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы. Межвузов. сб. науч. тр. – Саранск : Изд-во Морд. университета, 2016. – С. 349-356.

61. Колчин А.В. Динамические методы диагностирования гидротрансмиссий сельскохозяйственных комбайнов / А.В. Колчин, Б.Ш. Каргиев // Труды ГОСНИТИ. – 2005. – № 98.

62. Алексеенко А.П. Совершенствование технологии диагностирования гидропривода одноковшовых строительных экскаваторов по объемному коэффициенту полезного действия: дис. … канд. техн. наук: 05.05.04 / Алексеенко Андрей Петрович. – Санкт-Петербург, 2001. – 180 с.

63. Савельев А.П. Диагностирование тракторов по динамическому состоянию машинно-тракторных агрегатов / А.П. Савельев. – Саранск: Изд-во Мордов. ун-та, 1993. – 216 с.

64. Pavlov A.I. Spectral method for monitoring the technical condition of hydraulic drives of forest harvester machines / A.I. Pavlov, A.A. Tarbeev, A.V. Egorov, I.A. Polyanin, S.Ya. Alibekov, A.V. Lysyannikov, Yu.F. Kaizer, J.S. Sharshembiev // Journal of Physics Conference Series: Metrological Support

of Innovative Technologies. Krasnoyarsk Science and Technology City Hall of the Russian Union of Scientific and Engineering Associations. Krasnoyarsk, Russia. Institute of Physics and IOP Publishing Limited, 2020. – P. 42086.

65. Павлов А.И. Методика определения стратегии замены элементов гидропривода транспортно-технологических машин / А.И. Павлов, А.А. Тарбеев // Современные наукоемкие технологии. – 2018. – № 4. – С. 108-112.

66. Павлов А.И. Метод диагностирования гидроприводов транспортно-технологических машин / А.И. Павлов, А.А. Тарбеев // Вестник Поволжского государственного технологического университета. Серия: Материалы. Конструкции. Технологии. – 2017. – № 3. – С. 87-94.

67. Pavlov A.I. A method for functional diagnosis of hydraulic drives of forest machinery / A.I. Pavlov, A.V. Egorov, I.A. Polyanin, K.E. Kozlov // International Journal of Environmental and Science Education. – 2016. – № 18. – P. 11331-11340.

68. Rylyakin E.G. The effect of physico-chemical composition of microparticles contamination of diesel fuel on the technical condition of the power supply system of diesel engines / E.G. Rylyakin // Research Journal of Pharmaceutical, Biological and Chemical Sciences. – 2019. – № 2. – P. 334-337.

69. Рылякин Е.Г. Технологическая оснастка для восстановления работоспособности гидронасосов рулевого управления / Е.Г. Рылякин, К.Ю. Кандрина // Образование и наука в современном мире. Инновации. – 2018. – № 1 (14). – С. 255-262.

70. Rylyakin E.G. Definition of engine capacity losses on resistance overcoming in transmission and a hydraulic actuator / E.G. Rylyakin // Contemporary Engineering Sciences. – 2017. – № 8. – P. 353-357.

71. Петрищев Н.А. Проект многофункционального стенда для сервисных участков дилеров / Н.А. Петрищев, И.М. Макаркин, А.С. Саяпин, А.Р. Поспелов // Импортозамещающие технологии и оборудование для глубокой комплексной переработки сельскохозяйственного сырья. Материалы I

Всероссийской конференции с международным участием. – Тамбов: Тамбовский государственный технический университет, 2019. – С. 235-238.

72. Макаркин И.М. Опыт внедрения оборудования для диагностики, контроля качества изготовления и ремонта агрегатов гидропривода, трансмиссии энергонасыщенной техники / И.М. Макаркин, А.А. Данков, Е.М. Филиппова, Н.А. Петрищев, А.С. Саяпин // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2019. – № 4-2 (336). – С. 135-144.

73. Филиппова Е.М. Опытный образец стенда для функциональной обкатки полнокомплектных агрегатов в условиях мастерской дилера / Е.М. Филиппова, Н.А. Петрищев, А.О. Капусткин, Н.С. Крюковская, А.С. Саяпин // Сельскохозяйственная техника: обслуживание и ремонт. – 2018. – № 4. – С. 40-41.

74. Костомахин М.Н. Экспериментальная система работоспособности узлов и агрегатов сельскохозяйственной техники / М.Н. Костомахин, Н.А. Петрищев, А.Н. Воронов, А.С. Саяпин // Инновации в сельском хозяйстве. – 2019. – № 4 (33). – С. 132-143.

75. Пат. 2160855 Российская Федерация, МПК F15B19/00. Способ оценки технического состояния гидростатического привода / В.И. Черноиванов, А.Э. Северный [и др.]; заявитель и патентообладатель Всероссийский научно-исследовательский технологический институт ремонта и эксплуатации машинно-тракторного парка. – № 2000107573/06; заявл. 29.03.2000; опубл. 20.12.2000; Бюл. № 35.

76. Пат. 2146339 Российская Федерация, МПК F15B19/00. Стенд для испытания агрегатов гидрообъемных приводов / заявитель и патентообладатель Всероссийский научно-исследовательский технологический институт ремонта и эксплуатации машинно-тракторного парка. – № 99106747/06; заявл. 31.03.1999; опубл. 10.03.2000; Бюл. № 7.

77. Пат. 2381385 Российская Федерация, МПК F04B51/00. Стенд для испытания регулируемых аксиально-поршневых гидронасосов и гидромоторов / В.И. Черноиванов, Р.Ю. Соловьев [и др.]; заявитель и патентообладатель

Государственное научное учреждение Всероссийский научно-исследовательский технологический институт ремонта и эксплуатации машинно-тракторного парка (ГНУ ГОСНИТИ). – № 2008137350/06; заявл. 19.09.2008; опубл. 10.02.2010; Бюл. № 4.

78. Пат. 79862 Российская Федерация, МКПО 10-05. Стенд универсальный для испытания, обкатки и регулировки гидроагрегатов / В.И. Черноиванов, Е.М. Филиппова [и др.]; заявитель и патентообладатель Государственное научное учреждение Всероссийский научно-исследовательский технологический институт ремонта и эксплуатации машинно-тракторного парка (ГНУ ГОСНИТИ). – № 2010503524; заявл. 03.12.2010; опубл. 16.10.2011; Бюл. № 10.

79. Пат. 74328 Российская Федерация, МПК B23H1/02. Устройство оценки технического состояния гидростатической трансмиссии / Ф.Х. Бурумкулов, П.В. Сенин [и др.]; заявитель и патентообладатель Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарева. – № 2008106421/22; заявл. 19.02.2008; опубл. 27.06.2008; Бюл. № 18.

80. Bosch Rexroth Group [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.boschrexroth.com/en/xc/

81. Maruma Technica CO., LTD [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.maruma.jp/index.html.

82. Техническое описание и руководство по эксплуатации универсальной испытательной машины для гидроаппаратуры Maruma MH-125D. Maruma Technica. Japan, 2017. – 4 с.

83. Aidco test systems [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://powertestdyno.com .

84. Hydraulic Component Test Stand model 700 Product Brochure. Aidco test systems. USA, 2017. – 7 p.

85. Hydraulic Component Test Stand model 850 Product Brochure. Aidco test systems. USA, 2017. – 4 p.

86. High Land Hydraulic Pump [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.hldhydraulic.com/en/index.jsp.

87. ООО «Спец-Проект» – разработка оборудования и приборов для диагностики и сервисного обслуживания специализированной техники [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://спец-проект.рф.

88. Производственное Объединение ООО «Стендовое оборудование» [Электронный ресурс].– Режим доступа: http://dta-stend.ru/contacts/

89. Техническое описание и инструкция по эксплуатации на стенд «СГН/110м-БИМ». Производственное объединение ООО «Стендовое оборудование». – Москва, 2016. – 14 с.

90. ООО «Гидроспецстенд» – разработка и изготовление испытательных стендов для специализированной техники [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://hydrospecstand.ru.

91. Компания *Webtec* [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.webtec.com.

92. ООО «ГидроСпецПрибор» – компания по производству гидротестеров и расходомеров [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.gidrosp.ru.

93. Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.vim.ru.

94. Кац С.М. Балансирные динамометры для измерения вращающего момента / С.М. Кац. – М.: Госэнергоиздат, 1962. – 144 с.

95. Фролов Л.Б. Измерение крутящего момента / Л.Б. Фролов. – М.: Энергия, 1967. – 120 с.

96. Пат. 47057 Российская Федерация, МПК F04B51/00. Стенд для испытания гидромоторов / Н.А. Маслов; заявитель и патентообладатель Сибирский государственный университет путей сообщения (СГУПС). – № 2005108014/22: заявл. 21.03.2005; опубл. 10.08.2005; Бюл. № 22.

97. Пат. 41812 Российская Федерация, МПК F04B51/00. Стенд для испытания гидромоторов / Н.А. Маслов, Н.В. Мокин; заявитель и патентообла-

датель Сибирский государственный университет путей сообщения. – № 2004120155/22: заявл. 05.07.2004; опубл. 10.11.2004; Бюл. № 31.

98. Пат. 46312 Российская Федерация, МПК F04B51/00. Стенд для испытания гидромоторов / Н.А. Маслов, Н.В. Мокин; заявитель и патентообладатель Сибирский государственный университет путей сообщения. – № 2004138438/22: заявл. 27.12.2004; опубл. 27.06.2005; Бюл. № 18.

99. Пьянзов С.В. Устройство для оценки технического состояния объемного гидропривода / С.В. Пьянзов, П.А. Ионов, С.А. Величко, А.М. Земсков // Пермский аграрный вестник. – 2018. – № 2 (22). – С. 15-22.

100. Прокофьев В.Н. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод / В.Н. Прокофьев, Ю.А. Данилов, Л.А. Кондаков, А.С. Луганский, Ю.А. Целин. – М.: Машиностроение, 1969. – 496 с.

101. Городецкий К.И. Математическая модель объемных гидромашин / К.И. Городецкий, А.А. Михайлин // Вестник машиностроения. – 1981. – № 9. – С. 14-16.

102. Нерегулируемые аксиально-поршневые насосы (серия 411). Технический каталог. – Екатеринбург, 2017. – 12 с.

103. Влияние температуры рабочей жидкости на выходные параметры объемных гидроприводов трансмиссий лесозаготовительных машин [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://docplayer.ru/39955445-Vliyanie-temperatury-rabochey-zhidkosti-na-vyhodnye-parametry-obemnyh-gidroprivodov-transmissiy-lesozagotovitelnyh-mashin.html.

104. Макаркин И.М. Ресурсосберегающая технология определения гидромеханического КПД аксиально-плунжерных гидромоторов / И.М. Макаркин // Труды ГОСНИТИ. – 2014. – Т. 115. – С. 52-58.

105. Отчет о научно-исследовательской работе – «Теоретически обосновать методы контроля технического состояния агрегатов гидрообъёмной трансмиссии и разработать исходные требования на создание средств контроля качества их ремонта», № госрегистрации 115073010159. Федеральное государственное бюджетное научное учреждение «Всероссийский научно-

исследовательский технологический институт ремонта и эксплуатации машинно-тракторного парка», утвержден доктором технических наук, профессором С.А. Соловьевым. – Москва, 2015. – 189 с.

106. Масло гидравлическое МГЕ-46В [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.oilright.ru/?item=104&page=catalogitem.

107. РДМУ 109-77. Методика выбора и оптимизации контролируемых параметров технологических процессов.

108. Барботько А.И. Планирование, организация и проведение научных исследований в машиностроении / А.И. Барботько, В.А. Кудинов, П.А. Понкратов, А.А. Барботько. – Старый Оскол: ТНТ, 2018. – 500 с.

109. ГОСТ 17108-86. Гидропривод объемный и смазочные системы. Методы измерения параметров.

110. Датчики и системы измерения крутящего момента [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.datum-electronics.ru.

111. ISO 11158-2009. Lubricants, industrial oils and related products (class L). Family H (hydraulic systems). Specifications for categories HH, HL, HM, HV and HG.

112. ГОСТ 17479.3-85. Масла гидравлические. Классификация и обозначение.

113. Тестирование и диагностика комбайнов моделей 9400, 9500 и 9600. Компания John Deere. Техническое руководство. США, 2017. – 954 с.

114. Руководство по ремонту комбайнов моделей 9400, 9500 и 9600. Компания John Deere. США, 2017. – 1108 с.

115. Гидравлическое масло Shell Tellus S2 V46 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://market.shell/product/gidravlicheskoe-maslo-shell-tellus-s2-v-46-20-l/

116. Компания John Deere [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.deere.ru/ru/

117. Гидравлическое масло Hydrau-Gard 46 Plus [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://traktorodetal.ru/portfolio/gidravlicheskoe-maslo-john-deere-hydrau-gard-46-plus/

118. Пьянзов С.В. Влияние температуры рабочей жидкости на объемный коэффициент полезного действия аксиально-поршневого гидронасоса / С.В. Пьянзов, А.В. Столяров, П.А. Ионов, А.М. Земсков // Пермский аграрный вестник. – 2018. – № 4 (24). – С. 9-16.

119. Каверзин С.В. Исследование влияния температуры рабочей жидкости в гидроприводе на трение и износ уплотнений силовых гидроцилиндров: дис. … канд. техн. наук / Каверзин Сергей Викторович. – Красноярск, 1969. – 141 с.

120. Каверзин С.В. Курсовое и дипломное проектирование по гидроприводу самоходных машин: учеб. пособие / С.В. Каверзин. – Красноярск: ПИК «ОФСЕТ», 1997. – 383 с.

121. Мурадов А. Исследование и разработка мероприятий по повышению надежности гидропривода машин, применяемых в хлопкопроизводстве: дис. … канд. техн. наук: 05.20.03 / Мурадов Анвар. – Ташкент, 1994. – 152 с.

122. Хомутов М.П. Совершенствование систем приводов гидрофицированных машин для эксплуатации в условиях низких температур: дис. … канд. техн. наук: 05.02.02 / Хомутов Максим Павлович. – Красноярск, 2008. – 135 с.

123. Мохаммад Альмохаммад Альнайеф Совершенствование систем приводов гидрофицированных машин для эксплуатации в условиях высоких температур: дис. … канд. техн. наук: 05.02.02 / Мохаммад Альмохаммад Альнайеф. – Братск, 2015. – 105 с.

124. ГОСТ 16770-86. Баки для объемных гидроприводов и смазочных систем. Общие технические требования.

125. Ионов П.А. Методика динамической оценки технического состояния объемных гидроприводов / П.А. Ионов, П.В. Сенин, С.В. Пьянзов,

А.В. Столяров, А.М. Земсков // Техника и оборудование для села. – 2019. – № 5 (263). – С. 26-31.

126. ГОСТ 3134-78. Уайт-спирит. Технические условия.

127. ГОСТ 17433-80. (СТ СЭВ 1704-79). Промышленная чистота. Сжатый воздух. Классы загрязненности.

128. ГОСТ 12026-76. Бумага фильтровальная лабораторная. Технические условия.

129. ГОСТ 16504-81. Система государственных испытаний продукции. Испытания и контроль качества продукции. Основные термины и определения.

130. Подколзин А.А. Разработка объемного гидропривода поступательного действия / А.А. Подколзин, О.М. Пискунов, К.В. Демин. – Тула : Тульский государственный университет, 2003. – 58 с.

131. Петренко С.М. Проектный расчет объемного гидропривода вращательного движения: методическое пособие / С.М. Петренко. – Минск: БНТУ, 2011. – 48 с.

132. ГОСТ 8734-75. Трубы стальные бесшовные холоднодеформированные. Сортамент.

133. Ведерникова М.И. Расчет пластинчатых теплообменников: методические указания / М.И. Ведерникова, В.С. Таланкин. – Екатеринбург: Редакционно-издательский отдел УГЛТУ, 2008. – 29 с.

134. Бухмиров В.В. Тепловой расчет рекуперативного теплообменного аппарата: учебное пособие / В.В. Бухмиров, Д.В. Ракутина, Ю.С. Солнышкова, М.В. Покрова. – Иваново: ФГБОУ ВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», 2013. – 124 с.

135. Радченко С.А. Теплотехника и энергетические машины: учебное пособие / С.А. Радченко, А.Н. Сергеев. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2015. – 630 с.

136. Видин Ю.В. Теоретические основы теплотехники. Тепломассообмен: учеб. пособие / Ю.В. Видин, Р.В. Казаков, В.В. Колосов. – Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2015. – 370 с.

137. Центр проектирования. Разработка проектов и технические расчеты [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.center-pss.ru.

138. Паянные пластинчатые теплообменники с параллельным соединением серии XB. ООО «Данфосс». Москва, 2016. – 60 с.

139. Бухмиров В.В. Тепломассообмен: учеб. пособие / В.В. Бухмиров. – Иваново: ФГБОУ ВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», 2014. – 360 с.

140. ГОСТ 17216-2001. Чистота промышленная. Классы чистоты жидкостей.

141. ISO 4406-1999. Hydraulic fluid power. Fluids. Method for coding the level of contamination by solid particles.

142. Свидетельство о гос. регистрации программы для ЭВМ № 2019614369. Программа для оценки технического состояния объемных гидроприводов / П.А. Ионов, П.В. Сенин, С.В. Пьянзов, М.В. Ильин, А.В. Столяров, А.М. Земсков; заявка № 2019613170 от 27.03.2019; зарег. 03.04.2019.

143. Пат. 187833 Российская Федерация, МПК F15B 19/00, G01M 15/00, F04B 51/00. Устройство для оценки технического состояния объемных гидроприводов / П.А. Ионов, П.В. Сенин, А.М. Земсков, А.В. Столяров, С.В. Пьянзов; патентообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Национальный исследовательский Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарёва». – №2018137976 : заявл. 29.10.2018 ; опубл. 19.03.2019 ; Бюл. № 8.

144. ГОСТ 12.2.003-91. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Оборудование производственное. Общие требования безопасности.

145. ГОСТ 12.2.061-81. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Оборудование производственное. Общие требования безопасности к рабочим местам.

146. ГОСТ 12.1.004-91. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Пожарная безопасность. Общие требования.

147. Артемьев Ю.Н. Качество ремонта и надежность машин в сельском хозяйстве / Ю.Н. Артемьев. – М.: Колос, 1981. – 239 с.

148. Боровиков В.П. STATISTIKA. Искусство анализа данных на компьютере: для профессионалов / В. П. Боровиков. – СПб : Питер, 2003. – 688 с.

149. Малое инновационное предприятие ООО «Агросервис» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.agroservice.mrsu.ru.

150. Савицкая Г.В. Анализ хозяйственной деятельности предприятий АПК / Г.В. Савицкая. – 4-е изд., испр. и доп. – Минск: Новое знание, 2004. – 736 с. – (Экономическое образование).

151. Конкин Ю.А. Экономика ремонта сельскохозяйственной техники / Ю.А. Конкин. – М.: Агропромиздат, 2007. – 423с.

152. Рылякин Е.Г.Экономическая эффективность восстановления деталей гидрофицированных машин / Е.Г. Рылякин, М.А. Богданова // Образование и наука в современном мире. Инновации. – 2018. – № 3 (16). – С. 249-255.

153. Территориальный орган Федеральной службы государственной статистики по Республике Мордовия [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.mrd.gks.ru.

154. Налоговый кодекс Российской Федерации. Часть вторая. Федеральный закон РФ от 5 августа 2000 г. 117-ФЗ [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_28165/

155. ООО «Электросбытовая компания «Ватт-Электросбыт» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.skwes.com.

156. Сенин П.В. Проектно-финансовый анализ инвестиционной привлекательности гидростенда для ремонтных предприятий и сервисных центров / П.В. Сенин, П. А. Ионов, С.В. Пьянзов, А.М. Земсков, А.В. Столяров // Технический сервис машин. – 2020. – № 2 (139). – С. 48-57.

157. Транспортная компания «Деловые линии» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.saransk.dellin.ru.

158. Ионов П.А. Разработка стенда для оценки технического состояния объемных гидроприводов с гидравлическим нагружающим устройством /

П.А. Ионов, П.В. Сенин, С.В. Пьянзов, А.В. Столяров, А.М. Земсков // Инженерные технологии и системы. – 2019. – Т. 29. – № 4. – С. 529-545.

159. Марголин А.М. Инвестиции / А.М. Марголин. – М.: Российская академия государственной службы при Президенте РФ РАГС, 2006. – 461 с.

160. Величко С.А. Экономическая эффективность ремонта гидроагрегатов методом электроискровой обработки / С.А. Величко, П.В. Чумаков, А.В. Мартынов // Сельский механизатор. – 2018. – № 1. – С. 18-20.

161. Ионов П.А. Анализ инвестиционной привлекательности стендового оборудования / П.А. Ионов, А.М. Земсков, С.В. Пьянзов // Российская экономика в условиях новых вызовов: материалы Всероссийской научно-практической конференции / редкол. : Н.П. Макаркин [и др.]; ФГБОУ ВО «МГУ им. Н.П. Огарёва». – Саранск: Издатель Афанасьев В.С., 2018. – С. 318-323.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Усредненные результаты испытаний отечественных и зарубежных объемных гидроприводов с гидравлическим маслом МГЕ-46В.

Параметр диагностирования		Объемный гидропривод											
		Пневмостроймашина и Гидросила				*Sauer-Danfoss*		*Eaton*		*Linde*		*Bosch Rexroth*	
		ГСТ-90		ГСТ-112		90*R*100 90*M*100		6423-618 6433-113		*HPV*105 *HMF* 105		*AA4VG* *A2FM*	
		Новые	Бывш. в экспл.	Новые	Бывш. в экспл.	Новые	Бывш. в экспл.	Новые	Бывш. в экспл.	Новые	Бывш. в экспл.	Новые	Бывш. в экспл.
Устанавливаемые параметры													
Номинальное давление в линии нагнетания, МПа		27,0		27,0		42,0		24,1		25,0		40,0	
Номинальная частота вращения, об/мин		1500		2000		3300		3500		2900		2000	
Контролируемые параметры													
Объемный КПД гидронасоса, при температуре, ºС	45	0,955	0,723	0,957	0,755	0,957	0,828	0,967	0,756	0,965	0,774	0,959	0,805
	50	0,954	0,709	0,956	0,741	0,956	0,826	0,966	0,755	0,964	0,772	0,958	0,802
	55	0,953	0,697	0,954	0,729	0,955	0,819	0,965	0,754	0,963	0,765	0,957	0,796
	60	0,951	0,665	0,952	0,687	0,954	0,813	0,959	0,748	0,962	0,759	0,956	0,791
	65	0,936	0,621	0,938	0,653	0,952	0,809	0,955	0,739	0,960	0,754	0,954	0,786
	70	0,912	0,593	0,917	0,625	0,949	0,804	0,943	0,721	0,957	0,750	0,951	0,782
	75	0,907	0,547	0,909	0,579	0,943	0,792	0,928	0,708	0,951	0,739	0,945	0,770
	80	0,891	0,525	0,895	0,557	0,936	0,776	0,915	0,691	0,943	0,721	0,937	0,753
	85	0,874	0,486	0,877	0,518	0,927	0,763	0,897	0,673	0,934	0,709	0,928	0,739
Выходной крутящий момент гидромотора, Н·м при температуре, ºС	45	325,43	316,85	403,35	394,21	647,92	613,05	445,41	433,22	410,56	397,18	498,41	483,81
	50	323,84	313,69	401,73	391,74	646,09	609,48	444,03	431,39	409,12	393,32	497,26	479,53
	55	322,25	310,32	400,46	388,43	645,41	606,32	442,11	429,61	408,32	390,54	496,47	476,37
	60	320,66	308,74	398,59	386,85	644,23	603,74	439,94	428,03	407,18	387,61	495,13	473,49
	65	319,07	306,75	397,21	384,57	642,89	600,46	438,13	426,07	405,64	384,29	493,72	470,16
	70	317,48	304,97	395,34	382,49	641,14	599,17	436,38	424,15	404,27	383,06	492,35	469,28
	75	315,83	301,83	393,78	379,63	639,72	596,83	434,54	422,85	402,43	380,74	490,53	466,62
	80	314,31	298,96	392,15	376,78	638,67	592,29	432,81	419,63	401,39	376,32	489,28	462,45
	85	312,73	296,62	390,62	374,35	636,99	590,17	430,11	418,75	399,73	374,27	487,66	460,11

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Усредненные результаты испытаний отечественных и зарубежных объемных гидроприводов с гидравлическим маслом *Hydrau-Gard* 46 *Plus*.

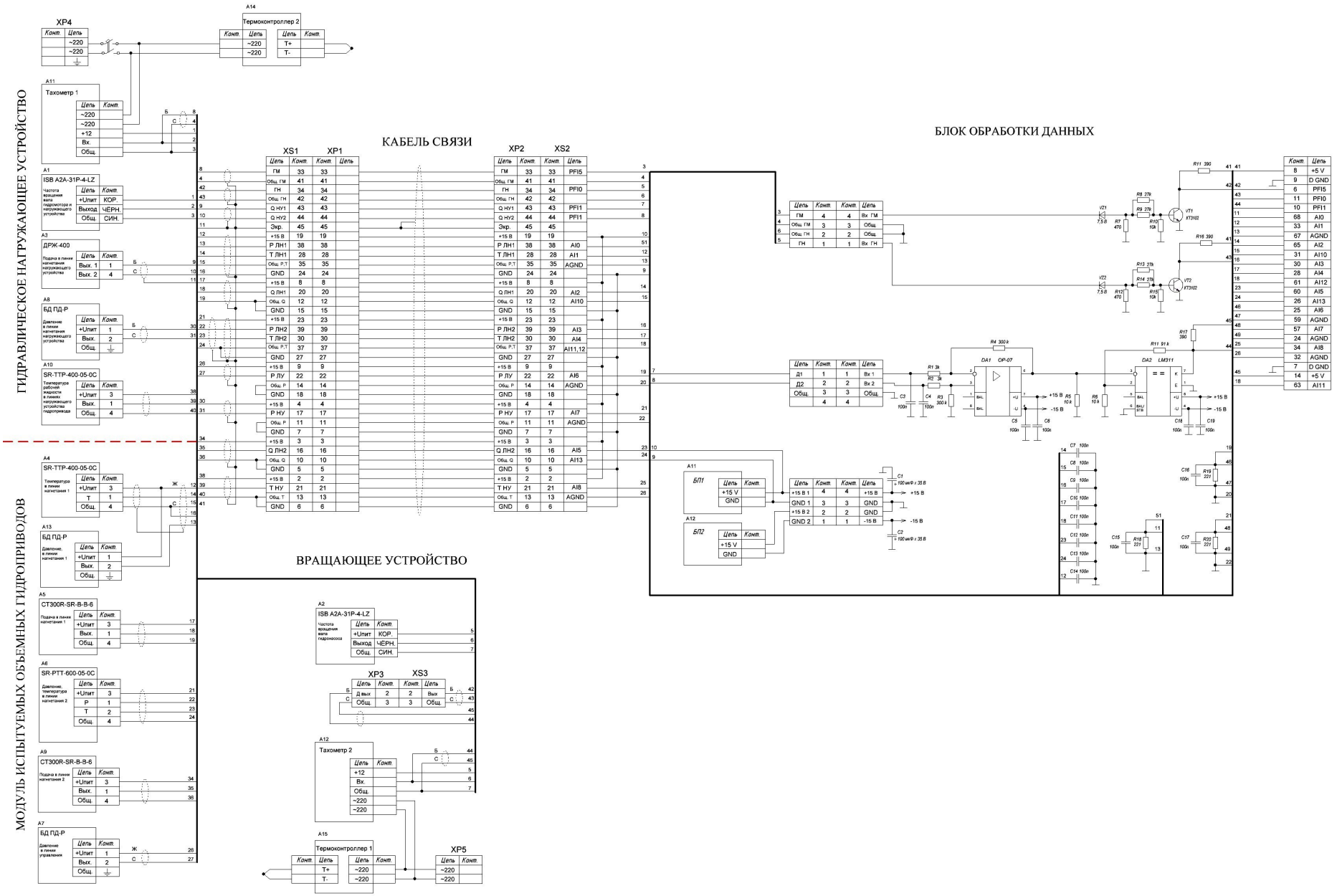
Параметр диагностирования		Объемный гидропривод											
		Пневмостроймашина и Гидросила				*Sauer-Danfoss*		*Eaton*		*Linde*		*Bosch Rexroth*	
		ГСТ-90		ГСТ-112		90*R*100 90*M*100		6423-618 6433-113		*HPV*105 *HMF* 105		*AA*4*VG* *A*2*FM*	
		Новые	Бывш. в экспл.	Новые	Бывш. в экспл.	Новые	Бывш. в экспл.	Новые	Бывш. в экспл.	Новые	Бывш. в экспл.	Новые	Бывш. в экспл.
Устанавливаемые параметры													
Номинальное давление в линии нагнетания, МПа		27,0		27,0		42,0		24,1		25,0		40,0	
Номинальная частота вращения, об/мин		1500		2000		3300		3500		2900		2000	
Контролируемые параметры													
Объемный КПД гидронасоса, при температуре, ºС	45	0,956	0,726	0,958	0,758	0,958	0,829	0,968	0,757	0,966	0,775	0,960	0,806
	50	0,955	0,721	0,957	0,753	0,957	0,827	0,967	0,756	0,965	0,773	0,959	0,804
	55	0,954	0,709	0,956	0,741	0,956	0,825	0,966	0,755	0,964	0,771	0,958	0,802
	60	0,952	0,696	0,953	0,728	0,955	0,821	0,964	0,754	0,963	0,767	0,957	0,798
	65	0,949	0,682	0,950	0,714	0,954	0,817	0,962	0,752	0,962	0,763	0,956	0,794
	70	0,944	0,648	0,947	0,680	0,953	0,814	0,959	0,749	0,961	0,760	0,955	0,791
	75	0,939	0,635	0,940	0,667	0,952	0,811	0,957	0,747	0,960	0,757	0,954	0,788
	80	0,925	0,611	0,927	0,643	0,951	0,808	0,953	0,745	0,959	0,754	0,953	0,785
	85	0,911	0,592	0,914	0,624	0,950	0,803	0,942	0,732	0,958	0,749	0,952	0,779
Выходной крутящий момент гидромотора, Н·м при температуре, ºС	45	325,51	317,23	403,78	395,32	648,37	615,13	446,97	434,83	411,23	398,10	499,63	485,19
	50	323,98	315,94	401,95	393,67	647,62	614,84	445,74	433,71	410,57	397,67	498,57	484,73
	55	323,02	313,47	401,08	391,34	646,49	612,37	444,56	432,82	409,35	395,23	497,39	482,25
	60	322,81	311,02	400,53	389,13	645,54	610,01	443,69	431,97	408,47	393,11	496,45	480,17
	65	321,65	309,61	399,41	387,52	644,76	608,51	442,53	430,09	407,61	391,45	495,71	478,44
	70	320,01	308,04	398,36	386,11	643,98	605,03	441,99	429,85	406,89	388,26	494,82	475,13
	75	319,96	306,97	397,82	384,75	643,61	604,57	441,01	429,01	406,28	387,17	494,23	474,37
	80	319,07	305,31	397,01	383,29	642,92	602,21	440,57	428,16	405,76	385,35	493,78	472,15
	85	317,41	304,14	395,26	382,06	642,07	601,08	439,23	427,29	405,02	384,03	493,12	471,28

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Усредненные результаты испытаний отечественных и зарубежных объемных гидроприводов с гидравлическим маслом *Shell Tellus S*2 *V*46.

Параметр диагностирования		Объемный гидропривод											
		Пневмостроймашина и Гидросила				*Sauer-Danfoss*		*Eaton*		*Linde*		*Bosch Rexroth*	
		ГСТ-90		ГСТ-112		90*R*100 90*M*100		6423-618 6433-113		*HPV*105 *HMF* 105		*AA*4*VG* *A*2*FM*	
		Новые	Бывш. в экспл.	Новые	Бывш. в экспл.	Новые	Бывш. в экспл.	Новые	Бывш. в экспл.	Новые	Бывш. в экспл.	Новые	Бывш. в экспл.
Устанавливаемые параметры													
Номинальное давление в линии нагнетания, МПа		27,0		27,0		42,0		24,1		25,0		40,0	
Номинальная частота вращения, об/мин		1500		2000		3300		3500		2900		2000	
Контролируемые параметры													
Объемный КПД гидронасоса, при температуре, ºС	45	0,957	0,728	0,959	0,760	0,959	0,831	0,969	0,759	0,967	0,778	0,961	0,808
	50	0,956	0,724	0,958	0,756	0,958	0,829	0,968	0,758	0,966	0,775	0,960	0,806
	55	0,955	0,712	0,956	0,744	0,957	0,827	0,967	0,757	0,965	0,773	0,959	0,804
	60	0,954	0,702	0,954	0,734	0,956	0,824	0,965	0,756	0,964	0,770	0,958	0,801
	65	0,952	0,684	0,953	0,716	0,955	0,819	0,964	0,754	0,963	0,765	0,957	0,796
	70	0,951	0,656	0,952	0,687	0,954	0,816	0,962	0,751	0,962	0,762	0,956	0,793
	75	0,934	0,628	0,937	0,659	0,951	0,809	0,954	0,744	0,959	0,754	0,952	0,786
	80	0,916	0,604	0,918	0,636	0,95	0,806	0,951	0,741	0,958	0,751	0,951	0,783
	85	0,905	0,586	0,908	0,618	0,949	0,801	0,937	0,728	0,957	0,746	0,950	0,776
Выходной крутящий момент гидромотора, Н·м при температуре, ºС	45	325,65	317,41	403,91	395,87	649,31	616,81	447,43	435,95	412,12	399,21	500,16	486,23
	50	324,16	316,17	402,63	394,24	648,52	615,18	446,93	434,58	411,64	398,44	499,72	485,54
	55	324,05	314,24	402,12	392,14	647,38	613,22	445,17	433,61	410,29	397,17	498,31	484,36
	60	323,95	312,32	401,75	390,36	646,69	611,42	444,82	432,42	409,76	395,38	497,56	482,19
	65	322,46	310,29	400,34	388,41	645,56	609,39	443,17	431,82	408,39	393,46	496,28	480,67
	70	320,98	308,95	399,07	386,69	644,72	606,85	442,37	430,73	407,57	390,65	495,73	477,51
	75	319,49	306,43	397,56	384,18	643,25	603,53	440,41	428,26	406,19	387,32	494,28	474,33
	80	318,01	304,67	396,15	382,45	642,37	601,77	439,17	427,52	405,25	385,83	493,15	472,28
	85	316,53	302,11	394,44	380,07	641,44	599,21	438,55	426,37	404,67	382,20	492,37	470,13

ЭЛЕКТРИЧЕСКАЯ СХЕМА СТЕНДА



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2019614369

Программа для оценки технического состояния объемных гидроприводов

Правообладатель: ***Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Национальный исследовательский Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарёва» (RU)***

Авторы: ***Ионов Павел Александрович (RU), Сенин Петр Васильевич (RU), Пьянзов Сергей Владимирович (RU), Ильин Михаил Владимирович (RU), Столяров Алексей Владимирович (RU), Земсков Александр Михайлович (RU)***

Заявка № **2019613170**

Дата поступления **27 марта 2019 г.**

Дата государственной регистрации в Реестре программ для ЭВМ ***03 апреля 2019 г.***

Руководитель Федеральной службы по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

ПАТЕНТ

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 187833

Устройство для оценки технического состояния объемных гидроприводов

Патентообладатель: ***Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Национальный исследовательский Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарёва" (RU)***

Авторы: ***Ионов Павел Александрович (RU), Сенин Петр Васильевич (RU), Земсков Александр Михайлович (RU), Столяров Алексей Владимирович (RU), Пьянзов Сергей Владимирович (RU)***

Заявка № **2018137976**
Приоритет полезной модели **29 октября 2018 г.**
Дата государственной регистрации в Государственном реестре полезных моделей Российской Федерации **19 марта 2019 г.**
Срок действия исключительного права на полезную модель истекает **29 октября 2028 г.**

Руководитель Федеральной службы по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж

УТВЕРЖДАЮ

Зам. директора
Н.В. Раков

«30» 09 2020 г.
подпись дата

МП

Малое инновационное предприятие
ООО «Агросервис»
430005, Россия, РМ, г. Саранск,
ул. Большевистская, 68,
Тел./факс: 8(8342) 25-44-39
E-mail: agroservis-ime@yandex.ru
www.agroservice.mrsu.ru

АКТ ВНЕДРЕНИЯ
результатов диссертационной работы
Пьянзова Сергея Владимировича

Мы, нижеподписавшиеся, представители малого инновационного предприятия (МИП) ООО «Агросервис» (г. Саранск) – заместитель директора по научной работе, д.т.н. Величко С.А., ведущий научный сотрудник, к.т.н. Столяров А.В., старший научный сотрудник, к.т.н. Земсков А.М. с одной стороны и доцент кафедры технического сервиса машин, к.т.н. Ионов П.А., соискатель Пьянзов С.В., с другой стороны составили настоящий акт о том, что по результатам производственных испытаний стенда (патент РФ № 187833), усовершенствованной методики динамических испытаний отечественных и зарубежных объемных гидроприводов и специализированного программного обеспечения (свидетельство РФ №2019614369), проведенных в период с 15.07.2019 г. по 28.09.2020 г., сделано заключение о высокой эффективности полученных соискателем результатов. Разработанный стенд, усовершенствованная методика динамических испытаний и специализированное программное обеспечение внедрены на участок ремонта объемных гидроприводов. Экономическая эффективность от внедрения разработок соискателя составила 492,1 тыс. руб. в период с 15.07.2019 г. по 28.09.2020 г. при программе 133 испытания в год.

От МИП ООО «Агросервис»

Величко С.А.

Столяров А.В.

Земсков А.М.

От Института механики и энергетики
ФГБОУ ВО «МГУ им. Н.П. Огарёва»

Ионов П.А.

Пьянзов С.В.

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

УТВЕРЖДАЮ
Генеральный директор
Е.Н. Батурин

ООО «Гидроспецстенд»
105118, Россия, г. Москва,
ул. Буракова, д. 27, к. 7
Тел.: +7-915-327-53-68, +7-909-647-10-46
E-mail: hydrospecstand@yandex.ru
www.hydrospecstand.ru

«21» 01 2021 г.
подпись дата

МП

Акт
об использовании результатов диссертационной работы
Пьянзова Сергея Владимировича

Комиссия в составе работников предприятия ООО «Гидроспецстенд» Максаковой Татьяны Викторовны – главного инженера (председатель), Сапова Дмитрия Николаевича – инженера-конструктора и Колдунова Сергея Александровича – инженера-разработчика (члены комиссии) рассмотрев диссертационную работу Пьянзова Сергея Владимировича пришли к выводу, что разработанное устройство для оценки технического состояния объемных гидроприводов (патент РФ №187833) имеет простое конструктивное исполнение и в то же время оснащено надежными современными комплектующими и узлами, рассчитанными на многолетний период их эксплуатации. Устройство позволяет проводить полный цикл испытаний, по оценке технического состояния объемных гидроприводов отечественного и зарубежного производства. Отличительной особенностью устройства является использование метода гидравлического нагружения, при котором крутящий (тормозной) момент на валу испытуемого гидромотора создается при помощи гидромашины. Для эффективности оценки технического состояния объемных гидроприводов разработано программное обеспечение (свидетельство РФ №2019614369) которое позволяет обрабатывать и анализировать результаты испытаний в режиме реального времени. Таким образом, разработанное устройство характеризуют энергоэффективность, простота конструктивного исполнения и низкая рыночная стоимость при лучших технических характеристиках, что обеспечивает его высокую конкурентоспособность.

На основании вышеизложенного комиссия в составе работников предприятия ООО «Гидроспецстенд» пришла к выводу о внедрении полученных результатов Пьянзовым С.В. в производство при изготовлении новых и модернизации уже имеющихся стендов для испытания и обкатки объемных гидроприводов.

Председатель комиссии Т.В. Максакова

Члены комиссии Д.Н. Сапов

С.А. Колдунов

ФОНД СОДЕЙСТВИЯ
ИННОВАЦИЯМ
ДИПЛОМ
победителя программы «УМНИК»
Пьянзов
Сергей Владимирович
2017
Генеральный директор
С.Г. Поляков