

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Инженерно-строительный институт
Кафедра строительных материалов и технологий строительства

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

_____ И.Г.Енджиевская

«_____» _____ 2020 г.

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

**«Повышение безопасности грузоподъемных механизмов в условиях
холодного климата»**

Направление	08.04.01 Строительство
Магистерская программа	08.04.01.00.07 Комплексная механизация и автоматизация строительства

Научный руководитель	_____	доц., канд. техн. наук	Н.Ю.Клиндух
Выпускник	_____		А.С.Чибисов
Рецензент	_____	проф., д-р техн. наук	В.И.Иванчура
Нормоконтролер		доц., канд. техн. наук	Е.С.Турьшева

Красноярск 2020

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Повышение безопасности грузоподъемных механизмов в условиях холодного климата» содержит 111 страницы текстового документа, 32 иллюстраций, 43 формулы, 107 использованных источников.

Объектом разработки является процесс совершенствования устройства грузоподъемного крана в условиях холодного климата.

Цель работы – повышение надежности автомобильных кранов, работающих в условиях низких температур путем применения в системе гидропривода рециркуляции рабочей жидкости.

Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи:

1) Предложить схему терморегулирования рабочей жидкости для обеспечения температурного режима гидропривода в условиях низких температур (до -60°C).

2) Установить в ходе теоретических исследований, лабораторных и производственных экспериментов устойчивость процессов терморегулирования рабочей жидкости гидроприводакрана;

3) Обосновать термодинамические характеристики рабочей жидкости за счет использования тепловой энергии моторного масла из системы смазки ДВС, обеспечивающий возможность разогрева масла и его терморегулирование в процессе эксплуатации гидросистемы автомобильного крана.

В процессе работы в среде Mathcad был произведён расчёт параметров функционально необходимых элементов гидропривода.

В результате работы в среде MATLAB с помощью пакетов расширений Simulink, SimHudraulics, SimMechanics реализована имитационная модель гидропривода крана.

Эффективность полученных результатов определяется работоспособностью и полученными результатами имитационных моделей, разработанных в среде MATLAB&Simulink.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1 Состояние вопроса	5
1.1 Изменение технического состояния гидросистем в процессе эксплуатации	5
1.2 Влияние температуры рабочей жидкости на изменение работоспособности автомобильного крана	6
1.3 Конструктивные решения строительных автомобильных кранов...	12
1.4 Анализ исследований термодинамического состояния автомобильного крана...	18
2 Теоретическое обоснование применения системы терморегулирования рабочей жидкости в гидросистеме автомобильного крана	23
2.1 Тепловой расчет теплообменного аппарата системы терморегулирования рабочей жидкости	24
2.2 Обоснование конструктивных параметров теплообменника системы терморегулирования рабочей жидкости	30
2.3 Создание микроблоков для системы гидропривода автомобильного крана.....	35
3 Экспериментальные исследования	45
3.1 Программа экспериментальных исследований	45
3.2 Методика обработки результатов экспериментальных исследований	47
3.3 Результаты исследования температурных условий работы масла в гидросистеме стенда с применением системы терморегулирования рабочей жидкости	50
3.4 Результаты стендовых исследований изменения работоспособности гидроагрегатов автомобильного крана от температуры рабочей жидкости	53
3.5 Результаты исследования температурных условий работы масла в гидросистеме автомобильного крана с применением системы терморегулирования рабочей жидкости	54
3.6 Результаты исследования изменения работоспособности гидросистемы автомобильного крана от температуры рабочей жидкости	56
3.7 Рекомендации по применению системы терморегулирования рабочей жидкости	57
4 Разработка системы управления температурным режимом гидропривода	59
5 Анализ результатов магистерской диссертации	61
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	62
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	63
ПРИЛОЖЕНИЯ А-Е	70-
	111

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы

На сегодняшний день гидравлический привод стал основным приводом рабочего оборудования, выносных опор, тормозных систем, рулевого оборудования. Им оснащено до 90 % самоходных и стационарных машин различного назначения.

Гидрофицированные машины эксплуатируются в различных географических широтах с большим диапазоном перепада температур окружающего воздуха. Опыт эксплуатации машин показывает, что их надежность существенно зависит от климата. Это становится особенно заметным, если машина в целом или отдельные ее элементы работают в климате, на который они не рассчитаны. Интенсивность изнашивания деталей в северных районах от трех до пяти раз больше, чем в условиях средней полосы.

Одним из методов повышения износостойкости агрегатов гидросистем является улучшение режима их смазки путем применения рациональных температур гидравлических масел в условиях эксплуатации. Это связано с тем, что современная техника не имеет эффективных средств разогрева и поддержания температуры гидравлического масла в рациональных пределах, что сказывается в целом на работоспособности гидросистемы, а известные конструкции систем терморегулирования в эксплуатационных условиях не полностью учитывают особенности протекания процесса теплообмена между рабочей жидкостью гидросистемы автомобильного крана с окружающей средой. Ввиду недостаточно изученного влияния температуры масла на процесс изменения работоспособности гидросистемы, внедрение методов терморегулирования в реальные технологии и процессы представляет значительный теоретический и практический интерес.

Цель работы

Повышение безопасности при эксплуатации автомобильных кранов, работающих в условиях низких температур путем применения в системе гидропривода терморегулирование рабочей жидкости.

Задачи исследования

1) Предложить схему терморегулирования рабочей жидкости для обеспечения температурного режима гидропривода в условиях низких температур (до -60°C).

2) Установить в ходе теоретических исследований, лабораторных и производственных экспериментов устойчивость процессов терморегулирования рабочей жидкости гидропривода крана;

3) Обосновать термодинамические характеристики рабочей жидкости за счет использования тепловой энергии моторного масла из системы смазки ДВС, обеспечивающий возможность разогрева масла и его терморегулирование в процессе эксплуатации гидросистемы автомобильного крана.

1 Состояние вопроса

1.1 Изменение технического состояния гидросистем автомобильного крана в процессе эксплуатации

Современные мобильные строительные машины достаточно совершенны по конструкции и располагают необходимыми эксплуатационными качествами. Важной характеристикой качества машин и их составных частей является надежность, отражающая служебные свойства данных объектов, которые закладываются в процессе проектирования и производства машин, реализуются при эксплуатации и возобновляются при помощи ремонта [1, 2].

Одним из важных условий повышения эксплуатационных и технико-экономических характеристик строительной техники является применение гидросистем.

Широкое распространение гидравлических систем объясняется целым рядом их преимуществ по сравнению с другими типами приводов:

- 1) небольшая масса
- 2) малые размеры
- 3) бесступенчатое регулирование скорости рабочих органов
- 4) независимое расположение элементов гидросистемы
- 5) надежное предохранение от нагрузок
- 6) удобство обслуживания и управления
- 7) легкость автоматизации процессов и др. [3, 4].

Основное назначение гидросистемы – приведение в движение механизмов и машин посредством рабочей жидкости под давлением, или преобразование энергии потока рабочей жидкости и передачи ее на расстояние с преобразованием в энергию движителя выходного звена [5, 6].

Потеря работоспособности гидропередаточных механизмов может происходить по причине выхода любого параметра за пределы допустимой величины или вследствие нарушения функционирования гидропередаточных механизмов или их агрегатов (изгиб штока гидроцилиндра, разрыв манжеты, заклинивание перепускного клапана распределителя). Функциональные отказы гидросистемы составляют 60 % от общего числа отказов, параметрические – 40 %.

Сравнительный анализ показал, что 42 % отказов обусловлено внешней негерметичностью, 16 % – несоответствием параметров, нормированным технической документацией уровням, 13 % – отсутствием функционирования агрегата или его элементов, 12 % – нарушением динамической устойчивости, 10 % – нарушением и повреждением механических элементов гидравлической передачи, 4 % – повреждением фильтров.

1.2 Влияние температуры рабочей жидкости на изменение работоспособности гидросистемы автомобильного крана

Эффективность работы гидравлической системы определяется объемным КПД и подачей насосов, потерями энергии на трение в гидрооборудовании и потерями давления в гидросистеме, интенсивностью изнашивания деталей и связанную с ней долговечностью гидрооборудования, сроком службы рабочей жидкости.

Климатические условия эксплуатации влияют на работоспособность и эффективность гидросистемы в основном через состояние рабочей жидкости, определяемое ее вязкостью, содержанием механических примесей, газов и влаги, а также модулем упругости [7, 8].

Климатические условия эксплуатации машин оказывают существенное влияние на уровень концентрации загрязнений. Как весенне-летний, так и осенне-зимний периоды характеризуются большим разбросом показателей загрязненности. В весенне-летний период наблюдается увеличение концентрации загрязнений примерно в два раза по сравнению с осенне-зимним периодом. Несмотря на то, что при низких температурах линейные фильтры фильтруют лишь часть потока жидкости, так как значительная часть ее идет через переливной клапан, не фильтруясь, более высокая запыленность воздуха в летнее время приводит к повышению уровня концентрации загрязнений [9].

Исследования, проведенные З.В. Ловкисом [8], показывают, что в гидросистемах автомобильных кранов в рабочей жидкости содержится до 12...15 % нерастворенного воздуха, что приводит к снижению объемного модуля упругости минеральных смесей более чем в 2 раза. С понижением температуры и увеличением вязкости жидкости скорость выхода газового пузырька уменьшается, он легче удерживается в вязком масле, что в процессе работы гидросистемы приводит к накоплению газовых пузырьков, циркулирующих по гидросистеме в объеме жидкости.

Содержание воды в рабочей жидкости не допускается или строго ограничивается (не более 0,1 % по весу). Влага, в основном, проникает в гидросистему из атмосферы через сапун, уплотнения штоков, негерметичные соединения трубопроводов из-за интенсивного теплообмена между рабочей жидкостью и окружающей средой. Влага в рабочей жидкости приводит к образованию стойкой воздушно-масляной эмульсии, в результате чего ухудшаются смазывающие свойства масел, происходит их интенсивное окисление, более интенсивно протекает коррозия и кавитационные явления, повышается трение [10, 11].

Трение в гидрооборудовании оказывает существенное влияние на работоспособность гидравлической системы. Повышение силы трения в гидроцилиндрах и гидромоторах снижает полезные усилия на штоке и валу. Повышение силы трения в насосах увеличивает требуемую мощность ДВС, что

приводит к перерасходу топлива и снижению ресурса двигателя. Повышение силы трения в плунжерах распределителей увеличивает усилия на рукоятках и педалях управления, что повышает утомляемость оператора и ухудшает эргономические показатели машины. Повышение силы трения в направляющей и регулирующей гидроаппаратуре снижает ее быстродействие. В конечном итоге повышение сил трения снижает производительность машины, увеличивает износ сопряженных деталей и сокращает ресурс гидрооборудования [12, 13, 14, 15].

Увеличение силы трения при температуре ниже 0°C связано, прежде всего, с повышением вязкости масел, т.е. повышением сил внутреннего трения, которые характеризуются предельным напряжением сдвига одного слоя жидкости относительно другого [4, 16]. При понижении температуры до – 40°C сила трения манжетных уплотнений увеличивается в 1,6-1,8 раза, колец круглого поперечного сечения – в 1,4-1,6 раза, а чугунных колец – в 1,1 раза [1].

Согласно заключению Ю.А. Виноградова [17], бронзовые опорные втулки, применяемые в гидронасосах, при повышении температуры рабочей жидкости свыше 100 °C заметно снижают свои механические свойства: предел прочности снижается с 55 до 36,5 кгс/мм², ударная вязкость – с 6,3 до 2,65 кгс·м/см², твердость – со 120 до 85,5 единиц.

При повышении температуры сила трения также увеличивается. С уменьшением вязкости защитные свойства масла ослабевают, и в зоне контакта происходит разрыв масляной пленки. Образуются зоны сухого трения, на которых увеличивается молекулярное взаимодействие контактирующих поверхностей, т.е. повышается адгезионная составляющая трения. При росте температуры трущихся поверхностей уменьшается их поверхностное сопротивление внедрению и увеличивается глубина взаимной деформации, что повышает гистерезисные потери [2, 9]. Суммарное увеличение двух составляющих объясняет повышение силы трения при температурах выше +20°C.

Максимальные силы трения покоя и скольжения золотника распределителей также зависят от температуры [18, 19], причем наибольшему влиянию подвержена начальная сила трения. Это подтверждает образование зон сухого трения при положительных температурах, когда защитные свойства масел ухудшаются [1, 20, 21].

Период пуска насосов и гидромоторов в работу при низких температурах характеризуется большими потерями на трение, а при температурах ниже – 40°C и разрушением некоторых деталей (приводной вал, стопорные кольца, уплотнения и др.) [22, 23, 24]. Данные эксплуатационных наблюдений [1] показывают, что до 80 % гидронасосов выходит из строя в зимнее время. Следовательно, температура рабочей жидкости оказывает существенное влияние на трение.

Таким образом, можно предположить, что существует такой диапазон

температуры (вязкости) рабочей жидкости, в котором потери энергии на трение минимальны. Искусственно поддерживая температуру в рациональном диапазоне, можно существенно снизить потери энергии на трение. При низких температурах резко снижаются полезные усилия на рабочих органах гидрофицированных машин, что сказывается на их грузоподъемности и производительности. Главной причиной этого являются потери давления в гидрооборудовании, трубопроводах и всасывающей гидролинии насосов. Эти потери вызываются трением жидкости о стенки трубопроводов и каналов гидрооборудования; деформацией потока жидкости, вызываемой завихрениями, изменением скорости и направления потока; инерцией вязкой жидкости.

На преодоление этих сил затрачивается энергия, которая определяет потери давления в гидросистеме. Эти потери увеличиваются при увеличении вязкости жидкости и могут привести не только к снижению полезных усилий на выходных звеньях гидродвигателей, но и к полной потере работоспособности машины, когда давления жидкости в гидродвигателях недостаточно даже для холостого перемещения рабочего оборудования.

Следует отметить, что механизм потерь давления во всасывающей и напорной гидролиниях имеет некоторое различие. Если во всасывающем трубопроводе потери давления связаны с трением и инерцией вязкой жидкости, то в напорном и сливном трубопроводах – с трением и деформацией потока жидкости. Это различие объясняется характером движения жидкости: во всасывающем трубопроводе направление потока постоянно, ответвлений нет, изгибов меньше, ограничена и скорость потока; в напорном трубопроводе поток разветвляется на несколько частей, на его пути встречается большое количество изгибов и местных сопротивлений, при переключении направляющей и регулирующей гидроаппаратуры происходит изменение направления и реверсирование потока, за счет повышенных скоростей (5 м/с и более) наблюдаются завихрения [10, 25, 26, 27]. Хотя по величине потери давления в напорных гидролиниях значительно выше, чем во всасывающих, последние оказывают более существенное влияние на работоспособность гидравлической системы.

При понижении температуры рабочей жидкости (повышении вязкости масла) разрежение во всасывающей камере шестеренных насосов типа НШ растет. Во всасывающем трубопроводе возрастают гидравлические потери, а при разрежении 0,06-0,07 МПа возникает кавитация, которая вызывает шум, вибрацию трубопроводов, ударные нагрузки на детали насосов и их интенсивное эрозионное разрушение. Кавитация может возникать и при более высоких температурах, если обороты вала насоса будут близки к максимальным и вследствие инерционности вязкой жидкости она не будет успевать полностью заполнить рабочие камеры насоса. Кроме того, кавитация усиливается при наличии большого количества растворенного в жидкости

воздуха [1, 8, 22].

К тем же выводам подводит М.А. Син в работе [28]. Известно, что вязкость рабочей жидкости существенно изменяется в зависимости от температуры, поэтому для каждой марки рабочей жидкости устанавливаются рациональные интервалы температур, которые, как правило, и в теплое, и в холодное время года достигаются после предварительного прогрева гидросистемы. Следовательно, насосная установка при предварительном прогреве гидросистемы работает в течение некоторого времени на вязкостях, превышающих допустимые. Засасывание рабочей жидкости, обладающей большой вязкостью, приводит к тому, что на всасывании насоса возникает разрежение выше рекомендуемой величины.

Повышенное разрежение на всасывании сопровождается работой насоса на режиме недозаполнения всасывающих камер. Одновременно в рабочую жидкость проникает воздух в основном через раскрывающуюся кромку уплотнительной манжеты приводного вала насоса при потере им вакуумной стойкости.

Вследствие таких специфических условий пускового режима серийных гидросистем воздух с маслом образует механическую смесь, которая при определенных условиях в зависимости от размеров пузырьков воздуха и вязкости масла может сохраняться в течение многих суток [29].

При работе на смеси масла с воздухом в насосе возникают гидравлические удары. Объясняются они тем, что при соединении рабочей камеры, не заполненной жидкостью, с напорной магистралью гидросистемы в эту камеру устремляется обратный поток жидкости, сопровождаемый ударными забросами давления. Последние перегружают качающий узел насоса и обуславливают выход его из строя [28].

Турбулентный режим течения жидкости сопровождается меньшими потерями давления, чем ламинарный. При ламинарном режиме слои жидкости перемещаются параллельно друг другу, вызывают повышенное сцепление со стенками трубопроводов и каналов гидрооборудования. При турбулентном режиме течения происходит как бы перекачивание объемов жидкости по трубопроводу, и, хотя, при этом на деформацию потока расходуется энергия, она оказывается все-таки меньше, чем потери на трение при ламинарном режиме течения [30, 26].

Согласно данным С.В. Каверзина [1], полученным при испытании гидросистемы механизма поворота платформы экскаватора ЭО-4121А, следует, что при понижении температуры рабочей жидкости от +40 до -10 °С среднестатистическое давление в напорной линии увеличивается в 1,8 раза, давление в гидромоторе в период разгона – в 2,5 раза, а в период торможения – в 2,3 раза. При понижении температуры рабочей жидкости увеличивается и максимальное пиковое давление в насосе и гидромоторе.

Анализируя все вышеизложенное, можно заметить, что существует такая

предельная температура (вязкость), после понижения, которой происходит резкий рост потерь давления, что отрицательно сказывается на производительности машин и работоспособности в целом. Уменьшить это отрицательное влияние можно при помощи оптимизации теплового режима рабочей жидкости.

Процесс изнашивания при низкой температуре весьма сложен и изменяется в зависимости от условий взаимодействия поверхностей, а также от физико-механических свойств. До настоящего времени не установлено количественной связи между температурой и интенсивностью изнашивания. Более того, среди исследователей нет единого мнения о том, увеличивается или уменьшается интенсивность изнашивания при понижении температуры. Большинство ученых все же считает, что с понижением температуры интенсивность изнашивания увеличивается.

Так, Г.В. Крамаренко [31] отмечает, что все без исключения исследователи подтверждают тот факт, что интенсивность изнашивания большинства элементов машин в условиях низких температур выше, чем в некотором диапазоне положительных температур.

По мнению П.И. Коха [32] низкие температуры воздуха вызывают многократное увеличение вязкости смазочных материалов и технических жидкостей. Так, рабочая низкотемпературная жидкость ПГ-271 при температуре 50°C имеет вязкость $4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, а при температуре минус 50 °C – $3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$.

Такое увеличение вязкости смазочных материалов снижает их жидкотекучесть, в результате чего поступление смазочных материалов к узлам трения затрудняется или может полностью прекратиться. Под действием низких температур влага, содержащаяся в смазочных материалах, кристаллизуется, что вместе с изменением свойств самих материалов снижает их смазывающие свойства (например, снижается свойство прилипаемости масла к металлическим поверхностям) и, тем самым, провоцирует возникновение сухого или полусухого режима трения и, как результата, повышения интенсивности изнашивания.

У технических жидкостей, используемых в гидравлических и тормозных системах машин, с повышением температуры снижается вязкость, возрастают утечки жидкости из гидросистемы, что ухудшает смазываемость поверхностей трения и увеличивает износ деталей гидравлических двигателей, цилиндров и аппаратуры.

Однако, основной причиной повышения интенсивности изнашивания, следует считать ухудшение условий трения – проникновения абразивных частиц в зону контакта деталей гидрооборудования, ослабление защитных свойств смазки, изменение зазоров сопряжения, обусловленных изменением температуры рабочей жидкости гидросистемы.

Применительно к гидрофицированным машинам установлено, что по

причине преждевременного изнашивания выходит из строя 90 % деталей, а по причине потери прочности – 10 % деталей [1].

Наличие механических примесей в рабочей жидкости приводит к абразивному изнашиванию, которое является практически единственным видом изнашивания металлических и полимерных деталей гидрооборудования. Интенсивность изнашивания пропорциональна количеству и размерам механических примесей. Исследованиями установлено, что увеличение загрязненности в четыре раза снижает долговечность гидрооборудования в два раза. Отсутствие или недостаточная эффективность фильтра сокращает срок службы насосов в 10-12 раз [9]. Все отечественные и зарубежные исследователи, занимавшиеся в разное время изучением процесса изнашивания и надежности машин, считают, что главным фактором, увеличивающим износ и снижающим надежность гидрофицированных машин, является загрязненность рабочих жидкостей.

Температура (вязкость) рабочей жидкости оказывает существенное влияние на интенсивность абразивного изнашивания металлических деталей гидрооборудования. При низких температурах часть потока жидкостей проходит через переливной клапан фильтра, не фильтруясь. Кроме того, в более вязкой жидкости абразивные частицы легче удерживаются во взвешенном состоянии и транспортируются по гидросистеме.

Интенсивность изнашивания деталей существенно зависит от температуры, при чем температуры ниже 0°C оказывают на изнашивание наибольшее влияние. Например, при изменении температуры от +20 до –30 °C износ манжетных уплотнений увеличивается в 5,5 раза, а колец круглого поперечного сечения – в 5,2 раза. Изменение температуры от +20 до +80 °C вызывает значительно меньший износ: манжетное уплотнение – в 1,5 раза, кольца круглого поперечного сечения – в 1,4 раза.

На изнашивание металлических деталей температура жидкости также оказывает большое влияние. При изменении температуры от +20 до –30 °C износ увеличивается в 1,25 раза, при изменении температуры от +20 до +80 °C – в 1,2 раза [1]. Повышение износа металлических деталей при отрицательных и положительных температурах обусловлено ухудшением условий взаимодействия поверхностей трения, которые, не влияя на характер изнашивания, увеличивают его интенсивность.

При температурах от +10 до +50 °C наблюдается участок наименьшего износа деталей. В этом интервале температуры поверхности трения наиболее полно разделяются слоем рабочей жидкости.

Уменьшить интенсивность абразивного изнашивания, снизить силы трения в зоне контакта деталей гидрооборудования можно за счет применения более совершенных конструкций фильтроэлементов, строгого выполнения технико-эксплуатационных требований и оптимизацией температуры рабочей жидкости.

Применение гидрофицированных самоходных машин сдерживается исключительно низкой эффективностью гидросистемы в условиях экстремальных значений температур окружающего воздуха.

Так, в северных районах часто для поддержания работоспособности гидросистемы на определенном уровне в суровых климатических условиях двигатели машин не глушат с ноября по март месяц [13, 14]. Это ведет к перерасходу топлива, преждевременному износу двигателя и гидронасоса, загрязнению окружающей среды.

Температура окружающей среды и рабочей жидкости является главным фактором, определяющим технико-экономические показатели гидрофицированных машин. Так как, было рассмотрено ранее, под влиянием температуры значительно изменяется температура рабочей жидкости: в сотни и тысячи раз повышается вязкость, увеличивается плотность, повышаются загрязненность и содержание влаги. При изменении температуры происходит изменение величины зазоров в подвижных соединениях и натягов в неподвижных. За счет деформации и изменения размеров деталей происходит повышение сил трения, подсос воздуха во всасывающей гидролинии и насыщение рабочей жидкости воздухом. Изменение температуры оказывает отрицательное влияние на физико-механические свойства материалов гидрооборудования. Изменяется характер контакта поверхностей трения, повышаются сила трения и износ деталей гидрооборудования. Таким образом, изменение температуры, воздействуя на состояние рабочей жидкости, зазоры и натяги в соединениях и физико-механические свойства материалов, приводит к ухудшению состояния гидрооборудования, которое в конечном итоге ведет к уменьшению эксплуатационной производительности гидрофицированных самоходных машин.

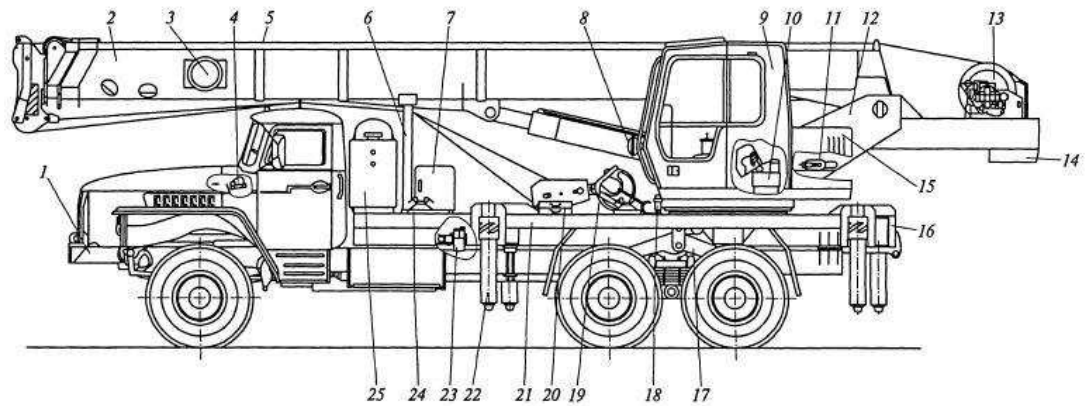
Так, М.Д. Ногай [33] утверждает, что существует такое значение температуры рабочей жидкости, при котором величина механического КПД окажется максимальной.

Повысить эксплуатационную производительность можно поддержанием в рациональном диапазоне состояния рабочей жидкости, зазоров и натягов и физико-механических свойств материалов гидрооборудования. Технически это проще всего осуществить искусственным регулированием температуры рабочей жидкости [1].

1.3 Конструктивные решения строительных автомобильных кранов

В строительстве широко применяются стреловые самоходные краны с гидроприводом. Разберем конструктивное решение самоходного строительного крана на примере КС-55716 (рисунок 1.1, 1.2) грузоподъемностью 25 т с трехсекционной телескопической стрелой, смонтированной на шасси «Урал-4320-1958-30» с колесной формулой 6х6.

На кране КС-55716 одинаковый с другими гидравлическими автомобильными кранами состав несущих частей, сборочных единиц, рабочих механизмов и их приводов, выполняемых и совмещаемых рабочих движений (операций). На телескопическую трехсекционную стрелу длиной от 9,5 м до 21,5 м может быть установлен неуправляемый гусек (удлинитель) длиной 7,15 м.



- 1 – шасси; 2 – стрела; 3 – датчик длины стрелы; 4 – устройство для управления топливоподачей двигателя шасси; 5 – грузовой канат; 6 – стойка стрелы; 7 – инструментальный ящик; 8 – гидроцилиндр подъема стрелы; 9 – кабина машиниста; 10 – механизм поворота; 11 – гидрораспределитель; 12 – поворотная рама; 13 – грузовая лебедка; 14 – противовес; 15 – защитный кожух; 16 – поперечная балка; 17 – стабилизатор; 18 – фиксатор; 19 – крюковая обойма; 20 – инвентарная подкладка; 21 – неповоротная рама; 22 – гидроцилиндр вывешивания крана; 23 – привод насосов; 24 – подпятник; 25 – гидробак.

Рисунок 1.1– Общий вид крана КС-55716

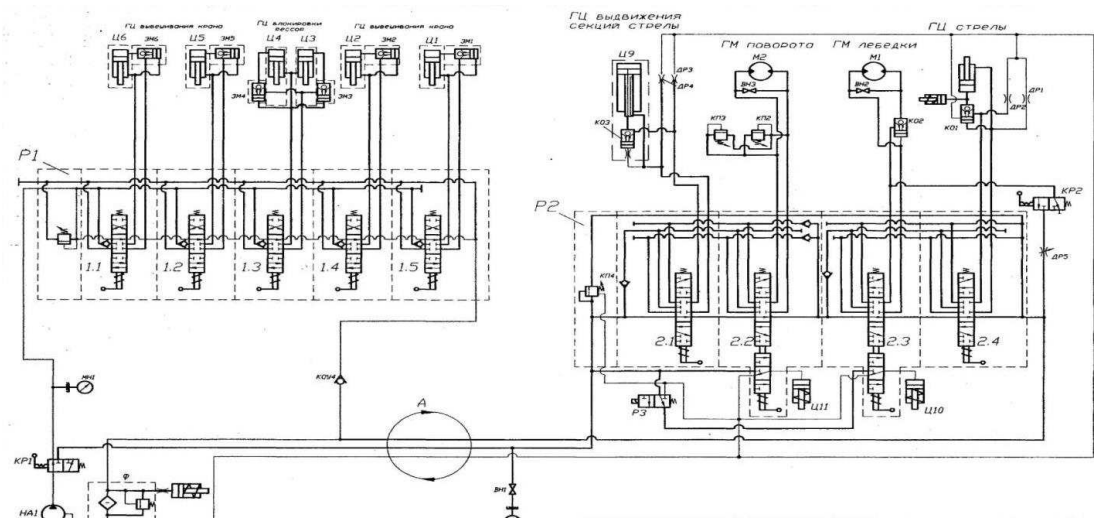


Рисунок 1.2 – Гидросистема автомобильного крана

Гидросистема крана содержит два контура: первый приводит в работу выносные опоры, второй – крановые механизмы. Это позволяет приводить от одного насоса большое количество гидроцилиндров и гидромоторов.

Такая схема, при всей её простоте и экономичности, обладает рядом принципиальных недостатков. Дискретное и достаточно резкое, а иногда и неожиданное для крановщика, отключение движений механизмов крана при срабатывании прибора безопасности приводит к увеличению динамических нагрузок на кран и раскачиванию груза после остановки. Это увеличивает вероятность аварии, особенно при подъеме и перемещении грузов, близких к максимальной грузоподъемности крана. При низких температурах повышается вязкость рабочей жидкости, что затрудняет управление нагрузкой при помощи предохранительного клапана (гидравлического распределителя) включенного в гидравлическую систему и обеспечивающего, кроме её разгрузки, предохранение гидропривода от превышения установленного давления и, при необходимости, ограничение скорости его нарастания. Учитывая значительные технологические простои автомобильных кранов, гидросистемы открытого типа подвержены интенсивному охлаждению и потери работоспособности. Для уменьшения потерь давления в трубопроводах необходимо обеспечить минимальную протяженность трубопроводов, сократить число изгибов, соединений, переходов и т.п.

Эти недостатки значительно меньше в системах замкнутого типа, так как объем рабочей жидкости определяется рабочими объемами исполнительных механизмов, а размеры бака выбирают исходя из подачи насоса системы подпитки, компенсирующей объемные потери насоса и гидромотора. Возникающие потери энергии при дросселировании идут на нагревание гидропривода. Отсутствует контакт РЖ с окружающей средой, что исключает загрязнение гидросистемы, увеличивает ресурс гидропривода и периодичность замены РЖ. Избыточное давление на входе в насос обеспечивает его работу при максимальной частоте вращения, что позволяет применить насос меньшего рабочего объема (т. е. меньших типоразмера, массы и стоимости). Системы замкнутого типа можно использовать в условиях холодного климата на масле МГ-15В. Кроме того, избыточное давление на входе в основной насос позволяет запускать в работу машину при температуре масла МГ-15В ниже -40°C без разогрева РЖ.

Гидроприводы с замкнутым потоком применяют для исполнительных механизмов вращательного движения, смесительного барабана автобетоносмесителя, привода лебедок автокранов, в буровых и колтюбинговых установках для кислотной промывки нефтяных скважин, в агрегатах для ремонта и освоения скважин, в трубоукладчиках, для привода подъемников, в самоходных катках и другие. Особенно эффективно применение гидроприводов с замкнутым потоком в пневмоколесных машинах,

в том числе шарнирно-сочлененной рамой, для привода ходовых механизмов с двумя или четырьмя активными колесами в условиях бездорожья.

В системах дроссельного гидропривода часто требуется обеспечить строго квадратичную зависимость расхода жидкости через крановый дроссель. Для этой цели профиль дросселирующей щели поворотной пробки выполняют по архимедовой спирали (обычно с шагом 3 мм), поэтому глубина канавки будет связана с углом поворота по линейной зависимости, а площадь — по квадратичной (рисунок 1.3).

Благодаря этому облегчается точная настройка дросселя в области малых подач и в то же время представляется возможным охватить широкий диапазон расходов на сравнительно небольшом угле поворота его пробки. Для повышения стабильности расхода необходимо уменьшать величину ширины перемычки. Недостатком дросселей с поворотной пробкой является зависимость расхода жидкости через них от температуры, а также возможность засорения проходного канала, особенно при малых его сечениях.

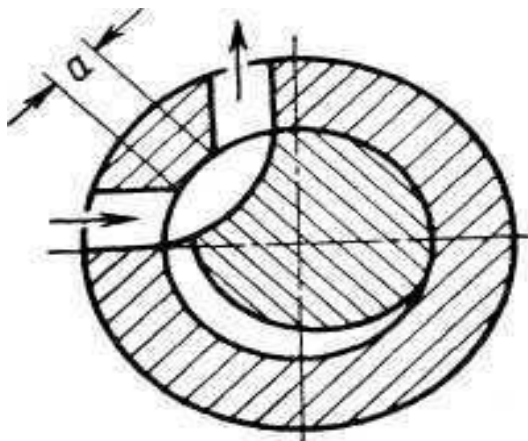


Рисунок 1.3 –Щелевой дроссель

Схема с дросселем на выходе обеспечивает более плавное движение рабочего органа и может использоваться в гидроприводах с изменяющимся направлением действия нагрузки. Однако при применении этой схемы возрастает опасность рывков штока цилиндра в направлении подачи в момент запуска гидропривода в работу. При применении схемы с установкой дросселя на входе давление в цилиндре меньше, поэтому снижается трение и улучшаются условия работы уплотнений. Вместе с тем не всегда хватает давления подпора для нормальной работы гидромоторов [34].

В гидроприводах, работающих в условиях холодного климата, при пуске и в начальный период работы значительно возрастают потери давления в трубопроводах. При $-50...-60^{\circ}\text{C}$ потери давления рабочей жидкости в гидролиниях привода могут возрасти в 15...20 раз по сравнению с потерями давления при $+50^{\circ}\text{C}$. Для уменьшения потерь давления в трубопроводах

необходимо обеспечить минимальную протяженность трубопроводов, сократить число изгибов, соединений, переходов и т.п. Допустимая скорость рабочей жидкости во всасывающем трубопроводе - 0,85 м/с, в сливном - 1,4 м/с, в нагнетательном при номинальном давлении 25 МПа - 5 м/с [35].

Нижнее допустимое значение температуры воздуха, регламентируемое ГОСТом для гидрооборудования, предназначенного для эксплуатации в районах с холодным климатом составляет -60°C . Поэтому необходимо обеспечивать принудительную подпитку насоса или устанавливать его непосредственно в гидробаке. Рекомендуется также устанавливать насосы так, чтобы всасывающее отверстие насоса было расположено ниже наименьшего уровня масла в гидробаке не менее чем на 500 мм. При работе в режиме самовсасывания рабочей жидкости всасывающую гидролинию следует делать как можно короче; запрещается помещать в ней фильтры и другие элементы, способствующие увеличению сопротивления проходу рабочей жидкости. Необходимо тщательно следить за герметичностью всасывающего трубопровода [36].

Особое внимание должно уделяться очистке рабочей жидкости от загрязнений. Фильтры рекомендуется устанавливать на сливной магистрали. Пропускная способность их должна быть вдвое большей, чем фильтров в нормальных условиях эксплуатации. В гидросистеме необходимо предусматривать перепускные клапаны.

Гидробаки должны иметь отстойники для сбора воды и устройства для слива конденсата. Во избежание попадания конденсата в гидросистему гидропривод полностью заполняется маслом, а для компенсации объемных изменений жидкости в процессе работы привода устанавливаются эластичные компенсаторы. В противном случае сообщение гидробака с атмосферой должно осуществляться через устройства, полностью исключающие попадания воды в рабочую жидкость [37].

Для сокращения времени выхода на установившийся тепловой режим целесообразно предусматривать теплоизоляцию гидробаков и трубопроводов. С этой же целью в гидроприводах можно применять устройства для подогрева рабочей жидкости в период пуска. Рекомендуется это делать в течение 20-30 мин. В гидравлической системе привода подогрев рабочей жидкости в период пуска обеспечивается путем пропускания всей подаваемой насосом рабочей жидкости через предохранительный клапан при номинальном рабочем давлении.

Пуск насосов в условиях низких температур должен производиться при постепенном повышении давления рабочей жидкости до номинального с выдержкой при давлении 10 МПа в течение 1-2 мин.

Для облегчения запуска приводного двигателя и во избежание выхода из строя насоса его привод рекомендуется осуществлять через разъединительные муфты (желательно фрикционные). При отсутствии конструктивной

возможности применения разъединительных муфт необходимо ограничить частоту вращения вала при запуске для аксиально-поршневых гидронасосов до 1000 об/мин, шестеренных - до 1500 об/мин. В гидроприводах с замкнутой циркуляцией предусматривается автоматическое ограничение мощности насоса [38].

Качающиеся блоки аксиально-плунжерных насосов имеют прецизионные пары, состояние которых зависит значительно от чистоты рабочей жидкости. Это особо относится к замкнутым системам гидропривода. Рабочая жидкость при движении по замкнутой системе более интенсивно изменяет свои свойства. В гидроприводе строительных машин применяют масла, как правило, от 11 и до 17 класса чистоты. Чем ниже цифра класса чистоты рабочей жидкости, тем меньше загрязнений в масле, тем лучше его свойства. Проведенными исследованиями доказано, что при достижении 4-го класса чистоты рабочей жидкости по сравнению с 14-ым срок жидкости службы агрегатов по износу увеличивается в 10 раз.

Для смазочных масел и жидкостей гидравлических систем загрязненность не должна превышать 0,005% по массе, т.е. 50 мг/л, что соответствует 13 классу чистоты. Расчеты показывают, что если гидросистема заправлена рабочей жидкостью 13-го класса чистоты, то насос за трое суток эксплуатации (5 тыс. часов) при подаче 150 л/мин пропустит через себя примерно 2000 кг загрязнений, где содержится приблизительно $7,5 \cdot 10^{12}$ частиц с размерами, превышающими 5 мкм. Фактическая загрязненность жидкостей работающих гидросистем может в несколько раз (8-13) превышать допустимую норму (12), так по данным Ленинградского инженерно-строительного института в гидросистемах экскаватора загрязненность достигала до 1200 мг/л (11).

Эксплуатационная надежность гидропривода обеспечивается за счет:

- 1) комплекса дополнительных мер, которые осуществляются при изготовлении, установке и эксплуатации узлов и элементов;
- 2) применения соответствующих конструкционных материалов (сталей) и их дополнительной термообработки для повышения прочности и износостойкости деталей;
- 3) повышения чистоты обработки основных деталей, рационального выбора допуска и посадок, уменьшения концентрации напряжений; предотвращения хрупкого разрушения сварных узлов и соединений путем совершенствования методов их конструирования и технологии изготовления;
- 4) использования для уплотнительных элементов соответствующих резин;
- 5) применения рабочих жидкостей, сохраняющих необходимые рабочие свойства при низких температурах;
- 6) снижения потерь давления рабочей жидкости в гидролиниях всасывания, нагнетания и дренажа;
- 7) использования устройств для подготовки и подогрева рабочей

жидкости перед началом запуска; выбора оптимальных режимов запуска гидропривода.

1.4 Анализ исследований термодинамического состояния автомобильного крана

Анализ ранее выполненных исследований показал, что экономичная работа гидросистемы крана возможна только при рациональном тепловом режиме. Современные краны не имеют системы терморегулирования масла в агрегатах гидросистемы [5]. Ее отсутствие сказывается в основном при их эксплуатации в зимнее время.

Основными причинами, ухудшающими работоспособность и определяющими особенности функционирования агрегатов гидросистемы автомобильного крана в холодное время года, являются следующие:

1) отсутствие устройств терморегулирования масла в гидравлических системах современных строительных машин;

2) высокая вязкость рабочей жидкости в начальный период работы, определяющая ухудшение пусковых качеств гидронасосов, а также нарушение режима смазки узлов и механизмов;

3) большая продолжительность прогрева рабочей жидкости до эксплуатационных температур;

4) низкое значение установившегося теплового режима основных функциональных систем гидросистемы.

Как показало обобщение опыта, в условиях производства представляется возможным осуществить следующие способы улучшения работоспособности гидросистем:

1) перед зимними работами подбирать для использования масла с улучшенными эксплуатационными свойствами;

2) производить подогрев непосредственно перед началом работы и поддерживать рациональные температурные режимы непосредственно при эксплуатации [13].

Наилучшим решением вопроса необходимо было бы считать применение масел с пологой вязкостно-температурной характеристикой (масла на минеральной и синтетической основах) [1, 10]. Однако использование масел с улучшенными низкотемпературными свойствами эффективно в основном только в период пуска и в начале работы. На уровень установившегося теплового режима гидросистемы это не оказывает существенного влияния. Кроме того, объем производства указанных масел в нашей стране пока еще недостаточен, их применение ограничено высокой стоимостью, поэтому их разрабатывают, в основном, для районов Крайнего Севера и используют только в самых ответственных узлах трения [38].

Улучшение работоспособности гидросистемы при эксплуатации

поддержанием рациональных нагрузочного и скоростного режимов работы механизмов в сочетании с повышением коэффициента сменности и увеличением загрузки гидросистемы в течение рабочего дня является малоперспективным ввиду специфичности зимних видов работ.

Хранение крана в межсменное время в теплом гараже значительно снижает скорость охлаждения его агрегатов и к началу смены температура масла в гидроагрегатах несколько выше температуры в помещении. При этом обеспечивается легкий пуск автомобильного крана в работу, значительно улучшаются условия труда крановщиков, повышается производительность. Однако, учитывая территориальную разобщенность парка кранов и работу их в зимних условиях, отсутствие отапливаемых гаражей, и принимая во внимание, что не всегда экономически выгодно иметь утепленные гаражи во всех точках эксплуатации, до сих пор приходится считаться с наличием эксплуатации автомобильного крана при безгаражном хранении. И если для разогрева двигателей в настоящее время разработано много различных способов (индивидуальные средства разогрева, групповой разогрев и т.д.), то гидросистемы крана чаще всего пускаются в работу без подогрева, что ведет к известным отрицательным последствиям [10].

Весьма эффективно утепление корпусов гидроагрегатов теплоизоляционными материалами, но эта задача технически трудно осуществима, так как агрегаты гидросистемы располагаются по всей длине крана, на значительном расстоянии друг от друга [31].

Из немногих способов подогрева рабочей жидкости гидросистемы следует отметить следующие:

- горячим воздухом,
- теплом инфракрасных горелок,
- дросселированием,
- изменением площади теплообмена,
- электронагревательными элементами, за счет тепла выделяемого двигателем внутреннего сгорания (ДВС),
- отработавшими газами ДВС [1, 6,39, 40–45].

Разогрев агрегатов гидросистемы горячим воздухом достаточно эффективен, прост и доступен. Водовоздушный подогреватель Целинного филиала ГОСНИТИ может разогреть сразу шесть машин. С его помощью нагревается масло в картерах двигателя, баках гидросистем, КПП, заднем мосту. Масло разогревают горячим воздухом с температурой 300...350 °С[13]. Основными недостатками данного способа являются необходимость приобретения дополнительного оборудования и значительные затраты на горюче-смазочные материалы.

Разогрев агрегатов гидросистемы газовыми горелками инфракрасного излучения также не получил широкого распространения из-за низкого КПД этих установок и необходимости дополнительных затрат на приобретение газа. Следует отметить, что показатели установок, основанных на применении горелок

инфракрасного излучения и сжиженного газа, значительно улучшаются, если их применяют для других целей, например, для отопления зданий.

Системы разогрева рабочей жидкости дросселированием [1, 43–46], основаны на том, что при прохождении жидкости через дроссель с перепадом давлений, она нагревается. Разогрев рабочей жидкости в результате дросселирования происходит при прохождении жидкости через гидравлическое сопротивление (дроссель) за счет потери давления в процессе деформации (мятия) жидкости и превращения механической энергии в тепловую.

Недостатком этих систем является то, что при прохождении жидкости под давлением с высокой скоростью через каналы и зазоры направляющей и регулирующей гидроаппаратуры и другие местные сопротивления происходит многократное мятие жидкости, что весьма вредно влияет на физико-химические свойства рабочей жидкости. В процессе дросселирования масла при больших давлениях происходит деструкция молекулярных цепочек, в результате уменьшается вязкость, ухудшаются смазывающие свойства, и наблюдается потемнение масла.

Известны системы разогрева рабочей жидкости за счет уменьшения вместимости гидробака и площади теплоотдачи [1, 40–42], которые включают малый и большой баки, основной и дополнительный распределители, насос, термодатчик, гидродвигатель. Недостатком этих систем является то, что после достижения рациональной температуры в период работы на малом баке при подключении большого бака температура рабочей жидкости резко понижается и становится значительно ниже рациональной, так как температура масса холодного масла значительно больше массы горячего масла. Кроме того, это направление терморегулирования рабочей жидкости требует довольно существенных конструктивных изменений гидросистемы, что влечет усложнение технологии изготовления, увеличение габаритов, массы и стоимости машины.

Основным недостатком систем нагрева рабочей жидкости электронагревательными элементами [1, 39, 46] является обязательное наличие источников электроэнергии для питания электронагревательных элементов гидросистем, что не всегда можно обеспечить, особенно, в условиях значительного удаления техники от стационарных источников электроэнергии. Нагревательные же элементы, питающиеся от бортовой сети, как правило, имеют низкий КПД и значительно увеличивают нагрузку электросистемы крана.

Конструкция устройства для разогрева масла за счет тепла выделяемого ДВС состоит из трубчатого теплообменника и крышки, крепящейся к блоку картеру двигателя при помощи болтов. Масло, подаваемое гидронасосом, нагревается в теплообменнике за счет тепла выделяемого ДВС.

К недостаткам данного способа следует отнести то, что в начальный момент прокачки масла через теплообменник температура корпусных деталей

двигателя все еще остается достаточно низкой. Разогрев рабочей жидкости осуществляется лишь за счет ее перемешивания и барботирования шестеренным насосом, что ведет к его повышенному изнашиванию. В период же, когда температура двигателя возрастет до максимально установившейся в процессе теплообмена с окружающей средой, температура блока цилиндров будет намного превышать рациональную рабочую температуру гидрожидкости, создавая тем самым условия для ухудшения физико-механических свойств рабочей жидкости.

Системы разогрева рабочей жидкости отработавшими газами ДВС [1, 6, 47] также не нашли широкого распространения из-за того, что масло гидросистемы претерпевает значительные локальные перегревы в режиме его разогрева, так как температура отработавших газов при выпуске их из двигателя в несколько раз превышает рациональную температуру рабочей жидкости. Под воздействием высокой температуры ускоряется интенсивность процесса окисления и окислительной полимеризации – это является основным фактором старения масла, при котором выделяются и выпадают в осадок органические кислоты и асфальтосмолистые вещества, которые засоряют маслопроводы и каналы.

Рассмотренные выше организационные и технические мероприятия, при неоспоримой важности и перспективности каждого из них, все же не полностью решают проблемы, связанной с улучшением выходных показателей гидросистемы, особенно, при низких температурах окружающего воздуха. Они могут быть улучшены за счет комплекса мероприятий, обеспечивающих рациональный температурный режим гидросистемы.

Анализируя все перечисленные способы подогрева рабочей жидкости, можно сделать вывод о целесообразности применения того или иного способа. Выбранный подогреватель должен удовлетворять следующим требованиям:

- минимальные затраты времени на разогрев рабочей жидкости;
- минимальная длина трубопроводов;
- отсутствие сложных и дорогих в изготовлении конструктивных элементов и, в свою очередь, использование серийно выпускаемых рабочих элементов;
- равная продолжительность срока службы элементов гидросистемы;
- возможность переключения разогрева на охлаждение;
- простота и автоматизм включения, выключения и переключения;
- ремонтпригодность.

Из всех вышеописанных способов перечисленным требованиям в полной мере не удовлетворяет ни один. Поэтому, рассматриваем систему для терморегулирования жидкости гидросистемы. Ее можно применять как для подогрева, так и для охлаждения масла в условиях пониженных или повышенных температур.

Эта система содержит гидронасос, сообщенный напорной гидролинией с

теплообменником, который связан с баком посредством сливной гидролинии, гидравлическое сопротивление, установленное в упомянутой напорной гидролинии, масляный насос системы смазки двигателя и вентилятор блока охлаждения кабины, также соединенные с теплообменником, и отличается тем, что для разогрева рабочей жидкости гидросистемы используется тепловая энергия моторного масла из системы смазки ДВС.

Данная система позволит устранить отмеченные выше недостатки, и ее использование повысит эффективность, надежность и точность регулирования температуры рабочей жидкости гидросистемы.

В связи с этим, улучшение работоспособности агрегатов гидросистем за счет разогрева и поддержания рационального температурного режима рабочей жидкости при эксплуатации трактора представляется достаточно эффективным средством, позволяющим наиболее полно реализовать его потенциальные возможности. Это возможно за счет текущего совершенствования (модернизации) гидросистемы крана при эксплуатации путем разработки системы ее терморегулирования.

2 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ СИСТЕМЫ ТЕРМОРЕГУЛИРОВАНИЯ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ В ГИДРОСИСТЕМЕ АВТОМОБИЛЬНОГО КРАНА

В современных конструкциях мобильных машин широко используются гидравлические исполнительные механизмы для привода рабочих органов, в системе управления, а также в качестве гидравлических трансмиссий. Область применения гидросистем постоянно расширяется. Рост применения гидросистем объясняется целым рядом эксплуатационных преимуществ гидравлических агрегатов перед механическими [48].

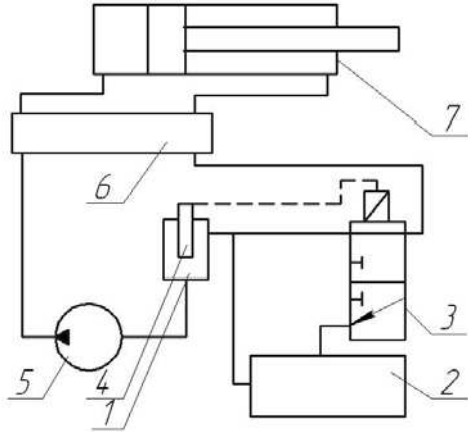
При проектировании гидравлических систем машин, эксплуатируемых на открытом воздухе, необходимо учитывать влияние климатических условий на тепловое состояние гидросистемы. Следует помнить, что на тепловой режим также оказывают влияние конструктивные особенности и режим работы гидросистемы и машины. Таким образом, существует качественная связь между климатическими условиями (внешней средой), конструкцией, режимом работы гидросистемы, с одной стороны, и тепловым состоянием гидросистемы с другой [67].

Тепловой режим влияет на состояние гидрооборудования и рабочей жидкости, которые характеризуются физико-механическими свойствами рабочей жидкости, металлов и полимеров, зазорами в парах трения и натягами в разъемных соединениях, условиями фильтрации и взаимодействия поверхностей деталей. Состояние гидрооборудования и рабочей жидкости в свою очередь оказывает влияние практически на все параметры и характеристики гидросистемы, а последние, в конечном итоге, определяют технико-экономические показатели машины в целом [1,10].

В этой логической цепи (климатические условия – тепловой режим гидросистемы – состояние гидрооборудования и рабочей жидкости – параметры и характеристики гидросистемы – технико-экономические показатели машины) отчетливо видно место расположения устройства регулирования температуры. Известно несколько способов подогрева и поддержания температуры рабочей жидкости в гидросистемах (рисунок 2.1) [40–47]. Каждый из них имеет как свои преимущества, так и недостатки, а, кроме того, большое количество конструктивных решений. На основе анализа существующих устройств и систем регулирования температуры рабочей жидкости была предложена система терморегулирования, в которой для разогрева рабочей жидкости используются внутренние резервы ДВС, а именно, тепловая энергия моторного масла из системы смазки двигателя [48–50].

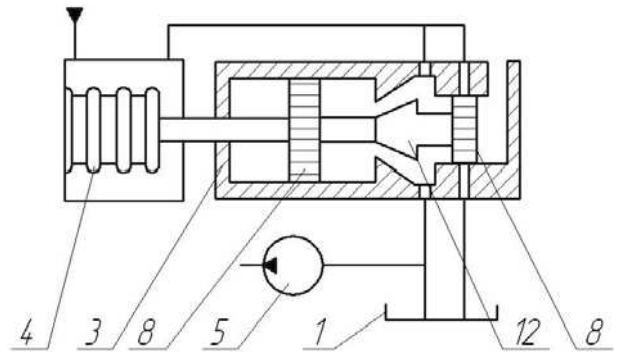
а

Система разогрева и регулирования температуры с двумя гидробаками и электромагнитным управлением

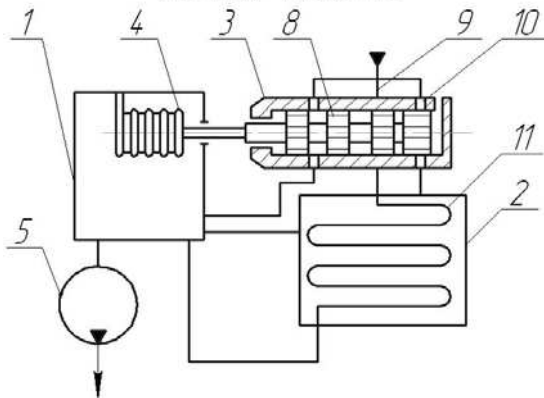


б

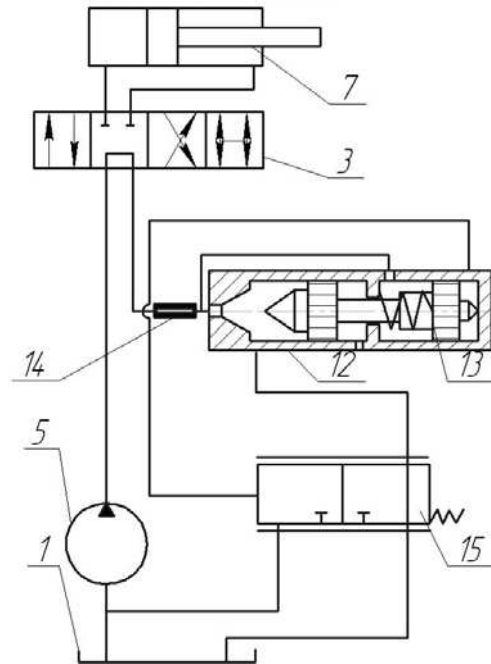
Система регулирования температуры рабочей жидкости в гидроприводе
А.с. СССР №821776



Система регулирования температуры рабочей жидкости в гидроприводе
А.с. СССР №800442



Гидропривод с дроссельным разогревом рабочей жидкости
А.с. СССР №1008515

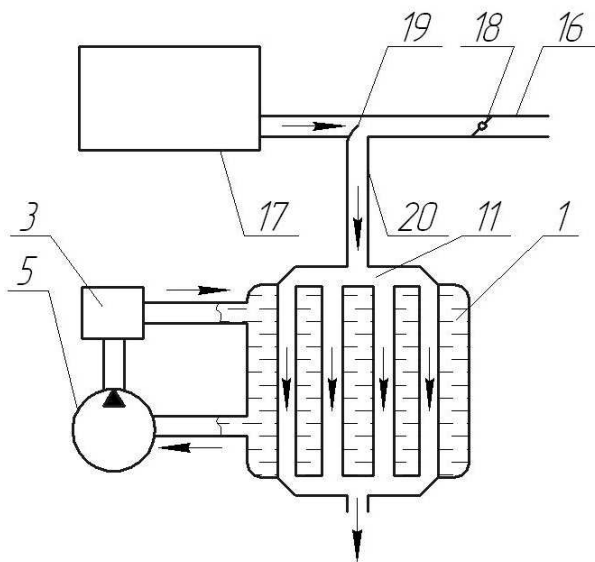


- а – изменением площади теплообмена; б – дросселированием; в – отработавшими газами ДВС; г – электронагревательными элементами;
 1, 2 – малый и большой гидробаки; 3 – распределитель; 4 – термодатчик;
 5 – насос; 6 – основной распределитель; 7 – гидродвигатель; 8 – золотник;
 9 – сливная магистраль; 10 – канал; 11 – теплообменник; 12 – дроссель;
 13 – плунжер; 14 – дополнительный дроссель; 15 – переключатель; 16 – труба выхлопная; 17 – ДВС; 18 – заслонка; 19 – отражатель; 20 – труба; 21 – ТЭНы

Рисунок 2.1 - Схемы систем терморегулирования рабочей жидкости, лист 1

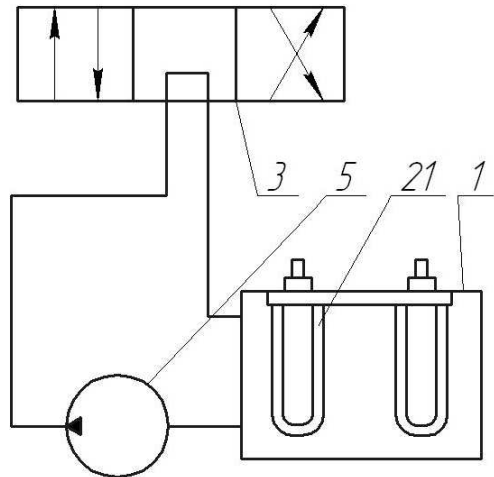
В

Устройство для регулирования температуры рабочей жидкости в объемном гидроприводе лесопогрузчика
А.с. СССР №361971



Г

Система разогрева рабочей жидкости электронагревательными элементами



а – изменением площади теплообмена; б – дросселированием; в – отработавшими газами ДВС; г – электронагревательными элементами;
1, 2 – малый и большой гидробаки; 3 – распределитель; 4 – термодатчик;
5 – насос; 6 – основной распределитель; 7 – гидродвигатель; 8 – золотник;
9 – сливная магистраль; 10 – канал; 11 – теплообменник; 12 – дроссель;
13 – плунжер; 14 – дополнительный дроссель; 15 – переключатель; 16 – труба выхлопная; 17 – ДВС; 18 – заслонка; 19 – отражатель; 20 – труба; 21 – ТЭНы

Рисунок 2.1, лист 2

В виду особенности конструкции разработанной системы терморегулирования, при обосновании повышения работоспособности гидросистемы, необходимо определить связи между свойствами устройств охлаждения системы смазки ДВС и внешних факторов с критерием температурно-динамической характеристики, определить расчетный режим масляного радиатора системы смазки ДВС крана, оценить влияние температуры окружающего воздуха на изменение теплового режима тракторной гидросистемы и провести расчет теплообменного аппарата системы терморегулирования рабочей жидкости гидросистемы.

2.1 Тепловой расчет теплообменного аппарата системы терморегулирования рабочей жидкости

При расчете теплового режима гидросистемы в него отдельными блоками входят расчеты количества теплоты, выделяемой на устройствах разогрева. Количество теплоты, получаемое гидросистемой от устройства разогрева, может

быть определено по формуле [1, 51, 52]

$$Q_{\Gamma} = k_{\Gamma} \cdot F_{\Gamma} \cdot (T_{1-2} - T_3) \quad (2.1)$$

где k_{Γ} —коэффициент теплопередачи теплообменника;
 F_{Γ} —площадь теплоотдачи теплообменника, м^2
 T_{1-2} — температура горячего теплоносителя перед теплообменником, $^{\circ}\text{C}$;
 T_3 —температура горячего теплоносителя после теплообменника, $^{\circ}\text{C}$.

Теплообменник конструктивно 2 представляет собой гидробак, через который проходят два теплообменных элемента, выполненных в виде системы трубок. Для наиболее эффективной работы теплообменника схему движения теплоносителей, согласно [53, 54], целесообразно применять противоточную, поскольку при одинаковых температурах входящих и выходящих теплоносителей (Δt) при противотоке всегда больше, чем при прямотоке. Таким образом, для передачи одного и того же теплового потока Q при противоточной схеме потребуется теплообменник меньшей площади и, кроме того, только в противоточном теплообменнике можно нагреть холодный теплоноситель до температуры более высокой, чем температура греющего теплоносителя на выходе $t_1'' > t_2''$ (рисунок 2.2).

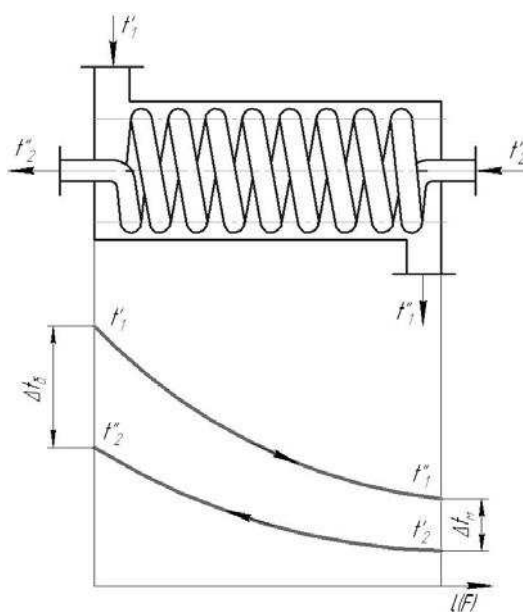
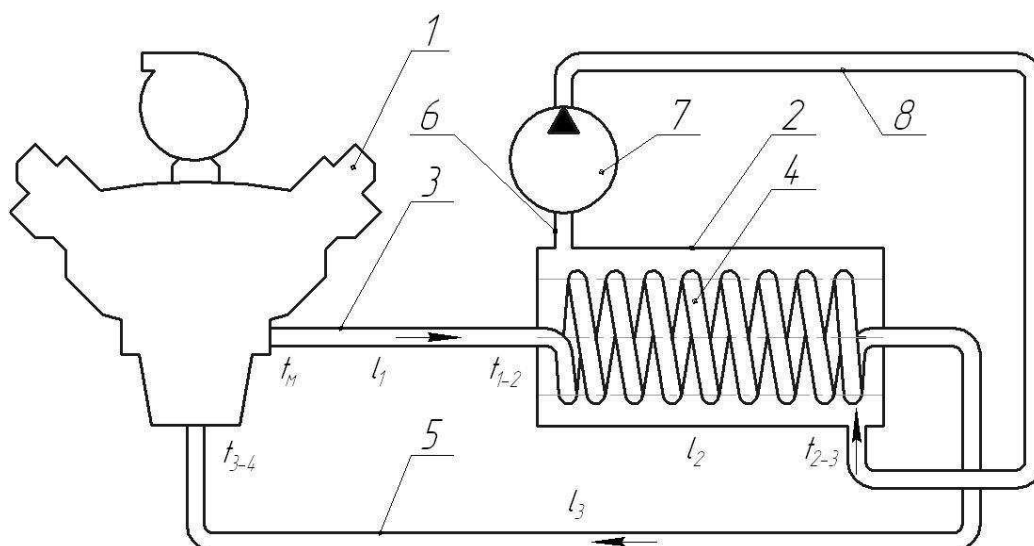


Рисунок 2.2 - Противоточная схема движения теплоносителей

Исходя из перечисленных условий и особенностей конструкции гидросистемы, принимаем схему движения теплоносителей перекрестную с числом перекрестных ходов более трех. В этом случае схему движения можно считать чисто противоточной [53, 54], так как направления движения теплоносителя и рабочей жидкости гидросистемы крана противоположны. Один из теплообменных элементов предназначен для нагрева, второй для охлаждения рабочей жидкости в условиях пониженных или повышенных температур.

Нагревательный элемент последовательно включен в систему смазки ДВС и может выполнять функции штатного масляного радиатора крана. Элемент для охлаждения рабочей жидкости соединен с ресивером пневмосистемы на входе в гидробак и свободно сообщен с атмосферой на выходе [48–50].

С целью упрощения расчета, подводящие и отводящие патрубки условно разделим на участки, в которых примерно одинаковы диаметры и режим течения теплоносителей (рисунок 2.3).



1 – ДВС; 2 – гидробак; 3 – напорная гидролиния; 4 – теплообменный элемент; 5 – сливная гидролиния; 6 – всасывающая гидролиния; 7 – шестеренный насос; 8 – нагнетательная гидролиния

Рисунок 2.3 - Система регулирования температуры рабочей жидкости в гидросистеме

Очевидно, что на участках 1-2 и 3-4, где движение жидкости происходит внутри гибких резиноармированных шлангах, теплообмен между греющим маслом и атмосферой незначителен и в ходе расчетов можно пренебречь потерями тепла за счет естественной конвекции через их наружные поверхности, а температура масла на входе в теплообменник можно считать равной температуре масла на выходе из двигателя $T_M = T_{1-2} = 85 \pm 5$ °С.

Расчет теплообменного аппарата сводится к совместному решению уравнений теплового баланса и теплопередачи [54], в которых неизвестными остаются значения температур теплоносителя после теплообменника.

Для определения конечных температур теплоносителей воспользуемся формулами 2.2 и 2.3:

$$T_{2-3} = T_M - (T_M - T_o) \cdot Z, \quad (2.2)$$

$$T_{2-3} = T_o + (T_M - T_o) \cdot Z \cdot \frac{G_M \cdot c_{pm}}{G_o \cdot c_{po}}, \quad (2.3)$$

где T_o – температура рабочей жидкости в гидробаке, °С;
 T_m – температура моторного масла на входе в теплообменник, °С;
 Z – опытный коэффициент [54] (таблица 2.1);
 G_m – массовый расход моторного масла, м³/с;
 G_o – массовый расход рабочей жидкости гидросистемы, м³/с;
 c_{po} – удельная теплоемкость при постоянном давлении моторного масла, Дж/(кг·°С);
 c_{pm} – удельная теплоемкость при постоянном давлении рабочей жидкости Дж/(кг·°С).

Таблица 2.1 - Значение величины Z в уравнениях (2.2), (2.3) [54]

$\frac{G_1 \cdot c_1}{G_2 \cdot c_2}$	$k \cdot F$							
	$\frac{1}{G_1 \cdot c_2}$							
	0,033	0,10	0,33	0,50	1	2	3	∞
0	0,033	0,10	0,28	0,39	0,63	0,86	0,96	1,00
0,01	0,033	0,10	0,28	0,39	0,63	0,86	0,95	0,99
0,05	0,033	0,10	0,28	0,39	0,62	0,84	0,91	0,95
0,10	0,033	0,10	0,28	0,38	0,61	0,81	0,89	0,91
0,20	0,033	0,10	0,27	0,38	0,58	0,76	0,81	0,83
0,50	0,033	0,10	0,26	0,35	0,52	0,63	0,66	0,67
1,0	0,033	0,09	0,25	0,32	0,43	0,49	0,50	0,50
2,0	0,033	0,09	0,21	0,26	0,32	0,33	0,33	0,33
5,0	0,032	0,08	0,14	0,16	0,17	0,17	0,17	0,17
10,0	0,028	0,06	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09
20,0	0,024	0,04	0,05*	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
50,0	0,016	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
100,0	0,009	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01

* Расчетное значение величины Z .

Рассмотрим пределы изменения, выбор и расчет переменных величин, входящих в уравнения (2.2) и (2.3).

Температура моторного масла на выходе из двигателя может быть определена из технической характеристики двигателя базовой машины.

Максимальная установившаяся температура моторного масла в дизельном двигателе при отрицательных температурах окружающего воздуха не должна быть ниже 40 °С. При более низких температурах моторного масла работа двигателя становится неустойчивой, значительно повышается расход топлива (6...7 %), степень изнашивания деталей двигателя увеличивается от 4 до 20 раз по сравнению с нормальным температурным режимом (85-90 °С) [2, 6, 13, 14].

Для разогрева моторного масла в системе смазки двигателя, воды или охлаждающей жидкости в системе охлаждения и подготовки двигателя к восприятию эксплуатационных нагрузок перед его пуском, применяют специально-

устанавливаемые на краны различного рода пусковые подогреватели, например, ПЖБ-200Б, ПЖБ-300, свечного, факельного типов и т.п. Тем самым, добиваются разогрева двигателя до температуры масла, воды или низкозамерзающей жидкости равной 50-60 °С, максимально сокращая, тем самым, период работы двигателя в интервале заниженных, относительно рекомендуемых, температур рабочих жидкостей. Кроме того, время подготовки двигателя к восприятию эксплуатационных нагрузок, независимо от температуры окружающего воздуха, не должно превышать 30 минут [6].

Гидрофицированные мобильные машины эксплуатируются в зимних условиях на различных видах работ, например, расчистка дорог от снега и посыпка подъездных путей опилками, стружкой, сухим песком, разгрузочно-погрузочные работы и транспортировка грузов. В основном, все они сопряжены с переездами от места стоянки техники до места проведения работ – строительная площадка.

Время, потраченное на переезд техники, может быть использовано для разогрева рабочей жидкости гидросистемы перед началом ее интенсивной эксплуатации.

Таким образом, при расчете рабочих параметров теплообменника целесообразно исходить из допущения, что температура греющего теплоносителя (моторного масла) (T_m) к моменту начала работы теплообменника достигает нормального температурного режима – 85 ± 5 °С.

Диаметр и длину участков трубопроводов в каждом конкретном случае выбирают конструктивно – в зависимости от габаритов машины, литража и мощности двигателя, а также от местоположения гидробака на машине.

Коэффициент теплопередачи участка трубы змеевика может быть вычислен по формуле 2.4 [1, 51, 53, 54]

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (2.4)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи моторного масла двигателя к стенке трубы, Вт/(м²·°С);

δ – средняя толщина стенки рассматриваемого участка трубы, м;

λ – коэффициент теплопроводности стенки трубы, Вт/(м·°С);

α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к воздуху, Вт/(м²·°С).

Коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 для турбулентного режима течения масла определяться на основе критериального уравнения 2.5 [1, 52, 54]

$$Nu_m = 0,021 \cdot Re_m^{0,8} \cdot Pr_m^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_m}{Pr_c}\right)^{0,25} \cdot \xi, \quad (2.5)$$

где Nu – число Нуссельта, $Nu = \frac{\alpha_1 \cdot d_{b1}}{\lambda_m}$ [1, 52, 53];

Re_m —число Рейнольдса, $Nu = \frac{U_m \cdot d_{b1}}{\nu_m} [1,91,101]$;

Pr — число Прандтля [1, 91,101];

ξ_1 — поправочный коэффициент, для змеевиковых труб $\xi_1=1+d/R$ [92];

d_b — внутренний диаметр трубы, м;

λ_m — коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/(м·°С);

u_m — скорость течения моторного масла в гидрوليнии, м/с.

ν_m — коэффициент кинематической вязкости теплоносителя, м²/с.

Так как температура стенки, а соответственно и число Прандтля для стенки, неизвестны, то решение будем вести методом последовательных приближений (расчет вышеперечисленных показателей приведен в приложении В).

Таким образом, определив температуру моторного масла перед теплообменником (T_{1-2}) и после него (T_{2-3}), можно определить количество теплоты (Q_{yp}), получаемое гидросистемой от устройства разогрева рабочей жидкости:

$$Q_r = 4260,27 \cdot 0,18 \cdot (90 - 80) = 7668,49 \text{ Вт.}$$

Получаем теплоту, идущую на нагрев рабочей жидкости гидросистемы крана:

$$Q_{нагр}^{гп} = 17,8 + 7,7 = 25,5 \text{ кВт.}$$

Таким образом, используя внешний источник тепла для разогрева масла в гидросистеме, по своим теплофизическим параметрам приближенный к конструкции масляного радиатора, выяснили, что температурный режим моторного масла двигателя не нарушается, а температура рабочей жидкости гидросистемы при этом выдерживается в рекомендуемом интервале. Гидросистема получает теплоту не только за счет саморазогрева рабочей жидкости в результате ее трения о стенки трубопроводов и гидроагрегатов, но и от системы терморегулирования, что оправдывает ее применение.

2.2 Обоснование конструктивных параметров теплообменника системы терморегулирования рабочей жидкости

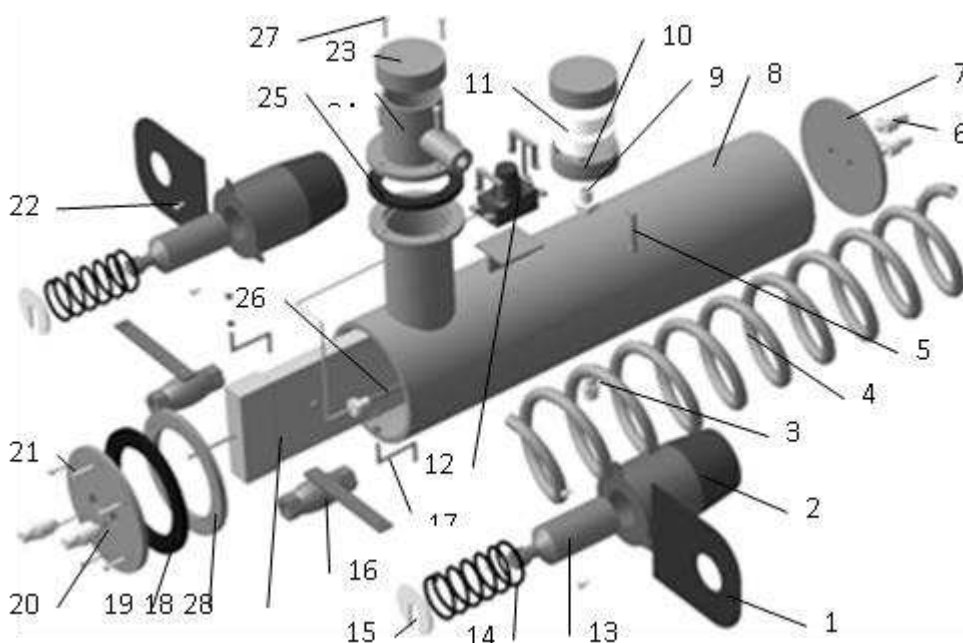
Для разогрева и поддержания температуры рабочей жидкости гидросистемы крана в условиях эксплуатации устройства разогрева должны соответствовать требованиям, перечисленным в п.1.4.

С учетом этих требований, было разработано и использовано в данной работе устройство – «Система регулирования температуры рабочей жидкости гидропривода». Система регулирования температуры рабочей жидкости содержит гидронасос, сообщенный напорной гидрوليнией с агрегатами

гидросистемы и баком-теплообменником, в котором расположены два теплоэлемента – змеевик и радиатор для подогрева и охлаждения рабочей жидкости.

Очевидно, что для каждого типа крана система терморегулирования будет иметь различные геометрические размеры, зависящие от площади теплообмена, диаметра трубопровода, скорости течения жидкости в канале, массы и плотности теплоносителя.

Основными параметрами теплообменника системы терморегулирования (рисунок 2.4) будут являться: длина одного витка змеевикового теплообменника l , общая длина змеевика L , общая высота змеевика H , поверхность нагрева теплообменника F , число витков теплообменника n .



1 – кронштейн; 2 – реле; 3 – штуцер сливной; 4 – змеевик; 5 – скоба; 6 – штуцер; 7 – крышка задняя; 8 – корпус; 9 – штуцер сапуна; 10 – сапун; 11 – фильтрующие элементы; 12 – терморегулятор; 13 – сердечник; 14 – пружина; 15 – стопор; 16 – кран шаровой; 17 – рычаг; 18 – кольцо; 19 – прокладка; 20 – крышка передняя; 21 – болт М6×16 ГОСТ 7805-70; 22 – винт М5×6 ГОСТ 11644-75; 23 – крышка горловины; 24 – горловина; 25 – прокладка; 26 – термопара; 27 – болт М6×12 ГОСТ 7805-70; 28 – радиатор охлаждения

Рисунок 2.4 - Теплообменник системы терморегулирования

Длина одного витка змеевикового теплообменника l [54] определяется по формуле (2.6)

$$l = \pi \cdot D_{\text{зм}}, \quad (2.6)$$

где $D_{\text{зм}}$ – диаметр витка змеевика, м, $D_{\text{зм}} = 0,15$ м;

Подставим известные значения в формулу 2.6 и получим следующее:

$$l=3,14 \cdot 0,15=0,47\text{м.}$$

Поверхность нагрева теплообменника F [54] определяется по формуле (2.7)

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta \bar{t}_{\text{ср.,лог}}} (2.7)$$

где Q – потенциальная тепловая мощность, которая может быть передана рабочей жидкостью от моторного масла двигателя, кВт, $Q=14,7$ кВт;

k – коэффициент теплопередачи через стенку трубки змеевика, кВт/(м²°с), $k = 4260,27$ Вт/(м²°с) (Приложение Г)

$\Delta \bar{t}_{\text{ср.,лог}}$ – средне логарифмическая разность температур теплоносителей, °С, которая определяется по формуле 2.8;

$$\Delta \bar{t}_{\text{ср.,лог.}} = \frac{t_0'' - t_0'}{\ln \frac{t_{\text{мсп}} - t_0'}{t_{\text{мсп}} - t_0''}} (2.8)$$

где $t_{\text{мсп}}$ – средняя температура греющего теплоносителя, °С, $t_{\text{мсп}}=85$ °С;

t_0' – начальная температура нагреваемого теплоносителя, °С, $t_0'=5$ °С;

t_0'' – конечная температура нагреваемого теплоносителя, °С, $t_0''=40$ °С;

Подставим известные значения в формулу 2.8, 2.7 и получим следующее:

$$\Delta \bar{t}_{\text{ср.,лог.}} = 42,3^\circ\text{С}; F=0,18 \text{ м}^2.$$

Общую длину змеевика L найдем по формуле 2.9[54]

$$L = \frac{F}{\pi \cdot d} (2.9)$$

где d – наружный диаметр трубы змеевика, м, $d = 0,016$ м;

Подставим известные значения в формулу 2.9 и получим следующее:

Число витков теплообменника n найдем по формуле 2.10[54]

$$n = \frac{L}{l} (2.10)$$

Найдем число витков теплообменника подставив известные значения формулу 2.10

$$n = \frac{3,58}{0,47} \approx 8$$

Общая высота змеевика H определяется по формуле 2.11[54]

$$H = n \cdot h, \quad (2.11)$$

где h – расстояние между витками теплообменника, м, $h = 0,1$ м;

$$H = 8 \cdot 0,10 = 0,8 \text{ м.}$$

При моделировании поведения динамических систем, к которым относится и система терморегулирования, используются ЭВМ. Существует большое количество алгоритмических языков, на которых может быть выполнено решение задачи. Выбор того или иного языка программирования зависит от многих условий. Часто решающую роль оказывает удобство программирования, наличие проверенных математических методов, легкость представления результатов моделирования. Такими особенностями обладает пакет MATLAB, содержащий в своем составе инструмент визуального моделирования SIMULINK.

SIMULINK сочетает в себе наглядность аналоговых машин и точность цифровых вычислительных машин. SIMULINK обеспечивает пользователю доступ ко всем возможностям пакета MATLAB, в том числе к большой библиотеке численных методов [55]. Для наблюдения за процессами в модели установлен "осциллограф" - блок Scope, для отображения изменения переменных во времени. Для исследования переходных процессов гидропривода выполнено преобразование дифференциальных уравнений (2.12), (2.13) к виду Коши:

$$\frac{dx_t(t)}{dt} = \frac{1}{F_T} (\mu \cdot b \cdot Z(t) \sqrt{\frac{2}{p}} (p-p) - Q_{yt}) \quad (2.12)$$

$$\frac{dx_{д.з.}}{dt} = \frac{1}{C_k} (U_{yc} - (R_y I_y) - L_y \frac{dI_y}{dt}). \quad (2.13)$$

Все схемы и макроблоки системы изготовлены на ЭВМ при помощи программного комплекса визуализации MATLAB 6.5 с использованием библиотеки моделей «Matlab+Simulink».

Линейная модель гидропривода, разработанная в среде MATLAB 6.5 приведена на рисунке 2.5.

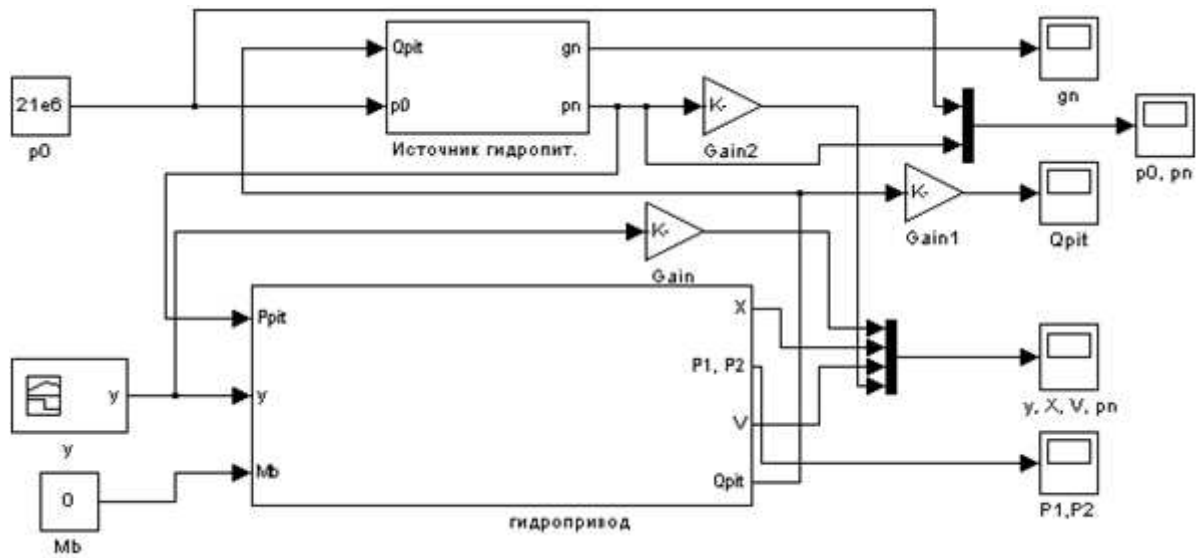


Рисунок 2.5 – Модель гидропривода, разработанная в среде MATLAB 6.5

В качестве входных данных для модели использовались: постоянное давление питания ($P_0 = 21$ МПа), внешний возмущающий момент ($M_b = 0$) и сигнал, соответствующий значению плунжера ($y_{\max} = 0,3$ мм), который меняется по времени и задается при помощи функции “SignalBuilder” в ПК “MATLAB”, представленной на рисунке 2.6.

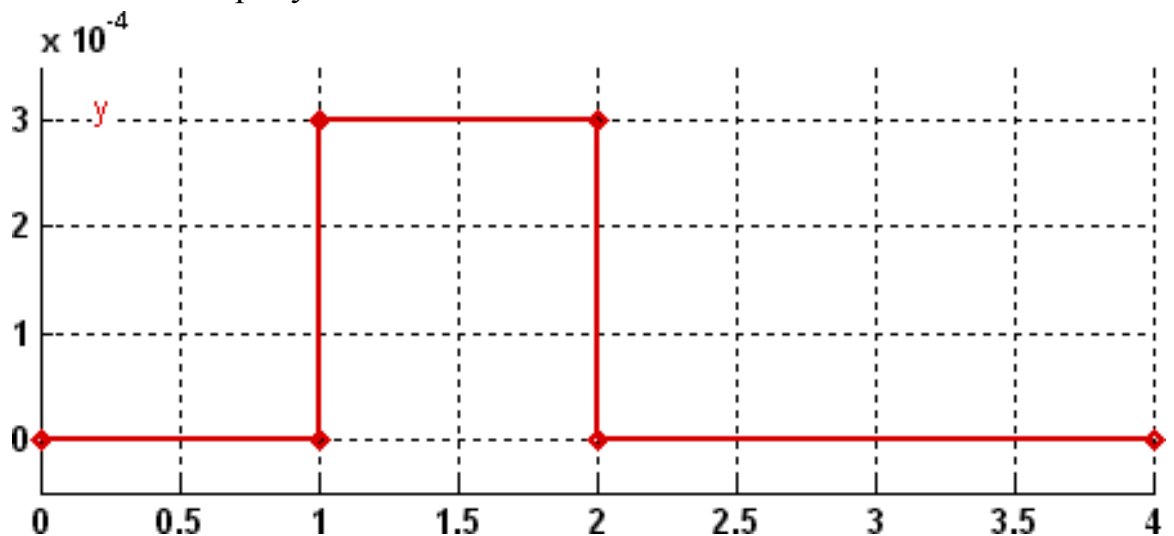


Рисунок 2.6 – График смещения плунжера золотника

Все постоянные значения параметров макроблоков модели гидропривода задавались при помощи “М-файла” в отдельном текстовом документе, имеющий вид, представленный в приложении Д.

2.3 Создание макроблоков для системы гидропривода автомобильного крана

Основными макроблоками применяемыми для решения данной задачи являются: “Источник гидропитания” – аксиально-плунжерный насос (рисунок 2.7) и “Гидропривод” (рисунок 2.8), который включает в себя “Золотник”, “Полость”, “Теплообменник”.

Структурная схема макроблока “Источник гидропитания” приведена на рисунке 2.7. Структурная схема макроблока “Гидропривод” приведена на рисунке 2.8.

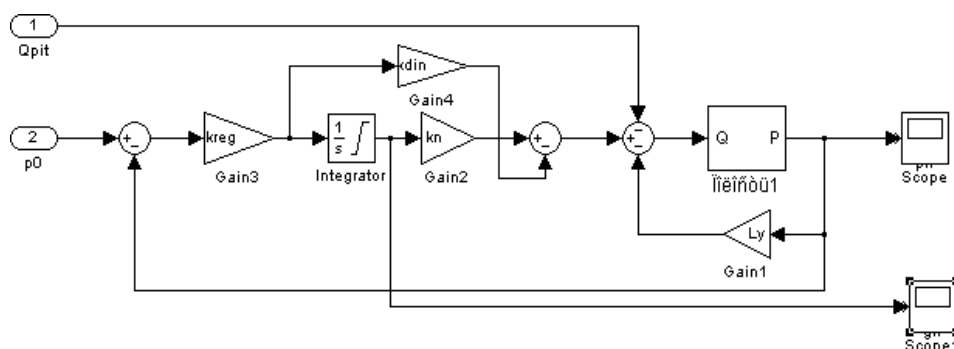


Рисунок 2.7 – Структурная схема макроблока “Насос”

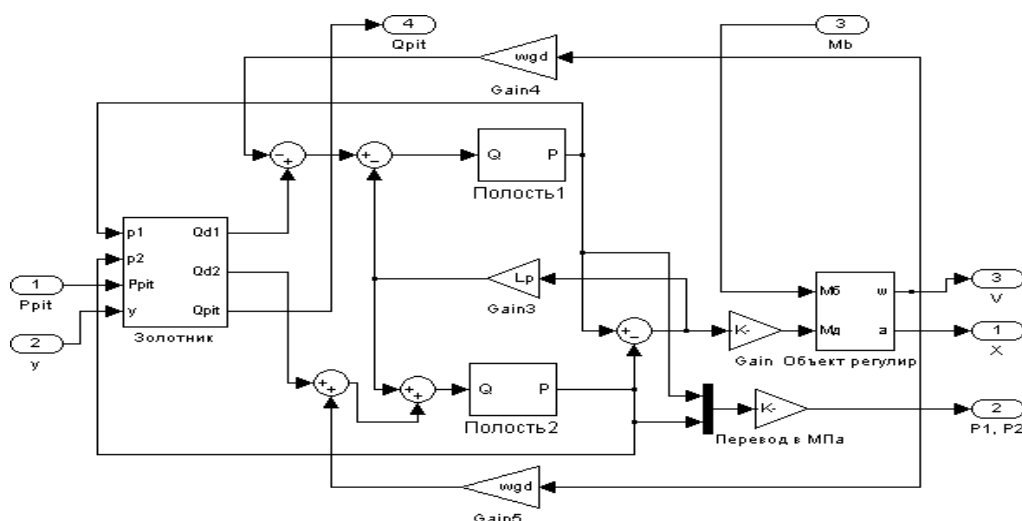


Рисунок 2.8 – Структурная схема макроблока “Гидропривод”

Золотниковые распределители являются устройствами для оказания регулирующего воздействия на направление и мощность потока рабочей жидкости и представляют собой системы регулируемых гидравлических сопротивлений, объединенных, как правило, в конструкции одного гидроаппарата.

Макроблок “Золотник” (рисунок 2.7) реализует математическую модель

золотникового распределителя при произвольной гидравлической нагрузке. Учтены рекуперативные динамические режимы при произвольном давлении питания.

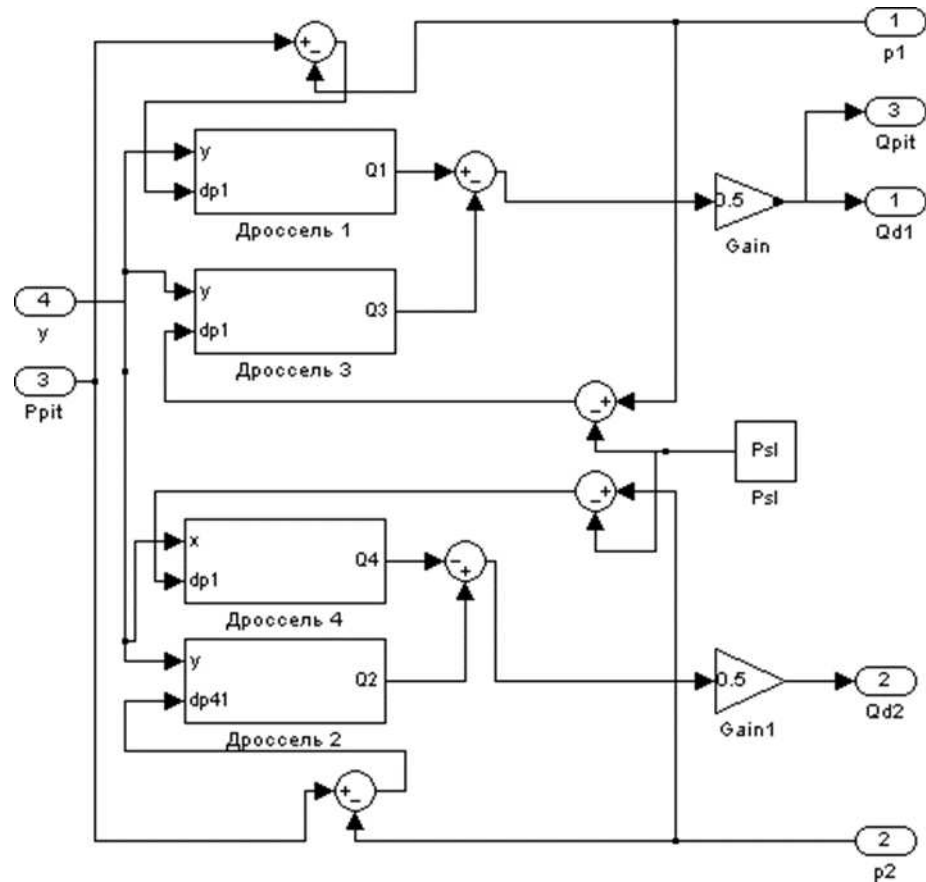


Рисунок 2.7 – Структурная схема макроблока “Золотник”

Математическая модель золотника имеет следующий вид:

$$Q_{д1} = Q_1 - Q_3; \quad (2.14)$$

$$Q_{д2} = Q_2 - Q_4;$$

где $Q_{д1}$, $Q_{д2}$ - расходы рабочей жидкости;

$Q_{1,2,3,4}$ - расход рабочей жидкости через соответствующие окна дросселя;
расходная регулировочная характеристика дросселирующего окна с переменной площадью выражается зависимостью 2.15:

$$Q = s(x)v, \quad (2.15)$$

где $S(x)$ – площадь проходного сеченияокна;

v - скорость реверсивного течения рабочей жидкости черездроссель,

$$v_i = \frac{\mu\sqrt{2|P_n - P_i|}}{\rho \operatorname{sign}(P_n - P_i)}, \text{ при } i = 1, 2; \quad v_i = \frac{\mu\sqrt{2|P_i - P_{cl}|}}{\rho \operatorname{sign}(P_i - P_{cl})}, \text{ при } i = 3, 4; \quad (2.16)$$

где μ – коэффициент расхода;
 ρ – плотность жидкости;
 p_i – давление в гидролиниях;
 $p_{\text{п}}$ – давление питания;
 $p_{\text{нб}}$ – давление слива;

$$S_i(x) = \begin{cases} \frac{l_x \sqrt{x^2 + \delta^2}}{l_{\delta} x} & \text{при } x \geq 0 \\ \frac{l_x \sqrt{x^2 + \delta^2}}{l_{\delta} x} & \text{при } x < 0 \end{cases}; i = 1, 4 \quad S_i(x) = \begin{cases} \frac{l_x \sqrt{x^2 + \delta^2}}{l_{\delta} x} & \text{при } x < 0 \\ \frac{l_x \sqrt{x^2 + \delta^2}}{l_{\delta} x} & \text{при } x \geq 0 \end{cases}; i = 2, 3 \quad (2.17)$$

где x – смещение входного элемента от нейтрального положения;
 l_x – длина дросселирующей щели открытого рабочего окна;
 l_{δ} – длина кольцевой щели, образованной в радиальном зазоре;
 δ – радиальный зазор.

Макроблок “Золотник” имеет следующие входы и выходы: Входные порты:

- 1) y – смещения плунжера;
- 2) P_1 и P_2 – давление в гидролиниях 1 и 2;
- 3) $P_{\text{пит}}$ – давления питания. Выходные порты:
- 4) Q_{d1} и Q_{d2} – расходы рабочей жидкости, подаваемые в гидролинии 1 и 2;
- 5) $Q_{\text{пит}}$ – расход, потребляемый от источника гидропитания.

Деформация РЖ в замкнутой полости при одновременных перемещениях поршня и при наличии внешнего расхода Q , втекающего в эту полость, является динамическим процессом. Зависимость изменения давления в замкнутой полости при объемном сжатии определяется коэффициентом упругости полости.

Макроблок “Полость” (рисунок 2.8) реализует математическую модель замкнутой герметичной полости с упругой рабочей жидкостью при наличии устройств ограничения максимального и минимального значений давления (идеальные предохранительный и подпиточный клапаны) или кавитационного ограничения (значение давления в технических жидкостях не может быть отрицательным). Математическая модель полости имеет следующий вид:

Макроблок “полость” имеет следующие входы и выходы:

Входной порт: Q - объемном расхода сжатия.

Выходной порт: P - давление в полости.

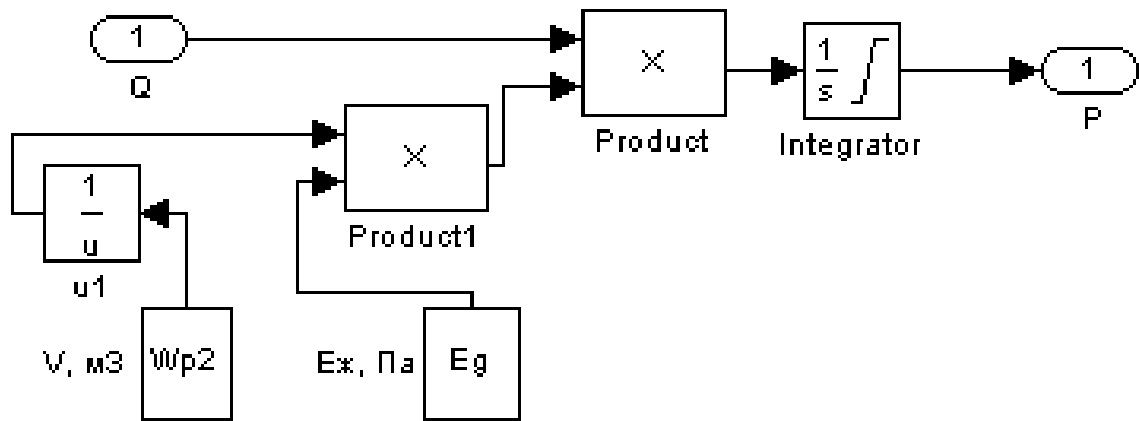


Рисунок 2.8 – Структурная схема макроблока “Полость”

Математическая модель, описывающая процессы рециркуляции рабочей жидкости, получена исходя из равенства расходов рабочей жидкости через дроссель и теплообменники:

$$\mu_{dp} \int_{dp} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} (P_{др} - P_{вых}) - Q_{ут} = \frac{\pi \cdot d_T^2}{4} \cdot \frac{dx_T(t)}{dt}, \quad (2.18)$$

$$(p_{др} - p_{вых}) = \Delta p, \quad (2.19)$$

$$\Delta p = \frac{\varepsilon \cdot u^2 \cdot \gamma}{2g}, \quad (2.20)$$

$$f_{dp} = l_u \cdot b(t), \quad (2.21)$$

где f_{dp} - площадь проходных сечений дросселя;

μ_{dp} - коэффициенты расхода жидкости через дроссель;

γ - удельный вес жидкости;

g - ускорение свободного падения;

$p_{др}$ - давление рабочей жидкости на входе дросселя;

$p_{вых}$ - давление рабочей жидкости на выходе дросселя;

d_T - диаметр трубопровода;

ξ - коэффициент местного сопротивления;

$l_{щ}$ - длина наиболее узкого места щели;

b - ширина щели.

Уравнение 2.18 описывает процесс рециркуляции рабочей жидкости подсистемы «дроссель-теплообменник». Уравнение 2.19 – перепад давления на дросселе. Уравнение 2.20 дает связь между перепадом давления и скоростью движения рабочей жидкости. Уравнение 2.21 определяет площадь щели дросселя.

Макроблок “Теплообменник” (рисунок 2.9) реализует математическую модель 2.13.

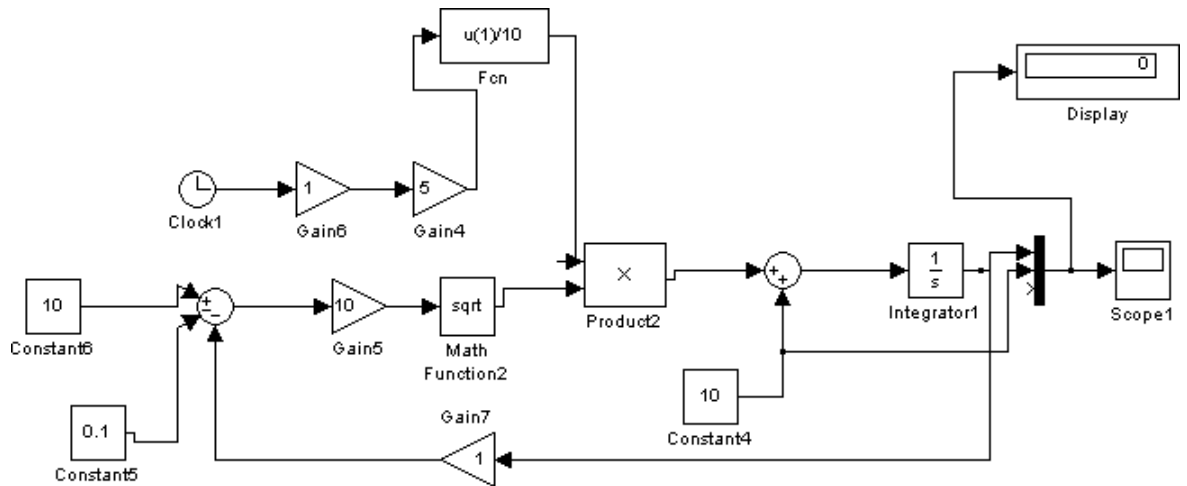


Рисунок 2.9 – Структурная схема макроблока “Теплообменник”

В результате формирования структурной схемы в среде “Simulink” и моделирования работы гидропривода в течение четырех секунд, с использованием блоков “Scope”, выполняющих функции осциллографов, были получены следующие графические результаты:

-Зависимость давления в напорной и сливной гидролиниях от времени работы гидропривода (рисунок 2.10).

-Сводный график зависимости угловой скорости, угла поворота, смещения плунжера и давления питания от времени работы гидропривода (рисунок 2.11).

-Зависимость расхода источника гидропитания от времени работы гидропривода (рисунок 2.12).

-Сводные график зависимости заданного значения давления питания и давление питания, развиваемое ИГП от времени работы гидропривода (рисунок 2.13).

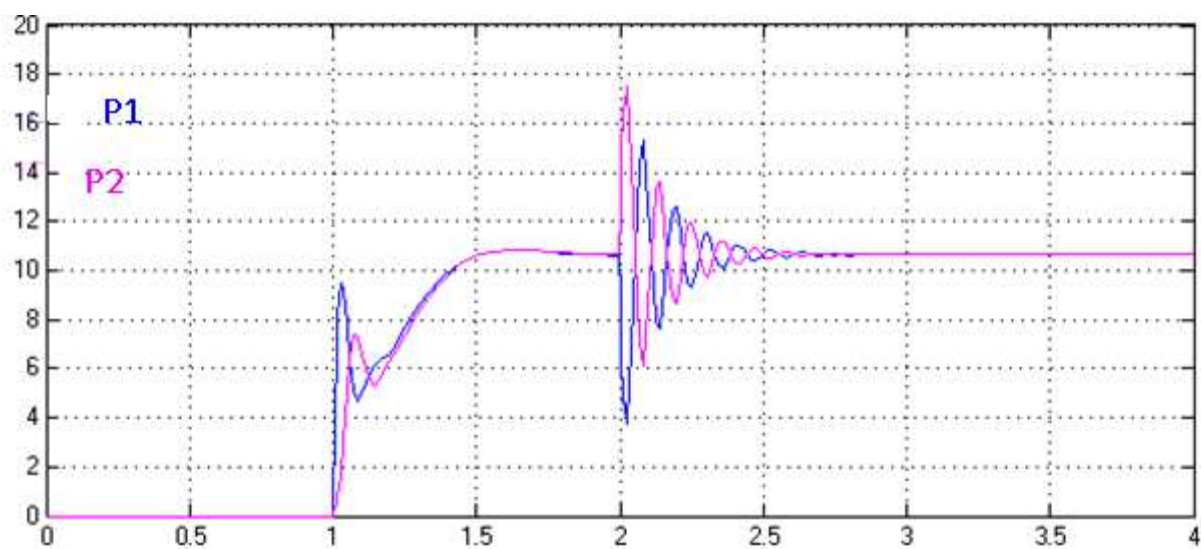


Рисунок 2.10 – Давление в гидролиниях (МПа)

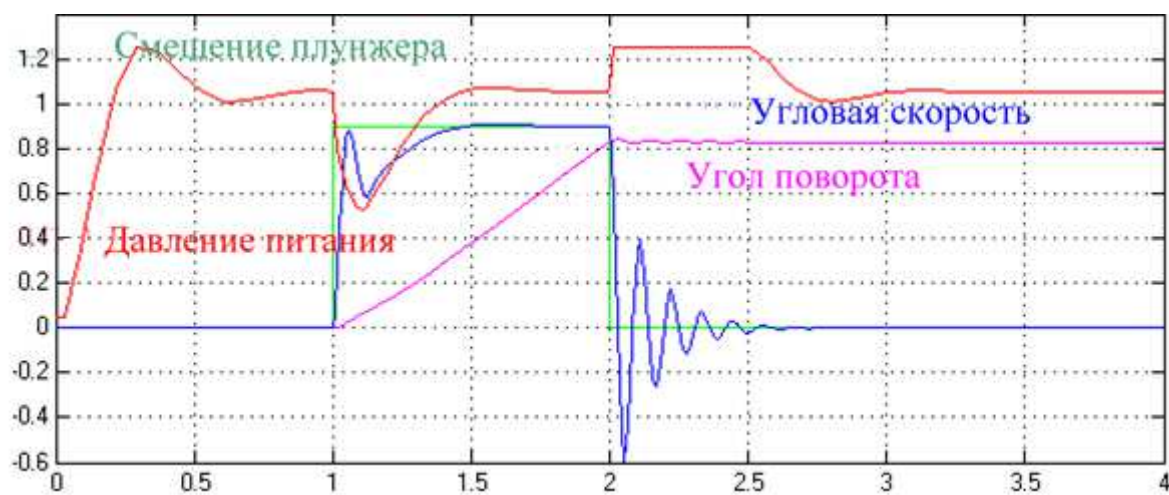


Рисунок 2.11 – Угловая скорость (рад/с), угол поворота (рад.), смещение плунжера, давление питания

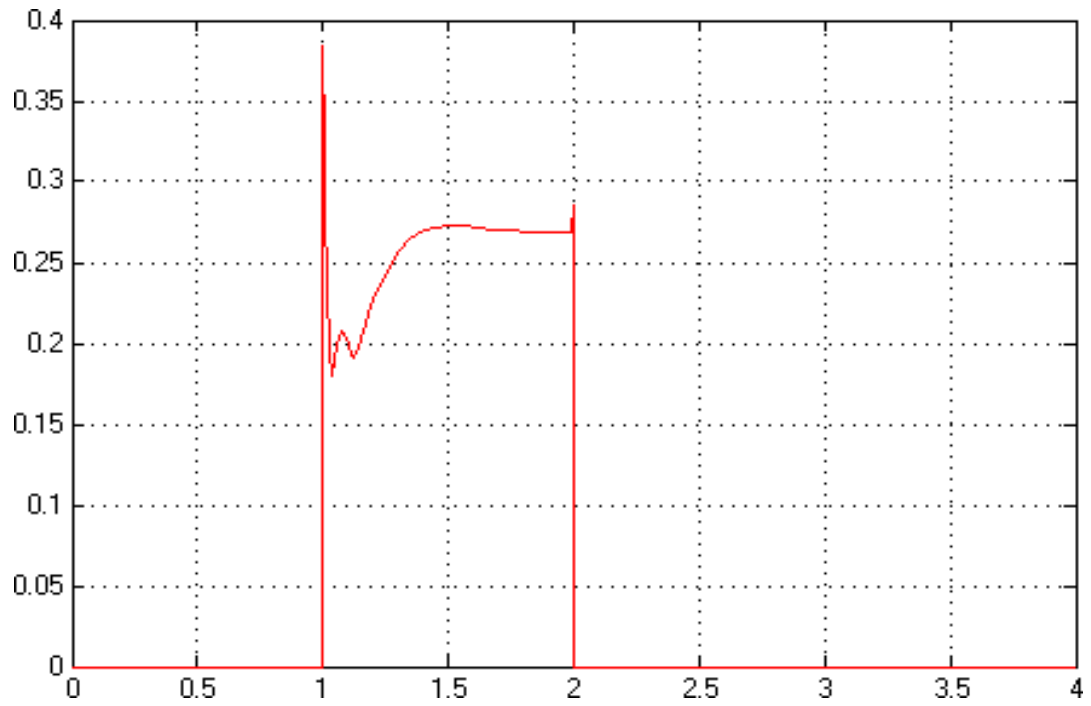


Рисунок 2.12 – Расход, потребляемый от источника гидропитания

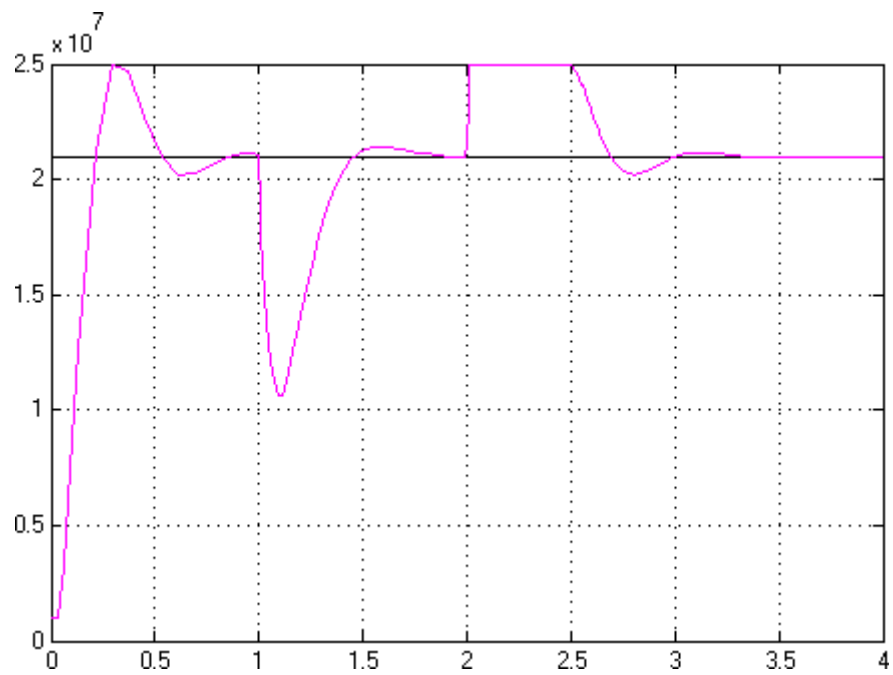


Рисунок 2.13 – Заданное значение давления питания, давление питания, развиваемое ИГП (МПа)

3 Экспериментальные исследования

3.1 Программа экспериментальных исследований

Программа экспериментальных исследований включала в себя три этапа. На первом этапе проводились лабораторные испытания по оценке влияния объемной температуры масла на энергозатраты на трение, в частности на изменение момента трения, и оценке влияния эксплуатационных факторов (температурного режима работы узла трения и загрязнения смазочного масла абразивными примесями) на интенсивность изнашивания образцов поверхностей трения по схеме «ролик-колодка». Испытания проводились в лабораторных условиях на машине трения модели МИ-1М. С целью сокращения количества опытов использовались методы математического планирования эксперимента. Программа экспериментальных исследований представлена в таблице 3.1.

Программа экспериментальных исследований:

- Исследования влияния разработанной системы терморегулирования на динамику объёмной температуры моторного масла в условиях, имитирующих эксплуатационные;

- Исследование влияния разработанной системы терморегулирования на работоспособность гидроагрегатов смоделированной гидросистемы автомобильного крана;

На стенде КИ-4815М, исследовалась динамика изменения объёмной температуры моторного масла М-10Г₂ ГОСТ 8581-78, заправленного в лабораторную установку, представляющую собой модель гидросистемы крана, в условиях имитирующих эксплуатационные при различных температурах окружающего воздуха. Исследования проводились с использованием классического однофакторного эксперимента.

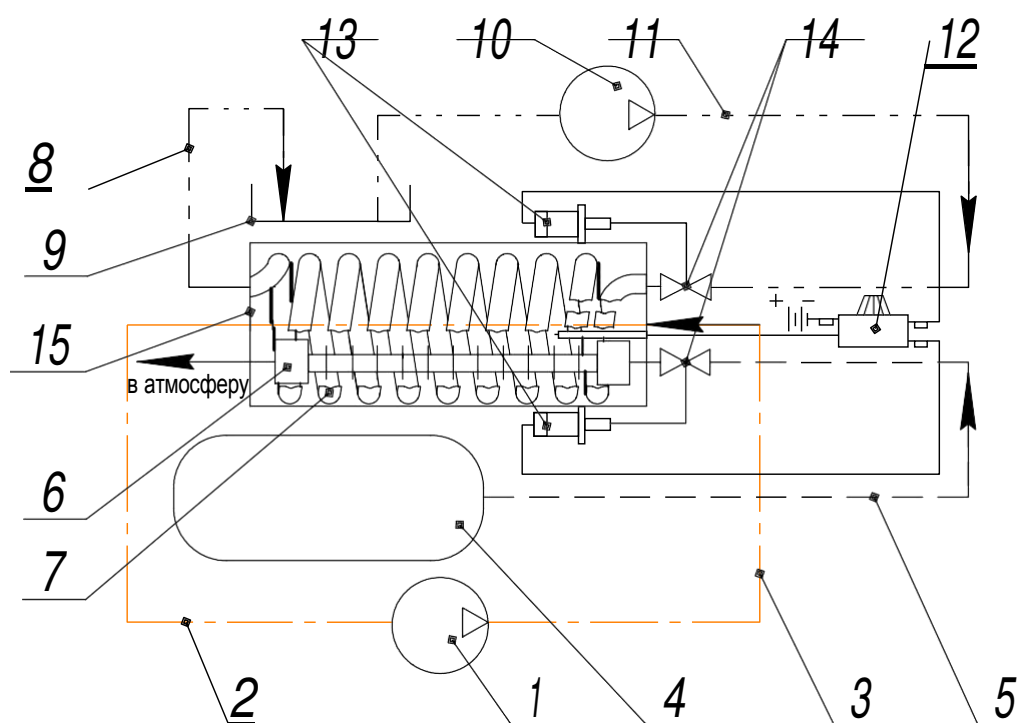
Для подогрева рабочей жидкости в гидросистеме машины используется система терморегулирования рабочей жидкости [50] (рисунок 3.1). Она может использоваться как для подогрева рабочей жидкости в процессе работы двигателя, с целью подготовки агрегатов гидросистемы к восприятию эксплуатационных нагрузок, так и для охлаждения рабочей жидкости в условиях повышенных температур [48, 50].

Система регулирования температуры рабочей жидкости содержит гидронасос 1, сообщенный напорной гидролинией 3 с агрегатами гидросистемы и баком-теплообменником 15, в котором расположены два теплоэлемента – змеевик 7 и радиатор 6 для подогрева и охлаждения рабочей жидкости.

Масляный насос 10 системы смазки ДВС по радиаторной гидролинии 11 подает горячее моторное масло из двигателя в змеевик теплообменника, где оно остывает до рабочей температуры, нагревая в то же время рабочую жидкость гидросистемы из затем сливной гидролинии 8 поступает обратно в

картер двигателя. Резервуар 4 пневмосистемы крана, соединен с радиатором теплообменника для подачи воздуха в случае перегрева масла выше рекомендуемой температуры.

Температуру масла внутри бака теплообменника регистрирует терморегулятор 12, который влияет на работу втягивающих электромагнитных реле 13, представляющих собой электромагнитные катушки с подпружиненными сердечниками, которые в свою очередь управляют открытием шаровых кранов 14, изменяя направление движения теплоносителей и тем самым, регулируя температуру рабочей жидкости.



1 – насос шестеренный НШ; 2 – заборная гидролиния; 3 – напорная гидролиния; 4 – резервуар пневмосистемы; 5 – нагнетательная пневмолиния; 6 – радиатор охлаждения; 7 – змеевик; 8 – сливная гидролиния; 9 – поддон картера ДВС; 10 – масляный насос; 11 – радиаторная гидролиния масляного насоса; 12 – терморегулятор; 13 – электромагнитные реле; 14 – краны шаровые; 15 – теплообменник

Рисунок 3.1- Система терморегулирования

В качестве технического средства при проведении стендовых испытаний использовали стенд для испытания гидроагрегатов КИ-4815М, с установленным на нем шестеренным насосом НШ-50У-3Л и гидрораспределителем Р75-В3А (рисунок 3.2). Стенд помещался в холодильную камеру КХ-23 ТОО «Эдельвейс» и на нем монтировалась система терморегулирования (рисунок 3.3).

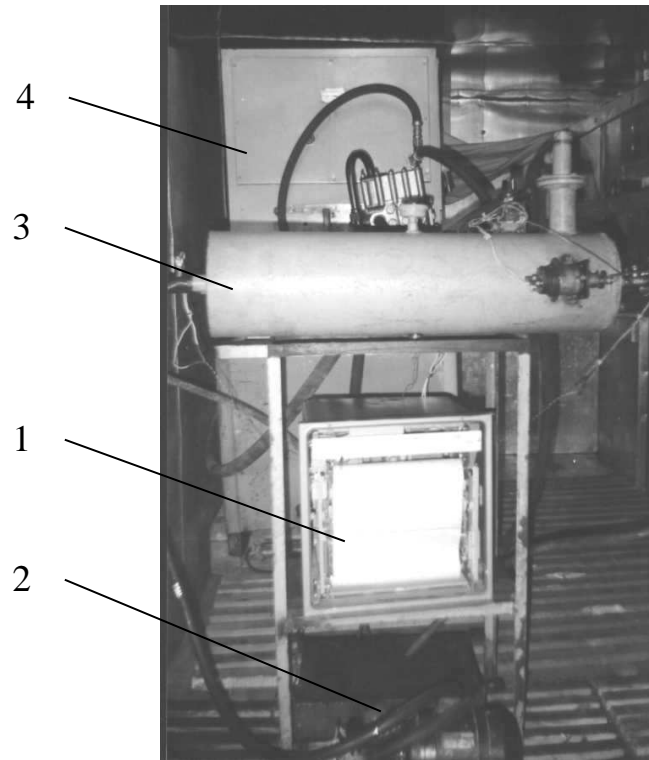


1 – гидрораспределитель Р75-В3А; 2 – гидронасос НШ-50У-3Л
 Рисунок 3.2 - Место установки гидроагрегатов на стенде

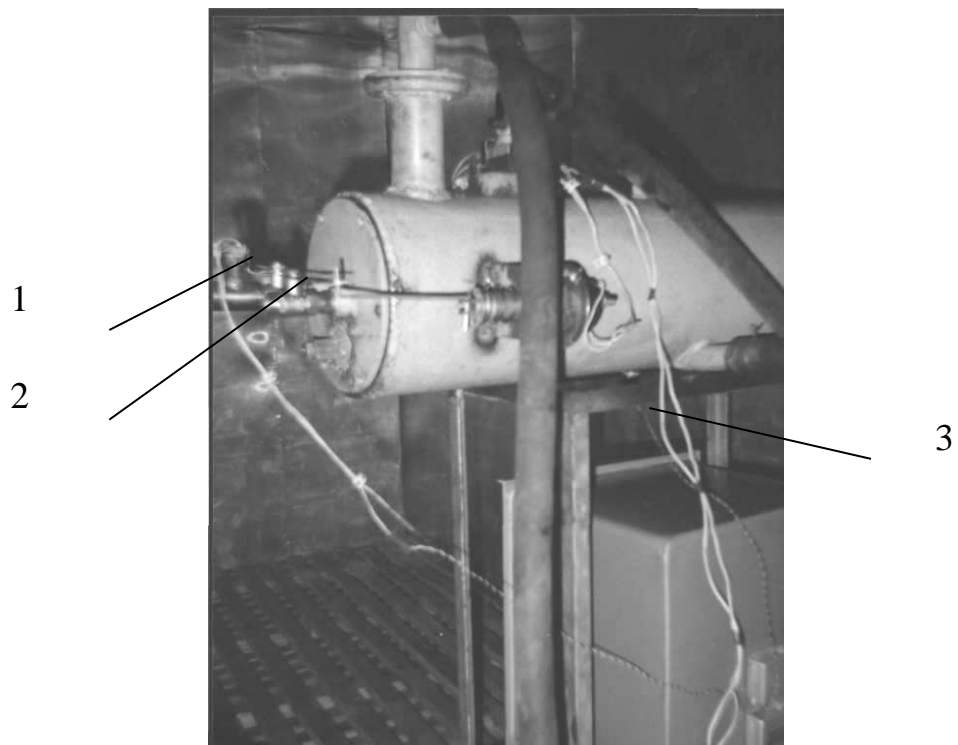


1 – холодильная камера КХ-23 ТОО «Эдельвейс»; 2 – стенд КИ-4815М
 Рисунок 3.3 - Общий вид стенда

Масляный насос всасывающей гидролинией соединялся с гидробаком системы терморегулирования. Напорная гидролиния связывала насос с гидрораспределителем, от которого гидрожидкость поступала в стенд, или же обратно в бак (рисунок 3.4). Разогретое моторное масло подавалось в змеевик теплообменника от термостата Thermostat U1 (ГДР). Измерение температуры рабочей жидкости, горячего теплоносителя и окружающего воздуха осуществлялось хромель-копелевыми термопарами (рис. 3.5) типа ТХК с диапазоном измерения $-50...+60^{\circ}\text{C}$ и регистрировалось электронным двенадцатиточечным потенциометром КСП-4 с ценой деления 2°C .



1 – потенциометр КСП-4; 2 – термостат; 3 – теплообменник; 4 – стенд КИ-4815М
 Рисунок 3.4 - Общий вид установки



1– на входе в теплообменник; 2 – в сливной пробке; 3 – на выходе из теплообменника
 Рисунок 3.5 - Места установки термопар

Изменение давления и расхода жидкости контролировалось с помощью, установленных на стенде КИ-4815М, манометра высокого давления МГнОШ-160 ГОСТ 8625-77 с ценой деления 0,5 кгс/см² и счетчиков жидкости ШЖУ-40С-6 ГОСТ 12671-81 для измерения расхода в пределах 40...120 л/мин, ШЖУ-25М-16 ГОСТ 12671-81 для измерения расхода в пределах 7...40 л/мин.

3.2 Методика обработки результатов экспериментальных исследований

Обработка результатов многофакторного эксперимента проводилась на ЭВМ по программам «Excel 2003», «Statistica v.6.0».

Протекание абразивного изнашивания характеризуется нелинейным изменением всех параметров, поэтому в качестве статистической модели было выбрано полиномиальное уравнение второго порядка, имеющее вид:

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i X_i + \sum_{i \neq j}^k b_{ij} X_i X_j + \sum_{i=1}^k b_{ii} X_i^2 \quad (3.4)$$

где y - оценка выходного параметра оптимизации;

b_0, b_i, b_{ij} - оценки коэффициентов уравнения регрессии, характеризующие свободный член уравнения, линейные парные и квадратичные эффекты.

X_i, X_j - значения факторов на различных уравнениях;

k - количество независимых факторов.

Оценки коэффициентов уравнений регрессии и их дисперсий рассчитывались по программе «Statistica v.6.0», в основу которой заложены все необходимые расчеты, позволяющие получать зависимости конкретных параметров оптимизации от исследуемых факторов.

Дисперсия воспроизводимости и средняя квадратическая ошибка эксперимента рассчитывались по формулам

$$\hat{y} = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i \cdot X_i + \sum_{i \neq j}^k b_{ij} X_i X_j + \sum_{ii}^k b_{ii} X_i^2 \quad (3.5)$$

где \hat{y} - оценка выходного параметра оптимизации;

b_0, b_i, b_{ij}, b_{ii} - оценки коэффициентов уравнения регрессии, характеризующие свободный член уравнения, линейные, парные и квадратичные эффекты;

X_i, X_j - значения факторов на различных уравнениях.

k - количество независимых факторов.

Оценки коэффициентов уравнений регрессии и их дисперсий

рассчитывались по программе «Statistica v.6.0», в основу которой заложены все необходимые расчеты, позволяющие получать зависимости конкретных параметров оптимизации от исследуемых факторов.

Дисперсия воспроизводимости и средняя квадратическая ошибка эксперимента рассчитывались по формулам 3.7 и 3.8:

$$S^2(\bar{y}) = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N S_u^2, S(\bar{y}) = +\sqrt{S^2(\bar{y})}; \quad (3.6)$$

где S_u^2 - дисперсия параллельных опытов.

$$S_u^2 = \frac{1}{r-1} \sum_{v=1}^r (y_{uv} - \bar{y}_u)^2; \quad (3.7)$$

где r – количество параллельных опытов в каждом независимом;

\bar{y}_u – среднее значение параметра оптимизации в каждом независимом опыте.

Для определения возможности проведения регрессионного анализа проверялась однородность дисперсий параллельных опытов по критерию Кохрена:

$$G_p = \frac{S_u^2 \max}{\sum_{u=1}^N S_u^2} < G_{\text{табл}} \quad (3.8)$$

где G_p - расчетное значение критерия Кохрена;

$G_{\text{табл}}$ – табличное значение критерия Кохрена для степеней свободы: числителя $f_1=r-1$ и знаменателя $f_2=N$ и уровня значимости $\alpha=0,05$.

$S_u^2 \max$ - наибольшая в эксперименте дисперсия параллельных опытов.

Проверка гипотезы о статистической значимости коэффициентов уравнения регрессии проводилась с помощью t – критерия (критерия Стьюдента):

$$t_p = \frac{|b_i|}{S(b_i)} > t_{\text{табл}} \quad (3.9)$$

где под b_i понимают b_0, b_{ij}, b_{ii} ;

$t_{\text{табл}}$ – табличное значение t -критерия для числа степеней свободы $N(r-1)$ и уровня значимости $\alpha=0,05$.

Гипотеза об адекватности модели проверялась по F -критерию (критерию Фишера):

$$F_p = \frac{S_{ад}^2}{S^2(y)} \leq F_{табл} \quad (3.10)$$

где $S_{ад}^2$ - дисперсия адекватности.

$F_{табл}$ – табличное значение F -критерия для степеней свободы $f_{ад}=N-k$, $f_e = N(r-1)$ и уровня значимости $\alpha=0,05$.

Обработка результатов классического однофакторного эксперимента проводилась на ЭВМ по программам «Excel 2003», «StatisticaV6.0».

При выполнении измерений предельные относительные погрешности определялись с вероятностью $P = 0,9876$ по формуле [57]:

$$\delta_{пр} = \pm \frac{2,5S}{A}, \quad (3.11)$$

где S – среднее квадратическое отклонение результатов измерения в серии;
 A – среднее арифметическое нескольких измерений.

3.3 Результаты исследования температурных условий работы масла в гидросистеме стенда с применением системы терморегулирования рабочей жидкости

Характер изменения температуры рабочей жидкости при работе гидросистемы автомобильного крана на стенде КИ-4815М в условиях изменяющихся температур окружающего воздуха по времени с применением системы терморегулирования и без приведён на рисунке 3.6.

Анализ данных рисунке 3.6 показывает, что время прогрева рабочей жидкости гидросистемы до температуры 40 °С зависит от температуры окружающего воздуха. Так, при понижении температуры окружающего воздуха от минус 1 °С до минус 16 °С время прогрева рабочей жидкости гидросистемы до температуры 40 °С увеличивается. При температурах от минус 6 до минус 16 °С за время работы гидросистемы не оборудованной системой терморегулирования более 2 часов ее рабочая жидкость не достигла рекомендуемой температуры 40 °С. Несмотря на значительное увеличение времени подготовки гидросистемы к работе, температура рабочей жидкости остаётся низкой. Это приводит к увеличению износа и механических потерь двигателя и агрегатов гидросистемы, снижению топливной

экономичности крана. Максимальная установившаяся температуры масла в гидробаке представлена на рисунке 3.7.

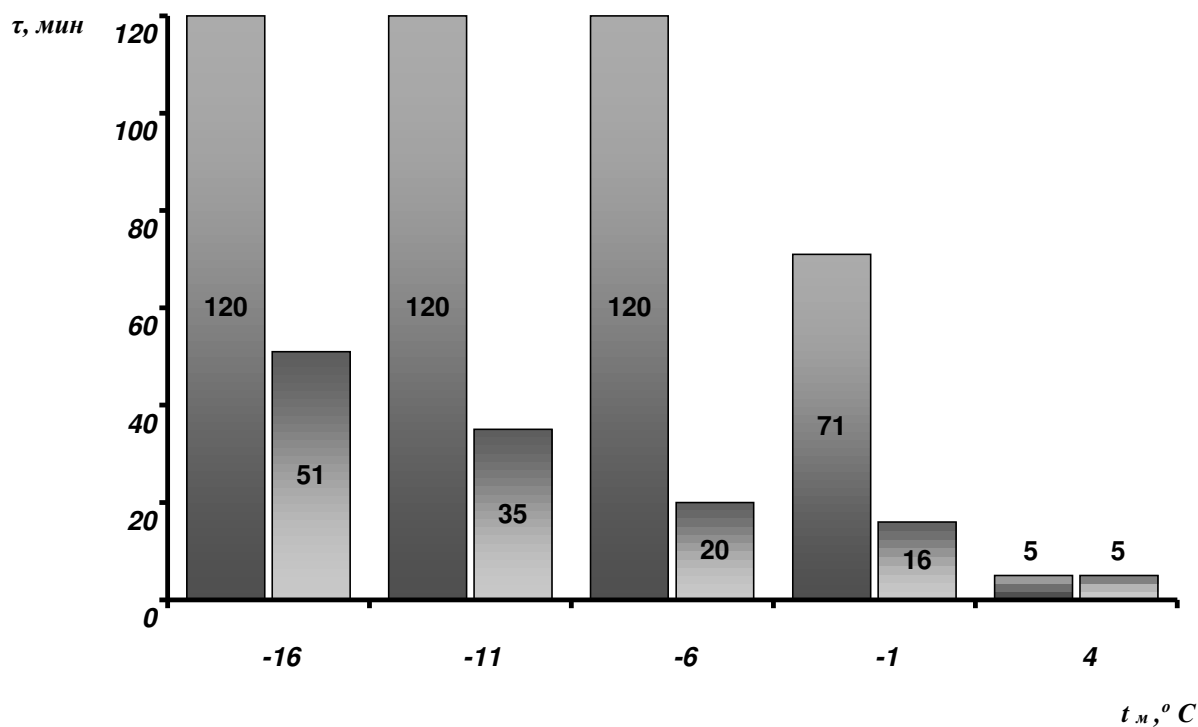


Рисунок 3.6 - Время разогрева масла гидросистемы до 40°C при различных температурах окружающего воздуха

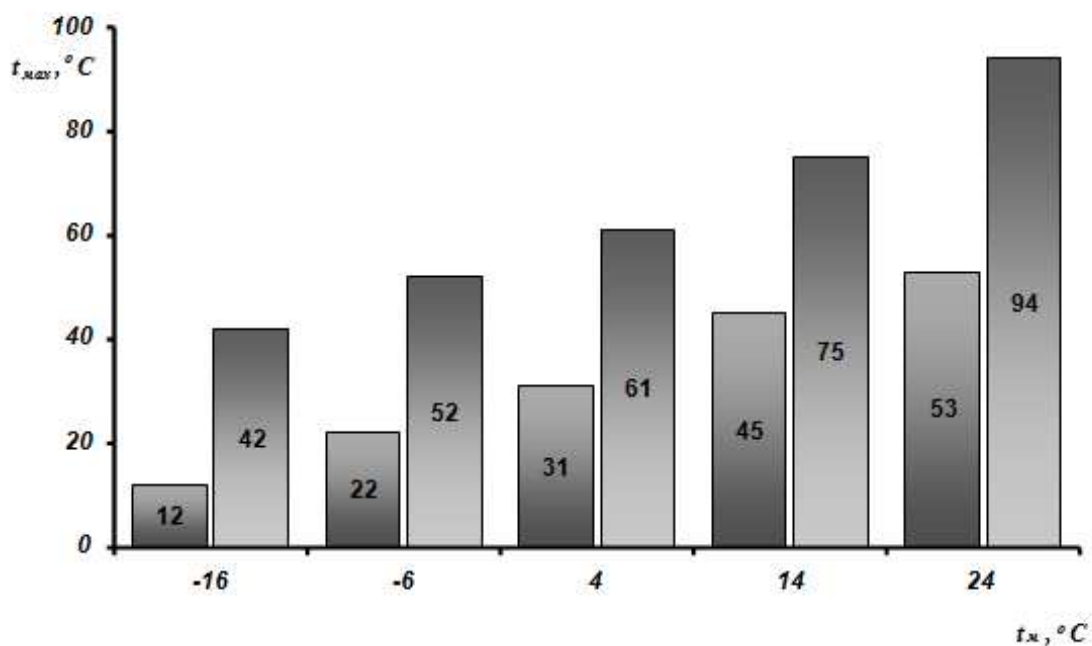


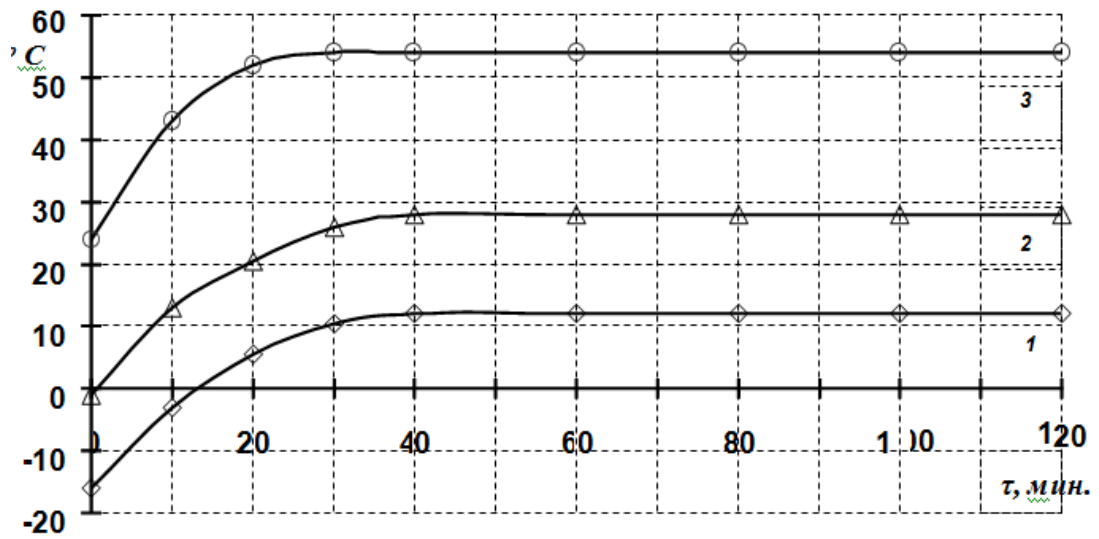
Рисунок 3.7 - Максимальная установившаяся температуры масла в гидробаке

Динамика температуры рабочей жидкости в модели гидросистемы не оборудованной системой терморегулирования при различной температуре окружающего воздуха приведена на рисунке 3.8, – с системой терморегулирования на рисунке 3.9.

В результате проведения исследований в интервале положительных и отрицательных температур окружающего воздуха установлено, что рабочая жидкость гидросистемы нагревается с переменной интенсивностью.

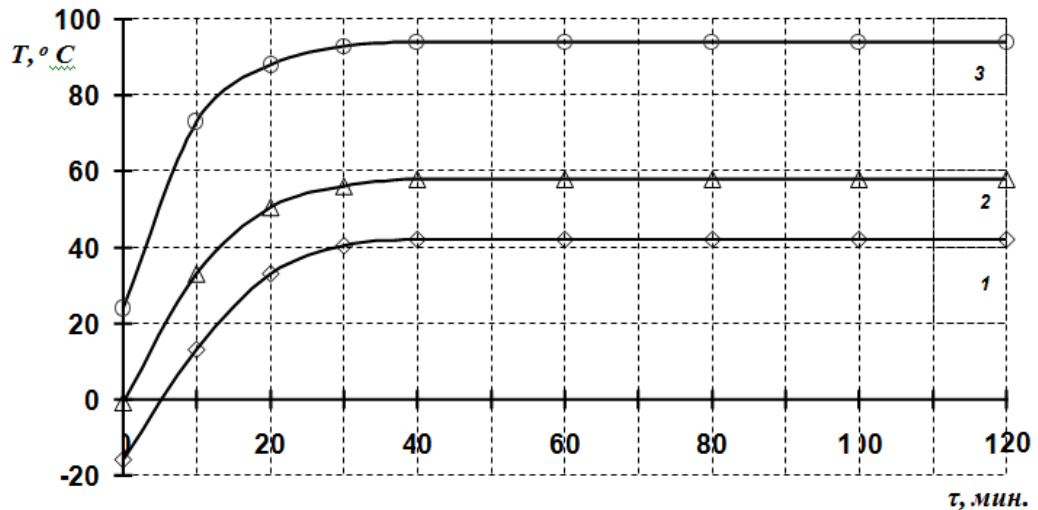
Характер изменения температуры рабочей жидкости при различной температуре окружающего воздуха практически одинаков. Наиболее интенсивно она нагревается в первые 40...60 минут работы гидросистемы. Температура масла для данной конструкции гидросистемы и условий исследований стабилизируется через 80...120 минут непрерывной его работы и остаётся практически постоянной. Она составляет (рисунок 3.7) 10... 12 °С при температуре окружающего воздуха минус 16 °С и 53...54 °С при температуре окружающего воздуха 24 °С соответственно [58, 59].

Стабилизация температуры рабочей жидкости свидетельствует о равенстве тепла, выделенного агрегатами гидросистемы, и тепла, отданного в окружающую среду. Очевидно, что установившаяся температура рабочей жидкости гидросистемы у одного и того же автомобильного крана, при неизменной температуре окружающего воздуха, может меняться с изменением условий теплообмена (скорости ветра, солнечной радиации и т.п.) и режима нагружения.



- 1 – при $t_b = -16^\circ\text{C}$ $T = 0,0789\tau^3 - 2,0724\tau^2 + 16,894\tau - 29,805$;
 2 – при $t_b = -1^\circ\text{C}$ $T = 0,0789\tau^3 - 2,083\tau^2 + 17,101\tau - 14,809$;
 3 – при $t_b = 24^\circ\text{C}$ $T = 0,1007\tau^3 - 2,5401\tau^2 + 19,479\tau + 10,266$

Рисунок 3.8 - Динамика температуры масла (T) в баке гидросистемы стенда, без применения системы терморегулирования, при различных температурах окружающего воздуха (t_b)



- 1 – при $t_b = -16^\circ\text{C}$ $T = 0,1778\tau^3 - 4,5936\tau^2 + 36,499\tau - 44,793$;
 2 – при $t_b = -1^\circ\text{C}$ $T = 0,1841\tau^3 - 4,7134\tau^2 + 36,978\tau - 28,324$;
 3 – при $t_b = 24^\circ\text{C}$ $T = 0,2303\tau^3 - 5,7981\tau^2 + 44,37\tau - 5,4832$

Рисунок 3.9 - Динамика температуры масла (T) в баке гидросистемы стенда, оснащенной системой терморегулирования, при различных температурах окружающего воздуха (t_b)

Анализ работы гидросистемы оборудованной системой терморегулирования на стенде позволил установить, что время нагрева масла до рекомендованной температуры 40 °С составило: при начальной температуре масла минус 16 °С – 51 мин, минус 11 °С – 35 мин, минус 6 °С – 20 мин, минус 2 °С – 16 мин (рисунок 3.6), а максимально установившаяся температура жидкости в гидробаке повысилась до 42 °С при температуре окружающего воздуха минус 16 °С и до 94 °С при температуре 24 °С (рисунок 3.7).

В результате установлено, что интенсивность разогрева рабочей жидкости в данном случае, по сравнению с испытаниями без использования системы терморегулирования, увеличилась, а время достижения рекомендуемого уровня температуры масла сократилось и составило 5...30 минут непрерывной работы системы терморегулирования при различных начальных температурах воздуха.

Следовательно, для уменьшения теплоотдачи от стенок корпусных деталей гидросистемы в окружающую среду, в зимних условиях наряду с использованием системы терморегулирования, целесообразно рекомендовать применение утеплительных чехлов, кожухов и различных изоляционных материалов, что позволит достичь рационального интервала температур гидравлического масла при низких температурах окружающего воздуха.

Результаты обработки экспериментальных данных исследования на ЭВМ представлены в приложении Е.

3.4 Результаты стендовых исследований изменения работоспособности гидроагрегатов автомобильного крана от температуры рабочей жидкости

При использовании системы терморегулирования рабочей жидкости гидросистемы главным условием применения является условие, что работоспособность системы не ухудшается.

Стендовые исследования позволили определить изменения основных параметров показателей работоспособности агрегатов гидросистемы в зависимости от температуры рабочей жидкости (таблица 3.1).

Исследования показали, что фактическая подача и КПД насоса изменялись в зависимости от температуры рабочей жидкости. Максимальные значение подачи и КПД наблюдались в интервале температур масла гидросистемы 35...50 °С и составляли $Q_{\phi} = 100,9...103,1$ л/мин и $\eta_{об} = 0,94...0,96$. Наименьшие значения фактической подачи ($Q_{\phi} = 67,7$ л/мин) и КПД ($\eta_{об} = 0,63$) насоса наблюдались при температуре рабочей жидкости 80 °С. что можно объяснить снижением вязкости гидравлического масла и резковозрастанияобъемныхпотерь–наружныхутечекивнутреннихперетечек рабочей жидкости из полости с высоким давлением в полости с низким

давлением.

При снижении температуры рабочей жидкости до 5 °С, величина подачи и значение КПД также снижается до $Q_{\phi} = 82,7$ л/мин и $\eta_{об} = 0,77$, что связано с возрастанием вязкости масла и увеличением сопротивления потоку масла в трубопроводах, а также ухудшением заполнения всасывающей полости насоса.

Таблица 3.1 - Изменение основных характеристик гидроагрегатов в стендовых условиях

Температура рабочей жидкости, °С	5	20	35	50	65	80
Падение давления, ΔP , МПа	0	0	0	0	0	0,5
Фактическая подача рабочей жидкости, Q_{ϕ} , л/мин	82,7	92,4	100,9	103,1	88,1	67,7
Давление срабатывания, МПа:						
– автомата возврата золотника	11,0	11,0	10,9	10,8	10,9	10,9
– предохранительного клапана Объемный	13,1	13,1	13,0	13,0	13,0	13,1
КПД, $\eta_{об}$	0,77	0,86	0,94	0,96	0,82	0,63

Падения давления, относительно номинального развиваемого гидронасосом, давление срабатывания автомата возврата золотников и предохранительного клапана практически не изменились. Распределитель работал нормально, утечек рабочей жидкости через него не наблюдалось.

Таким образом, полученные данные в стендовых исследованиях гидросистемы показывают, что с изменением температуры рабочей жидкости объемный КПД гидронасоса снижается – при изменении с 50 до 5 °С в 1,25 раза, с 50 °С до 80 в 1,5 раза, что напрямую влияет на работоспособность гидросистемы автомобильного крана. Поддержание температуры рабочей жидкости в интервале, обеспечивающем наибольшие показатели работоспособности гидроагрегатов, является обязательным мероприятием, способствующим повышению производительности и работоспособности гидросистемы.

3.5 Результаты исследования температурных условий работы масла в гидросистеме автомобильного крана с применением системы терморегулирования рабочей жидкости.

Результаты испытаний времени нагрева рабочей жидкости в гидросистеме автомобильного крана от начальной температуры, равной температуре окружающего воздуха, до температуры 40°С с помощью системы терморегулирования и без нее приведены на рисунках 3.10, 3.11.

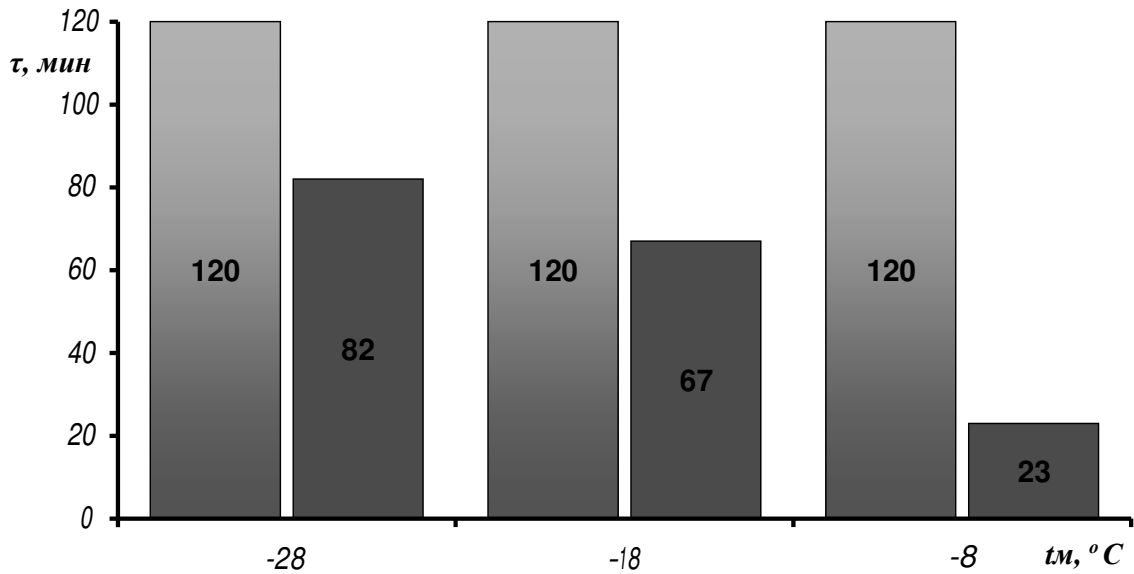
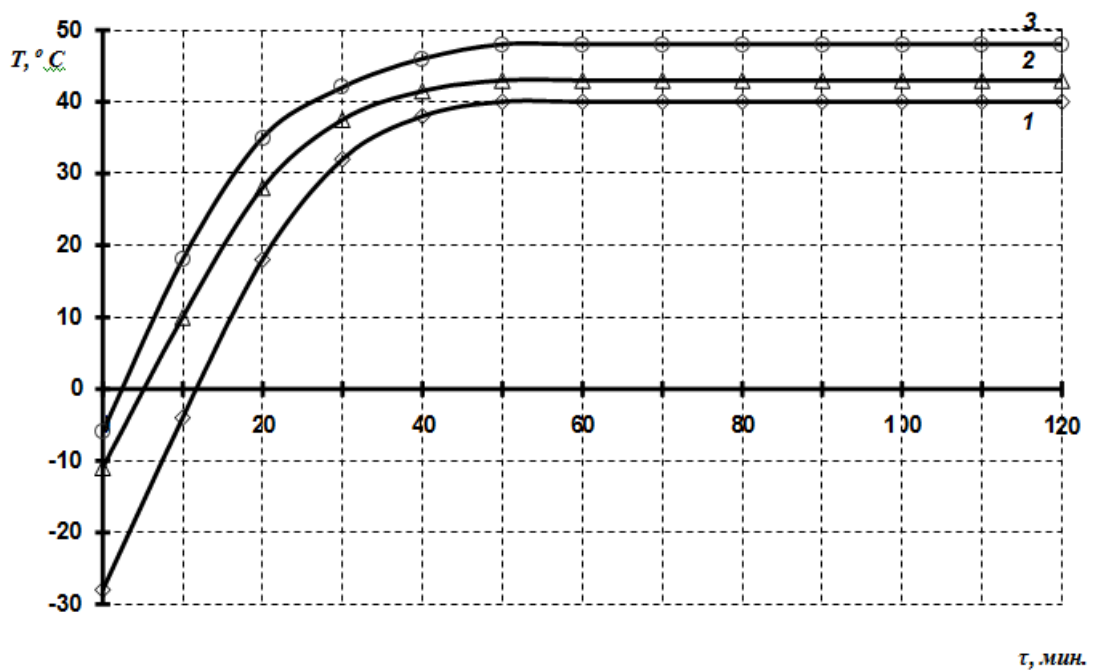


Рисунок 3.10 - Время разогрева масла гидросистемы до 40°C при различных температурах окружающего воздуха



- 1 – при $t_{в} = -28^\circ C$ $T = 0,1568\tau^3 - 4,273\tau^2 + 36,947\tau - 60,364$;
 2 – при $t_{в} = -18^\circ C$ $T = 0,131\tau^3 - 3,5189\tau^2 + 29,861\tau - 36,15$;
 3 – при $t_{в} = -8^\circ C$ $T = 0,1323\tau^3 - 3,5242\tau^2 + 29,597\tau + 29,497$

Рисунок 3.11. Динамика температуры масла (T) в гидросистеме крана оборудованной системой терморегулирования, при отрицательных температурах окружающего воздуха ($t_{в}$)

Динамика изменения температуры рабочей жидкости имеет тот же характер, что и при стендовых исследованиях.

Установлено, что без участия системы терморегулирования при работе гидроагрегатов свыше 2 часов при температурах окружающего воздуха от минус 28 до минус 8 °С, температура масла так и не достигла рекомендуемой температуры 40°С. Время нагрева масла до указанной температуры с использованием системы терморегулирования составляет: при начальной температуре масла минус 28 °С – 82 мин; минус 18 °С – 67 мин; минус 8 °С – 23 мин.

3.6 Результаты исследования изменения работоспособности гидросистемы автомобильного крана от температуры рабочей жидкости

Эксплуатационные исследования показали, что фактическая подача и КПД насоса изменялись в зависимости от температуры рабочей жидкости. Максимальные значение подачи и КПД наблюдались в интервале температур масла гидросистемы 35...50 °С и составляли $Q_{\phi} = 92,4...95,6$ л/мин и $\eta_{об} = 0,86...0,89$. Наименьшие значения фактической подачи ($Q_{\phi} = 67,7$ л/мин) и КПД ($\eta_{об} = 0,63$) насоса наблюдались при температуре рабочей жидкости 80 °С. что можно объяснить снижением вязкости гидравлического масла и резкого возрастания объемных потерь – наружных утечек и внутренних перетечек рабочей жидкости из полостей с высоким давлением в полость с более низким давлением, данные представлены в таблице 3.2.

Изменение объемного КПД гидронасоса представлена на рисунке 3.12.

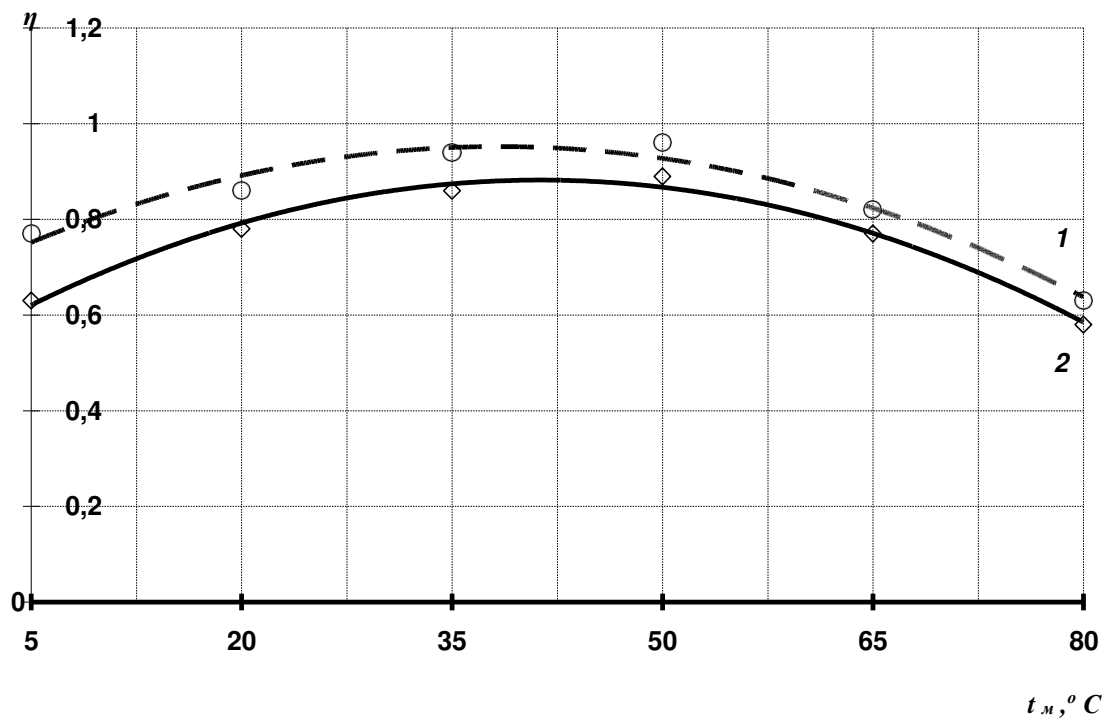


Рисунок 3.12- Изменение объемного КПД гидронасоса

Таблица 3.2 - Изменение основных характеристик гидроагрегатов при эксплуатации

Температура рабочей жидкости, °С	5	20	35	50	65	80
Падение давления, ΔP , МПа	0	0	0	0	0	0,5
Фактическая подача рабочей жидкости, $Q_{\text{ф}}$, л/мин	67,7	83,8	92,4	95,6	82,7	62,3
Давление срабатывания, МПа:						
– автомата возврата золотника	10,8	10,9	11,0	11,0	10,9	10,9
– предохранительного клапана	12,9	13,0	12,9	13,0	13,1	13,1
Объемный КПД, $\eta_{\text{об}}$	0,63	0,78	0,86	0,89	0,77	0,58

При снижении температуры рабочей жидкости до 5 °С, величина подачи и значение КПД также снижается до $Q_{\text{ф}} = 62,3$ л/мин и $\eta_{\text{об}} = 0,58$, что связано с возрастанием вязкости масла и увеличением сопротивления потоку масла в трубопроводах, а также ухудшением заполнения всасывающей полости насоса.

Падения давления, относительно номинального развиваемого гидронасосом, давление срабатывания автомата возврата золотников и предохранительного клапана практически не изменились. Распределитель работал нормально, утечек рабочей жидкости через него не наблюдалось.

Изменение объемного КПД гидронасоса так же носят похожий характер, однако имеет несколько меньшие значения, что обуславливается влиянием на величину КПД неучтенных эксплуатационных факторов, например, скорости ветра, воздействие снега и т.д.

3.7 Рекомендации по применению системы терморегулирования рабочей жидкости

На основании проведенных испытаний установлено, что для повышения интенсивности разогрева рабочей жидкости и скорейшего достижения рационального интервала ее температур, а также для снижения интенсивности изнашивания агрегатов гидросистемы трактора и повышения топливной экономичности дизеля, при низких температурах окружающего воздуха, можно рекомендовать:

- для подогрева масла в гидросистеме в процессе прогрева двигателя при средней частоте вращения коленчатого вала на холостом ходу (при подготовке двигателя к восприятию эксплуатационных нагрузок) его перемешивание и прокачку гидронасосом совместно с работой системы терморегулирования рабочей жидкости;

- использовать время, затрачиваемое на переезд техники к месту проведения работ, для разогрева рабочей жидкости;

- для подогрева масла в эксплуатационных условиях использовать систему терморегулирования рабочей жидкости.

Применение предложенных способов подогрева обеспечивает:

- разогрев рабочей жидкости до 40°C при работе системы терморегулирования рабочей жидкости в течение 82 минут при температуре минус 28°C, 67 минут при минус 18°C, 23 минут при минус 8°C в условиях хранения трактора в межсезонное время на открытой площадке под навесом (в зимних условиях).

- снижение продолжительности разогрева рабочей жидкости гидросистемы на 70...80 % в процессе прогрева двигателя и одновременной работе гидронасоса и системы терморегулирования (в зимних условиях).

- снижение продолжительности разогрева и стабилизацию температуры рабочей жидкости гидросистемы в эксплуатационных условиях – при работе системы терморегулирования (в зимних и летних условиях).

Для сокращения времени разогрева масла гидросистемы применение системы терморегулирования рабочей жидкости также может быть рекомендовано и в летних условиях эксплуатации. Кроме того, в виду интенсивного воздействия на гидросистему автомобильного крана солнечной радиации, температура рабочей жидкости может стремительно возрастать в период проведения летних работ. Это способствует возрастанию утечек, интенсификации процесса окисления и старения масел. Поэтому для предотвращения этих явлений систему терморегулирования в летнее время можно использовать для охлаждения рабочей жидкости гидросистемы [48, 49, 50, 59].

Разработанная система терморегулирования рекомендуется для дорожно-строительной техники, работающей в тяжелых климатических условиях при больших перепадах температуры окружающего воздуха. Для этого необходима корректировка конструкции и производительности теплообменника системы терморегулирования для каждой конкретной схемы гидросистемы.

4 Разработка системы управления температурным режимом гидропривода

При проектировании систем терморегулирования гидропривода предлагаются новые экспериментальные зависимости.

Изменение температур описывается зависимостями с наиболее интенсивным прогревом в начальный момент работы и последующим ослаблением интенсивности нагрева.

$$T = -0,0084t^2 + 1,9426t - 44,786 \quad (4.1)$$

Зависимость КПД насоса от срока службы аппроксимирована выражением:

$$\eta = 0,967 - 0,2 \times 10^{-4} - 0,94 \times 10^{-8} \times T^2 \quad (4.2)$$

где T – наработка гидронасоса.

Для автоматизации проектирования разработана система автоматического проектирования рециркуляционной системы гидропривода.

На рисунке 4.1 приведена блок-схема рециркуляционной системы гидропривода.

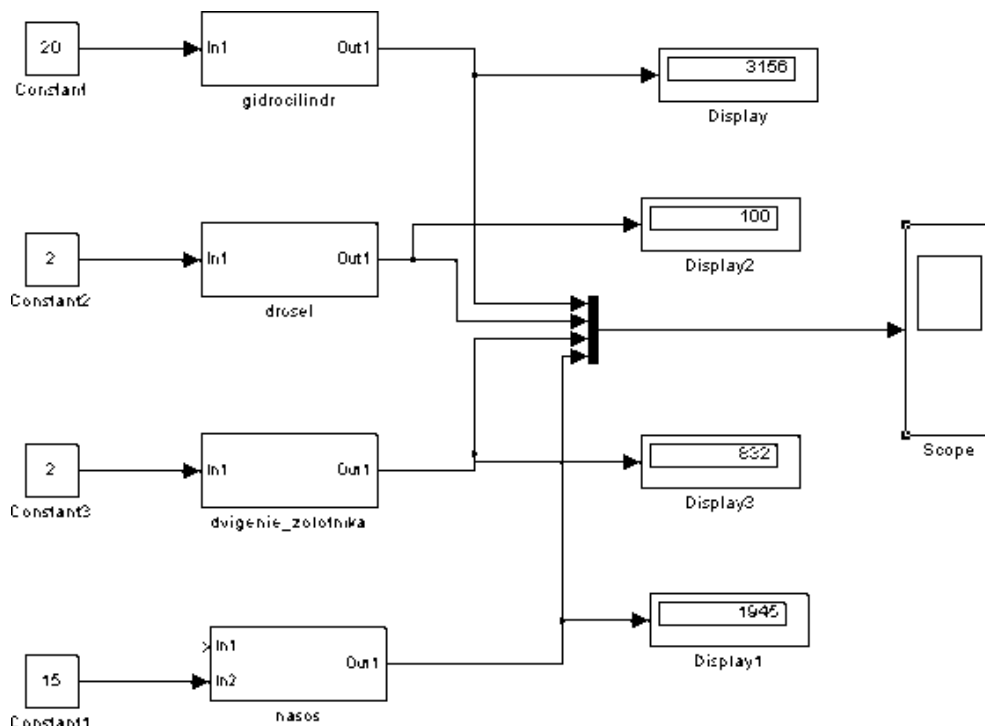


Рисунок 4.1 - Блок схема рециркуляционной системы гидропривода

Блок схема содержит подсистемы элементов гидросхемы: насос, золотник гидрораспределителя, дроссель, теплообменники.

На экран Display выведены расчетные параметры гидросхемы:

- 1) Крутящий момент насоса;
- 2) Напор насоса;
- 3) Расход рабочей жидкости в гидросистеме;
- 4) Перепад давления на дросселе;
- 5) Скорость течения рабочей жидкости;
- 6) Температура нагрева рабочей жидкости.

5 Анализ результатов магистерской диссертации

Диссертационная работа является законченной научно-исследовательской работой, содержащей научное обоснование, теоретические разработки и внедрение технических средств, обеспечивающих решение важной проблемы. Основные научные и практические результаты работы заключаются в следующем.

1) Решена проблема повышения надежности работы строительных кранов за счет использования тепловой энергии моторного масла из системы смазки ДВС, обеспечивающий возможность разогрева масла и его терморегулирование в процессе эксплуатации гидросистемы автомобильного крана.

2) Определены многофакторные регрессионные модели, позволяющие по упрощенной методике определять основные характеристики системы терморегулирования рабочей жидкости гидропривода.

3) Результаты теоретических и экспериментальных исследований использованы при разработке управляющего модуля, по автоматической оценке, состояния гидропривода с системой терморегулирования рабочей жидкости.

4) Разработана методика автоматизированного проектирования дроссельного гидропривода с системой терморегулирования рабочей жидкости при температуре окружающего воздуха до минус 60⁰С.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1) Предложили схему рециркуляции рабочей жидкости для обеспечения температурного режима гидропривода в условиях низких температур (до -60°C).

2) Установили в ходе теоретических исследований, лабораторных и производственных экспериментов устойчивость процессов рециркуляции рабочей жидкости гидропривода крана;

3) Обосновали термодинамические характеристики рабочей жидкости за счет использования тепловой энергии моторного масла из системы смазки ДВС, обеспечивающий возможность разогрева масла и его терморегулирование в процессе эксплуатации гидросистемы автомобильного крана.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Каверзин, С.В. Обеспечение работоспособности гидравлического привода при низких температурах: учебное пособие / С.В. Каверзин, В.П. Лебедев, Е.А. Сорокин. – Красноярск, 1997. – 240с.
- 2 Власов, П.А. Надежность сельскохозяйственной техники: учебное пособие /П.А. Власов. – Пенза: РИО ПГСХА, 2001. – 124 с.
- 3 Ефимов, В.В. Обеспечение эксплуатационной надежности гидросистем сельскохозяйственной техники при альтернативном использовании рапсового масла в качестве рабочей жидкости: дис., канд. техн. наук / В.В. Ефимов. – Самара, 2000. – 177с.
- 4 Дидур, В.А. Диагностика и обеспечение надежности гидроприводов машин: учебник / В.А. Дидур, В.Я. Ефремов. – Киев: Техника, 1986. – 128с.
- 5 Власов, П.А. Повышение износостойкости деталей и узлов и экономичности тракторов применением рациональных температур топливо-смазочных материалов: дис., д-ра техн. наук / П.А. Власов. – Саратов, 1994. – 63с.
- 6 Орехов, А.А. Снижение интенсивности изнашивания зубчатых тракторных трансмиссий применением рациональных температур трансмиссионных масел: дис. канд. техн. наук / А.А. Орехов. – Пенза, 2001. – 162с.
- 7 Шевченко, А.И. Справочник слесаря по ремонту тракторов: справочник / А.И. Шевченко, П.И. Сафронов. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отделение, 1989. – 512с.
- 8 Ловкис, З.В. Гидроприводы сельскохозяйственной техники: конструкция и расчет: учебник/ З.В. Ловкис. – Москва: Агропромиздат, 1990. – 239с.
- 9 Власов, П.А. Терморегулирование топливно-смазочных материалов в системах мобильных машин: учебник / П.А. Власов, А.П. Уханов, И.А. Спицын – Пенза: РИО ПГСХА, 2001. – 140с.
- 10 Каверзин, С.В. Курсовое и дипломное проектирование по гидроприводу самоходных машин: методическое пособие/С.В.Каверзин. – Красноярск:ПИК «Офсет», 1997. – 384 с.
- 11 ГОСТ 2477-65. Нефть и нефтепродукты. Метод определения содержания воды [Текст]. – Москва: Изд-во стандартов, 1965. – 22с.
- 12 Ионов, П.А. Выбор оптимальных режимов восстановления изношенных деталей электроискровой наплавкой (на примере золотника гидрораспределителя Р-75): дис. канд. техн. наук / П.А. Ионов. – Саранск, 1999. – 198с.
- 13 Цуцоев, В.И. Зимняя эксплуатация тракторов и автомобилей: учебник / В.И. Цуцоев. – М.: Московский рабочий, 1983. – 111 с.
- 14 Бардышев, О.А. Эксплуатация строительных машин зимой: учебник/

О.А. Бардышев. – Москва: Транспорт, 1976. – 100 с.

15 Михайлов, М.В. Как обеспечить бесперебойную эксплуатацию автомобильной техники при сильных морозах: Статья / М.В. Михайлов // Москва: достижения науки и техники АПК. – №2. – 2002. –С.19-22.

16 Бендицкий, Э.Я. Эксплуатация и техническое обслуживание гидравлического оборудования: учебник/ Э.Я. Бендицкий, Г.Е. Топилин. – Москва: Россельхозиздат, 1980. – 112с.

17 Виноградов, Ю.А. Износостойкие материалы в химическом машиностроении: Справочник/ Ю.А. Виноградов. – Ленинград: Машиностроение, Ленингр. отделение, 1977. – 256с.

18 Лозовский, В.Н. Надежность и долговечность золотниковых и плунжерных пар: учебник / В.Н. Лозовский. – Москва: Машиностроение, 1971. – 231с.

19 Лозовский, В.Н. Надежность гидравлических агрегатов: учебник/ В.Н. Лозовский. – Москва: Машиностроение, 1974. – 320 с.

20 Лейко, В.С. Особенности расчета и проектирования гидропривода для обеспечения работоспособности при низких температурах: статья/ В.С. Лейко, В.А. Васильченко // Москва: Вестник машиностроения. – № 9. – 1974. – С.7-11.

21. Борисов, В.Н. Влияние температурных режимов рабочей жидкости на трение уплотнений гидроцилиндров: статья/ В.Н. Борисов, С.В. Каверзин // Москва: Известия вузов. – Машиностроение. – 1968. – №4. –С.88-92.

22. Черкун, В.Е. Ремонт тракторных гидравлических систем: учебник/ В.Е. Черкун. – Москва: Колос, 1984. – 253 с.

23. Кальбус, Г.Л. Гидропривод и навесные устройства тракторов: учебник/ Г.Л. Кальбус. – Москва: Колос, 1982. – 287 с.

24. Дегтярев, В.А. Ремонт и регулировка тракторных гидросистем: учебник / В.А. Дегтярев, Ю.М. Сисюкин. – Москва: Колос, 1964. – 126 с.

25. Насосы шестеренные [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.hydrasila.com/products/gear-pumps/>

26. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям: справочник / И.Е. Идельчик. – Москва: Машиностроение, 1975. – 559 с.

27. Попов, Д.Н. Гидромеханика: учебник для вузов / Д.Н. Попов, С.С. Панайотти, М.В. Рябинин. – Москва: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 384 с.

28. Син, М.А. Основные причины и способы устранения попадания воздуха в рабочую жидкость гидроприводов: статья / М.А. Син // Москва: Труды ВИСХОМ. – 1971. – Вып.62. –С.176-193.

29. Башта, Т.Н. Объемные гидравлические приводы: учебник /Т.Н. Башта. – Москва: Машиностроение, 1968. – 628 с.

30. Леонов, А.Е. Насосы гидравлических систем станков и машин:

- учебник / А.Е. Леонов. – Киев: Южное отделение МашГИЗа, 1960. – 226с.
31. Крамаренко, Г.В. Безгаражное хранение автомобилей при низких температурах: учебник / Г.В. Крамаренко, В.А. Николаев, А.И. Шаталов. – Москва: Транспорт, 1984. – 136с.
32. Кох, П.И. Климат и надежность машин: учебник / П.И. Кох. – Москва: Машиностроение, 1981. – 175с.
33. Ногай, М.Д. Оптимальная температура рабочей жидкости для объемного гидропривода: учебник / М.Д. Ногай // Москва: Труды ВИСХОМ. – 1971. – Вып.62. – С.93-100.
34. Казмиренко, В.Ф. Автоматизированное проектирование следящих приводов и их элементов: учебное пособие / В.Ф. Казмиренко. – Москва: Энергоатомиздат, 1984.
35. Каверзин, С.В. Дроссельный разогрев рабочей жидкости в гидроприводесамоходных машин: статья / С.В. Каверзин, В.П. Лебедев, Е.А. Сорокин // Москва: Строительные и дорожные машины. № 10. 1995. С. 20-22.
36. Лебедев, Н.И. Гидропривод машин лесной промышленности: учебник / Н.И. Лебедев. – М.: Лесная промышленность, 1978. 304 с.
37. Емельянов, Р.Т. Пути повышения эффективности использования гидравлических кранов при низких температурах: учебник / Р.Т. Емельянов, В.Г. Иконников, А.В. Калашников; Красноярск: ЦНИИстроймаш, 1981. №7. 90с.
38. Левитанус, А.Д. Ускоренные испытания тракторов, их узлов и агрегатов: учебник / А.Д. Левитанус. – Москва: Машиностроение, 1973. – 208 с.
39. Козлов, В.Е. Электронагревательные устройства автомобилей и тракторов: учебник / В.Е. Козлов, В.В. Козлов, Г.Р. Миндин, В.Н. Судаченко. – Ленинград: Машиностроение, Ленингр. отд-ие, 1984. – 127 с.
40. А.с. СССР № 800442 МКИ F15B 13/02. Система регулирования температуры рабочей жидкости в гидроприводе [Текст] / В.А. Дмитриев, С.В. Каверзин, С.И. Васильев, С.А. Привалихин (СССР). – № 3360967/25-08; заявл. 12.11.80; опубл. 30.01.81, Бюл. № 4. – 3 с.
41. А.с. СССР № 939852 МКИ F15B 21/04. Система регулирования температуры рабочей жидкости в гидроприводе [Текст] / С.В. Каверзин, С.И. Васильев, В.А. Мальцев, В.П. Павлов (СССР). – № 3361786/25-08; заявл. 21.02.82; опубл. 30.06.82, Бюл. № 24. – 2 с.
42. А.с. СССР № 909373 МКИ F15B 13/02. Система регулирования температуры рабочей жидкости гидропривода / В.В. Минин, С.В. Каверзин, В.П. Павлов, В.А. Мальцев (СССР) – № 3361829/25-08; заявл. 4.05.82; опубл. 22.08.82, Бюл. № 8. – 2 с.
43. А.с. СССР № 635300 МКИ F15B 13/02. Регулятор температуры рабочей жидкости [Текст] / В.А. Байкалов, С.В. Каверзин, В.А. Дмитриев (СССР) – № 3361491/25-08; заявл. 9.08.78; опубл. 30.11.78, Бюл. № 30. – 2 с.

44. А.с. СССР № 1008515 МКИ F15B 21/04. Гидропривод с дроссельным разогревом рабочей жидкости [Текст] / С.В. Каверзин, А.И. Хорош, С.С. Каверзина (СССР) - № 3368922/25-08; заявл. 16.12.82; опубл. 13.03.83, Бюл. № 13. – 2 с.

45. А.с. 511888 СССР МКИЗ A01B 63/10. Гидравлическая система трактора [Текст] / Д.Е. Флеер (СССР). – № 3364555/25-08; заявл. 22.03.78; опубл. 14.06.78, Бюл. № 35. – 2 с.

46. Власов, П.А. Масло подогреешь – топливо сэкономишь: статья / П.А. Власов, И.А. Спицын, С.В. Ашаков, А.А. Орехов // Москва: Сельский механизатор. – 2001. – №12. –С.25.

47. А.с. СССР № 361971 МКИ F16l 53/00. Устройство для регулирования температуры рабочей жидкости в объемном гидроприводе лесопогрузчика / В.Г. Мельников, С.В. Каверзин, А.И. Иванов, А.И. Максимов (СССР) - № 33689384/25-08; заявл. 22.11.95; опубл. 14.02.96, Бюл. № 35. – 2 с.

48. Власов, П.А. Система терморегулирования рабочей жидкости в гидроприводе: статья/ П.А. Власов, Е.Г. Рылякин // Улучшение технико-эксплуатационных показателей мобильной техники: Материалы XIV научно-практической конференции вузов Приволжья и Предуралья. – Ижевск, 2003. – С.189-193.

49. Власов, П.А. Терморегулирование рабочей жидкости гидросистем сельскохозяйственных машин: статья / П.А. Власов, Е.Г. Рылякин // Совершенствование ресурсосберегающих технологий и технических средств производства сельскохозяйственной продукции: Сб. материалов науч.-практ. конф. «Проблемы АПК и пути их решения» инженерного факультета. – Пенза: РИО ПГСХА. 2003. – С.43-48.

50. Пат 2236615 Российская Федерация, МКИ5 F15B21/04. Система регулирования температуры рабочей жидкости / П.А. Власов, Е.Г. Рылякин // заявитель и патентообладатель Воронеж. науч.-исслед. ин-т связи. – № 2000131736/09; заявл. 18.06.03; опубл. 20.08.03, Бюл. № 26 (II ч.). – 3 с.

51. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – Москва: Высшая школа 2002. – 496 с.

52. Михеев, М.А. Основы теплопередачи: учебник/ М.А. Михеев, И.М. Михеева. – Москва: Машиностроение, 1973. – 320 с.

53. Баскаков, А.П. Теплотехника: учеб. для вузов / А.П. Баскаков. – Москва: Энергоатомиздат, 1991. – 224 с.

54. Юрнеев, В.Н. Теплотехнический справочник: справочник/ В.Н. Юрнеев, П.Д. Лебедев. – Т.1, 2. – Москва: Энергия, 1976.

55. Боровин, Г.К. Математическое моделирование гидравлической системы управления шагающей машины: препринт № 106. - Москва: Инт. приклад. матем. им. М.В. Келдыша РАН, 1995.

56. Коновалов, В.В. Практикум по обработке результатов научных исследований с помощью ПЭВМ: учебное пособие / В.В. Коновалов. – Пенза: ПГСХА, 2003. – 176с.

57. Евдокимов, Ю.А. Планирование и анализ экспериментов при решении задач трения и износа: методические указания / Ю.А. Евдокимов, В.И. Колесников, А.И. Тетерин. – Москва: Наука, 1980. – 228с.

58. Рылякин, Е.Г. Результаты стендовых испытаний шестеренных насосов / Е.Г. Рылякин // Проблемы развития машинных технологий и технических средств производства сельскохозяйственной продукции: сб. научн. тр. науч.-практ. конф., посвящ. 50-летию инженерного факультета Пензенской ГСХА. – Пенза: РИО ПГСХА, 2002. – С.80-83.

59. Власов, П.А. Терморегулирование жидкости гидросистемы / П.А. Власов, Е.Г. Рылякин // Сельский механизатор. – 2007. – №6, С.36.

60. Адлер, Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий:учебник / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Граховский.- Москва: Наука, 1979 - 282 с.

61. Алиев, Т.Л. Экспериментальный анализ: учебник /Т.Л. Алиев. - Москва: Машиностроение, 1991. 217 с.

62. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашинны и передачи: учебник /А.Ф. Андреев, Л.В. Барташевич, Н.В.Боглан. - Минск: Высшая школа, 1987 - 310 с.

63. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: справочник/В.И. Анурьев. - Москва: Машиностроение, 1980 - 559с.

64. Бау, М.М. Электронные и микропроцессорные системы строительных, дорожных машин и оборудования / М.М.Бау, В.М. Гревцов, М.Б.Давидович. – Москва: ЦНИИТэстроймаш, 1988 – 215 с.

65.Башта, Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика: учебник / Т.М. Башта. - Москва: Машиностроение, 1972 - 320 с.

66. Башта, Т.М. Гидравлика, гидромашинны и гидроприводы:учебник /Т.М. Башта,С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов. - Москва: Машиностроение, 1982 - 423 с.

67. Белов, С.В. Средства защиты в машиностроении: учебное пособие /С.В. Белов,А.Ф. Козьяков, В.П. Сивков. - Москва: Машиностроение, 1989 - 35 с.

68.Бесекерский, В.А. Теория систем автоматического регулирования: учебник/ В.А.Бесекерский, Е.П. Попов. – М.: Наука, 1966 – 112 с.

69.Беляник, П.Н. Робототехнические системы для машиностроения - учебник/П.Н. Беляник. - Москва: Машиностроение, 1986 - 157 с.

70. Следящие приводы в 2 кн./Е.С. Блейз, Ю.А. Данилов, В.Ф. Казмиренко;под ред. Б.К.Чемоданова;- М.: Энергия, 1976 – 54 с.

71. Блекборн, Д. Гидравлические и пневматические силовые системы управления: учебник /Д. Блекборн, Г. Ригков, Л. Шеффер. - Москва: Издательство воиностранной литературы, 1962 - 614 с.
72. Богданович, Л.Б. Гидравлические механизмы поступательного движения. Схемы и конструкции: учебник /Л.Б. Богданович. - Москва: МАШГИЗ, 1958. 181с.
73. Богомолов, А.И. Гидравлика: учебник. изд. 2-е, перераб. и доп. /А.И.Богомолов, А.И. Михайлов - М.: Стройиздат, 1972 - 648 с.
74. Боровин, Г.К. Математическое моделирование гидравлической системы управления шагающей машины: препринт № 106. - Москва: :Инт.приклад.матем. им. М.В. Келдыша РАН, 1995 -67 с.
75. Бондарь В.А, принципы ls и ludv в гидросистемах открытого контура – Режим доступа: [http://visnyk.sumdu.edu.ua/arhiv/2003/12\(58\)/12\(58\)_32.zip](http://visnyk.sumdu.edu.ua/arhiv/2003/12(58)/12(58)_32.zip)
76. Бронштейн, И.Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся вузов: справочник /И.Н. Бронштейн, К.Н. Семендяев. - Москва: Наука, 1986 – 115 с.
77. Брюханов, В.Н. Теория автоматического управления - учебник /В.Н. Брюханов. Москва: Высшая школа, 2000 – 50 с.
78. Васильченко, В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: справочник /В.А. Васильченко. - М.: Машиностроение, 1983 - 301 с.
79. Вершинский, С.В. Динамика вагона: учебник /С.В. Вершинский, В.К. Данилов, Д.Д. Хусиров. - Москва: Машиностроение, 1981 - 496 с.
80. Вибрация в технике: справочник. Т. 3. Колебания машин, конструкций их элементов/Под ред. Ф. Н. Дименберга, К.С. Колесникова. - Москва: Машиностроение, 1981 - 235 с.
81. Вибрации в технике: справочник. В 6 т./Под ред. В.Н. Челомей/ - Москва: Машиностроение, 1981 – 354 с.
82. Войшвилло, В.В. Математическая модель гидрораспределителя с пропорциональным управлением / В.В Войшвилло// Москва: Вестник НТУ ХПИ. - 2001. - Вып. 129. - Ч. 2.55
83. Гамынин, Н. С. Основы следящего гидравлического привода. - Москва: Оборонгиз, 1962 – 115 с.
84. Гидравлическое оборудование строительных и дорожных машин: каталог/Москва: ВНИИстройдормаш.- М.: ВНИИТЭМР, 1991 - 116с.
85. Гилл, Ф. Практическая оптимизация /Ф. Гилл, У. Мюррей, М. Райо. - Москва: Мир, 1985 - 509 с.
86. Гладких, П.А. Борьба с шумом и вибрацией в машиностроении: учебник /П.А.Гладких - Москва: Машиностроение, 1966 - 263 с.
87. Влияние кавитации на гидравлические характеристики дроссельных устройств гидропривода: учебник/ М.М. Глазков, В.Г. Ланецкий, В.Н.Куренков, Т.В.Тарасенко. Киев: НАУ, 2005 – 100 с.

88. Глазунов, Л.П. Основы теории надёжности автоматических систем управления: учебник /Л.П. Глазунов, В.П. Грабовицкий, О.В. Щербаков.Л.: Москва: Энергоатом, 1984 - 207 с.
89. Гоберман, Р.А. Основы теории, расчета и проектирования строительных и дорожных машин: учебник/Р.А. Гоберман. - Москва: Машиностроение, 1988 - 463 с.
90. Горбачев, Е.Д. Аналоговое моделирование системы управления: учебник /Е.Д. Горбачев, Ф.Ф. Левинзон. - Москва: Машиностроение, 1984 - 423 с.
91. Гуляев, А.К. Визуальное моделирование в среде MATLAB:учеб.курс/А.К. Гуляев. - СПб: Питер, 2000 – 67 с.
92. Дайчик, М.Л. Методы и средства натурной тензометрии: справочник/М.Л. Дайчик, Н.И. Пригоровский, Г.Х. Хуршудов. - Москва:Машиностроение, 1989 - 240 с.
93. Даршт, Я.А. Имитационные модели гидротрансмиссий: каталог/Я.А. Даршт// Москва: Вестникмашиностроения, 2004 – 55 с.
94. Даршт, Я.А. Шаблоны имитационных моделей гидроаппаратов: каталог /Я.А.Даршт // Москва: Автоматизация и современные технологии. №3. 2005 – 44 с.
95. Обеспечение работоспособности гидропривода лесных машин в условиях жесткого климата применением материалов с эффектом памяти формы: учебник/ Г.56П. Дроздовский, Н. Р. Шоль, И. Н. Андронов, М. Н. Коновалов. - Ухта:УГТУ, 2004 – 381 с.
96. Джонсон, Н. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке. Методы планирования эксперимента: учебник /Н. Джонсон, Ф. Лион. - Москва: Мир, 1981 - 520 с.
97. Мини- и микроЭВМ в управлении промышленными объектами / Подред. И.Р. Фрейдзон, Л.Г. Филиппова. -Ленинград: Наука, 1984 - 336 с.
98. Черных, И.В. SIMULINK: учебник /И.В. Черных. - Москва: Диалог-МИФИ, 2004 - 491с.
99. Шавлович, З.А.Математическая модель гидравлического пресса ссервоусилителем типа С100: учебник //Научно-технические проблемы современного гидромашиностроения и методы их решения. 2001 – 125 с.
100. Степанченко, И.В. Имитационное моделирование дискретных систем управления с информационным запаздыванием/И.В. Степанченко // Математика. Компьютер. Образование: сб. науч. тр. Вып. 8. Ч. II. / Подред. Г.Ю. Ризниченко. – Москва: Прогресс-Традиция, 2001 - С. 523-528.
101. Тихенко, В.Н., Использование интегральных оценок качества при разработке следящих гидроприводов с обратными связями по нагрузке/В.Н. Тихенко, А.П. Гнатюк, А.А. Волков// Тр. международ. науч.–техн. конф. К.; НТУУ КПИ, 1998. – Т. 1. С.86–89.

102 Топчиев, Ю.И. Атлас для проектирования систем автоматического регулирования: Учебн. пособие для вузов/Ю.И. Топчиев. – Москва: Машиностроение, 1988 - 752 с.

103 Узунов, А.В. Особенности построения компьютерных моделей агрегатов гидравлических и пневматических систем: учебник/ А.В. Узунов //Вестник НТУУ «КПИ Т.2. - №42.». Киев: Машиностроение, 2002- С.88-91.

104 Угинчус, А.А. Гидравлика и гидравлические машины. - Москва: Государственное энергетическое изд-во, 1953 - 359 с.

105 Уплотнения и уплотнительная техника: справочник / Под общ.ред. А.И. 62 Голубева, Л.А. Кондакова. – Москва: Машиностроение, 1986 - 464 с.

106 Федосов, Б.Т. О построении области устойчивости линейной системы по некоторому параметру стандартными средствами программ математического моделирования /Б.Т. Федосов, Н.В. Клиначев. 2002 – 135 с.

107 Федосов, Б.Т. Руководство к выполнению лабораторных работ по курсу ТАУ/Б.Т. Федосов, Н.В. 2003 – 167 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Перечень условных обозначений

- T_0 – перепад между начальной температурой рабочей жидкости и окружающим воздухом, °С;
- T – перепад между конечной температурой рабочей жидкости (определяет предел функционирования гидросистемы) и окружающим воздухом, °С;
- C_i – удельная теплоемкость жидкости и трубопровода, кДж/кг°С;
- G_i – масса жидкости и трубопровода, кг;
- F_T – площадь трубопровода;
- k_T – коэффициент теплопередачи трубопроводов;
- Q_T – выделяемое тепло.
- τ – коэффициент времени, эквивалентный времени прокачки всего объема жидкости через дроссель;
- k – показатель однократной характеристики
- $P_{др}$ – давление в напорной магистрали гидропривода;
- $P_{вых}$ – давление на выходе из дросселя;
- V – скорость истечения жидкости;
- $p_{вх}$ – давление входа;
- $p_{кав}$ – давление порога кавитации;
- l – длина дросселя;
- D – диаметр канала, в котором установлен дроссель;
- Δ – шероховатость стенок дросселя;
- ν – кинематическая вязкость рабочей среды;
- $c_{пр}$ – жесткость пружины регулятора подачи насоса;
- K_e – коэффициент пропорциональности горизонтальной составляющей силы смещения статорного кольца e при давлении насоса $p_n = const$;
- m – приведенная масса регулятора;
- s_n – площадь поршня цилиндра регулятора;
- l_M и s_M – длина и площадь сечения магистралей управления;
- ρ – плотность рабочей жидкости;
- v – скорость истечения рабочей жидкости;
- p – давление в гидросистеме;
- T – температура рабочей жидкости;
- ρ – вязкость рабочей жидкости;
- R_y – активное сопротивление обмотки электромагнита;

I – сила тока;
 L_y – индуктивность обмотки управления электромагнита;
 $C_{п}$ – коэффициент противо-ЭДС;
 $x_я$ – смещение якоря электромагнита дополнительного
золотника;
 L_y – коэффициент утечек в дренаж;
 L_p – коэффициент перетечек между
полостями;
 E_j – модуль объемной упругости жидкости;
 J_{gd} – момент инерции;
 f_{gd} – коэффициент скоростного сопротивления;
 p_{max} – максимальное давление в полостях 1,2;
 p_{max} – максимальное давление в полости 3;
 p_{min} – минимальное давление в полости 3;
 P_{sl} – давление слива;
 ρ – плотность жидкости;
 D – диаметр золотника;
 k_p – коэффициент использования периметра; dz – радиальные зазор, м;
 $Q_{Д1}, Q_{Д2}$ – расходы рабочей жидкости;
 $Q_{1,2,3,4}$ – расход рабочей жидкости через соответствующие окна дросселя;
 $S(x)$ – площадь проходного сечения окна;
 v – скорость реверсивного течения рабочей жидкости через дроссель;
 μ – коэффициент расхода;
 ρ – плотность жидкости;
 p_i – давление в гидролиниях;
 p_f – давление питания;
 $p_{н\bar{e}}$ – давление слива;
 x – смещение входного элемента от нейтрального положения;
 l_x – длина дросселирующей щели открытого рабочего окна;
 l_{δ} – длина кольцевой щели, образованной в радиальном зазоре;
 δ – радиальный зазор;
 p_i – давление рабочей жидкости в гидролинии;
 Q_i – расход рабочей жидкости;
 $k_{упр.пол}$ – коэффициент упругости полости;
 $V_{тун}$ – объем полости;
 $E_{нр}$ – приведенный объемный модуль упругости полости с жидкостью;
 $f_{др}$ – площадь проходных сечений дросселя;
 $\mu_{др}$ – коэффициенты расхода жидкости через дроссель;

γ – удельный вес жидкости;
 g – ускорение свободного падения;
 $p_{др}$ – давление рабочей жидкости на входе дросселя;
 $p_{вых}$ – давление рабочей жидкости на выходе дросселя; d_T – диаметр трубопровода;
 ξ – коэффициент местного сопротивления;
 $l_{щ}$ – длина наиболее узкого места щели; b – ширина щели;
 Δt – повышение температуры жидкости;
 t^0 – искомая температура жидкости;
 t^0_v – начальная температура жидкости;
 ΔP – перепад давления в щели;
 γ – объемный вес жидкости;
 C_T – удельная теплоемкость жидкости;
 R – механический эквивалент тепла;
 T – температура рабочей жидкости;
 A и C – коэффициенты, зависящие от температуры рабочей жидкости;
 $k_{ср}$ – коэффициент теплопередачи от рабочей жидкости через элементы гидропривода к окружающему воздуху;
 F_i – площадь внешней поверхности элементов гидропривода;
 c_i – средняя удельная теплоемкость гидропривода;
 J_i – масса элементов гидропривода;
 ΔT – приращение температуры рабочей жидкости в гидробаке;
 ΔP – разность давлений между сливной и напорной магистралями;
 $\omega_{дн}$ – действительная производительность насоса;
 $\eta_{об}$ – общий к.п.д.;
 R – коэффициент эквивалентности;
 $(Q_{zn} + Q_{др})dt$ – количество теплоты, выделяемое в гидроприводе за время dt ;
 $c_{zn}m_{zn}dT$ – количество теплоты, затрачиваемое на нагрев гидрооборудования и рабочей жидкости на температуру dT ;
 $k_{zn}F_{zn}(T - T_0)dt$ – количество теплоты, рассеиваемое в окружающую среду за время dt ;
 $c_{гп}$ – средняя удельная теплоемкость гидропривода;
 $K_{гп}$ – коэффициент теплопередачи;
 $F_{гп}$ – площадь внешней поверхности элементов гидропривода;
 $m_{гп}$ – масса элементов гидропривода;
 T_0 – текущая температура рабочей жидкости;
 n – число циклов дросселирования рабочей жидкости.
 n – частота вращения вала гидронасоса;
 U – напряжение в сети электрического тока;
 $\Delta \tau_k$ – изменение времени копания в %;

$\Delta\eta_0$ – снижение объемного КПД насоса в % (изменение от 0 до 50%);

T – наработка гидронасоса;

ν – кинематическая вязкость рабочей жидкости, м²/с.

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

ПУБЛИКАЦИИ

УДК 62.82

*Повышение эффективности работы гидропривода
автомобильного крана*

А. С. Чибисов

Научный руководитель Н. Ю. Клиндух
кандидат технических наук, доцент
*Сибирский федеральный университет
Инженерно-строительный институт*

Ключевые слова: гидропривод, автомобильный кран, система терморегулирования, низкие температуры

Введение

В статье рассматриваются условия эксплуатации гидропривода автомобильного крана под воздействием отрицательной температуры окружающего воздуха. Описываются способы предпускового подогрева и поддержания температуры рабочей жидкости в процессе эксплуатации крана. Рассматривается система регулирования температуры рабочей жидкости в гидроприводе, которая позволит повысить эффективность, надежность и точность регулирования температуры.

Анализ проведенных исследований показывает, что эффективная работа гидропривода мобильных машин возможна только при рациональной температуре рабочей жидкости. Современные транспортно-технологические машины не оснащены системами регулирования температуры масла гидроагрегатов [1]. Их отсутствие становится заметно в основном при эксплуатации техники в условиях отрицательных температур. На большей площади нашей страны – 96...97% среднемесячная температура окружающего воздуха находится в интервале температур плюс-минус 20°С свыше четырех месяцев в году.

Способы предпускового подогрева и поддержания температуры рабочей жидкости

В автотранспортном секторе, применяются следующие способы повышения эффективности гидропривода: использование масла с более полой вязкостно-температурной характеристикой; предпусковой подогрев и обеспечение рациональных температур непосредственно при выполнении транспортно-технологических операций [2,3].

Из некоторых способов нагрева рабочей жидкости гидравлической

системы можно отметить следующие: горячим воздухом, инфракрасными горелками, дросселированием, изменением области теплообмена, электронагревательными элементами, нагрев за счет тепла выделяемого двигателем внутреннего сгорания, выхлопными газами, нагревания рабочей жидкости изменением емкости гидробака и области теплоотдачи, нагревание рабочей жидкости выхлопными газами двигателя [1,4].

Из всех перечисленных выше способов выдвигаемым требованиям полностью не отвечает ни один. В виду этого, предложена система для терморегулирования жидкости гидропривода. Эту систему можно использовать и для подогрева, и для охлаждения рабочей жидкости в эксплуатационных условиях [5,6].

Система регулирования температуры рабочей жидкости в гидроприводе

Система терморегулирования (рисунок 1) и состоит из гидронасоса, сообщенного нагнетательной гидролинией с теплообменником, который сообщается с гидробаком через сливную гидролинию, гидравлическое сопротивление, помещенное в указанной нагнетательной гидролинии, шестеренный насос смазочной системы двигателя и вентилятор блока охлаждения кабины, также связанные с теплообменником, и отличается тем, что для разогрева масла гидропривода применяется тепло моторного масла из смазочной системы двигателя.

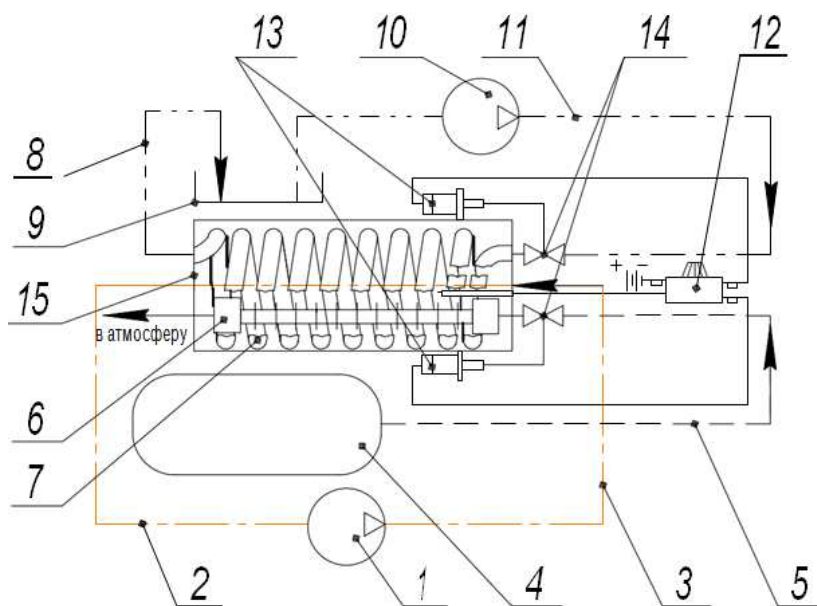


Рисунок 1 - Система терморегулирования:

- 1 – насос шестеренный НШ; 2 – заборная гидролиния; 3 – напорная гидролиния; 4 – ресивер пневмосистемы; 5 – нагнетательная пневмолиния; 6 – радиатор охлаждения; 7 – змеевик; 8 – сливная гидролиния; 9 – поддон картера ДВС; 10 – масляный насос; 11 – радиаторная гидролиния масляного насоса; 12 – терморегулятор; 13 – электромагнитные реле; 14 – краны шаровые; 15 – теплообменник

Вывод

Представленная выше система терморегулирования увеличит эффективность, надежность и точность регулирования температуры рабочей жидкости гидропривода.

Таким образом, повышение работоспособности гидроагрегатов автомобильного крана терморегулированием гидравлического масла в эксплуатационных условиях является весьма эффективным средством, наиболее полно реализующим их потенциальные свойства. Этого можно достичь модернизацией гидропривода путем установки в него системы терморегулирования.

Список литературы

1. Рылякин Е.Г. Повышение работоспособности гидросистемы терморегулированием рабочей жидкости: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.03: защищена 21.09.2007: утв. 07.12.2007 / Рылякин Евгений Геннадьевич. Пенза, 2007. – 150с.
2. Захаров, Ю.А., Ремзин Е.В., Мусатов Г.А. Основные дефекты корпусных деталей автомобилей и способы их устранения, применяемые в авторемонтном производстве // Инженерный вестник Дона, №4, 2014. URL: ivdon.ru/uploads/article/pdf/IVD_48_Zaharov.pdf_b512b82f57.pdf.
3. Рылякин Е.Г., Захаров Ю.А. Повышение работоспособности гидропривода транспортно-технологических машин в условиях низких температур // Мир транспорта и технологических машин. № 1(44). Январь-Март 2014. С.69-72.
4. Каверзин С.В., Лебедев В.П., Сорокин Е.А. Обеспечение работоспособности гидравлического привода при низких температурах: моногр. Красноярск, 1997. 240с.
5. Рылякин Е.Г. Подогрев масла в гидросистеме // Сельский механизатор. 2014. №8.С.38-40.
6. Курылев А.В., Рылякин Е.Г. Система регулирования температуры рабочей жидкости в гидроприводе транспортно-технологических машин // Мир транспорта и технологических машин. № 3(46). Июль-Сентябрь 2014. С. 89-96

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Зависимость момента трения от температуры масла М-10Г₂ ГОСТ 8581-78

Model: $M_o = b_1 \cdot t_m^2 + b_2 \cdot t_m + b_3$
(Spreadsheet1) Dep. var: M_o Loss: (OBS-
PRED) **2

Final loss: 1,545515610 R=,97365 Variance explained: 94,799 %

Таблица В.1 -Значения коэффициентов уравнения регрессии

	b_1	b_2	b_3
Estimate	0,00497	- 0,4651	21,52392

Таблица В.2 - Опытные и расчетные значения переменных

Опытные значения, Н·м	Расчетные значения, Н·м	Разница между опытными и расчетными значениями, Н·м
14	14,20841	- 0,208405
12	11,32911	0,670892
10	10,68468	- 0,684676
12	12,27511	- 0,275109
16	16,10041	- 0,100406
14	13,30189	0,698110
16	16,10041	- 0,100406

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Расчет количества теплоты, отдаваемой теплообменником

Количество передаваемого тепла определится по формуле В.1 [1, 10, 52, 53, 54]:

$$Q = G_2 \cdot c_{p2} \cdot (t''_{ж} - t'_{ж1}) \quad (\Gamma.1)$$

Температура греющего теплоносителя на выходе определяется по формуле В.2 [53,54,]:

$$t''_{ж1} = t'_{ж1} - \left(\frac{Q}{G_1 - c_{p1}} \right) \quad (\Gamma.2)$$

Находим средние арифметические значения температур теплоносителей и значения физических свойств масла при этих температурах по формуле В.3:

$$t_{ж1} = 0,5 \cdot (t''_{ж1} + t'_{ж1}) \quad (\Gamma.3)$$

Скорости движения теплоносителей выбираем согласно рекомендациям [52, 53]

Число Рейнольдса для потока греющего теплоносителя определяется по формуле В.41 [1, 10, 52, 53, 54].

$$Re_{ж1} = \frac{U_1 \cdot d_1}{\nu_{ж1}} \quad (\Gamma.4)$$

Для турбулентного режима течения греющего теплоносителя расчет числа Нуссельта и коэффициента теплоотдачи ведем по формулам В.5 и В.61 [1, 10, 52, 53, 54].

$$Nu_{ж1} = 0,021 \cdot Re_{ж1}^{0,8} \cdot Pr_{ж1}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{ж1}}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_{ж1} \quad (\Gamma.5)$$

$$\alpha_1 = Nu_{ж1} \cdot \frac{\alpha_{ж1}}{d_1} \quad (\Gamma.6)$$

Для потока нагреваемого теплоносителя число Нуссельта и коэффициент теплоотдачи находятся аналогично.

Коэффициент теплопередачи определяется по формуле В.7 [1, 42, 91, 92, 101, 102, 120]:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (\Gamma.7)$$

Для уточнения конечных температур теплоносителей воспользуемся формулами В.8 [54]:

$$t_1'' = t'_{ж1} - (t'_{ж1} - t'_{ж2}) \cdot Z; t_2'' = t'_{ж2} + (t'_{ж1} - t'_{ж2}) \cdot Z \cdot \frac{G_1 \cdot c_{p1}}{G_2 \cdot c_{p2}} (\Gamma 7)$$

Таблица В.1 - Расчет количества теплоты, отдаваемой теплообменником

Параметры	Значение
c_{p2} – удельная теплоемкость нагреваемого теплоносителя, Дж/(кг·°С)	$c_{p2} = 1910$
c_{p1} – удельная теплоемкость греющего теплоносителя, Дж/(кг·°С)	$c_{p1} = 2070$
G_2 – массовый расход греющего теплоносителя, кг/с*	$G_2 = 1,63$
G_1 – массовый расход нагреваемого теплоносителя, кг/с*	$G_1 = 0,26$
$t'_{ж2}$ – начальная температура нагреваемого теплоносителя, °С	$t'_{ж2} = 0$
$t''_{ж2}$ – конечная температура нагреваемого теплоносителя, °С	$t''_{ж2} = 40$
$t'_{ж1}$ – начальная температура греющего теплоносителя, °С	$t'_{ж1} = 90$
Q – количество передаваемого тепла, кДж/с*	$Q = 124,2$
$t_{ж2}$ – среднearифметическая температура нагреваемого теплоносителя, °С*	$t_{ж2} = 20$
$t_{ж1}$ – среднearифметическая температура греющего теплоносителя, °С*	$t_{ж1} = 85$
$\gamma_{ж1}$ – плотность греющего теплоносителя, кг/м ³	$\gamma_{ж1} = 872$
$\gamma_{ж2}$ – плотность греющего теплоносителя, кг/м ³	$\gamma_{ж2} = 908$
$\nu_{ж1}$ – кинематическая вязкость греющего теплоносителя, (м ² /с)·10 ⁻⁶	$\nu_{ж1} = 18,3$
$\nu_{ж2}$ – кинематическая вязкость нагреваемого теплоносителя, (м ² /с)·10 ⁻⁶	$\nu_{ж2} = 620$
$\lambda_{ж2}$ – коэффициент теплопроводности нагреваемого теплоносителя, Вт/(м·°С)	$\lambda_{ж2} = 0,127$
$\lambda_{ж1}$ – коэффициент теплопроводности греющего теплоносителя, Вт/(м·°С)	$\lambda_{ж1} = 0,13$
$Pr_{ж2}$ – число Прандтля для нагреваемого теплоносителя	$Pr_{ж2} = 3730$
$Pr_{ж1}$ – число Прандтля для греющего теплоносителя	$Pr_{ж1} = 265$
$u_{ж2}$ – скорость движения нагреваемого теплоносителя, м/с	$u_{ж2} = 8,9$
$u_{ж1}$ – скорость движения греющего теплоносителя, м/с	$u_{ж1} = 1,5$
$Re_{ж2}$ – число Рейнольдса для нагреваемого теплоносителя*	$Re_{ж2} = 229,9$
$Re_{ж1}$ – число Рейнольдса для греющего теплоносителя*	$Re_{ж1} = 1305,2$
$Nu_{ж1}$ – число Нуссельта для греющего теплоносителя*	$Nu_{ж1} = 910,3$
$Nu_{ж2}$ – число Нуссельта для нагреваемого теплоносителя*	$Nu_{ж2} = 1371,9$
α_1 – коэффициент теплоотдачи от греющего теплоносителя к стенке змеевика теплообменника, Вт/(м ² ·°С)*	$\alpha_1 = 7396,5$
α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки змеевика теплообменника к нагреваемому теплоносителю, Вт/(м ² ·°С)*	$\alpha_2 = 10889,1$
t_c – температура стенки змеевика теплообменника, °С	$t_c = 50$
k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² ·°С)*	$k = 4260,3$
t''_1 – уточненное значение конечной температуры нагреваемого теплоносителя, °С*	$t''_1 = 81,6$
t''_2 – уточненное значение конечной температуры греющего теплоносителя, °С*	$t''_2 = 37,2$

* Рассчитываемые показатели

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Все постоянные значения параметров макроблоков модели гидропривода задавались при помощи “М-файла” в отдельном текстовом документе, имеющем следующий вид:

$$wgd=3e-4;$$

Коэффициент утечек в дренаж L_y , $m^3 \cdot c/Па$; $L_y=1e-11$; Коэффициент перетечек между полостями L_p , $m^3 \cdot c/Па$; $L_p=4e-12$; Модуль объемной упругости жидкости E_j , Па; $E_g=9.0e8$; $E_g3=1e9$; Объем полости 1 V , m^3 ; $Wp1=0.0005$;

$$\text{Объем полости 2 } V, m^3; Wp2=0.0005;$$

Объем полости 3 V , m^3 ; $Wp3=1e-3$; Момент инерции Jgd , $кг \cdot m^2$; $Jgd=200$;

$$\text{Коэффициент скоростного сопротивления } fgd, \text{ Нм с/рад}; fgd=100;$$

Максимальное давление в полостях 1,2 p_{max} , МПа; $p_{max}=50e6$;

Максимальное давление в полости 3 p_{max} , МПа; $p_{max3}=25e6$;

Минимальное давление в полости 3 p_{min} , МПа; $p_{min3}=1e6$ Давление слива Psl , МПа; $Psl=0.3e6$;

$$\text{Плотность жидкости } \rho_0, \text{ кг}/m^3; \rho_0=800;$$

Диаметр золотника D , м; $D=0.005$;

$$\text{Коэффициент использования периметра } k_p; k_p=0.5;$$

Радиальные зазор dz , м; $dz=0$;

$$\text{Коэффициент расхода } u; u=0.71;$$

$$gn_{max}=0.523;$$

$$k_{din}=0;$$

$$k_{reg}=1e-7; k_n=1.2e-$$

3.

ПРИЛОЖЕНИЕ Е

Результаты обработки экспериментальных данных исследования температурных условий работы масла в гидросистеме стенда КИ-4815М

Динамика температуры рабочей жидкости в гидросистеме стенда при температуре окружающего воздуха: минус 16°С

Model: $T=b_1*\tau^3+b_2*\tau^2+b_3*\tau+b_4$
 (Spreadsheet1) Dep. var: T Loss: (OBS-PRED)**2
 Final loss: 17,969280719 R=,98942 Variance explained: 97,894 %

Таблица Е.1 - Значения коэффициентов уравнения регрессии

	b ₁	b ₂	b ₃	b ₄
Estimate	0,000075	-0,017408	1,243236	-14,5247

Таблица Е.2 - Опытные и расчетные значения переменных

Опытные значения, °С	Расчетные значения, °С	Разница между опытными и расчетными значениями, °С
-16,0000	-14,5247	-1,47527
-3,0000	-3,7582	0,75824
5,5000	3,9760	1,52398
10,5000	9,1274	1,37263
12,0000	12,1451	-0,14510
12,0000	13,4785	-1,47852
12,0000	13,5769	-1,57692
12,0000	12,8896	-0,88961
12,0000	11,8659	0,13412
12,0000	10,9550	1,04496
12,0000	10,6064	1,39361
12,0000	11,2692	0,73077
12,0000	13,3929	-1,39286

Динамика температуры рабочей жидкости в гидросистеме стенда при температуре окружающего воздуха: минус 1°С

Model: $T=b_1*\tau^3+b_2*\tau^2+b_3*\tau+b_4$
 (Spreadsheet1) Dep. var: T Loss: (OBS-PRED)**2
 Final loss: 17,309190809 R=,99040 Variance explained: 98,090 %

Таблица Е.3 - Значения коэффициентов уравнения регрессии

	b ₁	b ₂	b ₃	b ₄
Estimate	0,000075	-0,017567	1,264860	0,648352

Таблица Е.4 - Опытные и расчетные значения переменных

Опытные значения, °С	Расчетные значения, °С	Разница между опытными и расчетными значениями, °С
-1,00000	0,64835	-1,64835
13,00000	11,61538	1,38462
20,50000	19,51998	0,98002
26,00000	24,81319	1,18681
28,00000	27,94605	0,05395
28,00000	29,36963	-1,36963
28,00000	29,53497	-1,53497
28,00000	28,89311	-0,89311
28,00000	27,89510	0,10490
28,00000	26,99201	1,00799
28,00000	26,63487	1,36513
28,00000	27,27473	0,72527
28,00000	29,36264	-1,36264

Динамика температуры рабочей жидкости в гидросистеме стенда при температуре окружающего воздуха: + 24°С

Model: $T = b1 * \tau^3 + b2 * \tau^2 + b3 * \tau + b4$

(Spreadsheet1) Dep. var: T Loss: (OBS-PRED)**2

Final loss: 73,729270729 R=,95733 Variance explained: 91,648 %

Таблица Е.5 - Значения коэффициентов уравнения регрессии

	b1	b2	b3	b4
Estimate	0,000093	-0,020599	1,373102	27,93956

Таблица Е.6 - Опытные и расчетные значения переменных

Опытные значения, °С	Расчетные значения, °С	Разница между опытными и расчетными значениями, °С
24,00000	27,93956	-3,93956
43,00000	39,70330	3,29670
52,00000	47,90310	4,09690
54,00000	53,09491	0,90509
54,00000	55,83467	-1,83467
54,00000	56,67832	-2,67832
54,00000	56,18182	-2,18182
54,00000	54,90110	-0,90110
54,00000	53,39211	0,60789
54,00000	52,21079	1,78921
54,00000	51,91309	2,08691
54,00000	53,05495	0,94505
54,00000	56,19231	-2,19231

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Инженерно-строительный институт
Кафедра строительных материалов и технологий строительства

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой


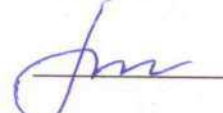


 И.Г. Енджиевская

« 09 » 07 2020 г.

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

**«Повышение безопасности грузоподъемных механизмов в условиях
холодного климата»**

Направление	08.04.01 Строительство
Магистерская программа	08.04.01.00.07 Комплексная механизация и автоматизация строительства

Научный руководитель		доц., канд. техн. наук	Н.Ю. Клиндух
Выпускник			А.С. Чибисов
Рецензент		проф., д-р техн. наук	В.И. Иванчура
Нормоконтролер		доц., канд. техн. наук	Е.С. Турышева

Красноярск 2020