

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионально образования
«Пензенский государственный университет
архитектуры и строительства»
(ПГУАС)

Е.Г. Рылякин, Ю.А. Захаров

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ
ГИДРОПРИВОДА МОБИЛЬНЫХ МАШИН
ПРИ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ**

Пенза 2014

УДК 62-822+62-686

ББК 39.33-08

P95

Рецензенты: доктор технических наук, профессор кафедры «Геотехника и дорожное строительство» А.П. Бажанов (ПГУАС); кандидат технических наук, зам. директора ООО «Пензенская аграрная компания» А.В. Новичков («ПАК»)

Рылякин Е.Г.

P95 Обеспечение работоспособности гидропривода мобильных машин при низких температурах: моногр. / Е.Г. Рылякин, Ю.А. Захаров. – Пенза: ПГУАС, 2014. – 124 с.
ISBN 978-6-9282-1189-9

Рассмотрены особенности эксплуатации транспортно-технологических машин, оснащенных гидроприводами, в экстремальных природно-климатических и особых производственных и социальных условиях. Представлены методы и средства, направленные на обеспечение предпускового подогрева и регулирования температуры рабочей жидкости в гидроприводах современных мобильных машин. Предложены рекомендации по повышению работоспособности гидроприводов при низких температурах окружающего воздуха.

Монография подготовлена на кафедре «Эксплуатация автомобильного транспорта» и предназначена для широкого круга специалистов, научных работников, преподавателей и аспирантов, магистров и студентов, обучающихся по направлениям 23.03.03 и 23.04.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов».

ISBN 978-5-9282-1189-9

© Пензенский государственный университет архитектуры и строительства, 2014
© Рылякин Е.Г., Захаров Ю.А., 2014

ПРЕДИСЛОВИЕ

На сегодняшний день гидравлический привод стал основным приводом рабочего оборудования, колесного и гусеничного движителей, 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 температуры 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 в 3...5 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 трактора 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.

Авторы будут благодарны за возможные замечания и предложения и просят направлять свои отзывы и пожелания по адресу: 440028, г. Пенза, ул. Г. Титова, 28, Пензенский государственный университет архитектуры и строительства, кафедра «Эксплуатация автомобильного транспорта». Тел. (8412) 49-83-30, факс (8412) 49-72-77, E-mail: avto@pguas.ru.

ВВЕДЕНИЕ

Гидравлический привод в условиях отрицательных температур является наиболее тяжело нагруженным и самым уязвимым узлом машины, так как его агрегаты расположены по всей длине трактора и подвергаются температурному воздействию двигателя, если расположены рядом с ним, или нагреваются от окружающего воздуха и солнечной радиации летом и охлаждаются зимой, если расположены на значительном расстоянии от него [1, 2].

Исследование надежности гидрофицированных машин различного назначения показывает, что на зимний период эксплуатации приходится 70...90 % всех отказов и неисправностей гидрооборудования [1].

Показатели работоспособности и долговечности гидроприводов зависят от их конструктивно-технологических параметров, определяющих потенциальные свойства конструкции, и эксплуатационных факторов, определяющих скорость изменения данных свойств с учетом условий работы: изменение нагрузочно-скоростных и температурных режимов, качества технического обслуживания и ремонта и т.д. [3].

Анализ данных эксплуатационных испытаний гидроприводов свидетельствует, что конструктивные, производственные и эксплуатационные факторы вызывают, соответственно, – 27 %, 26 % и 47 % отказов [4]. Причем по мере доводки конструкции гидроагрегатов, совершенствования условий, технологии и организации производства доля отказов, вызванных эксплуатационными факторами, увеличивается.

Основным фактором, ограничивающим долговечность гидросистемы, является износ деталей. В связи с этим приобретает важное значение поиск новых эффективных путей сохранения потенциальных свойств конструкции в эксплуатационных условиях, где актуальным и эффективным является обеспечение рационального режима смазывания поверхностей трения деталей. При характерных для гидроприводов сельскохозяйственных машин неустановившихся нагрузочно-скоростных и температурных режимах работы важным параметром рационального режима смазывания является снижение скорости окисления масла и скорости поступления абразивных примесей, накопление которых связано с газообменом полости гидросистемы, обусловленным изменением ее температурного режима [3, 5].

1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1. Изменение технического состояния гидросистем мобильных машин в процессе эксплуатации

Современные мобильные 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 [6, 7].

Одним из важных условий повышения эксплуатационных и технико-экономических характеристик сельскохозяйственной техники является применение гидросистем. Область применения гидросистем постоянно расширяется. В настоящее время они используются практически во всех моделях тракторов, а также на многих других сельскохозяйственных машинах.

Широкое распространение гидравлических систем объясняется целым рядом их преимуществ по сравнению с другими типами приводов: небольшая масса, малые размеры, бесступенчатое регулирование скорости рабочих органов, независимое расположение элементов гидросистемы, надежное предохранение от нагрузок, удобство обслуживания и управления, легкость автоматизации процессов и др. [8, 9].

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 [10, 11].

Долговечность гидросистем сельскохозяйственной техники определяется сроком службы ее сборочных единиц. В условиях эксплуатации ресурс гидросистемы в значительной степени характеризуется техническим состоянием наиболее сложных и ответственных агрегатов – гидронасоса, гидрораспределителя, силовых цилиндров [3, 12, 13].

Возможные неисправности в системах гидропередач разделяют на неисправности, которые определяются как недопустимые количественные изменения какого-либо параметра агрегата, и другие, которые определяются изменением структурных связей в системе [14,15].

Несмотря на постоянное совершенствование агрегатов гидросистем современных тракторов, их надежность в настоящее время остается недостаточно высокой. Например, ресурс гидрораспределителей в эксплуатационных условиях в ряде случаев не достигает 2000 моточасов, против нормативного – 6000-8000 моточасов [9]; согласно исследованиям Н.И. Ключков-

ского [69] ресурс шестеренных гидронасосов составляет 45...50 % от установленного.

Потеря работоспособности гидропередач может происходить по причине выхода любого параметра за пределы допустимой величины или вследствие нарушения функционирования гидропередач 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 [3,4,9,16,17].

Согласно данным А.А. Комарова [18] распределение неисправностей наиболее часто встречающихся среди элементов гидравлической системы выглядит следующим образом: насосы 11...20 %; гидрораспределители 15...30 %; силовые цилиндры 7...9 %.

Эти данные практически подтверждаются Т.А. Сырицыным [19, 20]. Отказы элементов привода: насосов 15 %, распределительных устройств 20 %, силовых элементов 10 %.

Таким образом, можно заметить, что одними из основных и наиболее ответственных агрегатов, снижающих показатели надежности гидросистем, являются шестеренные насосы. Основными причинами отказа этих гидромашин являются износ торцовых поверхностей сопряжения опорных втулок с шестернями, шестерен и шеек вала, износ и потеря эластичности резиновых уплотнений, износ и повреждения манжетного уплотнения. В некоторых случаях наблюдается разрыв корпуса [4,21].

Эксплуатация гидросистем тракторов неизбежно происходит в условиях повышенной запыленности окружающего воздуха. Твердые частицы загрязнений, попадая в зазоры прецизионных соединений, вызывают изнашивание сопрягаемых деталей, а также из-за появления повышенных сил трения заклинивают детали распределительной и регулирующей аппаратуры.

Надежная работа гидросистем сельскохозяйственных машин во многом зависит от качества рабочей жидкости. К параметрам гидросистемы, существенно влияющим на изменение физико-химических свойств рабочей жидкости, относят: степень аэрации и вентиляции бака, температурный и силовой режим работы гидросистемы.

С аэрацией и вентиляцией бака связаны: увеличение притока и диффузия воздуха в рабочую жидкость. Это усиливает его растворимость в рабочей жидкости и, следовательно, ускоряет окисление жидкости, и засорение ее частицами пыли, находящимися в воздухе. Так, при пахоте за семичасо-

вой рабочий день в бак гидросистемы трактора класса 1,4...3,0 может поступить от 0,1 до 2,4 г/м³ воздуха, содержащего от 0,2 до 3,4 г/м³ пыли [3,22,23,24,25].

Исследованиями В.Е. Черкуна [10] установлено, что при выполнении сельскохозяйственных работ на тракторах с навесными, полунавесными и прицепными гидрофицированными машинами через сапун в бак гидросистемы трактора поступает до 0,3-0,35 м³/ч воздуха, в 1 м³ которого содержится от 0,16 до 160 г пыли (в зависимости от условий работы).

Загрязнение рабочей жидкости абразивом многие исследователи считают наиболее вредным явлением процесса эксплуатации гидросистем сельскохозяйственных тракторов. Сорокин Г.М. [24] отмечает, что «по распространенности и отрицательному воздействию на эффективность и ресурс работы машины изнашивание абразивом – одна из основных причин, сдерживающих технический прогресс».

Известно, что абразивное изнашивание – это механическое изнашивание материала в результате режущего или царапающего действия твердых тел или твердых частиц [2, 25]. Икрамов У.А. [26] указывает, что в условиях абразивного изнашивания сроки службы машин сокращаются от 2 до 10 раз.

Согласно данным НАТИ [2] абразивное изнашивание подшипников колесных тракторов класса 1,4 т составляет: шариковых – 52,6 %, роликов – 71 %; гусеничных тракторов класса 3 т – соответственно 62,9 и 47,5 %. Износ подшипников носит абразивный характер и обусловлен низкой герметичностью агрегатов трактора. За период до смены масла в трансмиссию нового трактора попадает в среднем 0,25 % абразивных частиц от массы всего тела (допустимый – 0,1 %).

Подобные показатели применимы и к гидросистемам сельскохозяйственных тракторов. Так, например, трактор Т-150К, имеющий наработку в 600 моточасов, имеет в гидробаке 5,526 г пылевидной массы [2]. В реальных условиях эксплуатации фактическое содержание загрязнений может быть и больше.

При различных сельскохозяйственных работах, выполняемых тракторами, велика степень насыщения воздуха пылью вокруг машинно-тракторного агрегата. При пахоте она составляет 0,05...1,1 г/м³; при севе – 0,2...2,5 г/м³; культивации – 0,9...2,2 г/м³; на транспортных работах – до 2,1 г/м³; при планировании земель – до 3,15 г/м³ [2,6,27,28]. Основную ее часть составляет (62...63 %) окись кремния – наиболее агрессивный абразивный компонент, имеющий твердость в 2...3 раза выше твердости многих сталей [6].

Установлено [10], что средняя концентрация загрязнения составляет 0,071 % (по массе). Концентрацию загрязнения рабочей жидкости от 0,06 до 0,08 % имеет 31 % гидросистем, от 0,05 до 0,09 – 57,6 % и от 0,04 до 0,1 – 78 %.

Анализ частиц загрязнителя на дисперсный состав показал, что в основном (около 95 %) они имеют размер до 10 мкм, 10-25 мкм (3-5 %), 25-50 мкм (около 2 %) [9, 10, 28].

Приведенные результаты исследований дают основание утверждать, что в результате изнашивания детали гидроагрегатов изменяют свои первоначальные размеры и геометрическую форму, а также нарушается их регулировки и т.п. Износы сопрягаемых поверхностей могут нарушать взаимное расположение деталей (размерную цепь), а также посадки в соединениях, что приводит к изменению режимов работы гидроагрегатов, дополнительным потерям и снижению их коэффициентов подачи.

Наибольшее загрязнение происходит в период эксплуатации. Причем уровень загрязнения для различных типов и конструкций гидросистем неодинаковый. Данные о среднегодовой загрязненности рабочих жидкостей приведены в табл. 1.1 [3, 23, 29].

Т а б л и ц а 1 . 1

Уровень загрязненности рабочих жидкостей

Гидросистема	Марка машины	Суммарная концентрация загрязнений, %	Дисперсный состав, %		
			до 10 мкм	до 25 мкм	до 40 мкм
Раздельно-агрегатная	Т-74 МТЗ-50	0,15...0,08	72...80	15...20	3...5
Рулевого управления	Т-150	0,15...0,143	90	6	4
Трансмиссии	Т-150	0,03...0,14	90	6	4
Раздельно-агрегатная, совместно с гидросистемой разбрасывателя минеральных удобрений	МТЗ-50 + 1РМГ-5	0,2...0,18	70	25	5

Неодинаковый уровень загрязнения можно объяснить различными условиями эксплуатации, различным техническим состоянием агрегатов, различной чувствительностью к загрязнению гидросистемы, вызванной ее конструктивными особенностями, условиями технического обслуживания, хранения техники, ее ремонта [3, 6, 10].

Таким образом, основным видом изнашивания деталей гидроагрегатов является абразивное изнашивание. Этому изнашиванию подвергаются корпуса, втулки и цапфы шестеренных насосов, прецизионные детали распределительных устройств, уплотнения, штоки гидроцилиндров и др. Оно вызвано посторонними примесями, содержащимися в рабочей жидкости, агрегатах и т.д. Примеси различаются своими физико-химическими свойствами. Их главные физические характеристики – твердость и размер частиц, которые состоят в основном из кварца, полевого шпата и окислов металлов.

1.2. Анализ факторов влияющих на надежность гидросистем

На работоспособность гидросистемы воздействует множество случайных факторов, которые предусмотреть заранее невозможно.

Несмотря на это, возникающие в процессе эксплуатации воздействия на элементы гидросистемы можно разделить на три вида: быстро протекающие процессы, средней скорости и медленно протекающие [4, 18, 19].

Быстро протекающие процессы характеризуются большими скоростями и периодичностью изменения параметров, определяемыми долями секунд. К таким процессам относятся вибрации элементов, резонансное возбуждение, пульсации давления в рабочих полостях и трактах и др. Эти процессы влияют на взаимное расположение элементов, нарушают их взаимосвязь и искажают рабочий процесс привода. Как правило, они приводят к внезапным отказам.

Например, в гидромоторе МНШ-46 наиболее частым случайным отказом является потеря работоспособности уплотнительной манжеты, как правило, вследствие возникновения пиковых давлений в подманжетной полости, которое по различным причинам может колебаться от 0,2 МПа до 11 МПа. Значения разрушающих манжетное уплотнение давлений из-за неоднородности их прочностных свойств колеблется в пределах 3...10 МПа [6].

Процессы средней скорости протекают за время рабочего цикла машины, их длительность измеряется минутами и часами. К таким процессам относятся изменения температуры рабочей среды и рабочего тела, влажности, физических свойств рабочей жидкости и др. Эти процессы приводят к постепенным отказам.

Медленно протекающие процессы действуют в течение всего периода эксплуатации машины. К ним относятся изнашивание трущихся деталей, естественное старение и усталость материалов, сезонное изменение температуры и влажности. Они являются, как правило, причинами постепенных отказов.

По физической природе все факторы, оказывающие влияние на надежность привода в процессе эксплуатации, можно разделить на три группы: климатические, гидравлические и механические [4, 16, 18–20].

К механическим факторам относятся удары, нагрузки и вибрация, возникающие в гидросистеме вследствие взаимодействия с окружающей средой.

Удар характеризуется преобразованием кинетической энергии внешних сил в потенциальную энергию деформации элементов конструкции и обратное преобразование упругой деформации элементов конструкции в кинетическую энергию. В результате этого в хрупких материалах появляются трещины и изломы. Возможный диапазон перегрузок, вызываемых ударами, чрезвычайно велик – от нуля для стационарных систем до $2 \cdot 10^3 g$ для строительно-дорожных машин [30, 71].

Нагрузки, возникающие в результате силового взаимодействия привода с окружающей средой, разделяют на позиционные и инерционные.

Позиционная нагрузка влияет в основном на статические характеристики. Постоянная противодействия или сопутствующая сила на выходном звене привода приводит к уменьшению или увеличению скорости выходного звена. Позиционная нагрузка на выходном звене деформирует амплитудно-частотную характеристику и увеличивает фазовые сдвиги, что изменяет запасы устойчивости и быстродействие привода.

Инерционная нагрузка влияет на динамические свойства привода. Совместно со сжимаемостью она обуславливает появление резонансных режимов колебательных переходных процессов в гидросистеме.

Вибрация – это механические колебания в агрегатах гидросистемы, не являющиеся неотъемлемым условием выполнения им своих функций, а возникающие вследствие несовершенства конструкции, дефектов и особых условий эксплуатации. Основным источником вибраций всех машин является ротор. Его статическая и динамическая неуравновешенность приводит к возникновению сил и моментов, вызывающих вибрацию, как самого ротора, так и гидромашин в целом [19, 30, 71].

К гидравлическим факторам относятся: чистота, температура, газонасыщенность (содержание воздуха) и старение рабочей жидкости.

Рабочая жидкость в гидросистеме является носителем энергии, поэтому всякое воздействие, приводящее к изменению ее характеристик, может явиться причиной отказа.

Климатические факторы активно влияют на изменение характеристик рабочей жидкости и элементов гидросистемы в целом. К ним относятся – температура, влажность, солнечная радиация и запыленность окружающей среды.

Надежная работа гидросистемы сельскохозяйственной машины во многом зависит от качества рабочей жидкости. В гидросистеме тракторов и других сельскохозяйственных машин в качестве рабочей жидкости применяют гидравлические, моторные и промышленные масла (табл. 1.2) [3, 31, 37].

Для правильной эксплуатации гидрофицированных машин необходимо оценить причины изменения свойств рабочих жидкостей и влияние их на работоспособность гидравлических систем в целом.

При работе гидросистемы в рабочую жидкость непрерывно поступают продукты изнашивания сопрягаемых деталей, а также происходит диффузия в нее запыленного воздуха, что отмечалось уже ранее. При загрязнении рабочей жидкости наблюдается интенсивное изнашивание распределительных устройств, насосов, в результате чего снижается объемный КПД. При давлении жидкости с большой скоростью, загрязнения в виде твердых частиц действуют на поверхности деталей подобно абразивной эмульсии.

С течением времени увеличиваются зазоры, уменьшаются перекрытия, изменяются коэффициенты расходов дросселей и сопел. При увеличении утечек жидкости из-за изнашивания элементов привода уменьшается жесткость системы и скорость движения исполнительных органов. При загрязнении резко возрастают усилия, необходимые для перемещения золотников распределителей, что, в свою очередь, может вызвать отказ [8, 32, 38].

Наличие воздуха в рабочей жидкости способствует возникновению кавитации: во всасывающем трубопроводе в результате разряжения происходит интенсивное выделение паро-воздушных пузырьков в движущейся жидкости, которые вызывают шумовые эффекты – вибрацию и разъедание поверхности гидроагрегатов и трубопроводной арматуры (кавитация, эрозия) [33, 34].

В результате контакта воздуха с рабочей жидкостью в нее попадает также вода, способствующая усиленному окислению рабочей жидкости. Это приводит к образованию продуктов окислительной полимеризации – асфальтенов, которые вызывают «засмоление» сеток фильтроэлементов и выходу из строя фильтра, образование отложений на внутренних поверхностях трубопроводов и каналов гидроагрегатов [35, 36].

Наличие в масле воздуха и небольшого количества воды (0,1 % по массе) может привести к пенообразованию. Пенообразование снижает смазывающие свойства масел, вызывает повышенную изнашиваемость трущихся деталей, корродирование и образование устойчивых эмульсий. Кроме того, сжатие воздушных пузырьков сопровождается выделением тепла, которое значительно превышает температуру этого пузырька, а, следовательно, катализирует процессы окисления и разложения контактирующего с ним масла [3]. Вода в рабочей жидкости может содержаться в растворенном и свободном виде. Количество нерастворенной воды в баках гидросистемы в летних условиях составляет 0,001...0,54 % по массе, зимой может достигать 1 % [4, 39].

Температурный режим работы гидросистемы определяется вязкостью – одной из важнейших характеристик рабочей жидкости, которая обуславливает внутреннее трение жидкости [4, 40]. С увеличением температуры вязкость масла уменьшается, возрастают утечки через уплотнения и сопряжения агрегатов. Время подъема навесного механизма увеличивается, быстродействие гидросистем снижается. Значительное повышение температуры может привести к разрушению масляной пленки между трущимися поверхностями, задирам сопряжений и выходу из строя гидронасоса.

Разрушение масляной пленки приводит к полусухому трению, что еще более способствует перегреву трущихся поверхностей. При снижении температуры вязкость увеличивается, однако увеличиваются и сопротивления потоку масла в трубопроводах, ухудшается заполнение всасывающей полости насоса. Может иметь место интенсивное пенообразование, производительность насоса снижается [38, 40, 41].

Таблица 1.2

Основные показатели качества рабочих жидкостей для гидросистем мобильных машин

Марка масла	ГОСТ, ТУ	Плотность при 20 ⁰ С, кг/м ³	Вязкость, 10 ⁻⁶ м ^с /с		Температура, °С		Температурные пределы, °С	Условия применения
			при 50 ⁰ С	при 0 ⁰ С	застывания	вспышки		
АМГ-10	ГОСТ 6794-75	870	10	42	-70	92	-45...+60	При отрицательных и положительных температурах в ответственных гидросистемах
ВМГЗ (МГ-15)	ТУ 38-101-479-74	860	10	66	-60	135	-40...+35	То же
МГ-20	ТУ 38-1-01-50-70	885	20	300	-40	180	-15...+50	В закрытых помещениях
МГ-30 (МГ-46-Б)	ТУ 38-1-01-50-70	890	30	760	-35	190	-10...+60	При положительных температурах на открытом воздухе
М-10В ₂	ГОСТ 8581-78	890	82	7000	-15	190	-10...+90	При положительных температурах в тракторных гидросистемах
М-8В ₂	ГОСТ 8581-78	886	52	2500	-25	200	-20...+50	При отрицательных температурах в тракторных гидросистемах
ИС-20	ГОСТ20799-88	890	20	300	-15	200	-10...+60	Заменитель масла МГ-20
ИС-30	ГОСТ20799-88	890	28	760	-15	190	-10...+60	Заменитель масла МГ-30
АУ (МГ-22-А)	ГОСТ 1642-75	890	12	190	-45	163	-15...+60	Заменитель масла ВМГЗ

Следовательно, на гидросистему оказывает влияние множество неблагоприятных факторов, приводящих к ухудшению эксплуатационных и технико-экономических показателей гидрофицированной машины, но можно выделить наиболее значимые – это чистота и температурные условия работы рабочей жидкости, которые могут привести к значительному, в несколько раз, уменьшению сроков службы гидроагрегатов.

1.3. Влияние температуры рабочей жидкости на изменение работоспособности гидросистемы

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 [42, 43].

Как уже отмечалось, в качестве рабочих жидкостей в гидросистемах самоходных машин с шестеренными насосами применяют моторные масла М-8В₂ (зимнее) и М-10В₂ (летнее), которые эксплуатируются в широком диапазоне температур от минус 50 до 100 °С и выше при давлении в напорной гидролинии до 32 МПа и разряжении во всасывающей гидролинии до 0,03 МПа. Тогда как, рекомендуемая температура в гидросистеме сельскохозяйственных тракторов должна находиться в интервале 40...60 °С [37, 38, 43, 70]. Жидкость контактирует с полимерами, цветными и черными металлами, на которых в связи с износом отсутствуют защитные окисные пленки, на жидкость воздействуют длительные вибрации, в гидросистему попадают из окружающей среды влага и абразивные частицы. Все это создает весьма неблагоприятные условия эксплуатации и сокращает срок службы рабочей жидкости [1, 2, 31, 44, 45, 47].

По сведениям Р.М. Матвеевского и О.В. Лозовской [64] предельными, критическими температурами для масел, трансформаторного, веретенного, автотракторного, промышленного, авиационного, применяемых в качестве рабочих жидкостей в гидросистемах сельскохозяйственной техники, соответственно, будут 180, 165, 150, 140 и 210 °С.

Кох П.И. [65] отмечает, что в гидрооборудовании, с повышением температуры технических жидкостей возрастают их утечки из гидросистемы, и активно происходит перетечка рабочих жидкостей из полостей с высоким давлением в полость с более низким давлением. Под действием высо-

ких температур интенсифицируется процесс окисления и старения жидких масел и технических жидкостей. Это старение вызывается испарением легких фракций из масел и жидкостей, вследствие чего изменяется их структура.

Прежде всего, срок службы жидкости зависит от интенсивности ее химического разложения, которое происходит в результате окисления масла кислородом воздуха. Каталитическое воздействие при этом оказывает температура, нерастворенный воздух и абразивные частицы. Повышение температуры после $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$ на каждые $8\dots 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ускоряет интенсивность окисления масла в два раза. Процесс окисления и окислительной полимеризации под воздействием высокой температуры (выше $+60\text{ }^{\circ}\text{C}$) является основным фактором старения масла, при котором выделяются и выпадают в осадок органические кислоты и асфальтосмолистые вещества. В результате старения вязкость увеличивается [1, 15, 48, 49].

Наличие механических примесей (загрязнений) в гидросистеме способствует увеличению окисления масла, особенно в момент образования частиц износа, когда повышены их поверхностно-активные свойства [1, 50–52].

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 [53].

Исследования, проведенные З.В. Ловкисом [8], показывают, что в гидросистемах тракторов сельскохозяйственного назначения в рабочей жидкости содержится до $12\dots 15\%$ 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 [39, 42, 54].

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 потребную 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, 43, 48, 55].

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, 40]. 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 [63], 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, 53]. Суммарное увеличение двух составляющих объясняет повышение силы трения при температурах выше $+20^{\circ}\text{C}$.

Максимальные силы трения покоя и скольжения золотника распределителей также зависят от температуры [56, 57], причем наибольшему влиянию подвержена начальная сила трения. Это подтверждает образование

зон сухого трения при положительных температурах, когда защитные свойства масел ухудшаются [1, 58, 59].

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.) [10, 11, 52]. 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, отвлений 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 [42, 47, 60, 61].

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, 10].

К тем же выводам подводит М.А. Син в работе [68]. 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 [15].

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, сопровождаемой ударными забросами давления. Последние перегружают качающий узел насоса и обуславливают выход его из строя [68].

Наибольшее влияние температура (вязкость) жидкости оказывает на потери давления в местных сопротивлениях: тройниках, разветвлениях, изги-

бах. Например, коэффициент местного сопротивления в секционных распределителях при изменении числа Рейнольдса от 1000 до 10 увеличивается примерно в 130 раз [1] и повышает суммарные потери давления в гидросистеме.

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 [51, 60].

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°C 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 [62] 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 [65] 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 [53]. 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 $+80^{\circ}\text{C}$ 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 $+80^{\circ}\text{C}$ – 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 $+50^{\circ}\text{C}$ 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 двигателя машин не глушат с ноября по март месяц [43, 48]. 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 гидрролинии 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 [67] 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].

1.4. Способы улучшения работоспособности гидравлических систем мобильных машин

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

На большей части территории нашей страны (96...97 % площади) средняя месячная температура окружающего воздуха находится в пределах ± 20 °С, причем при температуре минус 20 °С свыше четырех месяцев в году эксплуатируется 65 % тракторного парка [73].

Объем зимних работ может составлять до 30 % от всего объема работ [21, 43]. Тракторы широко используются на таких видах работ как снегозадержание, подвозка кормов на животноводческие фермы, транспортировка стройматериалов и различных сельскохозяйственных грузов, очистка дорог от снега, вывозка леса и ряде других.

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

- отсутствие устройств терморегулирования масла в гидравлических системах современных сельскохозяйственных машин;
- высокая вязкость рабочей жидкости в начальный период работы, определяющая ухудшение пусковых качеств гидронасосов, а также нарушение режима смазки узлов и механизмов;

- большая продолжительность прогрева рабочей жидкости до эксплуатационных температур;
- низкое значение установившегося теплового режима основных функциональных систем гидросистемы.

Как показало обобщение опыта, в условиях сельскохозяйственного производства представляется возможным осуществить следующие способы улучшения работоспособности гидросистем: перед зимними работами подбирать для использования масла с улучшенными эксплуатационными свойствами, производить подогрев непосредственно перед началом работы и поддерживать рациональные температурные режимы непосредственно при эксплуатации [43, 74].

Наилучшим решением вопроса необходимо было бы считать применение масел с пологой вязкостно-температурной характеристикой (масла на минеральной и синтетической основах) [1, 42]. 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 [75].

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 трактора в межсменное время в теплом гараже значительно снижает скорость охлаждения агрегатов трактора и к началу смены температура масла в гидроагрегатах несколько выше температуры в помещении. При этом обеспечивается легкий пуск трактора в работу, значительно улучшаются условия труда механизаторов, повышается производительность. Однако, учитывая территориальную разобщенность парка тракторов и работу их в зимних условиях небольшими группами, отсутствие отапливаемых гаражей в большинстве хозяйств, и принимая во внимание, что не всегда экономически выгодно иметь утепленные гаражи во всех точках эксплуатации, до сих пор приходится считаться с наличием эксплуатации тракторов 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 тракторов чаще всего пускаются в работу без подогрева, что ведет к известным отрицательным последствиям [42, 76].

Весьма эффективно утепление корпусов гидроагрегатов теплоизоляционными материалами, но эта задача технически трудно осуществима, так как агрегаты гидросистемы располагаются по всей длине трактора, на значительном расстоянии друг от друга [62].

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, 62, 66, 72, 77–82].

Разогрев агрегатов гидросистемы горячим воздухом достаточно эффективен, прост и доступен. Водо-воздушный 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 [43]. 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 [85].

Системы разогрева рабочей жидкости дросселированием [1, 80–83], 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, 77–79], которые вклю-

чают 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, 66, 86] 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 трактора.

Конструкция устройства для разогрева масла за счет тепла выделяемого ДВС [72] применена на тракторе «Беларусь» МТЗ-1221 и состоит из трубчатого теплообменника и крышки, крепящейся к блок-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 установленной 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, 84] 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, нами была разработана собственная система 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 трактора при эксплуатации [87] путем разработки системы ее терморегулирования.

1.5. Выводы и задачи исследования

На основании анализа литературных источников можно сделать следующие выводы:

1. Надежность агрегатов гидросистем современных мобильных машин в настоящее время остается недостаточно высокой. Исследование надежности гидрофицированных машин различного назначения показывает, что на зимний период эксплуатации приходится 70...90 % всех отказов и неисправностей гидрооборудования.

2. На работоспособность гидросистемы воздействует множество случайных факторов, которые могут привести к значительному уменьшению сроков службы гидроагрегатов. Основным видом изнашивания агрегатов гидросистем сельскохозяйственных тракторов является абразивное изнашивание, что обусловлено качеством уплотнений и условиями эксплуатации гидросистемы.

3. Температура рабочей жидкости гидросистемы в условиях эксплуатации изменяется в широких пределах. Температура окружающего воздуха является наиболее существенным фактором, влияющим на температурный режим работы масла. Серийные отдельно-агрегатные гидросистемы тракторов (особенно при низких температурах окружающего воздуха) не обеспечивают рациональный температурный режим работы узлов трения.

4. До настоящего времени не установлено количественной связи между температурой и интенсивностью изнашивания. Большинство ученых все же считает, что с понижением температуры интенсивность изнашивания увеличивается и 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. Уменьшить это отрицательное влияние можно при помощи оптимизации теплового режима рабочей жидкости.

5. Наиболее предпочтительным и рациональным способом подогрева рабочей жидкости является подогрев за счет использования тепловой энергии моторного масла из системы смазки ДВС, обеспечивающий возможность разогрева масла и его терморегулирование в процессе эксплуатации гидросистемы трактора.

2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ СИСТЕМЫ ТЕРМОРЕГУЛИРОВАНИЯ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ В ГИДРОСИСТЕМЕ

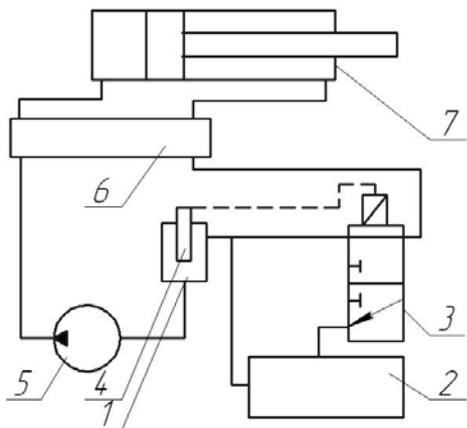
В современных конструкциях мобильных машин широко используются гидравлические исполнительные механизмы для привода рабочих органов, в системе управления, а также в качестве гидравлических трансмиссий. Область применения гидросистем постоянно расширяется. В настоящее время они используются практически во всех моделях тракторов, а также на многих других сельскохозяйственных машинах. Рост применения гидросистем объясняется целым рядом эксплуатационных преимуществ гидравлических агрегатов перед механическими [88].

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].

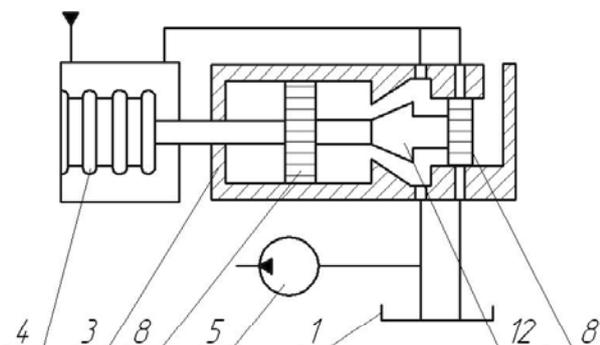
Тепловой режим влияет на состояние гидрооборудования и рабочей жидкости, которые характеризуются физико-механическими свойствами рабочей жидкости, металлов и полимеров, зазорами в парах трения и натягами в разъемных соединениях, условиями фильтрации и взаимодействия поверхностей деталей. Состояние гидрооборудования 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, 42].

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 (рис. 2.1) [77–84]. 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 [88–90].

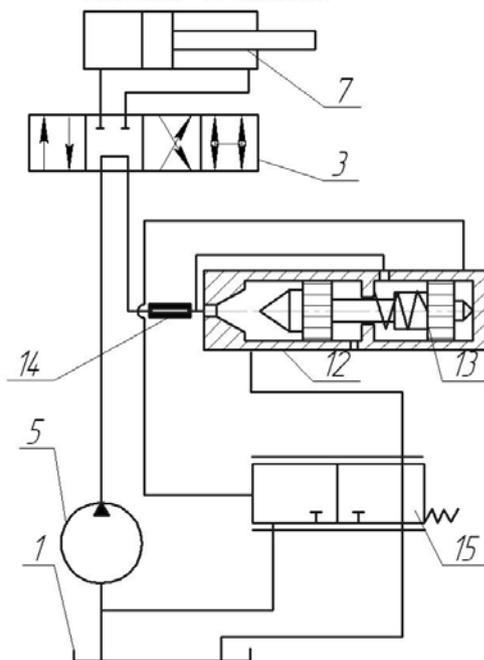
а Система разогрева и регулирования температуры с двумя гидробаками и электромагнитным управлением



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



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



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

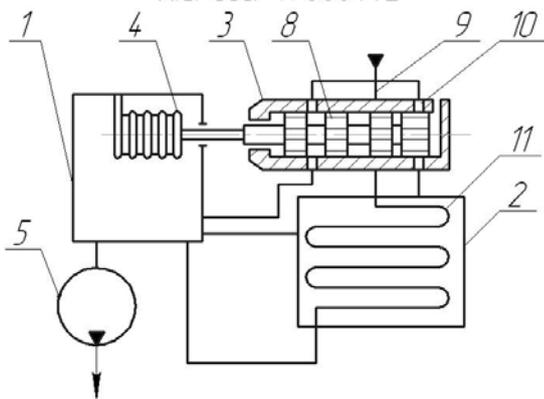
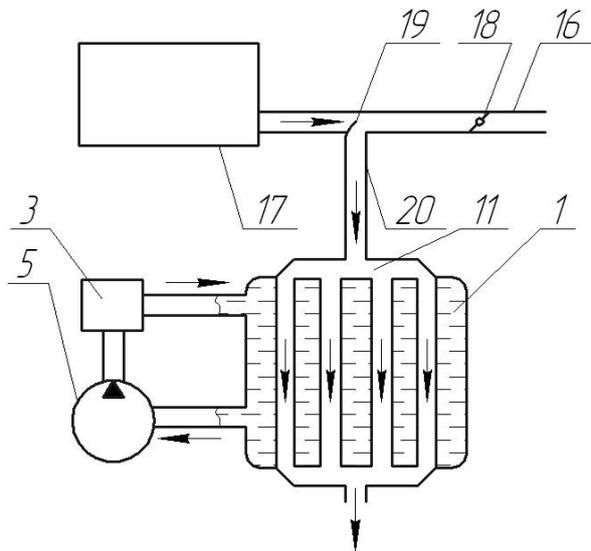


Рис. 2.1. Схемы систем терморегулирования рабочей жидкости (начало):
 а – изменением площади теплообмена; б – дросселированием; в –
 отработавшими газами ДВС; г – электронагревательными элементами;
 1, 2 – малый и большой гидробаки; 3 – распределитель; 4 – термодатчик;
 5 – насос; 6 – основной распределитель; 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

В

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



Г

Система разогрева рабочей жидкости электронагревательными элементами

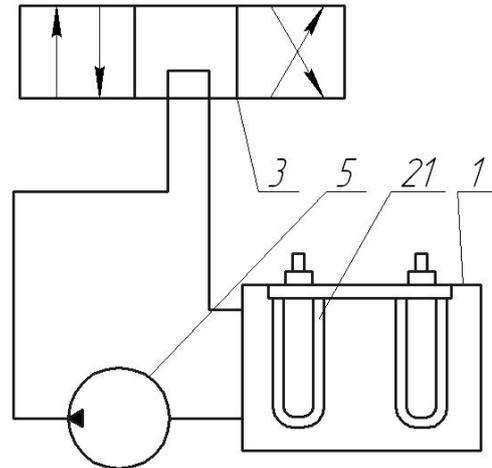


Рис. 2.1. Схемы систем терморегулирования рабочей жидкости (окончание):
а – изменением площади теплообмена; б – дросселированием; в – отработавшими газами ДВС; г – электронагревательными элементами;
1, 2 – малый и большой гидробаки; 3 – распределитель; 4 – термодатчик;
5 – насос; 6 – основной распределитель; 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

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 трактора, оценить влияние температуры окружающего воздуха на изменение теплового режима тракторной гидросистемы и провести расчет теплообменного аппарата системы терморегулирования рабочей жидкости гидросистемы.

2.1. Определение связи между свойствами устройств охлаждения системы смазки ДВС и внешних факторов с критерием температурно-динамической характеристики

Применительно к системе смазки автотракторного двигателя, основной структурных связей взаимосвязи потенциальных свойств системы и внешних факторов с критерием температурно-динамической характеристики является взаимодействие выделяющего теплоту двигателя и радиатора, рассеивающего эту теплоту в окружающий воздух. Конечным критерием этого взаимодействия следует принять тепловое состояние двигателя, определяемое установившейся температурой моторного масла t'_W (при определенной температуре окружающего воздуха t'_L) [106], когда

$$Q_{\text{дв}} = Q_{\text{р}}, \quad (2.1)$$

где $Q_{\text{дв}}$ – количество теплоты, отдаваемое двигателем в моторное масло, кДж/с;

$Q_{\text{р}}$ – количество теплоты, рассеиваемое радиатором, кДж/с.

Это условие с позиции системного подхода [106] в аналитическом виде применительно к радиатору может быть выражено зависимостью:

$$t'_W = f[K_{\text{п}}; B_x; K_y; B_{\text{дор}}; G_a; P_v; B_{\text{атм}}; O(B; A); C_T], \quad (2.2)$$

где $K_{\text{п}}$ – конструктивные параметры радиатора;

B_x – выходные параметры рабочего процесса;

K_y – конструктивные параметры, характеризующие условия работы радиатора на данном автомобиле или тракторе (тип установки, воздушный тракт, гидравлический тракт и т.д.);

$B_{\text{дор}}$ – свойства дороги или грунта (коэффициент сопротивления качению, уклон и др.);

G_a – масса автомобиля (перевозимого груза) или крюковая нагрузка машины;

P_v – режим движения: скорость, ускорение и т.д.;

$B_{\text{атм}}$ – погодные-климатические условия (температура, влажность и запыленность окружающего воздуха, барометрическое давление, скорость и направление ветра и пр.);

O – оператор, т.е. регулирование интенсивности теплопередачи в радиаторе;

A – автоматическое регулирование рабочего процесса в радиаторе (термостат, муфта включения вентилятора, паровой клапан и т.д.);

B – воздействие водителя на рабочий процесс в радиаторе (регулирование положения створок жалюзи, выключение вентилятора, использование утеплительных чехлов и пр.);

C_T – другие эксплуатационные факторы (степень загрязнения радиатора, свойства используемой охлаждающей жидкости и др.)

Количество теплоты, отдаваемое двигателем в моторное масло, может быть определено по формуле [99]

$$Q_{дв} = (0,015 \dots 0,03) Q_o, \quad (2.3)$$

где Q_o – количество теплоты, выделяемое топливом за 1 с, кДж/с (для дизелей с наддувом $Q_o = 604,3$ кДж/с);

$$Q_{дв} = 0,024 \cdot 604,3 = 14,5 \text{ кВт.}$$

Количество теплоты Q_p , отводимой радиатором в окружающую атмосферу, достаточно точно может быть определено уравнением Ньютона [91, 92, 101, 106]

$$Q_p = k \cdot F_L \cdot \Delta \bar{t}_{лог} = k \cdot F_L \cdot \frac{t_L'' - t'}{\ln \frac{t_{Wcp} - t_L'}{t_{Wcp} - t_L''}}, \quad (2.4)$$

где k – коэффициент теплопередачи, Вт/м²·°С;

F_L – площадь радиатора, м² (для трактора ХТЗ-150К-09 $F_L = 2,4$ м²);

$\Delta \bar{t}_{лог}$ – среднелогарифмическая разность температур в радиаторе, °С;

t' – температура окружающего воздуха на входе в радиатор, °С;

t_L'' – температура воздуха на выходе из радиатора, °С;

t_{Wcp} – средняя установившаяся температура моторного масла в радиаторе, °С.

Для определения коэффициента теплопередачи удобно воспользоваться номограммой приведенной в источнике [106], для этого необходимо задаться значениями массовой скорости воздуха перед фронтом радиатора γv_L и скоростью жидкости в канале v_W .

Определим γv_L исходя из произведения плотности набегающего воздуха ($\gamma = 1,29$ кг/м³ [102]) и скорости движения трактора v_L (для работ трактора связанных с интенсивным использованием гидросистемы характерны скорости движения агрегата не выше 15 км/ч [94]), $\gamma v_L = 1,09 \cdot 15 \cdot 10^3 / 3600 = 4,5$ кг/(м²·с).

Скорость движения жидкости в канале v_W определится как

$$v_W = \frac{V_{ц}}{\gamma_W \cdot f_k} = \frac{4V_{ц}}{\gamma_W \cdot \pi \cdot d_k^2}, \quad (2.5)$$

где f_k – площадь поперечного сечения канала, м²;

$V_{ц}$ – циркуляционный расход масла, м³/с;

γ_W – плотность моторного масла, кг/м³ ($\gamma_W = 870$ кг/м³ при $t_m = 80$ °С [106]);

d_k – диаметр канала, м ($d_k = 0,004$ м [94]).

$$f_k = \frac{\pi \cdot d_k^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,004^2}{4} = 0,013 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (2.6)$$

Циркуляционный расход масла находим согласно формуле [99, 100]

$$V_{ц} = V_p \cdot \eta_{об}, \quad (2.7)$$

где V_p – производительность насоса, м³/с (для нагнетательной секции насоса трактора Т-150К/ХТЗ-150К-09 $V_p = 0,0185$ м³/с [94, 99, 118]);

$\eta_{об}$ – объемный КПД насоса ($\eta_{об} = 0,6-0,8$ [99]).

$$V_{ц} = 0,0185 \cdot 0,8 = 0,0148 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$v_w = \frac{0,0148}{870 \cdot 0,013 \cdot 10^{-3}} = 1,3 \text{ м/с}.$$

Согласно полученным значениям массовой скорости воздуха перед фронтом радиатора γv_L и скорости жидкости в канале v_w коэффициент теплопередачи $k = 118 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C}) = 137,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$.

Использование уравнения (2.4) всегда представляет существенные трудности, так как значения средних температур жидкости и воздуха на выходе заранее обычно не известны. Поэтому, чаще всего переходят от среднелогарифмического температурного напора к начальному, который является удобным параметром для оценки тепловой эффективности радиатора [106]

$$Q_p = \frac{c_{pL} \cdot G_L \cdot (1 - e^{-N_{tu}})}{1 + [c_{pL} \cdot G_L / (2c_{pW} \cdot G_W)] \cdot (1 - e^{-N_{tu}})} \cdot \Delta t_{нач}, \quad (2.8)$$

где $\Delta t_{нач}$ – начальная разность температур жидкости и воздуха в радиаторе, °C;

c_{pW} – удельная теплоемкость жидкости, кДж/кг·°C
($c_{pW} = 2,053$ кДж/(кг·°C) [106]);

G_W – расход рабочей жидкости радиатора, кг/с;

c_{pL} – удельная теплоемкость воздуха, кДж/кг·°C
($c_{pL} = 1,005$ кДж/(кг·°C) [106]);

N_{tu} – число единиц переноса теплоты;

G_L – расход набегающего воздуха на радиатор, кг/с.

$$G_W = \gamma_w \cdot V_p \cdot \eta_{об} = 870 \cdot 0,0185 \cdot 0,8 = 12,9 \text{ кг/с}, \quad (2.9)$$

$$G_L = \gamma \cdot v_L \cdot F_L = 4,5 \cdot 2,4 = 10,8 \text{ кг/с}. \quad (2.10)$$

При использовании среднеарифметической разности температур можно применять уравнение [106]

$$Q_p = \frac{\Delta t_{\text{нач}}}{\frac{1}{k \cdot F_L} + \frac{1}{2 \cdot c_{pL} \cdot G_L} + \frac{1}{2 \cdot c_{pW} \cdot G_W}}. \quad (2.11)$$

Из уравнений (2.6) и (2.9) можем получить уравнение вида

$$Q_p = \frac{c_{pL} \cdot G_L \cdot (1 - e^{-N_u})}{1 + [c_{pL} \cdot G_L / (2c_{pW} \cdot G_W)] \cdot (1 - e^{-N_u})} \cdot \Delta t_{\text{нач}} \approx$$

$$\approx \frac{1}{1 / (k \cdot F_L) + 1 / (2 \cdot c_{pL} \cdot G_L) + 1 / (2 \cdot c_{pW} \cdot G_W)}, \quad (2.12)$$

которое учитывает все факторы, воздействующие на обобщенный показатель температурно-динамической характеристики системы охлаждения двигателя трактора или автомобиля: нагрузку машины (N_e), природно-климатические условия (ϵ' , c_{pL}), свойства охлаждающей жидкости (c_{pW}) и конструктивные особенности (a , G_L , k , F_w , χ_Σ , G_W).

$$Q_p = \frac{1}{1 / (137,2 \cdot 2,4) + 1 / (2 \cdot 1,005 \cdot 10,8) + 1 / (2 \cdot 2,053 \cdot 12,9)} = 14,7 \text{ кВт.}$$

Таким образом, в результате проведенных расчетов, получили, что масляный радиатор трактора Т-150К/ХТЗ-150К-09 способен рассеять, с небольшим запасом, в окружающую атмосферу все количество отдаваемого двигателем в моторное масло тепла ($Q_{\text{дв}} = Q_p$).

2.2. Влияние температуры окружающего воздуха на изменение теплового режима гидросистемы машины

При низких температурах гидросистема может быть подготовлена к нормальной работе на рациональном тепловом режиме за счет внутреннего тепловыделения, например, трения жидкости о стенки трубопроводов и гидрооборудования, за счет внешних источников тепла или за счет обоих источников. Для приближения модели теплообмена гидросистемы к процессам, протекающим в условиях реальной эксплуатации, необходимо рассматривать как внутренние, так и внешние источники тепла.

Расчет параметров отдельно-агрегатной гидросистемы трактора и технико-экономических показателей машины целесообразно проводить в интервале установившихся температур рабочей жидкости, обеспечивающих

ее работоспособность. Для масла М-10Г₂, применяемого в качестве рабочей жидкости гидросистемы экспериментального трактора, он составляет +5...+85 °С. Текущая температура жидкости определялась через приращение времени $\Delta\tau_i$

$$T_{i+1} = T_i + \Delta T_i(\Delta\tau_i, \dots), \quad (2.13)$$

где T_{i+1} – температура через время $\Delta\tau_i$, °С;
 $\Delta T_i(\Delta\tau_i, \dots)$ – приращение температуры, происходящее за время $\Delta\tau_i$ и зависящее от интервала $\Delta\tau_i$ и ряда других факторов, °С.

В формуле (2.13) первое значение T_i известно

$$T_i = T_o,$$

где T_o – температура окружающей среды или температура, до которой успела охладиться машина, °С.

Приращение температуры, происходящее за время $\Delta\tau_i$

$$\Delta T_i = \frac{Q_{\text{нагр}i}^{\text{гп}}}{c_{\text{ж}} \cdot m_{\text{ж}} + c_{\text{го}} \cdot m_{\text{го}}}, \quad (2.14)$$

где $Q_{\text{нагр}i}^{\text{гп}}$ – теплота, идущая на нагрев гидросистемы за время $\Delta\tau_i$, кДж;

$c_{\text{ж}}$ и $c_{\text{го}}$ – удельные теплоемкости рабочей жидкости и материала, из которого изготовлено гидрооборудование, кДж/кг·°С;

$m_{\text{ж}}$ и $m_{\text{го}}$ – массы рабочей жидкости и гидрооборудования, кг.

Величины $c_{\text{ж}}$, $c_{\text{го}}$, $m_{\text{ж}}$ и $m_{\text{го}}$ определяются константами. Нагреваемые массы имеют два значения: первое соответствует движению жидкости по малому кругу насос–распределитель–бак; второе – по большому кругу насос–распределитель–гидродвигатели–распределитель–фильтр–бак.

Теплота, идущая на нагрев гидросистемы

$$Q_{\text{нагр}i}^{\text{гп}} = Q_{\text{ни}} + Q_{\text{уп}i} - Q_{\text{изл}i}, \quad (2.15)$$

где $Q_{\text{ни}}$ – теплота, получаемая гидросистемой за время $\Delta\tau_i$, кДж;

$Q_{\text{изл}i}$ – теплота, отдаваемая гидросистемой в окружающую среду за время $\Delta\tau_i$, кДж,

$$Q_{\text{изл}i} = k_{\text{гп}} \cdot F_{\text{гп}} \cdot (T_i - T_o) \cdot \Delta\tau_i, \quad (2.16)$$

где $k_{\text{гп}}$ – коэффициент теплопередачи от гидросистемы в окружающую среду, Вт/м²·°С;

$F_{\text{гп}}$ – площадь теплоизлучающих поверхностей гидросистемы, м².

Теплота, получаемая гидросистемой за время $\Delta\tau_i$, кВт

$$Q_{ni} = N_{нагр i} \cdot \Delta\tau_i \quad (2.17)$$

где $N_{нагр i}$ – мощность, потерянная в гидросистеме (она расходуется на нагрев), кВт.

Мощность, потерянная в гидросистеме. Складывается из составляющих

$$N_{нагр} = N_{нн} + N_{нр} + N_{нц} + N_{нтр} + N_{нок} + N_{нф}, \quad (2.18)$$

где $N_{нн}$, $N_{нр}$, $N_{нц}$, $N_{нтр}$, $N_{нок}$, $N_{нкp}$, $N_{нф}$ – потери мощности в насосе, распределителе, гидроцилиндре, трубопроводах, обратном клапане и фильтре.

Потери мощности в насосе определяются

$$N_{нн} = (1 - \eta_{гмн} \cdot \eta_{обн}) \cdot N_{п}, \quad (2.19)$$

где $N_{п}$ – мощность, затраченная на преодоление потерь в насосе

$\eta_{обн}$ – объемный КПД насоса, $\eta_{обн} = 0,94$ [47];

$\eta_{гмн}$ – гидромеханический КПД насоса,

$$N_{п} = q_{н} \cdot \omega_{н} \cdot P_{н}, \quad (2.20)$$

где $q_{н}$ – рабочий объем насоса, м³/об, $q_{н} = 50$ см³/об [47];

$\omega_{н}$ – угловая скорость вала насоса, с⁻¹, $\omega_{н} = 40$ с⁻¹ [47];

$P_{н}$ – номинальное давление насоса, МПа, $P_{н} = 16$ МПа [47].

$$N_{п} = 50 \cdot 40 \cdot 16 = 32 \text{ кВт.}$$

$$\eta_{гмн} = \eta_{мехн} \cdot \eta_{гн}, \quad (2.21)$$

где $\eta_{мехн}$ – механический КПД гидронасоса;

$\eta_{гн}$ – гидравлический КПД насоса.

$$\eta_{мехн} = N_{г} / N, \quad (2.22)$$

где $N_{г}$ – гидравлическая мощность, кВт;

N – номинальная мощность насоса, кВт, $N = 41,5$ кВт [47].

$$N_{г} = \gamma_{ж} \cdot g \cdot H_{г} \cdot Q_{г}, \quad (2.23)$$

где $\gamma_{ж}$ – плотность рабочей жидкости, кг/м³, $\gamma_{ж} = 889$ кг/м³ [106];

$H_{г}$ – теоретический напор насоса, (Н·с²)/кг;

$Q_{г}$ – теоретическая подача насоса, л/мин, $Q_{г} = 107,4$ л/мин = 0,00179 м³/с.

$$H_{г} = P_{н} / (\gamma_{ж} \cdot g), \quad (2.24)$$

$$H_{г} = (16 \cdot 10^6) / (889 \cdot 9,8) = 1,80 \text{ (кН·с}^2\text{)/кг,}$$

$$N_{г} = 889 \cdot 9,8 \cdot 1800 \cdot 0,00179 \cdot 10^{-3} = 28,1 \text{ кВт,}$$

$$\eta_{мехн} = 28,1 / 41,5 = 0,69.$$

$$\eta_{гн} = \frac{P_{н} - \Delta P_{н}}{P_{н}}, \quad (2.25)$$

где $\Delta P_{н}$ – потери давления в гидронасосе, МПа,

$$\Delta P_{\text{н}} = \frac{\xi_{\text{н}} \cdot \gamma_{\text{ж}} \cdot v_{\text{тр.н.}}^2}{2}; \quad (2.26)$$

где $\xi_{\text{н}}$ – коэффициент местных потерь в насосе, $\xi_{\text{н}} = 0,8 \dots 0,9$ [120];

g – ускорение свободного падения, м/с^2 ;

$v_{\text{тр.н.}}$ – скорость потока жидкости в трубопроводе на выходе из насоса, м/с ,

$$v_{\text{тр.н.}} = \frac{4 \cdot q_{\text{н}} \cdot w_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{обн}}}{\pi \cdot d_{\text{тр.н.}}^2}, \quad (2.27)$$

где $d_{\text{тр.н.}}$ – диаметр трубопровода на выходе из насоса, м , $d_{\text{тр.н.}} = 16 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

$$v_{\text{тр.н.}} = \frac{4 \cdot 50 \cdot 10^{-6} \cdot 40 \cdot 0,94}{3,14 \cdot (16 \cdot 10^{-3})^2} = 9,3 \text{ м/с},$$

$$\Delta P_{\text{н}} = \frac{0,8 \cdot 889 \cdot 9,3^2}{2} \cdot 10^{-6} = 0,031 \text{ МПа},$$

$$\eta_{\text{гн}} = \frac{16 - 0,031}{16} = 0,99,$$

$$\eta_{\text{гмн}} = 0,99 \cdot 0,69 = 0,68,$$

$$N_{\text{пн}} = (1 - 0,68 \cdot 0,94) \cdot 32 = 11,3 \text{ кВт}.$$

Потери мощности в нагнетательном трубопроводе

$$N_{\text{птр.н.}} = q_{\text{н}} \cdot w_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{обн}} \cdot \Delta P_{\text{тр.н.}}, \quad (2.28)$$

где $\Delta P_{\text{тр.н.}}$ – потери давления в нагнетательном трубопроводе, МПа.

$$\Delta P_{\text{тр.н.}} = \Delta P_{\text{птр.н.}} + \Delta P_{\text{мтр.н.}}; \quad (2.29)$$

где $\Delta P_{\text{птр.н.}}$ и $\Delta P_{\text{мтр.н.}}$ – путевые и местные потери давления в нагнетательном трубопроводе, МПа.

$$\Delta P_{\text{птр.н.}} = \frac{\lambda_{\text{тр.н.}} \cdot \gamma_{\text{ж}} \cdot l_{\text{тр.н.}} \cdot v_{\text{тр.н.}}^2}{2 \cdot d_{\text{тр.н.}}}, \quad (2.30)$$

где $l_{\text{тр.н.}}$ – длина нагнетательного трубопровода, м , $l_{\text{тр.н.}} = 0,5 \text{ м}$;

$\lambda_{\text{тр.н.}}$ – коэффициент трения жидкости о стенки трубопровода, который рассчитывается по формуле Блазиуса:

для турбулентного $\lambda_{\text{тр.н.}} = 0,3164 \cdot \text{Re}_{\text{тр.н.}}^{-0,25}$,

или ламинарного режима $\lambda_{\text{тр.н.}} = 75 / \text{Re}$;

здесь $\text{Re}_{\text{тр.н.}}$ – число Рейнольдса, которое определяется из соотношения

$$\text{Re}_{\text{тр.н.}} = \frac{v_{\text{тр.н.}} \cdot d_{\text{тр.н.}}}{\nu}, \quad (2.31)$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости рабочей жидкости, $\text{м}^2/\text{с}$,
 $\nu = 76 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ [106].

Средняя скорость жидкости в нагнетательном трубопроводе, согласно рекомендаций [120], выбирается в пределах $v = 5 \dots 6$ м/с.

$$Re_{\text{тр.н.}} = \frac{6 \cdot 16 \cdot 10^{-3}}{76 \cdot 10^{-6}} = 1263,2.$$

Таким образом, режим истечения жидкости – ламинарный, $Re < 2300$, следовательно,

$$\lambda_{\text{тр.н.}} = 75 / 1263,2 = 0,06.$$

$$\Delta P_{\text{птр.н.}} = \frac{0,06 \cdot 889 \cdot 0,5 \cdot 6^2}{2 \cdot 0,016} \cdot 10^{-6} = 0,03 \text{ МПа.}$$

$$\Delta P_{\text{мтр.н.}} = \frac{\xi_{\text{тр.н.}} \cdot \gamma_{\text{ж}} \cdot v_{\text{тр.н.}}^2}{2}, \quad (2.32)$$

где $\xi_{\text{тр.н.}}$ – коэффициент местных потерь в нагнетательном трубопроводе [120],

$$\xi_{\text{тр.н.}} = 0,5 \dots 0,7.$$

$$\Delta P_{\text{мтр.н.}} = \frac{0,5 \cdot 889 \cdot 6^2}{2} \cdot 10^{-6} = 0,01 \text{ МПа.}$$

$$\Delta P_{\text{тр.н.}} = 0,03 + 0,01 = 0,04 \text{ МПа.}$$

$$N_{\text{птр.н.}} = 50 \cdot 40 \cdot 0,94 \cdot 0,04 = 75,2 \text{ Вт.}$$

Аналогично рассчитываются потери мощности в остальных трубопроводах гидросистемы (прил. 1) [1, 42].

Потери мощности в распределителе определяются по формуле

$$N_{\text{пр}} = (1 - \eta_{\text{ГМР}}) \cdot [(1 - \eta_{\text{ГМН}}) \cdot N_{\text{н}} - N_{\text{птр.н.}}], \quad (2.33)$$

где $\eta_{\text{ГМР}}$ – гидромеханический КПД распределителя.

$$\eta_{\text{ГМР}} = \eta_{\text{общ}} / (\eta_{\text{гр}} \cdot \eta_{\text{обр}}), \quad (2.34)$$

где $\eta_{\text{общ}}$ – общий КПД гидрораспределителя, $\eta_{\text{общ}} = 0,6 \dots 0,8$ [122–124];

$\eta_{\text{гр}}$ – гидравлический КПД распределителя.

$$\eta_{\text{гр}} = \frac{P_{\text{н}} - \Delta P_{\text{н}} - \Delta P_{\text{р}}}{P_{\text{н}} - P_{\text{р}}}, \quad (2.35)$$

где $\Delta P_{\text{р}}$ – потери давления в распределителе, МПа,

$$\Delta P_{\text{р}} = \frac{\xi_{\text{р}} \cdot \gamma_{\text{ж}} \cdot v_{\text{р}}^2}{2}, \quad (2.36)$$

здесь $\xi_{\text{р}}$ – коэффициент местных потерь в распределителе, $\xi_{\text{р}} = 2 \dots 2,5$ [120];

$$\Delta P_p = \frac{2,5 \cdot 889 \cdot 6^2}{2} \cdot 10^{-6} = 0,04 \text{ МПа},$$

$$\eta_{гр} = \frac{16 - 0,04 - 0,04}{16 - 0,04} = 0,99,$$

$$\eta_{гмп} = 0,6 / (0,99 \cdot 0,94) = 0,73,$$

$$N_{пр} = (1 - 0,73) \cdot [(1 - 0,67) \cdot 41,5 \cdot 10^3 - 75,2] = 3,67 \text{ кВт}.$$

Потери мощности в гидроцилиндрах определяются по следующим формулам

$$N_{ц1} = (1 - \eta_{гмц1}) \cdot N_{ц}, \quad (2.37)$$

где $N_{ц}$ – мощность гидроцилиндра, кВт;

$\eta_{гмц}$ – гидромеханический КПД гидроцилиндра.

$$\eta_{гмц1} = \eta_{мехц1} \cdot \eta_{гц1};$$

Согласно [120, 122] $\eta_{мехц1} = 0,93 \dots 0,97$, тогда

$$\eta_{гц1} = \frac{P_H - \Delta P_{тр.н.} - \Delta P_p - \Delta P_{тр1} - \Delta P_{ц1}}{P_H - \Delta P_{тр.н.} - \Delta P_p - \Delta P_{тр1}}, \quad (2.38)$$

где $\Delta P_{ц1}$ – потери давления на выходе из гидроцилиндра, МПа.

$$\Delta P_{ц1} = \frac{\xi_{ц1} \cdot \gamma_{жс} \cdot v_{мп2}^2}{2}. \quad (2.39)$$

$$\Delta P_{ц1} = \frac{0,8 \cdot 889 \cdot 6^2}{2} \cdot 10^{-6} = 0,01 \text{ МПа},$$

$$\eta_{гц1} = \frac{16 - 0,04 - 0,04 - 0,1 - 0,01}{16 - 0,04 - 0,04 - 0,1} = 0,99,$$

$$\eta_{гмц1} = 0,93 \cdot 0,99 = 0,92.$$

$$N_{ц1} = (P_H - \Delta P_{тр.н.} - \Delta P_p - \Delta P_{тр1}) \cdot q_H \cdot w_H \cdot \eta_{обн}. \quad (2.40)$$

$$N_{ц1} = (16 - 0,04 - 0,04 - 0,1) \cdot 50 \cdot 40 \cdot 0,94 = 29,7 \text{ кВт}.$$

$$N_{мц1} = (1 - 0,92) \cdot 29,7 = 2,3 \text{ кВт}.$$

Трактор Т-150К/ХТЗ-150К-09 в стандартной комплектации выпускается заводом-изготовителем с одним гидроцилиндром Ц-125 – основным, об-

служающим механизм задней навески, кроме того, два гидроцилиндра Ц-75 – дополнительные, вместе со штуцерами и замедлительными клапанами входят в комплект дополнительного оборудования [94]. В случае установки дополнительных цилиндров на трактор, расчет потерь мощности в них может быть осуществлен аналогично приведенному.

Потери мощности в обратном клапане

$$N_{\text{пок}} = \Delta P_{\text{ок}} \cdot q_{\text{н}} \cdot w_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{обн}}, \quad (2.41)$$

$$\Delta P_{\text{ок}} = \frac{\xi_{\text{ок}} \cdot \gamma_{\text{ж}} \cdot v_{\text{тр4}}^2}{2}. \quad (2.42)$$

где $\xi_{\text{ок}}$ – коэффициент местного сопротивления обратного клапана,

$$\xi_{\text{ок}} = 2 \dots 3 \text{ [120]}.$$

Для сливных гидролиний, согласно рекомендаций [120] средняя скорость выбирается равной $v = 2$ м/с.

$$\Delta P_{\text{ок}} = \frac{3 \cdot 889 \cdot 2^2}{2} \cdot 10^{-6} = 0,005 \text{ МПа.}$$

$$N_{\text{пок}} = 0,005 \cdot 50 \cdot 40 \cdot 0,94 = 9,4 \text{ Вт.}$$

Потери мощности в фильтрах

$$N_{\text{пф}} = \Delta P_{\text{ф}} \cdot q_{\text{н}} \cdot w_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{обн}}, \quad (2.43)$$

$$\Delta P_{\text{ф}} = \frac{\xi_{\text{ф}} \cdot \gamma_{\text{ж}} \cdot v_{\text{тр5}}^2}{2}. \quad (2.44)$$

где $\xi_{\text{ф}}$ – коэффициент местного сопротивления фильтра, $\xi_{\text{ф}} = 0,8 \dots 0,9$ [120]

$$\Delta P_{\text{ф}} = \frac{0,9 \cdot 889 \cdot 2^2}{2} \cdot 10^{-6} = 0,002 \text{ МПа,}$$

$$N_{\text{пф}} = 0,002 \cdot 50 \cdot 40 \cdot 0,94 = 3,8 \text{ Вт.}$$

Подставим полученные значения потерь мощности в агрегатах гидросистемы в уравнение (2.20)

$$N_{\text{нар}} = (11,3 + 3,7 + 2,3) \cdot 10^3 + (75,2 + 184,6 + 176,9 + 40,8 + 6,5) + 9,4 + 3,8 = 17,8 \text{ кВт.}$$

Таким образом, количество теплоты, получаемое рабочей жидкостью в результате ее дополнительной перекачки, барбатирувания и возрастающего трения о стенки трубопроводов и гидроагрегатов составляет – $Q_{\text{ни}} = 17,8$ кДж.

2.3. 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, 99, 101]

$$Q_T = k_T \cdot F_T \cdot (T_{1-2} - T_3), \quad (2.45)$$

где k_T – коэффициент теплопередачи теплообменника, ;

F_T – 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 представляет собой гидробак, через который проходят два теплообменных элемента, выполненных в виде системы трубок. Для наиболее эффективной работы теплообменника схему движения теплоносителей, согласно [91, 92], 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 $t''_2 > t''_1$ (рис. 2.2).

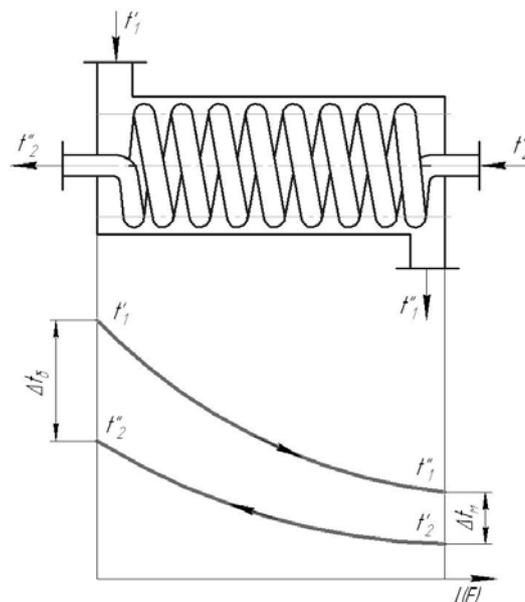


Рис. 2.2. Противоточная схема движения теплоносителей

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 [91, 92], так как направления движения теплоносителя и рабочей жидкости гидросистемы трактора 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 трактора. Элемент для охлаждения рабочей жидкости соединен с ресивером пневмосистемы на входе в гидробак и свободно сообщен с атмосферой на выходе [88–90].

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

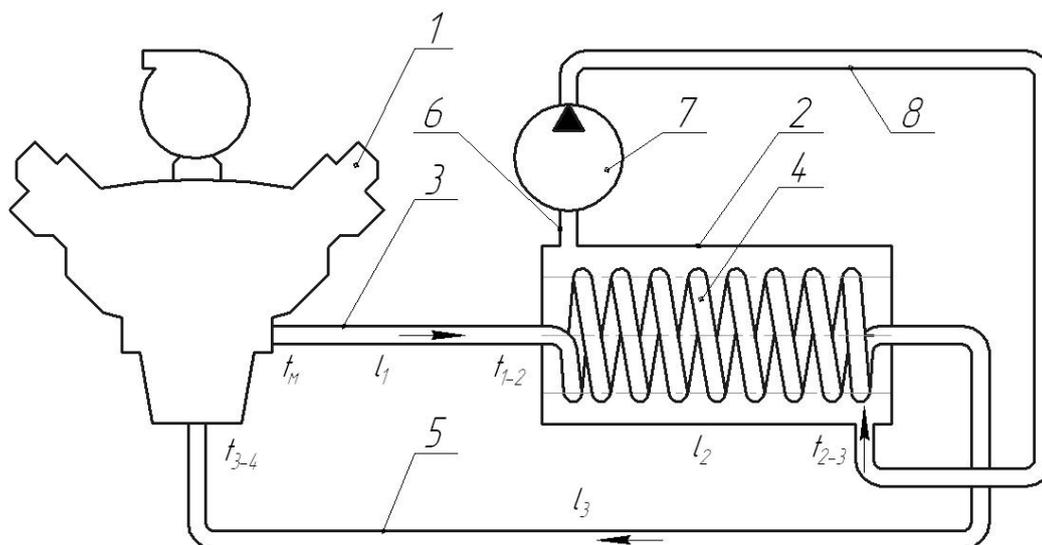


Рис. 2.3. Система регулирования температуры рабочей жидкости в гидросистеме:
 1 – ДВС; 2 – гидробак; 3 – напорная гидролиния; 4 – теплообменный элемент; 5 – сливная гидролиния; 6 – всасывающая гидролиния;
 7 – шестеренный насос; 8 – нагнетательная гидролиния

Очевидно, что на участках 1-2 и 3-4, где движение жидкости происходит внутри гибких резино-армированных 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 $T_m = T_{1-2} = 85 \pm 5 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Расчет теплообменного аппарата сводится к совместному решению уравнений теплового баланса и теплопередачи [92], в которых неизвестными остаются значения температур теплоносителей после теплообменни-

ка. Для определения конечных температур теплоносителей воспользуемся формулами

$$T_{2-3} = T_m - (T_m - T_o) \cdot Z, \quad (2.46)$$

$$T_{2-3} = T_o + (T_m - T_o) \cdot Z \cdot \frac{G_m \cdot c_{pm}}{G_o \cdot c_{po}}, \quad (2.47)$$

где T_o – температура рабочей жидкости в гидробаке, °С;

T_m – температура моторного масла на входе в теплообменник, °С;

Z – опытный коэффициент [92] (табл. 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 (2.46), (2.47) [92]

$\frac{G_1 \cdot c_1}{G_2 \cdot c_2}$	$\frac{k \cdot F}{G_1 \cdot c_2}$							
	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 (2.46) и (2.47).

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, 43, 48, 85].

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 тракторы 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 [94–98], 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, 53, 95].

Тракторы и 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, очистка полей от крупных камней и разрушение кольчатыми катками ледяной корки на полях, снегозадержания снегопахами, например, СВУ-2,6, задержание талых вод или провоцирование таяния снега (зачернение), известкование кислых почв, (1РМГ-4, КСА-3, АРУП-8, РУП-8 и т.д.), мелиоративные работы и ряде других [48,85]. В основном, все они сопряжены с переездами от места стоянки техники до места проведения работ – поле, ферма и т.д. 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 [94–98].

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 [1, 91, 92, 99, 100]

$$k_1 = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2}, \quad (2.48)$$

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 [1, 91, 101, 102]

$$Nu_M = 0,021 \cdot Re_M^{0,8} \cdot Pr_M^{0,43} \cdot (Pr_M / Pr_c)^{0,25} \cdot \xi_1, \quad (2.49)$$

где Nu – число Нуссельта, $Nu = \frac{\alpha_1 \cdot d_{b1}}{\lambda_M}$ [1,91,101];

Re_M – число Рейнольдса, $Re_M = \frac{v_M \cdot d_{b1}}{\nu_M}$, [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);

v_M – скорость течения моторного масла в гидрролинии, м/с.

ν_M – коэффициент кинематической вязкости теплоносителя, м²/с.

Скорость течения масла в трубопроводе определится по формуле (2.5).

Так как температура стенки, а соответственно и число Прандтля для стенки, неизвестны, то решение будем вести методом последовательных приближений [102] (расчет вышперечисленных показателей приведен в прил. 3).

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:

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

Согласно формулы (2.15), получаем теплоту, идущую на нагрев рабочей жидкости гидросистемы трактора:

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

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.

2.4. Теоретическое обоснование конструктивных параметров теплообменника системы терморегулирования рабочей жидкости

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

С учетом этих требований, нами разработано и использовано в данной работе устройство – «Система регулирования температуры рабочей жидкости гидропривода» [90]. Система регулирования температуры рабочей жидкости содержит гидронасос, сообщенный напорной гидролинией 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 трактора 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 будут являться: длина одного витка змеевикового теплообменника l , общая длина змеевика L , общая высота змеевика H , поверхность нагрева теплообменника F , число витков теплообменника n .

Длина одного витка змеевикового теплообменника l [92]

$$l = \pi \cdot D_{\text{зм}}, \quad (2.50)$$

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

$$l = 3,14 \cdot 0,15 = 0,47 \text{ м.}$$

Поверхность нагрева теплообменника F [92]

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta \bar{t}_{\text{ср.лог}}}, \quad (2.51)$$

где Q – потенциальная тепловая мощность, которая может быть передана рабочей жидкости 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) (прил. 2);
 $\Delta\bar{t}_{\text{ср.лог}}$ – среднелогарифмическая разность температур теплоносителей, °С;

$$\Delta\bar{t}_{\text{ср.лог}} = \frac{t_o'' - t_o'}{\ln \frac{t_{\text{мсп}} - t_o'}{t_{\text{мсп}} - t_o''}}, \quad (2.52)$$

где $t_{\text{мсп}}$ – средняя температура греющего теплоносителя, °С, $t_{\text{мсп}} = 85$ °С;
 t_o' – начальная температура нагреваемого теплоносителя, °С, $t_o' = 5$ °С;
 t_o'' – конечная температура нагреваемого теплоносителя, °С, $t_o'' = 40$ °С;

$$\Delta\bar{t}_{\text{ср.лог}} = \frac{40 - 5}{\ln \frac{85 - 5}{85 - 40}} = 42,3 \text{ °С}. \quad (2.53)$$

$$F = \frac{14,7 \cdot 10^3}{4260,27 \cdot 42,3} = 0,18 \text{ м}^2.$$

Общая длина змеевика L [92]

$$L = \frac{F}{\pi \cdot d}, \quad (2.54)$$

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

$$L = \frac{0,18}{3,14 \cdot 0,016} = 3,58 \text{ м}.$$

Число витков теплообменника n [92]

$$n = \frac{L}{l} = \frac{3,58}{0,47} \approx 8. \quad (2.55)$$

Общая высота змеевика H [92]

$$H = n \cdot h, \quad (2.56)$$

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

$$H = 8 \cdot 0,10 = 0,8 \text{ м}.$$

Рассчитанный и изготовленный с учетом приведенных зависимостей теплообменник системы терморегулирования рабочей жидкости приведен на рис. 2.4. Для разогрева рабочей жидкости гидросистемы используется тепловая энергия моторного масла из системы смазки ДВС.

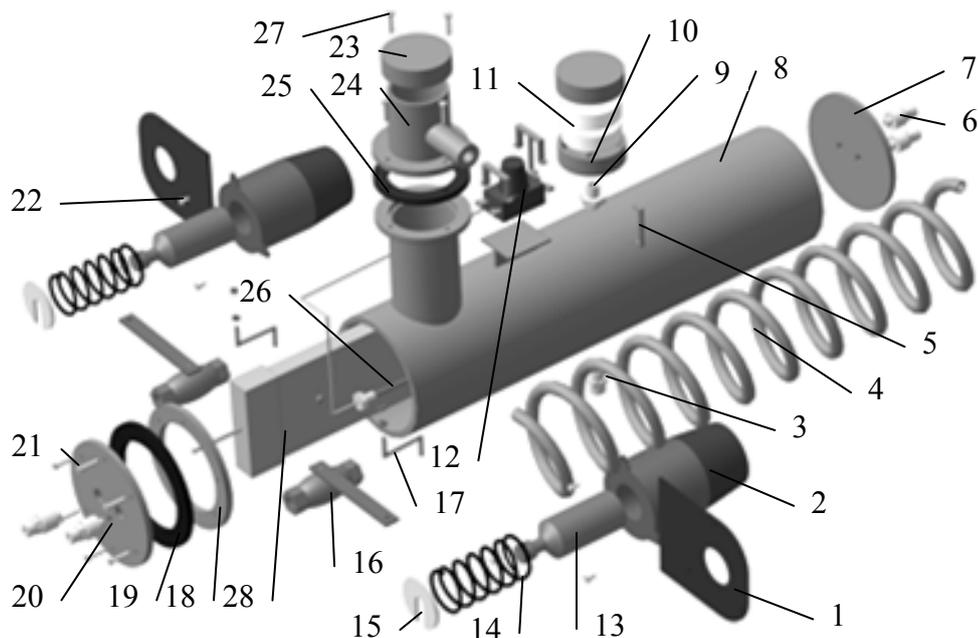


Рис. 2.4. Теплообменник системы терморегулирования:
 1 – кронштейн; 2 – реле; 3 – штуцер сливной; 4 – змеевик; 5 – скоба;
 6 – штуцер; 7 – крышка задняя; 8 – корпус; 9 – штуцер сапуна; 10 – сапун;
 11 – фильтрующие элементы; 12 – терморегулятор; 13 – сердечник;
 14 – пружина; 15 – стопор; 16 – кран шаровой; 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

2.5. Выводы

1. В результате проведенных теоретических исследований выявили, что масляный радиатор трактора Т-150К/ХТЗ-150К-09 способен рассеять, с небольшим запасом, в окружающую атмосферу все количество отдаваемого двигателем в моторное масло тепла ($Q_{дв} = Q_p$).

3. 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.

3. Определены основные геометрические параметры теплообменного аппарата системы терморегулирования рабочей жидкости для трактора Т-150К/ХТЗ-150К-09.

3. ПРОГРАММА И МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

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 Зав.№ 79 Ивановского завода по производству приборов для испытания металлов «ИВ-МАШПРОМ». С целью сокращения количества опытов использовались методы математического планирования эксперимента. Программа экспериментальных исследований представлена в табл. 3.1.

Т а б л и ц а 3 . 1

Программа экспериментальных исследований

ЭТАП 1	Лабораторные исследования
	Исследования влияния объемной температуры масла на изменение момента трения образцов поверхностей трения «ролик-колодка»;
	Исследования влияния эксплуатационных факторов на износ образцов поверхностей трения «ролик-колодка»;
ЭТАП 2	Стендовые исследования
	Исследования влияния разработанной системы терморегулирования на динамику объемной температуры моторного масла в условиях имитирующих эксплуатационные;
	Исследование влияния разработанной системы терморегулирования на работоспособность гидроагрегатов смоделированной гидросистемы трактора;
ЭТАП 3	Эксплуатационные исследования
	Исследования влияния системы терморегулирования на изменение температурных условий работы масла в гидросистемах опытных тракторов;
	Исследования влияния системы терморегулирования на изменение технико-экономических показателей тракторных гидроагрегатов в условиях эксплуатации.

На втором этапе работы, на стенде КИ-4815М Зав.№ 487, исследовалась динамика изменения объёмной температуры моторного масла М-10Г₂ ГОСТ 8581-78, заправленного в лабораторную установку, представляющую собой модель гидросистемы трактора, в условиях имитирующих эксплуатационные при различных температурах окружающего воздуха. Исследования проводились с использованием классического однофакторного эксперимента.

На третьем этапе проводились исследования технических средств регулирования температуры гидравлического масла в эксплуатационных условиях, которые разработаны на основании анализа существующих конструкций подогревателей рабочих жидкостей и смонтированы в гидробаках тракторов ХТЗ-150К-09.

3.2. Объект и лабораторное оборудование первого этапа исследований

В условиях эксплуатации ресурс гидросистемы в значительной степени характеризуется техническим состоянием наиболее ответственных агрегатов – гидронасоса, распределителя, гидроцилиндров. Различные режимы и условия эксплуатации гидроагрегатов обуславливают многообразие видов изнашивания деталей. Наиболее ярко выраженное механическое и абразивное изнашивание наблюдается в колодцах корпуса гидронасоса в местах сопряжения с зубьями шестерен, а также в сопряжениях цапфа шестерни – втулка. В результате изнашивания увеличиваются зазоры и, следовательно, снижается объёмный КПД, что приводит к возникновению параметрических отказов. Поэтому в качестве образцов, использовавшихся при проведении лабораторных испытаний, были выбраны цилиндрические ролики, изготовленные из стали 18ХГТ, и колодки – из литейного алюминия АЛ9 (рис. 3.1), т.к. шестерни современных гидронасосов изготавливаются, как правило, из низколегированных конструкционных сталей с твердостью поверхности зубьев HRC_3 , 58...62 при твердости сердцевины HRC_3 , 30...45 /4/, а твердость корпуса и втулок гидронасоса находится в пределах HRC_3 , 42...59 /10/. На основании этого ролики были подвержены цементации на глубину 0,9...1,5 мм с последующей закалкой до твердости поверхности HRC_3 , 60...62, при твердости сердцевины HRC_3 , 40...45. Колодки подвергались за-

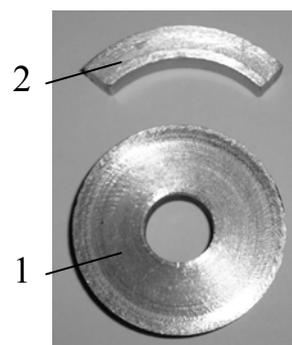


Рис. 3.1. Образцы поверхностей трения:
1 – ролик (18ХГТ); 2 – колодка (АЛ-9)

калке с последующим отпуском, и твердость образцов после проведения термообработки составляла HRC_3 , 47...59. После термообработки ролики и колодки шлифовались. Шероховатость поверхности после обработки составила $R_a = 1,8$ мкм. Диаметр ролика, на котором проводились замеры шероховатости и износа, составлял $\varnothing 50$ мм. Ширина контактной поверхности, позволяющая добиваться нагрузок в контакте, соответствующих нагрузкам в реальном сопряжении корпус-шестерня (удельная нагрузка – $1,3 \cdot 10^6$ Н/м² [4]), была равна рабочей части колодки и составляла $0,39 \cdot 10^3$ мм². Ширина ролика составляла 10 мм. Это позволило приблизить условия испытания образцов к условиям работы реальных гидронасосов.

Для проведения испытаний была скомплектована лабораторная установка, общий вид которой представлен на рис. 3.2.

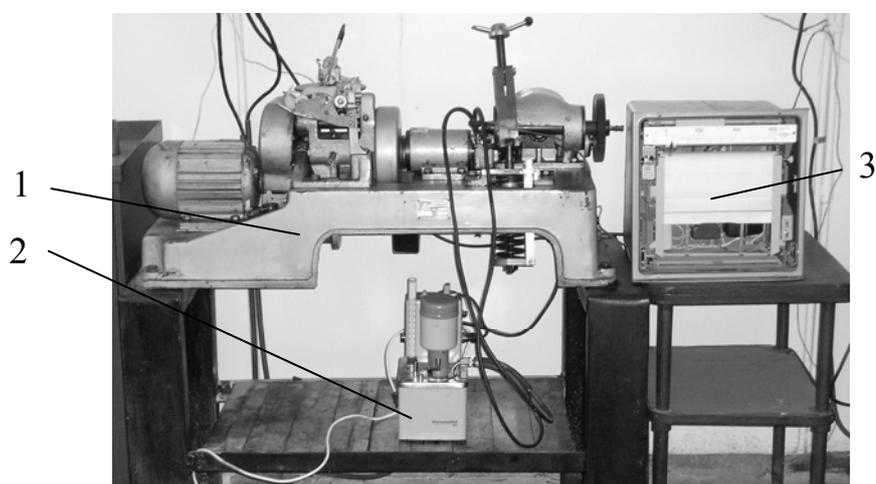


Рис. 3.2. Общий вид лабораторной установки:
1 – машина трения МИ-1М; 2 – весы аналитические ВЛР-200;
3 – термостат; 4 – потенциометр КСП-4

Для испытания образцов использовалась пустотелая испытательная камера [60], позволяющая изменять и поддерживать температуру масла в требуемых пределах (рис. 3.3). Испытательная камера 1 имела между боковыми стенками полость 4, сообщающуюся с полостью теплообменного элемента 5, который одновременно с терморегулированием частично выполнял функцию уменьшения рабочего объема камеры [126], что позволило сократить количество израсходованного смазочного материала. Горячая вода подавалась от термостата 5 марки Thermostat U1 (ГДР) Зав.№ 54001 (рис. 3.4). Требуемый температурный режим обеспечивался смешиванием холодной и горячей воды в смесителе 7 или изменением расхода холодной воды.

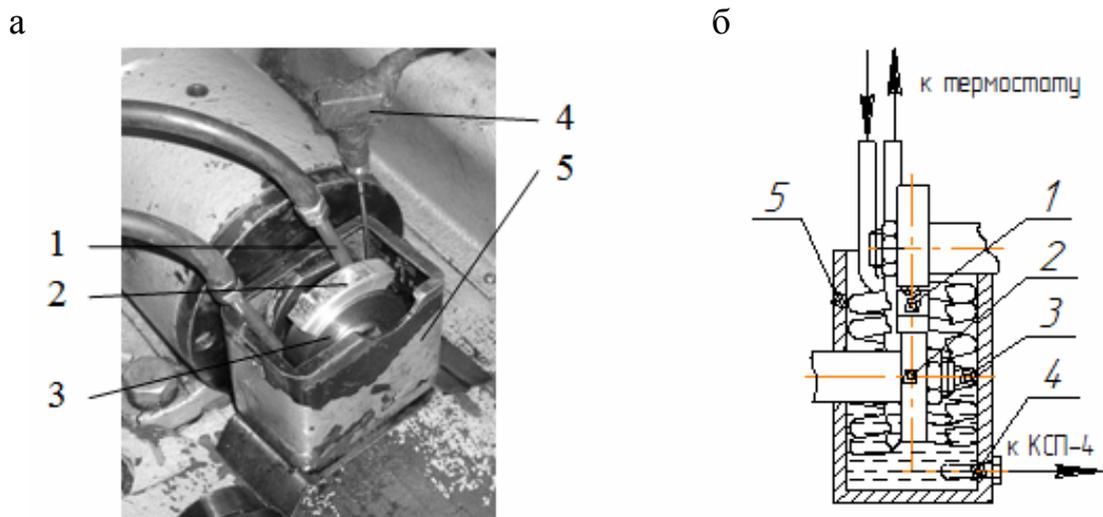


Рис. 3.3. Испытательная камера:
 а – общий вид; б – схема;
 1 – колодка; 2 – ролик; 3 – змеевик; 4 – термопара; 5 – корпус

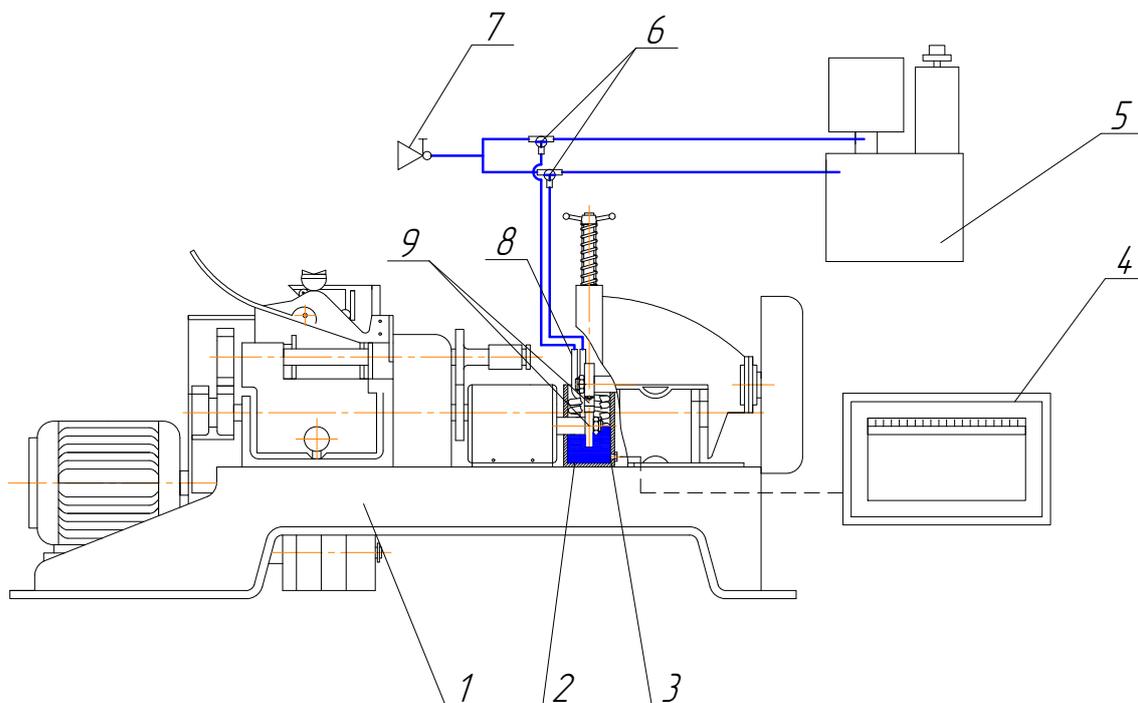


Рис. 3.4 – Схема движения теплоносителя и рабочей жидкости на машине трения:
 1 – машина трения МИ-1М; 2 – испытательная камера; 3 – змеевик;
 4 – потенциометр (КСП-4); 5 – термостат; 6 – трехпроходные краны;
 7 – водопроводный кран

Температура масла в камере измерялась хромель-копелевой термопарой 3 и регистрировалась электронным потенциометром КСП-4 Зав.№ 4.1.40053. Перед установкой в испытательную камеру термопара тарировалась при ступенчатом нагревании и охлаждении в масле по показаниям ртутного термометра с ценой деления 0,5 °С [124].

3.3. Методика проведения лабораторных испытаний

Измерение твердости поверхности образцов (параметр HRC_3) перед испытаниями проводилось на приборе ТК-14-250 Зав.№ 1150 ГОСТ 13407-67 по методу Роквелла, в соответствии с ГОСТ 9013-59, вдавливанием в поверхность образцов наконечника с алмазным конусом. Шероховатость поверхности образцов перед испытаниями измерялась на профилометре модели «Абрис ПМ-7» Зав.№ 238 по показывающему прибору. Критерием оценки показывающего прибора был параметр R_a ГОСТ 2789-59. Измерения проводились в четырех диаметрально противоположных точках в трехкратной повторности у роликов и в трех точках по длине дуги (через 15°) в трехкратной повторности у колодок.

3.3.1. Методика исследования влияния вязкостно-температурных свойств масел на энергозатраты на трение

В качестве смазочного материала использовалось моторное масло М-10Г₂ ГОСТ 8581-78 различной температуры (вязкости), применяемое в агрегатах большинства автотракторных гидросистем, с той целью, чтобы выявить характер изменения момента трения, в зависимости от температуры.

Перед испытаниями проводилась приработка образцов на масле М-10Г₂ ГОСТ 8581-78 с добавкой (5 % от объема масла) абразивной пыли с удельной поверхностью $5600 \text{ см}^2/\text{г}$ до стабилизации момента трения и объемной температуры масла в ванне [127].

Испытания проводились при нагрузке на верхний образец 2 кН. Момент трения фиксировался при температурах испытуемых масел $(20 \dots 80) \pm 2 \text{ }^\circ\text{C}$ (через каждые $10 \text{ }^\circ\text{C}$). Длительность испытаний составила, в среднем, 75 ± 5 минут. Исследование проводилось с использованием классического однофакторного эксперимента. Для каждого значения вязкости масла проводилось по три серии опытов, которые, в свою очередь, подвергались рандомизации с целью получения более точных данных.

3.3.2. Методика определения рациональных температурных режимов работы узла трения на масле, содержащем абразивные примеси

С целью сокращения объема испытаний на данном этапе применялось математическое планирование эксперимента.

В качестве варьируемых факторов были выбраны: температура масла в ванне (X_1), концентрация абразивных примесей в масле (X_2), нагрузка на верхний образец трения (X_3). Значения нагрузочно-скоростных факторов выбирались близкими к действующим в гидросистеме трактора, а также исходя из возможностей установки. Температура масла принималась близ-

кой к реальной, устанавливающейся в агрегатах тракторных гидросистем в зимнее и летнее время [75, 78, 128]. Концентрация абразивных примесей в масле выбрана на основании анализа исследований [12, 34, 35, 37, 42, 43, 47, 50].

В качестве смазочного материала использовалось моторное масло М-10Г₂ ГОСТ 8581-78, применяемое в агрегатах большинства автотракторных гидросистем. Перед каждым опытом проводилась приработка образцов на указанном масле с поддержанием его температуры на уровне 60±2 °С, путем четырехступенчатого повышения нагрузки с 0,5 до 2,0 кН, длительностью 100 минут.

При испытаниях использовалась абразивная пыль с удельной поверхностью 5600 см²/г, в связи с тем, что данная пыль содержит наибольшее количество (по массе) частиц размером 15 мкм, которые попадают в рабочую жидкость и являются наиболее агрессивными (на основании анализа дисперсного состава абразива [32, 33]). Абразив нужной концентрации подмешивался в масло, которое затем заливалось в испытательную камеру 1 (см. рис. 3.3).

Образцы изнашивались при фиксированных на различных уровнях значениях исследуемых факторов (табл. 3.2). В качестве параметра оптимизации был принят суммарный износ образцов трения, который оценивался весовым методом. Для получения математической зависимости параметра оптимизации от изменяемых факторов был реализован полный факторный эксперимент типа 2³ близкий по своим статистическим характеристикам к *D*-оптимальным планам [98]. Согласно плану проведено 15 опытов (в трехкратной повторности каждый) (табл. 3.3).

В качестве аналитического выражения для функции отклика использован полином второго порядка вида

$$y = a_1x_1^2 + a_2x_2^2 + a_3x_3^2 + a_4x_1x_2 + a_5x_1x_3 + a_6x_2x_3 + a_7x_1 + a_8x_2 + a_9x_3 + a_{10}, \quad (3.1)$$

где y – функция отклика;

x – факторы;

a – коэффициенты.

Уровни и интервалы варьирования выбранных факторов приведены в табл. 3.2.

Перевод натуральных значений уровней факторов в кодированные безразмерные величины (с целью построения стандартной матрицы эксперимента) проводился по формуле [98]:

$$x_j = \frac{X_j - X_{jo}}{I_j}, \quad (3.2)$$

где x_j – кодированное значение фактора;

- X_j – натуральное значение j -го фактора;
 X_{j0} – натуральное значение основного уровня j -го фактора;
 I_j – интервал варьирования j -го фактора,

$$I_j = \frac{X_j^{\max} - X_j^{\min}}{2}, \quad (3.3)$$

где X_j^{\max} – натуральное значение верхнего фактора;
 X_j^{\min} – натуральное значение нижнего фактора.

Результаты эксперимента приведены в табл. 3.3.

Т а б л и ц а 3 . 2

Уровни факторов и интервалы варьирования в эксперименте

Обозначение и наименование факторов	Уровни факторов			Интервал варьирования
	Основной	Верхний	Нижний	
X_1 – температура масла, °С	50	80	20	30
X_2 – концентрация абразивных примесей в масле, % от массы	0,25	0,47	0,03	0,22
X_3 – нагрузка на верхний образец трения, кН	1,5	2	1	0,5

Т а б л и ц а 3 . 3

Матрица эксперимента с образцами трения

Номер опыта	Значения факторов		
	X_1	X_2	X_3
1	-1	-1	-1
2	-1	-1	1
3	-1	0	0
4	-1	1	-1
5	-1	1	1
6	0	-1	0
7	0	0	-1
8	0	0	0
9	0	0	1
10	0	1	0
11	1	-1	-1
12	1	-1	1
13	1	0	0
14	1	1	-1
15	1	1	1

3.4. Методика определения износа образцов

Среди существующих способов определения износа деталей машин [99] наиболее точным и информативным является метод искусственных баз.

В нашем случае недостатком этого способа является то, что базы выполняются на поверхностях деталей, которые при изнашивании загрязняются продуктами износа, кроме того, высокие контактные давления также приводят к искажению формы искусственной базы из-за пластического деформирования металла по контуру углубления. По указанным причинам

точность измерения износа способами отпечатков и вырезанных лунок снижается, а иногда измерение вообще невозможно (при полном исчезновении отпечатка). Поэтому при лабораторных исследованиях для определения износа применялся весовой метод, который заключался в определении убыли веса путем взвешивания на аналитических весах ВЛР-200 Зав.№ 51А с погрешностью взвешивания $\pm 0,5$ мг (рис. 3.5). При этом образцы тщательно промывались в авиационном бензине перед взвешиванием до и после испытаний.



Рис. 3.5. Весы ВЛР-200

3.5. Конструкция и принцип работы системы терморегулирования

Для подогрева рабочей жидкости в гидросистеме машины разработана система терморегулирования рабочей жидкости [90] (рис. 3.6). 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 [88, 90].

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 и затем по сливной гидролинии 8 поступает об-

ратно в картер двигателя. Резивер 4 пневмосистемы трактора, 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.

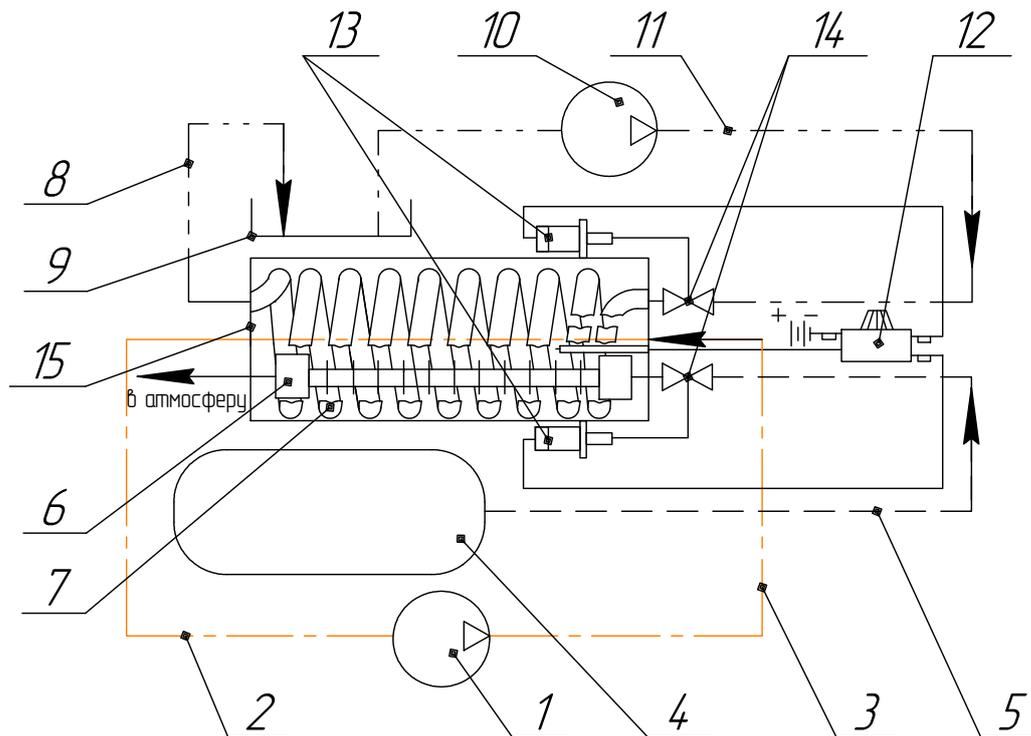


Рис. 3.6. Система терморегулирования:
 1 – насос шестеренный НШ; 2 – заборная гидролиния; 3 – напорная гидролиния;
 4 – ресивер пневмосистемы; 5 – нагнетательная пневмолиния; 6 – радиатор охлаждения; 7 – змеевик; 8 – сливная гидролиния; 9 – поддон картера ДВС;
 10 – масляный насос; 11 – радиаторная гидролиния масляного насоса;
 12 – терморегулятор; 13 – электромагнитные реле; 14 – краны шаровые;
 15 – теплообменник

3.6. Оборудование и технология установки системы терморегулирования при проведении второго этапа исследований

В качестве технического средства при проведении стендовых испытаний использовали стенд для испытания гидроагрегатов КИ-4815М Зав.№ 487, с установленным на нем шестеренным насосом НШ-50У-3Л и гидрораспределителем Р75-В3А (рис. 3.7). Стенд помещался в холодиль-

ную камеру КХ-23 ТОО «Эдельвейс» 3.№ В-85 и на нем монтировалась система терморегулирования (рис. 3.8).

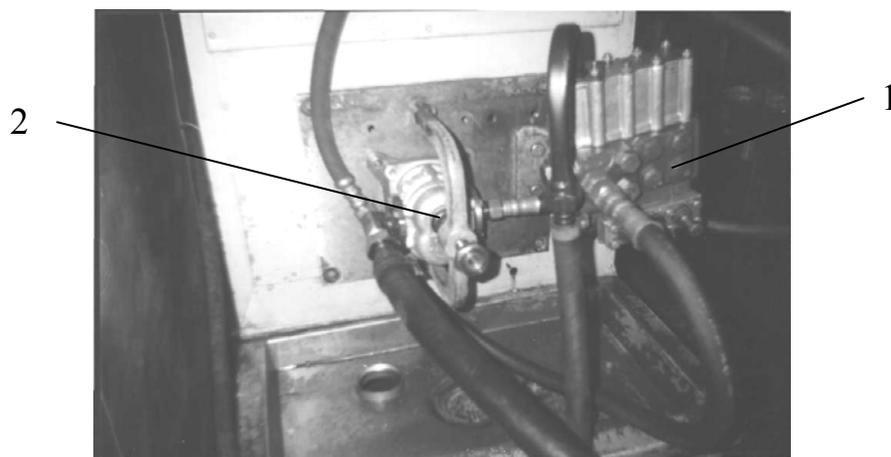


Рис. 3.7. Место установки гидроагрегатов на стенде:
1 – гидрораспределитель Р75-В3А; 2 – гидронасос НШ-50У-3Л



Рис. 3.8. Общий вид стенда:
1 – холодильная камера КХ-23 ТОО «Эдельвейс»; 2 – стенд КИ-4815М

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 (рис. 3.9). Разогретое моторное масло подавалось в змеевик теплообменника от термостата Thermostat U1 (ГДР) Зав.№ 54001.

Измерение температуры рабочей жидкости, горячего теплоносителя и окружающего воздуха осуществлялось хромель-копелевыми термопарами (рис. 3.10) типа ТХК с диапазоном измерения $-50...+600^{\circ}\text{C}$ и регистрировалось электронным двенадцатиточечным потенциометром КСП-4 Зав.№ 4.1.40053 с ценой деления 2°C .

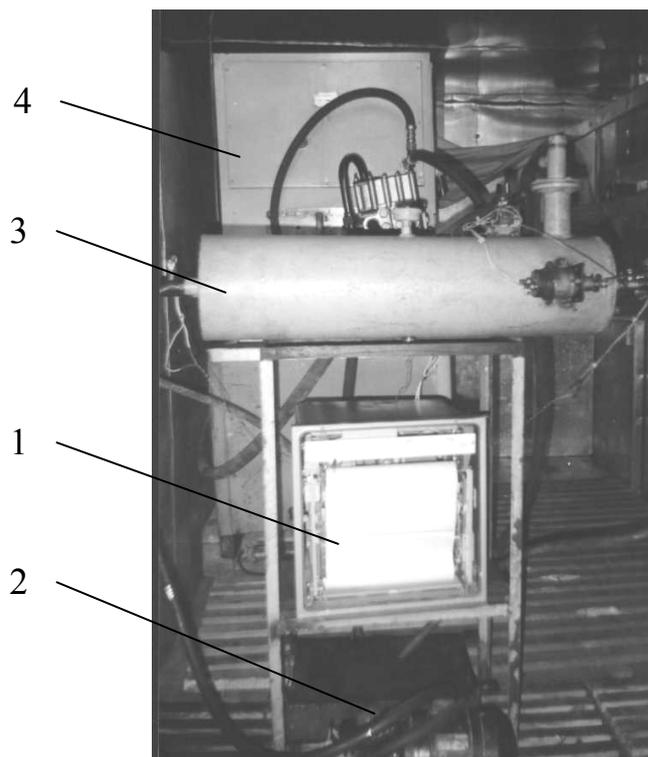


Рис. 3.9. Общий вид установки:
 1 – потенциометр КСП-4; 2 – термостат; 3 – теплообменник;
 4 – стенд КИ-4815М

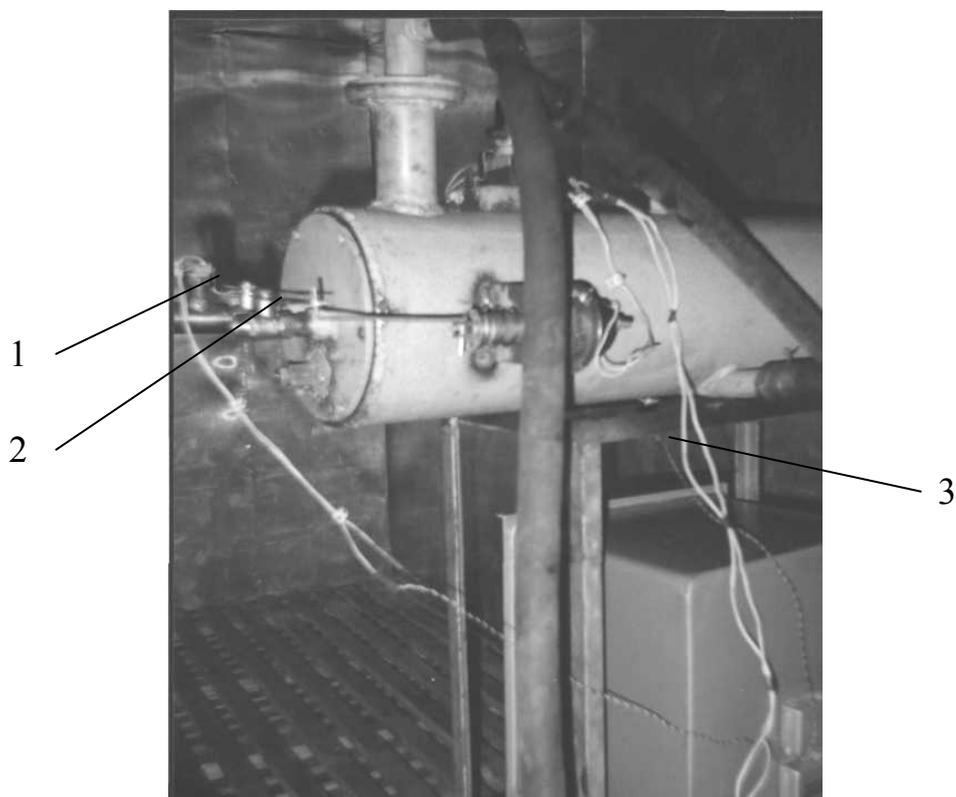


Рис. 3.10. Места установки термопар:
 1 – на входе в теплообменник; 2 – в сливной пробке;
 3 – на выходе из теплообменника

Изменение давления и расхода жидкости контролировалось с помощью, установленных на стенде КИ-4815М Зав.№ 487, манометра высокого давления МГнОШ-160 ГОСТ 8625-77 с ценой деления 0,5 кгс/см² и счетчиков жидкости ШЖУ-40С-6 ГОСТ 12671-71 для измерения расхода в пределах 40...120 л/мин, ШЖУ-25М-16 ГОСТ 12671-71 для измерения расхода в пределах 7...40 л/мин.

3.7. Объект и оборудование для проведения третьего этапа исследований

В качестве объектов исследований выбраны гидросистема сельскохозяйственного трактора общего назначения тягового класса 30 кН высокой энергонасыщенности ХТЗ-150К-09 Харьковского тракторного завода (рис. 3.11). Гидросистемы этого трактора включает в себя шестеренный насос, всасывающей гидролинией соединенный с гидробаком, а напорной гидролинией, через распределитель, с силовыми исполнительными органами – гидроцилиндрами. Трактор этой марки широко используется при выполнении энергоёмких сельскохозяйственных работ, а его гидросистема является типичной для гидросистем применяемых в конструкциях современных тракторов.



Рис. 3.11. Общий вид трактора Т-150К с установленной системой терморегулирования

Измерение температуры окружающего воздуха и объёмной температуры рабочей жидкости в гидробаке трактора осуществлялось хромель-копелевыми термопарами типа ТХК с диапазоном измерения $-50...+600$ °С

и регистрировалось электронным двенадцатиточечным потенциометром с ценой деления 2 °С.

С целью использования электронного потенциометра КСП-4 Зав.№ 4.1.40053 для регистрации температуры масла в гидросистемах тракторов в условиях эксплуатации прибор оборудован преобразователями напряжения с 12 до 220 В с частотой тока 50 Гц (рис. 3.12). Это позволяло производить питание потенциометра постоянным напряжением от штатной аккумуляторной батареи трактора, получающей подзарядку от генератора двигателя [6, 53].

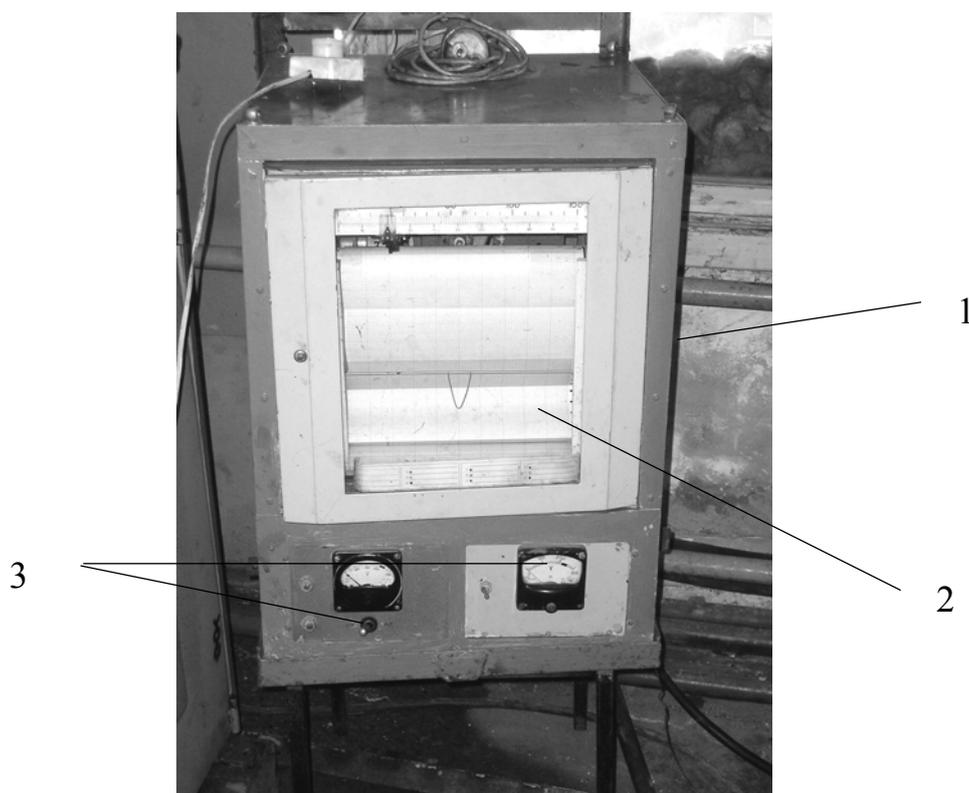


Рис. 3.12. Электронный потенциометр КСП-4 с преобразователями напряжения:
1 – корпус; 2 – потенциометр КСП-4; 3 – преобразователи напряжения

Термопары устанавливались на крыши кабин тракторов, на входе и выходе из теплообменника и в сливное отверстие гидробаков (рис. 3.13) и подключались к колодкам потенциометра, расположенным на задней стенке, с помощью термоэлектродных удлинительных проводов.

Контроль технико-экономических параметров работы гидросистемы осуществлялся при помощи дроссель-расходомера ДР-90 (рис. 3.14).

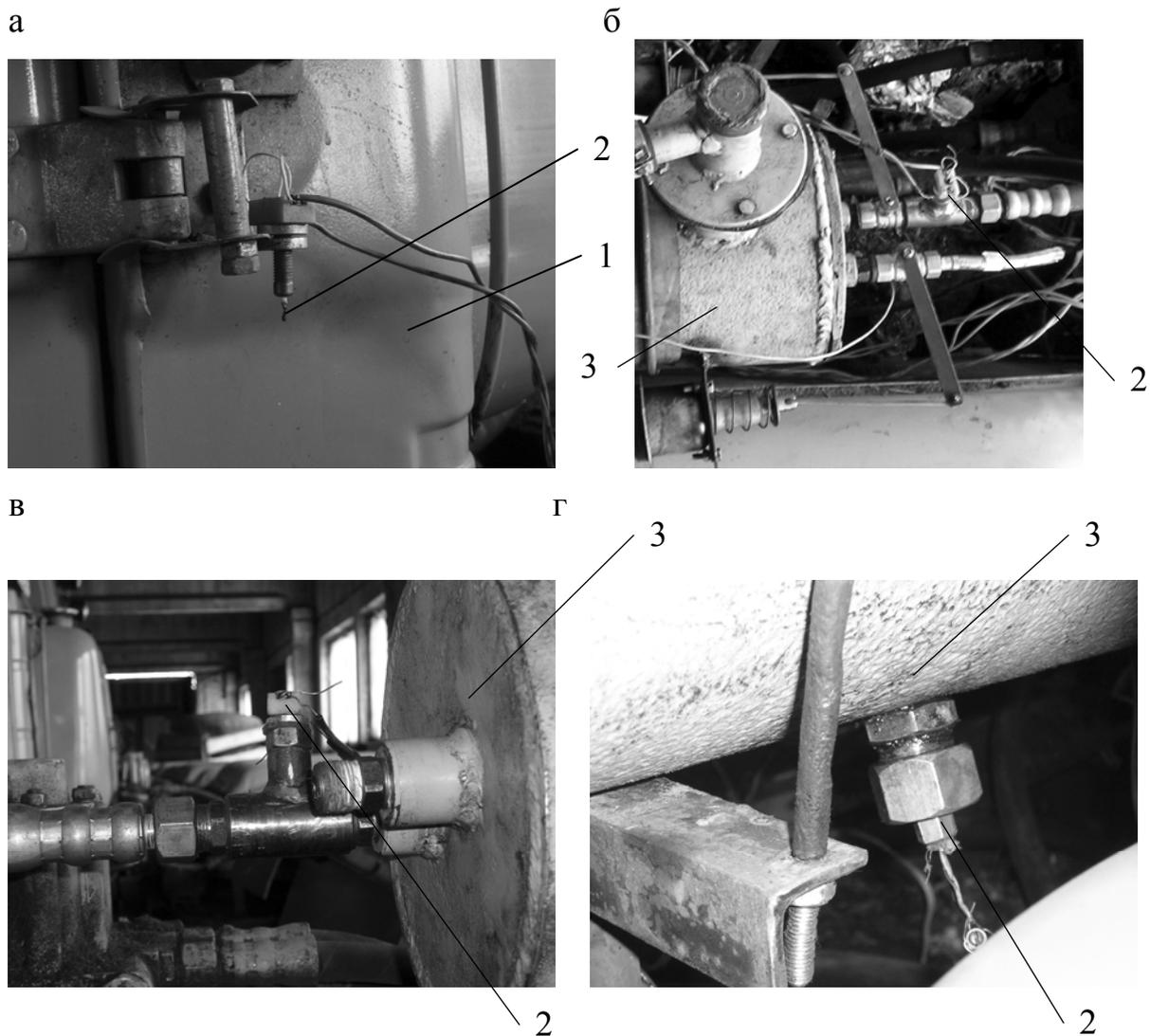


Рис. 3.13. Места расположения термопар:
а – для измерения температуры воздуха; б – на выходе из теплообменника;
в – на входе в теплообменник; г – в сливном отверстии;
1 – кабина трактора; 2 – термопара ТХК; 3 – гидробак-теплообменник



Рис. 3.14. Дроссель-расходомер ДР-90

3.8. Методика исследования температурных условий работы масла в гидросистемах опытных машин

Изучение динамики изменения объёмной температуры масла М-10Г₂ ГОСТ 8581-78 в гидросистемах машин проводилось при различных температурах окружающего воздуха с использованием классического однофакторного эксперимента:

- при прогреве двигателя при средней частоте вращения коленчатого вала на холостом ходу;
- при испытании трактора ХТЗ-150К-09 в условиях рядовой эксплуатации.

После длительной стоянки, когда температура масла равнялась температуре окружающего воздуха (минус 21...0°С), двигатель запускался и прогревался. Рабочая жидкость при этом прогревалась за счёт ее прокачивания вращающимися шестернями гидронасоса и трения жидкости о стенки трубопроводов. Прогрев масла осуществлялся до тех пор, пока температура моторного масла в магистрали двигателя не достигала 40°С [94, 96–98], после чего двигатель был готов к восприятию эксплуатационных нагрузок. При этом продолжительность подготовки двигателя к работе под нагрузкой, независимо от температуры окружающего воздуха, не превышала 30 минут, в том числе время необходимое для разогрева двигателя, его пуска и работы на холостом ходу [95].

Эксплуатационные испытания трактора проводились по ГОСТ 7057-81 на работах в основном связанных с буртованием снега. Испытания проводились до наступления установившейся температуры масла в гидросистеме в течение 3...3,5 часов.

3.9. Методика исследования температурных условий работы масла в гидросистемах машин, оборудованных системой терморегулирования

После длительной стоянки двигатель запускался и прогревался (исследования проводились в области отрицательных температур). Режимы работы двигателя, время и конечная температура после прогрева соответствовали описанным в п. 3.6.

Рабочая жидкость гидросистемы разогревалась за счёт ее барботирования шестернями насоса и под воздействием системы терморегулирования. Исследования проводились на протяжении 3...3,5 часов до наступления установившейся температуры масла в гидросистеме, на работах в основном связанных с буртованием снега.

В ходе проведения исследований контролировались следующие параметры: время нагрева рабочей жидкости от начальной температуры, равной температуре окружающего воздуха, до максимально установившейся температуры в гидробаке; динамика температуры рабочей жидкости при различных температурах окружающего воздуха; технико-экономические параметры гидросистемы – изменение подачи и объемного КПД гидронасоса, падение давления, герметичность, давление срабатывания возврата золотников и предохранительного клапана гидрораспределителя.

Исследования проводились с использованием метода классического однофакторного эксперимента.

3.10. 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 [128]

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

где \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 уровнях;

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 [128]:

$$S^2(\bar{y}) = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N S_u^2, \quad S(\bar{y}) = +\sqrt{S^2(\bar{y})}; \quad (3.5)$$

где S_u^2 – дисперсия параллельных опытов.

$$S_u^2 = \frac{1}{r-1} \sum_{v=1}^r (y_{uv} - \bar{y}_u)^2 ; \quad (3.6)$$

здесь r – количество параллельных опытов в каждом независимом;
 \bar{y}_u – среднее значение параметра оптимизации в каждом независимом опыте,

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

где y_{uv} – значение параметра оптимизации в параллельном опыте.

Для определения возможности проведения регрессионного анализа проверялась однородность дисперсий параллельных опытов по критерию Кохрена [128]:

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

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 $\alpha = 0,05$ [126];

$S_u^2 \max$ – 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 $\alpha = 0,05$ [126].

Гипотеза об адекватности модели проверялась по F -критерию (критерию Фишера) [128]:

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

где $S_{\text{ад}}^2$ – дисперсия адекватности,

$$S_{\text{ад}}^2 = \frac{r}{N - \lambda} \sum_{u=1}^N (\bar{y}_u - \hat{y}_u)^2 ; \quad (3.11)$$

здесь λ – число значимых коэффициентов уравнения регрессии;

\hat{y}_u – расчетное значение параметра оптимизации;

$F_{\text{табл}}$ – табличное значение F -критерия для степеней свободы $f_{\text{ад}} = N - \lambda$, $f_e = N(r - 1)$ и уровня значимости $\alpha = 0,05$ [126].

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

При выполнении измерений предельные относительные погрешности определялись с вероятностью $P = 0,9876$ по формуле [127]:

$$\delta_{\text{пр}} = \pm \frac{2,5S}{\bar{A}}, \quad (3.12)$$

где S – среднее квадратическое отклонение результатов измерений в серии;

\bar{A} – среднее арифметическое нескольких измерений,

$$S = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{A})^2}, \quad (3.13)$$

где x_i – результат конкретного измерения.

4. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ИХ АНАЛИЗ

4.1. Влияние вязкостно-температурных свойств масла на энергозатраты на трение

В результате проведения лабораторных износных испытаний и обработки экспериментальных данных (приложение 3) на ЭВМ получена зависимость момента трения (M) от температуры масла (T) (рис. 4.1).

Анализируя полученную зависимость видно, что с ростом температуры масла величина (M) изменяется по параболической кривой, достигая минимума при $T = 40...50^{\circ}\text{C}$. Вероятно, это связано с тем, что при температуре масла менее 40°C затруднён его подвод к поверхностям трения, а при температуре выше 50°C на них возникают участки с граничным трением. Таким образом, имеется интервал температур, при котором момент трения наименьший. Следовательно, снижение энергозатрат может быть достигнуто путем регулирования вязкости масла, а это возможно изменением его температурных режимов.

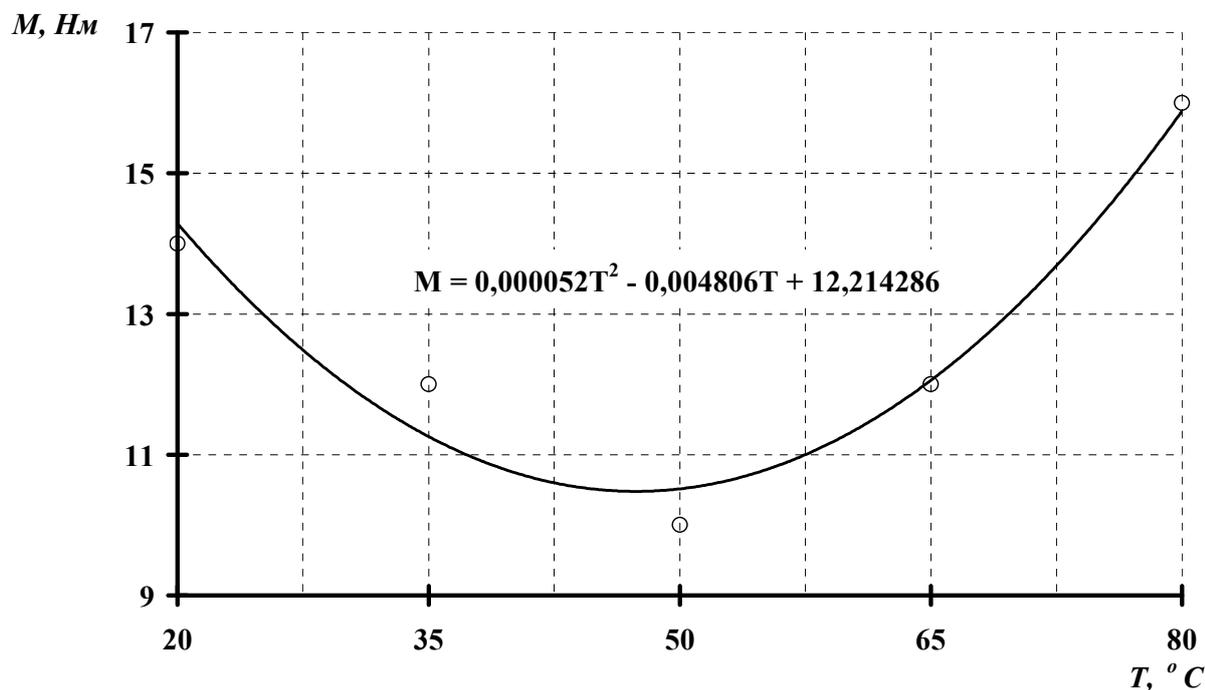


Рис. 4.1. Зависимость момента трения от температуры масла М-10Г₂

4.2. Статистическая модель зависимости изнашивания образцов трения от эксплуатационных факторов и ее анализ

В результате реализации многофакторного эксперимента по изучению влияния эксплуатационных факторов (нагрузочно-скоростного, температурного режимов работы узла трения и загрязнения смазочного масла абразивными примесями) на величину износа образцов трения получены значения параметра оптимизации, приведенные в приложение 4.

В результате математической обработки результатов эксперимента на ЭВМ получено уравнение регрессии (полином второй степени) в кодированном виде [125, 126]

$$\hat{y} = 0,29 \cdot X_1^2 + 0,12 \cdot X_3^2 - 0,04 \cdot X_1 + 0,21 \cdot X_2 + 0,2 \cdot X_3 + 1,07, \quad (4.1)$$

Уравнение (4.1), приведенное к натуральным значениям факторов имеет вид:

$$i = 0,33 \cdot 10^{-3} T^2 + 0,47 P^2 - 0,03 T + 1,93 C - 0,97 P + 2,02, \quad (4.2)$$

где $\hat{y}(i)$ – параметр оптимизации (износ образцов трения);

$X_1(T)$ – нагрузка на верхний образец, задающая величину давлений в контакте, кН;

$X_3(P)$ – температура масла в ванне, °С;

$X_2(C)$ – концентрация абразивных примесей в масле, % от массы.

Проверка уравнения (4.1) по критерию Фишера подтвердила гипотезу об его адекватности при уровне статистической значимости $\alpha = 0,05$.

Используя уравнение (4.1) и зафиксировав одновременно два фактора из трёх на основном уровне, получены зависимости по влиянию каждого фактора в отдельности на величину износа образцов (рис. 4.2 – 4.4).

Анализ зависимости, приведённой на рис. 4.2, показывает, что при уменьшении нагрузки в контакте износ образцов уменьшается. Зависимость имеет нелинейный характер. Однако в производственных условиях управлять интенсивностью изнашивания изменением нагрузки в сопряжении корпус-шестерня насоса НШ не представляется возможным.

Зависимость износа образцов трения от температуры масла (рис. 4.4) имеет оптимум, соответствующей определенной температуре. На наш взгляд, снижение величины износа при увеличении температуры масла от 40 до 60 °С объясняется лучшим поступлением маловязкого масла в зону трения, лучшим теплоотводом и более интенсивным удалением продуктов износа от поверхностей трения. При повышении температуры выше 60 °С износ образцов трения возрастает, что возможно связано с нарушением гидродинамического режима смазки и значительным снижением толщины смазочного слоя, разделяющего поверхности трения и его прочности.

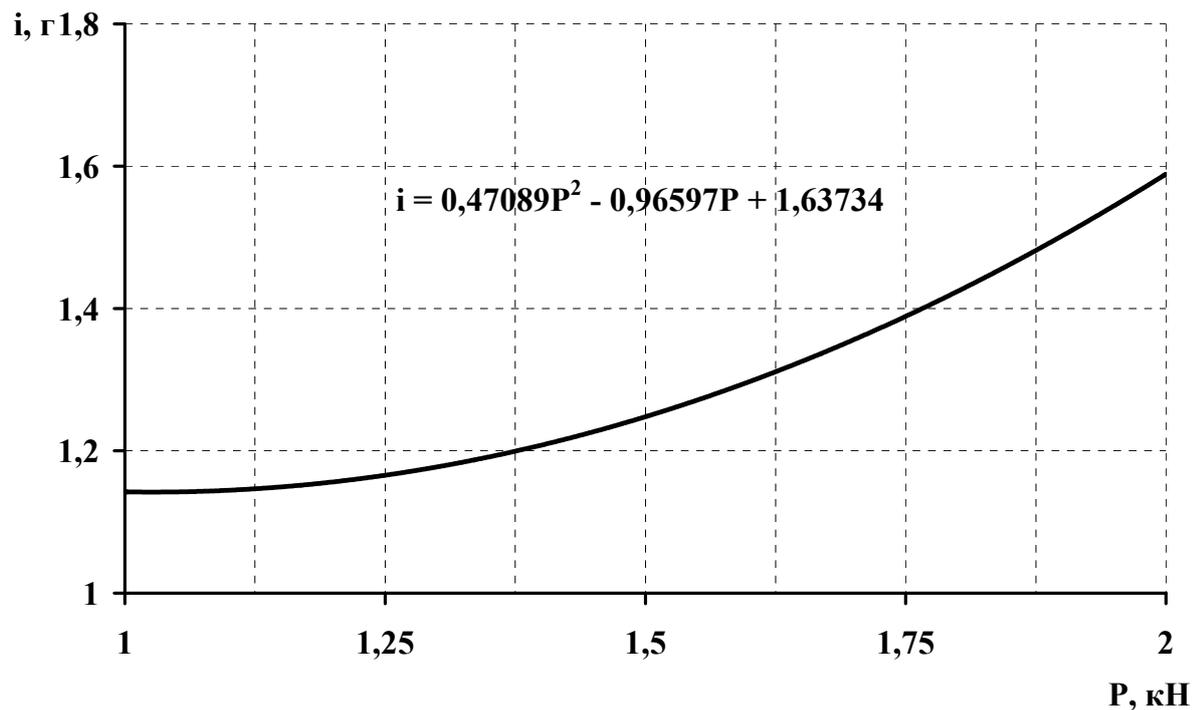


Рис. 4.2. Зависимость износа образцов трения (i) от нагрузки (P), при $T = 50\text{ }^\circ\text{C}$, $C = 0,25\%$ от массы

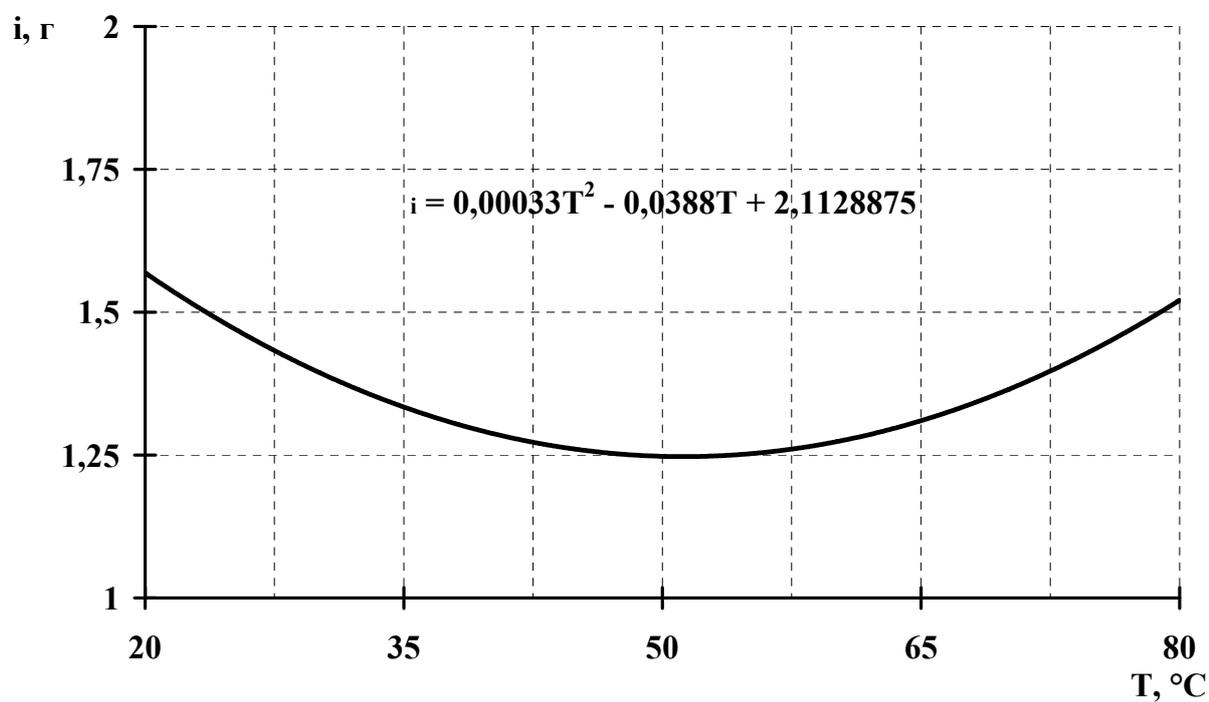


Рис. 4.3. Зависимость износа образцов трения (i) от температуры масла (T), при $P = 1,5\text{ кН}$, $C = 0,25\%$ от массы

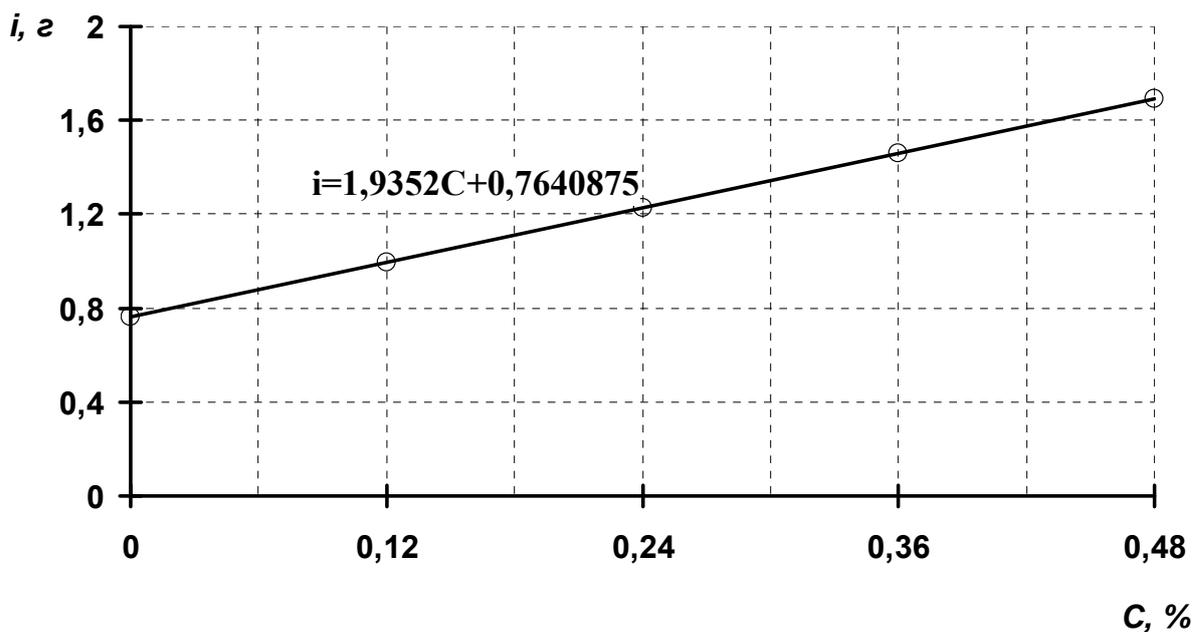


Рис. 4.4. Зависимость износа образцов трения (i) от концентрации абразивных примесей в масле (C), при $P = 1,5$ кН, $t_M = 50^\circ\text{C}$

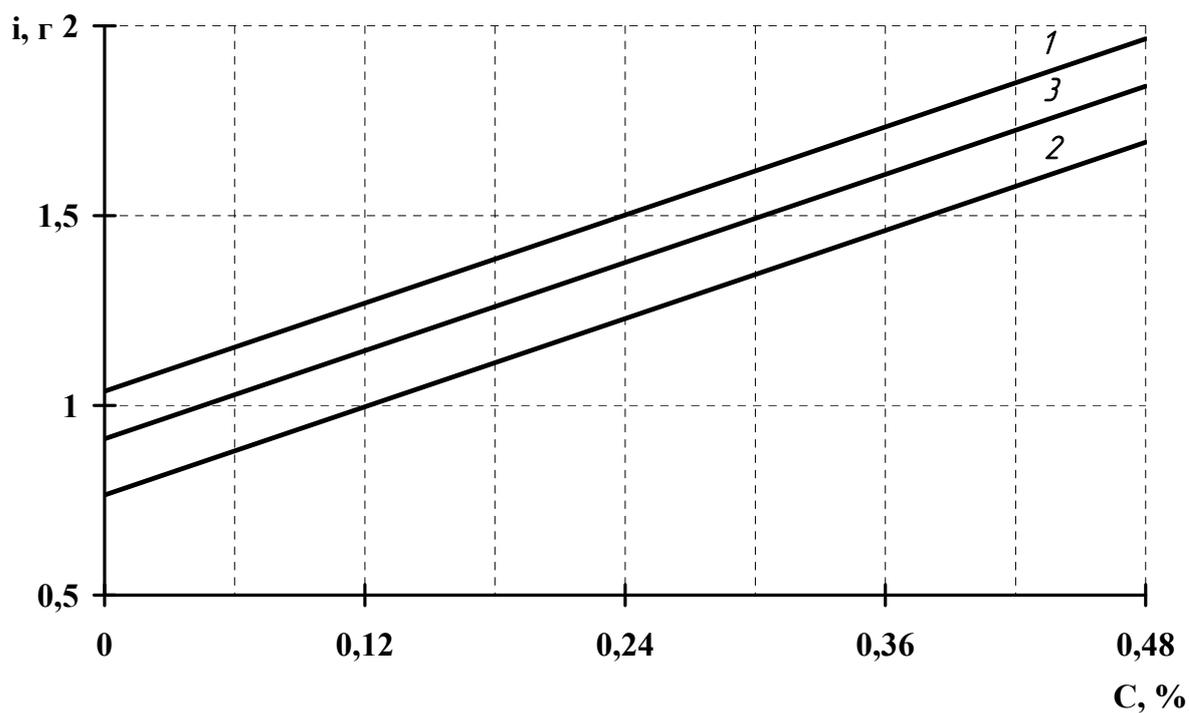


Рис. 4.5. Зависимость износа образцов трения (i) от концентрации абразивных примесей в масле (C), ($P = 1,5$ кН), при температуре масла (T):
1 – 30°C ; 2 – 50°C ; 3 – 80°C

Увеличение концентрации абразивных примесей в масле приводит к росту величины износа образцов трения по линейной зависимости (рис. 4.4). Следовательно, для уменьшения износа подвижных сопряжений необхо-

димо принимать меры по предотвращению поступления абразивных частиц в гидравлическое масло в условиях эксплуатации, но полностью исключить их поступление невозможно [1, 2, 6, 127].

Установлено также, что с уменьшением концентрации абразивных примесей в масле влияние температуры масла на абразивное изнашивание увеличивается (рис. 4.5). Это ещё раз подтверждает значительное влияние температуры масла на износ образцов трения.

Таким образом, из трёх рассматриваемых факторов лишь температура гидравлического масла является наиболее управляемым.

4.3. Поиск оптимальных условий работы узла трения (на примере образцов трения)

Для построения двумерного сечения при трех факторном эксперименте следует зафиксировать на некотором интересующем нас уровне один из факторов и подставить его значение в уравнение поверхности отклика (4.2)

$$i = 0,33 \cdot 10^{-3} T^2 + 0,47 P^2 - 0,03 T + 1,93 C - 0,97 P + 2,02.$$

Преобразовать его к виду $ax^2+bx+c=0$ и найти коэффициенты a , b , c . Затем решить полученное квадратное уравнение. Решив это уравнение, находят левую и правую границы измерения фактора-аргумента. Придавая аргументу ряд значений внутри этих границ и вычисляя по полученному квадратному уравнению соответствующие им значения функции строят график в виде серии кривых равного выхода (изолиний) [125].

По данной методике нами была построена поверхность отклика (рис. 4.6), характеризующая зависимость величины износа образцов трения от концентрации абразива в масле и температуры масла (а также: износ от нагрузки и концентрации абразивных примесей; износ от температуры и нагрузки). Вид поверхности отклика свидетельствует о наличии оптимума, при котором износ образцов наименьший. Анализ поверхности отклика проводился с помощью двумерных сечений (рис. 4.7). Центр эллипсов является минимумом функции отклика. При удалении от центра в любом направлении происходит увеличение значения параметра оптимизации.

В результате найдена оптимальная область работы узла трения для принятых условий изнашивания, которая соответствует нагрузке 0,8...1,3 кН, температуре масла 40...63°C и концентрации абразивных примесей в масле – 0,03 % от массы.

Таким образом, на основании поиска оптимальных условий работы узла трения, можно предположить, что для снижения величины износа ресурсопределяющих сопряжений шестеренных насосов (корпус-зуб шестерни, втулка-цапфа шестерни) гидросистемы трактора, целесообразно

поддерживать температуру рабочей жидкости в эксплуатационных условиях в пределах 40...63 °С.

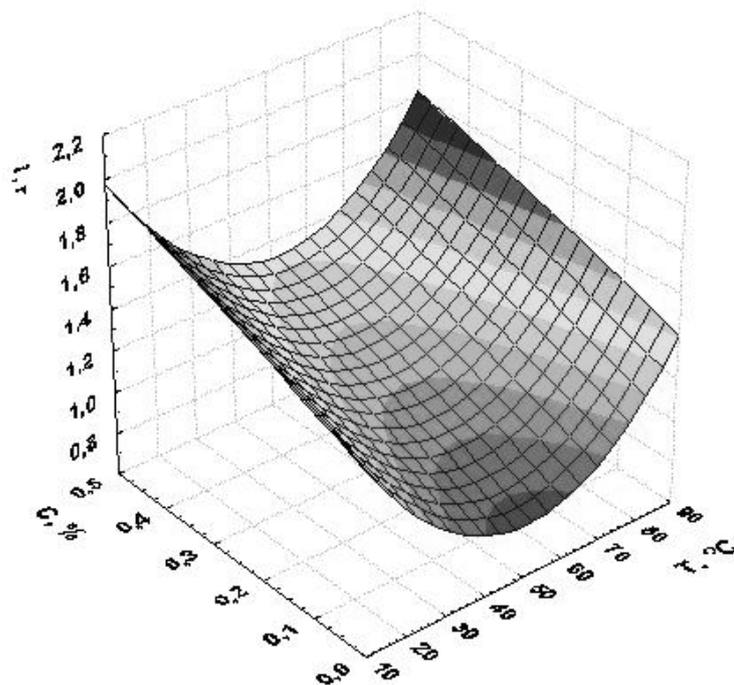


Рис. 4.6. Поверхность отклика, характеризующая зависимость величины износа образцов трения от концентрации абразива в масле и его температуры, при нагрузке на верхний образец трения $P = 1,5$ кН

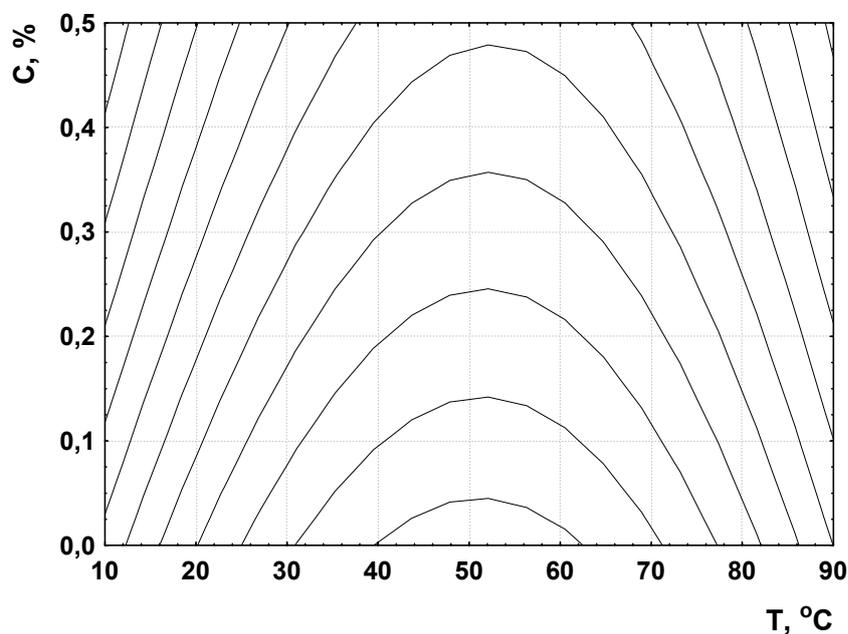


Рис. 4.7. Двухмерное сечение поверхности отклика, характеризующее зависимость величины износа образцов трения от концентрации абразива в масле и его температуры, при нагрузке на верхний образец трения $P = 1,5$ кН

4.4. Результаты исследования температурных условий работы масла в гидросистеме станда с применением системы терморегулирования рабочей жидкости

Характер изменения температуры рабочей жидкости при работе гидросистемы трактора на станде КИ-4815М в условиях изменяющихся температур окружающего воздуха по времени с применением системы терморегулирования и без приведён на рис. 4.8.

Анализ данных рис. 4.8 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 трактора.

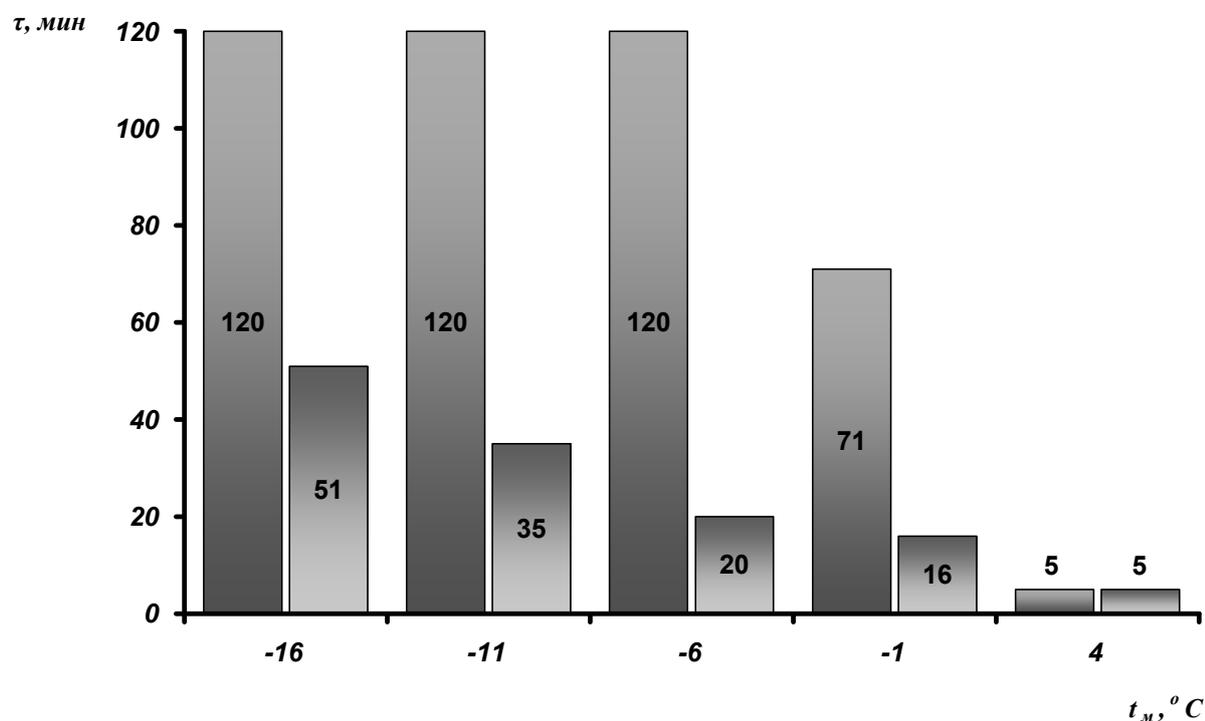


Рис. 4.8. Время разогрева масла гидросистемы до 40°С при различных температурах окружающего воздуха

Динамика температуры рабочей жидкости в модели гидросистемы не оборудованной системой терморегулирования при различной температуре окружающего воздуха приведена на рис. 4.10, – с системой терморегулирования на рис. 4.11.

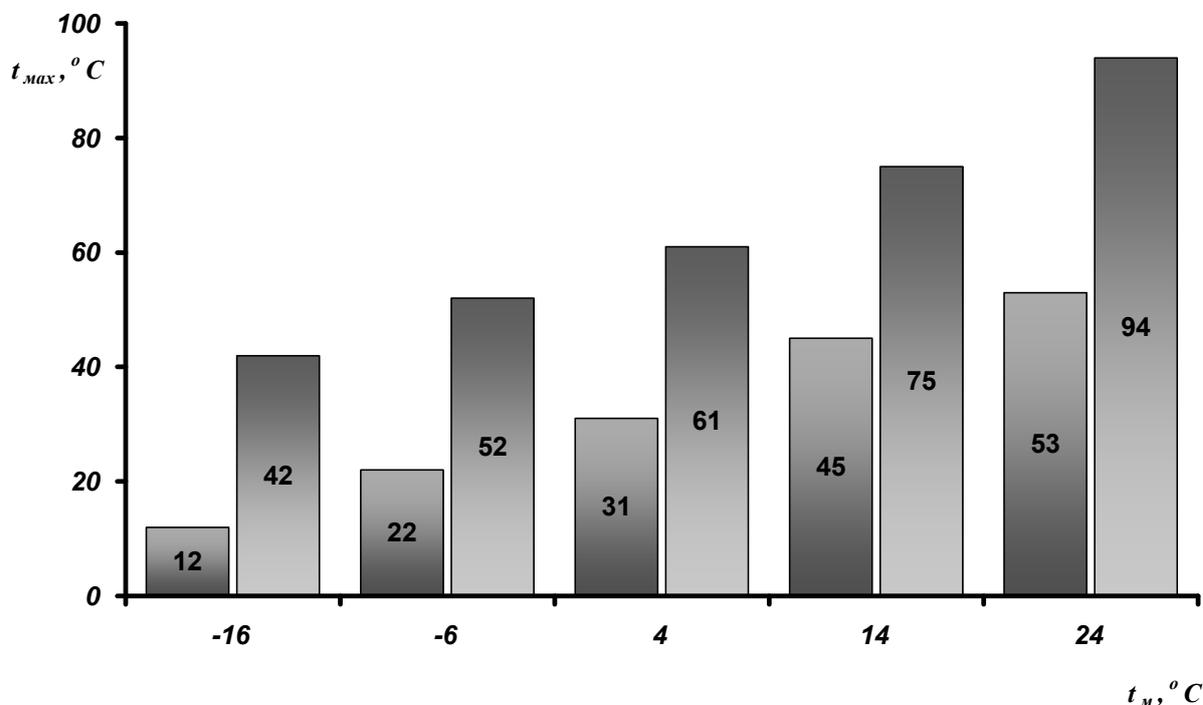


Рис. 4.9. Максимальная установившаяся температуры масла в гидробаке

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 4.9) 10... 12 °С при температуре окружающего воздуха минус 16 °С и 53...54 °С при температуре окружающего воздуха 24 °С соответственно [32, 133].

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 трактора, при неизменной температуре окружающего воздуха, может меняться с изменением условий теплообмена (скорости ветра, солнечной радиации и т.п.) и режима нагружения.

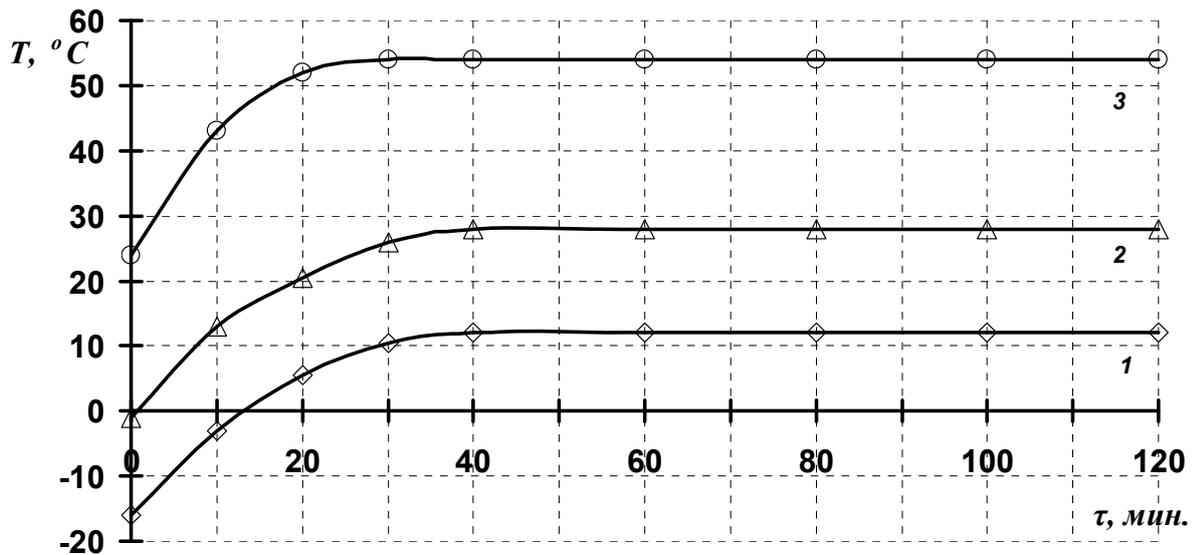


Рис. 4.10. Динамика температуры масла (T) в баке гидросистемы стенда, без применения системы терморегулирования, при различных температурах окружающего воздуха (t_g):

- 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 $t_B = 24^\circ\text{C}$ $T = 0,1007\tau^3 - 2,5401\tau^2 + 19,479\tau + 10,266$

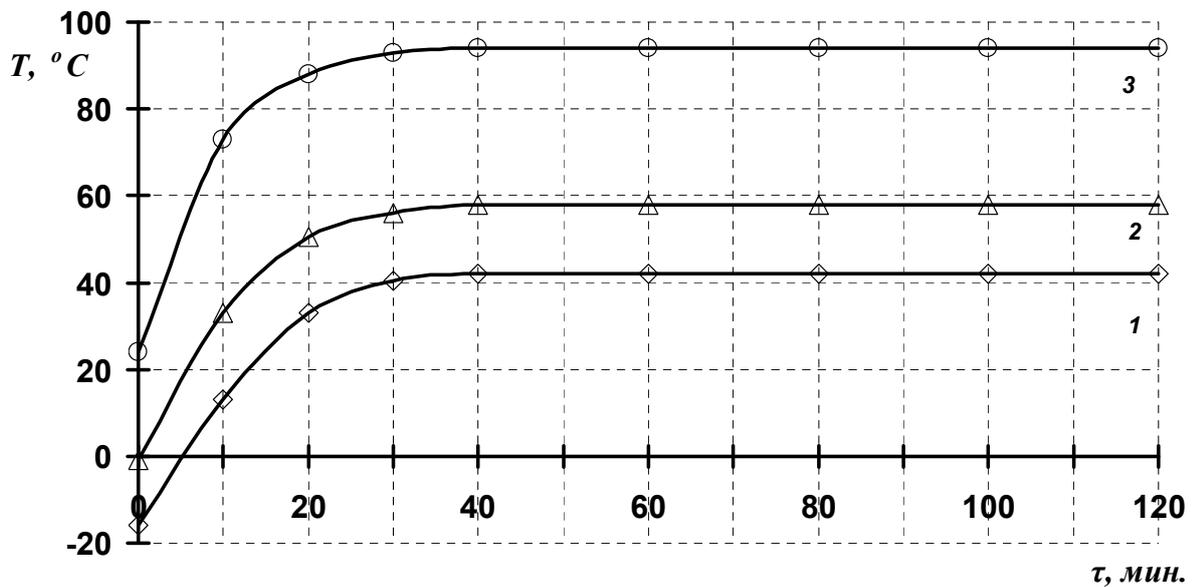


Рис. 4.11. Динамика температуры масла (T) в баке гидросистемы стенда, оснащенной системой терморегулирования, при различных температурах окружающего воздуха (t_g):

- 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 $t_B = 24^\circ\text{C}$ $T = 0,2303\tau^3 - 5,7981\tau^2 + 44,37\tau - 5,4832$

Анализ работы гидросистемы оборудованной системой терморегулирования на стенде позволил установить, что время нагрева масла до рекомендованной температуры $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ составило: при начальной температуре масла минус $16\text{ }^{\circ}\text{C}$ – 51 мин, минус $11\text{ }^{\circ}\text{C}$ – 35 мин, минус $6\text{ }^{\circ}\text{C}$ – 20 мин, минус $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ – 16 мин (см. рис. 4.8), а максимально установившаяся температура жидкости в гидробаке повысилась до $42\text{ }^{\circ}\text{C}$ при температуре окружающего воздуха минус $16\text{ }^{\circ}\text{C}$ и до $94\text{ }^{\circ}\text{C}$ при температуре $24\text{ }^{\circ}\text{C}$ (см. рис. 4.9).

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 прил. 5.

4.5. Результаты стендовых исследований изменения работоспособности гидроагрегатов мобильных машин 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.

Исследования показали, что фактическая подача и КПД насоса изменялись в зависимости от температуры рабочей жидкости. Максимальные значения подачи и КПД наблюдались в интервале температур масла гидросистемы $35\text{...}50\text{ }^{\circ}\text{C}$ и составляли $Q_{\text{ф}} = 100,9\text{...}103,1$ л/мин и $\eta_{\text{об}} = 0,94\text{...}0,96$. Наименьшие значения фактической подачи ($Q_{\text{ф}} = 67,7$ л/мин) и КПД ($\eta_{\text{об}} = 0,63$) насоса наблюдались при температуре рабочей жидкости $80\text{ }^{\circ}\text{C}$. что можно объяснить снижением вязкости гидравлического масла и резкого возрастания объемных потерь – наружных утечек и внутренних перете-

чек рабочей жидкости из полостей с высоким давлением в полость с более 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.

Т а б л и ц а 4 . 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	13,1	13,1	13,0	13,0	13,0	13,1
Объемный 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 трактора. Поддержание температуры рабочей жидкости в интервале, обеспечивающем наибольшие показатели работоспособности гидроагрегатов, является обязательным мероприятием, способствующим повышению производительности и работоспособности гидросистемы.

4.6. Результаты исследования температурных условий работы масла в гидросистеме мобильной машины с применением системы терморегулирования рабочей жидкости

Результаты испытаний времени нагрева рабочей жидкости в гидросистеме трактора от начальной температуры, равной температуре окружающего воздуха, до температуры 40°С с помощью системы терморегулирования и без нее приведены на рис. 4.12.

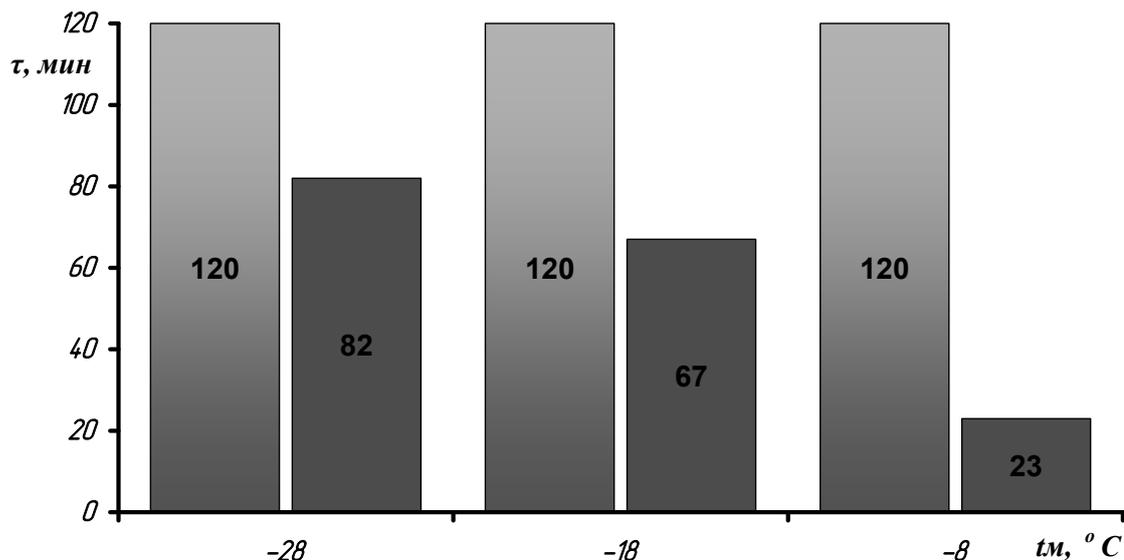


Рис. 4.12. Время разогрева масла гидросистемы до $40^\circ C$ при различных температурах окружающего воздуха

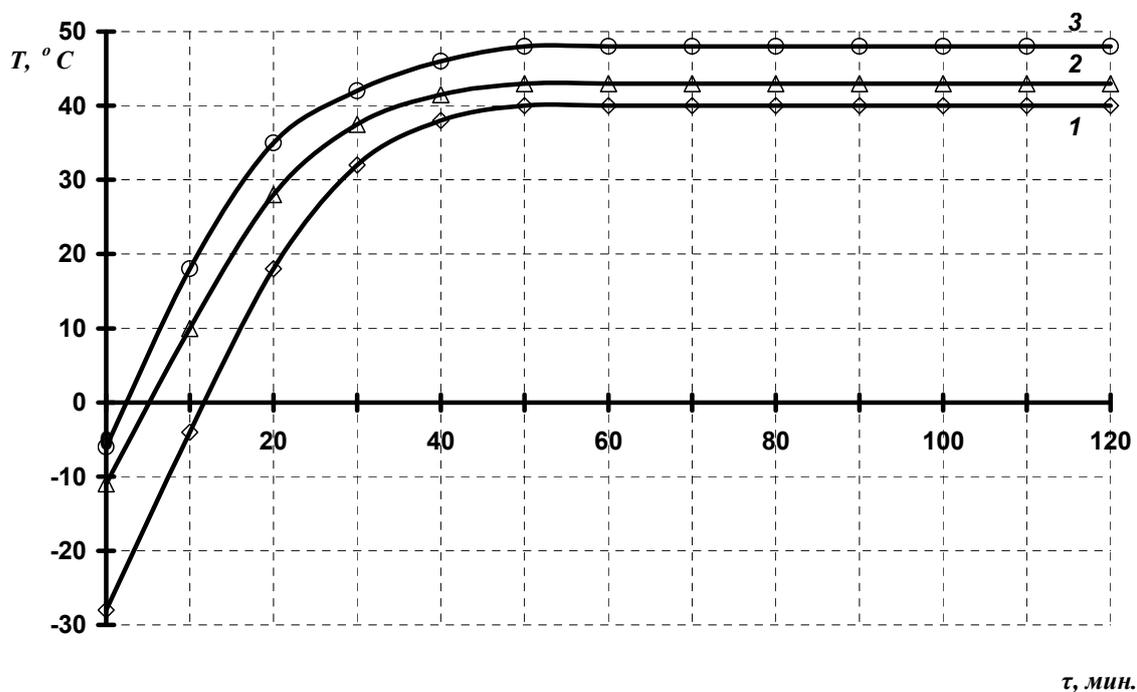


Рис. 4.13. Динамика температуры масла (T) в гидросистеме трактора ХТЗ-150К-09 оборудованной системой терморегулирования, при отрицательных температурах окружающего воздуха (t_b):

1 – при $t_b = -28^\circ C$ $T = 0,1568\tau^3 - 4,273\tau^2 + 36,947\tau - 60,364$;

2 – при $t_b = -18^\circ C$ $T = 0,131\tau^3 - 3,5189\tau^2 + 29,861\tau - 36,15$;

3 – при $t_b = -8^\circ C$ $T = 0,1323\tau^3 - 3,5242\tau^2 + 29,597\tau + 29,497$

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.

4.7. Результаты исследования изменения работоспособности гидросистемы мобильной машины 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.

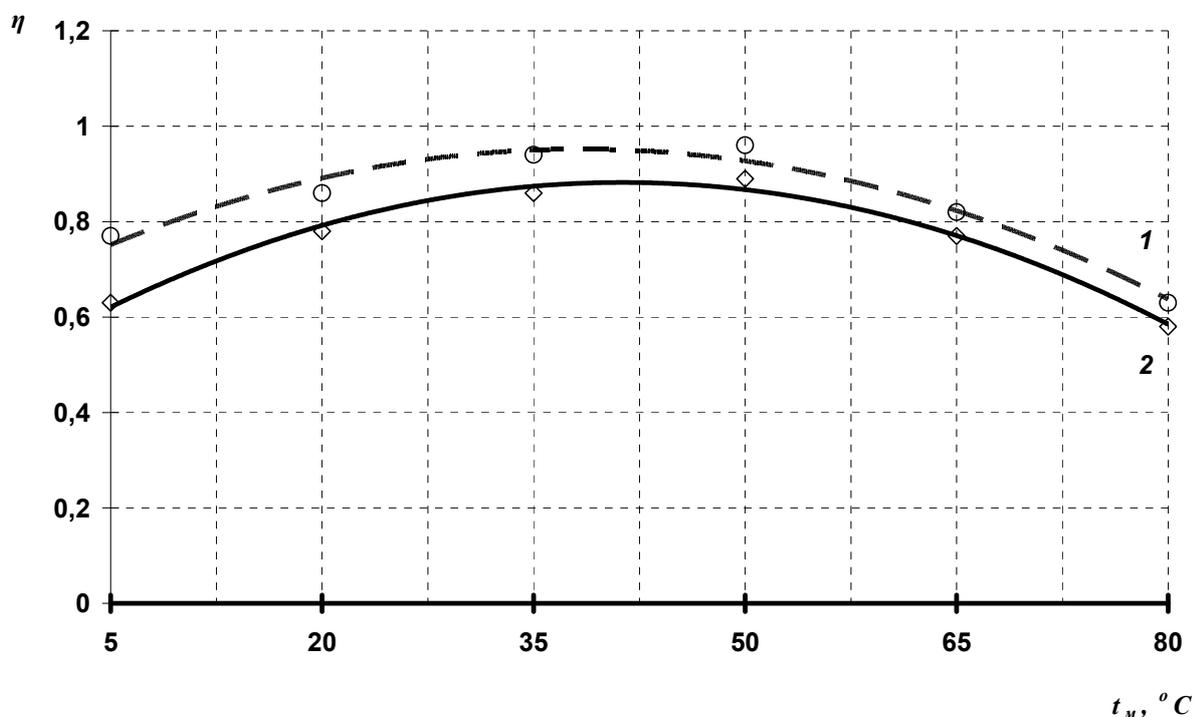


Рис. 4.14. Изменение объемного КПД гидронасоса:
1 – на стенде КИ-4815М, 2 – на тракторе Т-150К/ХТЗ-150К-09

Т а б л и ц а 4 . 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_{ϕ} , 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, $\eta_{об}$	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 $Q_{\phi} = 62,3$ л/мин и $\eta_{об} = 0,58$, 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.

4.8. Аналитическая оценка влияния разработанной системы терморегулирования на топливную экономичность дизеля мобильной машины

Согласно [119] часовой расход топлива $G_{\text{ч}}$ находится по формуле

$$G_{\text{ч}} = g_{\text{ен}} \cdot N_{\text{ен}} \cdot 10^{-3}, \quad (4.3)$$

где $G_{\text{ч}}$ – часовой расход топлива, кг/ч;

$g_{\text{ен}}$ – удельный эффективный расход топлива при номинальной мощности двигателя, г/кВт·ч, $g_{\text{ен}} = 220$ г/кВт·ч;

$N_{\text{ен}}$ – эффективная мощность двигателя на скоростном режиме, кВт, $N_{\text{ен}} = 128,7$ кВт.

$$N_{\text{ен}} = N_{\text{тр}} + N_{\text{би}} + N_{\text{fi}} + N_{\text{гп}}, \quad (4.4)$$

где $N_{\text{тр}}$ – мощность, затрачиваемая на преодоление механических потерь в трансмиссии, кВт,

$N_{\text{би}}$ – мощность, затрачиваемая на преодоление буксования ведущих движителей, кВт,

N_{fi} – мощность, затрачиваемая на самопередвижение (качение) трактора, кВт,

$N_{гп}$ – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивлений в гидросистеме, кВт.

В уравнении (4.4) можно заметить, что входящие в правую часть уравнения составляющие, при прочих равных условиях, не влияют на изменение часового расхода топлива. В то же время мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивлений в гидросистеме, в зависимости от температуры окружающей среды, непосредственно влияющей на физико-механические свойства рабочей жидкости, будет изменяться в соответствии с температурными условиями работы.

Воспользуемся уравнением для определения мощности, потребляемой гидросистемой [122–124], имеющей вид

$$N_{гп} = \frac{P_n \cdot Q_n}{1000 \cdot \eta_{об}}, \quad (4.5)$$

где P_n – номинальное давление, развиваемое насосом, Па (для насоса НШ-50А-3Л $P_n = 16$ МПа);

Q_n – номинальная подача насоса, л/мин (для НШ-50А-3Л $Q_n = 107,4$ л/мин);

$\eta_{об}$ – объемный КПД гидронасоса.

С учетом полученных ранее данных, обработанных в программе «Statistica 6.0» зависимость $\eta_{об}$ от температуры рабочей жидкости t_m примет вид

$$\eta_{об} = -0,0002 \cdot t_m^2 + 0,0164 \cdot t_m + 0,5437. \quad (4.6)$$

Таким образом, мощность, потребляемая гидросистемой

$$N_{гп} = \frac{P_n \cdot Q_n}{1000 \cdot (-0,0002 \cdot t_m^2 + 0,0164 \cdot t_m + 0,5437)}. \quad (4.7)$$

Расчетные показатели мощности и часового расхода топлива трактором Т-150К/ХТЗ-150К-09 в зависимости от температуры рабочей жидкости сводим в табл. 4.3.

Т а б л и ц а 4 . 3

Расчетные показатели

Показатели	Температура рабочей жидкости, °С	На номинальном скоростном режиме $n_{ен} = 2100 \text{ мин}^{-1}$
1	2	3
Часовой расход топлива, G_u , кг/ч	5 °С	28,314
	25 °С	27,50083
	45 °С	27,45373
	65 °С	27,56363
	85 °С	27,83053

Окончание табл. 4.3

1	2	3
Мощность, потребляемая гидросистемой, N_{zn} , кВт	5 °C	2,723914
	25 °C	2,049283
	45 °C	1,791835
	65 °C	1,73174
	85 °C	1,831247

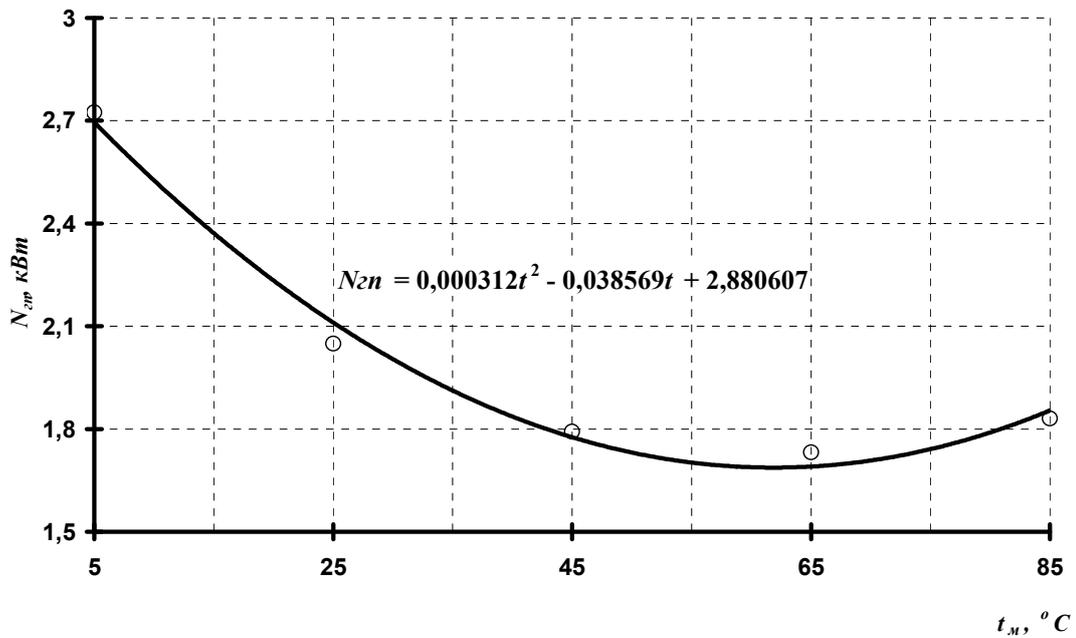


Рис. 4.15. Мощность, затраченная на преодоление сопротивлений в гидросистеме от температуры рабочей жидкости

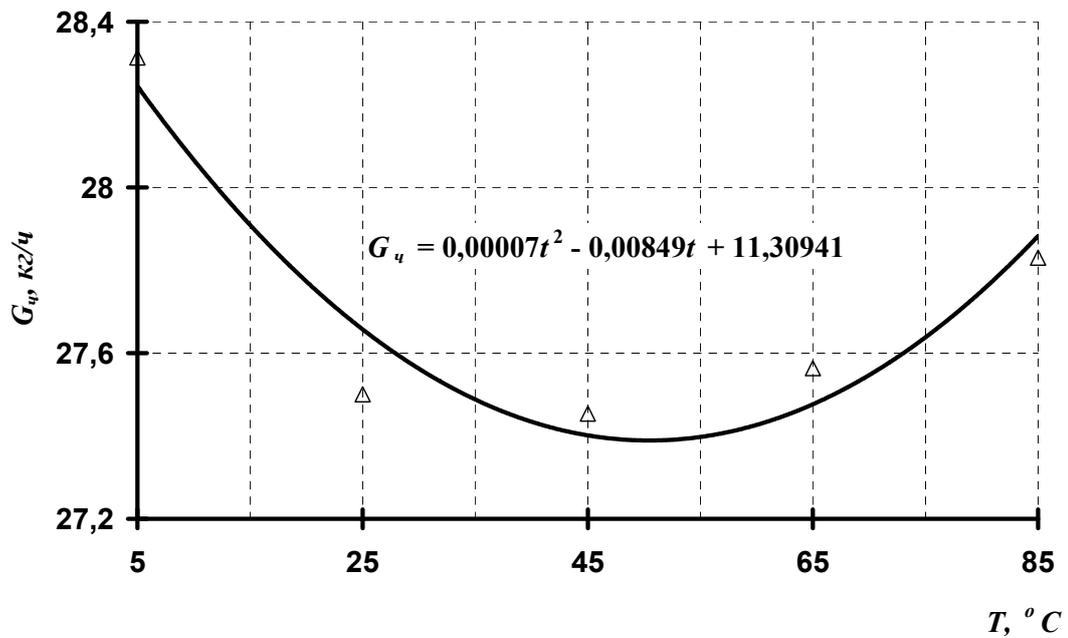


Рис. 4.16. Зависимость часового расхода топлива двигателем ЯМЗ-236 при $n_{ен} = 2100 \text{ мин}^{-1}$ от температуры рабочей жидкости гидросистемы

Рассчитав выражение (4.1) с учетом потери мощности на привод гидронасоса в зависимости от температуры рабочей жидкости, и проведя математические преобразования, получаем значение снижения часового расхода топлива взятого при температуре 45°С $G_{ч45}$ и часового расхода топлива при температуре 5°С $G_{ч5}$

$$G_{ч45} / G_{ч5} = 0,02.$$

Таким образом, применение разработанной системы терморегулирования позволяет снизить часовой расход топлива трактора на 2 % при работе двигателя на номинальном скоростном режиме. При работе на режимах отличающихся от номинального и при температуре рабочей жидкости ниже исследованного предела, часовой расход топлива будет возрастать.

4.9. 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°С при работе системы терморегулирования рабочей жидкости в течение 82 минут при температуре минус 28°С, 67 минут при минус 18°С, 23 минут при минус 8°С в условиях хранения трактора в межсменное время на открытой площадке под навесом (в зимних условиях).

- снижение продолжительности разогрева рабочей жидкости гидросистемы на 70...80 % в процессе прогрева двигателя и одновременной работы 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 трактора солнечной радиации, нагрузочно-скоростных факторов, температура рабочей жидкости может стремительно возрасти 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 [88, 89, 90, 133].

Разработанная система терморегулирования рекомендуется для раздельно-агрегатных гидросистем сельскохозяйственных, промышленных тракторов и дорожно-строительной техники, работающих 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.

4.10. Выводы

1. На основании результатов лабораторных испытаний установлено, что снижение энергозатрат может быть достигнуто путем регулирования вязкости масел, а это возможно изменением их температурных режимов. Из рассмотренных эксплуатационных факторов наиболее управляемым является температура трансмиссионного масла. В интервале температур масла 40...63 °С наблюдается наименьшая интенсивность изнашивания образцов поверхностей трения. Поэтому указанный температурный интервал рекомендуется поддерживать в эксплуатационных условиях.

2. Серийная гидросистема трактора Т-150К/ХТЗ-150К-09 в эксплуатационных условиях (особенно при низких температурах окружающего воздуха) не обеспечивает необходимый температурный режим работы рабочей жидкости, что сказывается на изнашивании сопряжений гидроагрегатов и технико-экономических показателях работы трактора.

4. Разработанная система терморегулирования рабочей жидкости обеспечивает пуск гидросистемы трактора в работу при температуре масла не ниже 40 °С и ее эксплуатацию при температуре масла, близкой к рациональному интервалу температур, установленному на основании экспериментальных исследований.

Разработанная система терморегулирования рабочей жидкости гидросистемы трактора внедрена в хозяйстве МУП РАО «Бессоновское» Пензенской области (прил. 9).

5. ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ

На основании проведенных исследований установлено, что для повышения работоспособности тракторной гидросистемы терморегулированием в условиях изменяющейся температуры окружающего воздуха можно рекомендовать использование системы регулирования температуры рабочей жидкости.

Применение предложенной системы обеспечивает уменьшение износа ресурсопределяющих сопряжений гидросистемы в 1,47 раза (на 47 %) и согласно проведенной аналитической оценке часовой расход топлива дизеля снизится на 2 %.

Разработанная система регулирования температуры рекомендуется для раздельно-агрегатных гидросистем сельскохозяйственных, промышленных тракторов и дорожно-строительной техники, работающих в условиях изменяющихся температур окружающего воздуха. Она проста в изготовлении и обслуживании, приспособлена для переоборудования машин (модернизации), уже находящихся в эксплуатации.

Для оценки экономической эффективности от реализации практических мероприятий по поддержанию рационального температурного режима рабочей жидкости гидросистемы в условиях эксплуатации трактора ниже приведен расчет от повышения ресурса агрегатов гидросистемы (на примере гидронасоса), обеспечиваемого за счет текущего совершенствования (модернизации) гидросистемы трактора при эксплуатации [131] путем разработки системы ее терморегулирования. Техничко-экономические показатели вычислялись по общепринятой методике [129, 130].

5.1. Определение затрат на модернизацию гидравлической системы мобильной машины

Дополнительные затраты на модернизацию гидросистемы трактора определяются по формуле (в ценах 2007 года):

$$\Delta C = C_{уд} - C_{у.с} + C_{монт} + C_{нал} + H_{оп}, \quad (5.1)$$

где $C_{уд}$ – стоимость оборудования, дополнительно устанавливаемого на трактор, руб.

$C_{у.с}$ – стоимость снимаемых агрегатов, которые можно использовать на запчасти или продать, $C_{у.с} = 0$ руб.;

$C_{монт}$ – затраты на монтажные работы, руб.;

$C_{нал}$ – затраты на наладку оборудования, руб.;

$H_{оп}$ – общепроизводственные накладные расходы, связанные с модернизацией гидросистемы, руб.

Стоимость оборудования $C_{уд}$ определяется по формуле:

$$C_{уд} = C_{к.д} + C_{о.д} + C_{п.д} + C_{сб.к} + C_{в.м} + C_{о.п}, \quad (5.2)$$

где $C_{к.д}$ – стоимость изготовления корпусных деталей, рам, каркасов, руб.;

$C_{о.д}$ – затраты на изготовление оригинальных деталей, руб.;

$C_{п.д}$ – цена покупных деталей, руб.;

$C_{сб.к}$ – полная заработная плата с начислениями на социальные нужды, производственных рабочих занятых на сборке конструкции, руб.;

$C_{в.м}$ – стоимость вспомогательных материалов (2 – 4 % от основных), руб.;

$C_{о.п}$ – общепроизводственные накладные расходы на изготовление конструкции, руб.

Затраты на изготовление корпусных деталей:

$$C_{к.д} = C_{м.к} + Z_{п.к}, \quad (5.3)$$

где $C_{м.к}$ – стоимость материала, руб.;

$Z_{п.к}$ – оплата труда производственных рабочих с отчислениями на социальные нужды, руб.

$$C_{м.к} = \Pi_{з.к} \cdot Q_{к.д}, \quad (5.4)$$

где $\Pi_{з.к}$ – цена одного килограмма металла (готовых деталей), руб.;

$Q_{к.д}$ – масса заготовки, кг.

Оплата труда с отчислениями на социальные нужды производственных рабочих, занятых на изготовлении корпусных деталей:

$$Z_{п.к} = Z_{о.к} + Z_{д.к} + C_{соц.к}, \quad (5.5)$$

где $Z_{о.к}$ – основная оплата труда рабочих, занятых на изготовлении корпуса, руб.;

$Z_{д.к}$ – дополнительная оплата труда рабочих, занятых на изготовлении корпуса, руб.;

$C_{соц.к}$ – отчисления на социальные нужды, руб.

Основная оплата труда рабочих, занятых на изготовлении корпусных деталей:

$$Z_{о.к} = T_{изг} \cdot C_{ч}, \quad (5.6)$$

где $T_{изг}$ – средняя трудоемкость изготовления, чел.-ч;

$C_{ч}$ – часовая тарифная ставка рабочего, исчисляемая по среднему разряду, $C_{ч} = 15,2$ руб.

Дополнительная оплата труда рабочих:

$$З_{д.к} = (K_{д} - 1) \cdot З_{о.к}, \quad (5.7)$$

где $K_{д}$ – коэффициент, учитывающий доплаты к основной оплате труда, $K_{д}=1,125$.

Отчисления на социальные нужды:

$$C_{соц.к} = \frac{R_{соц} \cdot (З_{о.к} + З_{д.к})}{100}, \quad (5.9)$$

где $R_{соц}$ – процент отчислений на социальные нужды, %. Включает единый социальный налог и обязательное страхование от несчастных случаев, $R_{соц} = 26,1 \%$.

Затраты на изготовление оригинальных деталей определяются по формуле:

$$C_{о.д} = C_{м.о} + З_{п.о}, \quad (5.10)$$

где $C_{м.о}$ – стоимость материала заготовок для изготовления оригинальных деталей, руб.;

$З_{п.о}$ – заработная плата (с начислениями) производственных рабочих, занятых на изготовлении оригинальных деталей, руб.

$$C_{м.о} = Ц_{з.о} \cdot Q_{о.д}, \quad (5.11)$$

где $Q_{о.д}$ – масса заготовки оригинальной детали, кг;

$Ц_{з.о}$ – цена килограмма заготовки для изготовления оригинальных деталей, руб./кг.

Оплата труда с отчислениями на социальные нужды производственных рабочих, занятых на изготовлении оригинальных деталей $З_{п.о}$ и сборке конструкции $C_{сб.к}$ определяется аналогично оплате труда, рабочих занятых на изготовлении корпусных деталей (формулы (5.5)–(5.9)).

Стоимость вспомогательных материалов $C_{в.м}$:

$$C_{в.м} = \frac{p \cdot (C_{м.к} + C_{м.о} + C_{п.д})}{100}, \quad (5.12)$$

где p – процент вспомогательных материалов от стоимости основных (корпусных, оригинальных и покупных деталей), $p=2 \%$.

Общепроизводственные накладные расходы на изготовление конструкции $C_{оп}$:

$$C_{оп} = \frac{З_{о.и.к} \cdot R_{оп}}{100}, \quad (5.13)$$

где $З_{о.и.к}$ – основная оплата труда производственных рабочих, участвующих в изготовлении конструкции (включая сборку), руб.;

$R_{оп}$ – процент общепроизводственных расходов; $R_{оп} = 142 \%$.

Окончательные значения составляющих формулы (5.2) приведены в табл. 5.1.

Т а б л и ц а 5 . 1

Затраты на изготовление и сборку системы терморегулирования

№ п/п	Составляющая формулы (5.2)	Значение, руб.
1	$C_{к.д}$	2507,45
2	$C_{о.д}$	1656,45
3	$C_{п.д}$	2251,04
4	$C_{сб.к}$	323,44
5	$C_{в.м}$	115,36
6	$C_{оп}$	918,59
	Итого ($C_{уд}$):	7772,33

Затраты на монтажные работы $C_{монт}$ определяются по формуле:

$$C_{монт} = 0,15 \cdot C_{уд}, \quad (5.14)$$

Затраты на наладку оборудования $C_{нал}$:

$$C_{нал} = 0,1 \cdot C_{уд}. \quad (5.15)$$

Общепроизводственные накладные расходы, связанные с модернизацией гидросистемы $H_{оп}$ определяются по формуле:

$$H_{он} = 0,01 \cdot Z_n \cdot R_{он}, \quad (5.16)$$

где Z_n – основная заработная плата производственных рабочих, участвующих в модернизации конструкции, руб.

$$Z_n = t_p \cdot C_ч \cdot K_t, \quad (5.17)$$

где t_p – трудоемкость модернизации конструкции, $t_p = 14$ ч;

$C_ч$ – часовая тарифная ставка, руб.;

K_t – коэффициент, учитывающий доплату за сверхурочные и другие работы, $K_t=1,1$.

Окончательные значения составляющих формулы (5.1) приведены в табл. 5.2.

Таблица 5.2

Дополнительные затраты на модернизацию гидросистемы трактора

№ п/п	Составляющая формулы (5.1)	Значение, руб.
1	$C_{уд}$	7772,33
2	$C_{у.с}$	0
3	$C_{монт}$	1165,85
4	$C_{нал}$	777,23
5	$H_{оп}$	332,39
	Итого (ΔC):	10047,8

5.2. Определение экономической эффективности модернизации гидросистемы мобильной машины

Модернизация гидросистемы трактора Т-150К/ХТЗ-150К-09 путем установки в нее системы терморегулирования рабочей жидкости позволит в условиях эксплуатации снизить износ поверхностей трения ресурсопределяющих сопряжений в 1,47 раза, что позволит увеличить ее ресурс на 47 % и повысить топливную экономичность дизеля на 2 %.

Комплексная годовая экономия от модернизации гидросистемы определяется по формуле:

$$\mathcal{E}_r = \mathcal{E}_1 + \mathcal{E}_2, \quad (5.19)$$

где \mathcal{E}_1 – экономия от увеличения ресурса гидросистемы трактора, руб.;

\mathcal{E}_2 – экономия от снижения часового расхода топлива, руб.

Годовая экономия от модернизации гидравлической системы трактора связанная с увеличением ресурса ее гидроагрегатов в расчете на один трактор

$$\mathcal{E}_1 = I_C - I_M, \quad (5.20)$$

где I_C , I_M – годовые издержки на проведение капитального ремонта гидросистемы трактора, существующие и после модернизации соответственно, руб.

$$I_{C,M} = \frac{C_K \cdot t_r}{T_{K_{C,M}}}, \quad (5.21)$$

где C_K – стоимость капитального ремонта гидронасоса трактора;

t_r – среднегодовое количество часов работы гидросистемы.

Согласно данным [3,4] агрегаты гидросистемы работают под нагрузкой только до 65 % времени работы трактора, поэтому

$$T_{\Gamma} = 0,65 \cdot t_{\text{ГОД}}, \quad (5.22)$$

где $t_{\text{ГОД}}$ – среднегодовое количество часов работы трактора, $t_{\text{ГОД}} = 1350$ ч [3];

$$t_{\Gamma} = 0,65 \cdot 1350 = 877,5 \text{ ч.}$$

$T_{\text{C}}, T_{\text{M}}$ – наработка до капитального ремонта, существующая и после модернизации гидросистемы соответственно, ч.

$$T_{\text{C}} = 6000 \text{ ч [3].}$$

После модернизации гидросистемы потребность в капитальном ремонте будет возникать через $T_{\text{M}} = 1,47 \cdot T_{\text{C}} = 1,47 \cdot 6000 = 8820$ ч.

$$I_{\text{C}} = \frac{8746,6 \cdot 877,5}{6000} = 1279,19 \text{ руб.}$$

$$I_{\text{M}} = \frac{8746,6 \cdot 877,5}{8820} = 870,19 \text{ руб.}$$

$$\mathcal{E}_1 = 1279,19 - 870,2 = 409 \text{ руб.}$$

\mathcal{E}_2 определяется по формуле

$$\mathcal{E}_2 = 0,035 \cdot (G_{\text{ч}} \cdot t_{\Gamma} \cdot \text{Ц}), \quad (5.23)$$

где $G_{\text{ч}}$ – часовой расход топлива, $G_{\text{ч}} = 11,3$ кг/ч;

Ц – комплексная цена 1-го кг топлива, $\text{Ц} = 17,2$ руб.

$$\mathcal{E}_2 = 0,02 \cdot (11,3 \cdot 877,5 \cdot 17,2) = 3411,02 \text{ руб.}$$

Таким образом, $\mathcal{E}_{\Gamma} = 409 + 3411,02 = 3820,02$ руб.

Окупаемость дополнительных затрат на модернизацию гидросистемы одного трактора

$$O_3 = \frac{\mathcal{E}_{\Gamma}}{\Delta C} \cdot 100, \%. \quad (5.24)$$

$$O_3 = \frac{3820,02}{10047,8} \cdot 100 = 38\%.$$

Срок окупаемости дополнительных капитальных вложений

$$T = \frac{\Delta C}{\mathcal{E}_{\Gamma}}, \quad (5.25)$$

$$T = \frac{10047,8}{3820,02} = 2,6 \text{ года.}$$

Результаты расчета показателей экономической эффективности модернизации гидравлической системы трактора приведены в табл. 5.3.

Т а б л и ц а 5 . 3

Экономическая оценка модернизации гидравлической системы трактора (на примере трактора Т-150К/ХТЗ-150К-09)

№ п/п	Показатели	Значение показателя
1	Увеличение ресурса гидросистемы трактора до капитального ремонта, %	47
2	Повышение топливной экономичности дизеля трактора, %	2
3	Дополнительные затраты на модернизацию гидросистемы трактора, руб. в т.ч. – стоимость оборудования, дополнительно устанавливаемого на трактор, руб.;	10047,8 7772,33
	– прочие затраты, руб.	2275,47
4	Комплексная годовая экономия, руб. в т.ч. – экономия от увеличения ресурса гидросистемы трактора, руб.;	3820,02 409
	– экономия от снижения часового расхода топлива дизелем трактора, руб.	3411,02
5	Окупаемость дополнительных затрат на модернизацию гидросистемы трактора, %	38
6	Срок окупаемости дополнительных затрат на модернизацию, лет	2,6

5.3. Выводы

1. Экономическое обоснование результатов исследований подтверждает эффективность модернизации гидросистемы трактора Т-150К/ХТЗ-150К-09 за счет применения разработанной системы терморегулирования.

2. Комплексная годовая экономия от увеличения ресурса гидросистемы до капитального ремонта и увеличения топливной экономичности дизеля составила 3820,02 руб. на один трактор (в ценах на 01.04.2007 года). Окупаемость дополнительных затрат на модернизацию гидросистемы трактора составляет 38 %, срок окупаемости 2,6 лет.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Теоретически обосновано применение системы терморегулирования в гидросистеме мобильной машины, в которой для разогрева рабочей жидкости используется тепловая энергия моторного масла системы смазки двигателя без изменения теплового состояния самого двигателя.

Разработан и изготовлен теплообменник, обеспечивающий разогрев и поддержание температуры рабочей жидкости гидросистемы в интервале 40...60 °С и по своим конструктивным параметрам соответствует параметрам масляного радиатора системы смазки ДВС.

В результате проведения лабораторных исследований установлено, что снижение энергозатрат (момента трения в контакте образцов поверхностей трения) может быть достигнуто путем регулирования вязкости масла, а это возможно изменением его температурного режима. Наиболее управляемым, из рассматриваемых факторов, влияющим на уменьшение износа является температура гидравлического масла. При поддержании рациональных температур 40...63 °С износ рабочих поверхностей образцов поверхностей трения наименьший.

Проведенные стендовые исследования установили, что время разогрева и максимальная установившаяся температура рабочей жидкости гидросистемы зависит от температуры окружающего воздуха. Характер изменения температуры рабочей жидкости при различной температуре окружающего воздуха практически одинаков.

При работе гидросистемы оборудованной системой терморегулирования установлено, что интенсивность разогрева рабочей жидкости в данном случае, по сравнению со штатной гидросистемой трактора, увеличилась, а время достижения рекомендуемого уровня температуры масла сократилось и составило 5...30 минут непрерывной работы системы терморегулирования при различных начальных температурах воздуха.

С изменением температуры рабочей жидкости объемный КПД гидронасоса снижается – при изменении 50...5°С в 1,25 раза, 50...80°С в 1,5 раза, что напрямую влияет на работоспособность гидросистемы трактора.

В результате проведения эксплуатационных исследований установлено, что динамика изменения температуры рабочей жидкости имеет тот же характер, что и при стендовых исследованиях.

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

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Каверзин, С.В. Обеспечение работоспособности гидравлического привода при низких температурах [Текст] / С.В. Каверзин, В.П. Лебедев, Е.А. Сорокин. – Красноярск, 1997. – 240 с.
2. Власов, П.А. Надежность сельскохозяйственной техники [Текст] / 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 [Текст]: дис.... канд. техн. наук / В.В. Ефимов. – Самара, 2000. – 177 с.
4. Дидур, В.А. Диагностика и обеспечение надежности гидроприводов сельскохозяйственных машин [Текст] / В.А. Дидур, В.Я. Ефремов. – Киев: Техника, 1986. – 128 с.
5. Власов, П.А. Повышение износостойкости деталей и узлов и экономичности тракторов применением рациональных температур топливосмазочных материалов [Текст]: дис. ... д-ра техн. наук / П.А. Власов. – Саратов, 1994. – 63 с.
6. Орехов, А.А. Снижение интенсивности изнашивания зубчатых тракторных трансмиссий применением рациональных температур трансмиссионных масел [Текст]: дис. ... канд. техн. наук / А.А. Орехов. – Пенза, 2001. – 162 с.
7. Шевченко, А.И. Справочник слесаря по ремонту тракторов [Текст] / А.И. Шевченко, П.И. Сафронов. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989. – 512 с.
8. Ловкис, З.В. Гидроприводы сельскохозяйственной техники: конструкция и расчет [Текст] / З.В. Ловкис. – М.: Агропромиздат, 1990. – 239 с.
9. Дидур, В.А. Эксплуатация гидроприводов сельскохозяйственных машин [Текст] / В.А. Дидур, Ю.С. Малый. – М.: Россельхозиздат, 1982. – 127 с.
10. Черкун, В.Е. Ремонт тракторных гидравлических систем [Текст] / В.Е. Черкун. – М.: Колос, 1984. – 253 с.
11. Кальбус, Г.Л. Гидропривод и навесные устройства тракторов [Текст] / Г.Л. Кальбус. – М.: Колос, 1982. – 287 с.
12. Ионов, П.А. Выбор оптимальных режимов восстановления изношенных деталей электроискровой наплавкой (на примере золотника гидрораспределителя Р-75) [Текст]: дис. ... канд. техн. наук / П.А. Ионов. – Саранск, 1999. – 198 с.
13. Величко, С.А. Восстановление и упрочнение электроискровой наплавкой изношенных отверстий чугунных корпусов гидрораспределителей

(на примере корпуса гидрораспределитель Р-75) [Текст]: автореф. дис.... канд. техн. наук / С.А. Величко. – Саранск, 2000. – 16 с.

14. Горбатов, В.В. Почему низка надежность гидрообъемного привода [Текст] / В.В. Горбатов // Техника в сельском хозяйстве. – 1987. – №9. – С. 43.

15. Башта, Т.Н. Объемные гидравлические приводы [Текст] / Т.Н. Башта. – М.: Машиностроение, 1968. – 628 с.

16. Калининский, В.И. Оценка технического состояния гидроагрегатов [Текст] / В.И. Калининский, О.Р. Кошечкин // Строительные и дорожные машины. – 1987. – №12. – С.19.

17. Руднев, В.К. Продлить сроки службы рабочих жидкостей гидроприводов [Текст] / В.К. Руднев, Е.С. Венцель, И.Г. Панев, А.Б. Вайнштейн // Механизация строительства. – 1988. – №11. – С.22.

18. Комаров, А.А. Надежность гидравлических систем [Текст] / А.А. Комаров. – М.: Машиностроение, 1969. – 236 с.

19. Сырицын, Т.А. Эксплуатация и надежность гидро- и пневмоприводов [Текст] / Т.А. Сырицын. – М.: Машиностроение, 1990. – 248 с.

20. Сырицын, Т.А. Надежность гидро- и пневмопривода [Текст] / Т.А. Сырицын. – М.: Машиностроение, 1981. – 216 с.

21. Герш, Г.И. Устройство и эксплуатация гидравлического оборудования тракторов и сельскохозяйственных машин [Текст] / Г.И. Герш, И.С. Белоусов. – М.: Россельхозиздат, 1971.

22. Загрედельный, В.И. Методы диагностики работоспособности гидравлических систем [Текст] / В.И. Загрэдельный // Тр. Ин-та. – Рига. – 1968. – Вып. 34. – сб. 1. – С.50-52.

23. Матвеев, А.С. Влияние режимов смазки на работу гидроагрегатов [Текст] / А.С. Матвеев. – М.: Россельхозиздат, 1976.

24. Сорокин, Г.М. Вопросы методологии при исследовании изнашивания абразивом [Текст] / Г.М. Сорокин // Трение и износ. – 1988. – №5, т.9. – с.779-786.

25. ГОСТ 27674-88. Трение, изнашивание и смазка. Термины и определения [Текст]. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 20 с.

26. Икрамов, У.А. Расчетные методы оценки абразивного износа [Текст] / У.А. Икрамов. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.

27. Хостиян, К.К. Исследование пылевого поля и работы системы очистки воздуха скоростного трактора МТЗ в условиях ЮГО-ВОСТОКА РСФСР [Текст]: автореф. дис ... канд. техн. наук / К.К. Хостиян. – Саратов, 1966. – 17 с.

28. Григорьев, М.А. Очистка масла и топлива в автотракторных двигателях [Текст] / М.А. Григорьев. – М.: Машиностроение, 1970. – 270 с.

29. Рябко, И.П. Исследование загрязнения рабочей жидкости гидросистемы тракторов Т-150 и Т-150К-В кн.: Долговечность и надежность сельскохозяйственной техники [Текст] / И.П. Рябко, Н.С. Бондарь // Труды ЛСХА. – Вып. 89. – Елгава, 1976.

30. Мачнев, В.А. Вибрационное диагностирование и прогнозирование состояния механических передач тракторов [Текст]: автореф. дис. ... д-ра техн. наук / В.А. Мачнев. – Пенза, 1996.

31. Рылякин, Е.Г. Почему в гидросистемах тракторов применяют моторные масла? [Текст] / Е.Г. Рылякин, П.А. Власов // Материалы XXXXIX научно-технической конференции молодых ученых и студентов инженерного факультета. – Пенза: РИО ПГСХА, 2004. – С. 67-68.

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

33. Маев, В.Е. Совершенствование систем фильтрации воздуха, масла и рабочих жидкостей гидросистем тракторов [Текст] / В.Е. Маев, Г.А. Смирнов, Д.Е. Флеер // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1996. – №1. – С.11.

34. Болтуков, Е.Н. О расчете температурного режима гидросистем тракторов [Текст] / Е.Н. Болтуков // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1974. – №6.

35. Цыпцын, В.И. Влияние содержания воды в масле на смазываемость и физико-химические свойства поверхностей трения [Текст] / В.И. Цыпцын, В.В. Сафонов // Химмотология и надежность силовых передач сельскохозяйственных тракторов. – Ульяновск, 1989. – 70 с.

36. Гуреев, А.А. Влияние обводнения на старение гидравлического масла [Текст] / А.А. Гуреев [и др.] // Химия и технология топлив и масел. – 1992. – №12. – С.14.

37. Итинская, Н.И. Топливо, масла и технические жидкости: справочник [Текст] / Н.И. Итинская, Н.А. Кузнецов. – М.: Колос, 1989. – 208 с.

38. Борошок, Л.И. Гидравлические элементы в системах автоматизации сельскохозяйственных агрегатов [Текст] / Л.И. Борошок. – М.: Машиностроение, 1969. – 162 с.

39. Скарлыкин, А.Н. Повышение работоспособности сельскохозяйственных тракторов снижением обводненности топлива в баках [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук / А.Н. Скарлыкин. – Пенза, 2003.

40. Бендицкий, Э.Я. Эксплуатация и техническое обслуживание гидравлического оборудования тракторов [Текст] / Э.Я. Бендицкий, Г.Е. Топилин. – М.: Россельхозиздат, 1980. – 112 с.

41. Лашхи, В.Л. Роль вязкости в оценке работоспособности масел [Текст] / В.Л. Лашхи, И.Г. Фукс // Химия и технология топлив и масел. – 1992. – №11. – С.31.
42. Каверзин, С.В. Курсовое и дипломное проектирование по гидроприводу самоходных машин [Текст] / С.В. Каверзин. – Красноярск: ПИК «Офсет», 1997. – 384 с.
43. Цуцоев, В.И. Зимняя эксплуатация тракторов и автомобилей [Текст] / В.И. Цуцоев. – М.: Московский рабочий, 1983. – 111 с.
44. Насос шестеренный НШ-50УК-3Л. Паспорт НШ-50УК-3Л ПС. – Кировоград: Облполиграфиздат, 1993. – 11 с.
45. ОСТ 23.1.92-88Е. Гидроприводы объемные. Насосы шестеренные. Общие технические требования (микрофильм). – М.: Изд-во стандартов, 1988.
46. ОСТ 23.1.96-88. Гидроприводы объемные. Гидрораспределители. Общие технические требования (микрофильм). – М.: Изд-во стандартов, 1988.
47. Насосы шестеренные [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.hydrosila.com/products/gear-pumps/>
48. Бардышев, О.А. Эксплуатация строительных машин зимой [Текст] / О.А. Бардышев. – М.: Транспорт, 1976. – 100 с.
49. Башта, Т.М. Машиностроительная гидравлика [Текст] / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1971. – 671 с.
50. Никитин, О.Ф. Влияние температуры рабочей жидкости на критическое число оборотов вала аксиально-поршневого насоса [Текст] / О.Ф. Никитин // Гидроприводы и автоматика. – М.: Машиностроение, 1975. – С.23-28.
51. Леонов, А.Е. Насосы гидравлических систем станков и машин [Текст] / А.Е. Леонов. – М.-Киев: Южное отделение МашГИЗа, 1960. – 226 с.
52. Дегтярев, В.А. Ремонт и регулировка тракторных гидросистем [Текст] / В.А. Дегтярев, Ю.М. Сисюкин. – М.: Колос, 1964. – 126 с.
53. Власов, П.А. Терморегулирование топливно-смазочных материалов в системах мобильных машин [Текст] / П.А. Власов, А.П. Уханов, И.А. Спицын – Пенза: РИО ПГСХА, 2001. – 140 с.
54. ГОСТ 2477-65. Нефть и нефтепродукты. Метод определения содержания воды [Текст]. – М.: Изд-во стандартов, 1965. – 22 с.
55. Михайлов, М.В. Как обеспечить бесперебойную эксплуатацию автомобильной техники при сильных морозах [Текст] / М.В. Михайлов // Достижения науки и техники АПК. – №2. – 2002. – С.19-22.

56. Лозовский, В.Н. Надежность и долговечность золотниковых и плунжерных пар [Текст] / В.Н. Лозовский. – М.: Машиностроение, 1971. – 231 с.
57. Лозовский, В.Н. Надежность гидравлических агрегатов [Текст] / В.Н. Лозовский. – М.: Машиностроение, 1974. – 320 с.
58. Лейко, В.С. Особенности расчета и проектирования гидропривода для обеспечения работоспособности при низких температурах [Текст] / В.С. Лейко, В.А. Васильченко // Вестник машиностроения. – № 9. – 1974. – С.7-11.
59. Борисов, В.Н. Влияние температурных режимов рабочей жидкости на трение уплотнений гидроцилиндров [Текст] / В.Н. Борисов, С.В. Каверзин // Известия вузов. – Машиностроение. – 1968. – №4. – С.88-92.
60. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям [Текст] / И.Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1975. – 559 с.
61. Попов, Д.Н. Гидромеханика [Текст]: учеб. для вузов / Д.Н. Попов, С.С. Панаиоти, М.В. Рябинин. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 384 с.
62. Крамаренко, Г.В. Безгаражное хранение автомобилей при низких температурах [Текст] / Г.В. Крамаренко, В.А. Николаев, А.И. Шаталов. – М.: Транспорт, 1984. – 136 с.
63. Виноградов, Ю.А. Износостойкие материалы в химическом машиностроении. Справочник [Текст] / Ю.А. Виноградов. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1977. – 256 с.
64. Матвеевский, Р.М. Исследование температурных пределов защитных свойств смазочных слоев при трении [Текст] / Р.М. Матвеевский, О.В. Лазовская // Сб. Износостойкость. – М.: Наука. – 1975. – С. 51-75.
65. Кох, П.И. Климат и надежность машин [Текст] / П.И. Кох. – М.: Машиностроение, 1981. – 175 с.
66. Козлов, В.Е. Электронагревательные устройства автомобилей и тракторов [Текст] / В.Е. Козлов, В.В. Козлов, Г.Р. Миндин, В.Н. Судаченко. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ие, 1984. – 127 с.
67. Ногай, М.Д. Оптимальная температура рабочей жидкости для объемного гидропривода [Текст] / М.Д. Ногай // Труды ВИСХОМ. – 1971. – Вып.62. – С.93-100.
68. Син, М.А. Основные причины и способы устранения попадания воздуха в рабочую жидкость гидроприводов [Текст] / М.А. Син // Труды ВИСХОМ. – 1971. – Вып.62. – С.176-193.
69. Клочковский, Н.И. Восстановление алюминиевых втулок гидравлических насосов типа НШ диффузионной металлизацией [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук / Н.И. Клочковский. – М., 1989. – 16 с.

70. Стенд для испытания агрегатов гидроприводов сельскохозяйственной техники КИ-4815М. Паспорт 4815М ПС [Текст]. – Рига: СТАРС, 1982. – 42 с.
71. Писаренко, Г.С. Сопротивление материалов [Текст] / Г.С. Писаренко. – Киев: Вища школа, 1973. – 672 с.
72. Каталог деталей и сборочных единиц «Беларусь 1221» [Текст]. – Киев: АВТЕК, 2002. – 169 с.
73. Николаенко, А.В. Повышение эффективности использования тракторных дизелей в сельском хозяйстве [Текст] / А.В. Николаенко, В.Н. Хватов. – Л.: Агропромиздат. Ленингр. отд-ние, 1986. – 191 с.
74. Цуцоев, В.И. Эксплуатация сельскохозяйственной техники зимой [Текст] / В.И. Цуцоев. – М.: Колос, 1981. – 191 с.
75. Левитанус, А.Д. Ускоренные испытания тракторов, их узлов и агрегатов [Текст] / А.Д. Левитанус. – М.: Машиностроение, 1973. – 208 с.
76. Акопян, Г.А. Исследование тракторных трансмиссионных масел [Текст] / Г.А. Акопян, Л.А. Киселев // Исследование перспективных трансмиссий и их узлов для тракторов и сельхозмашин: тр. НПО НАТИ. – М., 1986. – С.16-20.
77. 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) // Бюллетень №4 от 30.01.81. – 3 с.
78. 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) // Бюллетень № 24 от 30.06.82. – 2 с.
79. А.с. СССР № 909373 МКИ F15B 13/02. Система регулирования температуры рабочей жидкости гидроприводе [Текст] / В.В. Минин, С.В. Каверзин, В.П. Павлов, В.А. Мальцев (СССР) // Бюллетень № 8 от 28.02.82. – 2 с.
80. А.с. СССР № 635300 МКИ F15B 13/02. Регулятор температуры рабочей жидкости [Текст] / В.А. Байкалов, С.В. Каверзин, В.А. Дмитриев (СССР) // Бюллетень №44 от 30.11.78. – 2 с.
81. 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) // Бюллетень №12 от 30.03.83. – 2 с.
82. А.с. 511888 СССР МКИ³ A01B 63/10. Гидравлическая система трактора [Текст] / Д.Е. Флеер (СССР). – 1976.
83. А.с. СССР № 821776 МКИ F15B 21/04. Система регулирования температуры рабочей жидкости в гидроприводе [Текст] / С.И. Васильев,

С.В. Каверзин, В.А. Дмитриев, В.А. Мальцев, В.П. Павлов (СССР) // Бюллетень №14 от 15.04.81. – 2 с.

84. А.с. СССР № 361971 МКИ F16I 53/00. Устройство для регулирования температуры рабочей жидкости в объемном гидроприводе лесопогрущика [Текст] / В.Г. Мельников, С.В. Каверзин, А.И. Иванов, А.И. Максимов (СССР), 1973.

85. Пасечников, Н.С. Эксплуатация тракторов в зимнее время [Текст] / Н.С. Пасечников, И.В. Болгов. – М.: Россельхозиздат, 1972. – 143 с.

86. Власов, П.А. Масло подогреешь – топливо сэкономишь [Текст] / П.А. Власов, И.А. Спицын, С.В. Ашаков, А.А. Орехов // Сельский механизатор. – 2001. – №12. – С.25.

87. Модернизация сельскохозяйственных машин, находящихся в эксплуатации: Состояние, концепция и рекомендации [Текст]. – М.: РАСХН, ГОСНИТИ, 2000. – 71 с.

88. Власов, П.А. Система терморегулирования рабочей жидкости в гидроприводе трактора Т-150К [Текст] / 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.

89. Власов, П.А. Терморегулирование рабочей жидкости гидросистем сельскохозяйственных машин [Текст] / 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.

90. Патент РФ № 2236615, МКИ⁵ F15B21/04. Система регулирования температуры рабочей жидкости [Текст] / П.А. Власов, Е.Г. Рылякин // Бюл. №26. – 2003.

91. Баскаков, А.П. Теплотехника [Текст]: учеб. для вузов / А.П. Баскаков. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 224 с.

92. Юрнеев, В.Н. Теплотехнический справочник [Текст] / В.Н. Юрнеев, П.Д. Лебедев. – Т.1, 2. – М.: Энергия, 1975-1976.

93. ГОСТ 3900-85 (СТ СЭВ 6754-89). Нефть и нефтепродукты. Методы определения плотности [Текст]. – М.: Изд-во стандартов, 1991. – 37 с.

94. Кашуба, Б.П. Трактор Т-150К (Устройство и эксплуатация) [Текст] / Б.П. Кашуба, И.А. Коваль. – М.: Колос, 1976. – 312 с.

95. Николаев, Л.А. Системы подогрева тракторных дизелей при пуске [Текст] / Л.А. Николаев, А.П. Сташкевич, И.А. Захаров – М.: Машиностроение, 1977. – 191 с.

96. Тракторы МТЗ-80 и МТЗ-82 [Текст]. – М.: Колос, 1975. – 248 с.

97. Бруенков, И.Ф. Тракторы «Беларусь» МТЗ-80, МТЗ-80Л, МТЗ-82, МТЗ-82Л, МТЗ-82ЛН (Техническое описание и инструкция по эксплуатации) [Текст] / И.Ф. Бруенков, Г.В. Михайлов, Э.А. Бомберов. – Минск: Ураджай, 1984. – 352 с.
98. Эйсмонт, Л.Б. Тракторы Т28Х4М-А, Т28Х4М-АС, Т28Х4М-АС1 (Техническое описание и инструкция по эксплуатации Х4МА-0000010) [Текст] / Л.Б. Эйсмонт. – Ташкент, 1990. – 256 с.
99. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст]: учеб. пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – М.: Высш. шк., 2002. – 496 с.
100. Артамонов, М.Д. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей [Текст] / Артамонов М.Д., Г.П. Панкратов. – М.: Машгиз, 1963. – 520 с.
101. Михеев, М.А. Основы теплопередачи [Текст] / М.А. Михеев, И.М. Михеева. – М.: Машиностроение, 1973. – 320 с.
102. Краснощеков, Е.А. Задачник по теплопередаче [Текст] / Е.А. Краснощеков, А.С. Сукомел. – М.: Энергия, 1969. – 264 с.
103. Орехов, А.А. Повышение топливной экономичности сельскохозяйственных тракторов путем улучшения режимов смазки трансмиссий [Текст] / А.А. Орехов, П.А. Власов, И.А. Спицын // Фундаментальные разработки, исследования и новые технологии на пороге III тысячелетия: сборник материалов I Всероссийской научно-производственной конференции молодых ученых. – Пенза, 2000. – С. 43-44.
104. Китанин, В.Ф. Методические указания к курсовой работе по тракторам и автомобилям [Текст] / В.Ф. Китанин, А.П. Уханов. – Пенза: РИО ПСИ, 1993. – 93 с.
105. Островцев, А.Н. Пути развития прикладной науки по автомобилю [Текст] / А.Н. Островцев // Автомобильная промышленность. – 1973. – №3. – С.5-9.
106. Бурков, В.В. Автотракторные радиаторы [Текст] / В.В. Бурков, А.И. Индейкин. – Л.: Машиностроение. Ленинградское отд-ние, 1978. – 216 с.
107. Будим, В.А. Влияние неравномерности распределения воздуха по фронту на теплоотдачу автотракторного радиатора [Текст] / В.А. Будим, В.В. Филимонов // Тракторы и автомобили. – 1976. – №5. – С.22-24.
108. Идельчик, И.Е. Аэродинамика промышленных аппаратов [Текст] / И.Е. Идельчик. – М.-Л.: Энергия, 1964. – 288 с.
109. Железко, Б.Е. Исследование аэродинамики потока охлаждающего воздуха перед радиатором и ее влияние на эффективность системы охлаждения двигателей внутреннего сгорания [Текст] / Б.Е. Железко // Вести АН БССР. – 1968. – №3. – С.109-116.

110. Ашихмин, И.П. Исследование путей повышения эффективности системы охлаждения автомобилей с двигателем, расположенным за кабиной [Текст]: автореф. дис.... канд. техн. наук / И.П. Ашихмин. – Ленинград, 1975. – 24 с.
111. Бурков, В.В. Исследование новых путей повышения эффективности автотракторных радиаторов [Текст] / В.В. Бурков, В.П. Зуев, Л.Н. Пинес // Записки ЛСХИ. – 1974. – Т.252. – С.58-63.
112. Стырикович, М.А. Внутрикотловые процессы [Текст] / М.А. Стырикович. – М., 1954. – 339 с.
113. Спиридонов, А.А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов [Текст] / А.А. Спиридонов. – М.: Машиностроение, 1981. – 184 с.
114. Хрущов, М.М. Определение износа деталей машин методом искусственных баз [Текст] / М.М. Хрущов, Е.С. Беркович. – М.: Изд. АН СССР, 1959. – 219 с.
115. А. с. 1769080, МКИ⁵ G01N3/56. Способ определения износа цилиндрической поверхности [Текст] / П.А. Власов, В.Г. Меньшов (СССР). – 5 с.
116. Меньшов, В.Г. Разработка технологии ускоренной приработки зубчатых передач трансмиссий сельскохозяйственной техники [Текст]: дис. ... канд. техн. наук / В.Г. Меньшов. – Пенза, 1996. – 223 с.
117. ГОСТ 16350-80. Климат СССР. Районирование и статистические параметры климатических факторов для технических целей [Текст]. – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 37 с.
118. Вихтер, М.М. Конструкция и расчет автотракторных двигателей [Текст] / М.М. Вихтер. – М.: Машиностроение, 1964. – 552 с.
119. Уханов, Д.А. Расчет эксплуатационных показателей тракторов и автомобилей: Учебно-методическое пособие [Текст] / Д.А. Уханов. – Пенза: РИО ПГСХА, 2005. – 119 с.
120. Исаев, А.П. Гидравлика и гидромеханизация сельскохозяйственных процессов [Текст] / А.П. Исаев, Б.И. Сергеев, В.А. Дидур. – М.: Агропромиздат, 1990. – 400 с.
121. Радченко, В.П. Экспериментальное исследование параметров износа амортизирующего слоя турбинного подшипника [Текст] / В.П. Радченко, М.Н. Саушкин, В.Н. Морозов, И.А. Краснощеков // Мат. моделирование и краевые задачи: тр. Всерос. научн. конф. – Т.1: Математические модели механики, прочности и надежности элементов конструкций. – Самара: СамГТУ, 2004. – С. 173-178.
122. Полякова, Л.Е. Гидравлический расчет объемного гидропривода [Текст]: учебное пособие по дисциплине «Механика жидкости и газа, гидро-пневмопривод» для специальности 150200 «Автомобили и автомобиль-

ное хозяйство» / Л.Е. Полякова, С.С. Ямпиров, В.Г. Блекус, Г.Ж. Ухеев, М.В. Ильина.– Улан-Удэ: Вост.-Сиб. ГТУ, 2002. – 20 с.

123. Севрюгина, Н.С. Расчет гидроприводов дорожных и строительных машин [Текст]: методические указания по выполнению практических работ / Н.С. Севрюгина. – Орел: ОрелПГТУ, 2003. – 43 с.

124. Севрюгина, Н.С. Расчет и анализ конструкции гидропривода СМД. Методические указания по выполнению курсовой работы [Текст] / Н.С. Севрюгина. – Орел: ОрелПГТУ, 2003. – 25 с.

125. Юдин, М.И. Планирование эксперимента и обработка его результатов [Текст]: моногр. / М.И. Юдин. – Краснодар: КГАУ, 2004. – 239 с.

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

127. Евдокимов, Ю.А. Планирование и анализ экспериментов при решении задач трения и износа [Текст] / Ю.А. Евдокимов, В.И. Колесников, А.И. Тетерин. – М.: Наука, 1980. – 228 с.

128. Волкова, Н.А. Экономическое обоснование инженерно-технических решений в дипломных проектах [Текст]: учебное пособие / Н.А. Волкова. – 2-е изд., перераб. и доп. – Пенза, 2000. – 168 с.

129. Волкова, Н.А. Экономическая оценка инженерных проектов (методика и примеры расчетов на ЭВМ) [Текст]: учебное пособие / Н.А. Волкова, В.В. Коновалов, И.А. Спицын, А.С. Иванов. – Пенза, 2002. – 242 с.

130. Серый, И.С. Курсовое и дипломное проектирование по надежности и ремонту машин [Текст] / И.С. Серый, А.И. Смелов, В.Е. Черкун. – М.: Агропромиздат, 1991. – 184 с.

131. Методика определения экономической эффективности технологий и сельскохозяйственной техники [Текст]. – М.: МСХ и продовольствия РФ, 1998. – 240 с.

132. Власов, П.А. Средства повышения работоспособности гидропривода при низких температурах [Текст] / П.А. Власов, Е.Г. Рылякин // Сборник материалов научно-практической конференции, посвященной 55-летию Пензенской ГСХА «Наука и образование – сельскому хозяйству». – Пенза: РИО ПГСХА, 2006. – С.204

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

134. Lappalainen E., Vilenus M., Jokinen K. Hydraul. Pneum. Mech. Power, 1984, 30, №358, p. 281-283.

135. Why do pump bearings fail? [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.mcnallyinstitute.com/>

136. Roylance B., Williams J. and Dwyer-Joyce R (2000, February 7). Wear Debris and Associated Wear Phenomena – Fundamental Research and Practice, Proceedings of the IMECHE Part J Journal of Engineering Tribology 214. pp. 79-105.

137. Sundberg, A. Management aspects on Condition Based Maintenance – the new opportunity for maritime industry / Anders Sundberg // International cooperation on marine engineering systems: Paper presented at the 9th International Conference on Marine Engineering Systems at the Helsinki University of Technology. – 19-21 May 2003

138. Akagi S. Heat Transfer in Oil Tanks of Ship. – Japan Shipbuilding and Mar. Eng, 1969, v. 4, № 2, p. 26-35.

139. Shuhara J., Kato H., Kurichara T. Experimental studies on the Rolling Effect on Heat losses From Oil Tanker Cargoes. – Report of Research Institute for Applied Mechanics, 1976, v. 24, № 76, p. 1-30.

140. Hydraulic pump life cut short by particle contamination / Insider Secrets To Hydraulics 9-27-03. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.insidersecretstohydraulics.com/>

ПРИЛОЖЕНИЕ

Приложение 1

Расчет потерь мощности в трубопроводах гидросистемы трактора Т150К/ХТЗ-150К-09

Движение рабочей жидкости в гидросистеме трактора Т-150К/ХТЗ-150К-09 осуществляется по всасывающему (в), напорному (н) и сливному (с) трубопроводам, а также по трубопроводам, соединяющим распределитель с силовым цилиндром (1,2). Потери мощности в трубопроводах определяем, используя формулу

$$N_{\text{птр.1}} = q_n \cdot \omega_n \cdot \eta_{\text{обн}} \cdot \Delta P_{\text{тр.1}}$$

Т а б л и ц а П 1 . 1

Расчет потерь мощности трубопровода (1)

Параметр	Значение
$Re_{\text{тр.1}}$ – число Рейнольдса*	$Re_{\text{тр.1}} = 1263,16$
$\lambda_{\text{тр.1}}$ – коэффициент трения жидкости о стенки трубопровода*	$\lambda_{\text{тр.1}} = 0,06$
$l_{\text{тр.1}}$ – длина трубопровода, м	$l_{\text{тр.1}} = 1,45$
$\gamma_{\text{ж}}$ – плотность рабочей жидкости, кг/м ³	$\gamma_{\text{ж}} = 889$
ν – коэффициент кинематической вязкости рабочей жидкости, м ² /с	$\nu = 76 \cdot 10^{-6}$
$d_{\text{тр}}$ – диаметр трубопровода, м	$d_{\text{тр}} = 0,016$
$\xi_{\text{тр.1}}$ – коэффициент местных потерь в трубопроводе	$\xi_{\text{тр.1}} = 0,7$
$\Delta P_{\text{птр.1}}$ – путевые потери давления в трубопроводе, МПа*	$\Delta P_{\text{птр.1}} = 0,086$
$\Delta P_{\text{мтр.1}}$ – местные потери давления в трубопроводе, МПа*	$\Delta P_{\text{мтр.1}} = 0,011$
$\Delta P_{\text{тр.1}}$ – потери давления в трубопроводе, МПа*	$\Delta P_{\text{тр.1}} = 0,097$
$N_{\text{птр.1}}$ – потери мощности в трубопроводе, Вт*	$N_{\text{птр.1}} = 184,6$

* Рассчитываемый параметр

Т а б л и ц а П 1 . 2

Расчет потерь мощности трубопровода (2)

Параметр	Значение
$Re_{\text{тр.2}}$ – число Рейнольдса*	$Re_{\text{тр.2}} = 1263,2$
$\lambda_{\text{тр.2}}$ – коэффициент трения жидкости о стенки трубопровода*	$\lambda_{\text{тр.2}} = 0,06$
$l_{\text{тр.2}}$ – длина трубопровода, м	$l_{\text{тр.2}} = 1,45$
$\gamma_{\text{ж}}$ – плотность рабочей жидкости, кг/м ³	$\gamma_{\text{ж}} = 889$
ν – коэффициент кинематической вязкости рабочей жидкости, м ² /с	$\nu = 76 \cdot 10^{-6}$
$d_{\text{тр}}$ – диаметр трубопровода, м	$d_{\text{тр}} = 0,016$
$\xi_{\text{тр.2}}$ – коэффициент местных потерь в трубопроводе	$\xi_{\text{тр.2}} = 0,5$
$\Delta P_{\text{птр.2}}$ – путевые потери давления в трубопроводе, МПа*	$\Delta P_{\text{птр.2}} = 0,086$
$\Delta P_{\text{мтр.2}}$ – местные потери давления в трубопроводе, МПа*	$\Delta P_{\text{мтр.2}} = 0,008$
$\Delta P_{\text{тр.2}}$ – потери давления в трубопроводе, МПа*	$\Delta P_{\text{тр.2}} = 0,094$
$N_{\text{птр.2}}$ – потери мощности в трубопроводе, Вт*	$N_{\text{птр.2}} = 176,92$

* Рассчитываемый параметр

Расчет потерь мощности трубопровода (с)

Параметр	Значение
$Re_{тр.с.}$ – число Рейнольдса*	$Re_{тр.с.} = 421,05$
$\lambda_{тр.с.}$ – коэффициент трения жидкости о стенки трубопровода*	$\lambda_{тр.с.} = 0,18$
$l_{тр.с.}$ – длина трубопровода, м	$l_{тр.с.} = 1,025$
$\gamma_{ж}$ – плотность рабочей жидкости, кг/м ³	$\gamma_{ж} = 889$
ν – коэффициент кинематической вязкости рабочей жидкости, м ² /с	$\nu = 76 \cdot 10^{-6}$
$d_{тр}$ – диаметр трубопровода, м	$d_{тр} = 0,016$
$\xi_{тр.с.}$ – коэффициент местных потерь в трубопроводе	$\xi_{тр.с.} = 0,8$
$\Delta P_{птр.с.}$ – путевые потери давления в трубопроводе, МПа*	$\Delta P_{птр.с.} = 0,02$
$\Delta P_{мтр.с.}$ – местные потери давления в трубопроводе, МПа*	$\Delta P_{мтр.с.} = 0,001$
$\Delta P_{тр.с.}$ – потери давления в трубопроводе, МПа*	$\Delta P_{тр.с.} = 0,022$
$N_{птр.с.}$ – потери мощности в трубопроводе, Вт*	$N_{птр.с.} = 40,82$

* Рассчитываемый параметр

Расчет потерь мощности трубопровода (в)

Параметр	Значение
$Re_{тр.в.}$ – число Рейнольдса*	$Re_{тр.в.} = 252$
$\lambda_{тр.в.}$ – коэффициент трения жидкости о стенки трубопровода*	$\lambda_{тр.в.} = 0,3$
$l_{тр.в.}$ – длина трубопровода, м	$l_{тр.в.} = 0,25$
$\gamma_{ж}$ – плотность рабочей жидкости, кг/м ³	$\gamma_{ж} = 889$
ν – коэффициент кинематической вязкости рабочей жидкости, м ² /с	$\nu = 76 \cdot 10^{-6}$
$d_{тр}$ – диаметр трубопровода, м	$d_{тр} = 0,016$
$\xi_{тр.в.}$ – коэффициент местных потерь в трубопроводе	$\xi_{тр.в.} = 0,8$
$\Delta P_{птр.в.}$ – путевые потери давления в трубопроводе, МПа*	$\Delta P_{птр.в.} = 0,003$
$\Delta P_{мтр.в.}$ – местные потери давления в трубопроводе, МПа*	$\Delta P_{мтр.в.} = 0,001$
$\Delta P_{тр.в.}$ – потери давления в трубопроводе, МПа*	$\Delta P_{тр.в.} = 0,004$
$N_{птр.в.}$ – потери мощности в трубопроводе, Вт*	$N_{птр.в.} = 6,54$

* Рассчитываемый параметр

Расчет количества теплоты, отдаваемой теплообменником

Количество передаваемого тепла определится по формуле [1, 42, 91, 92, 101, 102, 120]:

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

Температура греющего теплоносителя на выходе [91,92,102]:

$$t''_{ж1} = t'_{ж1} - \frac{Q}{G_1 \cdot c_{p1}}.$$

Находим средние арифметические значения температур теплоносителей и значения физических свойств масла при этих температурах:

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

Скорости движения теплоносителей выбираем согласно рекомендаций [91, 101, 120]

Число Рейнольдса для потока греющего теплоносителя [1, 42, 91, 92, 101, 102, 120]:

$$Re_{ж1} = \frac{v_1 \cdot d_1}{\nu_{ж1}}.$$

Для турбулентного режима течения греющего теплоносителя расчет числа Нуссельта и коэффициента теплоотдачи ведем по формулам [1, 42, 91, 102]:

$$Nu_{ж1} = 0,021 \cdot Re_{ж1}^{0,8} \cdot Pr_{ж1}^{0,43} \cdot (Pr_{ж1} / Pr_c)^{0,25} \cdot \xi_{ж1}.$$

$$\alpha_1 = Nu_{ж1} \cdot \frac{\lambda_{ж1}}{d_1}.$$

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

Коэффициент теплопередачи [1, 42, 91, 92, 101, 102, 120]:

$$k = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta_c / \lambda_c + 1/\alpha_2}.$$

Для уточнения конечных температур теплоносителей воспользуемся формулами [92]:

$$t''_1 = t'_{ж1} - (t'_{ж1} - t'_{ж2}) \cdot Z; \quad t''_2 = t'_{ж2} + (t'_{ж1} - t'_{ж2}) \cdot Z \cdot \frac{G_1 \cdot c_{p1}}{G_2 \cdot c_{p2}}.$$

Расчет количества теплоты, отдаваемой теплообменником

Параметры	Значение
1	2
c_{p2} – удельная теплоемкость нагреваемого теплоносителя, Дж/(кг·°C)	$c_{p2} = 1910$
c_{p1} – удельная теплоемкость греющего теплоносителя, Дж/(кг·°C)	$c_{p1} = 2070$
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, °C	$t'_{ж2} = 0$
$t''_{ж2}$ – конечная температура нагреваемого теплоносителя, °C	$t''_{ж2} = 40$
$t'_{ж1}$ – начальная температура греющего теплоносителя, °C	$t'_{ж1} = 90$
Q – количество передаваемого тепла, кДж/с*	$Q = 124,2$
$t_{ж2}$ – среднеарифметическая температура нагреваемого теплоносителя, °C*	$t_{ж2} = 20$
$t_{ж1}$ – среднеарифметическая температура греющего теплоносителя, °C*	$t_{ж1} = 85$
$\gamma_{ж1}$ – 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·°C)	$\lambda_{ж2} = 0,127$
$\lambda_{ж1}$ – коэффициент теплопроводности греющего теплоносителя, Вт/(м·°C)	$\lambda_{ж1} = 0,13$
$Pr_{ж2}$ – число Прандтля для нагреваемого теплоносителя	$Pr_{ж2} = 3730$
$Pr_{ж1}$ – число Прандтля для греющего теплоносителя	$Pr_{ж1} = 265$
$v_{ж2}$ – скорость движения нагреваемого теплоносителя, м/с	$v_{ж2} = 8,9$
$v_{ж1}$ – скорость движения греющего теплоносителя, м/с	$v_{ж1} = 1,5$
$Re_{ж2}$ – 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 ·°C)*	$\alpha_1 = 7396,5$
α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки змеевика теплообменника к нагреваемому теплоносителю, Вт/(м ² ·°C)*	$\alpha_2 = 10889,1$
t_c – температура стенки змеевика теплообменника, °C	$t_c = 50$
k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² ·°C)*	$k = 4260,3$
t''_1 – уточненное значение конечной температуры нагреваемого теплоносителя, °C*	$t''_1 = 81,6$
t''_2 – уточненное значение конечной температуры греющего теплоносителя, °C*	$t''_2 = 37,2$

* Рассчитываемые показатели

**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 %

Т а б л и ц а П 3 . 1

Значения коэффициентов уравнения регрессии

	b1	b2	b3
Estimate	0,00497	- 0,4651	21,52392

Т а б л и ц а П 3 . 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 4

Результаты обработки экспериментальных данных многофакторного эксперимента по исследованию износа образцов поверхностей трения

Т а б л и ц а П 4 . 1

Расчет дисперсии воспроизводимости эксперимента

№ опыта	x_1	x_2	x_3	y_1	y_2	y_3	\bar{y}	S_u^2
1	1	1	1	1,09	1,042	0,994	1,042	0,002
2	1	1	-1	1,46	1,466	1,457	1,461	$2,1 \cdot 10^{-5}$
3	1	-1	1	1,488	1,421	1,3	1,403	0,009
4	1	-1	-1	1,512	1,505	1,612	1,543	0,004
5	-1	1	1	1,861	1,846	1,858	1,855	$6,3 \cdot 10^{-5}$
6	-1	1	-1	0,845	0,831	0,784	0,82	0,001
7	-1	-1	1	0,923	0,952	0,924	0,933	0,0003
8	-1	-1	-1	0,955	0,965	1,416	1,112	0,069
9	1	0	0	1,132	1,422	1,724	1,426	0,088
10	-1	0	0	1,203	1,201	1,211	1,205	$2,8 \cdot 10^{-5}$
11	0	1	0	0,974	1,046	0,929	0,983	0,004
12	0	-1	0	1,502	1,409	1,358	1,423	0,005
13	0	0	1	1,307	1,316	1,298	1,307	$8,1 \cdot 10^{-5}$
14	0	0	-1	1,482	1,693	1,109	1,428	0,087
15	0	0	0	1,769	1,736	1,754	1,753	0,0003
Табличное значение G-критерия Кохрена, $G_{кр}=0,335$								
Расчетное значение G-критерия Кохрена, $G=0,325$								
$\sum S_u^2$								0,27
\bar{y}_{CP}							19,69	
Дисперсия воспроизводимости эксперимента, $S^2(\bar{y})=0,02$								

Т а б л и ц а П 4 . 2

Значения коэффициентов уравнения регрессии

	b1	b2	b3	b4	b5	b6	b7	b8	b9	b10
Значение	0,293	0	0,118	0	0	0	-0,041	0,206	0,199	1,072

Опытные и расчетные значения переменных

Опытные значения, г	Расчетные значения, г	Разница между опытными и расчетными значениями, г
1,042	1,032	0,010
1,461	1,476	-0,015
1,403	1,406	-0,003
1,543	1,528	0,015
1,855	1,862	-0,007
0,820	0,817	0,003
0,933	0,991	-0,058
1,112	1,072	0,040
1,426	1,388	0,038
1,205	1,228	-0,023
0,983	0,971	0,012
1,423	1,433	-0,010
1,307	1,324	-0,017
1,428	1,408	0,020
1,753	1,758	-0,005
Средние значения		
19,694	19,694	

Проверка адекватности выбранной модели и значения коэффициента корреляции [101]

Остаточная сумма квадратов (финальный остаток): $S_{ад}^2 = 0,004$

F-критерий Фишера: $F = 0,207$

Критическое значение F-критерия Фишера: $F = 2,1$

$$F < F_{кр} = 1$$

Условие оказалось не ложным (равным 1, а не 0), следовательно, полученная модель адекватно описывают результаты опытов.

Скорректированные средние квадратичные отклонения результатов:

$$S_x = 19,029 \quad S_y = 19,029$$

Выборочный корреляционный момент: $K_{xy} = 362,084$

Коэффициент корреляции: $r = 0,9999$

Корреляционное отношение: $\eta = 0,829$

t-критерий коэффициента корреляции: $tr = 2786,5$

Табличное значение t-критерия: $Tr = 2,145$

$$|tr| < Tr = 0$$

Условие оказалось ложным, следовательно, различия в представленных выборках существенны, то есть, вычисленное значение коэффициента корреляции достоверно.

Приложение 5

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°C

Model: $T=b1*\tau^3+b2*\tau^2+b3*\tau+b4$ (Spreadsheet1)

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

Final loss: 17,969280719 R=,98942 Variance explained: 97,894 %

Т а б л и ц а П 5 . 1

Значения коэффициентов уравнения регрессии

	b1	b2	b3	b4
Estimate	0,000075	-0,017408	1,243236	-14,5247

Т а б л и ц а П 5 . 2

Опытные и расчетные значения переменных

Опытные значения, °C	Расчетные значения, °C	Разница между опытными и расчетными значениями, °C
-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°C

Model: $T=b1*\tau^3+b2*\tau^2+b3*\tau+b4$ (Spreadsheet1)

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

Final loss: 17,309190809 R=,99040 Variance explained: 98,090 %

Т а б л и ц а П . 5 . 3

Значения коэффициентов уравнения регрессии

	b1	b2	b3	b4
Estimate	0,000075	-0,017567	1,264860	0,648352

Окончание прил. 5
Таблица П5.4

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: $T = b_1 * \tau^3 + b_2 * \tau^2 + b_3 * \tau + b_4$ (Spreadsheet1)

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

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

Таблица П5.5

Значения коэффициентов уравнения регрессии

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

Таблица П5.6

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

Приложение 6

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

Динамика температуры рабочей жидкости в гидросистеме стенда (при работе системы терморегулирования)

при температуре окружающего воздуха: минус 16°С

Model: $T=b1*\tau^3+b2*\tau^2+b3*\tau+b4$ (Spreadsheet1)

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

Final loss: 133,61388611 R=,98104 Variance explained: 96,244 %

Т а б л и ц а П 6 . 1

Значения коэффициентов уравнения регрессии

	b1	b2	b3	b4
Estimate	0,000167	-0,038019	2,638803	-11,7308

Т а б л и ц а П 6 . 2

Опытные и расчетные значения переменных

Опытные значения, °С	Расчетные значения, °С	Разница между опытными и расчетными значениями, °С
-16,0000	-11,7308	-4,26923
13,0000	11,0220	1,97802
33,0000	27,1708	5,82917
40,5000	37,7158	2,78422
42,0000	43,6568	-1,65684
42,0000	45,9940	-3,99401
42,0000	45,7273	-3,72727
42,0000	43,8566	-1,85664
42,0000	41,3821	0,61788
42,0000	39,3037	2,69630
42,0000	38,6214	3,37862
42,0000	40,3352	1,66484
42,0000	45,4451	-3,44505

Динамика температуры рабочей жидкости в гидросистеме стенда (при работе системы терморегулирования)

при температуре окружающего воздуха: минус 1°С

Model: $T=b1*\tau^3+b2*\tau^2+b3*\tau+b4$ (Spreadsheet1)

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

Final loss: 188,24325674 R=,97269 Variance explained: 94,612 %

Т а б л и ц а П 6 . 3

Значения коэффициентов уравнения регрессии

	b1	b2	b3	b4
Estimate	0,000171	-0,038721	2,650849	5,181319

Окончание прил. 6
Таблица Пб.4

Опытные и расчетные значения переменных

Опытные значения, °С	Расчетные значения, °С	Разница между опытными и расчетными значениями, °С
-1,00000	5,18132	-6,18132
33,00000	27,98901	5,01099
50,50000	44,08042	6,41958
56,00000	54,48352	1,51648
58,00000	60,22627	-2,22627
58,00000	62,33666	-4,33666
58,00000	61,84266	-3,84266
58,00000	59,77223	-1,77223
58,00000	57,15335	0,84665
58,00000	55,01399	2,98601
58,00000	54,38212	3,61788
58,00000	56,28571	1,71429
58,00000	61,75275	-3,75275

Динамика температуры рабочей жидкости в гидросистеме стенда
(при работе системы терморегулирования)

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: 464,50849151 R=,94862 Variance explained: 89,987 %

Таблица Пб.5

Значения коэффициентов уравнения регрессии

	b1	b2	b3	b4
Estimate	0,000212	-0,046958	3,124800	34,76374

Таблица Пб.6

Опытные и расчетные значения переменных

Опытные значения, °С	Расчетные значения, °С	Разница между опытными и расчетными значениями, °С
24,00000	34,7637	-10,7637
73,00000	61,5275	11,4725
88,00000	80,1688	7,8312
93,00000	91,9570	1,0430
94,00000	98,1613	-4,1613
94,00000	100,0509	-6,0509
94,00000	98,8951	-4,8951
94,00000	95,9630	-1,9630
94,00000	92,5240	1,4760
94,00000	89,8472	4,1528
94,00000	89,2018	4,7982
94,00000	91,8571	2,1429
94,00000	99,0824	-5,0824

Приложение 7

Результаты обработки экспериментальных данных исследования температурных условий работы масла в гидросистеме трактора Т-150К/ХТЗ-150К-09, оборудованной системой терморегулирования

Динамика температуры рабочей жидкости в гидросистеме трактора (при работе системы терморегулирования)

при температуре окружающего воздуха: минус 28°C

Model: $T=b1*\tau^3+b2*\tau^2+b3*\tau+b4$ (Spreadsheet1)

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

Final loss: 42,774225774 R=,99612 Variance explained: 99,225 %

Т а б л и ц а П 7 . 1

Значения коэффициентов уравнения регрессии

	b1	b2	b3	b4
Estimate	0,000157	-0,038027	2,887121	-27,5330

Т а б л и ц а П 7 . 2

Опытные и расчетные значения переменных

Опытные значения, °C	Расчетные значения, °C	Разница между опытными и расчетными значениями, °C
-28,0000	-27,5330	-0,46703
-4,0000	-2,3077	-1,69231
18,0000	16,2527	1,74725
32,0000	29,0889	2,91109
38,0000	37,1414	0,85864
40,0000	41,3506	-1,35065
40,0000	42,6573	-2,65734
40,0000	42,0020	-2,00200
40,0000	40,3252	-0,32517
40,0000	38,5674	1,43257
40,0000	37,6693	2,33067
40,0000	38,5714	1,42857
40,0000	42,2143	-2,21429

Динамика температуры рабочей жидкости в гидросистеме трактора (при работе системы терморегулирования)

при температуре окружающего воздуха: минус 11°C

Model: $T=b1*\tau^3+b2*\tau^2+b3*\tau+b4$ (Spreadsheet1)

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

Final loss: 37,251810689 R=,99442 Variance explained: 98,888 %

Т а б л и ц а П 7 . 3

Значения коэффициентов уравнения регрессии

	b1	b2	b3	b4
Estimate	0,000131	-0,031260	2,321618	-9,67720

Окончание прил. 7

Таблица П7.4

Опытные и расчетные значения переменных

Опытные значения, °С	Расчетные значения, °С	Разница между опытными и расчетными значениями, °С
-11,0000	-9,67720	-1,32280
10,0000	10,54396	-0,54396
28,0000	25,29895	2,70105
37,5000	35,37363	2,12637
41,5000	41,55382	-0,05382
43,0000	44,62537	-1,62537
43,0000	45,37413	-2,37413
43,0000	44,58591	-1,58591
43,0000	43,04658	-0,04658
43,0000	41,54196	1,45804
43,0000	40,85789	2,14211
43,0000	41,78022	1,21978
43,0000	45,09478	-2,09478

Динамика температуры рабочей жидкости в гидросистеме трактора
(при работе системы терморегулирования)

при температуре окружающего воздуха: минус 6°С

Model: $T=b1*\tau^3+b2*\tau^2+b3*\tau+b4$ (Spreadsheet1)

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

Final loss: 51,655344655 R=,99184 Variance explained: 98,374 %

Таблица П7.5

Значения коэффициентов уравнения регрессии

	b1	b2	b3	b4
Estimate	0,000132	-0,031274	2,294564	-3,29121

Таблица П7.6

Опытные и расчетные значения переменных

Опытные значения, °С	Расчетные значения, °С	Разница между опытными и расчетными значениями, °С
-6,00000	-3,29121	-2,70879
18,00000	16,65934	1,34066
35,00000	31,14885	3,85115
42,00000	40,97103	1,02897
46,00000	46,91958	-0,91958
48,00000	49,78821	-1,78821
48,00000	50,37063	-2,37063
48,00000	49,46054	-1,46054
48,00000	47,85165	0,14835
48,00000	46,33766	1,66234
48,00000	45,71229	2,28771
48,00000	46,76923	1,23077
48,00000	50,30220	-2,30220

Приложение 8

**Результаты обработки экспериментальных данных зависимости
объемного КПД гидронасоса от температуры рабочей жидкости
гидросистемы, оборудованной системой терморегулирования**

Зависимость объемного КПД гидронасоса от температуры
рабочей жидкости гидросистемы стенда КИ-4815М
(при работе системы терморегулирования)

Model: $\eta = b_1 \cdot t_m^2 + b_2 \cdot t_m + b_3$ (Spreadsheet1)

Dep. var: η Loss: (OBS-PRED)**2

Final loss: ,002571429 R=,98238 Variance explained: 96,506 %

Т а б л и ц а П 8 . 1

Значения коэффициентов уравнения регрессии

	b1	b2	b3
Estimate	-0,000181	0,013857	0,686667

Т а б л и ц а П 8 . 2

Опытные и расчетные значения переменных

Опытные значения	Расчетные значения	Разница между опытными и расчетными значениями
0,77	0,751	0,019
0,86	0,891	-0,031
0,94	0,950	-0,010
0,96	0,927	0,033
0,82	0,823	-0,003
0,63	0,637	-0,007

Зависимость объемного КПД гидронасоса от температуры
рабочей жидкости гидросистемы трактора
(при работе системы терморегулирования), по прибору ДР-90

Model: $\eta = b_1 \cdot t_m^2 + b_2 \cdot t_m + b_3$ (Spreadsheet1)

Dep. var: η Loss: (OBS-PRED)**2

Final loss: ,001589286 R=,98848 Variance explained: 97,708 %

Т а б л и ц а П 8 . 3

Значения коэффициентов уравнения регрессии

	b1	b2	b3
Estimate	-0,000188	0,015512	0,548929

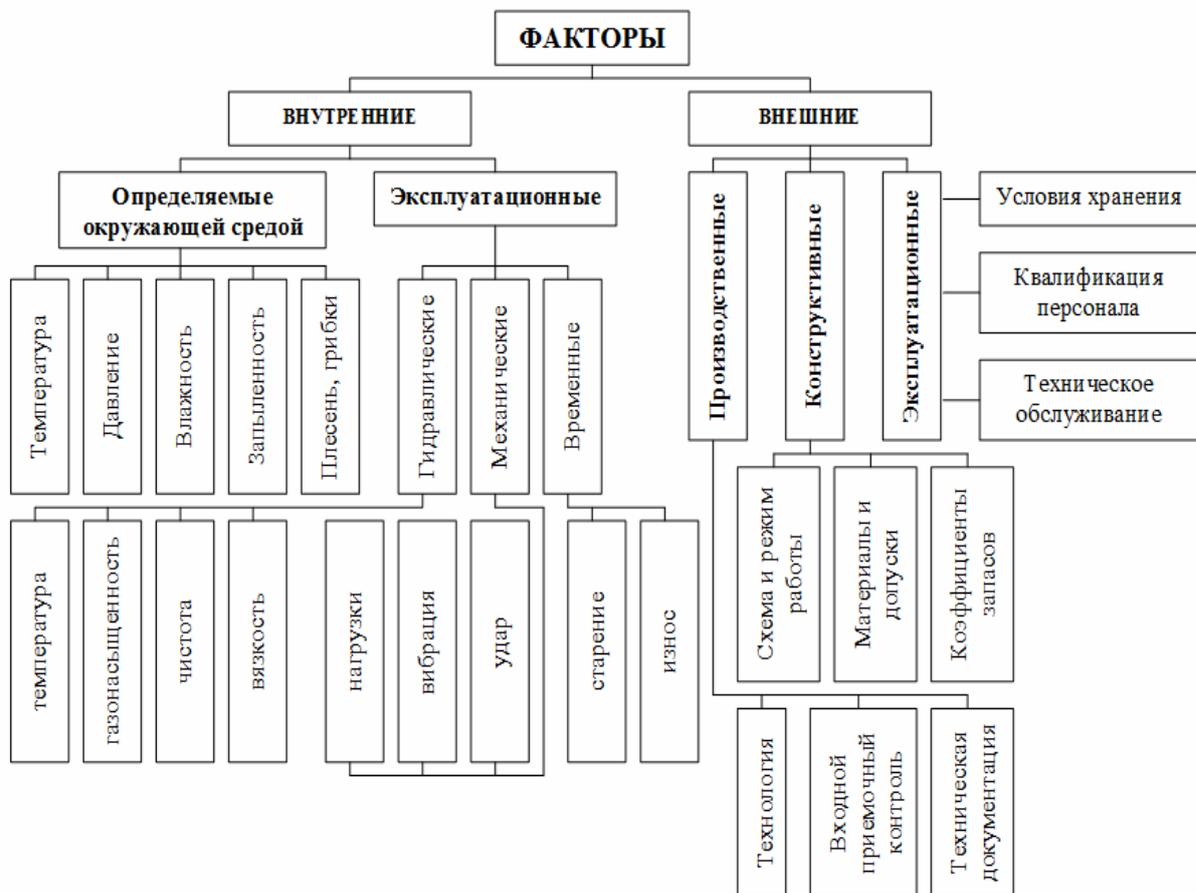
Т а б л и ц а П 8 . 4

Опытные и расчетные значения переменных

Опытные значения	Расчетные значения	Разница между опытными и расчетными значениями
0,63	0,622	0,008
0,78	0,784	-0,004
0,84	0,861	-0,021
0,86	0,854	0,006
0,79	0,763	0,027
0,57	0,586	-0,016

На работоспособность и долговечность гидросистем влияет много факторов, наибольшее количество отказов из которых вызывают эксплуатационные факторы, действующие на гидросистему постоянно со стороны окружающей среды. Наиболее значимые – это чистота и температурные условия работы рабочей жидкости, которые могут привести к значительному, в несколько раз, уменьшению сроков службы гидроагрегатов.

Одним из методов повышения работоспособности агрегатов гидросистем является улучшение режима их смазки путем применения рациональных температур гидравлических масел в условиях эксплуатации.



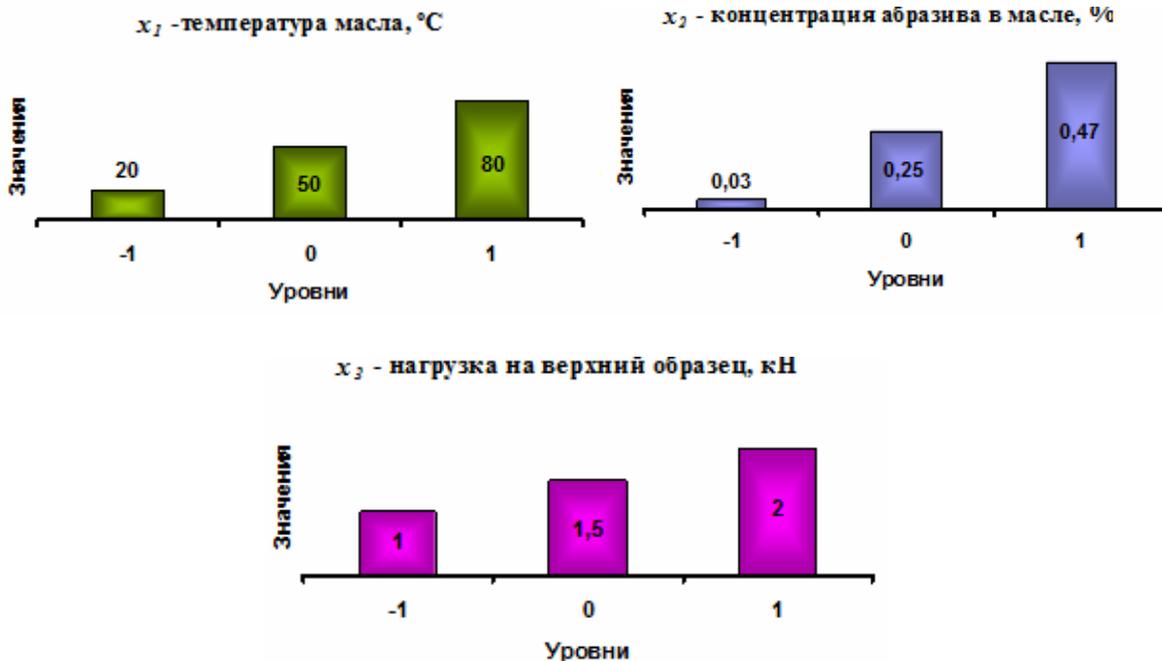
На *первом* этапе был проведен трехфакторный эксперимент для исследования износа ресурсопределяющих сопряжений агрегатов гидросистемы. Оценивалось влияние температуры рабочей жидкости, концентрации абразива в масле, нагрузка в сопряжении на износ образцов поверхностей трения «ролик-колодка».

Эксперимент носил экстремальный характер. В качестве функции отклика использовался полином второго порядка. С целью сокращения числа опытов эксперимент проводили по плану, близкому к D-оптимальному, с опытом в центре плана.

МЕТОДИКА ЛАБОРАТОРНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ВЛИЯНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ НА ИЗНОС ОБРАЗЦОВ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРЕНИЯ

План трехфакторного эксперимента второго порядка, близкий к D-оптимальному

№ опыта		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Значения факторов	x_1	-1	-1	-1	-1	-1	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1
	x_2	-1	-1	0	1	1	-1	0	0	0	1	-1	-1	0	1	1
	x_3	-1	1	0	-1	1	0	-1	0	1	0	-1	1	0	-1	1



Для решения третьей задачи исследования и количественной оценки влияния температуры и других факторов на износ образцов поверхностей трения, реализован многофакторный эксперимент согласно разработанной методике. В результате математической обработки результатов эксперимента на ПЭВМ получено уравнение регрессии (полином второй степени).

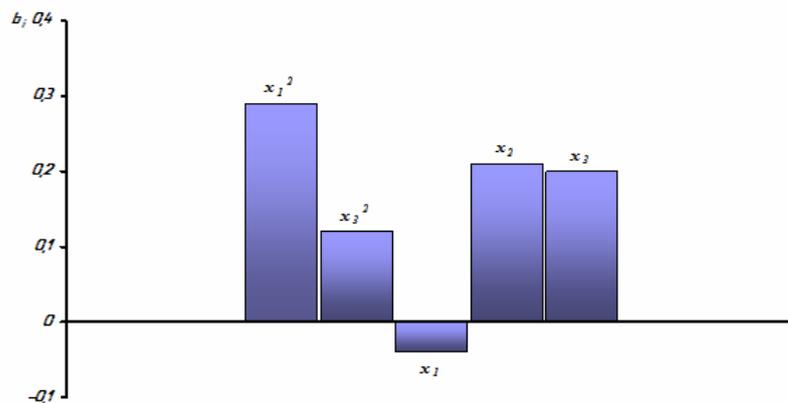
Из анализа гистограммы относительного уровня влияния факторов и их соотношений видно, что в области эксперимента в наибольшей степени износ образцов поверхностей трения зависит от нагрузки на верхний образец и концентрации абразива в масле.

Уравнение регрессии (полином второй степени) в кодированном виде

$$i = 0,29x_1^2 + 0,12x_3^2 - 0,04x_1 + 0,21x_2 + 0,2x_3 + 1,07,$$

- где i – суммарный износ образцов поверхностей трения, г;
 x_1 – кодированное значение температуры масла в емкости;
 x_2 – кодированное значение концентрации абразива в масле;
 x_3 – кодированное значение нагрузки на колодку.

Гистограмма относительного влияния факторов и их соотношений



Уравнение регрессии, приведенное к натуральным значениям факторов

$$i = 0,00033 t_m^2 + 0,47P^2 - 0,03t_m + 1,94C - 0,96P + 2,02,$$

- где t_m – температура масла в емкости, °С;
 P – нагрузка на колодку, кН;
 C – концентрация абразива в масле, %.

Приложение 11

Согласно программе исследований на третьем этапе проводили эксплуатационные исследования гидросистемы трактора оборудованной системой терморегулирования в условиях эксплуатации.

Установлено, что без участия системы терморегулирования при работе гидроагрегатов свыше 2 часов при температурах окружающего воздуха $-28...-8^{\circ}\text{C}$, температура масла так и не достигла рекомендуемой температуры $+40^{\circ}\text{C}$. Время нагрева масла до указанной температуры с использованием системы терморегулирования составляет: при начальной температуре масла -28°C – 82 мин; -18°C – 67 мин; -8°C – 23 мин.

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

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

Изменение основных параметров работоспособности гидроагрегатов

Температура рабочей жидкости, $^{\circ}\text{C}$	5	20	35	50	65	80
Падение давления, ΔP , МПа	0	0	0	0	0	0,5
Фактическая подача рабочей жидкости, Q_f , л/мин	82,7	92,4	100,9	103,1	88,1	67,7
Давление срабатывания, МПа:						
– авт. возв. золотника	11,0	11,0	10,9	10,8	10,9	10,9
– предохран. клапана	13,1	13,1	13,0	13,0	13,0	13,1
Объемный КПД, $\eta_{об}$	0,77	0,86	0,94	0,96	0,82	0,63

О Г Л А В Л Е Н И Е

ПРЕДИСЛОВИЕ	3
ВВЕДЕНИЕ	4
1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ	5
1.1. Изменение технического состояния гидросистем мобильных машин в процессе эксплуатации.....	5
1.2. Анализ факторов влияющих на надежность гидросистем	9
1.3. Влияние температуры рабочей жидкости на изменение работоспособности гидросистемы	13
1.4. Способы улучшения работоспособности гидравлических систем мобильных машин	21
1.5. Выводы и задачи исследования.....	26
2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ СИСТЕМЫ ТЕРМОРЕГУЛИРОВАНИЯ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ В ГИДРОСИСТЕМЕ.....	27
2.1. Определение связи между свойствами устройств охлаждения системы смазки ДВС и внешних факторов с критерием температурно-динамической характеристики	30
2.2. Влияние температуры окружающего воздуха на изменение теплового режима гидросистемы машины	33
2.3. Тепловой расчет теплообменного аппарата системы терморегулирования рабочей жидкости	40
2.4. Теоретическое обоснование конструктивных параметров теплообменника системы терморегулирования рабочей жидкости	45
2.5. Выводы.....	47
3. ПРОГРАММА И МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ	48
3.1. Программа экспериментальных исследований	48
3.2. Объект и лабораторное оборудование первого этапа исследований	49
3.3. Методика проведения лабораторных испытаний.....	52
3.3.1. Методика исследования влияния вязкостно-температурных свойств масел на энергозатраты на трение.....	52
3.3.2. Методика определения рациональных температурных режимов работы узла трения на масле, содержащем абразивные примеси.....	52
3.4. Методика определения износа образцов.....	55

3.5. Конструкция и принцип работы системы терморегулирования	55
3.6. Оборудование и технология установки системы терморегулирования при проведении второго этапа исследований.....	56
3.7. Объект и оборудование для проведения третьего этапа исследований.....	59
3.8. Методика исследования температурных условий работы масла в гидросистемах опытных машин	62
3.9. Методика исследования температурных условий работы масла в гидросистемах машин, оборудованных системой терморегулирования.....	62
3.10. Методика обработки результатов экспериментальных исследований.....	63
4. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ИХ АНАЛИЗ	66
4.1. Влияние вязкостно-температурных свойств масла на энергозатраты на трение	66
4.2. Статистическая модель зависимости изнашивания образцов трения от эксплуатационных факторов и ее анализ	67
4.3. Поиск оптимальных условий работы узла трения (на примере образцов трения)	70
4.4. Результаты исследования температурных условий работы масла в гидросистеме стенда с применением системы терморегулирования рабочей жидкости	72
4.5. Результаты стендовых исследований изменения работоспособности гидроагрегатов мобильных машин от температуры рабочей жидкости.....	75
4.6. Результаты исследования температурных условий работы масла в гидросистеме мобильной машины с применением системы терморегулирования рабочей жидкости	76
4.7. Результаты исследования изменения работоспособности гидросистемы мобильной машины от температуры рабочей жидкости.....	78
4.8. Аналитическая оценка влияния разработанной системы терморегулирования на топливную экономичность дизеля мобильной машины	79
4.9. Рекомендации по применению системы терморегулирования рабочей жидкости.....	82
4.10. Выводы	83

5. ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ	84
5.1. Определение затрат на модернизацию гидравлической системы мобильной машины	84
5.2. Определение экономической эффективности модернизации гидросистемы мобильной машины	88
5.3. Выводы.....	90
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	91
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	92
ПРИЛОЖЕНИЕ.....	103

Научное издание

Рылякин Евгений Геннадьевич
Захаров Юрий Альбертович

ОБЕСПЕЧЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ГИДРОПРИВОДА
МОБИЛЬНЫХ МАШИН ПРИ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ
Монография

В авторской редакции
Верстка Н.А. Сазонова

Подписано в печать 09.10.14. Формат 60×84/16.
Бумага офисная «Снегурочка». Печать на ризографе.
Усл.печ.л. 7,21. Уч.-изд.л. 7,75. Тираж 500 экз. 1-й завод 100 экз.
Заказ № 394.

Издательство ПГУАС.
440028, г. Пенза, ул. Германа Титова, 28.