

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

На правах рукописи
УДК 625.08:62-82

НАУМЕНКО
Анатолий Евгеньевич

**СНИЖЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ЗАТРАТ ОДНОКОВШОВЫХ
ФРОНТАЛЬНЫХ ПОГРУЗЧИКОВ ЗА СЧЕТ ВЫБОРА РАЦИОНАЛЬНЫХ
ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛООВОГО РЕЖИМА ГИДРОПРИВОДА**

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

по специальности 05.05.04 «Дорожные, строительные и
подъемно-транспортные машины»

Минск 2015

Научная работа выполнена в Белорусском национальном техническом университете

Научный руководитель

Щемелев Анатолий Мефодьевич,
кандидат технических наук, профессор,
профессор кафедры «Строительные,
дорожные, подъемно-транспортные
машины и оборудование»
ГУ ВПО «Белорусско-Российский
университет», г. Могилев

Официальные оппоненты:

Шевченко Василий Савельевич,
доктор технических наук, профессор,
профессор кафедры «Летная подготовка и
боевое применение авиации» УО «Военная
академия Республики Беларусь», г. Минск

Сафонов Андрей Иванович,
кандидат технических наук, доцент,
заведующий кафедрой «Гидропневмо-
автоматика и гидропневмопривод»
Белорусского национального технического
университета, г. Минск

Оппонирующая организация

**УО «Белорусский государственный
университет транспорта», г. Гомель**

Защита состоится «17» июня 2015 г. в 14.00 на заседании Совета по защите диссертаций Д 02.05.12 при Белорусском национальном техническом университете по адресу: Республика Беларусь, 220013, г. Минск, пр-т Независимости, 65, корпус 1, аудитория 202; e-mail: www.smolyak.anna@mail.ru; телефон ученого секретаря +375 29 279-32-52

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Белорусского национального технического университета.

Автореферат разослан «15» мая 2015 г.

Ученый секретарь

Совета по защите диссертаций,
кандидат технических наук, доцент



А. Н. Смоляк

ВВЕДЕНИЕ

В настоящий момент острой проблемой, возникающей при эксплуатации строительного-дорожного машин (СДМ), является увеличение цен на топливо, поэтому всё большую актуальность приобретают вопросы энергосбережения.

Для строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин, как и для любой другой продукции, являющейся средством производства, одним из главных показателей конкурентоспособности выступает себестоимость производимой продукции. К основным показателям при расчёте себестоимости продукции относятся затраты на эксплуатацию машины. Наибольшую долю в стоимости моточаса работы СДМ составляют затраты на топливо (до 65...75 %).

Современные мобильные строительные-дорожные машины оснащены объёмным гидроприводом – наиболее энергоёмкой системой мобильных СДМ, значительно влияющим на затраты на топливо, расходуемое машиной. Поэтому задача рассмотрения гидропривода машины с точки зрения эффективности потребляемой им энергии приобретает большое значение.

В последнее время увеличилось количество исследований в области энергосбережения гидрофицированных мобильных машин. Основное внимание в таких работах уделяется энергосберегающим системам, позволяющим рационально использовать энергию двигателя и позволяющим перераспределять энергию, потребляемую гидроприводом в различных рабочих циклах машины, оптимизации конструкции элементов гидравлической арматуры, а также оптимизации технологических циклов. При этом недостаточно рассматриваются возможности снижения потерь энергии в гидросистеме и повышения КПД гидропривода за счет регулирования температуры рабочей жидкости (РЖ).

В настоящее время в Республике Беларусь большую долю при строительстве автодорог занимают погрузочно-разгрузочные работы, для которых наиболее универсальными машинами являются одноковшовые фронтальные погрузчики, выпускаемые «Амкодорм», «БелАЗом», «МоАЗом», поэтому диссертационные исследования были проведены для данного типа строительного-дорожного машин.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Связь работы с крупными научными программами (проектами) и темами

Работа выполнялась по госбюджетной теме ГБ-071 ф (№ ГР 20071602) «Снижение энергопотерь при работе гидропривода строительного дорожной машины за счёт регулирования температуры рабочей жидкости». Проведенные исследования по диссертационной тематике соответствуют приоритетным направлениям научно-технической деятельности в Республике Беларусь на 2006–2010 гг. (Ресурсосберегающие и энергоэффективные технологии производства конкурентоспособной продукции), приоритетным направлениям фундаментальных и прикладных научных исследований Республики Беларусь на 2011–2015 гг. (Производство автомобильной, карьерной, дорожной техники, автобусов, тракторов, сельскохозяйственной техники и производство дизельных двигателей для них), основным направлениям Государственной научно-технической программы «Машиностроение» (Создание и освоение производства в республике новых поколений конкурентоспособной автотракторной, сельскохозяйственной и специальной техники на базе новых и высоких технологий).

Цель и задачи исследования

Цель исследования: выбор рациональных параметров теплового режима гидросистемы, обеспечивающих снижение эксплуатационных затрат на работу одноковшового фронтального погрузчика.

Для достижения сформулированной цели были поставлены и решены следующие **задачи**:

– произвести исследования изменения потерь энергии в гидросистеме одноковшового фронтального погрузчика в зависимости от температуры рабочей жидкости гидросистемы, технического состояния золотниковых пар гидрораспределителя и марки рабочей жидкости;

– разработать методику определения диапазона рациональных температур рабочей жидкости гидросистемы СДМ по критерию минимизации потерь энергии в гидросистеме в зависимости от условий эксплуатации и величины износа золотниковых пар гидрораспределителя. С использованием предложенной методики обосновать диапазон рациональных температур рабочей жидкости для гидросистемы погрузчика МоАЗ-4048 с учетом влияния износа золотниковых пар гидрораспределителя;

– разработать математическую модель, описывающую изменение температуры рабочей жидкости в гидробаке одноковшового фронтального погрузчика в зависимости от времени работы машины и температуры окружающей среды; с использованием математической модели произвести оценку теплового режима гидросистемы погрузчика МоАЗ-4048 и разработать рекомендации по его оптимизации;

– разработать способ принудительного регулирования температуры рабочей жидкости гидросистемы, обеспечивающий ее нахождение в диапазоне рациональных температур при работе машины независимо от температурных условий окружающей среды, режима работы и наработки машины.

Для решения поставленных задач **использованы методы** имитационного моделирования, теории планирования эксперимента и регрессионного анализа, метод конечных элементов, методы математического анализа. Результаты исследований подтверждены методом физического эксперимента.

Объектом исследования является гидропривод одноковшового фронтального погрузчика. **Предмет исследования** – эксплуатационные и технические параметры гидропривода (температура рабочей жидкости, потери энергии в гидросистеме, КПД гидросистемы, эксплуатационные затраты на работу машины).

Научная новизна

Научная новизна заключается в обосновании рационального температурного режима гидропривода, а именно:

– в выявлении зависимостей затрат мощности в гидросистеме и КПД гидросистемы одноковшового фронтального погрузчика от температуры рабочей жидкости, величины зазоров в золотниковых парах гидрораспределителя и марки рабочей жидкости;

– в определении диапазона рациональных температур рабочей жидкости гидросистемы по критерию минимизации потерь энергии с учетом условий эксплуатации машины и износа золотниковых пар гидрораспределителя;

– в обосновании способа совершенствования теплового режима гидросистемы, основанного на определении времени работы машины в течение рабочей смены с температурой рабочей жидкости, находящейся за пределом диапазона рациональных температур.

Положения, выносимые на защиту

1. Аналитические зависимости затрат мощности в гидросистеме и КПД гидросистемы одноковшового фронтального погрузчика от температуры рабочей

жидкости, величины зазоров в золотниковых парах гидрораспределителя и марки рабочей жидкости.

2. Методика определения диапазона рациональных температур рабочей жидкости гидросистемы, основанная на критерии минимизации потерь энергии в гидросистеме, отличающаяся учетом изменения геометрической формы и размеров зазоров золотниковых пар гидрораспределителя в процессе износа, позволяющая установить их влияние на КПД гидропривода.

3. Математическая модель, описывающая изменение температурного состояния рабочей жидкости в гидробаке одноковшового фронтального погрузчика в зависимости от наработки машины, учитывающая, смену рабочих операций, составляющих рабочий цикл машины, параметры гидравлической арматуры и гидроаппаратов, температурные условия окружающей среды и физические свойства рабочей жидкости, позволившая произвести оптимизацию теплового режима гидросистемы, заключающуюся в использовании принудительного регулирования температуры рабочей жидкости и снижении объема гидробака.

4. Предложен способ принудительного регулирования температуры рабочей жидкости, заключающийся в обеспечении ее нахождения в диапазоне рациональных температур при работе машины независимо от температурных условий окружающей среды, режима работы и наработки машины, позволяющий на основе разработанных показателей эффективности произвести выбор рационального способа подогрева и обеспечить снижение эксплуатационных затрат на работу машины.

Личный вклад соискателя ученой степени

Автор самостоятельно получил все основные результаты диссертационных исследований и опубликовал 25 работ, из них в соавторстве – 9 работ. Участвовал в совместных работах – в составлении планов, написании докладов и статей, в разработке идей и подаче заявок на изобретения. Общая концепция исследований разработана совместно с научным руководителем канд. техн. наук, проф. А. М. Щемелевым. Результаты, отраженные в диссертационной работе, получены соискателем самостоятельно: математическая модель, описывающая потери энергии в гидросистеме одноковшового фронтального погрузчика, методика расчёта диапазона рациональных температур рабочей жидкости гидросистемы одноковшового фронтального погрузчика; математическая модель рабочего цикла гидропривода одноковшового фронтального погрузчика, позволяющая определить изменение температуры рабочей жидкости в гидросистеме в течение рабочей смены; техническое решение системы регулирования температуры рабочей жидкости для поддержания температуры рабочей жидкости гидросистемы в диапазоне рациональных температур для одноковшовых фронтальных погрузчиков; экспери-

ментальная проверка математической модели изменения температуры рабочей жидкости в гидросистеме в течение рабочей смены; способ определения диапазона рациональных температур рабочей жидкости гидросистемы для погрузчика, находящегося в эксплуатации.

Апробация результатов диссертации

Основные положения и результаты работы докладывались на научно-технических конференциях (НТК): Республиканской НТК аспирантов, магистрантов и студентов «Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности» (г. Могилев, 2005–2007, 2011 гг.), Международной НТК «Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии» (г. Могилев, 2006, 2008–2010 гг.), Международной НТК «Современные технологии, машины и материалы для зимнего содержания автомобильных дорог» (г. Могилев, 2008 г.), Международной НТК «Интерстроймех-2008» (г. Владимир, 2008 г.), Международной НТК «Интерстроймех-2010» (г. Белгород, 2010 г.), Международной НТК «Интерстроймех-2011» (г. Могилев, 2011 г.).

Опубликованность результатов диссертации

По теме диссертации опубликовано 29 работ, из них 6 статей в журналах из Перечня изданий ВАК Беларуси объемом 1,5 авторского листа, 18 статей и тезисов докладов в сборниках международных конференций. Получено 5 патентов на изобретения Республики Беларусь.

Структура и объем диссертации

Диссертация состоит из введения, общей характеристики работы, основной части, включающей пять глав, заключения, библиографического списка (списка использованных источников из 91 наименования, списка публикаций соискателя из 29 наименований) и приложений. Полный объем диссертации 237 страниц. Диссертация содержит 131 страницу основного текста, 41 рисунок, 12 таблиц, 11 приложений.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Во введении обоснована актуальность темы исследования, дана краткая характеристика рассматриваемых вопросов и подходов к их решению, представлена практическая ценность работы.

В первой главе приведен обзор и анализ тенденций и исследований в области развития, повышения эффективности и снижения энергозатрат при эксплуатации гидрофицированных СДМ, а также в области исследования тепловых режимов гидросистем.

Вопросам повышения эффективности гидрофицированных СДМ посвящены работы многих ученых и изобретателей (Т. М. Башты, Т. В. Алексеевой, Л. Г. Красневского, В. С. Шевченко, Н. В. Богдана, П. Н. Кишкевича, А. Е. Якушева, А. В. Королева, В. Ф. Щербакова, А. В. Вавилова, А. Я. Котлобая, А. М. Щемелева, А. Д. Бужинского и др.). При этом основное внимание уделяется исследованию различных процессов в гидросистемах СДМ. Авторы предлагают разнообразные системы, которые работают на основе использования энергии попутных нагрузок, недогрузки двигателя внутреннего сгорания, регулировки гидроаппаратов. Недостаточно внимания уделяется оценке эффективности гидропривода с точки зрения теплового режима гидросистемы. Этому вопросу посвящены работы С. В. Каверзина, И. О. Вашуркина, М. П. Хомутова, А. С. Ереско, В. А. Васильченко и др.

На основании анализа исследований в области тепловых режимов гидропривода сделаны следующие выводы:

– существующие методики расчета теплового режима гидросистем не учитывают изменение технического состояния гидросистемы с увеличением наработки машины (из-за износа плунжерных пар гидроаппаратов), что ведёт к увеличению потерь энергии в гидросистеме при высокой температуре окружающей среды с увеличением наработки машины;

– в настоящее время на строительно-дорожных машинах, выпускаемых в странах СНГ, применяется принудительное регулирование температуры рабочей жидкости гидросистемы в процессе работы машины, не обеспечивающее возможность учета изменения диапазона рациональных температур, что ведёт к работе гидросистемы при температурах рабочей жидкости, при которых потери энергии в гидросистеме достигают высокого значения, и к увеличению себестоимости моточаса работы машины.

Таким образом, проблема снижения энергозатрат в гидросистемах СДМ путём регулирования температуры РЖ является актуальной и требует дальнейшего исследования.

Во второй главе представлена разработанная автором методика расчёта диапазона рациональных температур РЖ гидросистемы СДМ. По данной методике произведена оценка диапазона рациональных температур РЖ гидросистемы для одноковшового фронтального погрузчика МоАЗ-4048.

При работе гидросистемы погрузчика РЖ в зависимости от выполняемых рабочих операций движется по различным гидравлическим трубопроводам. При этом в гидросистеме наблюдаются потери энергии, описываемые затратами мощности: затратами на преодоление внутренних сопротивлений гидравлической аппаратуры и затратами на объёмные потери РЖ в гидроаппаратах.

Объёмные потери РЖ в гидросистеме определяются перетечками из напорных полостей в сливные через зазоры в гидрораспределителе, гидроцилиндрах и гидронасосах. Наибольшая доля объёмных потерь РЖ в гидросистеме наблюдается в гидрораспределителях, в которых отсутствуют уплотнительные элементы между золотниковыми парами, по мере эксплуатации подвергающимися износу. На основании расчётной схемы, показанной на рисунке 1, предложена зависимость для определения объёмных потерь РЖ ΔQ , м³/с, в гидрораспределителе с учётом износа плунжерной пары золотник–корпус гидрораспределителя.

$$\Delta Q = 2 \cdot \frac{P_{TP} \cdot r}{12 \cdot \mu \cdot l} \cdot \int_0^{\pi - \arccos \left| \frac{r^2 + e^2 - R^2}{2 \cdot r \cdot e} \right|} (R + e \cdot \cos \varphi - r)^3 d\varphi, \quad (1)$$

где P_{TP} – перепад давления между напорной и сливной полостями гидрораспределителя, Па; r – радиус золотника, м; l – ширина щели, м; R – радиус отверстия в корпусе гидрораспределителя; e – расстояние между осями золотника и отверстия в корпусе гидрораспределителя, м; μ – динамическая вязкость РЖ, Па·с.

Затраты мощности на объёмные потери РЖ в гидрораспределителе ΔN_Q , Вт, рассчитываются по формуле

$$\Delta N_Q = \sum_{i=1}^n \Delta Q_i \cdot P_{TP}, \quad (2)$$

где n – количество кольцевых щелей в гидрораспределителе; ΔQ_i – объёмные потери РЖ в одной кольцевой щели в гидрораспределителе, определённые по выражению (1), м³/с.

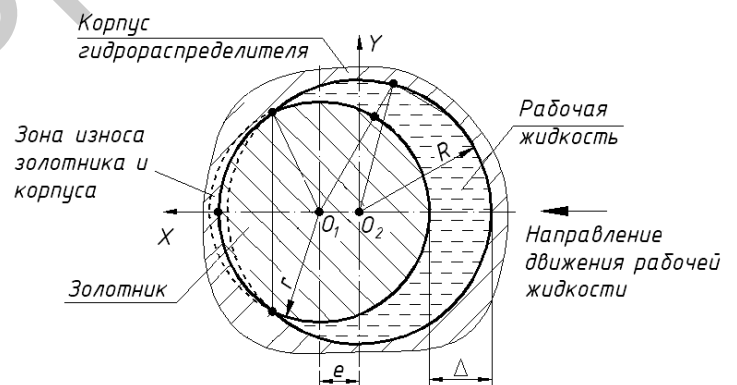


Рисунок 1. – Расчётная схема для определения объёмных потерь рабочей жидкости в гидрораспределителе

Во время рабочего цикла погрузчика давление в напорной и сливной полостях гидрораспределителя изменяется при смене составляющих рабочего цикла. Для оценки затрат мощности на объёмные потери РЖ следует использовать среднецикловые значения этих затрат ΔN_Q^H , Вт:

$$\Delta N_Q^H = \frac{\Delta N_Q^{PC} \cdot t_{PC} + \Delta N_Q^{OC} \cdot t_{OC} + \Delta N_Q^{PK} \cdot t_{PK} + \Delta N_Q^{OK} \cdot t_{OK}}{t_{PC} + t_{OC} + t_{PK} + t_{OK} + t_{TP}}, \quad (3)$$

где ΔN_Q^{PC} , ΔN_Q^{OC} , ΔN_Q^{PK} , ΔN_Q^{OK} – затраты мощности на объёмные потери РЖ в гидрораспределителе в режимах подъёма и опускания стрелы, поворота ковша на загрузку и на выгрузку соответственно, Вт; t_{PC} , t_{OC} , t_{PK} , t_{OK} , t_{TP} – время работы гидросистемы в режимах подъёма и опускания стрелы, поворота ковша на загрузку и на выгрузку соответственно, с.

Затраты мощности на преодоление внутренних сопротивлений обусловлены потерями давления в гидросистеме ΔP , методика определения которых приведена в работах Т. М. Башты, В. А. Васильченко и др.

На преодоление возникающих сопротивлений затрачивается мощность ΔN , Вт:

$$\Delta N = \Delta P \cdot Q, \quad (4)$$

где Q – подача насосов, м³/с.

Для анализа затрат мощности на преодоление сопротивлений также необходимо рассматривать среднецикловые затраты мощности на преодоление сопротивлений ΔN_P^H , Вт, определяемые по формуле

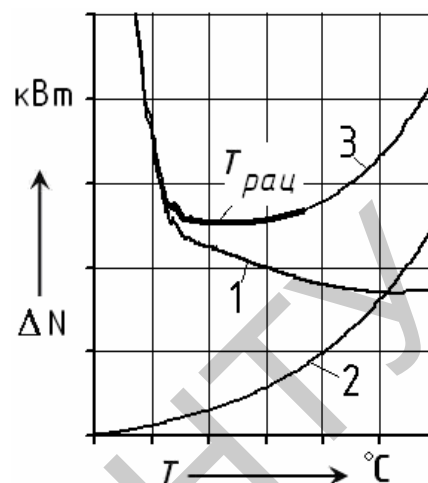
$$\Delta N_P^H = \frac{\Delta N_{TP} \cdot t_{TP} + \Delta N_{PC} \cdot t_{PC} + \Delta N_{OC} \cdot t_{OC} + \Delta N_{PK} \cdot t_{PK} + \Delta N_{OK} \cdot t_{OK}}{t_{TP} + t_{PC} + t_{OC} + t_{PK} + t_{OK}}, \quad (5)$$

где ΔN_{TP} , ΔN_{PC} , ΔN_{OC} , ΔN_{PK} , ΔN_{OK} – затраты мощности, расходуемой на преодоление сопротивлений при работе гидросистемы в режимах: транспортном, подъёма и опускания стрелы, поворота ковша на загрузку и на выгрузку соответственно, Вт; t_{TP} , t_{PC} , t_{OC} , t_{PK} , t_{OK} – время работы гидросистемы в режимах: транспортном, подъёма и опускания стрелы, поворота ковша на загрузку и на выгрузку соответственно, с.

Критерием выбора диапазона рациональных температур являются суммарные среднецикловые затраты мощности в гидросистеме ΔN_{Σ} , Вт, которые определяются по формуле

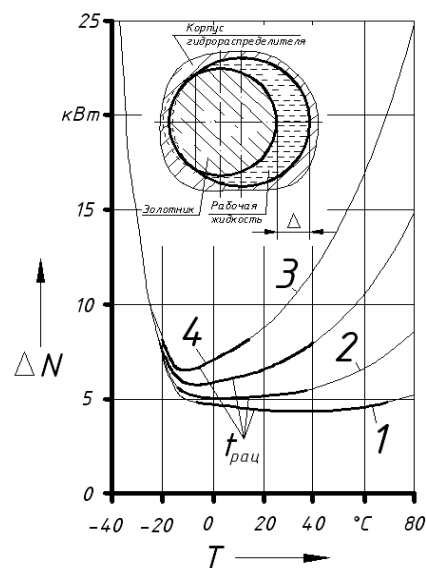
$$\Delta N_{\Sigma} = \Delta N_P^H + \Delta N_Q^H. \quad (6)$$

Рациональной температурой РЖ гидросистемы является температура РЖ, при которой среднецикловые суммарные затраты мощности имеют минимальное значение. Для определения диапазона рациональных температур РЖ по расчётным зависимостям (3) и (5) находим среднецикловые затраты мощности на преодоление внутренних сопротивлений и среднецикловые затраты мощности на объёмные потери РЖ при различной вязкости РЖ. При этом вязкость РЖ определяется по расчётным графикам её изменения в зависимости от температуры РЖ. По полученным расчётным значениям строится график зависимости среднецикловых суммарных затрат мощности, определённых по формуле (6), от температуры РЖ, данный график имеет чётко выраженный экстремум, по которому определяется диапазон рациональных температур РЖ (рисунок 2).



1 – затраты мощности на преодоление сопротивлений гидравлической арматуры; 2 – то же на объёмные потери рабочей жидкости; 3 – суммарные затраты мощности
Рисунок 2. – Зависимость затрат мощности на потери энергии в гидросистеме от температуры рабочей жидкости

Анализ затрат мощности в гидросистеме погрузчика МоАЗ-4048, выполненный для различных гидравлических масел МГ-15Б, МГ-15В, МГ-22Б, МГ-46В, используемых в различное время года (на рисунке 3 представлены расчетные зависимости для масла МГ-15В), позволил определить диапазон рациональных температур для гидросистемы рассматриваемого погрузчика при различной степени износа плунжерных пар гидрораспределителя. Данный анализ показал, что при отсутствии износа (для нового гидрораспределителя зазор $\Delta = 40$ мкм) диапазон рациональных температур РЖ гидросистемы находится в пределах от $+5$ до $+70$ °С, что подтверждается уже известными исследованиями, а при увеличении зазоров в гидроаппаратах из-за износа диапазон рациональных температур РЖ, при которых потери энергии в гидросистеме минимальны, сужается и смещается в сторону уменьшения температуры. Так, для погрузчика МоАЗ-4048 при использовании в качестве РЖ гидравлического масла МГ-15В при зазоре $\Delta = 40$ мкм диапазон



1 – $\Delta = 40$ мкм; 2 – $\Delta = 60$ мкм;
3 – $\Delta = 80$ мкм; 4 – $\Delta = 100$ мкм

Рисунок 3. – Зависимость суммарных среднецикловых потерь мощности от температуры рабочей жидкости в гидросистеме погрузчика МоАЗ-4048 при различном зазоре Δ в золотниковых парах гидрораспределителя

рациональных температур находится в пределах от -8 до $+68$ °С, при зазоре $\Delta = 60$ мкм – от -12 до $+35$ °С, при зазоре $\Delta = 80$ мкм – от -20 до $+40$ °С, а при зазоре $\Delta = 100$ мкм – от -20 до $+16$ °С.

В третьей главе представлены математическая модель и алгоритм, описывающие изменение температуры РЖ в гидробаке в процессе работы машины, рекомендации по совершенствованию теплового режима гидросистемы погрузчика, предложено техническое решение системы принудительного регулирования температуры РЖ и произведена экономическая оценка внедрения разработанных рекомендаций.

Для разработки рекомендаций по совершенствованию теплового режима гидросистемы определены зависимости изменения температуры РЖ в процессе работы машины, по которым оценивается, какой период времени в течение рабочей смены температура РЖ гидросистемы не находится в диапазоне рациональных температур РЖ.

В процессе работы гидросистемы энергия, затрачиваемая на преодоление внутренних сопротивлений, идёт на выделение некоторого количества теплоты во внешнюю среду. Количество теплоты, выделяемое гидросистемой $q_{ГС}$, Дж, в единицу времени t , с, можно определить по формуле

$$q_{ГС} = \Delta N_C \cdot t, \quad (7)$$

где ΔN_C – среднецикловые потери мощности на преодоление внутренних сопротивлений, Вт.

Часть теплоты $q_{ГС}$ выделяется в окружающую среду в единицу времени t через стенки трубопроводов $q_{ТР}$, Дж, и гидробака q_B , Дж. Это количество теплоты можно определить по формулам:

– для трубопроводов

$$q_{ТР} = \frac{\pi \cdot l \cdot \Delta T \cdot t}{1 / (\alpha_1 \cdot d_1) + \ln[(d_2 / d_1) / (2\lambda_M)] + 1 / (\alpha_2 \cdot d_2)}, \quad (8)$$

где l – длина трубопровода, м; d_1 – внутренний диаметр трубопровода, м; d_2 – внешний диаметр трубопровода, м; α_1 – коэффициент теплоотдачи от внутренней среды (РЖ) к стенкам, Вт/(м² · °С); α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки к внешней среде, Вт/(м² · °С); λ_M – коэффициент теплопроводности для материала стенки, Вт/(м · °С); ΔT – перепад температур между внутренней средой (РЖ) и внешней средой;

– для гидробака

$$q_B = \frac{F \cdot \Delta T \cdot t}{1 / \alpha_1 + \delta / \lambda_M + 1 / \alpha_2}, \quad (9)$$

где F – площадь плоской стенки гидробака (принимаем суммарную площадь плоскостей).

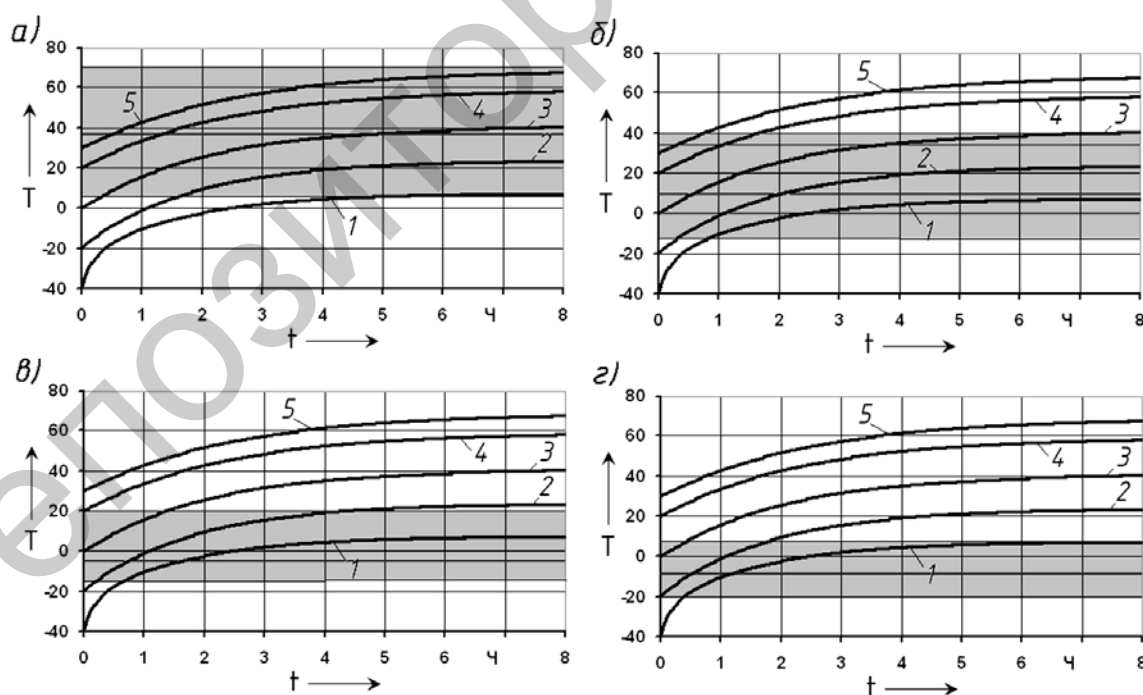
Зная количество теплоты $q_{ГС}$, $q_{ТР}$, q_B и объем РЖ в гидросистеме $V_{Ж}$, м³, температуру нагрева РЖ ΔT , °С, за время работы t определяем по формуле

$$\Delta T = \frac{q_{ГС} - (q_{ТР} + q_B)}{c_{Ж} \cdot V_{Ж} \cdot \rho}, \quad (10)$$

где $c_{Ж}$ – теплоёмкость РЖ, Дж/(кг · °С); ρ – плотность РЖ, кг/м³.

Для определения зависимостей температуры РЖ от времени работы машины на основании приведенной выше математической модели для одноковшовых фронтальных погрузчиков был разработан алгоритм определения изменения температуры РЖ в гидросистеме в течение рабочей смены. Данный алгоритм реализован в виде программы расчёта температуры РЖ в гидробаке в зависимости от времени работы машины для одноковшовых фронтальных погрузчиков.

С помощью разработанной программы расчёта температуры РЖ в гидробаке для погрузчика МоАЗ-4048 были получены зависимости изменения температуры РЖ в гидробаке от времени работы машины при различной температуре окружающей среды для разных гидравлических масел. На рисунке 4 представлены данные зависимости при применении масла МГ-15В.



1 – $t_{oc} = -40$ °С; 2 – $t_{oc} = -20$ °С; 3 – $t_{oc} = 0$ °С; 4 – $t_{oc} = +20$ °С; 5 – $t_{oc} = +30$ °С;

а – $\Delta = 40$ мкм; б – $\Delta = 60$ мкм; в – $\Delta = 80$ мкм; г – $\Delta = 100$ мкм

Рисунок 4. – Зависимость температуры рабочей жидкости гидросистемы погрузчика МоАЗ-4048 от времени его работы при различных температурах окружающей среды t_{oc} при использовании гидравлической жидкости МГ-15В (ВМГЗ)

При нанесении на графики диапазона рациональных температур, соответствующего различным зазорам в плунжерных парах корпус–золотник гидрораспределителя (на рисунке 4 показаны тёмной областью), и последующем анализе сделан вывод о том, что при определенных температурах окружающей среды температура РЖ большую часть рабочей смены находится за пределом диапазона рациональных температур. Так, например, при применении в качестве РЖ гидравлического масла МГ-15В, при отсутствии износа гидрораспределителя, при температуре окружающей среды $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ – 0,5 смены; при температуре окружающей среды $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ – 0,2 смены. При зазоре $\Delta = 60\text{ мкм}$ при температуре окружающей среды $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$ – 0,75 смены; при температуре окружающей среды $+30\text{ }^{\circ}\text{C}$ – 0,8 смены. При зазоре $\Delta = 80\text{ мкм}$ при температуре окружающей среды $+0\text{ }^{\circ}\text{C}$ – 0,85 смены; при температуре окружающей среды $+20, +30\text{ }^{\circ}\text{C}$ – всю продолжительность смены. При зазоре $\Delta = 100\text{ мкм}$ при температуре окружающей среды $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ – 0,8 смены; при температуре окружающей среды $0, +20, +30\text{ }^{\circ}\text{C}$ – всю продолжительность смены. Это приводит к работе машины с повышенными потерями энергии в гидросистеме в указанных промежутках времени работы машины.

Рассмотрение зависимостей потерь энергии в гидросистеме от температуры РЖ и зависимости изменения температуры РЖ в процессе работы машины позволяет разработать рекомендации по совершенствованию теплового режима гидросистемы, которое заключается в принудительном регулировании температуры РЖ. Данные рекомендации представлены в таблице 1 для РЖ МГ-15В. Кроме этого, применение принудительного регулирования позволяет также уменьшить площадь теплоотдающей поверхности гидробака.

Таблица 1. – Рекомендации по совершенствованию теплового режима гидросистемы одноковшового фронтального погрузчика МоАЗ-4048 при применении в качестве рабочей жидкости масла МГ-15В

Зазор Δ , мкм	Температура окружающей среды, $^{\circ}\text{C}$				
	-40	-20	0	20	30
40	Подогрев $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$	Подогрев $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$	Подогрев до $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$ Ограничение $+36\text{ }^{\circ}\text{C}$	Ограничение $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$	Ограничение $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$
60	Подогрев до $0\text{ }^{\circ}\text{C}$	Подогрев до $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$	Ограничение $+15\text{ }^{\circ}\text{C}$	Ограничение $+30\text{ }^{\circ}\text{C}$	Ограничение $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$
80	Подогрев до $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ Ограничение $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$	Подогрев до $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ Ограничение $+0\text{ }^{\circ}\text{C}$	Ограничение $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$	Ограничение $+30\text{ }^{\circ}\text{C}$	Ограничение $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$
100	Подогрев до $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ Поддержание $+0\text{ }^{\circ}\text{C}$	Ограничение $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$	Ограничение $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$	Ограничение $+30\text{ }^{\circ}\text{C}$	Ограничение $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$

Для сокращения потерь энергии в гидросистеме предложена система принудительного регулирования температуры РЖ гидросистемы, представленная на рисунке 5 [29].

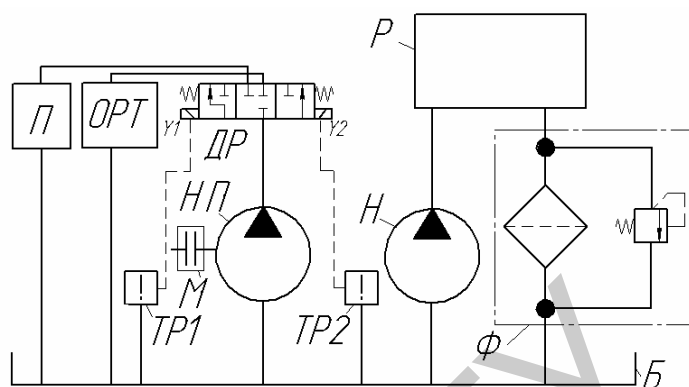
При значениях температур РЖ ниже температуры, на которую настроено реле низкой температуры ТР1, управляющий сигнал переключает электромагнит У1 дополнительного гидрораспределителя ДР, направляющего РЖ на устройство подогрева П, производящее ускоренный подогрев РЖ в гидробаке машины.

При достижении РЖ температуры настройки реле низкой температуры ТР1 электромагнит У1 возвращает золотник дополнительного гидрораспределителя ДР в исходное положение, отключая устройство подогрева П. При достижении РЖ температуры, на которое настроено реле высокой температуры ТР2, управляющий сигнал переключает электромагнит У2 дополнительного гидрораспределителя ДР и направляет РЖ на устройство ограничения роста температуры ОРТ, не позволяющее ей превысить температуру настройки реле высокой температуры ТР2. Для отключения насоса НП, когда регулирование температуры РЖ не требуется сцепная муфта М.

Для реализации предложенной системы были рассмотрены различные способы подогрева РЖ (подогрев дросселированием; подогрев ТЭНом; подогрев отработавшими газами ДВС) и произведен их сравнительный анализ, показавший, что при применении системы принудительного регулирования температуры РЖ, представленной на рисунке 5, на одноковшовом фронтальном погрузчике МоАЗ-4048 наиболее рациональным (по критерию затрат энергии на подогрев и времени подогрева) является подогрев отработавшими газами ДВС. Ограничение роста температуры рекомендуется производить масляно-воздушным теплообменником.

Расчёт себестоимости моточаса работы машины показал, что использование предложенных рекомендаций по совершенствованию теплового режима гидросистемы позволяет снизить себестоимость моточаса работы машины от 2,9 до 5,8 % при рассмотренных начальных условиях. При этом ожидаемый экономический эффект составляет от 11,6 до 23,2 млн белорус. р. в год (по состоянию цен на декабрь 2013 г.).

В четвертой главе представлены экспериментальные исследования изменения температуры РЖ. Разработанные методики применимы к любым одноковшовым фронтальным погрузчикам с незначительными изменениями гидросисте-



Б – гидробак; **Н** – насос; **НП** – насос системы подогрева; **Р** – распределитель машины; **Ф** – фильтр; **ДР** – дополнительный распределитель; **ТР1** – реле низкой температуры; **ТР2** – реле высокой температуры; **П** – устройство подогрева рабочей жидкости; **ОРТ** – устройство ограничения роста температуры рабочей жидкости; **М** – муфта
Рисунок 5. – Система принудительного регулирования температуры рабочей жидкости гидросистемы

мы. Экспериментальные исследования изменения температуры РЖ гидросистемы в гидробаке проводились на одноковшовом фронтальном погрузчике при выполнении им операций рабочего цикла: загрузка грунта в ковш → перемещение грунта на заданное расстояние → отсыпка грунта в отвал → возврат в исходное состояние.

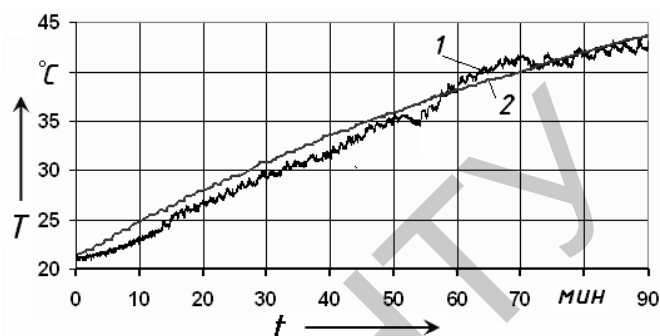
В результате произведенных измерений получена зависимость температуры РЖ от времени работы машины (рисунок 6, кривая 1). Также для данного погрузчика произведён расчёт времени нагрева РЖ в гидро-

системе в программе расчёта температуры РЖ в гидробаке в зависимости от времени работы машины (рисунок 6, кривая 2) при тех же начальных данных, при которых производился эксперимент. Сравнение экспериментальных и аналитических данных показало, что их относительная погрешность не превышает 8,6 %. Это свидетельствует о возможности применения на практике разработанной программы расчёта температуры рабочей жидкости в гидробаке в зависимости от времени работы машины.

В пятой главе представлена методика диагностики потерь энергии в гидросистеме погрузчика.

Установка в гидросистему системы принудительного регулирования температуры РЖ требует определения рациональной температуры РЖ для погрузчиков, находящихся в эксплуатации. Для этого в гидросистему устанавливаются датчики давления, расхода и температуры. В процессе выполнения рабочих операций информация с датчиков, а также время работы записывается на ЭВМ. По значениям показаний датчиков строится зависимость среднецикловых суммарных потерь мощности в гидросистеме погрузчика от температуры РЖ. По экстремуму полученной кривой определяется оптимальная температура РЖ, на которую в дальнейшем настраивается система принудительного регулирования температуры РЖ.

Для погрузчиков, не оборудованных системой принудительного регулирования температуры РЖ, по показаниям датчиков по разнице потерь мощности на объемные потери рабочей жидкости при текущем состоянии золотниковых пар гидрораспределителя и нового гидрораспределителя определяется стоимость топлива, теряемого из-за износа в золотниковых парах, и дается заключение о целесообразности замены гидрораспределителя.



1 – экспериментальная зависимость;
2 – теоретическая зависимость
Рисунок 6. – Зависимости температуры рабочей жидкости гидросистемы погрузчика от времени его работы

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные научные результаты диссертации

1. Получена аналитическая зависимость для определения объёмных потерь рабочей жидкости через зазор золотниковой пары гидрораспределителя, учитывающая изменение геометрической формы данных зазоров в процессе износа золотника и отверстия в корпусе с течением времени. Установлено, что увеличение зазоров в золотниковых парах гидрораспределителя оказывает существенное влияние на объёмные потери рабочей жидкости при ее температуре выше 0 °С [2, 9].

2. Предложена методика определения диапазона рациональных температур рабочей жидкости, основанная на критерии минимизации затрат мощности в гидросистеме для одноковшовых фронтальных погрузчиков. На основании предложенной методики для погрузчика МоАЗ-4048 выявлены диапазоны рациональных температур рабочей жидкости гидросистемы, при которых затраты мощности имеют минимальное значение при различном техническом состоянии золотниковых пар гидрораспределителя. Доказано, что при увеличении зазоров в золотниковых пар гидрораспределителя из-за износа диапазон рациональных температур изменяется и затраты мощности в гидросистеме при изношенном гидрораспределителе отличаются от затрат мощности при неизношенном гидрораспределителе на величину от 5 до 23 % [2, 10, 19, 20].

3. Установлены аналитические зависимости изменения температуры рабочей жидкости в гидробаке одноковшового фронтального погрузчика МоАЗ-4048 от наработки машины, учитывающие изменение движения рабочей жидкости при выполнении различных рабочих операций, составляющих рабочий цикл машины, параметры гидравлической арматуры и гидроаппаратов, температурные условия окружающей среды и физические свойства рабочей жидкости. Произведен анализ времени работы погрузчика МоАЗ-4048 с температурой рабочей жидкости гидросистемы, находящейся вне диапазона рациональных температур. Предложены рекомендации по совершенствованию теплового режима гидросистемы, заключающиеся в снижении объёма гидробака на 0,59 % и определении температур рабочей жидкости при которых требуется принудительное регулирование температуры рабочей жидкости [12, 14, 21, 24].

4. Разработан способ принудительного регулирования температуры рабочей жидкости гидросистемы, обеспечивающий поддержание температуры рабочей жидкости в диапазоне рациональных температур независимо от температурных условий окружающей среды, режима работы и наработки машины. Произведена оценка эффективности применения разработанных рекомендаций по совер-

шенствованию теплового режима для погрузчика МоАЗ-4048. Установлено, что применение предложенных рекомендаций позволяет снизить потери энергии в гидросистеме, а следовательно и себестоимость моточаса в зависимости от условий эксплуатации на величину от 2,9 до 5,8 %, что составляет от 11,6 до 23,2 млн белорус. р. в год для одной машины по состоянию цен на декабрь 2013 г. [1, 6–8, 13, 15, 16, 18, 22, 23, 25–27].

Рекомендации по практическому использованию результатов

Разработанные методика определения рациональной температуры рабочей жидкости гидросистемы СДМ и программа расчёта температуры рабочей жидкости в гидробаке в зависимости от времени работы машины для одноковшовых фронтальных погрузчиков могут использоваться в конструкторских отделах предприятий, проектирующих гидроприводы машин.

Соблюдение разработанных рекомендаций по оптимизации теплового режима гидросистемы одноковшового фронтального погрузчика МоАЗ-4048 позволяет минимизировать потери энергии в гидросистеме, что ведёт к уменьшению затрат топлива на работу гидросистемы и в конечном счёте к снижению себестоимости моточаса работы машины.

Система регулирования температуры рабочей жидкости, новизна которой подтверждена патентами на изобретение [28, 29], может использоваться в гидрофицированных СДМ, рабочее оборудование которых работает в интенсивном режиме подъема-опускания. Предлагаемая система может устанавливаться как на вновь разрабатываемых машинах, так и на уже эксплуатируемых, путем интегрирования ее в основную гидросистему.

Определение потерь энергии в гидросистеме погрузчика, находящегося в эксплуатации, позволяет определить рациональную температуру рабочей жидкости гидросистемы, а также произвести оценку целесообразности замены гидрораспределителя с точки зрения стоимости топлива, теряемого в результате увеличения объёмных потерь рабочей жидкости (перетечек) из-за износа [5, 17].

Методика диагностики потерь энергии в гидросистеме погрузчика внедрена в ОАО «Лавсанстрой» г. Могилева и в ДЭУ № 77 г. Кричева. Методика определения рациональной температуры рабочей жидкости гидросистемы СДМ и программа расчёта нагрева рабочей жидкости гидросистемы в зависимости от времени работы машины, внедрены в учебный процесс кафедры СДПТМиО Белорусско-Российского университета.

СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ СОИСКАТЕЛЯ

Статьи в журналах, рекомендованных ВАК

1. **Щемелев, А. М.** Система регулирования температуры рабочей жидкости гидросистемы / А. М. Щемелёв, А. Е. Науменко // Вестн. Могилев. гос. техн. ун-та. – 2005. – № 2 (9). – С. 176–178.
2. **Науменко, А. Е.** Влияние температуры рабочей жидкости и технического состояния гидросистемы на потери мощности в гидросистеме на примере погрузчика МоАЗ-4048 / А. Е. Науменко // Вестн. Беларус.-Рос. ун-та. – 2007. – № 1 (14). – С. 32–39.
3. **Щемелёв, А. М.** Снижение энергопотребления в гидравлической арматуре строительных и дорожных машин / А. М. Щемелев, А. Д. Бужинский, А. Е. Науменко // Строительные и дорожные машины. – 2007. – № 8. – С. 16–20.
4. Определение производительности одноковшовых фронтальных погрузчиков / А. М. Щемелёв, А. С. Шибeko, А. Д. Бужинский, А. Е. Науменко // Вестн. Беларус.-Рос. ун-та. – 2008. – № 4 (21). – С. 55–61.
5. **Науменко, А. Е.** Диагностирование технического состояния гидроаппаратов в гидросистеме гидрофицированных строительных и дорожных машин / А. Е. Науменко // Вестн. Беларус.-Рос. ун-та. – 2009. – № 4 (25). – С. 30–37.
6. **Щемелёв, А. М.** Системы подогрева гидравлической жидкости / А. М. Щемелёв, А. Е. Науменко // Вестн. Беларус. гос. ун-та транспорта. – 2010. – № 1 (20). – С. 67–70.

Материалы научных конференций

7. **Науменко, А. Е.** Система регулирования температуры рабочей жидкости гидросистемы / А. Е. Науменко // Перспективные технологии, материалы и системы: сб. науч. тр. – Могилёв, 2005. – С. 252–256.
8. **Науменко, А. Е.** Система регулирования температуры масла в гидросистеме погрузчика / А. Е. Науменко // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы науч.-техн. конф. аспирантов, магистрантов и студентов, Могилёв, 27 янв. 2005 г. – Могилёв, 2005. – С. 152.
9. **Науменко, А. Е.** Оценка влияния температуры рабочей жидкости гидросистемы на энергетические потери в гидроприводе / А. Е. Науменко // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы Респ. науч.-техн. конф. аспирантов, магистрантов и студентов, Могилёв, 26 янв. 2006 г. – Могилёв, 2006. – С. 141.
10. **Науменко, А. Е.** Анализ теплового режима работы гидросистемы погрузчика МоАЗ-4048 / А. Е. Науменко // Материалы, оборудование и ресурсосбе-

регающие технологии: материалы Междунар. науч.-техн. конф., Могилёв, 20–21 апр. 2006 г. – Могилёв, 2006. – С. 60.

11. **Бужинский, А. Д.** Снижение сопротивлений в гидросистеме СДМ за счет конструктивной оптимизации её элементов / А. Д. Бужинский, А. Е. Науменко // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы Респ. науч.-техн. конф. аспирантов, магистрантов и студентов, Могилёв, 26 янв. 2006 г. – Могилёв, 2006. – С. 123.

12. **Науменко, А. Е.** Регулирование температуры рабочей жидкости гидросистемы строительно-дорожной машины / А. Е. Науменко // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы Междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых, Могилёв, 24–25 янв. 2007 г. – Могилёв, 2007. – С. 70.

13. **Науменко, А. Е.** Система подогрева рабочей жидкости гидросистемы и методика её расчёта / А. Е. Науменко // Современные технологии, машины и материалы для зимнего содержания автомобильных дорог: материалы Междунар. науч.-техн. конф., Могилёв, 13–15 февр. 2008 г. – Могилёв, 2008. – С. 40.

14. **Науменко, А. Е.** Теплообмен рабочей жидкости гидросистемы строительно-дорожной машины с окружающей средой / А. Е. Науменко // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Междунар. науч.-техн. конф., Могилёв, 17–18 апр. 2008 г. – Могилёв, 2008. – С. 61.

15. **Науменко, А. Е.** Система подогрева рабочей жидкости гидросистемы строительно-дорожной машины / А. Е. Науменко // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы Междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых, Могилёв, 20–21 нояб. 2008 г. – Могилёв, 2008. – С. 91.

16. **Науменко, А. Е.** Система подогрева рабочей жидкости гидросистемы строительно-дорожной машины / А. Е. Науменко // МНТК Интерстроймех-2008 : сб. материалов. – Владимир, 2008. – С. 370–376.

17. **Науменко А. Е.** Система диагностирования технического состояния гидроаппаратов гидросистемы СДМ / А. Е. Науменко // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Междунар. науч.-техн. конф., Могилёв, 16–17 апр. 2009 г. – Могилёв, 2009. – С. 180.

18. **Науменко, А. Е.** Система подогрева рабочей жидкости гидросистемы строительно-дорожных машин / А. Е. Науменко // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Междунар. науч.-техн. конф., Могилёв, 22–23 апр. 2010 г. – Могилёв, 2010. – С. 56–57.

19. **Науменко, А. Е.** Оценка потерь энергии в гидросистеме одноковшового фронтального погрузчика МОАЗ-4048 / А. Е. Науменко // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы Междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых, Могилёв, 18–19 нояб. 2010 г. – Могилёв, 2010. – С. 84.

20. **Науменко, А. Е.** Исследование потерь энергии в гидросистеме одноковшового фронтального погрузчика / А. Е. Науменко // МНТК Интерстроймех-2010 : сб. материалов. – Белгород, 2010. – С. 74–80.

21. **Науменко, А. Е.** Пути энергосбережения в гидросистемах строительно-дорожных машин / А. Е. Науменко // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы Междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых, Могилев, 17–18 нояб. 2011 г. – Могилёв, 2011. – С. 14–20.

22. **Науменко, А. Е.** Проектирование систем подогрева рабочей жидкости гидросистемы строительно-дорожной машины / А. Е. Науменко // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы Междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых, Могилёв, 17–18 нояб. 2011 г. – Могилев, 2011. – С. 137.

23. **Щемелёв, А. М.** Предпусковой подогрев гидравлической рабочей жидкости / А. М. Щемелёв, А. Е. Науменко, И. Ю. Хадкевич // МНТК Интерстроймех-2011 : сб. материалов. – Могилёв, 2011. – С. 247–250.

24. **Науменко, А. Е.** Разработка рекомендаций по регулированию температуры рабочей жидкости гидросистемы для одноковшового фронтального погрузчика / А. Е. Науменко, А. М. Щемелёв // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы Междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых, Могилев, 30–31 окт. 2012 г. – Могилев, 2012. – С. 101.

Патенты

25. Система подогрева гидравлической жидкости : пат. 9871 РБ, МПК (2006) Е 02 F 9/22, F 15 В 21/00 / А. М. Щемелёв, А. Е. Науменко; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. – № а 20050579; заявл. 13.06.2005; опубл. 30.10.2007. – 3 с.

26. Система подогрева гидравлической жидкости : пат. 9698 РБ, МПК (2006) Е 02 F 9/22 / А. М. Щемелёв, А. Е. Науменко; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. – № а 20050404; заявл. 04.04.2005; опубл. 30.08.2007. – 3 с.

27. Система подогрева гидравлической жидкости гидросистемы строительной или дорожной машины : пат. 14999 РБ, МПК (2006) Е 02 F 9/22, F 15 В 21/04 / А. М. Щемелёв, А. Е. Науменко; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. – № а 20090580; заявл. 20.04.2009; опубл. 30.10.2011. – 3 с.

28. Система для поддержания заданной температуры гидравлической жидкости машин с гидроприводом : пат. 10611 РБ, МПК (2006) Е 02 F 9/22 / А. М. Щемелёв, А. Е. Науменко, Т. В. Кавецкая ; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. – № а 20060989; заявл. 11.10.2006; опубл. 30.06.2008. – 3 с.

29. Система поддержания заданной температуры гидравлической жидкости гидрофицированных машин : пат. 11573 РБ, МПК (2006) Е 02 F 9/22 / А. М. Щемелёв, А. Е. Науменко, С. В. Шунькова ; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. – № а 20070353; заявл. 04.04.2007; опубл. 28.02.2009. – 3 с.

РЭЗІЮМЕ

Навуменка Анатолій Яўгеньевіч

Зніжэнне эксплуатацыйных затрат аднакаўшовых франтальных пагрузчыкаў за кошт выбару рацыянальных параметраў цеплавога рэжыму гідрапрывада

Ключавыя словы: гідрасістэма, затраты магутнасці, тэмпература, цеплайой рэжым, сістэма рэгулявання, сабекошт машына-гадзіны, методыка, матэматычная мадэль.

Мэта работы: выбар рацыянальных параметраў цеплавога рэжыму гідрасістэмы забяспечваюшчых зніжэнне эксплуатацыйных затрат на работу аднакаўшовых франтальных пагрузчыкаў.

У ходзе правядзеных даследванняў былі выкарыстаны тэорыі гідрадынамікі, механікі, эксплуатацыі будаўніча-дарожных машын, планавання эксперыменту, цеплатэхнікі.

Навуковая навізна атрыманых вынікаў. Распрацавана матэматычная мадэль якая апісвае страты энергіі ў гідрасістэме аднакаўшовых франтальнага пагрузчыка. Распрацавана методыка вызначэння дыяпазону рацыянальных тэмператур рабочай вадкасці (РЖ) гідрасістэмы для аднакаўшовых франтальных пагрузчыкаў, па крытэры мінімізацыі затрат энергіі ў гідрасістэме, якая дазваляе вызначыць дадзеныя дыяпазоны тэмператур РЖ, пры якіх выдаткі магутнасці ў гідрасістэме маюць мінімальнае значэнне. Распрацавана матэматычная мадэль змены тэмпературы РЖ ў гідрасістэме рэалізаваная ў выглядзе праграмы па разліку тэмпературы РЖ ў гідрабак аднакаўшовых франтальнага пагрузчыка. Зроблены аналіз змены тэмпературы РЖ ў гідрасістэме пагрузчыка МаАЗ-4048 пры розных тэмпературных умовах навакольнага асяроддзя, на падставе якога прапанаваны рэкамендацыі па ўдасканаленні цеплавога рэжыму гідрасістэмы, з мэтай скарачэння сабекошту машына-гадзіны працы машыны. Распрацавана сістэма прымусовага рэгулявання тэмпературы РЖ, для падтрымання тэмпературы РЖ гідрасістэмы ў дыяпазоне рацыянальных тэмператур. Праведзеная ацэнка эфектыўнасці прымянення дадзенай сістэмы ў дачыненні да пагрузчыка МаАЗ-4048, вынікі ацэнкі дазволілі ўсталяваць, што ўжыванне прапанаваных рэкамендацый дазваляе знізіць сабекошт машына-гадзіны. Распрацавана методыка дыягностыкі страт энергіі ў гідрасістэме пагрузчыка, якая дазваляе вызначыць рацыянальную тэмпературу РЖ гідрасістэмы, для машыны, якая знаходзіцца ў эксплуатацыі і зрабіць ацэнку мэтазгоднасці замены гідраразмеркавальніка.

Галіна прымянення. Праектаванне і эксплуатацыя гідрафіцыраваных машын.

РЕЗЮМЕ

Науменко Анатолий Евгеньевич

Снижение эксплуатационных затрат одноковшовых фронтальных погрузчиков за счет выбора рациональных параметров теплового режима гидропривода

Ключевые слова: гидросистема, затраты мощности, температура, тепловой режим, система регулирования, себестоимость моточаса, методика, математическая модель.

Цель работы: выбор рациональных параметров теплового режима гидросистемы, обеспечивающих снижение эксплуатационных затрат на работу одноковшовых фронтальных погрузчиков.

В ходе проведенных исследований были использованы теории гидродинамики, механики, эксплуатации строительно-дорожных машин, планирования эксперимента, теплотехники.

Научная новизна полученных результатов. Предложена методика определения диапазона рациональных температур рабочей жидкости гидросистемы, основанная на критерии минимизации потерь энергии в гидросистеме, учитывающая изменение геометрической формы и размеров зазоров золотниковых пар гидрораспределителя в процессе износа, позволяющая установить их влияние на КПД гидропривода для режимов рабочих операций, составляющих рабочий цикл машины. Разработана математическая модель, описывающая изменение температурного состояния рабочей жидкости в гидробаке одноковшового фронтального погрузчика в зависимости от наработки машины. Произведен анализ изменения температуры РЖ в гидросистеме погрузчика МоАЗ-4048 при различных температурных условиях окружающей среды, на основании которого предложены рекомендации по совершенствованию теплового режима гидросистемы с целью сокращения себестоимости моточаса работы машины. Разработана система принудительного регулирования температуры РЖ гидросистемы для её поддержания в диапазоне рациональных температур. Произведена оценка эффективности применения данной системы применительно к погрузчику МоАЗ-4048, результаты оценки позволили установить, что применение предложенных рекомендаций позволяет снизить себестоимость моточаса. Разработана методика определения потерь энергии в гидросистеме погрузчика, позволяющая установить рациональную температуру РЖ гидросистемы для машины, находящейся в эксплуатации, и произвести оценку целесообразности замены гидрораспределителя.

Область применения. Проектирование и эксплуатация гидрофицированных машин.

SUMMARY

Anatoliy Naumenko

Lowering of heavy equipment operating costs by selecting rational parameters of hydraulic drive heating rate in terms of a single-bucket front-end loader

Key words: hydraulic system, power input, temperature, heating rate, regulating system, prime cost of engine hours, procedure, mathematical model.

Objective of the work: selection of rational parameters of hydraulics heating rate, which provide lower operating costs for single-bucket front-end loaders.

In the study, the following theories were used: hydrodynamics, mechanics, heavy equipment operation, design of experiments, heat engineering.

Scientific novelty of the obtained results. A procedure for finding hydraulic fluid rational temperature range was introduced. It is based on hydraulics power loss minimization criteria and takes into account the change of geometric shape and gap size of hydraulic distributor spool-and-sleeve in tear and wear, which allows to estimate their impact on hydraulic drive efficiency for work operation modes that form the machine's work cycle. The mathematical model was devised to describe hydraulic fluid temperature change in the hydraulic reservoir of a single-bucket front-end loader depending on the machine's operation time. The analysis of hydraulic fluid temperature change in the hydraulic reservoir of a MoA3-4048 loader was performed in different temperature conditions, based on its results recommendations were provided for improvement of hydraulics heating rate to lower the machine's prime cost of engine hours. A forced regulation system for the hydraulic fluid temperature was devised to keep it in the rational temperatures range. The effectiveness of this system applied to a MoA3-4048 loader was assessed; the results show that application of said recommendations allows to lower the prime cost of engine hours. A procedure for power loss estimation in a loader's hydraulic system was designed which allows to determine the rational temperature of the hydraulic fluid for the machine in operation and to assess the expedience of hydraulic distributor replacement.

Sphere of application. Design and operation of hydraulic machines.



НАУМЕНКО
Анатолий Евгеньевич

**СНИЖЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ЗАТРАТ ОДНОКОВШОВЫХ
ФРОНТАЛЬНЫХ ПОГРУЗЧИКОВ ЗА СЧЕТ ВЫБОРА РАЦИОНАЛЬНЫХ
ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛООВОГО РЕЖИМА ГИДРОПРИВОДА**

Автореферат
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

по специальности 05.05.04 «Дорожные, строительные и
подъемно-транспортные машины»

Подписано в печать 13.05.2015. Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. 1,63. Уч.-изд. л. 1,70. Тираж 60 экз. Заказ № 273.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«Белорусско-Российский университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 24.01.2014.
Пр. Мира, 43, 212000, Могилев.