

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС»

Занг Куок Кхань

**ОБОСНОВАНИЕ И ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ОХЛАДИТЕЛЯ
ГИДРОСИСТЕМЫ КАРЬЕРНОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА
ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ В УСЛОВИЯХ РЕСПУБЛИКИ ВЬЕТНАМ**

Специальность 05.05.06 - «Горные машины»

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание учёной степени кандидата технических наук

Научный руководитель: Кандидат технических наук, доцент
Кривенко Александр Евгеньевич

Москва – 2021

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Минеральный потенциал Вьетнама очень богат и разнообразен. В нем присутствуют многие категории полезных ископаемых такие как: уголь, известняк, руды черных металлов, цветные металлы, горючие сланцы, строительные материалы.

За последние 50 лет, с тех пор как Вьетнам обрел независимость от Французских колонизаторов (в 1945 году), добыча твердых полезных ископаемых во Вьетнаме в основном велась открытым способом:

На вскрышных и добычных работах, в карьерах Вьетнама в основном используются электрические экскаваторы ЭКГ с емкостью ковша $(4,6 \div 12)$ м³ в сочетании с гидравлическим экскаватором, оборудованным обратной лопатой Komatsu PC750-7, с ковшем вместимостью $(2,8 \div 3,4)$ м³. Гидравлические экскаваторы имеют много преимуществ, таких как: большая подвижность и маневренность ковша и меньший вес по сравнению с ЭКГ с той же емкостью ковша, способность селективно выбирать уголь на пластах со сложной структурой, возможность реализации всей установленной мощности в каждом рабочем движении. Поэтому с ростом глубины разработки карьеров со слабым грунтом, растет предпочтение гидравлических экскаваторов.

В настоящее время все экскаваторы, используемые на карьерах Вьетнама, импортируются из-за рубежа. Эти экскаваторы предназначены для эксплуатации в совершенно другой климатической среде, чем жаркий и влажный климат Вьетнама, поэтому их гидравлическая система не очень подходит для условий эксплуатации во Вьетнаме. Доказательством тому является то, что под негативным воздействием погоды во Вьетнаме, во время работы часто происходят отказы гидравлической системы экскаваторов. Одна из основных причин отказов – высокая температура рабочей жидкости достигающая в летние месяцы 90-100°C, что приводит к снижению срока службы самой жидкости, снижению быстродействия механизмов, увеличенному износу гидравлических устройств. В результате на горных предприятиях вырастают затраты на ремонт оборудования и цена продукции, снижается эффективность эксплуатации оборудования конкурентоспособность горнодобывающих предприятий. Поэтому, “Обоснование и выбор параметров охладителя гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора при эксплуатации в условиях республики Вьетнам” является актуальной и крайне необходимой научной задачей.

Цель работы. повышение эффективности охлаждения рабочей жидкости гидропривода карьерного гидравлического экскаватора при эксплуатации его в тропическом климате республики Вьетнам.

Идея работы. выбор оптимальной формы трубок охладителя гидросистемы, расстояний между ними и их расположения в пучке позволит повысить эффективность охлаждения рабочей жидкости гидравлической системы карьерного экскаватора.

Задачи исследования.

1. На основе типовой структуры гидропривода карьерного гидравлического экскаватора установить основные источники нагрева рабочей жидкости и основные устройства теплоотдачи гидросистемы;

2. Составить математическую модель теплоотдачи элементов гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора;

3. На основе математической модели разработать алгоритм расчета составить блоксхему и расчетный модуль в Matlab-Simulink;

4. Исследовать влияние повышения температуры рабочей жидкости на утечки и потери мощности в аксиально-поршневом насосе в гидросистеме карьерных экскаваторов;

5. Исследовать, влияние конструктивных параметров на интенсивность теплоотдачи охладителя гидросистемы, подходящего для мощности экскаваторов и условий эксплуатации Вьетнама, помогающего поддерживать температуру рабочей жидкости ниже 70°C ;

Научные положения, выносимые на защиту.

1. Математическая модель процесса теплообмена гидравлической системы карьерного гидравлического экскаватора с окружающей средой отличающаяся учетом изменения теплофизических свойств рабочей жидкости и окружающего воздуха с изменением температуры.

2. В диапазоне значений числа Рейнольдса от 0 до 10 000 овальная теплообменная труба охладителя гидросистемы с соотношением продольного и поперечного размеров $a/b = 3,5$ имеет наибольший средний коэффициент теплоотдачи, а при значениях числа Рейнольдса более 10 000 наибольший средний коэффициент теплоотдачи у овальных труб с соотношением продольного и поперечного размеров $a/b = 2,5$.

3. За счет использования овальных труб, выбора оптимального расстояния между ними и скорости воздушного потока, возможно, получить коэффициент теплоотдачи охладителя гидросистемы на уровне $193-198 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$, далее эффективность охлаждения рабочей жидкости можно повысить только за счет увеличения количества рядов теплопроводных труб в охладителе.

Достоверность научных положений, выводов и рекомендаций сделанных в диссертации подтверждается результатами теоретических и экспериментальных исследований проведенных, с использованием современных цифровых методов расчета и моделирования, основанных на теории метода конечных элементов.

Научная новизна работы.

1. Разработана математическая модель процесса теплообмена гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора с окружающей средой позволяющая определить точку теплового равновесия с учетом изменчивости теплофизических и механических свойств рабочей жидкости и воздуха.

2. Разработана методика определения теплоотдачи охладителя гидравлической системы карьерного гидравлического экскаватора в зависимости от температуры окружающей среды с учетом изменения теплофизических свойств рабочей жидкости и окружающего воздуха.

3. В результате численного эксперимента установлены зависимости мощности теплового потока от температуры окружающей среды для различных значений температуры рабочей жидкости гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора.

Научное значение работы.

1. Выполнен анализ влияния температуры окружающей среды на механические и теплофизические свойства воздуха и рабочей жидкости.

2. Предложена модель процесса теплообмена гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора с окружающей средой.

3. Установлены зависимости теплоотдачи базовых элементов гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора от температуры окружающей среды;

Практическое значение работы.

1. Разработаны рекомендации по выбору охладителя гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора при эксплуатации в условиях тропического климата республики Вьетнам.

2. Разработаны расчетные программы определения теплоотдачи охладителя, маслобака и гидравлических линий гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора в зависимости от температуры окружающей среды с учетом изменения теплофизических свойств рабочей жидкости и окружающего воздуха.

Реализация результатов диссертационной работы.

Основные научные результаты диссертации будут использованы Вьетнамским институтом горных наук и технологий - Vinacom в научно-исследовательском проекте на уровне министерства 2021/2022 «Исследование и производство компактного охладителя гидросистемы с воздушным охлаждением с высоким эффективностью».

Разработанный программный модуль для определения технологических параметров гидросистемы, компактного охладителя гидросистемы в учебном процессе Куангниньского индустриального университета (КИУ) при изучении дисциплины «Современные методы проектирования технологических машин и оборудования», «гидравлика и гидропривод горных машин», «теплопередача».

Апробация работы. Основные положения и результаты исследования докладывались на Международных научных симпозиумах «Неделя горняка» Москва 2020, 2021 гг., на семинарах кафедры ГОТиМ НИТУ «МИСиС» (2019, 2020 гг.), на XIX Международной научно-технической конференции «Чтения памяти В.Р. Кубачека. Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности» Екатеринбург 2021 г, на Международной научно-практической online конференции «Интеграция науки, образования и производства – основа реализации Плана нации» (Сагиновские чтения №13), посвященной 30-летию Независимости Республики Казахстан 17-18 июня 2021 г. Караганда, Казахстан.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 4 работы в изданиях, входящих в перечень утверждённых ВАК Минобрнауки России и 6 научных статей в других специализированных научных журналах.

Объём и структура работы. Представленная диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованных литературных источников, состоящего из 100 наименований, изложенных на 174 странице, включая 66 рисунков, 30 таблиц и 10 приложений.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность работы, сформулирована цель, идея и научные положения, выносимые на защиту, дана оценка научной и практической значимости работы, а также её реализация.

В первой главе выполнено всестороннее исследование факторов природной среды и обобщенных результатов предыдущих исследований, по теме работы.

Общей чертой угольных карьеров Вьетнама является большая глубина, мягкий (слабый) грунт, угольные пласты средней мощности (от 1,35 до 3,5 м) и множество прослоек пород. Результаты предыдущих исследований проведенных

во Вьетнаме показали, что гидравлические экскаваторы хорошо подходят для геологических условий и технологии добычи полезных ископаемых во Вьетнаме.

Температура окружающей среды это один из многих природных факторов оказывающих наибольшее влияние на производительность, надежность, частоту возникновения отказов и время простоя карьерных гидравлических экскаваторов.

Вьетнам - страна с тропическим климатом, среднегодовая температура составляет около 27,2 °С, температура имеет тенденцию постепенно повышаться с севера на юг. В самые жаркие солнечные дни лета температура может достигать 42 °С. Температура рабочей жидкости в гидравлической системе импортных экскаваторов, эксплуатируемых на карьерах Вьетнама, часто бывает очень высокой (около 90 °С и выше), что приводит к отказам гидравлической системы, сокращая срок службы гидравлических элементов и также рабочей жидкости по сравнению с нормами, установленными производителем.

Решению задач охлаждения рабочей жидкости силового гидравлического привода посвящены работы выдающихся ученых Советского Союза, России, Вьетнама и мира в многих смежных специализированных областях: М. А. Михеев, Б. К. Владимир, Т. М. Башта, О. А. Степанов, Г.Н. Дульнев, О. Г. Мартыненко, А. А. Михалевича, В. К. Шикова, П. И. Бажан, Г. Е. Каневец, Я. М. Вильнер, Я. Т. Ковалев, А. Г. Лаптев, Р. Д. Аврутин, В. А. Кондрашев, А. Н. Иванова, А. Г. Брон, О. Г. Мартыненко, А. А. Михалевича, В. К. Шикова, Л. И. Кантович, А. Е. Кривенко, К. Ф. Данг, В. М. Кейс, А. Л. Лондон, Джеймс А. Салливан, Т. Куппан, Дж. П. Холман, Джордж Э. Тоттен, В. М. Рохенов, Дж. Р. Хартнетт и др. Анализ проведенных ранее исследований показал, что вопросам теплоотдачи гидросистем карьерных гидравлических экскаваторов и прочих машин оснащенных мобильным гидроприводом уделялось недостаточно внимания. Коэффициент теплоотдачи элементов гидростистемы предлагалось считать постоянной величиной в границах диапазона определенного на основании эмпирических данных.

Во второй главе определена типовая принципиальная гидравлическая схема гидросистемы карьерных экскаваторов, работающих во Вьетнаме. Выделены основные источники тепла в гидросистеме. Поскольку главным источником тепла являются потери энергии в элементах гидросистемы на основе положений гидромеханики выполнена оценка потерь энергии в гидролиниях, управляющих и вспомогательных устройствах, насосе и гидродвигателях типовой гидростистемы карьерного гидравлического экскаватора. Установлен перечень элементов гидросистемы, наиболее активно участвующих в процессе отдачи тепла в окружающую среду; это гидролинии и гидроцилиндры, бак насосной станции и охладитель гидросистемы. Для перечисленных элементов гидросистемы на

основание положений термодинамики и теплотехники составлены математические модели процессов теплоотдачи с учетом температуры окружающей среды и изменения теплофизических свойств рабочей жидкости и воздуха в зависимости от температуры;

По результатам анализа рабочего цикла карьерного гидравлического экскаватора, тепловыделения и теплоотдачи элементов гидросистемы составлено уравнения теплового баланса гидравлической системы карьерного экскаватора:

$$\frac{\Delta T}{\Delta t} = \frac{(\sum_{j=1}^m \Delta N_c + \Delta N_m) - (\sum_{i=1}^n Q_{T(i)} + Q_m + Q_b)}{2m_{\text{ц}} c_p \Delta t} \quad (1)$$

здесь $\Delta N_c, \Delta N_m$ – соответственно потери мощности элементов гидросистемы и охладителя, (кВт); $m_{\text{ц}}$ – массовый расход рабочей жидкости в нормальном режиме, (кг/с); $Q_{T(i)}, Q_m, Q_b$ – количество тепла, отдаваемого в окружающую среду от гидравлических элементов (гидролинии, золотниковые распределители, дроссель, фильтр), охладителя и гидробака, (кВт); c_p – удельная массовая теплоемкость при постоянном давлении, (кДж/(кг·°C)); ΔT – приращение температуры за время Δt в °C ($\Delta T = T_2 - T_1$); T_1, T_2 – температура рабочей жидкости в начале и конце рабочего цикла экскаватора соответственно, (°C); Δt – время выполнения одного рабочего цикла экскаватора, (с).

В третьей главе на основе математических моделей, составленных в главе 2, построены блок-схемы расчетных модулей, для моделирования процессов теплообмена гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора в среде программного обеспечения Matlab-Simulink. Моделирование теплоотдачи труб позволило установить, что при постоянных значениях температуры окружающей среды (T_0) с ростом температуры рабочей жидкости нелинейно возрастает количество тепла, отдаваемое в окружающую среду (Q_T), в частности: тепловой поток Q_T увеличивается в 11,2 раза, когда температура рабочей жидкости увеличивается с 25°C до 110°C при $T_0 = 10^\circ\text{C}$; когда температура рабочей жидкости увеличивается с 50°C до 110°C, тепловой поток Q_T увеличивается в 5,63 раза при $T_0 = 30^\circ\text{C}$; в 8,6 раза при $T_0 = 37^\circ\text{C}$ в 14,45 раза при $T_0 = 42^\circ\text{C}$. При этом для любого значения температуры рабочей жидкости ($T_{\text{ж}}$) при повышении температуры окружающего воздуха количество тепла, передаваемого в окружающую среду, будет очень быстро уменьшаться. Так, когда температура окружающей среды увеличивается с 10°C до 42°C, тепловой поток Q_T уменьшается в 7,5 раза при $T_{\text{ж}} = 50^\circ\text{C}$; в 3,6 раза при $T_{\text{ж}} = 60^\circ\text{C}$; в 2,6 раза при $T_{\text{ж}} = 70^\circ\text{C}$; в 2,23 раза при $T_{\text{ж}} = 90^\circ\text{C}$ и в 1,62 раза при $T_{\text{ж}} = 110^\circ\text{C}$. При этом

абсолютная величина теплового потока Q_T для $T_{ж} = 70^{\circ}\text{C}$ не превышает 7 кВт за рабочий цикл экскаватора ($t = 25,4$ с).

Аналогичные зависимости полученные для процесса теплопередачи из гидробака показали, что тепловой поток Q_6 увеличивается в 6,4 раза, когда температура рабочей жидкости увеличивается с 25°C до 70°C при $T_0 = 10^{\circ}\text{C}$; когда температура рабочей жидкости увеличивается с 50°C до 70°C , тепловой поток Q_6 увеличивается в 2,53 раза при $T_0 = 30^{\circ}\text{C}$; в 3,38 раза при $T_0 = 37^{\circ}\text{C}$; в 6,54 раза при $T_0 = 42^{\circ}\text{C}$;

Также, когда температура окружающей среды увеличивается с 10°C до 42°C , тепловой поток Q_6 уменьшается в 10,6 раза при $T_{ж} = 50^{\circ}\text{C}$; в 5,34 раза при $T_{ж} = 55^{\circ}\text{C}$; в 3,96 раза при $T_{ж} = 60^{\circ}\text{C}$; в 2,79 раза при $T_{ж} = 70^{\circ}\text{C}$. При этом абсолютная величина Q_6 для $T_{ж} = 70^{\circ}\text{C}$ не превышает 2,25 кВт за рабочий цикл экскаватора.

Моделирование процесса теплоотдачи охладителя гидросистемы карьерного экскаватора Komatsu PC750SE-7 (рис. 1) показало, что тепловой поток Q_M

увеличивается в 7,2 раза, когда температура рабочей жидкости увеличивается с 25°C до 110°C при $T_0 = 10^{\circ}\text{C}$; когда температура рабочей жидкости увеличивается с 55°C до 110°C , тепловой поток Q_M увеличивается в 3,3 раза при $T_0 = 27,2^{\circ}\text{C}$; в 5,51 раза при $T_0 = 37^{\circ}\text{C}$; в 10,85 раза при $T_0 = 42^{\circ}\text{C}$; Когда температуре окружающей среды увеличивается с 10°C до 42°C , тепловой поток Q_M уменьшается в 8,32 раза при $T_{ж} = 55^{\circ}\text{C}$; в 4,67 раза при $T_{ж} = 60^{\circ}\text{C}$; в 2,94 раза при $T_{ж} = 70^{\circ}\text{C}$; в 2,04 раза при $T_{ж} = 90^{\circ}\text{C}$. При этом абсолютная величина теплового потока охладителя гидросистемы Q_M для $T_{ж} = 70^{\circ}\text{C}$, $T_0 = 10^{\circ}\text{C}$ достигает 40 кВт.

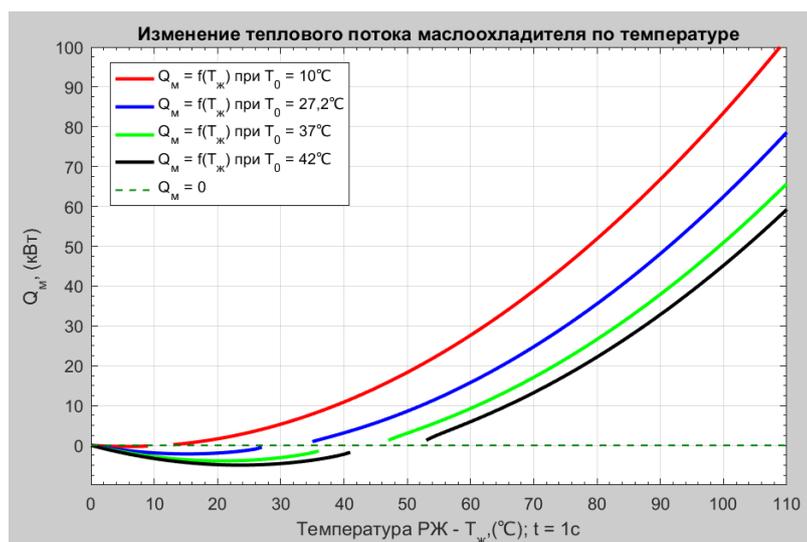


Рисунок 1 - Теплотдача охладителя гидросистемы при разных температурах $T_{ж}$ и T_0

Сравнение абсолютных величин теплоотдачи рассмотренных элементов позволило сделать вывод, что наиболее мощным инструментом снижения температуры рабочей жидкости является охладитель гидросистемы. Повышение эффективности охладителя первоочередная задача.

Потери мощности в гидравлической системе включают линейные гидравлические потери на прямых участках трубопроводов и местные гидравлические потери в гидронасосах, гидромоторах, распределителях, напорных клапанах, гидроцилиндрах, дросселях и сопряжениях труб.

$$\Delta N = N_{\text{пн}} + N_{\text{пф}} + N_{\text{птр}} + N_{\text{пр}} + N_{\text{пц}} + N_{\text{пмот}} + N_{\text{пм}} + N_{\text{пок}} \quad (2)$$

где $N_{\text{пн}}$, $N_{\text{пф}}$, $N_{\text{птр}}$, $N_{\text{пр}}$, $N_{\text{пц}}$, $N_{\text{пмот}}$, $N_{\text{пм}}$, $N_{\text{пок}}$ — соответственно потери мощности в гидронасосах, фильтрах, трубопроводах, включая соединения, гидрораспределителях, гидроцилиндрах, гидромоторах, охладителе, клапанах.

На основе данных о средних ходах гидравлических цилиндров экскаватора Komatsu PC750SE-7 в рабочем цикле при выполнении работ на железорудном руднике Тхач Кхе, Ха Тинь, Вьетнам, были определены средние расходы жидкости в гидравлической системе для отдельных операций (копание, поворот, разгрузка и др.). Исходя из средних расходов жидкости в гидродвигателях в рабочем цикле экскаватора, были определены потери мощности гидравлической системы (рис. 2). С ростом температуры рабочей жидкости, ее вязкость уменьшается, что приводит к некоторому снижению потерь мощности из-за гидравлического трения (ΔN_1), но при этом значительно возрастают потери мощности и из-за утечек рабочей жидкости (ΔN_2), снижая эффективность работы гидравлической системы и увеличивая тепловыделение.

Результаты расчета потерь мощности и решения уравнения

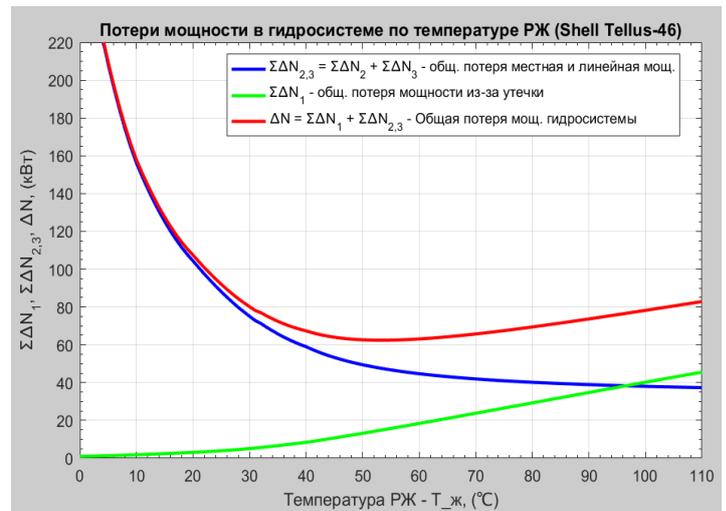


Рисунок 2 - Потери мощности в гидросистеме по температуре РЖ

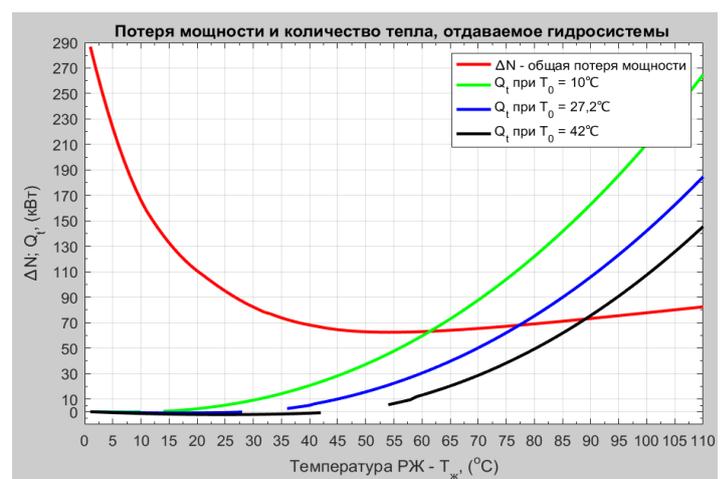


Рисунок 3 - Расчет потерь мощности и количества тепла, отдаваемого в окружающую среду от гидросистемы по температуре $T_{\text{ж}}$ и T_0

теплового баланса гидравлической системы карьерного гидравлического экскаватора Komatsu PC750SE-7 показаны на рисунке 3. Угол наклона кривой потерь мощности увеличивается с ростом температуры. Это означает, что температура окружающей среды оказывает большое влияние на гидравлическую систему и изменяет тепловое равновесие этой системы, что приводит к изменению стабильной температуры рабочей жидкости в системе. Баланс потерь и теплоотдачи системы показывает, что когда температура окружающей среды соответственно $T_0 = 10^\circ\text{C}$, $27,2^\circ\text{C}$ и 42°C , температура рабочей жидкости $T_{\text{ж}} = 61,5^\circ\text{C}$, $77,5^\circ\text{C}$ и $89,3^\circ\text{C}$. Очевидно, что температура рабочей жидкости в гидравлической системе карьерного гидравлического экскаватора Komatsu PC750SE-7 выше, чем рекомендованная производителем: от 60°C до 70°C .

В четвертой главе выполнен анализ различных типов рабочих жидкостей применяемых в гидравлических карьерных экскаваторах в республике Вьетнам. Были проанализированы зависимости механических и теплофизических свойств выбранных марок рабочей жидкости от температуры. По результатам анализа и на основе данных о средних расходах рабочей жидкости с использованием эмпирических формул были построены графики зависимости общих потерь мощности гидросистемы гидравлического экскаватора от температуры и типа рабочей жидкости (рис. 4).

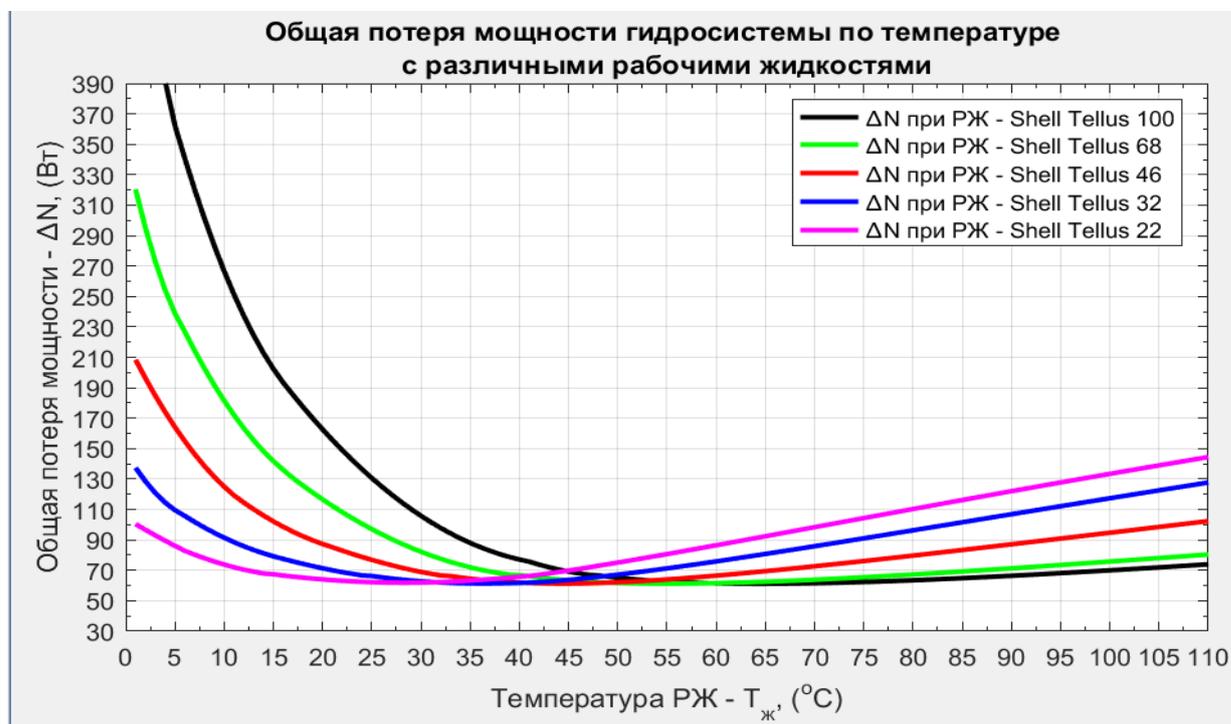


Рисунок 4 - Общие потери мощности гидросистемы карьерного экскаватора с различными типами рабочей жидкости

Анализ зависимостей позволил установить что наиболее подходящей к условиям эксплуатации во Вьетнаме является рабочая жидкость марки Shell Tellus 46. Несколько менее экономично с позиций потерь энергии будет использование Shell Tellus 68 в диапазоне температур РЖ более 55°C (рис. 4), однако при использовании этого типа рабочей жидкости велики потери мощности при низких температурах. Также это затруднит запуск двигателя экскаватора зимой.

Основываясь на том, что базовым показателем эффективности охладителя гидросистемы, напрямую влияющим на количество тепла отдаваемого в единицу времени следует считать коэффициент теплоотдачи (α_o , Вт/м²/°С).

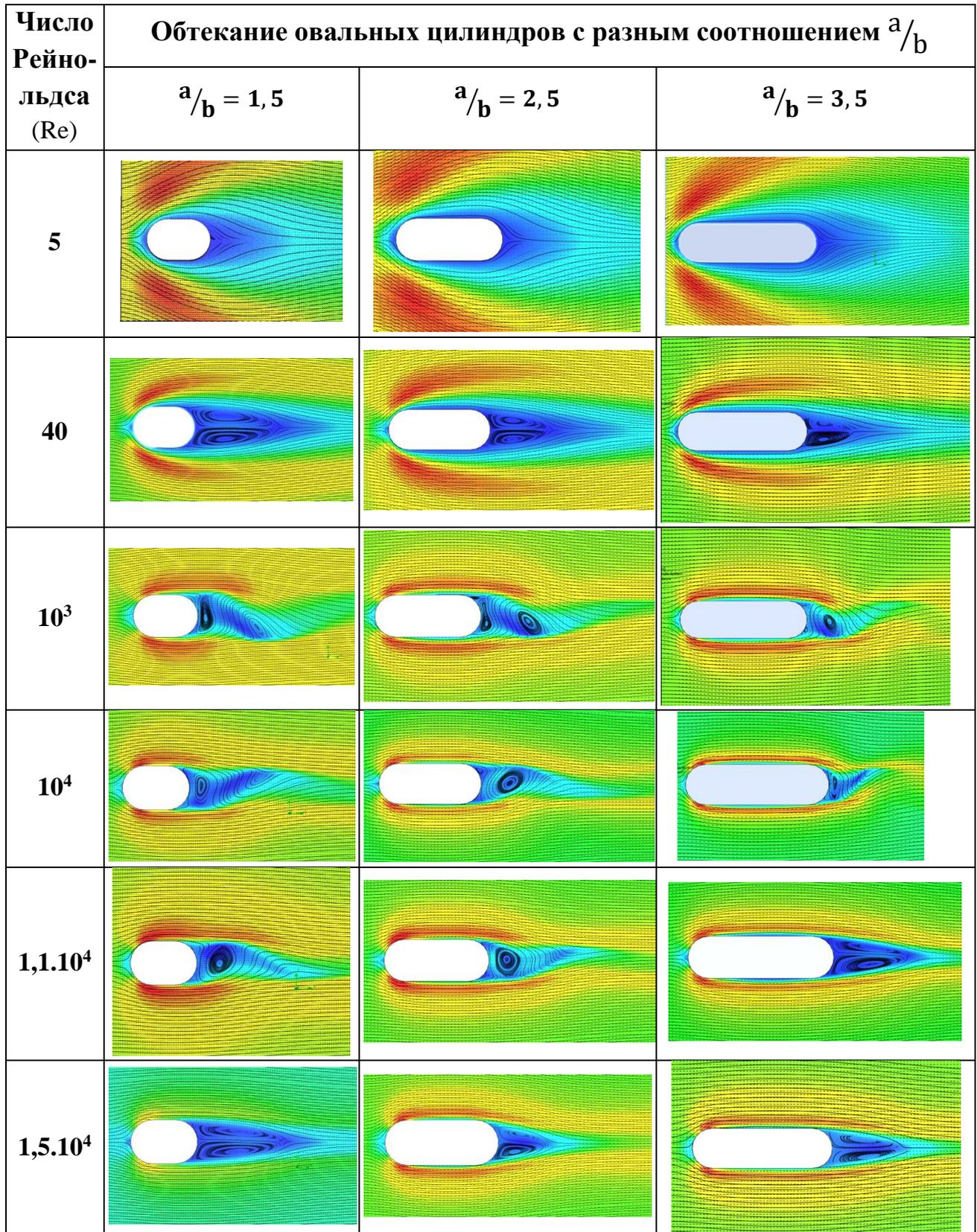
$$\alpha_o = \frac{Nu_m \lambda_m}{L} \quad (3)$$

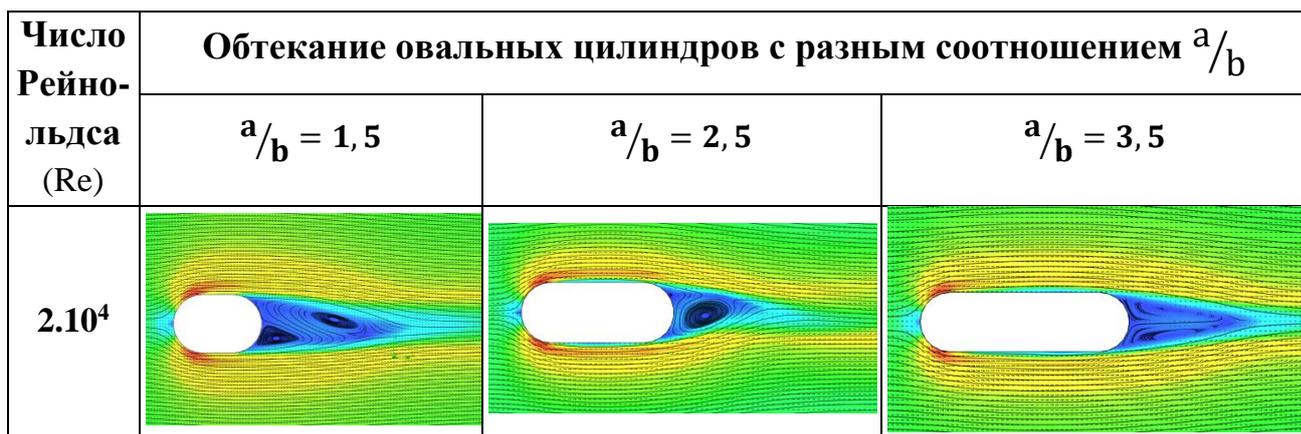
где: L - характерный размер теплообменной трубы (внешний диаметр круглой трубы или эквивалентный диаметр для труб других форм), (м); Nu_m – число Нуссельта при свободной конвекции; λ_m - коэффициент теплопроводности теплоносителя, (Вт/м/°С).

Существует ряд стандартных типов труб с овальным поперечным сечением. Каждая овальная труба имеет различные тепловые и гидравлические свойства. Основными параметрами определяющими эффективность использования того или иного типоразмера теплообменных труб можно считать внутреннее и внешнее сопротивление как отдельной трубы, так и массива (пучка). Были исследованы эти параметры, чтобы найти размер наиболее выгодной овальной трубы как в теплообменном, так и в гидравлическом аспектах. Численное моделирование теплообмена овальных труб с окружающей средой было выполнено в программном продукте SolidWorks Flow Simulation. Расчет был выполнен для труб из полированного алюминиевого сплава, основные размеры овальных цилиндрических труб: большая ось a, малая ось b, температура внешней поверхности трубы $T_w = 70$ °С, теплоноситель – воздух, температура $T_o = 27,2$ °С, давление воздуха в начальном сечении $p = 106\ 825$ Па.

Результаты численного эксперимента определения среднего коэффициента теплоотдачи ($\bar{\alpha}_o$) трех типов овальной теплообменной трубы с разным соотношением продольного (a, мм) и поперечного (b, мм) размеров сечения (a/b = 21/6, 15/6, 9/6) представлены в таб. 1 и рис. 5.

Теплообменная характеристика некоторых овальных труб





Результаты расчета с помощью программного обеспечения SolidWorks Flow Simulation среднего коэффициента теплоотдачи ($\bar{\alpha}_0$, Вт/м²/°С) 3-х популярных типоразмеров овальных труб при разных значениях числа Re показаны на рисунке. 5.

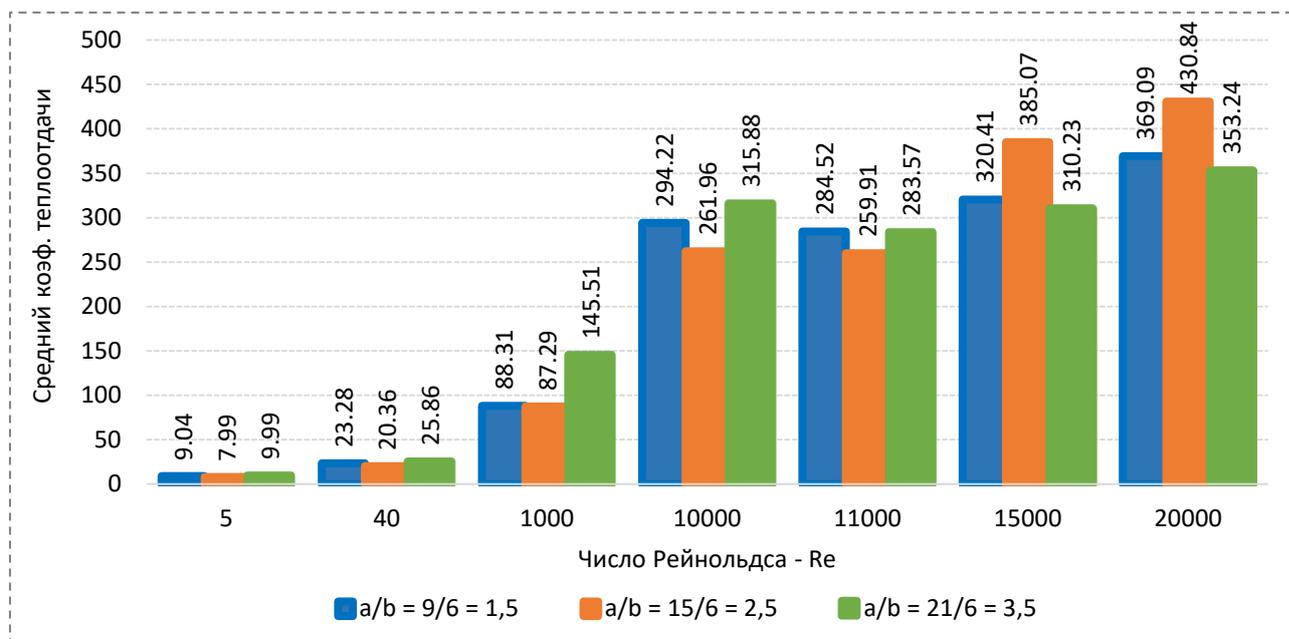


Рисунок 5 - Средний коэффициент теплоотдачи ($\bar{\alpha}_0$) трех типов овальной трубы при разных значениях числа Re

По результатам численного моделирования установлено, что:

- в диапазоне значений числа Рейнольдса $Re = (5 \div 10\ 000)$, овальная труба с соотношением двух осей $a/b = 3,5$ всегда имеет больший коэффициент теплоотдачи;

- для чисел Рейнольдса $Re > 10000$ значение среднего коэффициента теплоотдачи овальной трубы с соотношением $a/b = 3,5$ является нестабильным и самым маленьким из трех рассмотренных типов теплообменных труб. Средний

коэффициент теплоотдачи овальной трубы с соотношением $a/b = 2,5$ самый высокий для этих значений числа Re . Однако в диапазоне $Re > 10000$ имеет смысл только при проектировании теплообменников со скоростью воздушного потока, создаваемого вентиляторами $v > 29$ м/с.

Результаты расчета потерь давления. Модели трех охладителей изготовлены из трех типов овальных труб с соотношением осей $a/b = 9/6, 15/6$ и $21/6$ с двумя вариантами дизайна. Вариант 1 - количество ряда (z) и колонки теплообменной трубы (m) охладителей, изготовленных из разных теплообменных труб, одинаковы ($m_1 = m_2 = m_3 = 87; z_1 = z_2 = z_3 = 3$). Вариант 2 - Для общей живой площади трех охладителей будет одинаковой, необходимо увеличить количество рядов трубок (z) малого поперечного сечения ($m_1 = m_2 = m_3 = 87; z_1 = 3; z_2 = 5; z_3 = 9$).

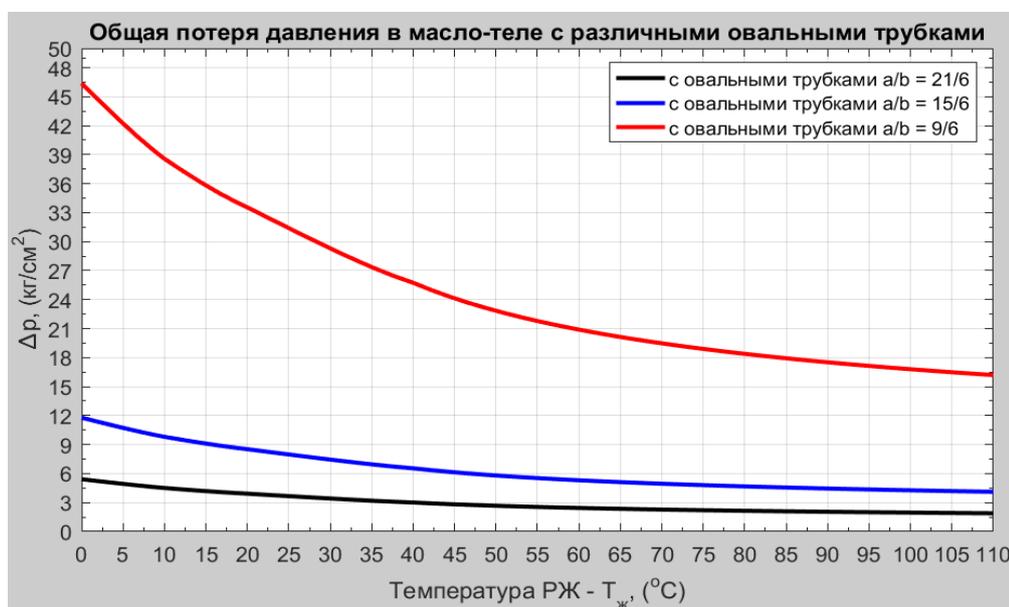


Рисунок 6 - Общие потери давления в охладителе гидросистемы с различными овальными трубками ($m_1 = m_2 = m_3 = 87; z_1 = z_2 = z_3 = 3$) – вариант 1-й

По результатам расчетов и моделирования, (рис. 6) установлено, что:

- охладитель гидросистемы изготовленный из овальных теплообменных труб с соотношением продольного и поперечного размеров $21/6$ имеет минимальные потери давления в диапазоне температур рабочей жидкости от 0 °C до 110 °C.

- по анализу результатов численного моделирования, представленных в таблицах 1, на рисунках 5 и 6 было установлено, что в диапазоне числа Рейнольдса менее 10000 теплообменная труба с поперечным сечением овальной формы с отношением осей $a/b = 21/6 = 3,5$ для изготовления охладителя гидросистемы карьерного экскаватора представляет собой оптимальный вариант.

Далее для выбранного типоразмера овальных труб, на базе расчетных программ было выполнено моделирование процесса теплоотдачи охладителя гидросистемы карьерного экскаватора Komatsu PC750SE-7. Было исследовано три варианта модернизированной конструкции с шахматным расположением труб в пучке, отличающиеся расстоянием между трубами в ряду S_1 и расстоянием между ближайшими трубами в соседних рядах S_2 рис. 7.

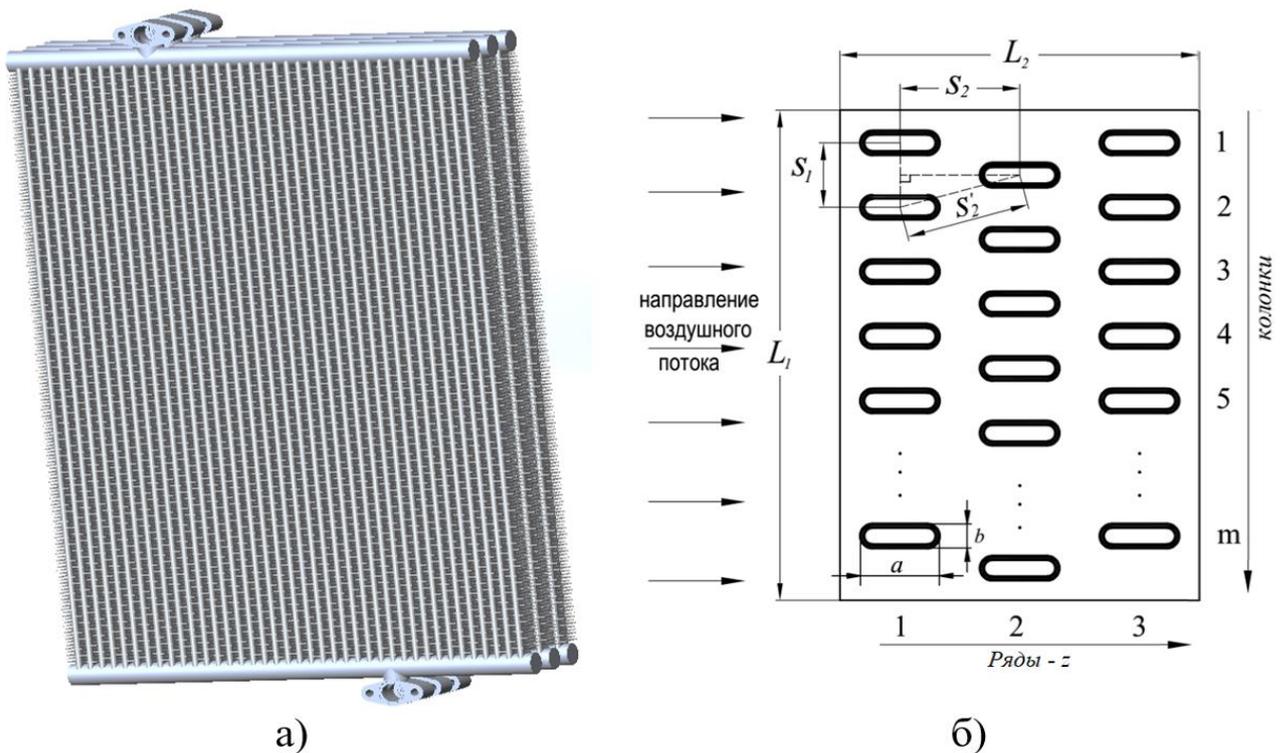


Рисунок 7 - Охладитель гидросистемы (а) и распределение теплообменных труб в шахматном пучке (б)

- **Вариант 1-й:** Для увеличения подачи вентилятора охладителя гидросистемы, были изменены количество лопастей с 7 до 8 и ширина лопастей с 0,12 м до 0,145 м. Параметры распределения теплообменных труб в шахматном пучке $S_1 = 17\text{mm}$, $S_2 = 25\text{mm}$. Из полученных результатов, следует, что: скорость потока воздуха через каналы в охладителе осталась достаточно низкой с высокой неоднородностью в сечении. Причина в том, что степень турбулентности воздушного потока невысока, гидравлический пограничный слой остается толстым, длина вихревой зоны за теплообменными трубками составила примерно от 4 мм до 4,5 мм, а средний коэффициент теплоотдачи теплообменником ограничен. Значение среднего коэффициента теплоотдачи охладителя в этом случае $\bar{\alpha}_0 = 98,15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$;

Результаты решения и моделирования уравнения теплового баланса гидравлической системы карьерного экскаватора Komatsu PC750SE-7 с

охладителем в 1-ом варианте показали, что наибольшая рабочая температура рабочей жидкости в гидросистеме ($T_{ж}$) при температуре окружающей среды (воздуха) $T_0 = 10\text{ °C}$, $27,2\text{ °C}$ и 42 °C соответственно $57,72\text{ °C}$, $74,2\text{ °C}$ и $84,3\text{ °C}$. Это означает, что при температуре окружающего воздуха $T_0 > 27,2\text{ °C}$ температура рабочей жидкости в гидросистеме экскаватора всегда больше значение максимальной температуры оптимальной теплового диапазона 70 °C .

• **Вариант 2-ой:** были уменьшены относительный поперечный шага S_1 с 17 мм до 10 мм и относительный продольный шага S_2 с 25 мм до 21 мм. Остальные параметры гидросистемы, как и охладителя, остались неизменными по сравнению с вариантом 1.

Идея этого улучшения заключается в уменьшении площади сечения каналов движения воздуха, что приводит к увеличению скорости и турбулентности воздушного потока уменьшая, таким образом толщину и площадь гидравлического пограничного слоя по периметру овальных труб, а также площадь вихревой зоны, охватывающей заднюю часть труб, что приводит к увеличению среднего коэффициента теплоотдачи охладителя гидросистемы ($\bar{\alpha}_0$).

Уменьшение относительного поперечного шага S_1 уменьшило ширину охладителя (L_1) в 1,7 раза, а уменьшение относительного продольного шага S_2 с 25 мм до 21 мм, уменьшило продольный размер охладителя (L_2) по направлению воздушного потока в 1,19 раз. Уменьшение относительного поперечного шага S_1 позволило дополнительно увеличить способность теплоотдачи охладителя (Q_t , Вт) за счет добавления теплообменных труб в конструктивных габаритах базовой модели охладителя ($L_1 = 870\text{ мм}$) с 51 до 87. При этом площадь теплообменной поверхности охладителя увеличивается 1,71 раз.

По результатам моделирования теплообмена воздушной стороне охладителя, было обнаружено, что скорость воздушного потока и уровень турбулентности потока в каналах увеличиваются, приводящий к уменьшению разности скоростей воздушных слоев в каналах, уменьшается толщина пограничного слоя по окружности овальных труб сокращая вихревую зону за овальными трубками, что приводит к увеличению среднего коэффициента теплоотдачи. Средний коэффициент теплоотдачи в этом случае составляет $\bar{\alpha}_0 = 193,5\text{ Вт/м}^2/\text{°C}$.

В результате, температура рабочей жидкости $T_{ж} < 70\text{ °C}$ при температуре окружающей среды (T_0) с 10 °C до $27,2\text{ °C}$. Однако, когда температура окружающей среды во Вьетнаме в самые жаркие дни лета $T_0 = 42\text{ °C}$, рабочая температура рабочей жидкости все еще превышает 70 °C .

• **Вариант 3-й:** Было увеличено с 3 до 6 количество рядов (z) теплообменной трубы охладителя, остальные параметры охладителя гидросистемы остались прежними.

Увеличение количества рядов теплообменных труб в охладителе увеличивает площадь поверхности теплоотдачи, поэтому мощность его теплоотдачи (Q_t) также увеличивается. Результаты расчета и моделирования теплоотдачи охладителя гидросистемы на воздушной стороне приведены на рис. 8.

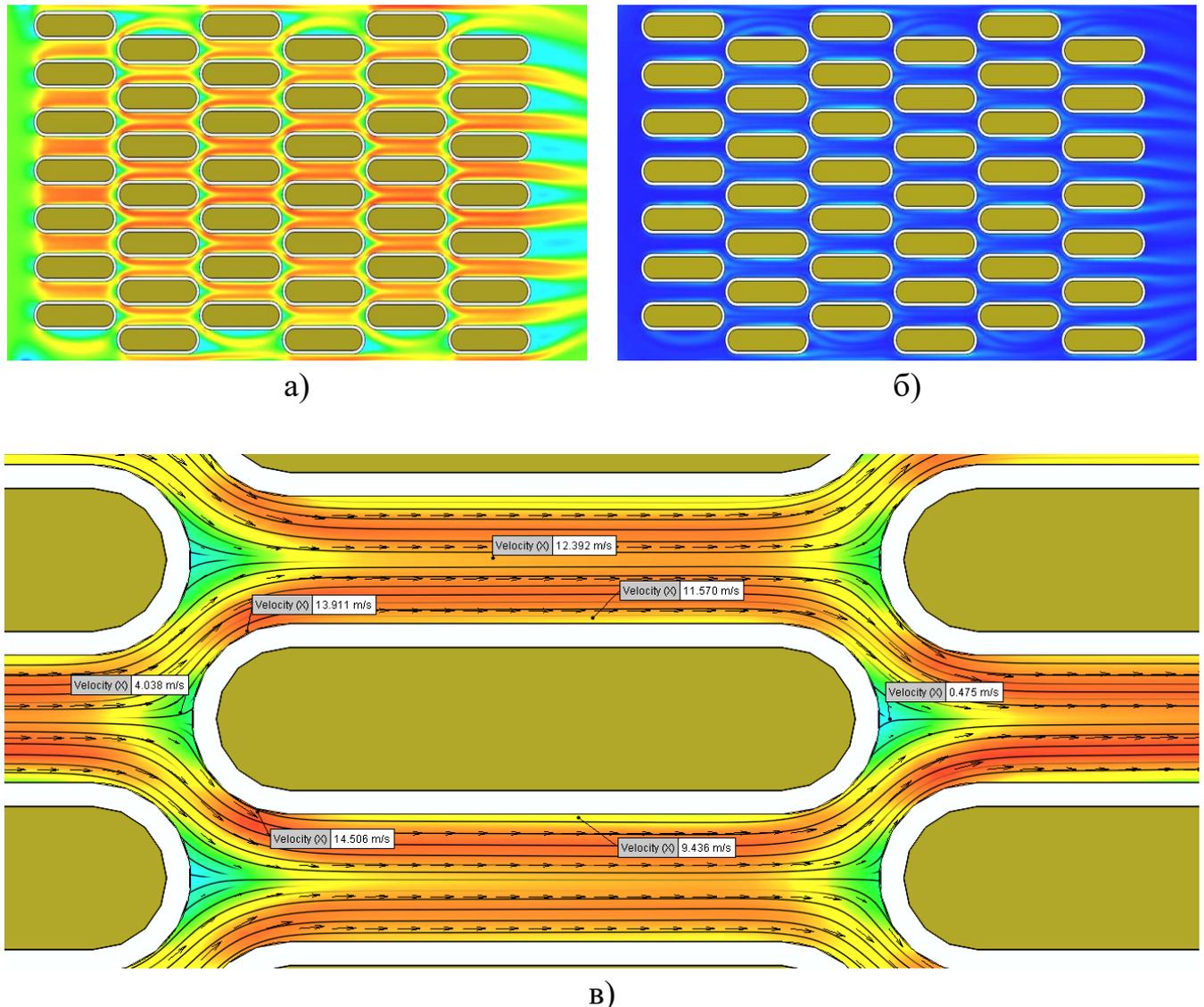


Рисунок 8. Результаты моделирования потока воздуха через охладитель с 6 рядами трубы (а, в) и пограничного слоя, окружающего овальные теплообменные трубы (б) – 3-й вариант.

Из результатов расчета и моделирования теплоотдачи охладителя гидросистемы на рис. 8 видно, что:

- скорость воздушных слоев в каналах охладителя была более равномерной, что указывает на высокую степень турбулентности потока, и это уменьшило площадь вихревой зоны, охватывающей кормовую часть овальных труб. Вихревые зоны за овальными трубками - это область, в которой воздушный поток движется с очень низкой скоростью, поэтому статическое давление в этой области высокое, что создает аэродинамическое сопротивление потоку воздуха в каналах и местный коэффициент теплоотдачи в этой области низкий (рис. 8 а, в). Уменьшение площади вихревой зоны является одной из причин увеличения среднего коэффициента теплоотдачи на воздушной стороне охладителя гидросистемы. Ламинарный гидравлический пограничный слой, окружающий овальные теплообменные трубы в этом случае очень тонкий (менее 0,2 мм) и нестабилен по окружности овальных труб (рис. 8 б). Тонкий пограничный слой приводит к увеличению интенсивности теплоотдачи, а также среднего коэффициента теплоотдачи на воздушной стороне охладителя. Значение среднего коэффициента теплоотдачи охладителя в этом случае $\bar{\alpha}_0 = 198,15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$;

- разница температур воздушного потока на входе и выходе из охладителя составляет около $\Delta T_0 = 20,23\text{°C}$, это довольно большая разница температуры, это доказывает, что свойства теплоотдачи охладителя при выбранных параметрах очень хорошие.

Результат расчета и моделирования состояния теплового равновесия гидросистемы карьерного экскаватора с 6-рядным охладителем гидросистемы с оптимально подобранными параметрами представлены на рисунке 9.

Из графиков рис. 9 следует, что для всех

значений температуры окружающей среды от 10°C до 42°C температура рабочей жидкости всегда ниже максимального значения оптимального диапазона (70 °C).

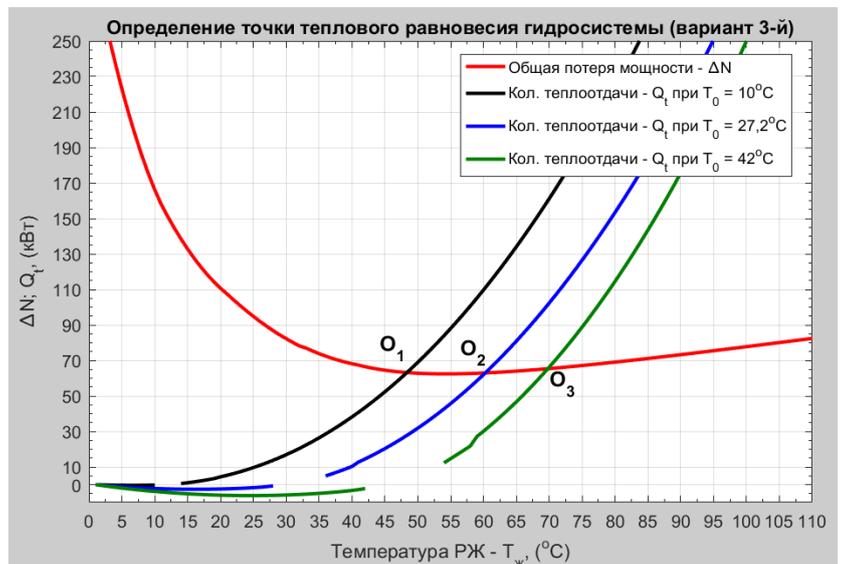


Рисунок 9. Точка теплового равновесия гидросистемы экскаватора с использованием охладителя с 6 рядами теплообменных труб

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Диссертация является законченной квалификационной работой, в которой на основе выполненных автором исследований дано новое решение актуальной научной задачи, заключающейся в разработке методики расчета теплового баланса гидравлической системы карьерного экскаватора учитывающей изменения теплофизических свойств рабочей жидкости и окружающего воздуха с изменением температуры и использовании ее для обоснования и выбора параметров охладителя гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора при эксплуатации в условиях республики Вьетнам.

Результаты и выводы, полученные лично автором

1. Исследование структуры и принципа работы гидравлического оборудования карьерного гидравлического экскаватора позволили установить перечень основных компонентов, которые служат основой для расчета гидравлических потерь и теплопередачи гидросистемы. Сюда вошли объекты типа однослойная труба: гидролинии и гидроцилиндры, гидронасос, гидробак, охладитель, дросселирующие элементы.

2. На основе теории теплообмена и результатов исследований ряда ведущих ученых разработан метод расчета теплопередачи от основных гидравлических элементов гидросистемы, таких как: гидролиния (гидроцилиндры), гидробака и охладитель гидросистемы с учетом влияния температуры окружающей среды на изменения механических и теплофизических свойств рабочей жидкости и воздуха;

3. Разработана математическая модель процесса теплообмена гидравлической системы карьерного гидравлического экскаватора с окружающей средой отличающаяся учетом изменения теплофизических свойств рабочей жидкости и окружающего воздуха с изменением температуры и получены зависимости показывающие характер изменения теплоотдачи гидролиний, маслобака и охладителя гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора с изменением температуры рабочей жидкости и температуры окружающей среды.

4. С использованием математической модели процесса теплообмена гидравлической системы карьерного гидравлического экскаватора с окружающей средой, установлено, что температура рабочей жидкости в гидравлической системе экскаватора Komatsu PC750SE-7, эксплуатируемого в климатических условиях во Вьетнаме, всегда превышает оптимальные значения рабочей температуры рекомендованные производителем на $7,5^{\circ}\text{C} - 19^{\circ}\text{C}$.

5. Численным моделированием процесса теплообмена установлено, что в диапазоне значений числа Рейнольдса от 0 до 10 000 овальная теплообменная труба охладителя гидросистемы с соотношением продольного и поперечного размеров $a/b=3,5$ имеет наибольший средний коэффициент теплоотдачи, а при значениях числа Рейнольдса более 10 000 наибольший средний коэффициент теплоотдачи у овальных труб с соотношением продольного и поперечного размеров $a/b=2,5$.

6. На основании расчетов определено, что базовая конструкция охладителя гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора имеет увеличенное аэродинамическое сопротивление и малое значение среднего коэффициента теплоотдачи охладителя гидросистемы на стороне воздуха. Средний коэффициент теплоотдачи в этом случае $\bar{\alpha}_0 = 78,06$ (Вт/м²/°С), а охладитель поддерживает температуру рабочей жидкости на уровне 77,5 °С – 89,3 °С.

7. Установлено, что за счет использования овальных труб, выбора оптимального расстояния между ними и скорости воздушного потока, возможно, получить коэффициент теплоотдачи охладителя гидросистемы на уровне 193-198 (Вт/м²/°С), далее эффективность охлаждения рабочей жидкости можно повысить только за счет увеличения количества рядов теплопроводных труб в охладителе.

8. Охладитель гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора с 6 рядами по 87 теплообменных овальных труб с соотношением осей 21/6 и относительными шагами размещения $S_1 = 10$ мм, $S_2 = 21$ мм способен поддерживать рабочую температуру рабочей жидкости ниже 70 °С, даже при температуре окружающей среды до 42 °С в климатических условиях Вьетнама.

Основные научные результаты диссертации опубликованы в ведущих рецензируемых научных журналах и изданиях:

1 - Кривенко А.Е., Занг Куок Кхань. Исследование влияния температурного режима рабочей жидкости гидросистемы на эффективность работы карьерного гидравлического экскаватора. «Горный журнал». 2020. № 12. С. 78-81, DOI: 10.17580/gzh.2020.12.18;

Krivenko A.E., Giang Quok Khanh. Influence of power fluid temperature in hydraulics on operating efficiency of hydraulic mining excavators. «GORNYI ZHURNAL», 2020, № 12, pp. 78–81 DOI: 10.17580/gzh.2020.12.18

2 - Кривенко А.Е., Занг К.К. Исследование влияния температуры окружающей среды на интенсивность теплоизлучения из гидролинии в гидросистеме карьерного гидравлического экскаватора. «Горное оборудование и электромеханика», № 5, 2020, с. 39-44;

3 - Пудов Е.Ю., Занг К.К., Кривенко А.Е. и др., Влияние температуры окружающей среды и типа рабочей жидкости на термодинамическое равновесие гидравлической системы карьерных экскаваторов. «Горное оборудование и электромеханика». 2021. № 1. С. 45-50;

4 - Пудов Е.Ю., Занг К.К., Кривенко А.Е. и др., Оценка влияния условий эксплуатации на производительность работы системы охлаждения рабочей жидкости гидравлического карьерного экскаватора. «Горное оборудование и электромеханика». 2021. № 1. С. 51-58;

5 - Кривенко А. Е. , Занг К. К. и др. Исследование износа рабочего колеса центробежного шламового насоса в провинции куангнинь вьетнама. «Бюллетень машиностроения для горнодобывающей и энергетической промышленности», ISSN:2354-1164 (научный журнал в Вьетнаме), №12, 2019, с. 15-19;

6 - Кривенко А. Е. , Занг К. К. др. Изучение влияния температуры окружающей среды Вьетнама на мощность теплопередачи однослойной теплообменной трубы. «Бюллетень машиностроения для горнодобывающей и энергетической промышленности» Вьетнам ISSN:2354-1164. №21. 2020. с. 27-31;

7 - Кривенко А. Е. , Занг К. К. и др. Исследование по расчету основных параметров рабочего колеса центробежного бурового насоса, согласующихся с характеристиками двухфазного смешанного потока. «Бюллетень машиностроения для горнодобывающей и энергетической промышленности» Вьетнам, ISSN:2354-1164 №21, 2020. с. 23-26;

8 - Кривенко А. Е. , Занг К. К. и др. Моделирование траектории движения твердых частиц в двухфазном смешанном потоке твердое тело-жидкость, движущемся через рабочее колесо центробежного шламового насоса. «Бюллетень машиностроения для горнодобывающей и энергетической промышленности» Вьетнам, ISSN:2354-1164. №23, 2020. с. 9-14;

9 - Кривенко А. Е. , Занг К. К. и др. Исследование влияния изменения вязкости рабочей жидкости на рабочий эффективность аксиально-поршневого насоса с регулировкой подачи. «Бюллетень машиностроения для горнодобывающей и энергетической промышленности» Вьетнам, ISSN:2354-1164. №22, 2020. с. 21-25;

10 - Кривенко А. Е. , Занг К. К. и др. Изучение влияния изменения температуры окружающей среды на экзотермическую мощность воздушного малоохладителя. «Бюллетень машиностроения для горнодобывающей и энергетической промышленности» Вьетнам, ISSN:2354-1164. №26, 2021, с. 15-20.