

Пудов Евгений Юрьевич¹, кандидат технических наук, Занг Куок Кхань², аспирант, Кузин Евгений Геннадьевич^{1*}, доцент, Кривенко Александр Евгеньевич², кандидат технических наук, доцент

¹Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева, 650000, Россия, г. Кемерово, ул. Весенняя, 28

²Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС», 119049, Россия, г. Москва, Ленинский проспект, д. 4.

*E-mail: pudov_evgen@mail.ru

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ НА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА

Аннотация: В настоящей работе приводится оценка влияния температурных условий эксплуатации на эффективность работы гидравлической системы карьерных экскаваторов. Потеря мощности в гидравлической системе гидравлических машин в целом, а также карьерного экскаватора в частности, иногда достигает 25% от общей мощности, подаваемой в систему. Энергия, представляющая потери мощности, преобразуется в тепловую энергию, приводящую к нагреву рабочей жидкости (РЖ). Начальная температура рабочей жидкости такая же, как температура окружающей среды, и будет быстро увеличиваться по мере работы гидросистемы. В случае, если температура рабочей жидкости превышает максимально допустимую, возникает множество негативных воздействий в гидравлической системе, таких как: снижение: производительности гидравлической системы; срока службы и смазочной способности жидкости; герметизирующего эффекта рабочей жидкости; увеличение: интенсивности износа; объёмной потери; частоты отказов; простоев и затрат на ремонт, замену неисправного оборудования и т. д. Незначительная часть тепла от рабочей жидкости отдается в окружающую среду через корпус всех гидроэлементов. Основным же охлаждающим устройством является маслоохладитель. Во время рабочего процесса на теплоотдающую производительность маслоохладителя влияют такие факторы окружающей среды, как: температура, влажность, запыленность, скорость ветра, солнечная радиация и т. д. Среди этих факторов наибольшее влияние оказывает температура окружающего воздуха. В этой статье авторы формулируют метод расчета теплоотдающей производительности маслоохладителя воздушного охлаждения и используют программу Matlab-Simulink для моделирования влияния температуры окружающей среды к теплоотдающей производительности маслоохладителя, которая является основой для процесса расчета теплоотдачи и решения уравнения теплового баланса всей гидравлической системы.

Ключевые слова: гидравлическая система, гидравлический экскаватор, маслоохладитель, рабочая жидкость, температура окружающей среды, теплообмен, инфракрасная термография, свободная конвекция, вынужденная конвекция, теплоноситель.

Информация о статье: принята 17 ноября 2020 г.

DOI: 10.26730/1816-4528-2021-1-51-58

1. Введение

Существует множество типов маслоохладителей, они классифицируются по-разному в зависимости от конструктивных характеристик, типа теплоносителя, способа охлаждения или способности теплоотдающей и т. д. Маслоохладитель воздушного охлаждения с двумя потоками жидкости в перпендикулярном направлении без смешивания является наиболее часто используемым типом в мобильных гидравлических машинах в целом и в карьерных гидравлических экскаваторах в частности, потому что они имеют множество преимуществ: простота и компактность конструкции; использование воздуха для охлаждения масла теплообменном аппарате, стабильная работа, высокая долговечность. Однако,

помимо перечисленных преимуществ, этого типа теплообменника, теплоотдающая способность существенно зависит от факторов окружающей среды, таких как температура, влажность, запыленность, скорость ветра, солнечная радиация и т. д. Базовая конструкция маслоохладителя воздушного охлаждения показана на рис. 1.

Рабочая жидкость с высокой температурой проходит через вход 1 в верхнюю камеру 2, а затем по вертикальным тепловым трубам овального сечения 3 направляется в нижнюю камеру 5. В процессе движения горячего гидравлического масла по тепловым трубкам 3 тепло передается через стенку трубки и теплоотдающие ребра 4, затем тепло передается потоку холодного воздуха, вынужденно движущемуся

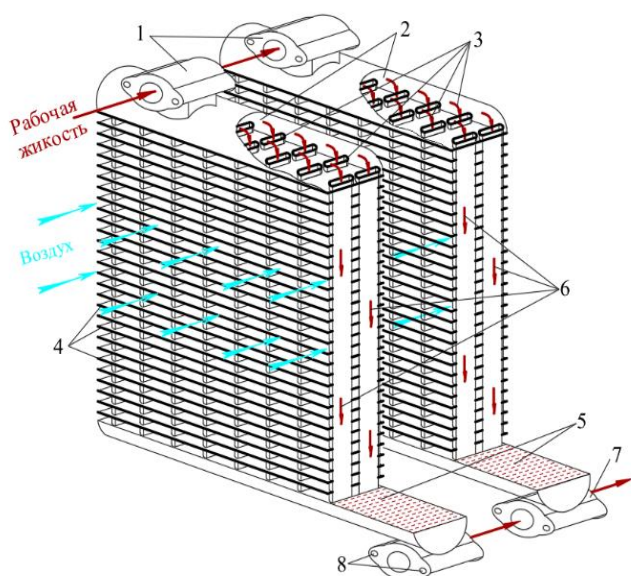


Рис. 1. Базовая конструкция маслоохладителя воздушного охлаждения

Fig. 1. Basic design air cooled oil cooler

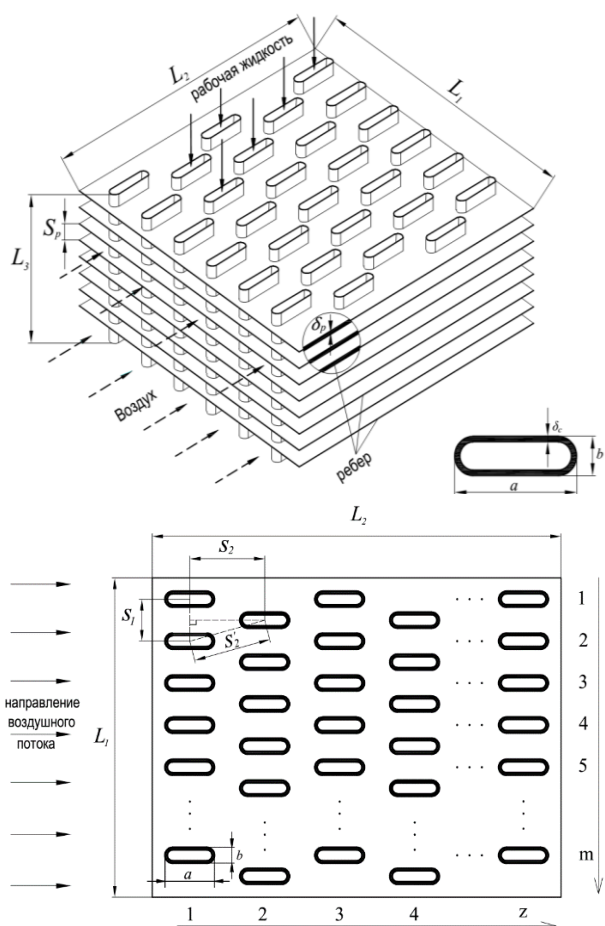


Рис. 2. Распределение овальных труб в шахматной пучке популярного маслоохладителя

Fig. 2. Distribution of oval pipes in the staggered bundle of a popular oil cooler

по теплообменнику аппарата благодаря вентилятору. Рабочая жидкость после охлаждения из нижней камеры 5 перетекает через выход 7 в возвратную

трубу, соединенную с гидробаком. Для повышения теплоотдачи маслоохладители могут работать параллельно.

Маслоохладитель - это устройство, которое играет главную роль теплоотдачи в гидравлической системе, помогая поддерживать тепловое равновесие системы и стабильную рабочую температуру рабочей жидкости (максимальную температуру рабочей жидкости) в оптимальном температурном диапазоне. Точка теплового равновесия гидравлической системы - это точка пересечения характеристики потери мощности и теплоотдачи этого системы. Характеристика потери мощности гидравлической системы зависит главным образом от коэффициента вязкости из-за влияния температуры рабочей жидкости, а теплоотдающая характеристика зависит в основном от температуры окружающей воздушной среды. При изменении теплоотдающей мощности гидравлической системы изменяется точка теплового равновесия и стабильная рабочая температура рабочей жидкости.

2. Описание проблемы и постановка задачи исследования

Теплоотдающая мощность маслоохладителя воздушного охлаждения (рис. 1) во время рабочего процесса зависит от многих связанных факторов, таких как: конструкция, уровень загрязнения рабочей жидкости и природные условия окружающей среды. Среди факторов, входящих в группу условий окружающей среды, температура воздуха является наиболее влиятельным фактором, она напрямую влияет и изменяет количество тепла, отдаваемое от гидросистемы к более прохладному окружающему воздуху, что приводит к изменению теплового равновесия и значению стабильной температуры рабочей жидкости в этой системе. Это приводит к тому, что одна и та же гидросистема при работе в различных условиях окружающей среды имеет различную температуру рабочей жидкости, что в свою очередь влияет на частоту отказов ее элементов. Таким образом, чтобы отрегулировать стабильную рабочую температуру рабочей жидкости в гидравлической системе в пределах оптимального диапазона рабочих температур, рекомендованного производителем оборудования, необходимо провести исследование, расчета теплоотдающей производительности маслоохладителя с учетом фактического значения температуры окружающей среды.

В этой статье авторы представляют метод расчета количества тепла, отдаваемого в окружающую среду из маслоохладителя, и моделируют влияние температуры окружающей среды на его теплоотдающую мощность с помощью программного обеспечения Matlab-Simulink. Результаты этого исследования послужат основой для расчета и определения теплоотдающей характеристики всей гидравлической системы, точки теплового равновесия той системы и помогут регулировать и поддерживать стабильную температуру рабочей

жидкости в оптимальном диапазоне температур, который соответствует температуре окружающей среды.

3. Создание математической модели для процесса расчета и моделирования

3.1. Изменение теплофизических свойств рабочей жидкости в зависимости от ее температуры

Плотность: Изменение плотности рабочей жидкости при изменении температуры определяем по формуле [1, 2]:

$$\rho_t = \frac{\rho_0}{1 + \beta_t \Delta t} \quad (1)$$

где ρ_0, ρ_t – соответственно плотность рабочей жидкости при температуре t_0 и t , (кг/м³); $\Delta t = (t - t_0)$ – изменение температуры, (°C); β_t – коэффициент температурного расширения, (°C⁻¹). Коэффициент β_t для минеральных масел $\beta_t = (7 \div 8) \cdot 10^{-4} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$.

Вязкость: вязкость рабочей жидкости изменяется с изменением температуры, определяемая по следующим формулам [2, 3]:

$$v_t = v_0 \left(\frac{t_0}{t} \right)^n \quad (2)$$

где: v_0, v_t – кинематический коэффициент вязкости при температуре t_0 и t , (м²/с); n – коэффициент зависит от рабочей жидкости и выбора температуры t_0 , вязкости v_0 . Для рабочей жидкости Shell Tellus-46-VS2: $t_0 = 40^\circ\text{C}$, $v_0 = 46$ сСт, $n = 0,559$ в пределах температуры (40 ÷ 110) °C. А в пределах температуры [0 ÷ 40] °C, выражение расчета кинематической вязкости следующим:

$$v_t = at^2 + bt + c \quad (3)$$

здесь: a, b, c – коэффициенты зависят от интервала температуры, определяемые по графику и вязкости по температуре в каталоге рабочей жидкости и методом математической интерполяции.

Связь между коэффициентом динамической и кинематической вязкости [1]:

$$v = \frac{\mu}{\rho} \quad (4)$$

здесь ρ – плотность РЖ, (кг/м³).

Коэффициент теплопроводности: Коэффициент теплопроводности капельных жидкостей лежит в пределах (0,08 ÷ 0,7) Вт/(м·°C). С повышением температуры для большинства жидкостей коэффициент теплопроводности убывает. Для большого числа рабочей жидкости эта зависимость оказывается почти линейной, т. е. можно принять [2, 15]:

$$\lambda = \lambda_0 [1 + \varepsilon(t - t_0)] \quad (5)$$

где λ_0 – коэффициент теплопроводности при температуре t_0 ; ε – постоянная, определяемая опытным путем.

Удельная теплоемкость: среднее значение удельной теплоемкости при постоянном давлении для минеральных масел $c_p = (1880 \div 2090)$ Дж/(кг·°C), определяемой по следующему выражению [1, 2, 15]:

$$c_p = c_{p0} [1 + m(t - t_0)] \quad (6)$$

где c_{p0}, c_p – соответственно, удельная теплоемкость при постоянном давлении при температуре t_0 и t , Дж/(кг·°C).

Коэффициент температуропроводности: Коэффициент температуропроводности (a , [м²/с]) функционально связан с другими физическими характеристиками вещества следующим соотношением [1, 2]:

$$a = \frac{\lambda}{\rho c_p} \quad (7)$$

где λ, ρ, c_p – соответственно коэффициент теплопроводности, плотность и удельная теплоемкость при постоянном давлении.

3.2. Методика расчета теплоотдающей мощности маслоохладителя воздушного охлаждения в гидросистеме карьерного гидравлического экскаватора

В настоящее время большинство маслоохладителей с воздушным охлаждением в карьерном экскаваторе обычно изготавливаются из труб овальной формы по следующим основным причинам: создавать более компактные конструкции теплообменника из-за использования меньших значений поперечного шага ребер S_l по сравнению с этим параметром пучков круглоребристых труб; снизить аэродинамическое сопротивление потоку вследствие уменьшения ширины отрывной турбулентной зоны в краевых частях; увеличение длины контакта между низкотемпературным воздухом и стенкой тепловой трубы, что приводит к повышению эффективности теплопередачи и т. д. Таким образом, приводятся исследования маслоохладителя с овальными трубками (рис. 2).

Тепло, отдаваемое вынужденной конвекцией теплообмена от наружной поверхности маслоохладителя к окружающей среде в единицу времени (Q_{m1}), определяется по следующей формуле [23]:

$$Q_{m1} = U_o F_o \Delta T_{lm}, \quad (\text{Вт}) \quad (8)$$

где: U_o – общий коэффициент теплоотдачи наружной поверхности маслоохладителя к окружающей среде, Вт/(м²·°C); F_o – полная наружная площадь поверхности теплообменника, (м²); ΔT_{lm} – среднелогарифмический температурный напор в маслоохладителе, °C.

Если гидравлическое масло не загрязнено и не состарилось, коэффициент теплового сопротивления, вызванного загрязнением внутренней поверхности трубы, считается равным нулю. Ребра соединены с внешней поверхностью тепловых труб методом сварки, поэтому механическое соединение ребер с поверхностью несущей трубы можно рассматривать как гомогенное, для которого термическое контактное сопротивление равным нулю [4]. Тогда общее термическое сопротивление, определяемое по этому выражению:

$$R_o = \frac{1}{(U_o F_o)} = \frac{1}{\alpha_{ж} F_i} + \frac{\delta_c}{\lambda_c F_{Nb}} + \frac{1}{\alpha_o \eta_o F_o} \quad (9)$$

Где δ_c, λ_c – соответственно толщина и коэффициент теплопроводности материала овальной трубы, (м); F_{Nb} – общая средняя площадь поверхности самой труб, (м²), F_i, F_o – соответственно общая внутренняя и наружная площадь гладких овальных труб (без ребер) в теплообменнике, (м²) [2]:

$$F_{Nb} = \frac{F_o - F_i}{\ln \frac{F_o}{F_i}} \quad (10)$$

$\alpha_{ж}$ – коэффициент теплоотдачи вынужденного потока рабочей жидкости в овальных трубах определяется с помощью уравнения Дитта-Боултера следующим образом:

$$\alpha_{ж} = \overline{Nu} \frac{\lambda_{ж}}{d_{эк}} \quad (11)$$

здесь $\lambda_{ж}$ – коэффициент теплопроводности рабочей жидкости, Вт/(м·°C); $d_{эк} = 4F_i/\Pi$ – эквивалентный диаметр; Π – смоченный периметр, (м); \overline{Nu} – число Нуссельта определяется по формулам (8), (9), (10), в этих формулах заменяя значение d_1 на $d_{эк}$;

α_0 – коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании газом шахматных пучков труб с ребрами прямоугольного сечения определяется по выражению [5, 12]:

$$\alpha_0 = 0,36 Re^n Pr^{0,33} \varphi^{-0,5} C_z C_s \frac{\lambda}{l_0} \quad (12)$$

где C_z – поправочный коэффициент на количество рядов z вдоль пучка ([2,9,15] – при $z \geq 4$, $C_z = 1$; при $z = 3$, $C_z = 0,37$; при $z = 2$, $C_z = 1,12$; при $z = 1$, $C_z = 1,25$); $C_s = \left(\frac{\sigma_1-1}{\sigma_2-1}\right)^{0,1}$ – коэффициент формы пучка; $\sigma_2' = \frac{s_2'}{a} = \sqrt{\frac{s_1^2}{4a^2} + \frac{s_2^2}{a^2}}$ – относительный диагональный шаг труб; $\sigma_1 = \frac{s_1}{b}$ – относительный поперечный шаг труб; $\sigma_2 = \frac{s_2}{a}$ – относительный продольный шаг труб; a, b – размеры овальной трубы, (м) (рис. 2);

$Re = w l_0 / \nu$ – число Рейнольдса; ν – кинематический коэффициент вязкости теплоносителя, (м²/с); w – средняя скорость теплоносителя в наиболее узком сечении пучка, (м/с), определяемая следующим образом: при $\frac{\sigma_1-1}{\sigma_2-1} \leq 2$ скорость определяется по фронтальному сечению или если $\frac{\sigma_1-1}{\sigma_2-1} > 2$, то скорость определяется по диагональному сечению; l_0 – характерный размер, (м), определяется по выражению [2, 5]:

$$l_0 = \frac{F_{тр}}{F} b + \frac{F_p}{F} \sqrt{\frac{F_6}{2n}} \quad (13)$$

где $F_{тр}$ – площадь поверхности несущей трубы, не занятых ребрами, (м²); $F_p = F_6 + F_t$ – площадь поверхности ребер, (м²); F_6, F_t – площади боковой поверхности и торцов ребер, (м²); F – полная наружная площадь поверхности оребренной трубы, (м²); n – количество ребро на 1 м трубы;

$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$ – число Прандтля; μ, c_p, λ – соответственно динамический коэффициент вязкости, удельная теплоемкость, коэффициент теплопроводности теплоносителя; φ – коэффициент оребрения, равный отношению полной наружной поверхности оребренной трубы к наружной поверхности несущей

трубы [2, 12]; $n = 0,6\varphi^{0,07}$ – показатель степени; η_0 – общий коэффициент эффективности наружной поверхности:

$$\eta_0 = 1 - \frac{F_p}{F} (1 - \eta_p) \quad (14)$$

здесь F_p – общая площадь поверхности ребер, (м²); η_p – коэффициент эффективности ребра определяется следующим образом [2, 15]:

$$\eta_p = \frac{\tanh(mh_p)}{mh_p} = \frac{e^{mh_p} - e^{-mh_p}}{mh_p(e^{mh_p} + e^{-mh_p})} \quad (15)$$

здесь $m = \sqrt{\frac{2\alpha_0}{\lambda_p \delta_p}}$ количество параметра m определяется по выражению; где λ_p, δ_p – соответственно коэффициент теплопроводности материала ребра, (Вт/(м·°C)) и средняя толщина ребер, (м).

Среднелогарифмический температурный напор (ΔT_{lm}) в маслоохладителя определяется по формуле [2, 12]:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}, \quad (°C) \quad (16)$$

здесь: $\Delta T_1 = T_h' - T_c''$; $\Delta T_2 = T_h'' - T_c'$; T_h', T_c' – начальные температуры рабочей жидкости и воздуха на входе маслоохладителя, (°C); T_h'', T_c'' – конечные температуры рабочей жидкости и воздуха на выходе из маслоохладителя, (°C); Температуры жидкости на выходе из маслоохладителя (T_h'', T_c'') можно рассчитать по формуле Т. Куппана (Т. Kurpan) [14]:

$$T_h'' = T_h' - \varepsilon \frac{C_{min}}{C_h(T_h' - T_c')}; T_c'' = T_c' - \varepsilon \frac{C_{min}}{C_c}(T_h' - T_c') \quad (17)$$

здесь $\varepsilon = \frac{T_c'' - T_c'}{T_h' - T_c'}$ – термическая

эффективность; $C_h = M_h c_{p(h)}$, $C_c = M_c c_{p(c)}$; M_h, M_c ; $c_{p(h)}, c_{p(c)}$ – соответственно, тепловой эквивалент (Вт/°C), массовый расход (кг/с), удельная теплоемкость (Дж/(кг·°C)) рабочей жидкости и теплоносителя (воздуха); C_{min} – это меньший из двух тепловых эквивалентов: $C_{min} = \min\{C_h, C_c\}$.

Производительность осевого вентилятора, используемого в маслоохладителе, рассчитывается по следующей эмпирической формуле [15]:

$$G_q = \rho_{kk} \pi (R^2 - r^2) n_q \sin \theta \frac{1}{60} \sqrt{\sin \theta \cdot \cos \theta}, \quad (kg/s) \quad (18)$$

где: ρ_{kk} – плотность воздуха, (кг/м³); $D = 2R$, $d = 2r$ – соответственно диаметр наружный и внутренний рабочего колеса, (м); n_q – частоты вращения, (об/мин); θ – ширина лопатки, (м); z – число лопатки; η_q – эффективность вентилятора; θ – угол установки лопатки, (рад).

Следовательно, количество тепла, отдаваемое в окружающую среду от маслоохладителя в течение τ , (с), будет следующим:

$$Q_t = Q_{м1} \tau, \quad (W) \quad (19)$$

Проверку адекватности расчета предлагается производить методом инфракрасной термографии,

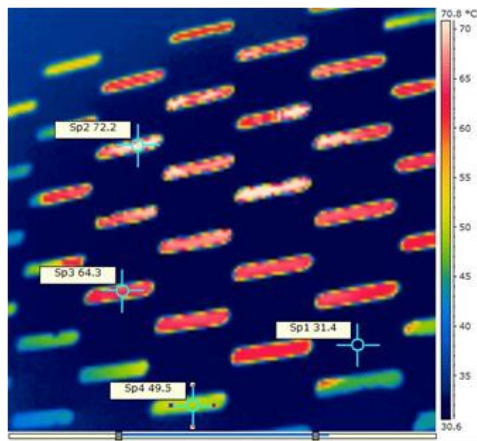


Рис. 3. Термограмма ячеек теплообменного аппарата
Fig. 3. Thermogram of heat exchanger cells

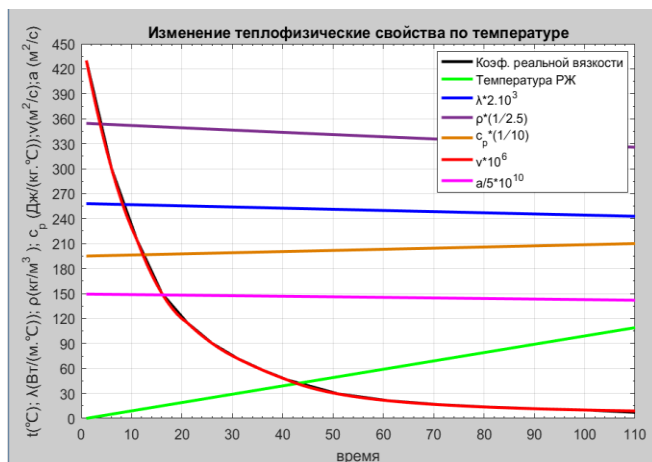


Рис. 4. Изменение теплофизических свойств рабочей жидкости по температуре
Fig. 4. Changes in the thermophysical properties of the working fluid by temperature

зарекондовавшей себя при определении температурных полей элементов горных и транспортных машин [6 - 10]. Инфракрасная термография позволяет установить не только температуру охлаждающих поверхностей, но и разности температур по отдельным ячейкам, которые могут достигать 22°C (рис. 3).

Тепловизионный контроль состояния ячеек показывает распределение скорости протекания жидкости через отдельные ячейки, что позволяет вносить коррективы в расчетную модель.

4. Результаты расчета, моделирования и обобщение

Основные параметры гидросистемы экскаватора Komatsu PC750SE-7 [17] и РЖ Shell Tellus-SV2-46 [18], используемые для процесса моделирования: рабочая жидкость при $T_{ж} = 40^\circ\text{C}$: плотность $\rho = 858,4 \text{ кг/м}^3$, динамический коэффициент вязкости РЖ $\nu = 46 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$, коэффициент теплопроводности РЖ $\lambda_{ж} = 0,1262 \text{ Вт/(м·}^\circ\text{C)}$, коэффициент температуропроводности РЖ $a = 7,332 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$, удельная теплоемкость РЖ $c_p = 2005,24 \text{ Дж/(кг·}^\circ\text{C)}$, температурный коэффициент объемного расширения рабочей жидкости $\beta = 7,5 \cdot 10^{-4} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$; $S_1 = 18 \text{ мм}$; $S_2 = 23 \text{ мм}$; $L_1 =$

918 мм ; $L_2 = 62 \text{ мм}$; $L_3 = 1200 \text{ мм}$; $S_p = 3,5 \text{ мм}$; $\delta_p = 0,5 \text{ мм}$; размеры овальных труб: $a = 16 \text{ мм}$; $b = 6 \text{ мм}$; $\delta_{тр} = 0,75 \text{ мм}$; $z = 3$; $m = 51$; материал трубки и ребер – алюминиевый сплав $\lambda_{тр} = \lambda_p = 160 \text{ Вт/(м·}^\circ\text{C)}$; расход РЖ $G_d = 13,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; главные параметры вентилятора: $z = 7$, $\eta_q = 900$ об/мин; $D = 1250 \text{ мм}$; $d = 360 \text{ мм}$; $b = 120 \text{ мм}$, $\theta = 40^\circ = 2\pi/9$ рад; $T_{ж} = (0 \div 110)^\circ\text{C}$; Диапазон изменения температуры окружающей среды (соответствует изменению температуры среды за четыре сезона в году во Вьетнаме): $T'_c = T_0 = (10 \div 42)^\circ\text{C}$; при $t_{ж} = [0 \div 10]^\circ\text{C}$, $a = 0,9$, $b = -30,5$, $c = 430$; при $t_{ж} = (10 \div 20)^\circ\text{C}$, $a = 0,6$, $b = -28$, $c = 435$; при $t_{ж} = (20 \div 30)^\circ\text{C}$, $a = 0,14$; $b = -11,3$, $c = 285$; при $t_{ж} = (30 \div 40)^\circ\text{C}$, $a = 0,04$, $b = -5,4$, $c = 198$ и т. д.

Результаты расчета и моделирования с помощью программного обеспечения Matlab-simulink представлены в рис 4, 5 и табл. 1, 2.

Из результатов моделирования представленных на рис. 4 видно, что: когда температура рабочей жидкости увеличивается с $T_{ж1} = 10^\circ\text{C}$ до $T_{ж2} = 110^\circ\text{C}$, удельная теплоемкость рабочей жидкости увеличивается на 7,0%, коэффициент теплопроводности уменьшился на 7,7%, удельная плотность уменьшился на 7,4%, коэффициент температуропроводности уменьшился на 4,55%, а кинематическая вязкость снизилась на 95,9%, в частности увеличение или уменьшение значения каждого представленного параметра в табл. 1.

Таблица 1. Теплофизические свойства рабочей жидкости.
Table 1. Thermophysical properties of the working fluid.

Теплофизические свойства	Температура рабочей жидкости при	
	$T_{ж1} = 10^\circ\text{C}$	$T_{ж2} = 110^\circ\text{C}$
λ , [Вт/(м·°C)]	0,13	0,12
ρ , [кг/м³]	879	813,89
c_p , [Дж/(кг·°C)]	1964	2101,5
$a \cdot 10^{-8}$, [м²/с]	7,432	7,094
$\nu \cdot 10^{-6}$, [м²/с]	215	8,8

Из характеристик представленных на рис. 5, и параметров табл. 2 можно сделать следующие выводы:

- теплоотдающие характеристики (рис. 5) имеют общую особенность, заключающуюся в том, что при повышении температуры РЖ наклон характеристики также увеличивается, показывая, что, когда температура окружающей среды (T_0) остается постоянной, количество тепла, отдаваемого от маслоохладителя в окружающую среду (Q_t), увеличивается с увеличением температуры РЖ ($T_{ж}$). В частности, тепловой поток, отдаваемый увеличится в 6,9 раз при повышении температуры РЖ с 25°C до 110°C при температуре окружающей среды 10°C ; когда температура РЖ увеличивается с 55°C до 110°C , тепловой поток увеличивается: в 3,4 раза при температуре окружающей среды 30°C ; 4,68

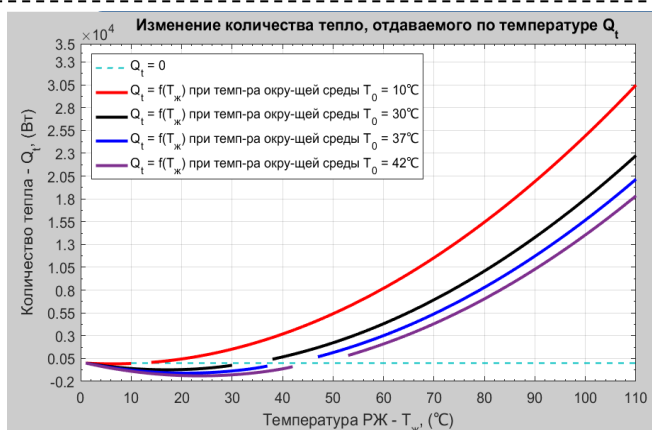


Рис. 5. Теплоотдающая характеристика маслоохладителя воздушного охлаждения

Fig. 5. Heat transfer characteristics of the air-cooled oil cooler

раза при температуре окружающей среды 37°C; 6,96 раза при температуре окружающей среды 42°C (табл. 2);

- когда температура рабочей жидкости постоянна, чем выше температура окружающей среды, тем меньше тепловой поток, отдаваемый от маслоохладителя. В частности, когда температура окружающей среды увеличивается с 10°C до 42°C, тепловой поток, отдаваемый в окружающую среду от маслоохладителя, уменьшится: в 5,2 раза при температуре РЖ $T_{ж} = 55^\circ\text{C}$; 3,7 раза при $T_{ж} = 60^\circ\text{C}$; 2,61 раза при $T_{ж} = 70^\circ\text{C}$; 2,16 раза при $T_{ж} = 80^\circ\text{C}$; 1,92 раза при $T_{ж} = 90^\circ\text{C}$; 1,66 раза при $T_{ж} = 110^\circ\text{C}$ (табл. 2);

- когда температура РЖ ниже, чем температура окружающей среды, маслоохладитель является устройством нагрева РЖ, этот процесс представлен частями характеристики ниже линии $Q_t = 0$ (рис. 5);

- теплоотдающие характеристики маслоохладителя имеют прерывистый интервал, причина в том, что температура, используемая для расчета теплофизических свойств рабочей жидкости и воздуха, проходящего через маслоохладитель, равна средней температуре входа и выхода каждого потока этой жидкости (рис. 5).

Таблица 2. Количество тепла, отдаваемое от маслоохладителя.

Table 2. The amount of heat released from the oil cooler.

Температура рабочей жидкости ($T_{ж}$, °C)	Количество тепла, отдаваемое от маслоохладителя $Q_t \cdot 10^3$, (Вт)			
	при $T_0 = 10^\circ\text{C}$	при $T_0 = 30^\circ\text{C}$	при $T_0 = 37^\circ\text{C}$	при $T_0 = 42^\circ\text{C}$
10	0	0	0	0
25	4,53	0	0	0
55	14,03	6,83	4,41	2,70
60	15,60	8,34	5,91	4,21
70	18,72	11,36	8,90	7,17
80	21,83	14,36	11,85	10,10
90	24,92	17,34	14,79	13,01
110	31,05	23,25	20,62	18,78

5. Заключение

1. Разработанная математическая модель определения количества тепла, отдаваемого в окружающую среду от маслоохладителя в гидравлической системе любой гидравлической машины в целом и карьерного экскаватора в частности с помощью программного обеспечения Matlab-Simulink, позволяет ускорить процесс расчета и повысить его точность.

2. Обосновано применение данной модели исследования для расчета и моделирования процесса теплопередачи и оценки производительности маслоохладителя воздушного охлаждения карьерного гидравлического экскаватора Komatsu PC750SE-7, работающего в климатических условиях Вьетнама.

3. Чем выше температура окружающей среды, тем меньше тепловой поток, отдаваемый в окружающую среду от маслоохладителя. (рис. 5, табл. 2).

4. Результаты данного исследования способствуют дальнейшему развитию методов расчета и моделирования теплопередачи, применяемых в технике, цифровыми моделями, и в то же время служат основой для расчета и определения теплоотдающей характеристики всей гидросистемы. Уточнение характеристик и параметров, входящих в модель, с использованием метода инфракрасной термографии позволит повысить точность определения точки теплового равновесия этой системы, и в свою очередь регулировать и поддерживать стабильную рабочую температуру рабочей жидкости в оптимальном диапазоне температур в соответствии с температурой окружающей среды.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. «Энергия» 1977. 344 с.
2. Лаптева Е. А., Фарахов Т. М. Математические модели и расчет тепломассообменных характеристик аппаратов. «Отечество», Казань 2013. 184 с.
3. Лаптев А. Г. Модели пограничного слоя и расчет тепломассообменных процессов. Издательство Казанского университет 2007. 500 с.
4. О. А. Степанов О. А. Тепловой и гидравлический расчет теплообменного аппарата воздушного охлаждения методические указания. Тюмень 2009. 41 с.
5. Дульнев Г. Н. Теория тепло- и массообмена. Учебное пособие. Санкт-Петербург. 2012. 194 с.
6. Gerike B., Drozdenko Yu., Kuzin E., Anan'yin I., Kuziev D. Formation of comprehensive service system of belt conveyor gearboxes. E3S Web of Conferences. Electronic edition. 2018. DOI: 10.1051/e3sconf/20184103011.
7. Kuzin E., Bakin V., Dubinkin D. Mining equipment technical condition monitoring. E3S Web of Conferences. Electronic edition. 2018. DOI: 10.1051/e3sconf/20184103020.

8. Kuzin E., Gerike B., Shachmanov V. Criteria justification for assessing the technical condition of gearboxes of mining machines based on infrared thermography. E3S Web of Conferences. T.F. Gorbachev Kuzbass State Technical University. 2020. C. 03003. DOI: 10.1051 / e3sconf / 202017403003.

9. Gerike B.L., Klishin V.I., Kuzin E.G. Identification of mine rescue equipment reduction gears technical condition. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. International Scientific and Research Conference on Knowledge-Based Technologies in Development and Utilization of Mineral Resources, KTDMUR 2017. 2017. C. 012022. DOI: 10.1088/1755-1315/84/1/012022.

10. Kuzin E., Shahmanov V., Dubinkin D. Technical diagnostics of ventilation units for energy efficiency and safety of operation. E3S Web of Conferences. The Second International Innovative Mining Symposium. 2017. DOI: 10.1051/e3sconf/20172103006.

11. Насонов М.Ю., Лыков Ю.В., До Дык Чонг. Исследование ресурса и долговечности металлических конструкций экскаваторов после истечения срока эксплуатации. Уголь. 2020. № 2. С. 13-17.

12. J. P. Holman. Heat Transfer Tenth Edition. Publisher «McGraw-Hill Education» 2009. pages 758.

13. Gregory Nellis, Sanford Klein. Heat transfer. Publisher «Cambridge University press» 2009. pages 1143.

14. T. Kuppan. Heat exchanger design handbook. Publisher «Marcel Dekker, Inc» 2000. pages 1136.

15. Т. Д. Хоанг. Теплопередача и Расчёт теплообменника. «Научно-техническое издательство». Ханой 2001. 350 с.

16. Гнуен Н. Х., Хуинь Н. Х. Гидравлическая система управления. Издательство «Образование». 2000. 276 с.

17. Чуан Х. Т., Фу Н. Д., Чан В. Т., Нгуен Т. Т. Расчет и проектирование двигателей внутреннего сгорания (том 3). Издательство «Образование». 1996. 307 с.

18. Catalog Komatsu PC750LC-7; Komatsu PC750SE-7; Shop Manual Komatsu PC650-5, PC710-5; Инструкция по эксплуатации и техобслуживанию PC750-7, PC800-7.

19. Catalog Shell Tellus S2V46.

Evgeniy Yu. Pudov¹, C. Sc. in Engineering, **Zang Kuok Khan**², Postgraduate, **Evgeniy G. Kuzin**^{1*}, Associate Professor, Head of the Department, **Alexander E. Krivenko**², C. Sc. in Engineering, Associate Professor

¹T. F. Gorbachev Kuzbass State Technical University, 28, Vesennyaya St., Kemerovo, 650000, Russian Federation

² National Research Technological University "MISiS", Moscow, Leninsky prospect, 4, 119049, Russia

E-mail: pudov_evgen@mail.ru

ASSESSMENT OF THE IMPACT OF OPERATING CONDITIONS ON THE PERFORMANCE OF THE HYDRAULIC MINING EXCAVATOR WORKING FLUID COOLING SYSTEM

Abstract: This paper provides an assessment of the influence of temperature operating conditions on the efficiency of the hydraulic system of mining excavators. The loss of power in the hydraulic system of hydraulic machines in general, and of a mining excavator in particular, sometimes reaches 25% of the total power supplied to the system. The energy, representing the power loss, is converted into heat energy, leading to heating of the working fluid (FR). The initial operating fluid temperature is the same as the ambient temperature and will increase rapidly as the hydraulic system operates. In the event that the temperature of the working fluid exceeds the maximum allowable, there are many negative effects in the hydraulic system, such as: decrease in: the performance of the hydraulic system; service life and lubricity of the fluid; the sealing effect of the working fluid; increase: intensity of wear; volumetric loss; failure rates; downtime and costs for repairs, replacement of faulty equipment, etc. An insignificant part of the heat from the working fluid is released into the environment through the body of all hydraulic elements. The main cooling device is the oil cooler. During the working process, the heat transfer performance of the oil cooler is influenced by such environmental factors as temperature, humidity, dust, wind speed, solar radiation, etc. Among these factors, the ambient temperature has the greatest influence. In this article, the authors formulate a method for calculating the heat transfer performance of an air-cooled oil cooler and use the Matlab-Simulink program to simulate the effect of ambient temperature on the heat transfer performance of an oil cooler, which is the basis for calculating heat transfer and solving the heat balance equation for the entire hydraulic system.

Keywords: *hydraulic system, hydraulic excavator, oil cooler, working fluid, ambient temperature, heat exchange, infrared thermography, free convection, forced convection, heat carrier.*

Article info: received November 17, 2020

DOI: 10.26730/1816-4528-2021-1-51-58

REFERENCES

1. Mikheyev M. A., Mikheyeva I. M. Osnovy teploperedachi. «Energiya» 1977. 344 s.
2. Lapteva Ye. A., Farakhov T. M. Matematicheskiye modeli i raschet teplomassoobmennyykh kharakteristik apparatov. «Otechestvo», Kazan' 2013. 184 s.
3. Laptev A. G. Modeli pogranichnogo sloya i raschet teplomassoobmennyykh protsessov. Izdatel'stvo Kazanskogo universitet 2007. 500 s.
4. O. A. Stepanov O. A. Teplovoy i gidravlicheskoy raschet teploobmennogo apparata vozdushnogo okhlazhdeniya metodicheskoye ukazaniya. Tyumen' 2009. 41 s.
5. Dul'nev G. N. Teoriya teplo- i massoobmena. Uchebnoye posobiye. Sankt-Peterburg. 2012. 194 s.
6. Gerike B., Drozdenko Yu., Kuzin E., Anan-yin I., Kuziev D. Formation of comprehensive service system of belt conveyor gearboxes. E3S Web of Conferences. Electronic edition. 2018. DOI: 10.1051/e3sconf/20184103011.
7. Kuzin E., Bakin V., Dubinkin D. Mining equipment technical condition monitoring. E3S Web of Conferences. Electronic edition. 2018. DOI: 10.1051/e3sconf/20184103020.
8. Kuzin E., Gerike B., Shachmanov V. Criteria justification for assessing the technical condition of gearboxes of mining machines based on infrared thermography. E3S Web of Conferences. T.F. Gorbachev Kuzbass State Technical University. 2020. C. 03003. DOI: 10.1051 / e3sconf / 202017403003.
9. Gerike B.L., Klishin V.I., Kuzin E.G. Identification of mine rescue equipment reduction gears technical condition. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. International Scientific and Research Conference on Knowledge-Based Technologies in Development and Utilization of

Mineral Resources, KTDMMUR 2017. 2017. C. 012022. DOI: 10.1088/1755-1315/84/1/012022.

10. Kuzin E., Shahmanov V., Dubinkin D. Technical diagnostics of ventilation units for energy efficiency and safety of operation. E3S Web of Conferences. The Second International Innovative Mining Symposium. 2017. DOI: 10.1051/e3sconf/20172103006.

11. Nasonov M.YU., Lykov YU.V., Do Dyk Chong. Issledovaniye resursa i dolgovechnosti metallicheskih konstruktsiy ekskavatorov posle istecheniya sroka ekspluatatsii. Ugol'. 2020. № 2. S. 13-17.

12. J. P. Holman. Heat Transfer Tenth Edition. Publisher «McGraw-Hill Education» 2009. pages 758.

13. Gregory Nellis, Sanford Klein. Heat transfer. Publisher «Cambridge University press» 2009. pages 1143.

14. T. Kuppan. Heat exchanger design handbook. Publisher «Marcel Dekker, Inc» 2000. pages 1136.

15. T. D. Khoang. Teploperedacha i Raschet teploobmenika. «Nauchno-tehnicheskoye izdatel'stvo». Khanoy 2001. 350 s.

16. Gnuyen N. KH., Khuin' N. KH. Gidravlicheskaya sistema upravleniya. Izdatel'stvo «Obrazovaniye». 2000. 276 s.

17. Chuan KH. T., Fu N. D., Chan V. T., Nguyen T. T. Raschet i proyektirovaniye dvigateley vnutrennego sgoraniya (tom 3). Izdatel'stvo «Obrazovaniye». 1996. 307 s.

18. Catalog Komatsu PC750LC-7; Komatsu PC750SE-7; Shop Manual Komatsu PC650-5, PC710-5; Instruktsiya po ekspluatatsii i tekhnicheskoye obsluzhivaniyu PC750-7, PC800-7.

19. Catalog Shell Tellus S2V46.

Библиографическое описание статьи

Пудов Е.Ю., Занг К.К., Кузин Е.Г., Кривенко А.Е. Оценка влияния условий эксплуатации на производительность работы системы охлаждения рабочей жидкости гидравлического карьерного экскаватора // Горное оборудование и электромеханика – 2021. – № 1 (153). – С. 51-58.

Reference to article

Pudov E.Yu., Zang K.K., Kuzin E.G., Krivenko A.E. Assessment of the impact of operating conditions on the performance of the hydraulic mining excavator working fluid cooling system. Mining Equipment and Electromechanics, 2021, no.1 (153), pp. 51-58.