

DOI: 10.34220/2311-8873-2022-71-79



УДК 548.73

05.22.10 – эксплуатация автомобильного транспорта

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА РЕГУЛИРОВАНИЯ РАБОЧЕГО ТЕПЛООВОГО РЕЖИМА СИЛОВЫХ УСТАНОВОК

Хрипченко Михаил Сергеевич

к.т.н., доцент кафедры автомобилей и сервиса Воронежского государственного лесотехнического университета имени Г.Ф. Морозова (РФ)

✉¹**Попов Дмитрий Анатольевич**

к.т.н., доцент кафедры машиностроительных технологий Воронежского государственного лесотехнического университета имени Г.Ф. Морозова (РФ)
e-mail: gaz.7@mail.ru

Гончаров Андрей Владимирович

к.т.н., начальник Испытательной лаборатории ООО «Научно-производственного объединения «ТАЛИС» (РФ)

Василенко Максим Сергеевич

студент ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова» (РФ)

Аннотация

Представлена уточнённая методика теплового и аэродинамического расчёта элементов систем охлаждения силовых установок. Приведены зависимости времени выхода на оптимальный тепловой режим силовой установки с жесткой и регулируемой системами охлаждения.

Ключевые слова: РЕГУЛИРУЕМАЯ СИСТЕМА ПОДДЕРЖАНИЯ ТЕПЛООВОГО РЕЖИМА, ТЕПЛОВЫЙ РАСЧЁТ, АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ, ТЕПЛООБМЕННИК, ТЕПЛОВАЯ НАПРЯЖЕН-

MODELING OF THE PROCESS OF REGULATING THE OPERATING THERMAL REGIME OF POWER PLANTS

Mikhail S. Khripchenko

Cand. of Tech. Sc., associate Professor of the Department of automobiles and Service, Voronezh State Forestry Engineering University of G. F. Morozov, Russian Federation

✉¹**Dmitriy A. Popov**

Cand. of Tech. Sc., associate Professor of the Department of Mechanical Engineering Technologies, Voronezh State Forestry Engineering University of G.F. Morozov, Russian Federation,
e-mail: gaz.7@mail.ru

Andrey V. Goncharov

Ph.D., Head of Testing Laboratory of LLC «Scientific Production Association «TALIS», St. Petersburg, Russian Federation, Russian Federation

Maxim S. Vasilenko

Student of Voronezh State Forestry Engineering University of G.F. Morozov, Russian Federation

Annotation

A refined method of thermal and aerodynamic calculation of elements of cooling systems of power plants is presented. The dependences of the time of reaching the optimal thermal regime of a power plant with rigid and adjustable cooling systems are given.

Keywords: ADJUSTABLE SYSTEM FOR MAINTAINING THE THERMAL REGIME, THERMAL CALCULATION, AERODYNAMIC CALCULATION, HEAT EXCHANGER, THERMAL TENSION, TIME TO REACH THE

НОСТЬ, ВРЕМЯ ВЫХОДА НА ОПТИМАЛЬНЫЙ ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ.

OPTIMAL THERMAL REGIME.

¹Автор для ведения переписки

1 Состояние вопроса исследования и актуальность работы

Одним из наиболее эффективных направлений повышения эффективности эксплуатации силовых устройств современных машин является использование для деталей новых более совершенных конструкционных материалов. По отношению к системам охлаждения, такие материалы должны обладать такими ключевыми свойствами как: высокая износостойкость при повышенных температурах, низкая удельная масса и теплопроводностью. К числу таких материалов можно отнести: термостойкие пластмассы, керамику, а также специальные композиты. Применение таких материалов для изготовления деталей систем охлаждения позволяет не только повысить ресурс и надежность систем, но коэффициент их полезного действия, в частности, за счет уменьшения потерь тепла на режиме прогрева агрегата. Но такой подход сопряжен с объективными сложностями, обусловленными необходимостью принципиальных изменений конструкции систем охлаждения серийно выпускаемых изделий. Такие изменения неминуемо приведут к необходимости изменения действующего технологического процесса, а значит существенным затратам производства разработку технологической документации, приобретение дополнительного технологического оборудования и др. На этом основании можно заключить, что совершенствование систем охлаждения различных силовых установок, в том числе их экономичности и экологичности целесообразно путем разработки более рациональных режимов управления и контроля за счет внедрения оригинальных решений и подходов. [5-7]. Одним из таких подходов может стать внедрение электронных систем регулирования режимов работы силовых установок транспортных и технологических машин.

Целью данной работы является разработка современных перспективных научно-технических решений, способных привести к совершенствованию методики теплового и др. расчётов, в частности управляемых систем охлаждения, обеспечивающих кратное сокращение продолжительности прогрева силовых установок до оптимального теплового режима и поддержание его при изменении рабочих процессов в заданном, как правило узком интервале.

Результаты исследований

Анализ современных систем, обеспечивающих стабильный тепловой режим работы силовых установок технологического оборудования и транспортных машин показал, что наиболее перспективными среди них являются адаптивные системы (АС) контроля и управления тепловым режимом. Базовыми конструктивными элементами АС являются механизмы подвода охлаждающей среды (жидкость, газ) к узлам при заданной температуре для обеспечения их разогрева или отбора части теплоты (после выхода на эксплуатационные режимы) для поддержания оптимальных зазоров в сопряжениях силовых установок, детали которых испытывают значительные линейные расширения с ростом температуры, а значит при запуске конструктивно имеют избыточные зазоры, устанавливающиеся только в процессе работы. Предлагаемая АС должна адаптироваться под режимы эксплуатации силовой установки, также возможные внешние факторы в том числе температуру и может, при необходимости обеспечивать дополнительный подогрев исключая применения другого оборудования.

Водяной насос, оснащенный электроприводом с вариатором – ключевой элемент подобных АС. Хорошо известные бренды (Valeo, Wahler, DANACorp., Delphi, EWP) активно используют такие агрегаты в своих изделиях. В мировой практике двигателестроения уже используются управляемые системы охлаждения, насосы в которых приводятся не от коленчатого вала, а от собственного электродвигателя, управляемого с контроллера КМСУД [4]. Примером могут служить автомобили «BMW» (рис. 1) и некоторые модификации «Фольксваген».



Рисунок 1 – Водяной насос с адаптивной системой регулировки

Основными стимулирующими факторами создания новых и совершенствования действующих систем охлаждения, в частности, транспортных машин, являются высокие требования, обусловленные с одной стороны необходимостью поддержания температурного режима работы силовых установок в заданном, достаточно узком интервале температур, а с другой – внешними условиями эксплуатации от + 50 до -50 °С (например, Крайнего севера). Отклонение теплового режима установки способно привести не только к повышенному износу и повреждению деталей и, как следствие, снижению надежности, но и росту токсичных выбросов, а также повышенному расходу топлива или электроэнергии. Учитывая широкие диапазоны изменения температуры в процессе эксплуатации, а также кратковременные разогревы, возникающие также в процессе работы, например при повышении нагрузки или сопротивлении, создание гибких адаптивных систем охлаждения позволит существенно повысить эффективность, долговечность и экологичность силовых установок.

Математическая модель расчета теплового состояния является системой уравнений теплопередачи и баланса теплоты:

$$\begin{cases} dQ = k \cdot \mathcal{G} \cdot dF_2; \\ dQ = W_1 \cdot dT_1 = v_1 \cdot f_1 \cdot \rho_{1cp} \cdot Cp_{1cp} \cdot dT_1; \\ dQ = W_2 \cdot dT_2 = v_{2\phi} \cdot f_{2\phi} \cdot \rho_{2cp} \cdot Cp_{2cp} \cdot dT_2, \end{cases} \quad (1)$$

где k – коэффициент тепловой передачи, Вт/(м²·К); \mathcal{G} – средний напор температуры; F_2 – площадь объекта, который обтекает охладитель, м²; W_1 и W_2 – водяные эквиваленты теплоносителей, Вт/(ч·К); v_1 и v_2 – скорость перемещения охладителя, м/с; ρ_1 и ρ_2 – плотность охладителя, кг/м³; f_1 и f_2 – площади сечений для прохода хладагентов, м²; Cp_1 и Cp_2 – теплоемкость хладагентов, Дж/(кг·К); dT_1 и dT_2 – разница температур охлаждающей среды, К.

Конструктивно, конденсатор системы охлаждения исполнен как цельноблочный, а его теплообменник выполнен из двух частей (сборный). Исходя из конструктивных особенностей, расчет параметров для каждого элемента производится отдельно (1). Например, тепловой расчет конденсора производится путем решения систем из трех уравнений, а для расчета теплообменника необходимо уже 6 уравнений [1]:

– расчет конденсора системы:

$$\begin{cases} Q = k \cdot F_2 \cdot \left(\frac{T'_1 + T''_1}{2} - \frac{T'_2 + T''_2}{2} \right); \\ Q = v_1 \cdot f_1 \cdot \rho_{1cp} \cdot Cp_{1cp} \cdot (T'_1 - T''_1) + G_1 \cdot r_1; \\ Q = v_{2\phi} \cdot f_{2\phi} \cdot \rho_{2cp} \cdot Cp_{2cp} \cdot (T''_2 - T'_2), \end{cases} \quad (2)$$

$$k = \frac{1}{\frac{F}{\alpha_1} + \sum R + \frac{1}{\alpha_{2_1}}},$$

где $\sum R$ – сопротивление теплопередаче (термическое), м²·К/Вт; G_1 – расход хладагента, кг/ч; r_1 – теплота парообразования хладагента, кДж/кг.

Для теплообменника системы охлаждения установки:
часть I:

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= k_1 \cdot \frac{F_2}{2} \cdot \left(\frac{T'_1 + T_{1_x}}{2} - \frac{T'_2 + T''_{2_1}}{2} \right); \\ Q_1 &= V_1 \cdot \frac{f_1}{2} \cdot \rho_{p_1} \cdot C_{p_1} \cdot (T'_1 - T_{1_x}); \\ Q_1 &= V_{2_1} \cdot \frac{f_2}{2} \cdot \rho_{p_{2_1}} \cdot C_{p_{2_1}} \cdot (T''_{2_1} - T'_2); \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$k_1 = \frac{1}{\frac{F}{\alpha_1} + \sum R + \frac{1}{\alpha_{2_1}}},$$

где $\sum R$ – сопротивление теплопередаче (термическое), м²·К/Вт.

часть II:

$$\left. \begin{aligned} Q_2 &= k_2 \cdot \frac{F_2}{2} \cdot \left(\frac{T'_{1_x} + T''_1}{2} - \frac{T''_{2_2} + T'_2}{2} \right); \\ Q_2 &= V_2 \cdot \frac{f_1}{2} \cdot \rho_{p_{1_2}} \cdot C_{p_{1_2}} \cdot (T'_{1_x} - T''_1); \\ Q_2 &= V_{2_2} \cdot \frac{f_2}{2} \cdot \rho_{p_{2_1}} \cdot C_{p_{2_1}} \cdot (T''_{2_1} - T'_2); \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$$k_2 = \frac{1}{\frac{F}{\alpha_1} + \sum R + \frac{1}{\alpha_{2_2}}}.$$

По итогам приведенных вычислений, при решении уравнений (4, 5), устанавливаем необходимые исходные данные, позволяющие выполнить расчёт сопротивления прохождению воздушного потока или потока жидкости через конструктивную конфигурацию деталей системы охлаждения. В данном случае, такими данными станут скорость воздушного потока и его температура при выходе из охладителя. А уже в результате проведения данного расчета можно, например, подобрать параметры ускорителя воздушного потока.

Утечки, возникающие на каждом отдельном конструктивном элементе аэродинамического канала, определяются из уравнения:

$$\Delta p_i = \frac{\zeta_i \cdot \rho_i \cdot v_i^2}{2},$$

где ζ_i – коэффициент сопротивления i -ого элемента аэродинамического канала; ρ_i – плотность воздуха в i -ом сечении, кг/м³; v_i – скорость воздуха в i -ом сечении, м/с.

$$p_v = \sum \Delta p_i + \alpha_{ом} \frac{\rho_2'' \cdot v_{2ом}^2}{2} - \frac{\rho_2'' \cdot v_a^2}{2}.$$

По отношению к базовым интервалам аэродинамического канала уравнение будет выглядеть:

$$\begin{aligned} p_v &= \Delta p_{\text{ррат}} + \Delta p_{\text{кан}} + \Delta p_{\text{рад.конд.}} + \Delta p_{\text{рад.СО}} + \Delta p_{\text{диф}} + \Delta p_{\text{вых}} - \rho_2' \frac{V_a^2}{2} = \\ &= \zeta_{\text{ррат}} \rho_2' \frac{V_a^2}{2} + \zeta_{\text{кан}} \rho_2' \frac{V_{\text{фр}}^2}{2} + \zeta_{\text{рад.конд.}} \rho_{2\text{ср}} \frac{V_{\text{фр}}^2}{2} + \\ &\zeta_{\text{рад.СО}} \rho_{2\text{ср}} \frac{V_{\text{фр}}^2}{2} + \zeta_{\text{диф}} \rho_2'' \frac{V_{\text{фр}}^2}{2} + \zeta_{\text{вых}} \rho_2'' \frac{V_{\text{фр}}^2}{2} \left(\frac{f_{\text{фр}}}{f_{\text{VII}}} \right) - \rho_2' \frac{V_a^2}{2}, \end{aligned} \quad (5)$$

где $\Delta p_{\text{ррат}}$, $\Delta p_{\text{кан}}$, $\Delta p_{\text{рад.конд.}}$, $\Delta p_{\text{рад.СО}}$, $\Delta p_{\text{диф}}$, $\Delta p_{\text{вых}}$ – потери давления в предохранительной решетке, в канале, в теплообменнике кондиционера, теплообменнике системы охлаждения, в диффузоре и на выходе из устройства; $\zeta_{\text{ррат}}$, $\zeta_{\text{кан}}$, $\zeta_{\text{рад.конд.}}$, $\zeta_{\text{рад.СО}}$, $\zeta_{\text{диф}}$, $\zeta_{\text{вых}}$ – коэффициенты аэродинамического сопротивления предохранительной решетки, канала, теплообменника кондиционера, теплообменника системы охлаждения, диффузора и на выходе из устройства.

В уравнении (4) скорость воздуха перед плоскостью теплообменника ($V_{2\text{фр}}$) и в сечении, ометаемом лопастями охладителя ($v_{2ом}$), а также плотность воздуха перед (ρ_2') и за (ρ_2'') радиатором определяются из теплового расчета. Неизвестным в данном уравнении является давление (p_v), создаваемое охладителем, необходимое для преодоления сопротивления аэродинамического канала.

Исследования показывают [1, 3], что поле скорости за вентилятором неравномерно вследствие воздействия неравномерности режимов работы вентилятора, различных элементов на входе и выходе из холодильной установки. Исходя из этого аэродинамические характеристики холодильных установок необходимо определять для каждого случая.

Алгоритм энергетического расчета охлаждающего устройства силовой установки делится на следующие этапы:

1 Расчеты коэффициентов теплопередачи и теплоотдачи для охлаждающих сред (жидкости, воздуха) в теплообменнике с помощью полученных экспериментальных зависимостей в параметрической и критериальной форме:

$$k = C \cdot G_2^m;$$

$$Nu_1 = \frac{\alpha_1 \cdot d_{\text{э1}}}{\lambda_1} = 0,021 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l;$$

$$Nu_2 = \frac{\alpha_2 \cdot d_{э_2}}{\lambda_2} = Re_2^n,$$

где k – коэффициент передачи теплоты, $\frac{Bm}{m^2 \cdot K}$; α_1, α_2 – коэффициент теплоотдачи $\frac{Bm}{m^2 \cdot K}$; G_2 – расход воздуха (массовый), кг/ч; λ_1, λ_2 – коэффициент теплопроводности охлаждающей среды (жидкости, воздуха), $\frac{Bm}{m \cdot K}$; $d_{э_1}, d_{э_2}$ – эквивалентный диаметр элементарного канала прохода жидкости и воздуха, м; Nu_1, Nu_2 – критерий Нусельта для жидкости и воздуха; Re_1, Re_2 – соответственно критерий Рейнольдса по жидкости и воздуху; Pr_1 и Pr_{cm} – значения критерия Прандтля при средней температуре жидкости и стенки; ε_1 – коэффициент, учитывающий вариативность среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубки.

2 Выполнение теплового расчета системы охлаждения агрегата энергетической установки с помощью математической модели (1) для определения параметров теплоносителей и охладителя. По полученным значениям температур уточняются средние значения плотности и теплоемкости охлаждающей жидкости и воздуха, при этом расчеты повторяются до получения необходимой степени приближения $|t'_{cp1} - t''_{cp1}| \leq \varepsilon_{t_1}$ и $|t'_{cp2} - t''_{cp2}| \leq \varepsilon_{t_2}$.

3 Расчеты с помощью уравнения (5) сопротивления аэродинамического тракта системы охлаждения для полученного из теплового расчета значения скорости воздуха.

4 Определение безразмерных значений расхода, напора и мощности вентилятора:

$$\varphi = \frac{V_2}{\frac{\pi \cdot D_6^2}{4} \cdot \frac{\pi \cdot D_6 \cdot n_6}{60}}; \quad \psi = \frac{P_v}{\rho'_2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot D_6 \cdot n_6}{60}\right)^2}; \quad \lambda = \frac{\varphi \cdot \psi}{\eta_6},$$

где φ – безразмерный расход; ψ – безразмерный напор; λ – безразмерная мощность; V_2 – расход воздуха, обеспечиваемый вентилятором, м³/с; D_6 – диаметр охладителя, м; n_6 – частота вращения крыльчатки вентилятора, об/мин; p_v – полный напор, развиваемый охладителем, Па; ρ'_2 – плотность воздушной среды перед охладителем (при $t = 40$ °С), кг/м³; η_6 – КПД холодильной установки.

5 Определение мощности привода холодильника:

$$N_{2_p} = \frac{P_{v_p} \cdot V_{2_p}}{\eta_6}.$$

Полученная мощность привода холодильника N_{2_p} сравнивается с заданной мощностью N_2 , т.е. проверяется условие $|N_2 - N_{2_p}| \leq \varepsilon_{N_2}$, где ε_{N_2} – заданная точность расчетов.

При невыполнении указанного условия расчет повторяется с начала с новым значением скорости воздуха на входе в холодильник.

Введение в математическую модель энергетического расчета значения температуры и плотности полученной после конденсатора позволяет выбрать рациональные параметры конструкции и режимы работы системы охлаждения силовой установки.

В сравнении с классическими водяными насосами, имеющими механический приводом, при изготовлении электрических насосов в конструкции используют специальные тер-

мостойкие пластмассы. Эти неметаллические материалы, кроме достаточно высокой термической прочности при температурах до 100 °С, обладают высокой упругостью, обеспечивающей им устойчивость к знакопеременным механическим нагрузкам и стойкостью к окислительному воздействию компонентов антифриза и моторного масла. Внедрение термостойких пластмасс и подобных им неметаллических материалов, взамен металлических, способно обеспечить существенное (на 63 %) снижение массы изделий в сравнении с базовыми конструкциями и повышение коэффициент полезного действия. Ресурс узлов при этом возрастает более чем на 30 %.

В результате проведенных исследований были получены сравнительные эмпирические данные о эффективности помп с разными приводами [2] (рис. 2).

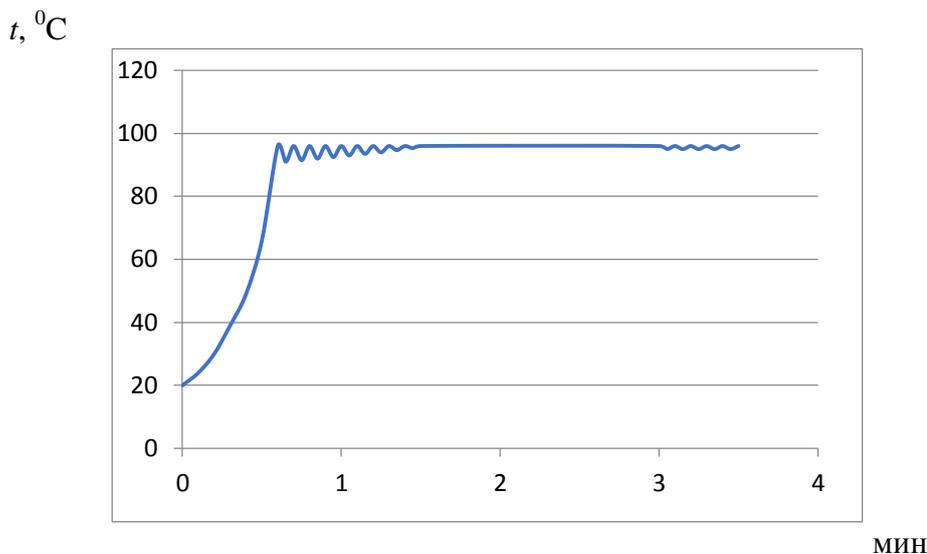


Рисунок 2 – Время выхода на оптимальный тепловой режим силовой установки с адаптивной системой охлаждения

Исследования и разработки адаптивных систем регулирования теплового режима позволили обеспечить сокращение времени прогрева силовой установки почти в 2 раза. Результаты показаны на рисунках 2 и 3.

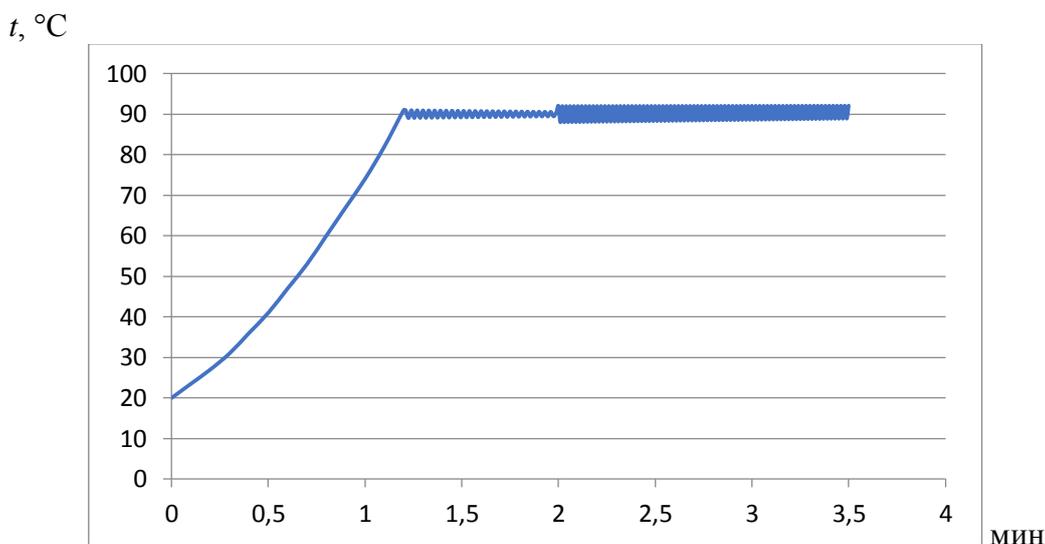


Рисунок 3 – Время выхода на оптимальный тепловой режим силовой установки с неадаптивной системой охлаждения

Обсуждение и заключение

Уточнённая методика расчета позволяет эффективно применять адаптивные системы регулирования теплового режима в силовых установках. Это позволит: уменьшить время достижения силовой установкой наиболее рационального режима теплообмена; сократить тепловую нагрузку на детали и за счет этого повысить ресурс наиболее ответственных сопряжений, снизить выбросы в окружающую среду и расход топлива; в целом повысить коэффициент полезного действия силовой установки.

Список литературы

1 Совершенствование теплоэнергетических систем транспортных машин / Ю. А. Куликов, А. Г. Ажиппо, В. В. Быкадоров, А. В. Гончаров, А. А. Верховодов, Ю. Н. Томачинский, О. В. Воронов / под ред. з.д.н. и т., доктора техн. наук, проф. Куликова Ю. А. – Воронеж : Издательство филиала РГУПС в г. Воронеже, 2020. – 355 с.

2 Труды МАИ [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://trudymai.ru/upload/iblock/96e/sistema-upravleniya-adaptivnoy-sistemoj-okhlazhdeniya-dvigatelya-vnutrenneg-o-sgoraniya.pdf>/ – Загл. с экрана.

3 Несиоловский О. Г., к.т.н., Улучшение показателей экономичности автомобильного дизеля за счет регулирования его теплового состояния. Автореферат диссертации, ЯПИ. Ярославль, 1995.

4 Chalgren, R. D., “Development and Verification of a Heavy Duty 42/14V Electric Powertrain Cooling System,” SAE Paper 2003-01-3416.

5 Особенности работы приборов электрооборудования транспортных машин при низких температурах / М. С. Хрипченко, П. А. Нартов, Р. В. Юдин // Арктика: инновационные технологии, кадры, туризм : материалы международной научно-практической конференции, 19-21 ноября 2018 г. / под общ. ред. В. И. Прядкина ; М-во образования и науки РФ, ФГБОУ ВО «ВГЛТУ». – Воронеж, 2018. – С. 394-397.

6 Повышение эффективности энергоснабжения транспортных машин / М. С. Хрипченко, А. В. Гончаров, К. Ю. Лагерь // Актуальные направления научных исследований XXI века : теория и практика : сборник научных трудов по материалам международной заочной научно-практической конференции. – Воронеж, 2018. – Т. 6, № 7 (43). – С. 17-20.

7 Reducing the impact of transport machinery and equipment on the environment during reforestation: An innovative approach / Khripchenko, M., Novikov, A., Goncharov, A., Snyatkov, E. // Proceedings of the 33rd International Business Information Management Association Conference, IBIMA 2019: Education Excellence and Innovation Management through Vision 20202019, Pages 2438-2445.

References

1 Sovershenstvovanie teploenergeticheskikh sistem transportnyh mashin / YU. A. Kulikov, A. G. Azhippo, V. V. Bykadorov, A. V. Goncharov, A. A. Verhovodov, YU N. Tomachinskij, O. V. Voronov / pod red. z.d.n. i t., doktora tekhn. nauk, prof. Kulikova YU. A. – Voronezh : Izdatel'stvo filiala RGUPS v g. Voronezhe, 2020. – 355 s.

2 Trudy MAI [Elektronnyj resurs]. – Rezhim dostupa: <http://trudymai.ru/upload/iblock/96e/sistema-upravleniya-adaptivnoy-sistemoj-okhlazhdeniya-dvigatelya-vnutrenneg-o-sgoraniya.pdf>/ – Zagl. s ekrana.

3 Nesiolovskij O. G., k.t.n., Uluchshenie pokazatelej ekonomichnosti avtomobil'nogo dizelya za schet regulirovaniya ego teplovogo sostoyaniya. Avtoreferat dissertacii, YAPI. YAroslavl', 1995.

4 Chalgren, R. D., “Development and Verification of a Heavy Duty 42/14V Electric Powertrain Cooling System,” SAE Paper 2003-01-3416.

5 Osobnosti raboty priborov elektrooborudovaniya transportnyh mashin pri nizkih temperaturah / M. S. Hripchenko, P. A. Nartov, R. V. YUdin // *Arktika: innovacionnye tekhnologii, kadry, turizm : materialy mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii, 19-21 noyabrya 2018 g. / pod obshch. red. V. I. Pryadkina ; M-vo obrazovaniya i nauki RF, FGBOU VO «VGLTU»*. – Voronezh, 2018. – S. 394-397.

6 Povyshenie effektivnosti energosnabzheniya transportnyh mashin / M. S. Hripchenko, A. V. Goncharov, K. YU. Lager' // *Aktual'nye napravleniya nauchnyh issledovaniy XXI veka : teoriya i praktika : sbornik nauchnyh trudov po materialam mezhdunarodnoj zaochnoj nauchno-prakticheskoy konferencii*. – Voronezh, 2018. – Т. 6, № 7 (43). – S. 17-20.

7 Reducing the impact of transport machinery and equipment on the environment during reforestation: An innovative approach / Khripchenko, M., Novikov, A., Goncharov, A, Snyatkov, E. // *Proceedings of the 33rd International Business Information Management Association Conference, IBIMA 2019: Education Excellence and Innovation Management through Vision 20202019*, Pages 2438-2445.

© Хрипченко М.С., Попов Д.А., Гончаров А.В., Василенко М.С. 2021