

Тарасенко Виктор Евгеньевич, канд. техн. наук, доцент

заведующий кафедрой «Технологии и организация технического сервиса», Учреждение образования «Белорусский государственный аграрный технический университет», г. Минск 220023, Республика Беларусь
E-mail: trs9@yandex.ru

Жешко Александр Анатольевич, канд. техн. наук, доцент

научный сотрудник, Республиканское унитарное предприятие «Научно-практический центр Национальной академии наук Беларуси по механизации сельского хозяйства», г. Минск 220049, Республика Беларусь
E-mail: azeshko@gmail.com

Якубович Олег Анатольевич, канд. техн. наук

советник, ОАО «Белорусская универсальная товарная биржа», г. Минск 220099, Республика Беларусь
E-mail: yakubovich_oa@mail.ru

Козлов Андрей Викторович, д-р техн. наук

начальник управления «Энергосберегающие технологии и альтернативные топлива», Центр «Энергоустановки», ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», г. Москва 125438, Российская Федерация
E-mail: a.kozlov@nami.ru

Статья поступила 13.09.2019

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ДИЗЕЛЕЙ ТРАКТОРОВ «БЕЛАРУС»

Аннотация. Введение. На тепловой режим дизеля влияет множество факторов. Часть из них учитывается при разработке системы охлаждения (СО), другая – задаётся граничными условиями, к которым относятся температура окружающей среды ($+35^{\circ}\text{C}$ – для умеренного климата, $+45^{\circ}\text{C}$ – для тропического), режим нагрузки дизеля – максимальная эксплуатационная мощность $N_{e\text{max}}$. Тепловое состояние дизеля при определённом сочетании данных факторов может нарушаться, что приводит к переохлаждению или перегреву – к нестационарному тепловому режиму. В связи с этим существует необходимость в разработке научных подходов и конструкторских решений, способствующих обеспечению заданного теплового режима СО дизеля, совершенствованию существующих конструкций жидкостного и воздушного контуров.

Цель исследования – оптимизация параметров систем охлаждения ряда тракторов «Беларус» с ограничениями-неравенствами и использованием условия Куна–Таккера, когда рассматриваемый антиградиент целевой функции является линейной комбинацией с неотрицательными коэффициентами градиентов активных ограничений.

Методология и методы. При достижении указанной цели были определены стационарные точки с использованием функции Лагранжа, в том числе вспомогательной, проверены условия Куна–Таккера для случая, когда функция двух векторных переменных имеет седловую точку, а также определены значения точек экстремума посредством решения системы уравнений.

Результаты и научная новизна. Приведённая последовательность многофакторной оптимизации позволяет формировать и анализировать различные варианты конструкций систем охлаждения с целью выявления оптимальной конструкции.

Практическая значимость. Определены численные значения минимальной площади поверхности жидкостного радиатора и необходимой производительности жидкостного насоса для обеспечения заданного теплового режима дизелей тракторов «Беларус-3522», «Беларус-4522» и др.

Ключевые слова: дизель, система охлаждения, тепловой режим, температура, параметр, радиатор, расход, насос

Образец цитирования: Тарасенко В.Е., Жешко А.А., Якубович О.А., Козлов А.В. Определение параметров систем охлаждения дизелей тракторов «Беларус» // Труды НАМИ. – 2019. – № 4 (279). – С. 82–88.

При избыточном давлении в жидкостном контуре системы охлаждения (СО) 0,05–0,07 МПа рабочая температура находится в пределах 93–98°C, тепловое состояние дизеля находится в устойчивом равновесии, в СО сохраняется баланс передачи теплоты. При такой температуре эффективные показатели дизеля принимают наибольшие значения, удельный эффективный расход топлива становится наименьшим. Допустимая температура $[T_{v2}] \leq 105^\circ\text{C}$, температурный напор составляет $\Delta T_v = 5 \pm 0,5^\circ\text{C}$ [1]. Процесс же перегрева дизеля означает превышение допустимой температуры.

Оптимальной является СО, которая обеспечивает наилучшие показатели функционирования системы более высокого уровня, в состав которой она входит. В данном случае – это двигатель внутреннего сгорания (ДВС) мобильной машины. Показатели функционирования дизеля определяются его тепловым состоянием и оцениваются температурой основных его элементов. Косвенно таким показателем может приниматься температура охлаждающей жидкости СО. Оптимальная СО – это система, которая, во-первых, полностью отвечает своим целям, и во-вторых, обеспечивает заданный тепловой режим дизеля при наименьших материальных расходах на изготовление и наименьших энергетических затратах на функционирование [2].

Основной задачей при разработке СО является принятие таких параметров радиатора, расхода жидкости и потока воздуха, чтобы обеспечивалось условие теплового баланса при передаче теплоты. Непременным при этом, в отличие от проектирования других агрегатов и узлов машин, является проведение теплового расчёта. Тепловой расчёт производится по математическим моделям на основе законов термодинамики, теплопередачи, гидродинамики и аэродинамики.

Исследования, результаты которых представлены в настоящей работе, получены в ходе выполнения государственной программы научных исследований «Качество и эффективность агропромышленного производства» на 2016–2020 гг. (подпрограмма «Механизация и автоматизация процессов в АПК», задание 4.20 «Обоснование режимов работы дизелей тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин мощностью свыше 250 л.с., обеспечивающих их топливную экономичность и тепловую эффективность»).

Тепловой режим дизеля является ограничивающим (допускаемым) параметром. Исходя из его значения, определяются параметры основных компонентов системы – поверхность охлаждения радиатора, расходы охлаждающей жидкости и потока воздуха. Эти параметры являются варьируемыми или переменными при обеспечении заданного теплового режима дизеля. Тепловой режим ДВС, или искомый параметр является функцией совокупности переменных параметров системы.

В группу параметров, характеризующих СО, входят теплотехнические параметры – теплоотдача в охлаждающую жидкость, теплоёмкости теплоносителей, коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи теплоносителей и поверхностей радиатора, ограничивающие параметры условий эксплуатации трактора – температура окружающей среды.

Искомый параметр в заданных пределах обеспечивает качество системы. Параметры характеристики, в том числе и переменные, составляют искомый параметр, его значение в заданных пределах будет оптимальным при условии, что переменные параметры будут удовлетворять условию максимума или минимума. Так, поверхность охлаждения радиатора должна быть наименьшей, но обеспечивать теплопередачу требуемого количества теплоты от жидкости к потоку воздуха. Расходы теплоносителей должны иметь наименьшие энергетические затраты на их прокачку, но обеспечивать перенос и рассеивание заданного количества теплоты.

Представим последовательность решения задачи оптимизации.

Коэффициент теплопередачи поверхности охлаждения радиатора потоку воздуха [2], кДж/(кг·К):

$$k_T = \frac{1}{\frac{\psi}{\alpha_v} + \frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta_m}{\lambda_{cm}}} \cdot 10^{-3}, \quad (1)$$

где α_v – коэффициент теплоотдачи от охлаждающей жидкости к стенке трубок, Вт/(м²·К), $\alpha_v = 2500\text{--}5000$ Вт/(м²·К); α_w – коэффициент теплоотдачи от стенки трубок воздуху, Вт/(м²·К), $\alpha_w = 100$ Вт/(м²·К); δ_m – толщина стенки трубки, м (0,00005–0,0002 м); λ_{cm} – коэффициент теплопроводности от стенки трубки, для медных трубок $\lambda_{cm} = 330$ Вт/(м·К); ψ – коэффициент оребрения, для трубчато-пластинчатых радиаторов принимаем $\psi = 7,5\text{--}10$.

Поверхность охлаждения радиатора определяется по формуле [2]:

$$F_{\text{охл}} = 60 \cdot 10^3 \frac{G_V c_{PV} \rho_V (t_{V2} - (t_{V2} - 5))}{k_T \left(\frac{(t_{V2} + (t_{V2} - 5))}{2} - t_w \right)}, \quad (2)$$

где G_V – расход охлаждающей жидкости, м³/ч (л/мин). В дальнейших расчётах будут приняты

Подставляя (1) в формулу (2), получим

$$F_{\text{охл}} = 60 \cdot 10^3 \frac{G_V c_{PV} \rho_V (t_{V2} - (t_{V2} - 5))}{\left(\frac{(t_{V2} + (t_{V2} - 5))}{2} - t_w \right)} \cdot \left(\frac{\psi}{\alpha_V} + \frac{1}{\alpha_W} + \frac{\delta_m}{\lambda_{\text{см.}}} \right). \quad (3)$$

После упрощения выражение (3) примет вид

$$F_{\text{охл}} = \frac{G_V c_{PV} \rho_V \left(\frac{\psi}{\alpha_V} + \frac{1}{\alpha_W} + \frac{\delta_m}{\lambda_{\text{см.}}} \right)}{12(t_{V2} - t_w - 2,5)}. \quad (4)$$

Учитывая, что площадь поверхности охлаждения радиатора находится в пределах $F_{\text{охл}} = 12\text{--}45 \text{ м}^2$, будем считать, что решение задачи оптимизации (поиска минимума функции (4)) будет иметь физический смысл, если $F_{\text{охл}} \geq 12$. Запишем условия и ограничения задачи оптимизации, а также ограничения на целевую функцию

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{\text{охл}} = \frac{G_V c_{PV} \rho_V \left(\frac{\psi}{\alpha_V} + \frac{1}{\alpha_W} + \frac{\delta_m}{\lambda_{\text{см.}}} \right)}{12(t_{V2} - t_w - 2,5)} \rightarrow \min; \\ 85 \leq t_{V2} \leq 105; \\ 2500 \leq \alpha_V \leq 5000; \\ G_{V\text{min}} \leq G_V \leq G_{V\text{max}}; \\ F_{\text{охл}} \geq 12, \end{array} \right. \quad (5)$$

диапазоны допустимых значений расхода охлаждающей жидкости для ряда двигателей с целью определения оптимального значения и минимизации затрат на привод жидкостного насоса; c_{PV} – средняя теплоёмкость охлаждающей жидкости, принимаем $c_{PV} = 3,608 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; ρ_V – плотность охлаждающей жидкости, принимаем среднее значение $\rho_V = 1034 \text{ кг}/\text{м}^3$; t_{V2} – температура охлаждающей жидкости на выходе из радиатора, принимаем $t_{V2} = 85\text{--}105^\circ\text{С}$.

где $G_{V\text{min}}, G_{V\text{max}}$ – изменяющийся в зависимости от типа двигателя расход охлаждающей жидкости.

Для ряда двигателей повышенной мощности, а следовательно, повышенной теплонагруженности (DEUTZ и CATERPILLAR мощностью 264 кВт и выше) [3] следует функцию (5) привести к следующему виду

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{\text{охл}} = \frac{G_V c_{PV} \rho_V \left(\frac{\psi}{\alpha_V} + \frac{1}{\alpha_W} + \frac{\delta_m}{\lambda_{\text{см.}}} \right)}{12(t_{V2} - t_w - 2,5)} \rightarrow \min; \\ 93 \leq t_{V2} \leq 109; \\ 2500 \leq \alpha_V \leq 5000; \\ G_{V\text{min}} \leq G_V \leq G_{V\text{max}}; \\ F_{\text{охл}} \geq 12. \end{array} \right. \quad (6)$$

На рис. 1 представлены результаты решения задачи оптимизации для пяти мощностных рядов двигателей тракторов «Беларус» [1, 4–8].

Приведём пример расчёта для рис. 1в (дизели мощностью 96–156 кВт). После подстановки в функцию (4) известных значений получим:

$$\begin{aligned} F_{\text{охл}} &= \frac{G_V c_{PV} \rho_V \left(\frac{\psi}{\alpha_V} + \frac{1}{\alpha_W} + \frac{\delta_m}{\lambda_{\text{см.}}} \right)}{12(t_{V2} - t_w - 2,5)} = \frac{G_V \cdot 3,608 \cdot 1034 \left(\frac{9}{\alpha_V} + \frac{1}{100} + \frac{0,0001}{330} \right)}{12(t_{V2} - 46 - 2,5)} = \\ &= \frac{310,89 \cdot G_V \left(0,01 + \frac{9}{\alpha_V} \right)}{t_{V2} - 48,5}. \end{aligned} \quad (7)$$

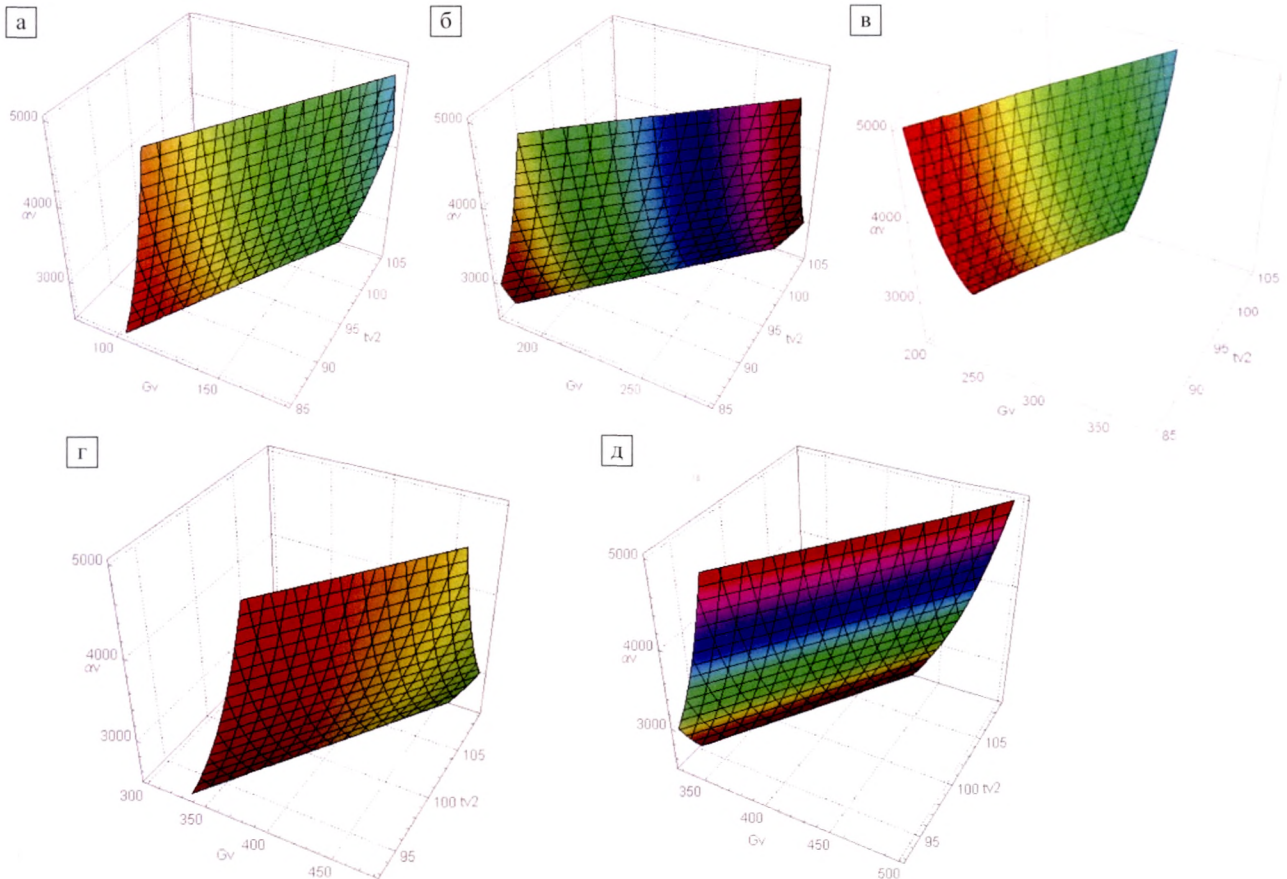


Рис. 1. Результаты решения задачи оптимизации:

- а – марка тракторов:** Беларусь-320/Беларус-952; 26–70 кВт; $80 \leq G_V \leq 180$; $G_V = 138,629$ л/мин; $\alpha_V = 3408,22$ Вт/(м²·К); $t_{V2} = 93,90^\circ\text{C}$; $F_{\text{окл}} = 12,00$ м²;
- б – марка тракторов:** Беларусь-1025/Беларус-1220.6; 70–90 кВт; $180 \leq G_V \leq 280$; $G_V = 180,74$ л/мин; $\alpha_V = 4464,19$ Вт/(м²·К); $t_{V2} = 104,76^\circ\text{C}$; $F_{\text{окл}} = 12,00$ м²;
- в – марка тракторов:** Беларусь-1221/Беларус-2022.5; 96–156 кВт; $200 \leq G_V \leq 380$; $G_V = 200,00$ л/мин; $\alpha_V = 5000,00$ Вт/(м²·К); $t_{V2} = 105,00^\circ\text{C}$; $F_{\text{окл}} = 12,99$ м²;
- г – марка тракторов:** Беларусь-3022/Беларус-3022ДЦ.1; 186–223 кВт; $300 \leq G_V \leq 400$; $G_V = 300,00$ л/мин; $\alpha_V = 5000,00$ Вт/(м²·К); $t_{V2} = 109,00^\circ\text{C}$; $F_{\text{окл}} = 18,19$ м²;
- д – марка тракторов:** Беларусь-3522/Беларус-4522; 264–343 кВт; $330 \leq G_V \leq 500$; $G_V = 330,00$ л/мин; $\alpha_V = 5000,00$ Вт/(м²·К); $t_{V2} = 109,00^\circ\text{C}$; $F_{\text{окл}} = 20,01$ м²

Для удобства расчётов введём следующие обозначения:

$$x_1 \Leftrightarrow G_V, x_2 \Leftrightarrow \alpha_V, x_3 \Leftrightarrow t_{V2}.$$

Тогда система (5) примет вид

$$\begin{cases} F(x) = 310,89x_1(0,01 + 9/x_2)/(x_3 - 48,5); \\ (x_1 - 200)(x_1 - 380) \leq 0; \\ (x_2 - 2500)(x_2 - 5000) \leq 0; \\ (x_3 - 85)(x_3 - 105) \leq 0; \\ F(x) \geq 12. \end{cases} \quad (8)$$

После нахождения стационарных точек и проверки условий Куна–Таккера получим следующую систему уравнений, которую необходимо решить для нахождения значения точек экстремума:

$$\begin{cases} x_4 \cdot (x_1 - 380) + x_4 \cdot (x_1 - 200) + (310,89 \cdot (0,01 + 9/x_2))/(x_3 - 48,5) = 0; \\ -2798,01 \cdot x_1 / (x_2^2 \cdot (x_3 - 48,5)) + x_5 \cdot (x_2 - 5000) + x_5 \cdot (x_2 - 2500) = 0; \\ -(310,89 \cdot x_1 \cdot (0,01 + 9/x_2)) / ((x_3 - 48,5)) + x_6 \cdot (x_3 - 105) + x_6 \cdot (x_3 - 85) = 0; \\ (x_1 - 200) \cdot (x_1 - 380) = 0; \\ (x_2 - 2500) \cdot (x_2 - 5000) = 0; \\ (x_3 - 85) \cdot (x_3 - 105) = 0. \end{cases}$$

В процессе решения системы получим следующие результаты:

$$x_1 = 200, x_2 = 5000, x_3 = 105.$$

Таким образом, решение задачи оптимизации в соответствии с принятыми обозначениями можно представить в виде

$$G_V = 200 \text{ л/мин}, \alpha_V = 5000 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, t_{V2} = 105^\circ\text{С}.$$

При этом значение целевой функции будет минимальным, в соответствии с условием (5), и составляет $F_{\text{охл}} = 12,99 \text{ м}^2$.

Важно отметить, что целью оптимизации является обеспечение заданного теплового режима дизеля. Заметим, значение теплового режима не может иметь максимума или минимума, оно имеет лишь допуск, образуя некоторый диапазон, который рекомендуется поддерживать при работе дизеля. Зависимые параметры, а это расходы мощности на привод, удельный расход топлива двигателя и другие могут оцениваться предельными максимальными и минимальными значениями.

В ходе выполнения настоящей работы определены значения минимальной площади поверхности радиатора и средней производительности жидкостного насоса дизелей типоразмерного ряда тракторов «Беларус», в том числе двигателей TCD 2013 L06 4V и Caterpillar C13 тракторов «Беларус-3522» и «Беларус-4522» [9], что позволяет обеспечить заданный тепловой режим.

Приведённая последовательность оптимизации позволяет формировать и анализировать различные варианты конструкций систем охлаждения. Цель анализа различных проектов системы охлаждения заключается в выявлении оптимальной конструкции, которую в дальнейшем необходимо испытать для определения следующих параметров рабочей характеристики:

- температура охлаждающей жидкости в заданных эксплуатационных условиях, расходы теплоносителей, затраты мощности на привод вспомогательных узлов;
- максимальное значение мощности на маховике в данной комплектации двигателя;
- минимальный расход топлива;
- уровень шума при использовании принятых средств капотирования.

Испытание физического макета или модели, принятой к последующему рассмотрению конструкции системы охлаждения, является одним

из этапов алгоритма проектирования системы охлаждения.

Заключение

Решена задача оптимизации параметров системы охлаждения с ограничениями-неравенствами и использованием условия Куна–Таккера, результаты которой свидетельствуют о том, что с ростом теплонапряжённости по таким двигателям тракторов, как TCD 2013 L06 4V («Беларус-3522») и Caterpillar C13 («Беларус-4522») при минимальной площади поверхности радиатора (20–25 м²) и средней производительности жидкостного насоса (200–300 л/мин) можно обеспечить заданный тепловой режим. На режимах работы дизеля, отличных от максимальной и номинальной нагрузок, достаточно обеспечивать производительность насоса на уровне 150 л/мин.

Список использованных источников

1. Тарасенко В.Е., Жешко А.А. К вопросу проектирования системы охлаждения дизеля сельскохозяйственного трактора // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2015. – Вып. 49. – С. 239–251.
2. Якубович А.И., Кухаренко Г.М., Тарасенко В.Е. Системы охлаждения тракторных и автомобильных двигателей. Конструкция, теория, проектирование. – Минск: Новое знание; М.: ИНФРА-М, 2013. – 473 с.
3. Бобровник А.И., Усс И.Н., Тарасенко В.Е. [и др.] Системный выбор энергетических параметров колёсных тракторов: справочник. – Минск: БГАТУ, 2011. – 104 с.
4. Мудров А.Е. Численные методы для ЭВМ на языках Бэйсик, Фортран, Паскаль. – Томск: МП 'РАСКО', 1991. – 272 с.
5. Бахвалов Н.С., Жидков Н.П., Кобельков Г.М. Численные методы. – М.: Наука, 1987. – 600 с.
6. Тарасенко В.Е. Определение параметров автотракторных радиаторов // Инженерия природокористування. – 2016. – № 2 (6). – С. 12–18.
7. Тарасенко В.Е. Эффективность охлаждающих поверхностей автотракторных радиаторов // Исследования, результаты. – 2015. – № 01 (065). – С. 155–163.
8. Турчак Л.И. Основы численных методов. – М.: Наука, 1987. – 318 с.
9. Тракторы BELARUS. URL: <http://www.belarus-tractor.com/catalog/tractors/> (дата обращения: 24.05.2018).

Tarasenko V.E., PhD (Eng), associate professor

Head of the Department of Technology and Organization of Technical Service,
Belarusian State Agrarian Technical University, Minsk 220023, Republic of Belarus
E-mail: trs9@yandex.ru

Zheshko A.A., PhD (Eng), associate professor

researcher, Scientific and Practical Center of the National Academy of Sciences of Belarus for Agriculture
Mechanization, Minsk 220049, Republic of Belarus
E-mail: azeshko@gmail.com

Yakubovich O.A., PhD (Eng)

advisor, OJSC Belarusian Universal Commodity Exchange “Belorusskaya universal’naya tovarnaya birzha”,
Minsk 220099, Republic of Belarus
E-mail: yakubovich_oa@mail.ru

Kozlov A.V., D.Sc. (Eng)

head of department “Energy-saving technologies and alternative fuels”, Center “Power units”, Federal State Unitary
Enterprise “Central Scientific Research Automobile and Automotive Engines Institute” (FSUE “NAMI”), Moscow
125438, Russian Federation
E-mail: a.kozlov@nami.ru

Received 13 September 2019

COOLING SYSTEMS PARAMETERS DETERMINATION OF TRACTORS “BELARUS” DIESEL ENGINES

Annotation. *Introduction.* The thermal regime of a diesel engine is influenced by many factors. Some of them are taken into account during the development of the cooling system (CS), the others are set by the boundary conditions, which include the environmental temperature (+ 35°C for a moderate climate, + 45°C for tropical), the diesel load mode as the maximum operational power $N_{e \max}$. The thermal state of a diesel engine with a certain combination of these factors can be violated, which leads to its overcooling or overheating, to so called unsteady thermal conditions. In this regard, there is a need to develop scientific approaches and design solutions that can contribute to the provision of a diesel engine with a given thermal regime, the improvement of the existing liquid structures and air circuits.

The purpose of the study was to optimize the cooling systems parameters of a number of “Belarus” tractors with inequality constraints and applied Kuhn–Tucker conditions, when the antigradient of the objective function under consideration is a linear combination with non-negative gradient coefficients of the active constraints.

Methodology and research methods. In the course of the study stationary points were determined with the help of Lagrange function, including the auxiliary one; the Kuhn–Tucker conditions were checked for the case when the function of two vector variables had a saddle point, and the values of extremum points were determined by a system of equations solutions.

Scientific novelty and results. The given sequence of multifactor optimization has allowed one to form and analyze various design options for cooling systems in order to identify the optimal design.

Practical significance. The numerical values of the minimum surface area of the liquid radiator and the required performance of the liquid pump are determined to ensure the given diesel engines thermal conditions of “Belarus-3522”, “Belarus-4522” tractors, etc.

Key words: diesel, cooling system, thermal mode, temperature, parameter, radiator, flow, pump

For citation: Tarasenko V.E., Zheshko A.A., Yakubovich O.A., Kozlov A.V. [Cooling systems parameters determination of tractors “Belarus” diesel engines]. *Trudy NAMI*, 2019, no. 4 (279), pp. 82–88. (In Russian)

References

1. Tarasenko V.E., Zheshko A.A. [On the issue of designing a diesel cooling system for an agricultural tractor]. *Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sel'skogo khozyaystva*, 2015, issue 49, pp. 239–251. (In Russian)
2. Yakubovich A.I., Kukharenok G.M., Tarasenko V.E. [Cooling systems for tractor and automobile engines. De-