

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Докт. техн. наук, доц. ЯКУБОВИЧ А. И., канд. техн. наук ТАРАСЕНКО В. Е.

Белорусский государственный аграрный технический университет

Проектирование систем охлаждения (СО) предполагает выбор составляющих компонентов и формирование из них структурной схемы. Одни компоненты выбираются из числа имеющих – это жидкостный насос, вентилятор, которые поставляются вместе с принятым на мобильную машину двигателем, другие – рассчитываются, проектируются и изготавливаются. Расчет СО по известным математическим моделям выполняется при принятых неизменных значениях расходов теплоносителей, действующих на систему возмущающих факторов [1–3]. В действительности на СО влияет множество переменных факторов, приводящих к изменению параметров системы и теплового режима двигателя [4–7]. Учитывая современные тенденции роста мощностей двигателей мобильных машин, вопросы распределения теплоты агрегатами СО в зависимости от возмущающих факторов становятся все более актуальными [8, 9].

Цель данных исследований – разработка методики расчета параметров СО двигателя, позволяющей оценить ее функционирование при изменении исходных параметров (температуры и расхода теплоносителей) и действующих на систему возмущающих факторов (температуры окружающей среды и эксплуатационных режимов нагружения), что позволит обоснованно, системно принять при выполнении расчета параметры проектируемой СО и ее агрегатов, а также проводить анализ достаточности и эффективности отдельных параметров.

СО является термодинамической системой, состоящей из трех звеньев. Каждое из звеньев (жидкостный контур, теплообменник, воздушный контур) функционирует по законам термодинамики.

Процессы передачи теплоты в жидкостном и воздушном контурах СО описываются уравнениями теории теплообмена [2, 10], которые характеризуют нагрев теплоносителей при поступлении теплоты от источника, т. е. повышение внутренней энергии жидкостного и воздушного теплоносителей (ЖТ и ВТ соответственно) или их теплосодержание, а также процесс теплопередачи через стенки трубок и от поверхностей охлаждающих пластин (лент) радиатора. Характер теплопередачи зависит от коэффициента теплопередачи материала k_t , площади поверхности охлаждения F и температур теплоносителей T_V, T_W [10]. Переменными в процессе теплопередачи и зависящими от температуры являются теплоемкости теплоносителей.

Рассмотрим влияние теплоемкостей теплоносителей на процессы в СО. График функции количества теплоты, подведенной к среде, в зависимости от температуры не является прямолинейным вследствие зависимости теплоемкости среды от температуры. Графически зависимость $Q = f(T)$ ЖТ имеет вид, представленный на рис. 1. Среднее значение теплоемкости можно представить как тангенс секущей, проходящей через точки T_1 (начальная температура среды) и T_2 (конечная температура среды) относительно оси абсцисс, т. е. $\text{tg}\delta$. Истинные значения теплоемкостей в точках 1 и 2 определяются как $\text{tg}\delta_1$ и $\text{tg}\delta_2$. При последующем рассмотрении процессов, происходящих в СО, расходные параметры теплоносителей, поверхность охлаждения и их теплофизические свойства принимаются постоянными. Таким образом, состояние каждого из звеньев и СО

в целом определяются начальным и конечным значениями температуры и соответствуют законам термодинамики.

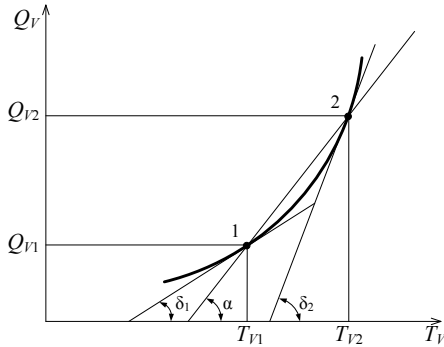


Рис. 1. Зависимость количества подведенной теплоты от температуры среды

Расчеты количества теплоты, поступающей в ЖТ и ВТ при нагревании, по средним и действительным значениям теплоемкостей отличаются не более чем на 1,5 %, что вполне допустимо для технических расчетов. Это позволяет принимать средние значения теплоемкостей и анализировать графики исследуемых функций, приняв прямолинейную зависимость поступающей теплоты в ЖТ и ВТ от температуры.

В общем виде эти функции описываются уравнениями прямой $y = kx$, когда за начальную температуру принимается температура (273 К), и в виде $y = kx + c$, когда за начальную принята температура 0 °С, где k – угловой ко-

эффициент наклона графика зависимости теплоотдачи теплоносителя от температуры к оси абсцисс. Уравнение теплоотдачи ЖТ представим в виде

$$T_{V2} - T_{V1} = \frac{Q_{V2} - Q_{V1}}{c_{pV} G_V},$$

где T_{V1} , T_{V2} – соответственно начальная и конечная температура ЖТ, °С; $Q_{V2} - Q_{V1}$ – количество теплоты, подведенное к среде при нагревании ее от температуры T_{V1} до T_{V2} , кДж/с; c_{pV} – теплоемкость ЖТ, кДж/(кг·К); G_V – расход ЖТ, кг/с.

Угол наклона зависимости $Q_V = f(T_V)$ определяется расходом ЖТ и значением теплоемкости. Так, увеличение угла наклона зависимости $Q_V = f(T_V)$ к оси абсцисс свидетельствует об уменьшении расхода ЖТ при постоянном значении теплоемкости. На рис. 2 приведены расчетные графики зависимостей, применяемых в жидкостной СО теплоносителей при нагреве их до температуры 120 °С при разных расходах.

Функциональная зависимость количества теплоты, поступающей в ЖТ, описывается уравнением

$$Q_V = c_{pV} G_V (T_{V2} - T_{V1}).$$

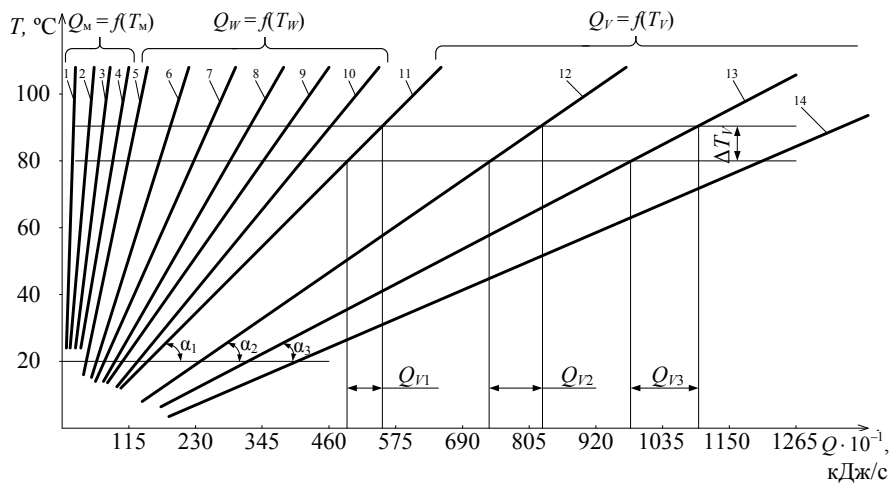


Рис. 2. Зависимость температуры теплоносителей от количества подведенной теплоты: 1 – расход масла $V_M = 10$ л/мин; 2 – 20; 3 – 30; 4 – 40 л/мин; 5 – расход воздушного теплоносителя $W = 4000$ м³/ч; 6 – 6000; 7 – 8000; 8 – 10000; 9 – 12000; 10 – 14000 м³/ч; 11 – расход жидкостного теплоносителя $V = 80$ л/мин; 12 – 120; 13 – 160; 14 – 200 л/мин

Эту функциональную зависимость запишем в виде $Q_V = f(T_{V1}, T_{V2})$. График зависимости прямолинейный и определяется начальным T_{V1} и конечным T_{V2} значениями температуры ЖТ. Нагрев ЖТ при поступлении теплоты, или градиент температуры, равен

$$\Delta T_V = (T_{V2} - T_{V1}) = q_V Q_V,$$

где q_V – коэффициент пропорциональности, $q_V = 1/c_{pV}G_V$. Графически в прямоугольной системе координат (Q, T) зависимость $Q_V = f(T_{V1}, T_{V2})$ представляет прямую линию (рис. 3). Угол наклона графика этой функции к оси абсцисс составляет

$$\alpha = \arctg q_V = \arctg \frac{1}{c_{pV}G_V}.$$

Точки 1 и 2 на этой графической зависимости определяют значения температур ЖТ на входе в двигатель после радиатора T_{V1} и на выходе из двигателя при поступлении в радиатор T_{V2} . Ординаты из точек 1 и 2 при пересечении с осью абсцисс определяют количество поступающей в ЖТ теплоты Q_V .

Теплота ЖТ передается потоку ВТ, циркулирующему через каналы сердцевины радиатора, и поступает в окружающую среду. Количество теплоты, поступающей к потоку ВТ, описывается уравнением

$$Q_W = c_{pW}G_W(T_{W2} - T_{W1}),$$

где c_{pW} – теплоемкость ВТ, кДж/(кг·К); G_W – расход ВТ, м³/с; T_{W1} , T_{W2} – соответственно начальная и конечная температуры ВТ, °С.

Из этого уравнения следует, что нагрев потока ВТ составит

$$\Delta T_W = (T_{W2} - T_{W1}) = q_W Q_W, \quad (1)$$

где q_W – коэффициент пропорциональности, равный $q_W = 1/c_{pW}G_W$.

Функциональная зависимость количества теплоты $Q_W = f(T_{W1}, T_{W2})$ также прямолинейна. При установившемся тепловом состоянии СО $Q_W = Q_V$.

Предположим, что поток ВТ, поступающий к радиатору, имеет температуру, равную температуре окружающей среды: $T_{W1} = T_{окр}$. На графике рис. 3 проведем линию, параллельную оси абсцисс и соответствующую температуре $T_{окр}$. Пересечение ординаты из точки 1 с линией, соответствующей $T_{окр}$, определяется точкой 3. Проведем через точку 3 график функциональной зависимости $Q_W = f(T_{W1}, T_{W2})$, используя коэффициент пропорциональности q_W , определяемый по известному значению расхода потока ВТ через радиатор, значение теплоемкости – по таблицам. Рассчитаем угол наклона графика этой функции к оси абсцисс

$$\beta = \arctg q_W = \arctg \frac{1}{c_{pW}G_W}.$$

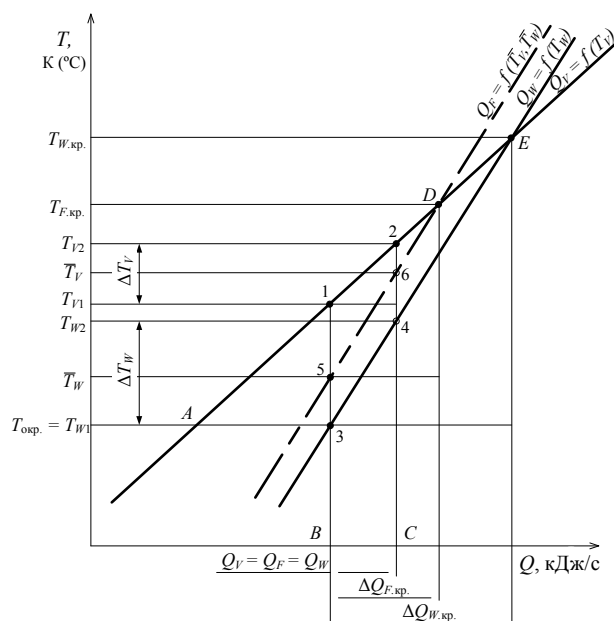


Рис. 3. Принципиальная схема для расчета параметров системы охлаждения двигателя мобильной машины

Ранее отмечалось, что $Q_W = Q_V$, тогда пересечение графика этой функции с ординатой из точки 2 определит температуру потока ВТ на выходе из радиатора T_{W2} . График зависимости $Q_W = f(T_{W1}, T_{W2})$ в некоторой точке E пересекается с графиком зависимости $Q_V = f(T_{V1}, T_{V2})$. В этой точке наступает температурное равновесие ЖТ и ВТ, следовательно, теплообмен между ними прекращается. График

зависимости $Q_W = f(T_{W1}, T_{W2})$ не может иметь продолжения выше данной точки при рассмотрении ее в совокупности с зависимостью $Q_V = f(T_{V1}, T_{V2})$. Следовательно, точка *E* определяет предельную или критическую температуру процессов теплообмена в СО между ЖТ и потоком ВТ и то максимальное количество теплоты, которое ЖТ может передать потоку ВТ.

Промежуточным звеном между ЖТ и потоком ВТ является поверхность охлаждения радиатора. Вычислим количество теплоты, которое передает поверхность охлаждения:

$$Q_F = k_T F (\bar{T}_V - \bar{T}_W). \quad (2)$$

где k_T – коэффициент теплопередачи поверхности охлаждения, кВт/(м²·К); F – площадь поверхности охлаждения, м².

График функции, что следует из уравнения (2), также прямолинейный. Обозначим эту функциональную зависимость в виде $Q_F = f(\bar{T}_V, \bar{T}_W)$. Температурный перепад между средними значениями температур теплоносителей

$$\Delta \bar{T}_{V-W} = (\bar{T}_V - \bar{T}_W) = q_F Q_F, \quad (3)$$

где q_F – коэффициент пропорциональности, $q_F = 1/k_T F$.

В (3) переменными являются \bar{T}_V и \bar{T}_W . При установившемся тепловом режиме в СО $Q_F = Q_V$. В данном случае путем аналитических расчетов или графически определяются значения средней температуры ЖТ \bar{T}_V (точка 6) и средней температуры ВТ \bar{T}_W (точка 5). Проведя через точки 5 и 6 прямую линию, построим график функциональной зависимости $Q_F = f(\bar{T}_V, \bar{T}_W)$. График этой функции пересекается с графиком функции $Q_V = f(T_{V1}, T_{V2})$ в точке *D*. Точка *D* определяет ту предельную или критическую температуру, до которой возможна передача теплоты от ЖТ к поверхности охлаждения радиатора, и то максимальное количество теплоты, которое охлаждающая поверхность радиатора способна воспринять и передать потоку ВТ. График функции $Q_F = f(\bar{T}_V, \bar{T}_W)$ также не может иметь продол-

жения далее точки *D* в процессе теплообмена в СО.

Оценка достоверности метода моделирования. Рассмотрим решения нескольких задач по определению параметров СО методом моделирования. Отметим, что при построении графиков в системе координат (T, Q), по оси абсцисс откладываем количество теплоты, поступающее к средам, а по оси ординат – температуру сред. Для наглядности графических построений количество теплоты, кДж/с, делим на 10. В последующем этот коэффициент построения учитываем при расчетах.

Задача 1. В двигателе Д-243 в ЖТ, расход которого составляет 5,9 м³/ч, отводится теплота. Поверхность охлаждения радиатора составляет 12,6 м², коэффициент теплопередачи от ЖТ к ВТ через радиатор равен 0,092 кВт/(м²·К). Определить расход потока ВТ через радиатор, чтобы обеспечить температуру ЖТ в двигателе 96 °С и перепад 5 °С в условиях температуры окружающей среды 45 °С.

Решим данную задачу, используя представленные выше положения (рис. 4).

1. В координатных осях (T, Q) построим график функции $Q_V = f(T_V)$ по заданному расходу ЖТ и значению теплоемкости, принятому по таблицам, температурные параметры определяем по шкале Цельсия.

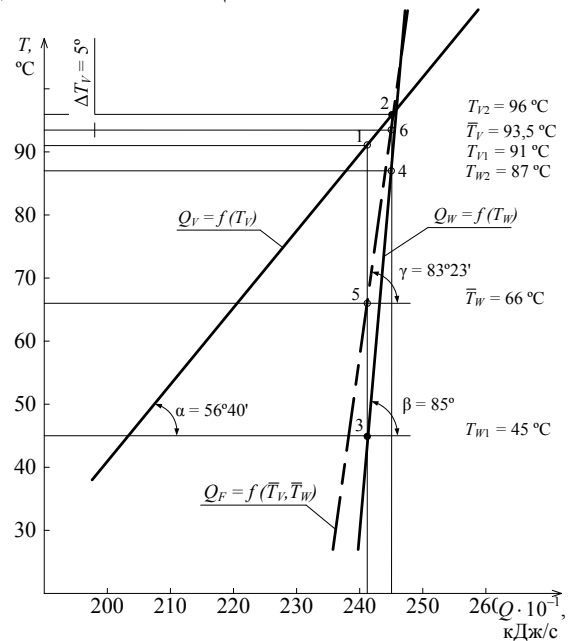


Рис. 4. Схема для решения задачи 1 по определению расхода ЖТ

2. На оси ординат отмечаем значения температур ЖТ на выходе из двигателя 96°C и на входе $(96 - 5)^\circ\text{C} = 91^\circ\text{C}$ и сносим их на график функции $Q_V = f(T_V)$, получим точки 1 и 2.

3. Из точек 1 и 2 опускаем ординаты на ось абсцисс и получаем значение количества теплоты Q_V , поступающей в ЖТ.

4. Рассчитываем среднюю температуру ЖТ и наносим ее значение на график (точка 6).

5. По известному значению поверхности охлаждения и коэффициента теплопередачи определяем угол наклона графика функции $Q_F = f(\bar{T}_V, \bar{T}_W)$ относительно оси абсцисс

$$\gamma = \arctg \frac{10}{k_T F} = \arctg \frac{10}{0,092 \cdot 12,6} = 83^\circ 23'.$$

6. Проводим через точку 6 прямую, представляющую график функции $Q_F = f(\bar{T}_V, \bar{T}_W)$, пересечение которой с ординатой из точки 1 определяет значение средней температуры ВТ, равное 66°C (точка 5).

7. Приняв, что на входе в радиатор температура ВТ равна температуре окружающей среды, рассчитываем температуру ВТ на выходе из радиатора

$$T_{W2} = 2\bar{T}_W - T_{W1} = 2 \cdot 66 - 45 = 87^\circ\text{C}.$$

8. Соединив точки 5 и 6 прямой, получим график функции $Q_W = f(T_W)$, угол наклона которой относительно оси абсцисс по построению равен $\beta = 85^\circ$.

9. Рассчитываем расход потока ВТ, необходимого для обеспечения заданной температуры ЖТ СО при окружающей температуре 45°C :

$$G_W = \frac{10}{\text{tg} 85^\circ c_{pW} \rho_W} = \frac{10}{11,43 \cdot 1,009 \cdot 1,029} = 0,84 \text{ м}^3/\text{с} = 3034 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Таким образом, путем несложных графических построений и расчетов определен расход потока ВТ СО трактора «Беларус-80.1», расчетное значение от действительного отличается на 1,3 %, что допустимо.

Задача 2. В двигателе Д-243 в СО отводится $Q_V = 40,7$ кДж/с теплоты, расход потока ВТ $W = 4 \cdot 10^3$ м³/ч. Определить расход потока ЖТ в

жидкостном контуре и поверхность охлаждения радиатора при обеспечении температуры ЖТ на выходе из радиатора 93°C и перепаде 5°C , температура окружающей среды равна 35°C .

Решение данной задачи состоит в следующем.

1. На оси абсцисс (рис. 5) откладываем количество теплоты, поступающей в ЖТ, равное $40,7$ кДж/с, и из точек А и В восстанавливаем ординаты. Точка А определяет теплосодержание двигателя в рабочем режиме, равное 243 кДж/с.

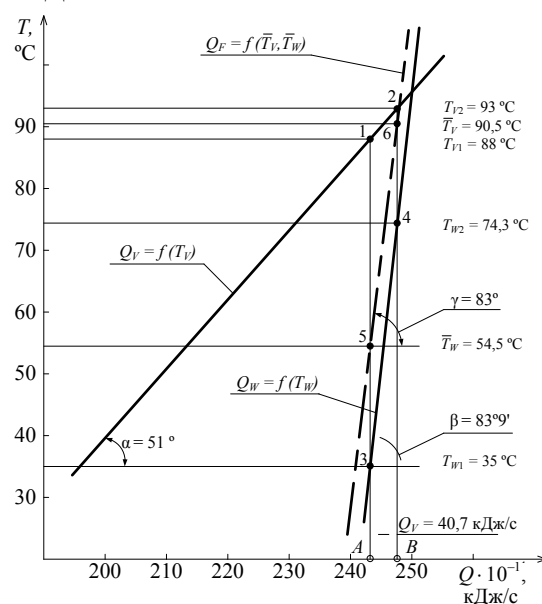


Рис. 5. Схема для решения задачи 2 СО по определению расхода ЖТ и поверхности охлаждения радиатора

2. Отмечаем на оси ординат значение температуры ЖТ на входе в радиатор, равное 93°C , и ее величину на выходе при перепаде 5°C , равную 88°C . Прямые, проведенные через точки отмеченных температур, параллельные оси абсцисс, пересекаются с ординатами из точек А и В в точках 1 и 2.

3. Прямая линия, проведенная через точки 1 и 2, представляет график функции $Q_V = f(T_V)$, угол наклона которой относительно оси абсцисс характеризует расход ЖТ, по построению угол наклона равен 51° . Рассчитаем расход ЖТ в жидкостном контуре

$$G_V = \frac{10}{1,235 \cdot 962,85 \cdot 4,214} = 1,99 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 7,18 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

4. Приняв, что перед жидкостным радиатором отсутствуют другие тепловыделяющие узлы, температура ВТ на входе в радиатор равна температуре окружающей среды 35 °С. Отмечаем значение этой температуры на оси ординат и через нее проводим прямую, параллельную оси абсцисс. Пересечение этой прямой с ординатой из точки *A* определяет одну из точек функциональной зависимости $Q_w = f(T_w)$.

5. По известному значению расхода потока ВТ рассчитываем угол наклона функционального графика расхода воздуха

$$\beta = \arctg \frac{10}{1,11 \cdot 1,005 \cdot 1,060} = 83^\circ 9'$$

6. Через точку 3 под углом β проводим прямую линию, пересечение которой с ординатой из точки *B* определяет температуру ВТ на выходе из радиатора (точка 4).

7. Рассчитываем и наносим на график значение средней температуры ЖТ (точка 6)

$$\bar{T}_V = 93 + 2,5 = 90,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

и значение средней температуры ВТ (точка 5)

$$\bar{T}_W = \frac{35 + 74,5}{2} = 54,75 \text{ }^\circ\text{C}.$$

8. Соединив точки 5 и 6, получим график функции $Q_F = f(\bar{T}_V, \bar{T}_W)$, угол наклона которого по построению равен $\gamma = 83^\circ$.

9. Определим требуемую поверхность охлаждения, приняв следующие типы сердцевины радиатора:

трубчато-пластинчатая латунная, $k_T = 0,092 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$:

$$F = \frac{10}{\arctg \gamma \cdot k_T} = \frac{10}{8,144 \cdot 0,092} = 13,35 \text{ м}^2;$$

трубчато-пластинчатая алюминиевая, $k_T = 0,103 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$F = \frac{10}{8,144 \cdot 0,103} = 11,92 \text{ м}^2;$$

трубчато-ленточная гладкая алюминиевая, $k_T = 0,071 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$F = \frac{10}{8,144 \cdot 0,071} = 17,29 \text{ м}^2.$$

Приведенная модель при принятых допущениях представляет метод решения задач СО линейными уравнениями, которые представлены во взаимосвязи. Такая имитация процессов, происходящих в СО, позволяет вследствие своей наглядности при изменении одного параметра определить возможные значения других параметров, а решение линейных уравнений позволяет вывести зависимости для определения параметров СО, представить путь решения задачи.

ВЫВОДЫ

Разработана методика расчета параметров СО двигателя, позволяющая выполнять расчет СО, анализировать влияние на температурный режим расходных параметров теплоносителей и их температур, поверхности охлаждения радиатора, температуры окружающей среды. В совокупности математическая и графическая модели составляют новый метод решения задач СО.

Расчетные параметры, полученные при использовании данной методики, достоверны и соответствуют действительным значениям параметров СО тракторов «Беларус». Методика расчета параметров СО является инструментом для решения прикладных задач СО тракторов и других мобильных машин. Моделирование процессов в СО предполагает проведение аналитических расчетов и построение графических диаграмм. Моделирование процессов позволяет путем несложных графических построений и аналитических расчетов по исходным данным проводить расчеты поверхности охлаждения радиатора или теплообменника, расходов теплоносителей, определять влияние расхода теплоносителей, температуры окружающей среды и др. на температурный режим двигателя, проводить анализ достаточности и эффективности отдельных параметров и СО в целом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гаврилов, А. К. Системы жидкостного охлаждения автотракторных двигателей: теория, конструкция, расчет и экспериментальные исследования / А. К. Гаврилов. – М.: Машиностроение, 1966. – 163 с.

2. **Теплообмен** в двигателях и теплонапряженность их деталей / Н. Х. Дьяченко [и др.]; под ред. С. Н. Дашкова. – Л.: Машиностроение, 1969. – 248 с.
3. **Лазарев, В. М.** Разработка метода расчета и оценки эффективности системы жидкостного охлаждения тракторного дизеля: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / В. М. Лазарев; Владимирский гос. ун-т. – Владимир, 2008. – 16 с.
4. **Овтов, В. А.** Температурные условия эксплуатации и экономичность дизеля / В. А. Овтов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007. – № 12. – С. 24–25.
5. **Якубович, А. И.** Нестационарный температурный режим дизеля / А. И. Якубович, В. Е. Тарасенко // Механика машин, механизмов и материалов. – 2008. – № 3 (4). – С. 19–23.
6. **Якубович, А. И.** Исследование движения жидкости в каналах системы охлаждения двигателя / А. И. Якубович, В. Е. Тарасенко // Механика машин, механизмов и материалов. – 2011. – № 1 (14). – С. 41–46.
7. **Инвариантная** система жидкостного охлаждения ДВС со следящим электроприводом вентилятора обдува / И. П. Ксенович [и др.] // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007. – № 11. – С. 16–19.
8. **Информационное** сообщение. Системы охлаждения агрегатов современных тракторов / Реф. В. М. Володин // Дифференцированное обеспечение руководства научно-технической информацией «ДОР НТИ» // Profi technik. – 2005. – № 9. – С. 76–79.
9. **Петров, А. П.** Зависимость с/х автомобиля от потока воздуха через систему охлаждения ДВС / А. П. Петров, К. А. Петров // Автомобильная промышленность. – 2008. – № 3. – С. 19–22.
10. **Исаченко, В. П.** Теплопередача: учеб. для вузов / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергия, 1975. – 488 с.

Поступила 22.06.2011

УДК 621.113-592.004.58

ТЕХНОЛОГИЯ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ МАШИН

Инж. ОПАНОВИЧ В. А., докт. техн. наук, доц. КАРПИЕВИЧ Ю. Д.

Белорусский национальный технический университет

Ныне роль автомобильного транспорта возрастает, а удовлетворение в перевозках во многом зависит от технического состояния автомобилей. В свою очередь повышение технической готовности автомобильного парка трудно обеспечить без четкой и обоснованной организации технического обслуживания и ремонта.

Своевременное выявление неисправностей, их устранение силами и средствами автотранспортных предприятий позволит существенно повысить техническую скорость движения автомобилей и увеличить их производительность без дополнительного расхода топлива. Однако несвоевременное выявление неисправностей и неудовлетворительное техническое обслуживание автомобилей влекут за собой не только значительные материальные потери, но и по-

вышенную опасность возникновения дорожно-транспортных происшествий.

Автомобильный транспорт является наиболее опасным из всех видов транспорта. Данные статистики показывают (табл. 1), что опасность при использовании автомобилей значительно превышает опасность других видов транспорта.

Таблица 1

Относительная опасность видов транспорта

Вид транспорта	Количество погибших в расчете на 1 млрд пас.-км перевозок
Автомобильный	16,0
Воздушный	8,5
Железнодорожный	1,2