

УДК 62-523.8

doi: 10.53816/23061456_2025_7–8_44

**МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИГАТЕЛЯ
С АДАПТИВНОЙ СИСТЕМОЙ УПРАВЛЕНИЯ ТЕПЛОВЫМ СОСТОЯНИЕМ**
**MATHEMATICAL MODEL OF A MOTOR WITH AN ADAPTIVE THERMAL
MANAGEMENT SYSTEM**

Ф.Н. Гханем, канд. техн. наук В.Р. Эдигаров

F.N. Ghanem, Ph.D. V.R. Edigarov

Филиал ВА МТО им. А.В. Хрулева (г. Омск)

В статье представлена разработанная математическая модель двигателя с адаптивной системой управления тепловым состоянием (АСУ ТС) с варьированием наиболее значимыми внешними и внутренними факторами, влияющими на работу системы охлаждения дизельного двигателя. Разработанная математическая модель обеспечивает возможность управления элементами системы охлаждения дизельного двигателя для поддержания оптимальной температуры охлаждающей жидкости, что обеспечивает наименьший расход топлива при различных режимах работы, при различных температурах окружающей среды и динамике ее изменения за счет адаптивного управления элементами системы охлаждения (вентилятором, водяным насосом, электронным термостатом и жалюзи). В статье представлен вывод полученных уравнений и параметров управления системой охлаждения дизельного двигателя.

Ключевые слова: адаптивная электронная схема управления, система охлаждения двигателя силовой установки, адаптивная система управления тепловым состоянием.

The article presents a developed mathematical model of an engine with an adaptive thermal management system (ATMS) by varying the most significant external and internal factors affecting the operation of the diesel engine cooling system. The developed mathematical model provides the ability to control the elements of the diesel engine cooling system to maintain the optimal coolant temperature, which ensures the lowest fuel consumption at various operating modes, at different ambient temperatures and the dynamics of its change due to the adaptive control of the cooling system elements (fan, water pump, electronic thermostat and blinds). The article presents the derivation of the obtained equations and control parameters of the diesel engine cooling system.

Keywords: adaptive electronic control circuit, power plant engine cooling system, adaptive thermal management system.

С помощью математического моделирования (решения задач на компьютере с использованием математических моделей) можно проанализировать протекание отдельных рабочих процессов и всего рабочего цикла двигателя, прогнозировать его основные показатели, характеристики и, таким образом, оценить его функ-

ционирование на военной технике в процессе эксплуатации. Математические модели широко используют при проектировании микропроцессорных систем управления двигателями, непосредственно при отработке управления двигателями и создании методов их диагностирования, а также при решении ряда других задач [1].

Задачей предлагаемой математической модели двигателя с АСУ ТС является расчет параметров элементов системы охлаждения с целью поддержания оптимальной температуры охлаждающей жидкости в системе охлаждения двигателя при различных режимах работы, при различных температурах окружающей среды и динамики ее изменения за счет адаптивного управления ее элементами (вентилятором, водяным насосом, электронным термостатом и жалюзи).

Требования к математической модели двигателя с АСУ ТС следующие [2, 7].

1. Требования к управлению водяным насосом, то есть контроль скорости вращения водяного насоса и от него управление расходом охлаждающей жидкости, которое определяется количеством тепла, рассеиваемым от двигателя охлаждающей жидкостью. При этом минимальная частота вращения должна обеспечивать распределение тепла от головки блока цилиндров на все части двигателя на этапе прогрева двигателя, а максимальная частота вращения должна обеспечивать максимальный отвод тепла от двигателя и поступление жидкости по главному контуру через радиатор.

2. Требования к управлению скоростью вращения вентилятора охлаждения, то есть управление скоростью воздушного потока через радиатор. Он включает в себя контроль количества тепла, которое должно быть рассеяно от теплоносителя в радиаторе во внешнюю среду. Минимальная скорость вращения вентилятора соответствует случаям прогрева двигателя, а максимальная скорость позволяет рассеивать максимально возможное количество тепла от охлаждающей жидкости при повышении температуры охлаждающей жидкости или температуры внешней среды.

3. Требования к управлению термостатом, то есть управление работой термостата (управление открытием и закрытием клапана термостата), который должен обеспечивать прохождение определенного количества жидкости, через радиатор, пропорциональное температуре охлаждающей жидкости. Здесь следует отметить, что механический терморегулятор не в полном объеме обеспечивает необходимую адаптивность управления, что позволяет определить требования к электронной схеме терморегулятора.

4. Требования к управлению жалюзи, то есть обеспечение открытия и закрытия жалюзи пропорционально температуре окружающего воздуха, а также интенсивности работы вентилятора и тепловой нагруженности двигателя.

5. Другие требования, такие как тактико-технические, конструкторские, технологические (производственные), в том числе по возможности обслуживания и ремонта.

Температуру охлаждающей жидкости можно представить в виде функции:

$$T_{\text{ож}} = f(t_v, t_{w1}, t_{w2}, t_{\text{окр}}, n, w_n, w_{\text{Вент}}, \theta_t, \theta_{\text{ж}}), \quad (1)$$

где t_v — температура охлаждающей жидкости на входе в двигатель;

t_{w1} — температура охлаждающей жидкости на входе в радиатор;

t_{w2} — температура охлаждающей жидкости на выходе из радиатора;

$t_{\text{окр}}$ — температура окружающего воздуха;

n — частота вращения коленчатого вала двигателя;

w_n — частота вращения водяного насоса;

$w_{\text{Вент}}$ — частота вращения вентилятора;

θ_t — угол поворота термостата;

$\theta_{\text{ж}}$ — угол поворота жалюзи.

Математическая модель, описывающая адаптивную схему управления системой охлаждения двигателя, включает управление водяным насосом, скоростью вращения его приводного электродвигателя, также вентилятором, термостатом и жалюзи (углом поворота сервомотора). Таким образом, искомая зависимость примет вид:

$$\begin{bmatrix} w_n = \eta_n \cdot w_{\text{эн}}; \\ w_{\text{Вент}} = \eta_{\text{Вент}} \cdot w_{\text{эВент}}; \\ \theta_t = \eta_t \cdot \theta_{\text{ст}}; \\ \theta_{\text{ж}} = \eta_{\text{ж}} \cdot \theta_{\text{сж}} \end{bmatrix}, \quad (2)$$

где $w_{\text{эн}}$ — частота вращения электродвигателя водяного насоса;

$w_{\text{эВент}}$ — частота вращения электродвигателя вентилятора;

$\theta_{\text{ст}}$ — угол поворота сервомотора термостата;

$\theta_{\text{сж}}$ — угол поворота сервомотора жалюзи;

η_n — коэффициент электродвигателя насоса;

$\eta_{\text{Вент}}$ — коэффициент электродвигателя вентилятора;

$\eta_{\text{т}}$ — коэффициент сервомотора термостата;

$\eta_{\text{ж}}$ — коэффициент сервомотора жалюзи.

При этом коэффициенты

$\eta_{\text{н}}, \eta_{\text{Вент}} = (0,92 - 0,95)$, $\eta_{\text{т}}, \eta_{\text{ж}} = (0,95 - 0,99)$ зависят от типа двигателя и производителя [3].

Скорость вращения электродвигателя водяного насоса прямо пропорциональна управляющему сигналу, посылаемому из блока управления, который является электрическим сигналом, а также для двигателя вентилятора, в то время как величина угла наклона серводвигателя для термостата и жалюзи пропорциональна величине сигнала, посылаемого из цепи управления. Таким образом, уравнение (2) можно записать в виде:

$$\begin{bmatrix} w_{\text{н}} = f(V_1); \\ w_{\text{Вент}} = f(V_2); \\ \theta_{\text{ст}} = f(V_3); \\ \theta_{\text{сж}} = f(V_4) \end{bmatrix},$$

где V_1 — напряжение, подаваемое из блока управления на электродвигатель водяного насоса;

V_2 — напряжение, подаваемое из блока управления на электродвигатель вентилятора;

V_3 — напряжение, подаваемое из блока управления на сервомотор термостата;

V_4 — напряжение, подаваемое из блока управления на сервомотор жалюзи.

Таким образом, уравнение (1) можно записать в виде:

$$T_{\text{ож}} = f(t_v, t_{w1}, t_{w2}, t_{\text{окр}}, n, V_1, V_2, V_3, V_4),$$

которое является целевой функцией.

Теперь рассмотрим основные граничные состояния элементов системы охлаждения:

– при $T_0 \leq T_{\text{ож}} \leq T_{\text{т}}$, тогда

$$\begin{bmatrix} V_1 = \left[V_0 + \left(\frac{T_{\text{ожа}} - T_{\text{ож}}}{2} \right) \cdot K_1 \right]; \\ V_2 = 0; \\ V_3 = 0; \\ V_4 = 0 \end{bmatrix};$$

– при $T_{\text{т}} \leq T_{\text{ож}} \leq T_{\text{Вент}}$, тогда

$$\begin{bmatrix} V_1 = \left[V_0 + \left(\frac{T_{\text{ожа}} - T_{\text{ож}}}{2} \right) \cdot K_1 \right]; \\ V_2 = 0; \\ V_3 = \left[\left(\frac{T_{\text{ожа}} - T_{\text{ож}}}{2} \right) \cdot K_3 \right]; \\ V_4 = 0 \end{bmatrix};$$

– при $T_{\text{Вент}} \leq T_{\text{ож}}$ и (или) $n > n_{\text{д}}$, тогда

$$\begin{bmatrix} V_1 = \left[V_0 + \left(\frac{T_{\text{ожа}} - T_{\text{ож}}}{2} \right) \cdot K_1 \right]; \\ V_2 = \left[\left(\frac{T_{\text{ожа}} - T_{\text{ож}}}{2} \right) \cdot K_2 \right]; \\ V_3 = \left[\left(\frac{T_{\text{ожа}} - T_{\text{ож}}}{2} \right) \cdot K_3 \right]; \\ V_4 = \left[\left(\frac{T_{\text{ожа}} - T_{\text{ож}}}{2} \right) \cdot K_4 \right] \end{bmatrix},$$

где V_0 — управляющий сигнал, соответствующий начальной частоте вращения электродвигателя насоса;

T_0 — начальная температура охлаждающей жидкости (в момент запуска двигателя);

$T_{\text{т}}$ — температура охлаждающей жидкости, необходимая для начала открытия термостата;

$T_{\text{Вент}}$ — температура охлаждающей жидкости, необходимая для начала открытия жалюзи и включения электродвигателя вентилятора;

$T_{\text{ожа}}$ — оптимальная температура охлаждающей жидкости;

$n_{\text{д}}$ — предельная скорость вращения вала двигателя с точки зрения охлаждения;

K_1 — коэффициент регулирования электродвигателя водяного насоса;

K_2 — коэффициент регулирования электродвигателя вентилятора;

K_3 — коэффициент регулирования сервомотора термостата;

K_4 — коэффициент регулирования сервомотора жалюзи.

Теперь определим значения управляющих сигналов элементами системы охлаждения дизельного двигателя танка.

Скорость вращения водяного насоса можно представить в виде формулы

$$\omega_n = \frac{\omega_r}{\eta_l}, \quad (3)$$

где $\omega_r = \frac{G_{\text{вн}}}{r_k}$ — скорость жидкости в каналах жидкостного контура;

r_k — площадь поперечного сечения канала;

η_l — коэффициент полезного действия насоса, который зависит от сопротивления насоса инерции и типа материала, из которого изготовлены лопасти насоса, пузырьков воздуха внутри охлаждающей жидкости и других факторов, и его значение составляет приблизительно 0,80–0,82.

Условием достаточности производительности водяного насоса с учетом гидравлического сопротивления жидкостного контура системы охлаждения является

$$G_{\text{вн}} = \frac{G_{\text{vPPA}}(1 + \xi_v)}{\eta_{\text{вн}}},$$

где ξ_v — коэффициент гидравлических потерь, принимаемый равным 0,10–0,15;

$\eta_{\text{вн}}$ — коэффициент подачи насоса, учитывающий потери в насосе, равный 0,85–0,90.

Количество требуемой для охлаждения двигателя жидкости определяется по формуле

$$G_{\text{vPPA}} = \frac{Q_v}{C_{\rho v} \rho_v \Delta t_v}.$$

Таким образом, уравнение (3) можно записать как

$$\omega_n = \frac{Q_v(1 + \xi_v)}{C_{\rho v} \cdot \rho_v \cdot \Delta t_v \cdot r_k \cdot \eta_l \cdot \eta_{\text{вн}}},$$

что в окончательном виде выглядит как

$$\omega_n = \eta_n \cdot \frac{Q_v}{\Delta t_v}, \quad (4)$$

где Q_v — количество тепла, отводимого охлаждающей жидкостью;

Δt_v — разница в температуре охлаждающей жидкости между входом и выходом двигателя;

η_n — постоянная жидкостного контура.

$$\eta_n = \frac{(1 + \xi_v)}{C_{\rho v} \cdot \rho_v \cdot r_k \cdot \eta_l \cdot \eta_{\text{вн}}}.$$

Постоянная жидкостного контура связана с несколькими факторами, например с типом используемой жидкости, эффективностью водяного насоса, электродвигателя насоса и площадью поперечного сечения жидкостного контура.

С помощью уравнения (4) мы находим, что частота вращения насоса прямо пропорциональна количеству тепла, которое должно быть удалено из двигателя, и следовательно, чем большее количество тепла должно быть удалено, тем больше частота вращения насоса должна быть увеличена, а требуемая скорость насоса связана с разницей температур охлаждающей жидкости между входом и выходом двигателя. Расход жидкости должен быть согласован и со скоростью ее движения в каналах основных точек теплообмена.

Как отмечалось ранее, скорость течения жидкости в каналах должна обеспечивать эффективный отвод теплоты от более нагретых элементов двигателя и задаваться при разработке системы. Значение этой скорости определяется уравнением (4). Оно учитывает производительность водяного насоса, которая принимается с учетом отводимого количества теплоты от двигателя. В случае если поперечное сечение каналов в блоке и головке задано и неизменно, расход жидкости подлежит изменению с целью обеспечения оптимального значения скорости жидкости и эффективности притока теплоты в жидкость или ее оттока через поверхность охлаждения трубок радиатора [4].

Составим систему уравнений для охлаждающей жидкости при переходе из установившегося стационарного к нестационарному температурному режиму в виде:

$$Q_v = C_{\rho v} G_v (T_{\text{ож}} - T_v). \quad (5)$$

Уравнение (5) определяет количество теплоты, отводимое жидкостью, при стационарном установившемся температурном режиме системы и условии обеспечения заданного значения температуры охлаждающей жидкости. При воздействии внешних факторов температура охлаждающей жидкости изменяется, температурный режим переходит в нестационарный. Предположим, что восстановление температурного режима системы осуществляется путем изменения

расхода жидкости на δG_v . В этом случае количество теплоты, отводимое жидкостью, будет иметь вид:

$$Q'_v = C_{pv} (G_v \mp \delta G_v [(T_{ож} \mp \delta T_v) - T_v]). \quad (6)$$

В данном случае температура жидкости на выходе из двигателя переменна и является функцией расхода жидкости. Уравнение состояния описывает контур после воздействия возмущающих факторов и при регулировании системы путем изменения расхода охлаждающей жидкости, представленный уравнением (6), в котором знак (+) имеет место при увеличении и знак (–) — при уменьшении расхода жидкости. Поскольку ограничительным условием является то, что $Q'_v = Q_v$, уравнения (5) и (6) приравняем и запишем в виде:

$$G_v (T_{ож} - T_v) = C_{pv} (G_v \mp \delta G_v [(T_{ож} \mp \delta T_v) - T_v]).$$

Переменным параметром при изменении расхода жидкости в этом случае будет температура жидкости на выходе из двигателя. При увеличении расхода жидкости температура жидкости на выходе из двигателя будет уменьшаться $T_{ожа} < T_{ож}$ и $\delta T_{ож} = T_{ож} - T_{ожа}$, при уменьшении расхода жидкости — увеличиваться $T_{ожа} > T_{ож}$ и $\delta T_{ож} = T_{ожа} - T_{ож}$. Изменение температуры жидкости на выходе из двигателя при изменении расхода будет определяться по формуле

$$\delta T_{ож} = \frac{\Delta T_{ож}}{\frac{1}{K_n} \mp 1},$$

где $K_n = \frac{\delta G_v}{G_v}$ относительное изменение расхода жидкости. Тогда температура жидкости на выходе из двигателя при изменении ее расхода будет определяться по уравнению

$$T_{ож} = T_v + \frac{\Delta T_v}{\frac{1}{K_n} \mp 1}.$$

Если $T_v \neq \text{const}$, перепад температуры жидкости переменный, что приведет к изменению теплопередачи охлаждающей жидкостью. В этом случае теплопередача от ох-

лаждающей жидкости будет определяться по уравнению

$$Q'_v = C_{pv} G_v \frac{T'_v - T_v}{1 - \frac{1}{1 \mp K_n}}. \quad (7)$$

Приведенные аналитические исследования, предлагаемые формулы позволяют рассматривать процессы теплопередачи и влияние на них внутренних и внешних факторов в динамике путем построения графических зависимостей исследуемых функций. Расчетные аналитические исследования функции $Q_v = f(G_v)$ проведем на примере системы охлаждения с дизелем типа В-2.

Количество теплоты, поступающее в жидкость системы охлаждения, описывается уравнением (7). Отводимое жидкостью количество теплоты не остается постоянным. Графики функций $Q_v = f(G_v)$, представленные на рис. 1 и 2, рассчитаны для расхода жидкости от 0,8 до 3,2 кг/с.

Функция $T_{ож} = f(K_n)$ является регулировочной характеристикой расхода жидкости в зависимости от температуры ее на выходе из двигателя, рис. 3.

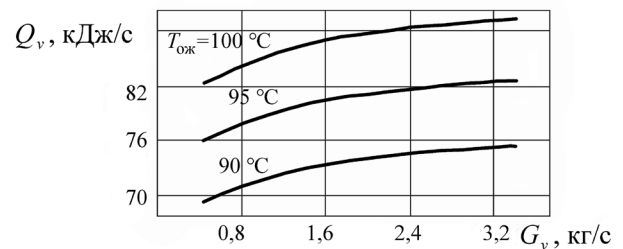


Рис. 1. Зависимость количества тепла от расхода жидкости при изменении температуры охлаждающей жидкости

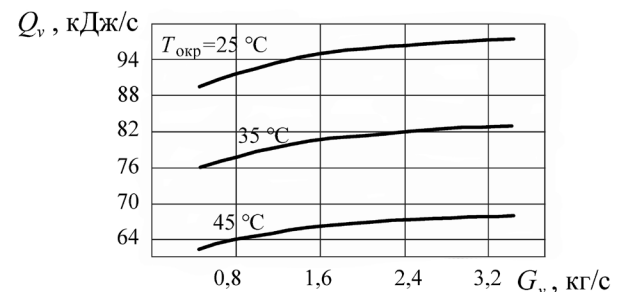


Рис. 2. Зависимость количества тепла от расхода жидкости при изменении температуры окружающего воздуха

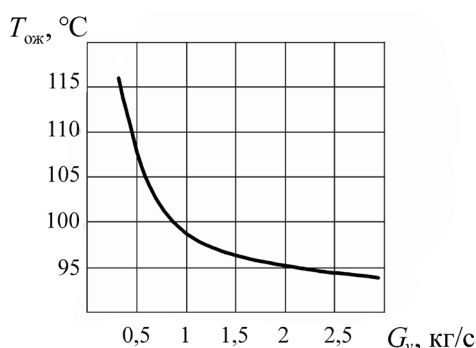


Рис. 3. Зависимость температуры охлаждающей жидкости на выходе из двигателя от расхода жидкости

Воздух является теплоносителем жидкостной системы охлаждения, который воспринимает теплоту от радиатора и рассеивает ее в окружающей среде. Процессы теплообмена и отвода теплоты воздухом осуществляются в воздушном тракте [5].

Расход воздуха, требуемый для отвода от радиатора заданного количества теплоты Q_F , определяется по формуле

$$G_{wPPA} = \frac{Q_{FPP}}{C_{pw} \cdot \rho_w \cdot \Delta T_w}.$$

Расход воздуха, как и охлаждающей жидкости, систем охлаждения танка является функцией процессов, происходящих в системе охлаждения, и зависит от количества отводимой жидкости от цилиндров двигателя теплоты $Q_F = Q_v$. Действительный расход воздуха системы определяется производительностью вентилятора. Условием достаточности производительности вентилятора с учетом потерь на преодоление аэродинамического сопротивления воздушного тракта является:

$$G_B = G_{wPP}(1 + \xi_w),$$

где ξ_w — суммарный коэффициент аэродинамических сопротивлений, принимаемый равным 0,15–0,20.

Обеспечение заданного температурного режима системы охлаждения, а соответственно, теплового состояния двигателя возможно при равенстве баланса теплоты, поступающей в охлаждающую жидкость, и рассеиваемой потоком воздуха через поверхность охлаждения радиатора. Это

возможно также при условии способности промежуточной среды — поверхности охлаждения радиатора — воспринять и передать потоку воздуха это количество теплоты, или $Q_w = Q_F = Q_v$.

Переменное значение температуры жидкости на входе в радиатор требует разного количества воздуха для отвода теплоты. Зависимость теплоемкости воздуха от температуры также влияет на количество воздуха, требуемого для отвода теплоты. Наиболее эффективным способом регулирования температурного режима системы охлаждения является изменение массового расхода воздуха через радиатор в зависимости от режима работы двигателя, окружающей температуры.

Изменения режимов работы двигателя, разные климатические условия, внешние факторы, влияющие на работу системы охлаждения, не позволяют однозначно определить оптимальный расход воздуха.

Коэффициент использования потока воздуха [6] должен быть выбран таким образом, чтобы обеспечить температурный режим системы охлаждения в разных условиях окружающей среды и при разных режимах работы двигателя. Эффективность системы охлаждения при минимальных нагрузочных режимах и низких температурах окружающей среды, когда требуется минимальный расход воздуха, должна обеспечиваться техническими средствами регулирования потока воздуха. Максимальный расход воздуха требует повышенных энергетических затрат; коэффициент использования потока воздуха также снижается, что приводит к уменьшению КПД теплового контура системы охлаждения [8]. Рассмотрим влияние расхода воздуха на работу и обеспечение заданного температурного режима системы охлаждения. Минимальный расход воздуха будет иметь место в случае, когда температура воздуха на выходе из радиатора будет равна температуре охлаждающей жидкости так же на выходе из радиатора $T_w = T_v$.

Количество тепла, отводимого радиатором воздухом, можно записать

$$Q_w = C_{pw} G_w (T_w - T_{окр}), \quad (8)$$

где Q_w — количество теплоты, отводимое потоком воздуха, при регулировании системы путем изменения расхода воздуха;

$T_{\text{окр}}, T_w$ — температура воздуха на входе и выходе радиатора;

$C_{\rho w}$ — теплоемкость воздуха;

G_w — массовый расход воздуха.

Уравнение (8) определяет количество теплоты, отводимое потоком воздуха, при стационарном установившемся температурном режиме системы и условии обеспечения заданного значения температуры охлаждающей жидкости. При воздействии внешних факторов температура охлаждающей жидкости изменяется, температурный режим неуставившийся, нестационарный. Предположим, что приведение температурного режима системы в стационарный осуществляется путем изменения расхода воздуха. В этом случае количество теплоты, отводимое потоком воздуха от радиатора, будет иметь вид, представленный уравнением

$$Q_w = C_{\rho w} (G_w \mp \delta G_w) (T'_w - T_{\text{окр}}), \quad (9)$$

в котором знак (+) имеет место при увеличении и знак (–) — при уменьшении расхода воздуха.

Примем условие, что $Q_F = Q_w$ и $T_w = \text{const}$, уравнения (8) и (9) приравняем и запишем в виде равенства:

$$C_{\rho w} G_w (T_w - T_{\text{окр}}) = C_{\rho w} (G_w \mp \delta G_w) (T'_w - T_{\text{окр}}),$$

где T'_w — температура воздуха на выходе из радиатора при регулировании системы.

Переменным параметром при изменении расхода воздуха в этом случае будет температура воздуха на выходе из радиатора. При увеличении расхода воздуха температура воздуха на выходе из радиатора будет уменьшаться $T'_w < T_w$ и $\delta T'_w = T_w - T'_w$, при уменьшении расхода воздуха — увеличиваться $T'_w > T_w$ и $\delta T'_w = T'_w - T_w$. Решив совместно уравнения (19) и (20), получим уравнения изменения температуры воздуха на выходе из радиатора. Формула для стабилизации температуры воздуха на выходе из радиатора будет иметь вид:

$$\delta T_w = \frac{\Delta T_w}{\frac{1}{K_w} \mp 1},$$

где $K_w = \frac{\delta G_w}{G_w}$ — относительное изменение расхода воздуха.

Тогда при изменении расхода воздуха температура его на выходе из радиатора будет определяться по уравнению

$$T'_w = T_w \mp \frac{\Delta T_w}{\frac{1}{K_w} \mp 1}.$$

Верхние знаки принимаются при увеличении и нижние — при уменьшении расхода воздуха. Функция $T'_w = f(K_w)$ является регулировочной характеристикой расхода воздуха в зависимости от температуры ее на выходе из радиатора.

Зависимость между относительным изменением расхода воздуха и температурой T_w будет определяться формулой

$$\frac{\delta G_w}{G_w} = \frac{1}{\frac{\Delta T_w}{\delta T_w} \mp 1}. \quad (10)$$

Зависимость относительного изменения расхода воздуха от температуры имеет вид

$$\frac{\delta G_w}{\delta T_w} = \frac{G'_w}{\Delta T_w}. \quad (11)$$

При выходе системы из устойчивого стационарного состояния изменяется перепад температуры воздуха, в этом случае

$$\Delta T'_w = \Delta T_w \left[1 \mp \frac{1}{\frac{1}{K_w} \mp 1} \right].$$

Если $T_{\text{окр}} \neq \text{const}$, перепад температуры воздуха будет переменный, что приведет к изменению теплопередачи потока воздуха. В этом случае теплопередача от радиатора к потоку воздуха будет определяться по уравнению

$$Q'_w = C_{\rho w} G_w \left[\frac{T'_{\text{окр}} - T_{\text{окр}}}{1 - \frac{1}{1 \mp K_w}} \right]. \quad (12)$$

Средняя температура потока воздуха при переменном значении его расхода будет равна:

$$\overline{T'_w} = \overline{T_w} \mp \frac{\delta T_w}{2}.$$

Температура охлаждающей жидкости при переменном расходе воздуха не остается постоянной, функциональная зависимость $T_j = f\left(\frac{\delta G_w}{G_w}\right)$ имеет следующий вид на выходе из двигателя:

$$T_{ожа} = T_{ож} \mp \frac{\frac{T_w}{2}}{\frac{1}{K_w} \mp 1};$$

на выходе из радиатора и входе в двигатель:

$$T'_v = T_v \mp \frac{\frac{T_{окр}}{2}}{\frac{1}{K_w} \mp 1}.$$

Зависимость температуры воздуха на выходе из радиатора от количества теплоты показана на рис. 4.

Функциональные зависимости перепада и температуры воздуха на выходе из радиатора, рассчитанные по приведенным формулам (10) и (11), имеют параболический характер (рис. 5), с увеличением расхода температурные показатели уменьшаются.

Из графика на рис. 6 следует, что характер изменения температуры охлаждающей жидкости в зависимости от расхода воздуха не одинаков. При увеличении расхода воздуха интенсивность влияния его на температуру охлаждающей жидкости уменьшается.

Температура охлаждающей жидкости находится в зависимости от расхода воздуха, график функциональной зависимости (рис. 6) указывает на интенсивное изменение показателя температуры при уменьшении расхода от номинального значения и менее интенсивное изменение температуры при увеличении расхода воздуха.

Теперь исследуем влияние действия термостата на температуру охлаждающей жидкости.

Для поддержания оптимальной температуры, необходимой для работы двигателя в различных условиях и его рабочих систем, обеспечивающих минимально возможный расход топлива, необходимо поддерживать оптимальную

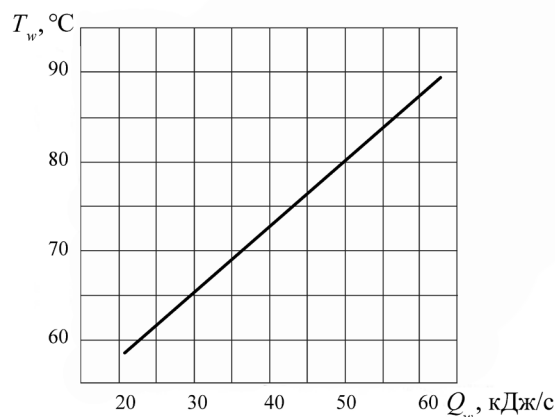


Рис. 4. Зависимость температуры воздуха на выходе из радиатора от количества теплоты

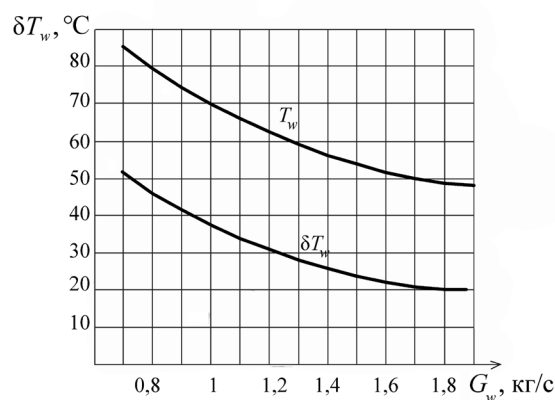


Рис. 5. Зависимость температуры воздуха на выходе из радиатора от расхода воздуха

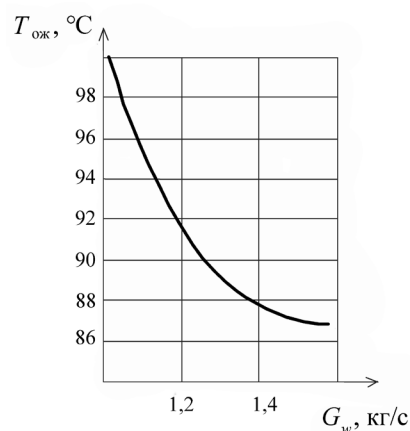


Рис. 6. Зависимость температуры охлаждающей жидкости от расхода воздуха через радиатор двигателя типа В-2

температуру охлаждающей жидкости. Следовательно, можем предложить метод управления системой охлаждения двигателя танка путем управления его элементами, то есть управления водяным насосом, вентилятором и термостатом. Здесь нужно учитывать, что механический термостат, используемый в настоящее время в системе охлаждения двигателя танка, не отвечает необходимым требованиям управления из-за инерционных свойств воскообразных материалов и металлических сплавов с одной стороны, и из-за медленного отклика на команды управления и его несовместимости с электронными схемами управления — с другой, поэтому предлагаем использовать электронный термостат (терморегулятор), отвечающий требованиям управления. В предлагаемой математической модели используется электронный терморегулятор, управление которым осуществляется путем изменения угла наклона серводвигателя, при этом отношение угла раскрытия терморегулятора к управляющему сигналу можно записать в общем виде:

$$\theta_{ст} = f(V_3), \quad (13)$$

где V_3 — напряжение, подаваемое из блока управления на сервомотор термостата.

Сигнал управления термостатом зависит от температуры охлаждающей жидкости и от скорости вращения навесного оборудования двигателя, поэтому уравнение (13) можно записать в виде формулы

$$\theta_{ст} = f(T_{ож}, n).$$

Выделим здесь следующие случаи:

1) $T_{ож} \leq T_{т1}$ и $n < n_t$ при этом $\theta_{ст} = 0^\circ$ и термостат закрыт, $K_t = 0$;

2) $T_{ож} \geq T_{т1}$ и (или) $n \geq n_t$ при этом $\theta_{ст} = 90^\circ$ и термостат открыт, $K_t = 1$;

3) $T_{т1} \leq T_{ож} \leq T_{т2}$ при этом $0^\circ \leq \theta_{ст} \leq 90^\circ$ и термостат начинает открываться под углом, соизмеримым с управляющим сигналом, $0 \leq K_t \leq 1$;

где $T_{т1}$ — температура открытия термостата;
 $T_{т2}$ — температура полного открытия термостата;

$\Delta T_t = T_{т2} - T_{т1}$ — это область управления термостатом. Чтобы избежать чрезмерно быстрого и многократного открытия (закрытия) термостата, с резким смешиванием охлаждающей

жидкости, поступающей из радиатора, с охлаждающей жидкостью, выходящей из двигателя, и последующего резкого снижения температуры охлаждающей жидкости, что в свою очередь влияет на работу термостата в частности и на работу системы охлаждения в целом, допустимое значение управляющего домена должно быть в пределах $5-10^\circ\text{C}$;

K_t — коэффициент регулирования термостата.

Таким образом, уравнение количества тепла, рассеиваемого двигателем, может быть записано в зависимости от работы термостата в виде:

$$Q_d = Q'_v + K_t Q'_w.$$

Подстановка из уравнений (7) и (12).

$$\begin{aligned} C_{\rho v} G_v (T_{ожа} - T_{ож}) = \\ = C_{\rho v} G_v \left[\frac{T'_v - T_v}{1 - \frac{1}{1 \mp K_n}} \right] + K_t C_{\rho w} G_w \left[\frac{T'_{окр} - T_{окр}}{1 - \frac{1}{1 \mp K_w}} \right]; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_{ожа} = T_{ож} \mp \\ \mp \left(\frac{T'_v - T_v}{1 - \frac{1}{1 \mp K_n}} + K_t \frac{C_{\rho w} G_w}{C_{\rho v} G_v} \frac{T'_{окр} - T_{окр}}{1 - \frac{1}{1 \mp K_w}} \right), \end{aligned}$$

где $T_{ожа}$ — оптимальная температура охлаждающей жидкости.

Выделим следующие случаи.

1. Термостат закрыт, тогда $K_t = 0$,

$$T_{ожа} = T_{ож} \mp \left[\frac{T'_v - T_v}{1 - \frac{1}{1 \mp K_n}} \right].$$

Оптимальная температура охлаждающей жидкости зависит от температуры охлаждающей жидкости на входе в двигатель, расхода охлаждающей жидкости.

2. Термостат открыт, тогда $K_t = 1$,

$$\begin{aligned} T_{ожа} = T_{ож} \mp \\ \mp \left(\frac{T'_v - T_v}{1 - \frac{1}{1 \mp K_n}} + \frac{C_{\rho w} G_w}{C_{\rho v} G_v} \frac{T'_{окр} - T_{окр}}{1 - \frac{1}{1 \mp K_w}} \right). \end{aligned}$$

Оптимальная температура охлаждающей жидкости зависит от температуры охлаждающей жидкости на входе в двигатель, расхода охлаждающей жидкости, и расхода воздуха и его температуры.

3. Промежуточное положение клапана термостата, в соответствии с управляющим сигналом, $0 \leq K_t \leq 1$, тогда,

$$T_{ожа} = T_{ож} \mp \left(\left[\frac{T'_v - T_v}{1 - \frac{1}{1 \mp K_n}} \right] + \frac{C_{pw} G_w}{C_{pv} G_v} \left[\frac{T'_{окр} - T_{окр}}{1 - \frac{1}{1 \mp K_w}} \right] \right),$$

где K_n — коэффициент регулирования водяного насоса;

K_w — коэффициент регулирования вентилятора;

K_t — коэффициент регулирования термостата.

Оптимальная температура охлаждающей жидкости зависит от угла поворота термостата.

$$T_{ожа} = T_{ож} \mp K_{ож};$$

$$K_{ож} = \left(\left[\frac{T'_v - T_v}{1 - \frac{1}{1 \mp K_n}} \right] + K_t \frac{C_{pw} G_w}{C_{pv} G_v} \left[\frac{T'_{окр} - T_{окр}}{1 - \frac{1}{1 \mp K_w}} \right] \right),$$

где $K_{ож}$ — коэффициент регулирования системы охлаждения двигателя.

Таким образом, коэффициент регулирования системы охлаждения двигателя в соответствии с разработанной математической зависимостью зависит от температуры охлаждающей жидкости, которая зависит от теплового состояния двигателя — режима работы двигателя (обороты коленчатого вала и нагрузка на двигатель), температуры окружающего воздуха и т.д.

Управление тепловым состоянием двигателя может осуществляется с помощью трех основных параметров: контроль и регулирование скорости потока охлаждающей жидкости путем управления скоростью водяного насоса, контроль и регулирование скорости воздушного потока путем контроля скорости вентилятора,

контроль и регулирование количества охлаждающей жидкости, проходящей через радиатор, путем контроля положения клапана электронного термостата.

Выводы

Применение разработанной математической модели двигателя с адаптивной системой управления тепловым состоянием позволило сделать следующие заключения.

1. Температура охлаждающей жидкости на выходе из двигателя повышается за счет снижения скорости расхода охлаждающей жидкости, таким образом управление скоростью расхода жидкости путем регулирования частоты вращения водяного насоса позволяет ускорить процесс прогрева двигателя.

2. Температура охлаждающей жидкости на выходе из двигателя снижается с увеличением расхода охлаждающей жидкости, поэтому увеличение частоты вращения водяного насоса приводит к снижению температуры двигателя.

3. Снижению температуры двигателя способствует увеличение расхода воздуха за счет увеличения оборотов вентилятора, в том числе с учетом температуры окружающего воздуха.

4. Закрытие термостата на этапе прогрева двигателя ускоряет процесс прогрева, при этом путем управления положением клапана термостата можно регулировать процесс охлаждения двигателя на более жестких режимах его работы, увеличивая (понижая) количество охлаждающей жидкости, проходящей через радиатор.

5. Процесс контроля и обеспечения оптимальной температуры охлаждающей жидкости может быть осуществлен управлением тремя основными факторами: 1) контроль и регулирование расхода охлаждающей жидкости, контролируя скорость водяного насоса; 2) контроль и регулирование количества жидкости, которая будет проходить через радиатор, обеспечивая положение клапана термостата; 3) контроль и регулирование расхода охлаждающего воздуха, контролируя скорость вращения вентилятора.

Список источников

1. Иванов В.В., Тибогаров А.А., Козлов А.А., Агафонов Д.С. Влияние теплового состояния

силовой установки на подвижность военной гусеничной машины / В сборнике: Транспортные средства специального назначения: разработка, производство и модернизация // Материалы VI межведомственной научно-практической конференции. Омск, 2022. С. 131–138.

2. Экспериментальное определение топливно-экономических показателей танковых силовых установок с дизельным двигателем регулированием теплового состояния: Отчет о НИР. ШИФР «Теплоотдача-О-21». Омск: ОАБИИ, 2021. 101 с.

3. Проговоров А.П. Математическая модель для определения основных показателей газодизельной модификации двигателей объектов вооружения и военной техники // Научный вестник оборонно-промышленного комплекса России. 2023. № 2. С. 57–62.

4. Гармаш Ю.В., Пономарева И.И., Сарбаев В.И. Структура управляющей системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания // Мир транспорта и технологических машин. 2023. № 3–3 (82). С. 31–37.

5. Подколзин П.С. Оценка эффективности системы охлаждения малоразмерных дизелей в условиях высоких температур окружающей среды // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2022. № 6. С. 122–127.

6. Шабалин Д.В., Иванов В.В. Теоретические предпосылки улучшения топливной экономичности танковых силовых установок с двигателями типа В-2 // Наука и военная безопасность. 2018. № 3 (14). С. 29–34.

7. ГОСТ РВ 51218–98. Дизели военных гусеничных машин. Общие технические требования. М.: Госстандарт России, 1998. 21 с.

8. Robert W. Page Thermal Management for the 21st Century — Improved Thermal Control & Fuel Economy in an Army Medium Tactical Vehicle // SAE Technical Paper Series. 2005. 2005-01-2068. 8. Pp. 32.

References

1. Ivanov V.V., Tibogarov A.A., Kozlov A.A., Agafonov D.S. The influence of the thermal state of a power plant on the mobility of a military tracked vehicle / In the collection: Special purpose vehicles: development, production and modernization // Materials of the VI Interdepartmental Scientific and practical Conference. Omsk, 2022. Pp. 131–138.

2. Experimental determination of fuel and economic indicators of tank power plants with a diesel engine by regulating the thermal condition: Research report. CIPHER «Heat transfer-O-21». Omsk: OABII, 2021. 101 p.

3. Progovorov A.P. A mathematical model for determining the main indicators of gas-diesel engine modification of weapons and military equipment facilities // Scientific Bulletin of the military-industrial complex of Russia. 2023. No 2. Pp. 57–62.

4. Garmash Yu.V., Ponomareva I.I., Sarbaev V.I. The structure of the control cooling system of the internal combustion engine // The world of transport and technological machines. 2023. No 3–3 (82). Pp. 31–37.

5. Podkolzin P.S. Evaluation of the efficiency of the cooling system of small-sized diesel engines at high ambient temperatures // Proceedings of the Tula State University of Technical Sciences. 2022. No 6. Pp. 122–127.

6. Shabalin D.V., Ivanov V.V. Theoretical prerequisites for improving the fuel efficiency of tank power plants with V-2 type engines // Science and Military Security. 2018. No 3 (14). Pp. 29–34.

7. GOST RV 51218–98. Diesels of military tracked vehicles. General technical requirements. Moscow: Gosstandart of Russia, 1998. 21 p.

8. Robert W. Page Thermal Management for the 21st Century — Improved Thermal Control & Fuel Economy in an Army Medium Tactical Vehicle // SAE Technical Paper Series. 2005. 2005-01-2068. 8. Pp. 32.