

УДК 621.431.7

**А.И. Якубович, В.Е. Тарасенко**

*(УО «БГАТУ»*

*г. Минск, Республика Беларусь);*

**А.А. Жешко**

*(РУП «НПЦ НАН Беларуси*

*по механизации сельского хозяйства»,*

*г. Минск, Республика Беларусь)*

## **ЛИНЕЙНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В СИСТЕМЕ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВС**

### **Введение**

Проектирование систем охлаждения предполагает выбор составляющих компонентов и формирование из них структурной схемы. Одни компоненты выбираются из числа имеющихся, которые поставляются вместе с выбранным для мобильной машины двигателем (жидкостный насос и вентилятор), другие рассчитываются, проектируются и изготавливаются. Расчет систем охлаждения по известным математическим моделям выполняется при принятых неизменных значениях расходов теплоносителей и действующих на систему возмущающих факторов [1, 2, 3]. В действительности на систему охлаждения действует множество переменных факторов, приводящих к изменению параметров системы и теплового режима двигателя [4, 5, 6, 7]. Учитывая современные тенденции роста мощности двигателей мобильных машин, вопросы распределения теплоты агрегатами системы охлаждения в зависимости от возмущающих факторов становятся все более актуальными [8, 9].

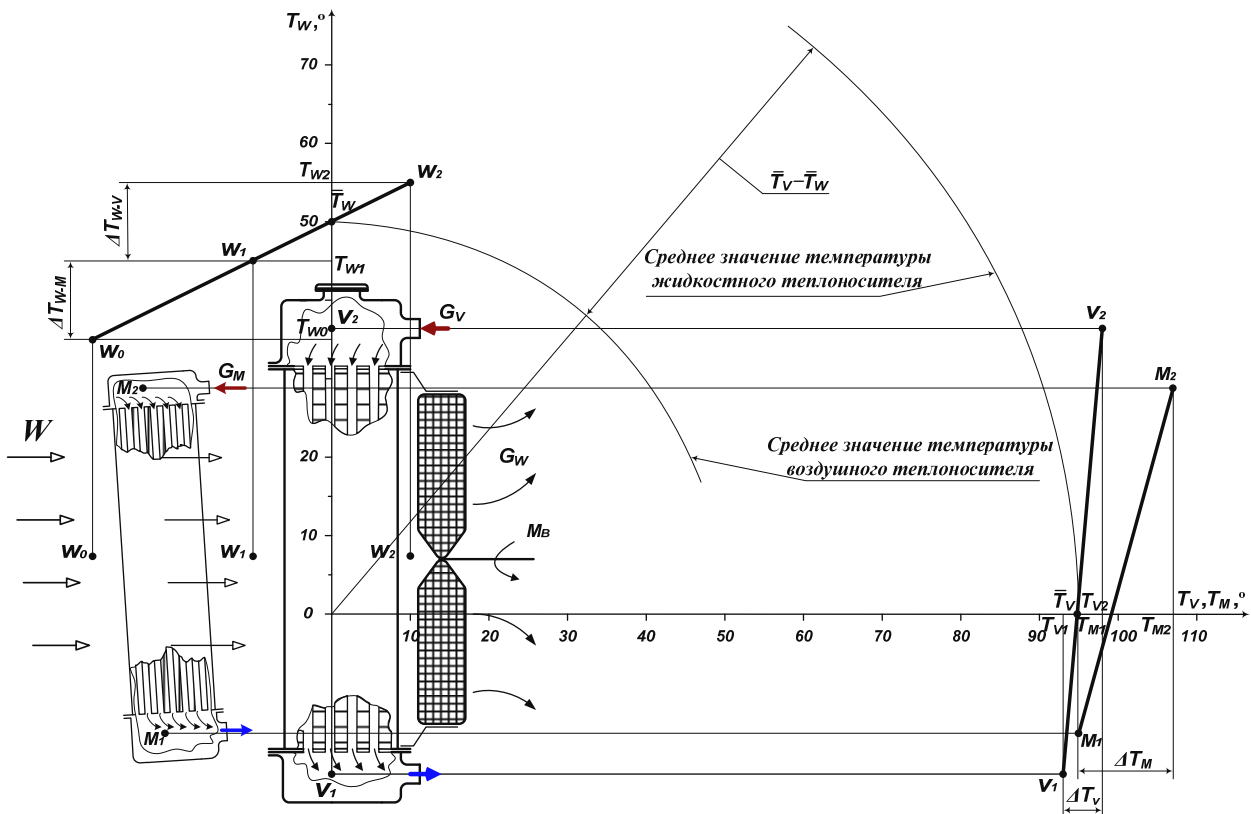
Целью настоящей работы является разработка методики расчета параметров системы охлаждения двигателя, позволяющей оценить ее функционирование при изменении исходных параметров (температуры и расхода теплоносителей) и действующих на систему возмущающих факторов (температуры окружающей среды и эксплуатационных режимов нагружения), что дает возможность обоснованно и системно принять при выполнении расчета параметры проектируемой системы и ее агрегатов, а также проводить анализ достаточности и эффективности некоторых из них.

### **Основная часть**

Система охлаждения является термодинамической и состоит из трех звеньев: жидкостного контура, теплообменника и воздушного контура. Каждое звено функционирует по законам термодинамики. Графическая модель функционирования представлена на рисунке 1.

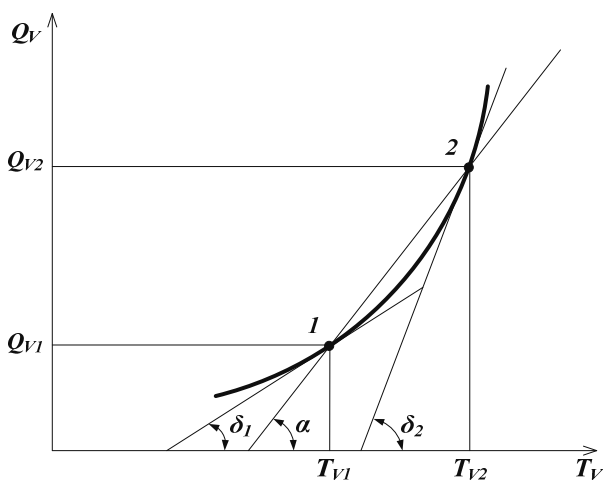
Процессы передачи теплоты в жидкостном и воздушном контурах системы охлаждения описываются уравнениями теории теплообмена [2, 10, 11], которые характеризуют нагрев теплоносителей при поступлении теплоты от источника, то есть повышение внутренней энергии жидкостного и воздушного теплоносителей или их 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 ( $T_V$ ,  $T_W$ ,  $T_M$ ) [10, 11]. Переменными в процессе теплопередачи и зависящими от температуры являются теплоемкости теплоносителей.



$T_V$ ,  $T_W$ ,  $T_M$  – соответственно температура жидкого, воздушного и масляного теплоносителей, °C;  $\bar{T}_V$ ,  $\bar{T}_W$  – средняя температура жидкого и воздушного теплоносителей, °C;  
 $G_V$ ,  $G_W$ ,  $G_M$  – расход жидкого, воздушного и масляного теплоносителей,  $m^3/c$

**Рисунок 1 – Графическая модель теплоотдачи системы охлаждения при температуре окружающей среды +35°C**



**Рисунок 2 – Зависимость количества подведенной теплоты от температуры среды**

Рассмотрим влияние теплоемкостей теплоносителей на процессы в системе охлаждения. График функции количества теплоты, подведенной к среде, в зависимости от температуры не является прямой вследствие зависимости теплоемкости среды от температуры. Графически зависимость количества подведенной теплоты жидкого теплоносителя от температуры среды  $\delta Q = f(T)$  представлена на рисунке 2. Среднее значение теплоемкости можно представить как тан-

генс секущей, проходящей через точки  $T_{V1}$  (начальная температура среды) и  $T_{V2}$  (конечная температура среды), относительно оси абсцисс, то есть  $tg \delta$ . Истинные значения теплоемкостей в точках 1 и 2 определяются как  $tg \delta_1$  и  $tg \delta_2$ . При последующем рассмотрении процессов, происходящих в системе охлаждения, расходные параметры теплоносителей, поверхность охлаждения и их теплофизические свойства принимаются постоянными. Таким образом, состояние каждого из звеньев и системы охлаждения в целом будет определяться начальными и конечными значениями температуры и соответствовать законам термодинамики.

Расчеты количества теплоты, поступающей в жидкостный и воздушный теплоносители 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 жидкостный и воздушный теплоносители 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 температуру принято  $0^\circ\text{C}$ , где  $k$  – угловой коэффициент наклона графика зависимости теплоотдачи теплоносителя от температуры к оси абсцисс. Уравнение теплоотдачи жидкостного теплоносителя представим в виде:

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

где  $T_{V1}$  и  $T_{V2}$  – соответственно начальная и конечная температура,  $^\circ\text{C}$ ;

$Q_{V1}$  и  $Q_{V2}$  – количество теплоты, соответствующее  $T_{V1}$  и  $T_{V2}$ ,  $\text{кДж/с}$ ;

$c_{pV}$  – теплоемкость жидкостного теплоносителя,  $\text{кДж/кг}\cdot\text{K}$ ;

$G_V = \rho_V V$ ,  $\rho_V$  – плотность теплоносителя,  $\text{кг/м}^3$ ;

$V$  – расход теплоносителя,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

Угол наклона зависимости  $\delta Q_V = f(T_V)$  определяется расходом теплоносителя и значением теплоемкости. Так, увеличение угла наклона зависимости  $\delta Q_V = f(T_V)$  к оси абсцисс свидетельствует об уменьшении расхода при постоянном значении теплоемкости. На рисунке 3 приведены расчетные графики зависимостей, применяемых в жидкостной системе охлаждения теплоносителей при нагреве их до температуры  $120^\circ\text{C}$  при разных расходах.

Функциональная зависимость количества теплоты, поступающей в теплоноситель, описывается следующим уравнением:

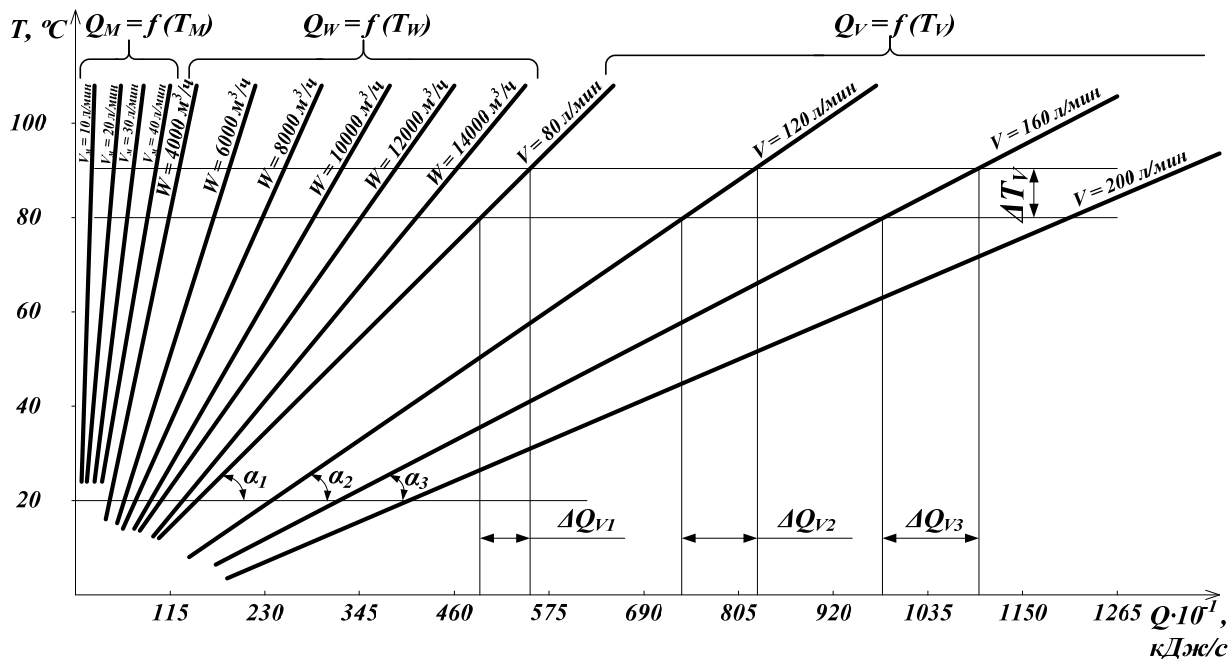
$$\delta Q_V = c_{pV} G_V (T_{V2} - T_{V1}).$$

Эту функциональную зависимость запишем в виде  $\delta Q_V = f(T_{V1}, T_{V2})$ . График зависимости прямолинейный и определяется начальным  $T_{V1}$  и конеч-

ным  $T_{V2}$  значениями температуры теплоносителя. Нагрев жидкостного теплоносителя при поступлении теплоты, или градиент температуры, будет равен:

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

где  $q_V$  – коэффициент пропорциональности, равный  $q_V = 1/c_{pV} G_V$ .



**Рисунок 3 – Зависимость температуры теплоносителей от количества подведенной теплоты**

Графически в прямоугольной системе координат  $(Q, T)$  зависимость  $\delta Q_V = f(T_{V1}, T_{V2})$  представляется прямой линией (рисунок 4). Угол наклона графика этой функции к оси абсцисс равен:

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

Точки 1 и 2 на этой графической зависимости определяют значения температур теплоносителя 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 теплоноситель теплоты  $\delta Q_V$ .

Теплота жидкостного теплоносителя передается воздушному потоку, циркулирующему через каналы сердцевины радиатора, и поступает в окружающую среду. Количество теплоты, поступающей к потоку воздушного теплоносителя, описывается уравнением

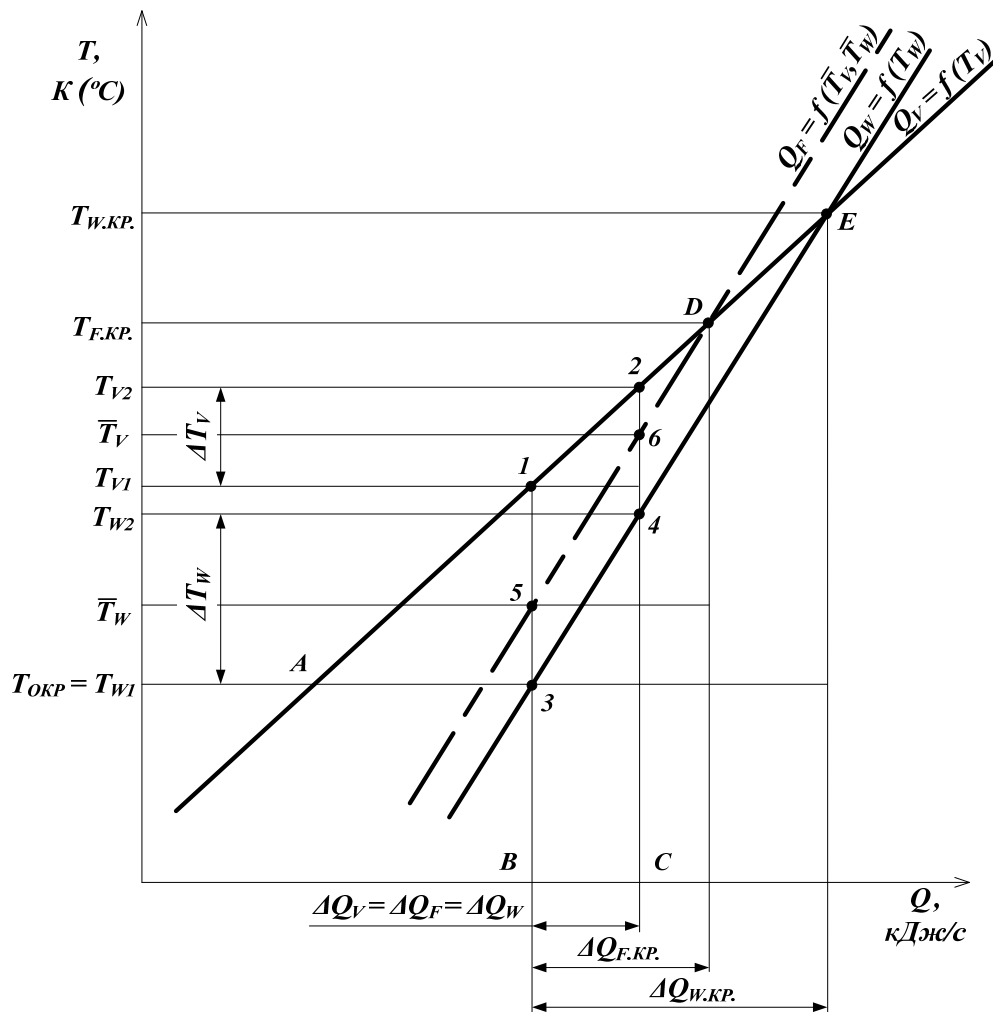
$$\delta Q_W = c_{pW} G_W (T_{W2} - T_{W1}),$$

где  $c_{pW}$  – теплоемкость воздушного теплоносителя,  $\text{кДж/кг}\cdot\text{К}$ ;

$G_W = \rho_W W$ ,  $\rho_W$  – плотность воздушного теплоносителя,  $\text{кг/м}^3$ ;

$W$  – расход потока воздушного теплоносителя,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$T_{W1}$  и  $T_{W2}$  – соответственно начальная и конечная температура теплоносителя, °С.



**Рисунок 4 – Принципиальная схема для расчета параметров системы охлаждения двигателя мобильной машины**

Из этого уравнения следует, что нагрев потока воздушного теплоносителя равен:

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

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

Эта функциональная зависимость  $\delta Q_W = f(T_{W1}, T_{W2})$  также прямолинейна. При установившемся тепловом состоянии системы охлаждения  $\delta Q_W = \delta Q_V$ .

Предположим, что поток воздушного теплоносителя, поступающий к радиатору, имеет температуру, равную температуре окружающей среды:  $T_{W1} = T_{OKP}$ . На графике рисунка 4 проведем линию, параллельную оси абсцисс и соответствующую температуре  $T_{OKP}$ . Пересечение ординаты из точки 1 с линией, соответствующей  $T_{OKP}$ , определяется точкой 3. Проведем через точку 3 график функциональной зависимости  $\delta Q_W = f(T_{W1}, T_{W2})$ , используя коэф-

коэффициент пропорциональности  $q_W$ , определяемый по известному значению расхода потока теплоносителя через радиатор. Значение теплоемкости определяется по таблицам. Угол наклона графика этой функции к оси абсцисс будет определяться как

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

Ранее отмечалось, что  $\delta Q_W = \delta Q_V$ , тогда пересечение графика этой функции с ординатой из точки 2 определит температуру потока воздушного теплоносителя на выходе из радиатора  $T_{W2}$ . График зависимости  $\delta Q_W = f(T_{W1}, T_{W2})$  в некоторой точке  $E$  пересекается с графиком зависимости  $\delta Q_V = f(T_{V1}, T_{V2})$ . В этой точке наступает температурное равновесие жидкостного и воздушного теплоносителей, следовательно теплообмен между ними прекращается. График зависимости  $\delta Q_W = f(T_{W1}, T_{W2})$  не может иметь продолжения выше этой точки при рассмотрении ее в совокупности с зависимостью  $\delta Q_V = f(T_{V1}, T_{V2})$ . Следовательно, точка  $E$  определяет предельную или критическую температуру процессов теплообмена в системе охлаждения между жидкостным и воздушным теплоносителями и то максимальное количество теплоты, которое жидкостный теплоноситель может передать воздушному.

Промежуточным звеном между жидкостным теплоносителем и потоком воздушного теплоносителя является поверхность охлаждения радиатора. Количество теплоты, которое передает поверхность охлаждения, определяется по формуле Фурье:

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

где  $k_T$  – коэффициент теплопередачи поверхности охлаждения,  $\text{кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;

$F$  – площадь поверхности охлаждения,  $\text{м}^2$ .

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

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

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

В уравнении (3) переменными являются  $\bar{T}_V$  и  $\bar{T}_W$ . При установившемся тепловом режиме в системе охлаждения  $\delta Q_F = \delta Q_V$ . В этом случае путем аналитических расчетов или графически определяются значения средней температуры теплоносителя  $\bar{T}_V$  (точка 6 рисунок 4) и средней температуры воздушного теплоносителя  $\bar{T}_W$  (точка 5). Проведя через точки 5 и 6 прямую линию, построим график функциональной зависимости  $\delta Q_F = f(\bar{T}_V, \bar{T}_W)$ . График этой функции пересекается с графиком функции  $\delta Q_V = f(T_{V1}, T_{V2})$  в точке  $D$ . Точка

$D$  определяет ту предельную или критическую температуру, до которой возможна передача теплоты от жидкостного теплоносителя к поверхности охлаждения радиатора, и то максимальное количество теплоты, которое охлаждающая поверхность радиатора способна воспринять и передать потоку воздушного теплоносителя. График функции  $\delta Q_F = f(\bar{T}_V, \bar{T}_W)$  также не может иметь продолжения далее точки  $D$  в процессе теплообмена в системе охлаждения.

### Оценка достоверности линейного моделирования

Рассмотрим решения нескольких задач по определению параметров системы охлаждения методом линейного моделирования. Следует отметить, 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 в  $\text{кДж/с}$  делим на 10. В последующем этот коэффициент построения учитываем при расчетах.

*Задача 1.* В двигателе Д-243 в жидкостном теплоносителе, расход которого составляет  $5,9 \text{ м}^3/\text{ч}$ , отводится теплота. Поверхность охлаждения радиатора составляет  $12,6 \text{ м}^2$ , коэффициент теплопередачи от жидкостного к воздушному теплоносителю через радиатор равен  $0,092 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Определить расход потока воздушного теплоносителя через радиатор, чтобы обеспечить температуру жидкостного теплоносителя в двигателе  $96^\circ\text{С}$  и перепад  $5^\circ$  в условиях температуры окружающей среды  $45^\circ\text{С}$ .

Решим данную задачу, используя представленные выше положения (рисунки 5). Решение задачи состоит в следующем.

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

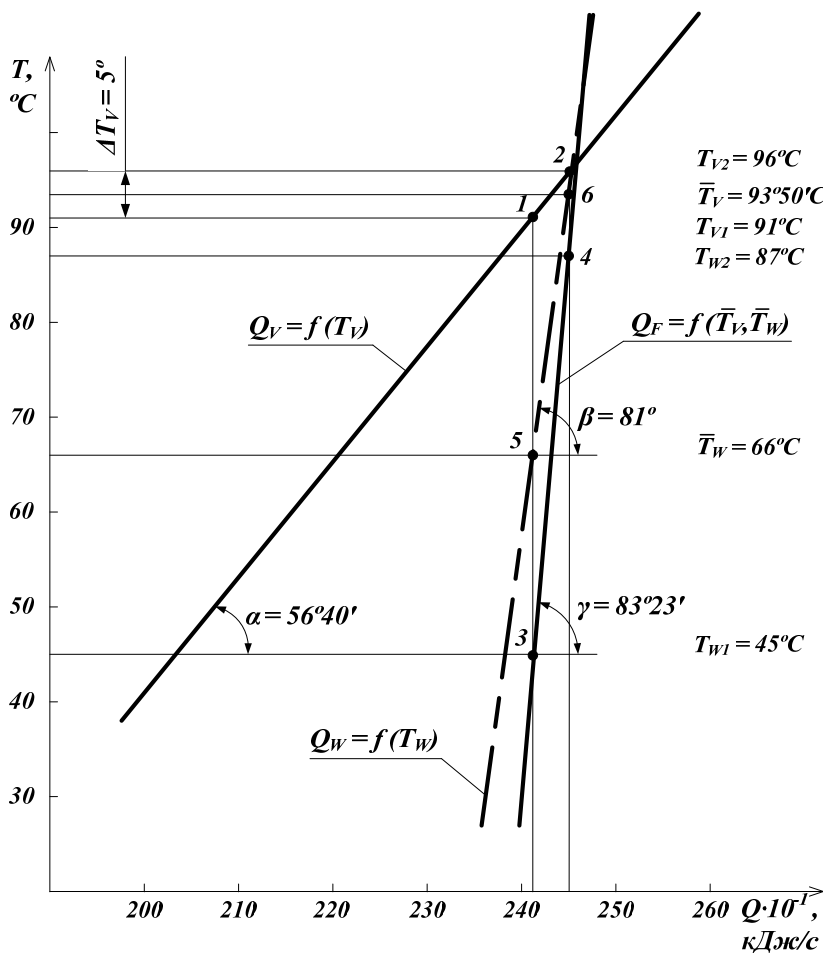
2. На оси ординат отмечаем значения температур жидкостного теплоносителя: на выходе из двигателя  $96^\circ\text{С}$  и на входе  $96 - 5 = 91^\circ\text{С}$ , сносим их на график функции  $Q_V = f(T_V)$ . Получим точки 1 и 2.

3. Из точек 1 и 2 опускаем ординаты на ось абсцисс и получаем значение количества теплоты, поступающей в жидкостный теплоноситель  $\delta Q_V$ .

4. Рассчитываем среднюю температуру теплоносителя 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:

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



**Рисунок 5 – Схема решения задачи 1 по определению расхода потока жидкостного теплоносителя**

точки 5 и 6 прямой, получим график функции  $Q_W = f(T_W)$ , угол наклона которой относительно оси абсцисс по построению равен  $81^\circ$ .

9. Рассчитываем расход потока воздушного теплоносителя, необходимого для обеспечения заданной температуры жидкостного теплоносителя системы охлаждения при окружающей температуре  $45^\circ\text{C}$ :

$$W = \frac{10}{\text{tg}81^\circ c_{pW} \rho_W} = \frac{10}{6,31 \cdot 1,009 \cdot 1,029} = 1,53 \text{ м}^3/\text{с} = 5495 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

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

**Задача 2.** В двигателе Д-245 в жидкостном теплоносителе отводится  $46,5 \text{ кДж/с}$  теплоты, вентилятор обеспечивает расход воздушного теплоносителя  $6000 \text{ м}^3/\text{ч}$ , площадь поверхности охлаждения радиатора равна  $13 \text{ м}^2$ , коэффициент теплопередачи поверхности равен  $0,093 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Определить расход жидкостного теплоносителя в контуре, температуру на выходе из двигателя, если перепад температуры равен  $5^\circ$  и температура окружающей среды  $35^\circ\text{C}$ .

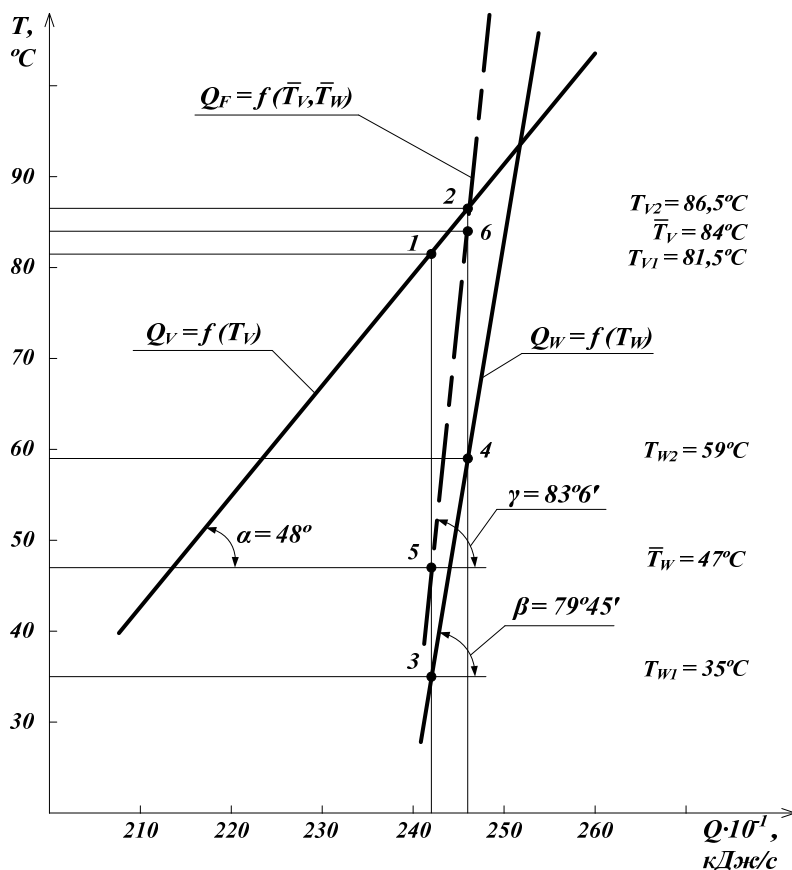
6. Проводим через точку 6 прямую, представляющую график функции  $Q_F = f(\bar{T}_V, \bar{T}_W)$ , пересечение которой с ординатой из точки 1 определяет значение средней температуры воздушного теплоносителя, равное  $66^\circ\text{C}$  (точка 5).

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

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

8. Соединив точки





**Рисунок 6 – Схема решения задачи 2 по определению расхода жидкостного теплоносителя и его температуры на выходе из двигателя**

$$\beta = \arctg \frac{10}{c_{pW} \rho_W G_W} = \frac{10}{1,67 \cdot 1,005 \cdot 1,060} = 79^\circ 45'.$$

4. Через точку 3 проводим линию, представляющую график функции  $Q_W = f(T_W)$ , под углом  $\beta$ . Точка 4 пересечения этой линии с ординатой определяет температуру воздушного теплоносителя на выходе из радиатора по построению, равную  $59^\circ\text{C}$ .

5. Рассчитываем среднюю температуру воздушного теплоносителя в радиаторе:

$$\bar{T}_W = \frac{59 + 35}{2} = 47^\circ\text{C}$$

и наносим ее значение (точка 5) на ординату.

6. Рассчитываем угловой коэффициент графика функции  $Q_F = f(\bar{T}_V, \bar{T}_W)$  относительно оси абсцисс:

$$\gamma = \arctg \frac{10}{13 \cdot 0,093} = 83^\circ 6'.$$

7. Через точку 5 проводим прямую, представляющую график функции  $Q_F = f(\bar{T}_V, \bar{T}_W)$ , под углом  $\gamma$ . Пересечение этой прямой с ординатой определяет среднюю температуру жидкостного теплоносителя (она равна  $84^\circ$ ).

Решение данной задачи представлено на рисунке 6 и состоит в следующем.

1. На оси абсцисс откладываем значение теплоотдачи в теплоносителе, равное  $46,5 \text{ кДж/с}$ , и из этой точки восстанавливаем ординаты.

2. Отмечаем температуру окружающей среды ( $35^\circ\text{C}$ ), проводим линию, параллельную оси абсцисс, пересечение с ординатой обозначим точкой 3.

3. Рассчитываем угловой коэффициент наклона графика функции  $Q_W = f(T_W)$  относительно оси абсцисс:

8. При известном перепаде температуры рассчитываем температуру жидкостного теплоносителя на входе в радиатор:

$$T_{V2} = 84 + 2,5 = 86,5^{\circ}\text{C},$$

и температуру его на выходе из радиатора:

$$T_{V1} = 84 - 2,5 = 81,5^{\circ}\text{C}.$$

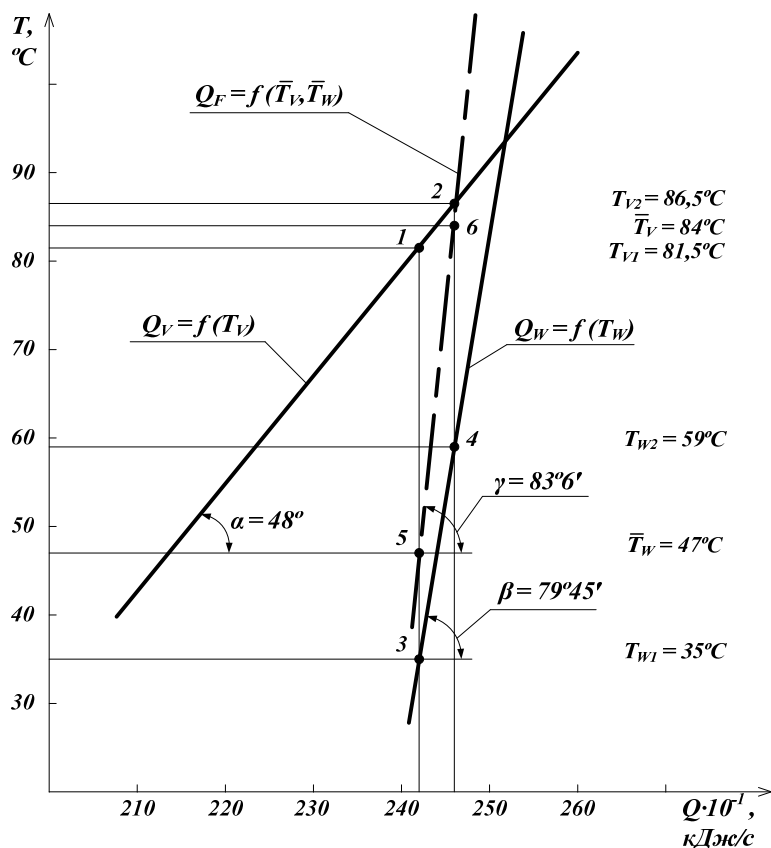
9. Прямая линия, проведенная через точки 1 и 2, является графиком функциональной зависимости  $Q_V = f(T_V)$ . Угол наклона этой прямой относительно оси абсцисс по построению равен  $\alpha = 48^{\circ}$ .

10. Рассчитываем расход жидкостного теплоносителя:

$$V = \frac{10}{1,12 \cdot 962,85 \cdot 4,214} = 2,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 7,92 \text{ м}^3/\text{ч} = 132 \text{ л}/\text{мин}.$$

Таким образом, при расходе жидкостного теплоносителя 132 л/мин его температура на входе в радиатор составляет 86,5°C.

**Задача 3.** В двигателе Д-243 в системе охлаждения отводится  $Q_V = 40,7 \text{ кДж}/\text{с}$  теплоты, расход потока воздушного теплоносителя составляет  $W = 4 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Определить расход потока в жидкостном контуре и площадь поверхности охлаждения радиатора при обеспечении температуры жидкостного теплоносителя на выходе из радиатора 93°C и перепаде 5°, температура окружающей среды равна 35°C.



**Рисунок 7 – Схема решения задачи 3 по определению расхода жидкостного теплоносителя и площади поверхности охлаждения радиатора**

Решение данной задачи состоит в следующем.

1. На оси абсцисс (рисунок 7) откладываем количество теплоты, поступающее в теплоноситель, равное 40,7 кДж/с, и восстанавливаем ординаты.

2. Отмечаем на оси ординат значение температуры теплоносителя на входе в радиатор, равное 93°C, и на выходе при перепаде 5°, равное 88°C. Прямые, проведенные через точки отмеченных температур, параллельные оси абсцисс, пересекаются с ординатами 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 теплоносителя, по построению угол наклона равен  $51^\circ$ . Рассчитаем расход в жидкостном контуре:

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

4. Приняв, что перед жидкостным радиатором отсутствуют другие тепловыделяющие узлы, температура воздушного теплоносителя на входе в радиатор равна температуре окружающей среды –  $35^\circ\text{C}$ . Отмечаем значение этой температуры на оси ординат и через нее проводим прямую, параллельную оси абсцисс. Пересечение этой прямой с ординатой определяет одну из точек функциональной зависимости  $Q_W = f(T_W)$ .

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

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

6. Через точку 3 под углом  $\beta$  проводим прямую линию, пересечение которой с ординатой определяет температуру воздушного теплоносителя на выходе из радиатора.

7. Рассчитываем и наносим на график значение средней температуры жидкостного теплоносителя (точка 6):

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

и значение средней температуры воздушного теплоносителя (точка 5):

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

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

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

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

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

- 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 по проектированию систем охлаждения посредством линейных

уравнений, которые представлены во взаимосвязи. Такая имитация процессов, происходящих в системе, позволяет, вследствие своей наглядности, при изменении одного параметра определить возможные значения других параметров, а решение линейных уравнений позволяет вывести зависимости для определения параметров системы охлаждения, представить путь решения задачи.

### Заключение

Разработана методика расчета параметров системы охлаждения двигателя, позволяющая рассчитывать, 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 по обоснованию параметров систем охлаждения.

Расчетные параметры, полученные при использовании данной методики, достоверны и соответствуют действительным значениям параметров систем охлаждения тракторов «Беларус». Методика расчета параметров является инструментом для решения прикладных задач для тракторов и других мобильных машин. Моделирование процессов в системе охлаждения предполагает проведение аналитических расчетов и построение графических диаграмм. Оно позволяет путем несложных графических построений и аналитических расчетов по исходным данным проводить расчеты площади 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 систем охлаждения в целом.

27.06.11

### 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. Дифференцированное обеспечение руководства научно-технической информацией «ДОР НТИ» / Реф. В.М. Володин // 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.
11. Теплотехника / А.М. Архаров [и др.]; под общ. ред. В.И. Крутова. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.

УДК 621.431.7

**А.И. Якубович, В.Е. Тарасенко**

*(УО «БГАТУ»*

*г. Минск, Республика Беларусь);*

**А.А. Жешко**

*(РУП «НПЦ НАН Беларуси*

*по механизации сельского хозяйства»,*

*г. Минск, Республика Беларусь)*

## **СКОРОСТЬ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ГАЗОВ В ЦИЛИНДРЕ ДВИГАТЕЛЯ**

### **Введение**

В цилиндре двигателя с некоторой периодичностью осуществляются термодинамические циклы, которые сопровождаются непрерывным изменением термодинамических параметров рабочего тела – давления, объема, температуры. Энергия сгорания топлива при изменении объема превращается в механическую работу. Условием превращения теплоты в механическую работу является последовательность тактов. К этим тактам в двигателе внутреннего сгорания относятся впуск (наполнение) цилиндров горючей смесью или воздухом, сжатие, сгорание, расширение и выпуск. Изменяющимся объемом является объем цилиндра, который увеличивается (уменьшается) при поступательном движении поршня. Увеличение объема происходит вследствие расширения продуктов при сгорании горючей смеси, уменьшение – при сжатии нового заряда горючей смеси или воздуха. Силы давления газов на поршень при такте расширения превращаются в механическую работу.

Аккумулированная в топливе энергия превращается в тепловую энергию при совершении термодинамических циклов, передается стенкам цилиндров путем теплового и светового излучения, радиацией, от стенок цилиндров – охлаждающей жидкости и массе двигателя путем теплопроводности и в окружающее пространство от поверхностей двигателя свободной и вынужденной конвекцией. В двигателе присутствуют все виды передачи теплоты, что показывает сложность происходящих процессов.

Использование теплоты в двигателе характеризуется КПД: чем меньше теплоты сгорания топлива отдается в систему охлаждения и в массу двигателя, тем больше совершается работы и выше КПД.