

УДК 614.846.6:536.495

АНАЛИЗ ТЕПЛООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ В КАБИНЕ ПОЖАРНОГО АВТОМОБИЛЯ ПРИ ВНЕШНЕМ ТЕПЛОВОМ ВОЗДЕЙСТВИИ

Соколянский В. В.

На основе анализа теплообменных процессов в кабине автомобиля при тепловом воздействии пожара предложена математическая модель теплообмена геометрически замкнутой системы с окружающей средой. Разработана программа численного решения задачи нестационарного теплообмена. Программа позволяет в широких пределах варьировать свойствами элементов ограждений и внешними условиями для выбора и оценки эффективности технических средств обеспечения безопасного микроклимата в кабине пожарного автомобиля.

Ключевые слова: кабина пожарного автомобиля, тепловое воздействие пожара, нестационарный теплообмен, математическая модель

(Поступила в редакцию 21 июля 2015 г.)

Введение. Нормированию микроклимата на рабочем месте и развитию технических средств его обеспечения в настоящее время уделяется большое внимание. Это обусловлено необходимостью повышения эффективности и производительности труда и сохранения здоровья человека. Наиболее жесткие требования предъявляются к микроклимату на объектах с повышенным выделением тепла.

Одним из таких рабочих мест является кабина пожарных автомобилей, когда тушение открытых пожаров производится непосредственно с автомобиля через стационарный лафетный ствол, установленный на крыше кабины. Этим достигается повышение эффективности тушения, увеличение скорости реагирования на изменение обстановки. Но пожарные автомобили вынуждены работать на сравнительно небольших расстояниях от фронта пламени (от 10 до 60 м) и продолжительное время подвергаются мощному тепловому воздействию от пожара. Такие условия могут возникать при тушении лесных пожаров, лесобирж, объектов нефтепереработки, нефтяных и газовых фонтанов, средств авиатранспорта. Значительное тепловое воздействие на автомобиль возможно также при движении по маршрутам ввода сил и средств гражданской обороны.

Поскольку управление автомобилем и лафетным стволом производится из кабины, эффективность и безопасность работы личного состава определяется микроклиматом в ней.

Анализ эксплуатации пожарных автомобилей показывает, что иногда автомобили не удается установить на необходимое расстояние от фронта пламени, они получают значительные повреждения, а личный состав – травмы от тепловых воздействий.

Принятая Кабинетом Министров Украины «Концепция Общегосударственной целевой социальной программы защиты населения и территорий от чрезвычайных ситуаций техногенного и природного характера на 2012-2016 годы» одним из приоритетных направлений считает разработку и производство новых видов пожарной техники. Подобная Федеральная целевая программа «Пожарная безопасность в Российской Федерации на период до 2017 года» принята в России. Эти программы, в частности, предусматривают замену морально устаревших моделей пожарных автомобилей новыми современными разработками, с улучшенными характеристиками насосной установки, повышенной мощностью двигателя, увеличенным объемом цистерны и т. д. Однако дополнительные средства обеспечения безопасного микроклимата в кабине отсутствуют и на этих вновь разрабатываемых автомобилях.

В связи с вышеуказанным, актуальной остается задача изучения влияния тепловых потоков пожара на микроклимат в кабине пожарного автомобиля.

Постановка проблемы. При внешнем тепловом воздействии на кабину и салон боевого расчета пожарного автомобиля поступления теплоты через ограждения будут различны. Количество теплоты прежде всего определяется схемой и длительностью воздействия источника теплового излучения на автомобиль, которые, в свою очередь, определяются поставленной тактической задачей.

Однозначно сказать, какой вид ограждений играет основную роль в теплопоступлении, какая схема теплового воздействия на автомобиль (фронтальное, боковое) наиболее опасна, невозможно. Для рассмотрения роли ограждений в суммарном теплопоступлении теплообмен кабины автомобиля с окружающей средой необходимо рассматривать как теп-

лообмен геометрически замкнутой системы, где параметры теплообмена отдельных элементов взаимосвязаны.

Кабина и салон боевого расчета пожарного автомобиля представляют собой цельнометаллическую вентилируемую камеру с непрозрачными и прозрачными ограждениями, в которой размещается личный состав и необходимое оборудование. Конструкция кабины определяется типом и назначением пожарного автомобиля. Однако основное различие в конструкциях различных типов автомобилей состоит лишь в размерах элементов ограждений и номенклатуре используемых материалов. Ограждения кабины различны по своим конфигурациям и теплофизическим свойствам, но толщина каждого из них много меньше его протяженности. Это позволяет элементы ограждающих конструкций кабины представлять в виде бесконечно протяженных плоскопараллельных пластин, а процесс теплообмена каждого элемента рассматривать как одномерный (рисунок 1).

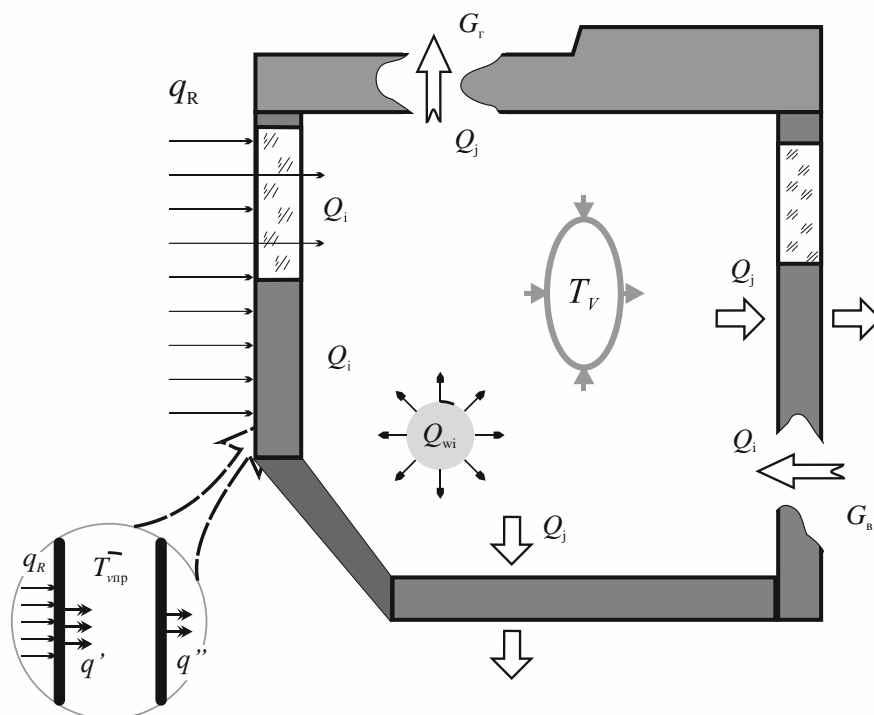


Рисунок 1 – Схема, иллюстрирующая процесс теплообмена кабины автомобиля с окружающей средой

Очевидно, что тепловое равновесие в кабине автомобиля наступит тогда, когда тепловые потоки, в нее поступающие, будут равны тепловым потокам, выходящим из нее. То есть уравнение теплового баланса кабины будет выглядеть следующим образом:

$$\sum_{i=1}^n Q_i = \sum_{j=1}^m Q_j, \quad (1)$$

где Q_i – теплоступление в кабину, Вт; Q_j – теплоотвод из кабины, Вт.

Определению параметров микроклимата в кабинах автомобилей посвящены работы многих авторов [1,2,3,4]. Предлагаемые ими расчетные методы для стационарного и нестационарного режимов имеют высокую точность, однако при некоторых схемах обогрева (в частности, при фронтальном воздействии теплового излучения) появляется большое расхождение с результатами эксперимента. Дело в том, что при такой ориентации кабины излучение от пожара воздействует главным образом на ее остекление. Характер поглощения теплового потока ограждением в этом случае является объемным [5,6].

Учет разницы в характере поглощения излучения непрозрачными ограждениями кабины и остеклением позволяет устранить указанный недостаток [7,8].

Пусть ограждающие конструкции кабины автомобиля состоят из N элементов. Пусть m первых элементов ограждения являются непрозрачными для теплового излучения, а остальные $N-m$ элементов – прозрачными (или, точнее, светопрозрачными). Все элементы

ограждения являются облучаемыми тепловыми потоками q_k ($k=1,2,\dots,N$). Для необлучаемого k -го элемента полагаем $q_k=0$. Для определения тепловых параметров среды в кабине ставится задача теплообмена, сопряженная через граничные условия по Q_j в выражении (1).

Основная часть. Сопряженная задача нестационарного теплообмена кабины с окружающей средой состоит из трех взаимосвязанных задач:

1) Определение m функций температурных полей $T_k = T_k(x, \tau)$ внутри непрозрачных элементов ограждающих конструкций, удовлетворяющих следующим условиям однозначности:

- уравнению теплопроводности

$$\frac{\partial T_k}{\partial \tau} = a_k \cdot \frac{\partial^2 T_k}{\partial x^2}, \quad \tau > 0, \quad 0 \leq x \leq l_k, \quad k=1,2,\dots,m, \quad (2)$$

- начальным условиям

$$T_k(x, 0) = T_0, \quad k=1,2,\dots,m, \quad (3)$$

- граничному условию при $x=0$

$$\lambda_k \cdot \frac{\partial T_k}{\partial x} + \alpha_k^{(e)} \cdot (T_s - T_k) \Big|_{x=0} = q_k - q_{лк}, \quad k=1,2,\dots,m, \quad (4)$$

- граничному условию при $x=l_k$

$$\lambda_k \cdot \frac{\partial T_k}{\partial x} + \alpha_k^{(i)} \cdot (T_k - T_v) \Big|_{x=l_k} = q_{лк}, \quad k=1,2,\dots,m, \quad (5)$$

где T_k – температура соответствующей поверхности k -го элемента, °С;

a_k – коэффициент температуропроводности k -го элемента, м²·с⁻¹;

l_k – толщина k -го элемента, м;

T_0 – температура среды внутри кабины в начальный момент времени, °С;

λ_k – коэффициент теплопроводности k -го элемента, Вт·м⁻¹·К⁻¹;

$\alpha_k^{(e)}$ – коэффициент теплоотдачи k -го элемента ограждения с наружной стороны кабины, Вт·м⁻²·К⁻¹;

T_s – температура окружающей среды, °С;

$\alpha_k^{(i)}$ – коэффициент теплоотдачи k -го элемента ограждения со стороны кабины, Вт·м⁻²·К⁻¹;

T_v – температура воздуха внутри кабины, °С;

$q_{лк}$ – тепловой поток, излучаемый k -м элементом ограждения в окружающую среду, Вт·м⁻²;

$$q_{лк} = \varepsilon \cdot \sigma_0 \cdot (T_k^{(e)4} - T_s^4) \cdot \varphi, \quad (6)$$

где ε – приведенная степень черноты системы «элемент ограждения – окружающая среда»;

σ_0 – постоянная Стефана-Больцмана, $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт·м⁻²·К⁻⁴;

$T_k^{(e)}$ – температура наружной поверхности элемента ограждения, К;

φ – коэффициент облученности.

2) Определение $N-m$ функций температурных полей $T_k = T_k(x, \tau)$ внутри светопрозрачных элементов ограждения кабины, удовлетворяющих следующим условиям однозначности:

- уравнению теплопроводности

$$\frac{\partial T_k}{\partial \tau} = a_k \cdot \frac{\partial^2 T_k}{\partial x^2} + q \cdot \frac{k}{c_p \cdot \rho} \cdot e^{-kx}, \quad \tau > 0, \quad 0 \leq x \leq l_k, \quad k= m+1, m+2, \dots, N, \quad (7)$$

- начальным условиям

$$T_k(x, 0) = T_0, \quad k= m+1, m+2, \dots, N, \quad (8)$$

- граничному условию при $x=0$

$$\lambda_k \cdot \frac{\partial T_k}{\partial x} + \alpha_k^{(e)} \cdot (T_s - T_k) \Big|_{x=0} = q_k - q_{lk} - R q_k, \quad k = m+1, m+2, \dots, N, \quad (9)$$

- граничному условию при $x=l_k$

$$\lambda_k \cdot \frac{\partial T_k}{\partial x} + \alpha_k^{(i)} \cdot (T_k - T_v) \Big|_{x=l_k} = q_{lk}, \quad k = m+1, m+2, \dots, N, \quad (10)$$

где $k_{п}$ – средний интегральный коэффициент поглощения материала полупрозрачного элемента, m^{-1} ;

R – средний интегральный коэффициент отражения материала полупрозрачного элемента.

3) Определение среднеобъемных параметров состояния среды внутри кабины: температуры T_v , плотности ρ_v , давления P_v , удовлетворяющих следующим условиям:

- уравнению материального баланса

$$\frac{d}{d\tau} (\rho_v \cdot V_v) = G_b + \psi - G_r, \quad (11)$$

- уравнению баланса энергии

$$\begin{aligned} \frac{K}{K-1} \cdot V \cdot \frac{dP_v}{d\tau} = \sum_{i=1}^L Q_{wi} + c_p \cdot T_s \cdot G_b - c_p \cdot T_v \cdot G_r + \\ + \sum_{i=1}^m \alpha_k^{(i)} \cdot F_k \cdot [T_k(l_k, \tau) - T_v] + c_{эм} \cdot D \cdot q_k \end{aligned} \quad (12)$$

- уравнению состояния среды в кабине

$$\rho_v = \frac{P_v}{R_v \cdot T_v} \quad (13)$$

- начальным условиям

$$T_{v(0)} = T_0; P_{v(0)} = P_0; \rho_{v(0)} = \rho_0, \quad (14)$$

где V – объем кабины, m^3 ;

G_b – расход воздуха, поступающего в кабину через неплотности в ограждениях (см. рисунок 1), $кг \cdot c^{-1}$;

ψ – скорость выгорания (разложения) материалов конструкций с образованием газообразных продуктов, $кг \cdot c^{-1}$;

G_r – расход воздуха, уходящего из кабины через неплотности в ограждениях (см. рисунок 1), $кг \cdot c^{-1}$;

Q_{wi} – мощность источников тепла, расположенных внутри кабины (см. рисунок 1), Вт;

c_p – удельная теплоемкость воздуха, $Дж \cdot кг^{-1} \cdot К^{-1}$;

F_k – площадь поверхности k -го элемента, m^2 ;

R_v – газовая постоянная воздуха, $Дж \cdot кг^{-1} \cdot К^{-1}$;

D – средний интегральный коэффициент пропускания излучения полупрозрачным телом;

$c_{эм}$ – эмпирический коэффициент, показывающий, какая часть проникшего в кабину теплового излучения участвует в повышении энергии среды (зависит от взаимного расположения полупрозрачных элементов ограждения).

Согласно [4,9] величины T_v , ρ_v , P_v определены следующим образом:

$$\frac{1}{T_v} = \frac{1}{V_v} \cdot \int_{V_v} \frac{dV}{T}; \quad \rho_v = \frac{1}{V_v} \cdot \int_{V_v} \rho dV; \quad P_v = \frac{1}{V_v} \cdot \int_{V_v} P dV. \quad (15)$$

Теплофизические характеристики многослойных элементов ограждения без воздушных прослоек можно определить по формулам [2,4,9,10]:

$$\lambda_y = \frac{\sum \lambda_i \cdot \delta_i}{\sum \delta_i}; \rho_y = \frac{\sum \rho_i \cdot \delta_i}{\sum \delta_i}; \tilde{n}_p = \frac{\sum c_{p_i} \cdot \rho_i \cdot \delta_i}{\sum \rho_i \cdot \delta_i}. \quad (16)$$

Учитывая, что $a = \lambda / c_p \cdot \rho$, получаем:

$$a_3 = \frac{\sum \lambda_i}{\sum c_{p_i} \cdot \rho_i \cdot \delta_i}. \quad (17)$$

В случаях же наличия в элементах ограждений воздушной прослойки необходимо каждый такой элемент рассматривать как отдельную замкнутую систему (см. Рисунок 1) и учитывать тепловые параметры среды в прослойке [8].

Рассмотренная система уравнений (2) – (14) является математической моделью теплообмена кабины автомобиля с окружающей средой и позволяет определить параметры микроклимата в ней при внешнем или внутреннем тепловом воздействии.

Особенностью предложенной математической модели является большое количество исходных данных и сложность определения некоторых параметров. Поэтому решение задачи будем производить при следующих положениях и допущениях.

1. Выполнение экипажем поставленной задачи возможно только на технически исправном автомобиле, т. е. при сохранении целостности кабины. Следовательно, возможность термического разложения материалов обшивки или, тем более, разрушение конструкций кабины не рассматривается. Кроме того, при тушении пожара у пожарного автомобиля вероятнее всего будут отключены системы отопления и вентиляции (так как вблизи фронта пламени температура воздуха будет гораздо выше, чем средняя температура окружающей среды). Поэтому, пренебрегая изменением объема кабины вследствие нагрева, полагаются значения G_b , G_r и ψ в формулах (11) и (12) равными нулю.

2. Воздушные прослойки в ограждающих конструкциях полагаются неветилируемые. Теплообмен в таких конструкциях рассматривается как одномерный. При средней толщине воздушной прослойки в конструкциях менее 6 мм конвективная составляющая теплоотдачи внутренних стенок в прослойках не учитывается [1].

3. Геометрические параметры элементов ограждения выбираются из чертежей конструкторской документации на соответствующие автомобили. Элементы ограждений считаются прямоугольными, изготовленными из однородных по составу материалов.

4. Коэффициенты теплоотдачи элементов конструкций определяются, исходя из условий теплообмена, по эмпирическим зависимостям:

- при естественной конвекции [4]:

а) для вертикальной стенки и днища кабины

$$\alpha = 1,98 \cdot (T_{ст} - T_{ср})^{0,25}, \quad (18)$$

где $T_{ст}$ – температура поверхности стенки, °С;

$T_{ср}$ – температура среды, омывающей стенку, °С

б) для горизонтальной стенки и лобового стекла

$$\alpha = 2,63 \cdot (T_{ст} - T_{ср})^{0,25}, \quad (19)$$

- при вынужденной конвекции [1,2,4]:

а) при скорости воздуха до 5 м/с

$$\alpha = 4,41 \cdot (T_{ст} - T_{ср})^{0,25}, \quad (20)$$

б) при скорости воздуха более 5 м/с (для стенок с гладкой поверхностью)

$$\alpha = 5,95 \cdot V_{возд}^{0,8}, \quad (21)$$

где $V_{возд}$ – скорость потока воздуха, омывающего стенку, м·с⁻¹;
или (для стенок с неровной или перфорированной поверхностью)

$$\alpha = 5,3 + 3,6 \cdot V_{\text{возд}}, \quad (22)$$

- при принудительном обдуве поверхности ограждения струей воздуха [11]:

$$\alpha = \frac{5,07 \cdot V_{\text{возд}}^{0,8}}{l^{0,2}}, \quad (23)$$

где l – размер ограждения по направлению воздушной струи, м.

5. При рассмотрении лучистого теплообмена приведенная степень черноты системы «элемент ограждения – окружающая среда» определяется по формуле [10]:

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{\text{ст}}} + \frac{1}{\varepsilon_{\text{возд}}} - 1}, \quad (24)$$

где l – размер ограждения по направлению воздушной струи, м.

При этом полагается степень черноты воздуха $\varepsilon_{\text{возд}} = \text{const} = 0,8$ [10], степень черноты лакокрасочных покрытий стенок независимой от длины волны падающего излучения: $\varepsilon_{\text{ст}} = 0,52$ – для светло-красной поверхности (пожарный автомобиль), $\varepsilon_{\text{ст}} = 0,81$ – для темно-зеленой поверхности (грузовой автомобиль) и $\varepsilon_{\text{ст}} = 0,9$ – для внутренних поверхностей конструкций с воздушной прослойкой [3]. В расчетах учитывается также тот факт, что при температуре стенки более 200°C начинается пиролиз и выгорание лакокрасочного покрытия, что, естественно, повлечет за собой увеличение $\varepsilon_{\text{ст}}$.

6. Коэффициенты отражения, поглощения и пропускания для светопрозрачных материалов полагаются независимыми от длины волны падающего излучения и выбираются средними в диапазоне ИК-излучения по данным экспериментальных исследований.

7. При тушении пожара солнечной радиацией допускается пренебрегать, как несопоставимо меньшей, чем тепловое излучение фронта пламени. Кроме того, задымление – неизменный спутник горения – также значительно снижает интенсивность солнечной радиации, достигающую автомобиля. В случаях необходимости учета влияния солнечной радиации, она полагается постоянной, действующей на крышу автомобиля с интенсивностью $q_R = \text{const} = 0,815 \text{ кВт} \cdot \text{м}^{-2}$, не зависящей от положения Солнца по отношению к автомобилю [12]. Влияние рассеянной солнечной радиации также не учитывается.

8. Значение эмпирического коэффициента $c_{\text{эм}}$ в формуле (12) определяется только экспериментальным путем. Предварительно можно задаться значениями $c_{\text{эм}} = 0,5$ – при воздействии теплового излучения на боковую стенку, $c_{\text{эм}} = 0,8$ – на лобовое стекло.

9. В качестве температуры окружающей среды выбирается температура, характерная для данной климатической зоны. Начальная температура для всех конструкций полагается одинаковой, в зависимости от условий стоянки пожарного автомобиля, но не ниже, чем допускается правилами техники безопасности (в помещениях с постоянным пребыванием личного состава не ниже $+18^\circ\text{C}$, в гараже – не ниже $+10^\circ\text{C}$).

По предлагаемой математической модели с учетом принятых допущений разработана программа для определения параметров теплообмена кабины автомобиля с окружающей средой (рисунок 2). За основу программы взята подпрограмма «SOZATE» [13], дополненная модулями определения температурных полей в светопрозрачных ограждениях и в воздушных прослойках полых конструкции, а также подпрограммами интерполяции и численного дифференцирования таблично заданных функций.

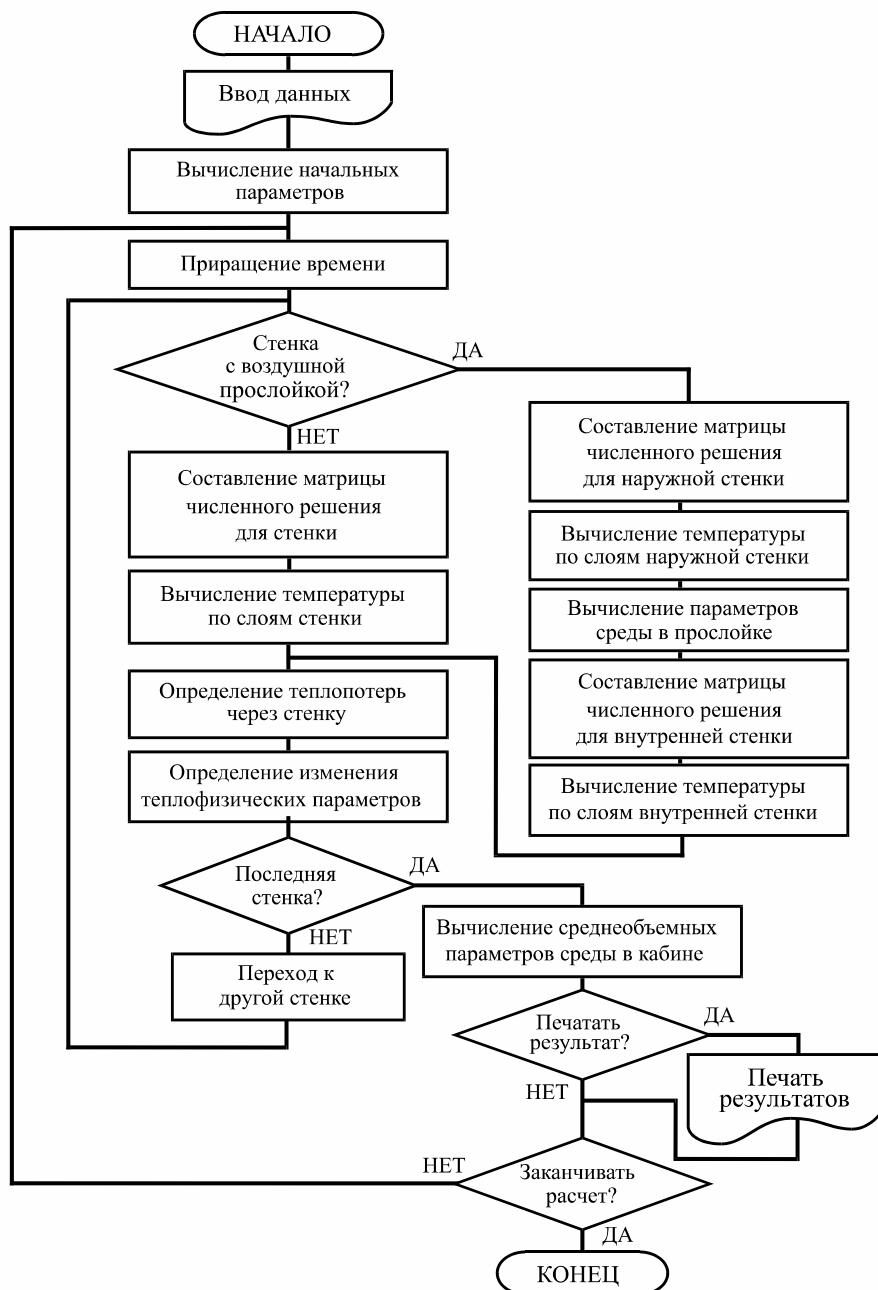


Рисунок 2 – Блок-схема программы для определения параметров теплообмена кабины автомобиля с окружающей средой

Программа позволяет рассчитывать температуры всех ограждающих конструкций в заданный момент времени.

На рисунке 3 приведена динамика изменения температур в кабине неподвижного автомобиля ЗИЛ-131 при внешнем тепловом воздействии на боковую стенку интенсивностью $q_R = 4 \text{ кВт} \cdot \text{м}^{-2}$ при температуре окружающей среды $T_{\text{ср}} = 20^\circ\text{C}$. При моделировании определялось изменение температур обогреваемой стенки и воздуха в кабине по времени. Расчет показал, что максимальная температура наружной поверхности стенки составила 156°C , причем выход температуры на стационарный режим произошел через 20 мин от начала теплового воздействия. Вследствие тепловой инерционности конструкции рост температуры внутренней поверхности стенки и воздуха в кабине начался через 1,5 мин после начала обогрева. Микроклиматические параметры в кабине через 35 мин теплового воздействия составили: температура обогреваемой стенки – 122°C , температура воздуха – 57°C .

Вместе с расчетом температур производился и расчет скорости их изменения.

Максимальное значение скорости роста температуры обогреваемой стенки и воздуха в кабине составили соответственно $9\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{мин}$ на 4-й минуте и $2\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{мин}$ на 6-й минуте от начала эксперимента.

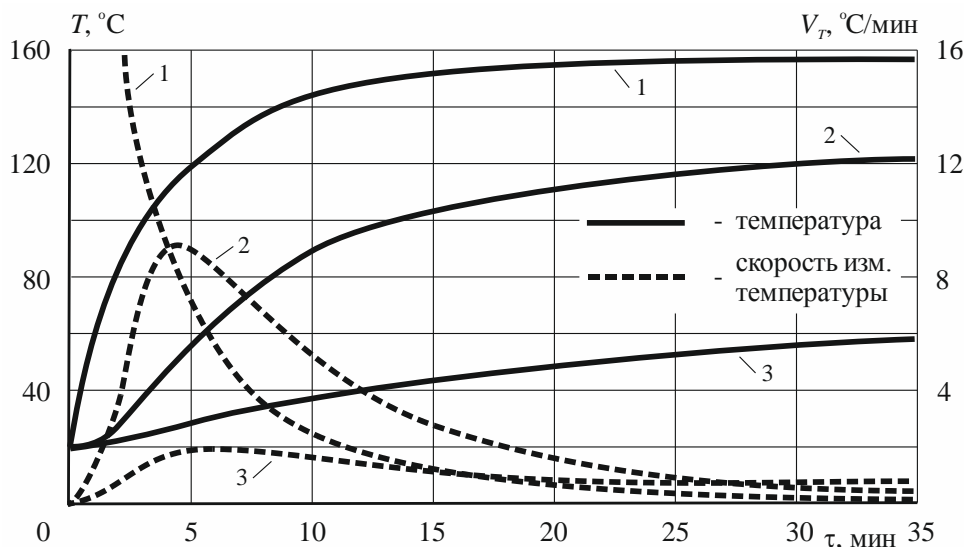


Рисунок 3 – Изменение температур и скорости роста температур в кабине автомобиля под воздействием теплового излучения: 1 – наружная поверхность обогреваемой стенки; 2 – внутренняя поверхность обогреваемой стенки; 3 – воздух в кабине

Основное преимущество численного моделирования – это возможность варьирования параметрами объекта и внешними условиями прямо в процессе расчета простым добавлением соответствующих модулей в программу. На рисунке 4 показан характер изменения температуры внутренней поверхности боковой стенки автомобиля при воздействии теплового потока для различных условий теплоотдачи наружных стенок.

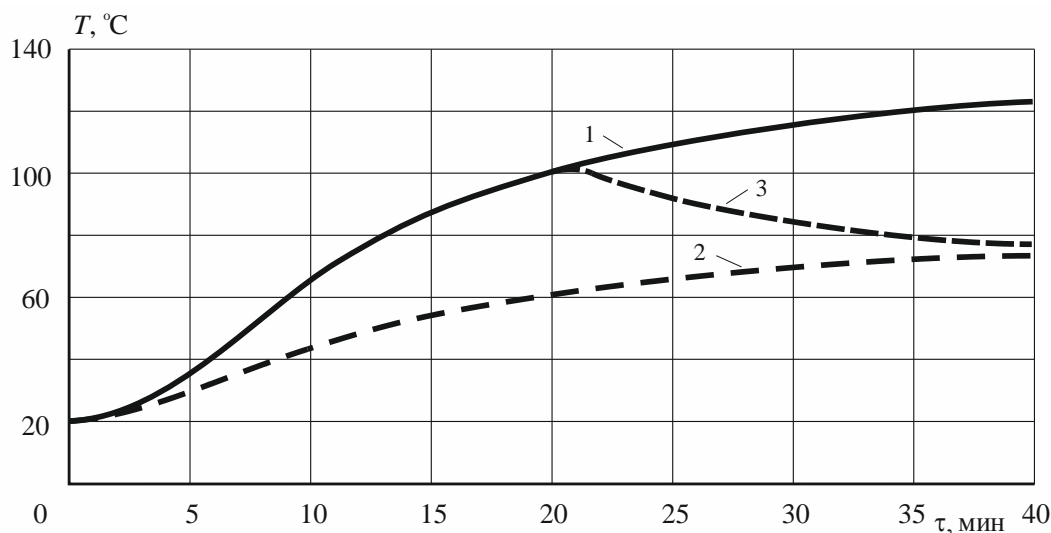


Рисунок 4 – Изменение температуры внутренней поверхности стенки кабины при различных режимах движения автомобиля: 1 – неподвижный автомобиль; 2 – автомобиль, движущийся со скоростью 5 м/с; 3 – переменный режим движения

Внутренняя поверхность стенки неподвижного автомобиля прогрелась до $124\text{ }^{\circ}\text{C}$. При движении автомобиля увеличилась теплоотдача от стенки в окружающую среду, вследствие этого температура стенки составила всего $75\text{ }^{\circ}\text{C}$. Программа позволила промоделировать и переменный режим движения (20 мин стоянки, а затем движение). Соответственно стенка вначале нагрелась до $102\text{ }^{\circ}\text{C}$, затем стала остывать, температура ее опускалась, стремясь к $75\text{ }^{\circ}\text{C}$ (см. рисунок 4).

Заключение. Таким образом, предложенная математическая модель теплообмена кабины пожарного автомобиля с окружающей средой позволяет рассчитывать параметры микроклимата при воздействии тепловых потоков открытого пожара. Возможность изменения свойств материалов ограждений и внешних условий при численном моделировании в широких пределах позволяют осуществлять оценку эффективности различных технических средств обеспечения безопасного микроклимата в кабине.

ЛИТЕРАТУРА

1. Михайлов, М.В. Микроклимат в кабинах мобильных машин / М.В. Михайлов, С.В. Гусева. – М.: Машиностроение. – 1977. – 230 с.
2. Хохряков, В.П. Вентиляция, отопление и обеспыливание воздуха в кабинах автомобилей / В.П. Хохряков. – М.: Машиностроение. – 1987. – 152 с.
3. Исхаков, Х.И. Математическая модель теплообмена в кабине автомобиля / Х.И. Исхаков, В.М. Астапенко, А.Н. Шевляков – М., 1988. – 9 с. – Библ. указатель СИФ МВД СССР № 4.
4. Исхаков, Х.И. Защита автотранспортных средств от воздействия тепловых потоков пожара: дис. ... доктора техн. наук: 05.05.03, 05.26.01 / Исхаков Харис Исхакович; Моск. гос. техн. ун-т им. Н.Э. Баумана. – М. – 1991. – 338 с.
5. Аvezов, Р.Р. Влияние коэффициента ослабления солнечного излучения светопрозрачных ограждений на тепловые потери через них / Р.Р. Аvezов, Н.Р. Аvezова // Гелиотехника. – 2012. – № 2. – С. 34–45.
6. Соколянский, В.В. Аналитическое выражение для температуры светопрозрачных ограждений кабин автомобилей на пожаре / В.В. Соколянский // Вестник Донбасской государственной академии строительства и архитектуры. – Макеевка, 1996, № 96-3(4). – С. 161–163.
7. Соколянский, В.В. Микроклимат в кабине пожарного автомобиля / Соколянский В.В., Исхаков Х.И., Кошмаров Ю.А. // 36. наук. пр. Міжнародної конференції «Проблеми пожежної безпеки». – Київ: МВС України, 1995. – С. 162–163.
8. Соколянский, В.В. Моделирование процесса теплообмена кабины автомобиля с окружающей средой // Вестник Донбасской государственной академии строительства и архитектуры. – Макеевка, 1995, № 95-1(1). – С. 142–147.
9. Алексашенко, А.А. Тепломассоперенос при пожаре / А.А. Алексашенко, Ю.А. Кошмаров, И.С. Молчадский – М.: Стройиздат. – 1982. – 176 с.
10. Кошмаров, Ю.А. Термодинамика и теплопередача в пожарном деле: учебник для высших учебных заведений / Ю.А. Кошмаров, М.П. Башкирцев. – М.: ВИПТШ МВД СССР. – 1987. – 444 с.
11. Бабалов, А.Ф. Промышленная теплозащита в металлургии / А.Ф. Бабалов. – М.: Металлургия. – 1971. – 359 с.
12. Макарова, Е.А. Распределение энергии в спектре Солнца и Солнечная постоянная / Е.А. Макарова, А.В. Харитонов. – М.: Наука. – 1972. – 288 с.
13. Программа определения параметров теплообмена замкнутых систем с окружающей средой / Х.И. Исхаков, В.М. Астапенко, А.Н. Шевляков, В.В. Соколянский. – М.: ГФАП СССР №50900000305, 1990. – 72 с.

THE ANALYSIS OF THERMAL EXCHANGE IN THE CABIN OF THE FIRE FIGHTING VEHICLES AT EXTERNAL THERMAL INFLUENCE

Vladimir Sokolianskii

The «Respirator» Scientific Research Institute of Mine-rescue Work, Fire Safety and civil protection, Krasnoarmejsk, Ukraine

Summary. On the basis of the analysis of heat-exchanging processes in car cabin under the influence of heat fluxes of the fire the mathematical model of heat exchange of geometrically closed system with environment is offered. The program is made for the numerical solution of task of non-stationary heat exchange. The program allows to vary over a wide range properties of elements of walls and external conditions for choice and assessment of efficiency of technical means of providing safe microclimate in cabin of fire fighting vehicles.

Keywords: cabin of the fire fighting vehicles, thermal impact of the fire, non-stationary heat exchange, mathematical model.

(The date of submitting: July 21, 2015)

REFERENCES

1. Mikhaylov M.V., Guseva S.V. *Mikroklimat v kabinakh mobil'nykh mashin.* Moscow : Mashinostroenie. 1977. 230 p. (rus)
2. Khokhryakov V.P. *Ventilyatsiya, otoplenie i obespylivanie vozdukha v kabinakh avtomobiley.* Moscow : Mashinostroenie. 1987. 152 p. (rus)
3. Iskhakov Kh.I., Astapenko V.M., Shevlyakov A.N. *Matematicheskaya model' teploobmena v kabine avtomobilya.* Moscow. 1988. 9 p. Bibl. ukazatel' SIF MVD SSSR No.4. (rus)
4. Iskhakov Kh.I. *Zashchita avtotransportnykh sredstv ot vozdeystviya teplovykh potokov pozhara.* Dr. techn. sci. diss.: 05.05.03, 05.26.01. Iskhakov Kharis Iskhakovich; Mosk. gos. tekhn. un-t im. N.E. Baumana. Moscow. 1991. 338 p. (rus)
5. Avezov R.R., Avezova N.R. Vliyanie koeffitsienta oslableniya solnechnogo izlucheniya svetoprozrachnykh ograzhdeniy na teplovye potery cherez nikh. *Geliotekhnika.* 2012. No. 2. Pp. 34–45. (rus)
6. Sokolyanskiy V.V. Analiticheskoe vyrazhenie dlya temperatury svetoprozrachnykh ograzhdeniy kabin avtomobiley na pozhare. *Vestnik Donbasskoy gosudarstvennoy akademii stroitel'stva i arkhitektury. Makeyevka,* 1996, No. 96-3(4). Pp. 161-163. (rus)
7. Sokolyanskiy V.V., Iskhakov Kh.I., Koshmarov Yu.A. Mikroklimat v kabine pozharnogo avtomobilya. *Zb. nauk. pr. Mizhnarodnoi' konferencii' «Problemy pozhezhnoi' bezpeky».* Kiev: MVS Ukrai'ny, 1995. Pp. 162–163. (rus)
8. Sokolyanskiy V.V. Modelirovanie protsessa teploobmena kabiny avtomobilya s okruzhayushchey sredoy. *Vestnik Donbasskoy gosudarstvennoy akademii stroitel'stva i arkhitektury.* Makeyevka, 1995, No. 95–1(1). Pp. 142–147. (rus)
9. Aleksashenko A.A., Koshmarov Yu.A., Molchadskiy I.S. *Teplomassoperenos pri pozhare.* Moscow : Stroyizdat. 1982. 176 p. (rus)
10. Koshmarov Yu.A., Bashkirtsev M.P. *Termodinamika i teploperedacha v pozharnom dele: uchebnik dlya vysshikh uchebnykh zavedeniy.* Moscow : VIPTSh MVD SSSR. 1987. 444 p. (rus)
11. Babalov A.F. *Promyshlennaya teplozashchita v metallurgii.* Moscow : Metallurgiya. 1971. 359 p. (rus)
12. Makarova E.A., Kharitonov A.V. *Rasprezhenie energii v spektre Solntsa i Solnechnaya postoyannaya.* Moscow : Nauka. 1972. 288 p. (rus)
13. Iskhakov Kh.I., Astapenko V.M., Shevlyakov A.N., Sokolyanskiy V.V. *Programma opredeleniya parametrov teploobmena zamknutykh sistem s okruzhayushchey sredoy.* GFAP SSSR №50900000305, 1990. 72 p. (rus)