

Моделирование микроклимата кабины транспортного средства

А.С.УСТИНОВ, Е.А.ПИТУХИН, И.К.САВИН
Петрозаводский государственный университет

Numerical modeling of thermal rate in the cab of a vehicle is considered; calculation of air condition of cab is described. The problem of control optimization under occasional external influence of the environment is solved.

Использование математического подхода и системного анализа теплового режима кабин транспортных средств позволяет рассматривать всю совокупность расчетов, касающихся воздушной среды кабины. Микроклимат в кабине формируется сочетанием входных и выходных параметров. Изменение параметров описывается системой уравнений [2]

$$\begin{aligned} \frac{dm}{d\tau} &= \sum_i G_i + \sum_k G_k; \\ \frac{dE}{d\tau} &= \sum_i G_i h_i + \sum_k h_k G_k + \sum_k Q_k, \end{aligned} \quad (1)$$

где dm – изменение массы воздуха, кг;

$d\tau$ – промежуток времени, с;

$G_i = \int \rho w_i dF_i$ – расход воздуха через отводящий канал, кг/с;

$G_k = \int \rho w_k dF_k$ – источник массы (расход приточного воздуха), кг/с;

ρ – плотность влажного воздуха, кг/м³;

w_i, w_k – скорости потока воздуха через отводящий канал и канал источника массы, м/с;

Q_k – теплопритоки (источник энергии), Вт;

F_i и F_k – площадь отводящего канала и источника массы;

dE – изменение полной энергии воздуха, Дж,

$dE = d(m c_v t) + p \cdot dv$;

h – удельная энталпия влажного воздуха, кДж/кг,

$t = t + d(2500 + 1,97 t)$;

d – влагосодержание, кг/кг;

t – температура влажного воздуха, °C;

v – удельный объем, м³/кг;

c_p и c_v – удельные теплоемкости воздуха при постоянном давлении и объеме, кДж/(кг · К).

Для комфорта человека в кабине должен обеспечиваться обмен воздуха. Производительность системы кондиционирования воздуха равна расходу приточного воздуха G_k . В холодный период года необходимо применять рециркуляцию теплоты воздуха из отводящего канала для нагрева приточного наружного воздуха $G = G_i + G_k$ при

наружной температуре T_k , меньшей $T_{\text{миндопустимая}}$, которая оговаривается в нормативных документах [1, 3 – 6]. Система приточной вентиляции в кабине трактора должна обеспечивать в летнее время превышение температуры воздуха над наружной не более 3 °C.

Проектирование кабин предполагает, что расчетное давление внутри кабины больше, чем атмосферное, на 30...40 Па. Избыточное давление в кабине предотвращает попадание пыли и газов в салон. Кабину машины рассматриваем как открытую термодинамическую систему со своими параметрами воздушной среды. Оптимизация микроклимата на рабочем месте оператора может быть достигнута сочетанием пассивных и активных методов, т.е. рациональной тепловой защитой кабины с необходимой вентиляцией и кондиционированием воздуха.

Суммарный теплоприток в кабину Q_k (Вт) можно рассматривать как сумму:

$$Q_k = Q_{\text{теплопроводность через ограждения}} + Q_{\text{инфилтрации}} + Q_{\text{оператор}} + Q_{\text{радиации}},$$

где $Q_{\text{теплопроводность через ограждения}} = \text{теплоприток через ограждения кабины, Вт}$;

$Q_{\text{инфилтрации}}$ – теплоприток от инфильтрации воздуха, который находится в прямой зависимости от разности температур воздуха внутри и снаружи кабины и от частоты открывания дверей и форточек. Поскольку теплоприток через ограждения $Q_{\text{теплопроводность через ограждения}}$ также пропорционален этой разности температур, то теплоприток от инфильтрации определяют как некоторую часть $Q_{\text{теплопроводность через ограждения}}$.

тепловыделения от оператора определяют по формуле $Q_{\text{оператора}} = q_{\text{оператора}} \cdot n$,

где $q_{\text{оператора}} = 117$ – суммарное (сухое и влажное) тепло, выделяемое одним оператором, Вт [2, 4], при температуре 28 °C;

$n = 1$ – количество операторов;

$Q_{\text{радиации}}$ – теплопоступления за счет солнечной радиации, Вт (рис. 1).

Рассмотрим конвективный теплообмен внутри кабины. В основе лежит задача теплообмена при вынужденном

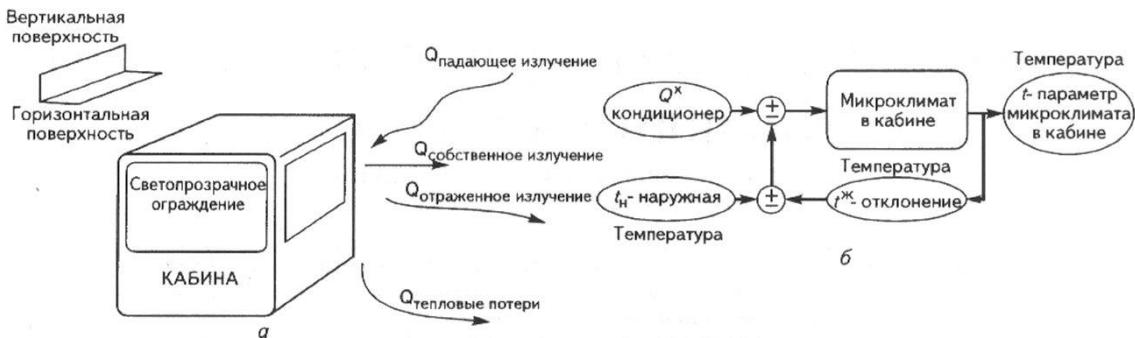


Рис. 1. Теплопоступления за счет солнечной радиации: а – схема; б – термодинамика кабины

продольном обтекании плоской поверхности воздухом. Рассматривается система приточной вентиляции в кабине трактора. Использованы потолочные прямоугольные панели, которые создают компактные конические или плоские струи, поступающие кратчайшим путем от места выпуска до рабочей зоны. При этом обеспечивается равномерность распределения скоростей и температур по всему объему рабочей зоны при определенном соотношении площади струи и площади пола, обслуживаемого одним воздухораспределителем. В движение вовлекаются слои воздуха, прилегающие к ограждениям кабины, что способствует хорошему перемешиванию воздуха и отводу от стенок лишнего тепла. Принимаем допустимую среднюю скорость на входе в зону обитания $w_{x\text{сред}} = 0,2 \text{ м/с}$. Термическое сопротивление стенки кабины $\delta_i/\lambda_i (\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{К}/\text{кал})$ для i -й стенки с учетом толщины δ стенки и теплопроводности λ теплоизоляционного материала (кабина выполнена из разнородных материалов, имеющих неодинаковые значения коэффициентов теплопроводности λ_i).

Число Рейнольдса $Re_2 = wl/v = 0,2 \cdot 1,5 / (15,06 \cdot 10^5) = 0,23 \cdot 10^5 < 5 \cdot 10^5$, следовательно, режим течения в пограничном слое ламинарный, $l = 1,5 \text{ м}$ – высота стен кабины. В этих условиях средняя по длине теплоотдача может быть рассчитана по формуле [5]:

$$Nu = 0,67 Re^{0,5} Pr^{0,33},$$

где $Nu = \alpha l / \lambda$ – число Нуссельта.

Физические свойства выбираются по температуре набегающего потока, $Nu_2 = 0,67 \cdot (0,23 \cdot 10^5)^{0,5} \cdot 0,703^{0,33} = 95$. Коэффициент теплоотдачи для вертикальной непрозрачной стенки в теплый период года (с учетом того, что остекление по высоте составляет 0,5 м от всей высоты кабины) $a_2 = Nu \lambda / l = 95 \cdot 0,0259 / 1 = 2,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Через прозрачное ограждение имеет место также лучистый перенос тепловой энергии. Большинству стекол свойственна значительная теплопрозрачность в интервале длин волн 0,8...2,6 мкм, несколько меньшая – в интервале 2,6...5,0 мкм и почти полная непрозрачность для из-

лучения с большей длиной волны. Для практических расчетов пренебрегают спектральной зависимостью.

Постановка задачи

Нестационарная теплопередача через ограждения.

Рассмотрим вариант, когда нагрев стенки определяется изменением теплового потока, поступающего на поверхность. Такой случай близок к теплопередаче через ограждение при попадании солнечной радиации на стенку. Покрытие поверхности ограждения кабины транспортного средства слоем теплоизоляции является распространенным способом теплозащиты, получается двухслойная пластина – тонкая металлическая стенка и слой термоизоляции (рис. 2, 3).

При сравнимых по величине толщинах слоев металла x_m и термоизоляции x первый слой имеет незначительное по сравнению со вторым термическое сопротивление распространению тепла. Поэтому металлическая стенка может рассматриваться лишь как слой, аккумулирующий тепло, а ее температуру t_m будем считать одинаковой по толщине [6]. При решении были сделаны следующие допущения: теплофизические характеристики теплоизоляции приняты постоянными в данном интервале тем-

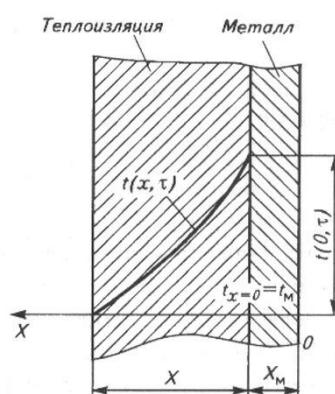


Рис. 2. Температурное поле в двухслойной пластине: тонкая металлическая пластина и слой термоизоляции

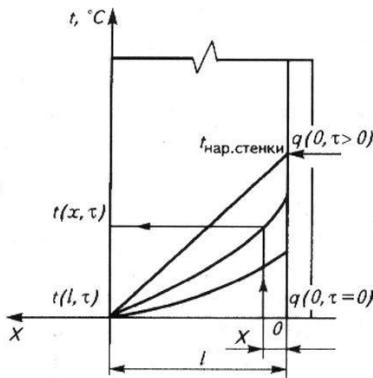


Рис. 3. Односторонний нагрев при изменении теплового потока на поверхности. Схема распределения температур при нагреве

ператур, коэффициент теплоотдачи на поверхности постоянен.

Примем следующие начальные условия. Кабина не отапливается, по сечению ограждения температура одинакова, равная температуре окружающей среды $t(x, t=0)$, и тепловой поток на внешнюю поверхность равен $q(0;0) = 0$. В момент $\tau = 0$ на кабину (стенку) начала поступать солнечная радиация и на внешнюю поверхность стенки ($x = 0$) начал подаваться постоянный тепловой поток $q(x = 0; \tau) = q_b = \text{const}$. Данный вариант возможен при воздействии на поверхность суммарной солнечной радиации (прямой и рассеянной) при безоблачном небе в полуденные часы за интервал времени, на который приходится наибольшая солнечная активность. Со временем в толще стены установится линейное распределение температуры, соответствующее стационарной передаче тепла. Примем, что температура на внутренней поверхности ограждения остается неизменной, т.е. $t(l, \tau) = t(l, 0)$. Температура, которая установится на внешней поверхности ограждения кабины в стационарных условиях $\tau > 0$, будет соответствовать: $t(0, \tau > 0) - t(l, \tau) = q_b \cdot (l/\lambda)$. Решение этой задачи представлено в виде обобщенных графиков (рис. 2, 3). На графики нанесены кривые изменения избыточной относительной температуры [1] $\Theta = |t(x, \tau) - t(x, 0)| / |t(0, \tau > 0) - t(x, 0)|$ в разных сечениях стенки x для различных моментов времени.

Для транспортных средств получаем среднюю температуру 60°C через определенный промежуток времени (до установившейся температуры двигателя) полтора – два часа.

Для расчета кабины на такой вид теплообмена, как теплопередача, принимают средний коэффициент теплопередачи относительно коэффициентов теплопередачи для ограждений [1].

Построение математической модели

Рассмотрим закон сохранения массы [см. систему уравнений (1)]. Начальные условия в момент начала процесса, т.е. при $\tau = 0$ имеют вид:

$$m(\tau = 0) = V\rho;$$

$$\frac{\partial m}{\partial \tau}(\tau = 0) = 0,$$

где V – внутренний объем салона кабины, м^3 ;

ρ – плотность воздуха при нормальных условиях, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Значения климатических параметров относятся к статистическим данным. Установлены закономерности, которым подчинены массовые случайные явления.

Температура $t(0, \tau)$ поверхности стенки снаружи ($^{\circ}\text{C}$):

$$t(0, \tau) = t_n + \left[\left(100 \cdot \sqrt{\frac{qF}{\varepsilon Co}} + \left(\frac{t_n + 273}{100} \right)^4 \right) - t_n \right] \cdot (1 - e^{-\Psi Fo}),$$

где t_n – наружная температура, $^{\circ}\text{C}$;

q – тепловой поток, $\text{Вт}/\text{м}^2$;

$Fo = \alpha\tau/\delta^2$ – число Фурье (безразмерное время);

F – внутренняя поверхность ограждения, м^2 .

Температура $t(0, \tau > 0)$ поверхности стенки снаружи через большой промежуток времени ($^{\circ}\text{C}$)

$$t(0, \tau > 0) = 100 \cdot \sqrt{\frac{qF}{\varepsilon Co}} + \left(\frac{t_n + 273}{100} \right)^4 - 273.$$

В условиях задачи температура на внутренней поверхности ограждения не превышает $t(l, \tau)$ ($^{\circ}\text{C}$):

$$t(l, \tau) = t(0, \tau) - \frac{\frac{1}{\alpha} + \frac{\delta}{\lambda}}{\frac{1}{\alpha} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha}} \cdot \left[t(0, \tau) - t_n \right].$$

Температура в салоне кабины в летний период ($^{\circ}\text{C}$)

$$t = \left(1 + \frac{1}{\alpha} \sum_i \frac{\lambda_i}{\delta_i} \right) \cdot [t(l, \tau) + \Delta t'] - \\ - t(0, \tau) \cdot \frac{1}{\alpha} \sum_i \frac{\lambda_i}{\delta_i}.$$

Расчеты показывают, что принимая во внимание теплопритоки из-за теплопроводности ограждения при

данной постановке задачи и теплопритоки от непосредственного проникновения солнечной радиации при заданных наружной температуре воздуха и количестве солнечной радиации, которые рассматриваются в расчетах как параметры наружного климата, а также конструктивные особенности транспортного средства, для региона Республика Карелия температура в салоне кабины будет равна 32 °С с учетом наружного коэффициента теплоотдачи α_n .

Оценка соответствия температурного режима кабины санитарным нормам предполагает, что температура воздуха в кабине не должна превышать допустимую, которая составляет 28 °С для теплого периода года. Это не выполняется без воздействия «вектора управления», или, другими словами, расчетное отклонение (превышение) температуры, составляющее 4 °С, необходимо компенсировать кондиционированием воздуха.

Для данной задачи необходимая холодопроизводительность системы $Q_{\text{охл}} = 1034 \text{ Вт}$.

Реализация модели

С учетом теплопритоков температура в салоне кабины в летний период (°С)

$$t = \left(1 + \frac{1}{\alpha} \sum \frac{\lambda_i}{\delta_i} \right) \cdot \left[\left(t_u + \left[\left(100 \cdot \sqrt[4]{\frac{q_n F}{\epsilon C_0}} + \left(\frac{t_u + 273}{100} \right)^4 - 273 \right) - t_u \right] \cdot (1 - e^{(-\psi F_0)}) \right) - \left(\frac{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta}{\lambda}}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha}} \cdot \left(t_u + \left[\left(100 \cdot \sqrt[4]{\frac{q_n F}{\epsilon C_0}} + \left(\frac{t_u + 273}{100} \right)^4 - 273 \right) - t_u \right] \cdot (1 - e^{(-\psi F_0)}) \right) - t_u \right) \right] + \left(100 \cdot \sqrt[4]{\frac{q_n K_{\text{спе}} K_{\text{ст}} F_{\text{ост}}}{\epsilon' C_0}} + \left(\frac{t_u + 273}{100} \right)^4 - 273 - t_u \right) \cdot (1 - e^{(-\psi F_0)}) - \left[t_u + \left[\left(100 \cdot \sqrt[4]{\frac{q_n F}{\epsilon C_0}} + \left(\frac{t_u + 273}{100} \right)^4 - 273 \right) - t_u \right] \cdot (1 - e^{(-\psi F_0)}) \right] \cdot \frac{1}{\alpha} \sum \frac{\lambda_i}{\delta_i} .$$

На рис. 4 представлен график изменения температуры воздуха в кабине во времени. Анализируя график, можно заметить, что температура воздуха достигает допустимого значения, регламентируемого нормами, через 45 мин с момента начала работы.

Соответствие температурного режима кабины оптимальным нормам должно обеспечиваться компенсацией

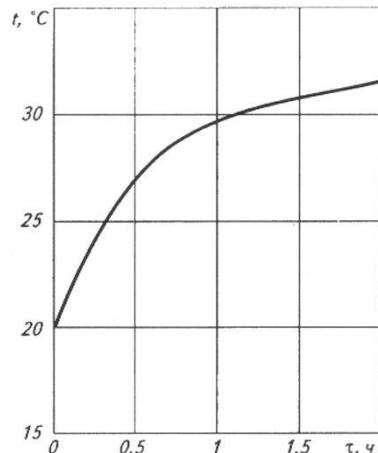


Рис. 4. График изменения температуры t в салоне кабины, полученный на основе математического моделирования

избытков явной теплоты за счет кондиционирования воздуха. Приведенные зависимости позволяют определить характеристики системы кондиционирования воздуха для каждого момента ее работы, в том числе расчетные, определяющие конструктивное решение и установочные мощности всех элементов.

...

Рассмотренный в работе подход моделирования теплового режима кабины транспортного средства приемлем для подобных систем с учетом конструктивных особенностей машин. Рассмотрев варианты этой термодинамической системы, конструктор получает возможность выбрать технически наименее сложный и экономически наиболее выгодный вариант.

Список литературы

- Богословский В.Н. Строительная теплофизика: Учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Выш. школа, 1982.
- Волов Д.Б. Математическое моделирование, 2004. Т. 16. № 1.
- ГОСТ 12.1.005 – 88 «Воздух рабочей зоны. Общие санитарно-гигиенические требования».
- Зворыкин М.П., Черкез В.М. Кондиционирование воздуха в пассажирских вагонах. – М.: Транспорт, 1977.
- Краснощеков Е.А., Сукомел А.С. Задачник по теплопередаче. – Изд 3-е, перераб. и доп. – М.: Энергия, 1975.
- Кудряшов Л.И., Меньших Н.Л. Приближенные решения нелинейных задач теплопроводности. – М.: Машиностроение, 1979.
- СниП 23-10 – 99 «Строительная климатология».