

## Обобщенная математическая модель нестационарного теплового режима пассажирского вагона с СКВ

Емельянов А. Л., Буравой С. Е., Платунов Е. С.

С физической точки зрения пассажирский вагон, снабженный системой кондиционирования, представляет собой открытую саморегулирующуюся термодинамическую систему, контролируемые параметрами в которой являются температура  $t$ , влажность  $\phi$  и состав ( $O_2$ ,  $CO_2$  и др.) воздуха в вагоне. Для управления ими используется атмосферный воздух, принудительно прокачиваемый через вагон. Однако, если оптимальный химический состав воздуха в вагоне обеспечивается обычно без значительных энергетических затрат, а влажность вообще не контролируется и не управляется, то с обеспечением необходимой температуры в вагоне дело обстоит гораздо сложнее. Современные транспортные кондиционеры, с холодопроизводительностью  $Q_x \geq 20 \div 30$  кВт, являются массивными и энергоемкими агрегатами. По этой причине разработчики кондиционируемых вагонов вынуждены тщательно согласовывать температуру  $t_x$  и расход  $L_x$  обрабатываемого воздуха, а следовательно, и холодопроизводительность кондиционера с реально достижимыми теплозащитными характеристиками вагона и климатическими особенностями его эксплуатации. Поэтому в жаркую погоду кондиционер обычно вынужден работать на пределе своих возможностей, расходуя большое количество электрической энергии.

Для оптимального согласования эксплуатационных характеристик вагона и кондиционера необходим комплексный анализ тепловлажностных процессов во всей системе “вагон – пассажиры – кондиционер – атмосферная среда”. Энергетический баланс такой системы в стационарном температурном режиме работы вагона хорошо изучен [1, 2]. Хуже обстоит дело с анализом теплового состояния кондиционируемых вагонов в нестационарных условиях, в частности, перед посадкой и в первые часы рейса, когда начальное тепловое состояние вагона, стоящего под палящими лучами солнца, оказывается далеким от комфортного.

Целью данного исследования было создание обобщенной математической макромодели нестационарного теплового режима пассажирского вагона, которая позволила бы оценивать роль нестационарных, переходных температурных состояний вагона, а при необходимости подбирать оптимальные энергетические характеристики кондиционера, учитывая проявление тепловой инерции вагона на начальных этапах рейса.

Любая макро модель эффективна, если в ней удастся отвлечься от мелких, несущественных деталей и использовать при анализе параметры, усредненные по объему или поверхности. При формировании упрощенной тепловой макро модели вагона такая возможность, как оказалось, легко реализуется. Этому способствуют различные физически обоснованные и экспериментально подтверждаемые особенности теплового состояния вагона. Перечислим их.

1. Охлажденный воздух, поступающий из кондиционера отдельно в каждое купе, при воздухообмене в час не более 20-ти крат успевает эффективно и быстро смешиваться с воздухом купе.
2. Нагретый воздух, уходящий из купе, имеет температуру, практически совпадающую с температурой внутренних перегородок вагона.
3. Вихревые потоки воздуха и прямой лучистый теплообмен между перегородками способствуют созданию изотермического температурного поля внутри купе.
4. Температурное поле деревянных перегородок, полок и внутренней обшивки в вагоне на всех этапах остается близким к равномерному.
5. Температурный перепад между наружной средой с температурой  $t_H$  и воздухом вагона с температурой  $t_B$  гасится на теплоизоляции, так как ее тепловое сопротивление составляет не менее (90 – 95)% от общего теплового сопротивления наружной стенки. Поэтому средний температурный перепад между наружной стенкой купе с температурой  $t_C$  и среднеобъемной температурой воздуха  $t_B$  в вагоне обычно не превышает (1 – 2) К.
6. Процессы тепло- и влагообмена внутри вагона происходят практически независимо.
7. Температура металлического корпуса вагона при движении поезда, благодаря интенсивной наружной конвективной теплоотдаче, совпадает с температурой наружного воздуха.
8. На этапах подготовки к рейсу и при посадке пассажиров температура внутри вагона под воздействием вентиляторов и кондиционера принудительно плавно снижается до комфортной. При этом их тепловое воздействие не успевает достичь наружного металлического корпуса вагона.

Перечисленные особенности теплового режима вагона удается суммировать в виде трех математических допущений:

1. температурное поле воздуха, внутренних перегородок и деревянной обшивки наружных стенок вагона, благодаря очень развитой поверхности теплообмена (до 1000 м<sup>2</sup>), на всех этапах остается близким к равномерному;
2. перепадом температуры между воздухом и стенками внутри вагона при анализе интегрального теплового баланса вагона можно пренебречь, так как он не превышает (5 – 10)% от перепада температуры в теплоизоляционном слое наружных стенок вагона;

3. теплоемкость тонкодисперсной пенопластовой изоляции вагона составляет малую долю от теплоемкости внутренних перегородок и деревянной обшивки вагона, поэтому ее влияние может учитываться упрощенно, в виде поправки.

Указанные допущения позволили резко упростить математическую модель вагона, позволив рассматривать его как термодинамический объект с сосредоточенными параметрами. Тепловой баланс такого объекта с пассажирами, кондиционером и наружной средой удается описать интегральными уравнениями, не содержащими пространственных координат.

Физическая сущность этих уравнений сводится к следующему. Поток  $G_x$  холодного воздуха, поступающего в вагон с температурой  $t_x$ , относительной влажностью  $\phi_x$  и удельной энтальпией  $I_x$ , перемещаясь внутри вагона, оказывается способным поглощать теплоту нагретых внутренних стенок и перегородок, а также тепло- и влаговыделения пассажиров. Интегральный тепловой поток  $Q(\tau)$ , поглощаемый воздушным потоком в момент времени  $\tau$ , однозначно связан с приращением его энтальпии и определяется соотношением

$$Q(\tau) = [I(t, \phi) - I_x] \rho_x L_x, \quad (1)$$

где  $I(t, \phi)$ ,  $t(\tau)$ ,  $\phi(\tau)$  – удельная энтальпия, температура и относительная влажность воздуха в момент выхода из вагона;  $I_x$ ,  $\rho_x$ ,  $L_x$  – удельная энтальпия, плотность и объемный расход поступающего в вагон холодного воздуха, соответственно.

С другой стороны, согласно закону сохранения энергии (тепловому балансу), тепловой поток  $\Gamma^\perp$ , поглощаемый воздухом за время пребывания внутри вагона, складывается из четырех составляющих:

$$\Gamma^\perp = \Gamma_{\text{вн}}^\perp + \Gamma_{\text{ст}}^\perp + \Gamma_{\text{п}}^\perp + \Gamma_{\text{и}}^\perp, \quad (2)$$

где  $\Gamma_{\text{вн}}^\perp$  – тепловой поток, проникающий в вагон из окружающей среды через наружные теплозащитные стенки;  $\Gamma_{\text{ст}}^\perp$  – тепловой поток, теряемый всеми внутренними перегородками и стенками вагона;  $\Gamma_{\text{п}}^\perp$  – тепловой поток, рассеиваемый пассажирами теплоотдачей и излучением;  $\Gamma_{\text{и}}^\perp$  – тепловой поток, воспринимаемый воздухом непосредственно через испарение влаги пассажирами.

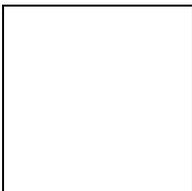
Перечисленные потоки однозначно определяются соотношениями

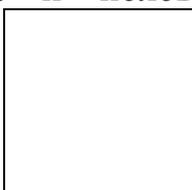
$$\Gamma_{\text{вн}}^\perp = \alpha_{\text{вн}} (t_{\text{вн}} - t_x); \quad (3)$$

$$Q_c(\tau) = -C_{\text{эф}} \frac{dt}{d\tau}; \quad (4)$$

$$Q_{\text{л}} = Nq_{\text{т}}; \quad (5)$$

$$Q_{\text{и}} = Nr_{\text{и}} m'_{\text{и}}, \quad (6)$$

где использованы следующие дополнительные обозначения:  – средняя эффективная тепловая проводимость всех наружных стенок вагона, включая пол, потолок и окна с проникающим через них солнечным излучением;  $F_H$  – площадь всех наружных ограждений вагона, через которые проникает тепловой поток из окружающей среды;  $C_{эф}$  – суммарная теплоемкость всех внутренних перегородок, деревянной обшивки наружных ограждений вагона и половины теплоемкости теплозащитного слоя

(пенопласта и т. п.);  – число пассажиров в вагоне;  $q_T$  – тепловой поток, отдаваемый одним пассажиром в воздух теплоотдачей и излучением;  $r_{и}$  – удельная теплота испарения воды;  $m'_{и}$  – масса влаги, испаряемой одним пассажиром в единицу времени.

В итоге объединенное уравнение теплового баланса вагона в неустановившемся, переходном режиме приобретает в

$$Q(\tau) = [I(t, \varphi) - I_x] \rho_x L_x = k F_H [t_H - t(\tau)] - C_{эф} \frac{dt}{d\tau} + N(q_T + r_{и} m'_{и}). \quad (7)$$

Как уже отмечалось, процесс испарения влаги внутри вагона осуществляется практически независимо от других тепловых процессов, поэтому его можно выделить из уравнения (7) и учитывать отдельно. Для этого следует вычесть из энтальпии воздуха влажностную составляющую, связанную с испарением воды, и оставить в ней только ту часть, которая определяется непосредственно удельной изобарной теплоемкостью  $c_p$ , плотностью  $\rho_x$  и температурой  $t(\tau)$  воздуха. После соответствующего удаления из правой части уравнения (7) испарительной составляющей, определяемой уравнением (6), получаем уравнение, функцией в котором является только температура воздуха  $t(\tau)$ , приобретаемая им к моменту выхода из вагона,

$$c_p \rho_x L_x [t(\tau) - t_x] = k F_H [t_H - t(\tau)] - C_{эф} \frac{dt}{d\tau} + N q_T, \quad (8)$$

а все другие параметры являются независимыми, исходными и в совокупности определяют конкретные особенности нестационарного теплового режима вагона.

Уравнение (8) в рамках принятых выше допущений в принципе не нуждается в ограничениях на характер изменения исходных параметров. Однако для его аналитического решения приходится вводить неизбежные ограничения на их зависимость от времени. Для ответа на вопросы, сформулированные в начале статьи, целесообразно выделить несколько

наиболее характерных этапов теплового режима вагона, в рамках каждого из которых сохраняются практически постоянные значения исходных параметров

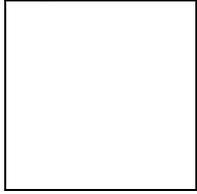
$$c_p; \rho_x; L_x; t_x; \Phi_x; k; F_H; t_H; \Phi_H; C_{\text{эф}}; N; q_T = \text{const}, \quad (9)$$

и исследовать уравнение (8) отдельно для каждого такого этапа.

Для комплексного анализа теплового режима вагона и кондиционера целесообразно дополнить уравнения (1) – (8) еще одним уравнением, которое связывает энтальпию наружного и рециркуляционного воздушных потоков, обрабатываемых кондиционером, с его холодопроизводительностью. В соответствии с определением холодопроизводительности  $Q_0$  кондиционера имеем

$$Q_0 = (I_H - I_X) \rho_X L_{\text{HX}} + (I_B - I_X) \rho_X (L_X - L_{\text{HX}}), \quad (10)$$

где  $I_H, I_B, I_X$  – удельная энтальпия наружного, рециркуляционного и холодного воздуха, соответственно;  $L_{\text{HX}}$  – объемный расход наружного воздуха;  $(L_X - L_{\text{HX}})$  – объемный расход рециркуляционного воздуха. Оба расхода определяются при температуре  $t_x$ . Для определения удельной

энтальпии обычно используется стандартная -диаграмма влажного воздуха.

А теперь вернемся к дифференциальному уравнению (8). При ограничениях (9) оно имеет на каждом отдельном этапе охлаждения вагона свое, индивидуальное аналитическое решение вида [3]

$$t(\tau) = \Theta + [t(0) - \Theta] \exp\left(-\frac{\tau}{\varepsilon}\right), \quad (11)$$

где  $\Theta$  – минимально возможная установившаяся температура воздуха внутри вагона на рассматриваемом этапе охлаждения, равная

$$\Theta = \frac{kF_H t_H + c_p \rho_X L_X t_x + Nq_T}{kF_H + c_p \rho_X L_X}; \quad (12)$$

$t(0)$  – начальная температура воздуха и стенок внутри вагона на данном этапе;  $\varepsilon$  – показатель тепловой инерционности вагона на этом этапе

$$\varepsilon = \frac{C_{\text{эф}}}{kF_H + c_p \rho_X L_X}. \quad (13)$$

Выражения (11) – (13) позволяют оценить не только уровень температуры внутри вагона в установившемся, штатном тепловом режиме, но также и длительность переходных тепловых процессов в пределах каждого этапа. Для этого должны быть известными начальная температура  $t(0)$  внутри вагона на этом этапе и значения всех исходных параметров (9), а

также определен режим работы кондиционера, обеспечивающего заданные значения расхода  $L_x$ , температуры  $t_x$  и влажности  $\phi_x$  подаваемого в вагон воздуха на рассматриваемом этапе. Соответствующая формула для расчета длительности охлаждения вагона от заданной начальной температуры  $t(0)$  до некоторой конечной температуры  $t_K > \Theta$  на интересующем нас этапе охлаждения имеет вид

$$\tau_K = \varepsilon \ln \frac{t(0) - \Theta}{t_K - \Theta}. \quad (14)$$

Общий анализ найденных расчетных соотношений показывает, что выражение (12) позволяет относительно просто выбирать оптимальный расход  $L_x$  подаваемого в вагон холодного воздуха, если мы условимся принимать во внимание только штатный, установившийся тепловой режим эксплуатации вагонов и не будем интересоваться этапами подготовки подвижного состава к рейсу. Соответствующее выражение, позволяющее определить минимально необходимый расход  $L_{x.min}$ , может быть получено из соотношения (12). Для этого достаточно учесть, что в этом случае установившаяся температура воздуха  $\Theta$  должна совпадать с выбранной комфортной температурой  $t_B$  воздуха ( $\Theta = t_B$ ). В итоге имеем

$$L_{x.min} = \frac{kF_H(t_H - t_B) + Nq_T}{c_p \rho_x (t_B - t_x)}. \quad (15)$$

С помощью соотношения (15) выбирается оптимальное (с традиционным коэффициентом запаса) значение расхода воздуха  $L_x \geq L_{x.min}$ . После этого появляется возможность воспользоваться выражением (10) для выбора необходимой холодопроизводительности  $Q_0$  встраиваемого в вагон кондиционера. Для этого достаточно выделить из общего расхода  $L_x$  необходимый расход наружного воздуха (он выбирается независимо, исходя из санитарных норм). Соотношение (10) в интересующем нас случае целесообразно представить в виде

$$Q_0 = (I_{H \max} - I_x) \rho_x L_{HX} + (I_{B \max} - I_x) \rho_x (L_x - L_{HX}), \quad (16)$$

где учтено, что при расчетах используются предельно возможные значения энтальпии наружного и рециркуляционного воздуха.

Расчетные соотношения (15) и (16) целесообразно дополнить еще одним соотношением, позволяющим оценивать величину теплового потока  $Q_x$ , который в установившемся режиме уносится из вагона кондиционером. Интересующее нас соотношение вытекает из уравнений (7), (8) и может быть представлено в виде

$$Q_x = kF_H(t_H - t_B) + N(q_T + q_H), \quad (17)$$

где  $q_H$  – тепловой поток, выделяемый пассажиром при испарения влаги.

Выражение (17) позволяет сравнивать поток  $Q_x$  с холодопроизводительностью кондиционера  $Q_0$  и тем самым оценивать эффективность работы системы кондиционер – вагон.

В условиях России комфортные условия в купейном вагоне способен обеспечить кондиционер с холодопроизводительностью  $Q_0 = (15 - 20)$  кВт при расходе наружного воздуха  $L_{нх} = 800$  м<sup>3</sup>/час что является минимальным возможным и общем расходе  $L_x = 2 \cdot 10^3$  м<sup>3</sup>/час. При этом предельная величина теплового потока  $Q_x$ , удаляемого из вагона кондиционером, согласно соотношению (17), не будет превышать 9 кВт. Значительные непроизводительные энергетические потери кондиционера являются вынужденными, так как вызваны необходимостью непрерывного притока в вагон наружного воздуха.

Подчеркнем, что указанные оптимальные значения расхода  $L_x$  и холодопроизводительности  $Q_0$  отражают штатный, установившийся тепловой режим эксплуатации вагона. Следует, однако, ожидать, что естественное желание обеспечивать комфортную температуру на всех этапах эксплуатации вагона может потребовать дополнительных энергетических затрат. Особый практический интерес представляет анализ ситуации, когда начальная температура подготавливаемого к рейсу вагона оказывается далекой от комфортной. Такой вагон перед посадкой нуждается в интенсивном принудительном охлаждении. Поэтому интересно оценить длительность и энергоемкость этой, пока не всегда реализуемой на практике процедуры охлаждения.

Количественной мерой тепловой инерции вагона является показатель тепловой инерционности  $\epsilon$ , определяемый соотношением (13). Для типового купейного вагона показатель инерционности вагона может изменяться в пределах 1,5 – 5 часов. Это означает, что продолжительность выхода вагона на уровень комфортной температуры в неблагоприятных условиях (при начальной температуре вагона выше 50°C) может достигать 10 и более часов.

В жаркие дни температура незащищенного от солнечных лучей вагона при закрытых окнах, как уже отмечалось, может достигать 50°C и более, поэтому при формировании состава на первом этапе вагоны выгодно охлаждать путем продувки их наружным воздухом с помощью только вентиляторов, без подключения кондиционера. На втором этапе, перед посадкой пассажиров, наоборот, целесообразно задействовать кондиционер на полную мощность, прогоняя через него по замкнутому циклу только рециркуляционный воздух. На этапе посадки и в первые часы движения поезда кондиционер также целесообразно загружать на полную мощность, но уже забирая при этом необходимую часть воздуха из атмосферы. Таким образом, на стадии подготовки пассажирского состава к рейсу целесообразно выделить, по крайней мере, три самостоятельных этапа охлаждения вагона, поэтому формула (14) для расчета суммарной длительности  $\tau_k$  охлаждения вагона до комфортной температуры может быть представлена в виде

$$\tau_k = \sum_{i=1}^3 \varepsilon_i \ln \frac{t_i(0) - \Theta_i}{t_{ki} - \Theta_i}. \quad (18)$$

Уместно обратить внимание, что в рассмотренном примере на первом этапе вагон охлаждался вентиляторами до температуры  $38,7^\circ\text{C}$  (при температуре продуваемого воздуха  $35^\circ\text{C}$ ), на втором этапе, до посадки пассажиров, вагон охлаждался уже воздухом с температурой  $15^\circ\text{C}$ , причем охлаждение продолжалось до температуры  $29^\circ\text{C}$ . Кроме того предусмотрено, что посадка пассажиров по санитарным нормам может начинаться, когда температура вагона оказывается ниже температуры наружной среды всего на  $6\text{ K}$ .

Результаты рассмотренного примера позволяют сделать ряд важных выводов. Очевидно, что в жаркие летние дни начальное тепловое состояние пассажирских вагонов может быть далеким от комфортного, а управлять длительностью их переходного режима весьма затруднительно. Для этого необходимо принимать меры к снижению тепловой инерционности вагона. Но из соотношений (11) – (14) видно, что практически уменьшить ее можно только за счет резкого увеличения расхода воздуха, используемого для вентиляции вагона перед посадкой. К сожалению, такой способ решения проблемы экономически не оправдан, так как для его реализации требуется оснащение вагонов более мощными кондиционерами и дополнительным вентиляционным оборудованием, а также системой подключения неподвижных вагонов к внешним источникам электроэнергии. Именно по этой причине проблема принудительного охлаждения вагонов перед посадкой пассажиров до сих пор остается открытой.

Но так ли уж безнадежно существующее положение? По-видимому, ситуацию можно существенно упростить, причем достаточно простым способом. Для этого достаточно принять меры к тому, чтобы стоящие в парке пассажирские составы не перегревались на солнцепеке. В настоящее время эта проблема решается наиболее просто – за счет сквозняков через открытые окна вагона. Именно поэтому удается закрывать глаза на отсутствие температурного комфорта при посадке пассажиров, ограничиваясь при необходимости интенсивной вентиляцией вагона наружным воздухом.

Однако как быть в этом случае с вагонами нового поколения, в которых не предусматривается возможность открывания окон? Напрашивается естественный выход. Стоящие в парке вагоны должны быть защищены от солнечных лучей хотя бы открытыми навесами. Благодаря этому появляется возможность практически снять проблему начальной тепловой подготовки вагонов к очередному рейсу. При отсутствии источников внешней электроэнергии ощутимого улучшения комфортности на этапе посадки можно добиться с помощью вентиляторов, прогоняющих через вагон наружный воздух.

## **Общие выводы**

1. Проведенный анализ высветил целый ряд болевых точек в современном подходе к решению проблемы обеспечения существующих пассажирских вагонов системами кондиционирования. В частности, напрашивается необходимость улучшения теплозащитных свойств и герметизации вагона. Энергетически выгодно снижать температуру подаваемого в вагон холодного воздуха до 10 °С и ниже. Не в полной мере используются тепло- влажностные возможности воздуха. Решение этих вопросов связано с дальнейшим совершенствованием конструкции вагона и системы подачи воздуха в купе.
2. Актуальным остается создание более совершенной системы автоматического управления работой кондиционера, чутко реагирующей на все изменения тепловых и влажностных воздействий внешней среды. Усовершенствованная система управления кондиционером позволит ощутимо сократить энергетические затраты на его работу.
3. Тепловая инерционность вагона благотворно проявляется во время движения поезда, помогая без дополнительных энергетических затрат сохранять комфортные условия на промежуточных остановках. Однако на этапе подготовки пассажирского состава к очередному рейсу ситуация резко меняется. В жаркие дни вагоны с герметично закрытыми окнами способны перегреваться до 50°С и более, их тепловая подготовка к рейсу даже в условиях интенсивной вентиляции может растягиваться на многие часы. Для снятия такой нежелательной ситуации в зонах отстоя экономически выгодно сооружать открытые солнцезащитные навесы. Это позволяет начинать подготовку вагона к рейсу непосредственно на этапе посадки пассажиров.

## **Список литературы**

1. Фаерштейн Ю.О., Китаев Б.Н. Кондиционирование воздуха в пассажирских вагонах – М. Транспорт. 1984 – 272 с.
2. Кондиционирование воздуха в пассажирских вагонах и на локомотивах. Маханько М.Г. и др. – М. Транспорт. 1981 – 254 с.
3. Прикладная физика. Теплообмен в приборостроении. Г.М. Кондратьев, Г.И. Дульнев, Е.С. Платунов, Н.А. Ярышев – СПб.: СПбГУИТМО, 2003 – 552 с.