

Тепловая инерционность воздуха в помещениях с системами кондиционирования

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

Проблема индивидуального управления температурой воздуха в отдельно взятом помещении производственного здания, офиса, купе пассажирского вагона или кабины транспортного средства привлекает пристальное внимание специалистов, разрабатывающих централизованные системы кондиционирования (СКВ). Она, в частности, диктуется новыми санитарно-техническими требованиями, а также желанием пассажиров и обслуживающего персонала путешествовать в более комфортных условиях [1, 2, 3]. При решении этой проблемы перед специалистами возникло одно принципиальное затруднение. Оно связано с отсутствием ясности в вопросе о тепловой инерционности воздуха в помещении, что влияет на грамотный выбор систем индивидуального автоматического управления температурой помещения, а точнее – воздуха в нем. Среди специалистов, в частности, широко распространено интуитивное убеждение, что температура в помещении практически всегда совпадает с температурой его стен. Но в условиях активного кондиционирования помещения такое убеждение чаще всего остается неоправданным. Поэтому при выборе системы управления температурой воздуха внутри помещения следует учитывать реальную тепловую инерционность вентиляционного воздушного потока, прогоняемого через помещение кондиционером. Ниже будет показано, что она оказывается значительно ниже тепловой инерционности стен помещения и исчисляется минутами, а не часами, что характерно для стен.

На качественном уровне убедиться в том, что инерционные свойства воздуха в помещении и его стен должны существенно различаться, можно даже без анализа соответствующих дифференциальных уравнений теплообмена. Любой из нас сталкивался с ситуацией, как в холодную ветреную погоду наружный воздух, врываясь в комнату через случайно открывшуюся форточку или окно, успевает охладить содержащийся в ней воздух за несколько минут. Но если в жилом доме с толстыми наружными стенами неожиданно отключается центральное отопление, то стены помещения, а при закрытых окнах вместе с ними и воздух комнаты, успевают ощутимо охладиться лишь по прошествии нескольких часов.

Для конкретности рассуждений проанализируем тепловую инерционность воздуха в купе пассажирского вагона¹, опираясь на конкретные аналитические соотношения. Для этого учтем ряд особенностей рассматриваемой задачи, существенно упрощающих ее решение.

¹ Полученные соотношения справедливы для любого отдельно взятого кондиционируемого помещения.

Так, температурное поле воздуха в основной, центральной зоне купе, благодаря естественной и принудительной конвекции, остается близким к равномерному, несмотря на низкую теплопроводность воздуха. Поэтому при анализе закономерностей теплообмена воздуха со стенками купе вполне может использоваться тепловая модель с центральным изотермическим ядром, окруженным теплоизоляционной оболочкой (толщина ~5 мм) с пренебрежимо малой теплоемкостью, удельная тепловая проводимость которой совпадает с коэффициентом теплоотдачи. Тепловая модель изотермического ядра, окруженного теплозащитной оболочкой, используется, в частности, в теории теплообмена [3]. Кстати, именно на этой модели базируется представление о *пограничном слое*.

С учетом сказанного тепловой и температурный режим воздуха внутри купе должен подчиняться интегральному уравнению теплового баланса, которое структурно можно представить в следующем виде

$$c\rho L_0 [t_v(\tau) - t_{\text{вх}}] + c\rho V \frac{dt_v}{d\tau} = \alpha F [t_{\text{ст}} - t_v(\tau)] + W_{\text{ист}}, \quad (1)$$

где $t_v(\tau)$ – среднеобъемная температура воздуха, находящегося в купе в рассматриваемый момент времени τ ; c – удельная изобарная теплоемкость воздуха; ρ – плотность воздуха; L_0 – объемный расход воздуха, продуваемого через купе, $\text{м}^3/\text{с}$; $t_{\text{вх}}$ – средняя температура воздуха, входящего в купе; V – объем воздуха в купе; $t_{\text{ст}}$ – средняя температура стенок, пола, потолка и полок в купе; F – площадь общей поверхности стенок, пола, потолка и полок в купе; α – средний коэффициент теплоотдачи воздуха со стенками купе (без учета лучистой составляющей, так как воздух прозрачен к тепловому излучению); $W_{\text{ист}}$ – интегральная мощность всех тепловых источников, действующих внутри купе (прямое излучение Солнца, пассажиры и др.). В уравнении (1) принято, что температура уходящего из купе воздуха в оптимальных условиях практически совпадает со среднеобъемной температурой воздуха в купе.

Далее учтем, что корпус вагона, а вместе с ним и стенки купе, обладают большой (оцениваемой часами) тепловой инерционностью. Поэтому в уравнении (1) при анализе переходной стадии, которая возникает в условиях индивидуального регулирования температуры воздуха и продолжается около 5 минут, можно пренебрегать возможным изменением температуры $t_{\text{ст}}$ стенок купе.

Допущение о неизменности температуры $t_{\text{ст}}$ стенок купе позволяет воспользоваться понятием установившейся стационарной температуры воздуха в купе Θ_0 . Для ее определения можно использовать уравнение установившегося теплового режима купе с наружной средой

$$c\rho L_0 (\Theta_0 - t_{\text{вх}}) = kF_{\text{нар}} (t_{\text{ст}} - \Theta_0) + W_{\text{ист}}, \quad (2)$$

где Θ_0 – установившаяся температура воздуха в купе (при работе кондиционера она обычно задается, а с ней согласуются расход L_0 и

температура $t_{\text{вх}}$); k – удельная тепловая проводимость корпуса вагона; $F_{\text{нар}}$ – площадь наружных стенок купе; $t_{\text{ср}}$ – температура наружной среды.

Из уравнения (2) имеем

$$\Theta_0 = \frac{c\rho L_0 t_{\text{вх}} + k F_{\text{нар}} t_{\text{ср}} + W_{\text{ист}}}{c\rho G_0 + k F_{\text{нар}}}. \quad (3)$$

При постоянных значениях $t_{\text{ст}}$, $t_{\text{вх}}$ и L_0 температура $t_v(\tau)$ воздуха в купе, согласно уравнению (1), должна стремиться к своему стационарному значению Θ_0 , поэтому уравнение (1) в стационарной стадии приобретает вид

$$c\rho L_0 (\Theta_0 - t_{\text{вх}}) = \alpha F (t_{\text{ст}} - \Theta_0) + W_{\text{ист}}. \quad (4)$$

На нестационарной стадии температура воздуха $t_v(\tau)$ отличается от Θ_0 на величину $\vartheta(\tau)$

$$t_v(\tau) = \Theta_0 - \vartheta(\tau). \quad (5)$$

После подстановки выражения (5) в уравнение (1) и вычитания из него справа и слева соответствующих членов из (4), уравнение (1) приобретает вид

$$\varepsilon \frac{d\vartheta}{d\tau} + \vartheta(\tau) = 0, \quad (6)$$

где введено обозначение

$$\varepsilon = \frac{c\rho V}{\alpha F + c\rho L_0} = \text{const}. \quad (7)$$

Уравнение (6) отражает инерционные свойства воздуха в купе. Его решением является экспоненциальная функция вида

$$\vartheta(\tau) = \vartheta_0 \exp\left(-\frac{\tau}{\varepsilon}\right), \quad (8)$$

где ϑ_0 – отклонение температуры $t_v(\tau)$ от Θ_0 в момент времени $\tau = 0$.

Параметр ε в (7) является показателем экспоненты (8). В теории теплообмена его принято называть показателем инерционности. Именно этот параметр и определяет тепловую инерционность воздуха, возникающую при индивидуальном регулировании температуры в купе. Общую длительность переходных процессов, подчиняющихся экспоненциальной зависимости (8), при технических расчетах обычно оценивают величиной $\tau \geq 3\varepsilon$, так как за это время переходная стадия успевает практически завершиться (с погрешностью не более 5 % относительно $\Delta\Theta$).

Из формулы (7) видно, что показатель ε характеризует *внутреннюю* тепловую инерционность воздуха в купе. Его величина зависит от полной теплоемкости $c\rho V$ находящегося в купе воздуха, коэффициента теплоотдачи α , площади F суммарной поверхности стенок и перегородок в купе, а также от расхода L_0 воздуха, принудительно прогоняемого через купе.

Следовательно, *внутренняя* тепловая инерционность воздуха в купе не связана с индивидуальными особенностями системы регулирования.

Воспользуемся выражением (7) для количественной оценки интересующей нас тепловой инерционности воздуха в купе, с учетом его вентиляции через купе. Примем, что $V = 11 \text{ м}^3$, $F = 30 \text{ м}^2$, $L_0 = 400 \text{ м}^3/\text{час} = 0,11 \text{ м}^3/\text{с}$ и $\alpha = 3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а объемная изобарная теплоемкость воздуха $c_p = 1200 \text{ Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$. В итоге получаем $\varepsilon = 59 \text{ с}$. Если же принудительная вентиляция в купе отсутствует ($L_0 = 0$), то инерционность ε воздуха увеличивается до 150 с. Таким образом, как и ожидалось, при индивидуальном регулировании температуры воздуха длительность переходного процесса не превышает 5 минут.

А теперь вновь обратимся к уравнению (4). Оно представляется интересным для нас еще по одной причине, так как дает возможность оценивать предельное приращение $\Delta\Theta$ исходной установившейся температуры Θ_0 , если при индивидуальном регулировании принудительно, скачком изменяются $t_{\text{вх},0}$ и L_0 – входная температура на величину $\Delta t_{\text{вх}}$, а расход воздуха на ΔL .

В новом установившемся стационарном состоянии температура воздуха должна повыситься до уровня $\Theta_0 + \Delta\Theta$, поэтому в новой стационарной стадии уравнение (4) приобретает вид

$$c_p(L_0 + \Delta L)[(\Theta_0 + \Delta\Theta) - (t_{\text{вх},0} + \Delta t_{\text{вх}})] = \alpha F [t_{\text{ст}} - (\Theta_0 + \Delta\Theta)] + W_{\text{ист}}. \quad (9)$$

Совместная обработка уравнений (9) и (4) позволяет определить установившийся скачок температуры воздуха в купе, возникающий при принудительном увеличении входной температуры $t_{\text{вх},0}$ на величину $\Delta t_{\text{вх}}$, а расхода воздуха L_0 – на величину ΔL . Получаем

$$\Delta\Theta = \frac{c_p[(L_0 + \Delta L)\Delta t_{\text{вх}} - \Delta L(\Theta_0 - t_{\text{вх},0})]}{\alpha F + c_p(L_0 + \Delta L)}. \quad (10)$$

Выражение (10) может служить ориентиром при решении обратной задачи, когда возникает необходимость считать заданным параметр $\Delta\Theta$, а через него подбирать необходимые для этого скачки параметров $\Delta t_{\text{вх}}$ и ΔL .

Согласно уравнению (8), температура $t_v(\tau)$ воздуха в купе на стадии перехода от температуры Θ_0 к температуре $\Theta_0 + \Delta\Theta$, т. е. в течение ~ 5 минут, будет изменяться по экспоненциальному закону вида

$$t_v(\tau) = \Theta_0 + \Delta\Theta \left[1 - \exp\left(-\frac{\tau}{\varepsilon}\right) \right], \quad (11)$$

где параметры ε и $\Delta\Theta$ нам уже известны и могут оцениваться по приведенным выше формулам (7) и (10). При этом в выражение (7) следует подставлять тот расход воздуха, который возникает после его скачка. Типовой график функции (11) представлен на рис. 1.

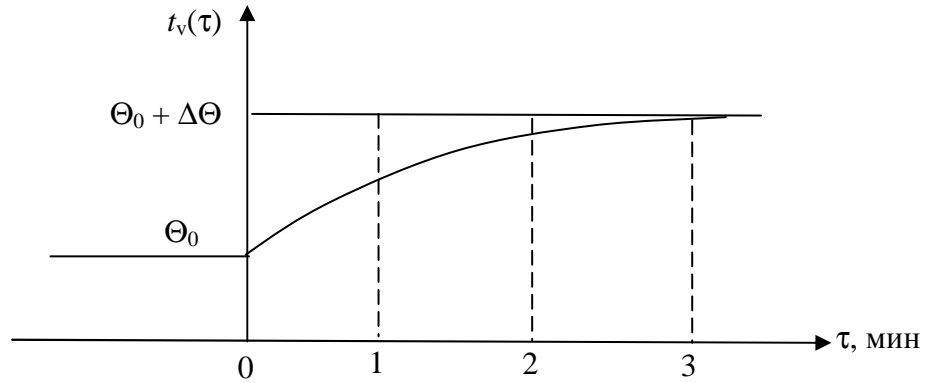


Рис. 1. Типовой график изменения температуры воздуха в купе на переходной стадии при скачке температуры $\Delta t_{\text{вх}}$

В частном случае, когда регулирование производится только за счет изменения $\Delta t_{\text{вх}}$, при неизменном расходе L_0 , выражение (10) принимает вид

$$\Delta\Theta = \frac{c\rho L_0 \Delta t_{\text{вх}}}{\alpha F + c\rho L_0}. \quad (12)$$

Если же регулирование осуществляется только посредством изменения расхода воздуха, то выражение (10) преобразуется к виду

$$\Delta\Theta = -\frac{c\rho \Delta L (\Theta_0 - t_{\text{вх},0})}{\alpha F + c\rho (L_0 + \Delta L)}. \quad (13)$$

Оценим величину возможного повышения температуры воздуха в купе $\Delta\Theta$ на переходной стадии, когда скачком изменяются $t_{\text{вх}}$ и L_0 . Пусть, как и в предыдущем примере, при температуре наружного воздуха $t_{\text{ср}} = 32^\circ\text{C}$ мы имели $\Theta_0 = 22^\circ\text{C}$, $t_{\text{вх},0} = 12^\circ\text{C}$, $L_0 = 140 \text{ м}^3/\text{час} = 0,039 \text{ м}^3/\text{с}$, а затем в купе вместо холодного воздуха скачком стал поступать наружный воздух с $L = 0,020 \text{ м}^3/\text{с}$ (т. е. при $\Delta L = -0,020 \text{ м}^3/\text{с}$). Согласно (10), при $\alpha = 3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ уже через 5 минут после скачка температура воздуха в купе повышается на $\Delta\Theta = 6,3 \text{ К}$.

Однако общий тепловой режим купе при этом будет оставаться неустановившимся, так как после скачка внутри купе начинает действовать дополнительный тепловой поток

$$\Delta Q_x = -c\rho [(L_0 + \Delta L)(\Delta t_{\text{вх}} - \Delta\Theta) - \Delta L \Theta_0], \quad (14)$$

начинающий медленно повышать температуру стенок $t_{\text{ст}}$ купе. А это влечет за собой медленное повышение температуры Θ воздуха в купе. Оно будет суммироваться с найденным выше скачком $\Delta\Theta$.

Типовой график изменения температуры воздуха в купе в условиях пассивного регулирования с учетом возможного изменения температуры стенок купе, показан на рис. 2.

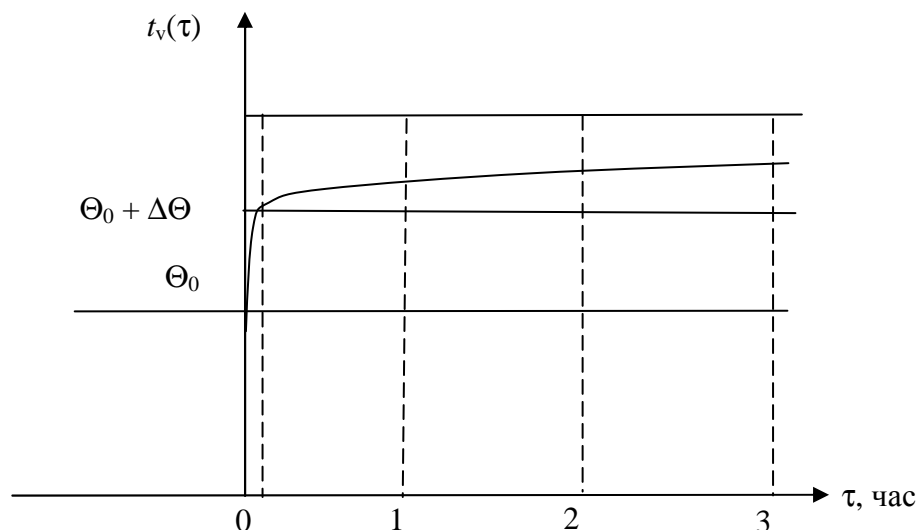


Рис. 2. Типовой график изменения температуры воздуха в купе при пассивном регулировании посредством скачка $\Delta t_{\text{вх}}$, с учетом изменения температуры стенок купе.

Оценочные расчеты показывают, что за счет возникшего при скачке постоянного теплового потока температура стенок и воздуха в купе в рассмотренном примере в течение 1...2-х часов может дополнительно повыситься на (1...2) К. Однако анализ этого процесса выходит за рамки данной статьи.

Общие выводы

1. Показатель тепловой инерционности воздуха в купе близок к одной минуте, поэтому длительность переходных процессов при регулировании температуры воздуха в купе незначительна и не превышает 5 минут.
2. При регулировании температуры воздуха в купе следует учитывать, что основной скачок температуры воздуха $\Delta\Theta$ происходит в течение первых 5 минут, а затем начинает проявляться очень медленное и слабо заметное изменение температуры стенок купе в сторону дальнейшего роста скачка.
3. Выбор тех или иных систем пассивного и активного регулирования температуры воздуха в помещении является самостоятельной задачей. Из приведенного выше теплового анализа следует, что для активного регулирования достаточно использовать простейшую электронную систему, которая управляла бы непосредственно температурой и расходом приточного воздуха в купе.
4. В летнее время в условиях кондиционирования при индивидуальном регулировании энергетически целесообразно, например, поочередно (с шагом 5 минут и более) прокачивать через помещения (купе) два независимых воздушных потока с заметно различающимися температурами – один охлажденный в кондиционере (основной) и другой теплый наружный (вспомогательный). Если же кондиционер способен работать в режиме теплового насоса, то указанную систему

индивидуального регулирования удастся полностью сохранить и в зимнем периоде эксплуатации вагона. В этом случае наружный воздух позволит осуществлять управляемое снижение температуры воздуха в купе, если по одному воздухопроводу в купе подается нагретый воздух, а по другому – наружный.

5. Анализ проблемы был проведен на примере пассажирского вагона, однако все основные результаты анализа остаются справедливыми и для жилых и производственных зданий, обслуживаемых централизованными СКВ.

Список литературы

1. Сотников А.Г. Процессы, аппараты и системы кондиционирования воздуха и вентиляции. В двух томах. Т.1 С-Петербург, 2005 г., 504 с.,. Т.2. С-Петербург, ч.1. 2006 г. 416 с., ч.2 2007 г. 512 с.
2. Жариков В.А. Системы индивидуального регулирования температуры воздуха в купе пассажирских вагонов. ВЕСТНИК ВНИИЖТ, 4, 2006., с. 4– 8.
3. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. Учебник для втузов. Изд. 3-е. М., "Энергия", 1975.