



ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС КУЛЬТИВАЦИОННОГО СООРУЖЕНИЯ С КОМБИНИРОВАННОЙ СИСТЕМОЙ ОТОПЛЕНИЯ

В статье рассмотрено решение уравнения теплового баланса комбинированной системы отопления культивационного сооружения на примере современной промышленной теплицы. Исследованы составляющие теплового баланса, включая искомые температуры приточного воздуха и внутренней поверхности ограждения промышленной теплицы, а также их изменение в зависимости от температуры наружного воздуха в течение отопительного сезона (для климатических условий города Вологды). По результатам количественной оценки теплового баланса культивационного сооружения предложены мероприятия, направленные на повышение энергетической эффективности системы отопления.

Комбинированная система отопления, газовый инфракрасный излучатель, газовый воздушонагреватель, культивационное сооружение, уравнение теплового баланса.

Для культивационных сооружений, где температура поверхности почвы играет не менее важную роль, чем температура внутреннего воздуха, особый интерес представляют системы инфракрасного обогрева. В отличие от конвективных систем отопления, тепловая энергия концентрируется не в верхней части помещения, а организованно поступает в зону облучения [1]. По данным [2] срок окупаемости инфракрасных систем отопления составляет 1,5÷2,0 года. При этом урожайность на 1 м² площади теплицы возможно увеличить на 30÷40 %, а затраты на энергопотребление – уменьшить на 20÷25 %. Тем не менее, в отличие от традиционных систем отопления (водяных, воздушных и даже электрических), системы инфракрасного обогрева являются самыми малоизученными [3].

Значительные расходы тепловой энергии на отопление культивационных сооружений (порядком 30÷60 % от общих производственных затрат) вынуждают искать пути повышения энергетической эффективности их работы. Например, это может быть утилизация теплоты воздуха в случае использования рециркуляционной системы отопления [4] или утилизация теплоты, основанная на прокачке нагретого воздуха через систему подпочвенных труб [5]. Применение низкопотенциальной теплоты воздуха и грунта для отопления теплиц в зимний период года также является одним из способов уменьшения потребления невозобновляемых топливно-энергетических ресурсов [6].

Подробное описание принципиальной схемы работы комбинированной системы культивационного сооружения приведено в работе [7].

Комбинированная система отопления культивационного сооружения включает в себя два различных источника теплоты: газовый инфракрасный излучатель и газовый воздушонагреватель. Применение в качестве энергоносителя газообразного топлива оправдывает себя тем, что, во-первых, это экономически целесообразный подход (в сравнении с электрической энергией),

а во-вторых, углекислый газ (CO₂), образованный в ходе сгорания газообразного топлива, может быть использован для осуществления фотосинтетических реакций. Применение газового инфракрасного излучателя в качестве единственного источника теплоты в культивационном сооружении, как показали расчеты, является недостаточным: при низких температурах наружного воздуха температура воздуха в помещении существенно ниже нормативных значений. Следовательно, основное назначение газового инфракрасного излучателя – это нагрев потоком инфракрасных лучей поверхности почвы и поддержание ее температуры. Отраженная часть тепловой энергии от поверхности почвы и дополнительный поток теплоты от газового воздушонагревателя расходуются на поддержание требуемой температуры внутреннего воздуха. Таким образом, именно лучисто-конвективная (комбинированная) система отопления за счет своей автономности, автоматизации в работе и энергетической эффективности может стать новым инженерным подходом в области теплоснабжения культивационных сооружений.

Уравнение теплового баланса культивационного сооружения с комбинированной системой отопления имеет вид:

$$Q_{\text{общ}} = Q_{\text{изл}} + Q_{\text{вн}} = Q_{\text{огр}} + Q_{\text{вент}} + Q_{\text{гр}}, \text{ Вт}, \quad (1)$$

где $Q_{\text{общ}}$ – общая (суммарная) тепловая мощность комбинированной системы отопления культивационного сооружения, Вт; $Q_{\text{изл}}$ – тепловая мощность газового инфракрасного излучателя, Вт; $Q_{\text{вн}}$ – тепловая мощность газового воздушонагревателя, Вт; $Q_{\text{огр}}$ – потери теплоты теплопередачей через ограждение культивационного сооружения, Вт; $Q_{\text{вент}}$ – потери теплоты с вентиляционным воздухом, уходящим из культивационного сооружения через вытяжной вентиляционный проем, Вт; $Q_{\text{гр}}$ – потери теплоты в грунт, Вт.

Для расчета комбинированной системы отопления культивационного сооружения дополнительно требуется уравнение теплового баланса поверхности почвы, которое связывает между собой не только тепловые, но и массообменные процессы, происходящие на ее поверхности:

$$\frac{A_1 Q_{изл}}{1 - k_{отр}} = Q_{луч} + Q_{конв} + Q_{исп} + Q_{эп}, \text{ Вт}, \quad (2)$$

где $k_{отр} = (1 - A_1)(1 - A_2) \frac{\varphi_{21}}{1 - \varphi_{22}(1 - A_2)}$ – коэффициент, учитывающий многократное отражение теплового излучения от поверхности почвы и внутренней поверхности ограждения культивационного сооружения; A_1 и A_2 – соответственно коэффициенты поглощения поверхности почвы и внутренней поверхности ограждения культивационного сооружения; φ_{21} – коэффициент облученности с внутренней поверхности ограждения культивационного сооружения на поверхность почвы; φ_{22} – коэффициент самооблученности внутренней поверхности ограждения культивационного сооружения; $Q_{луч}$ – результирующее тепловое излучение, возникающее между поверхностью почвы и внутренней поверхностью ограждения культивационного сооружения, Вт; $Q_{конв}$ – тепловой поток, вызванный конвективным теплообменом между поверхностью почвы и приземным слоем воздуха в культивационном сооружении, Вт; $Q_{исп}$ – тепловой поток, расходуемый на испарение влаги с поверхности почвы, Вт.

Рассмотрим на примере промышленной теплицы «Фермер 7.5» (схема теплицы приведена в работе [7]) решение уравнения теплового баланса культивационного сооружения с комбинированной системой отопления (1).

Исходные данные для выполнения расчета:

1. Размеры (габариты) промышленной теплицы: ширина $a = 7,45 \text{ м}$; длина $b = 8,40 \text{ м}$; высота (в верхней точке помещения) $h = 3,80 \text{ м}$.

2. Расчетные параметры внутреннего воздуха: температура $t_{вн.в} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$; относительная влажность $\varphi_{вн.в} = 75 \text{ \%}$.

3. Параметры поверхности почвы: температура $t_{пов} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$; коэффициент поглощения инфракрасного излучения $A_1 = 75 \text{ \%}$.

4. Параметры ограждения промышленной теплицы: термическое сопротивление ограждения $R_{отр} = 0,25 \text{ м}^2 \cdot \text{K}/\text{Вт}$; коэффициент поглощения инфракрасного излучения $A_2 = 94 \text{ \%}$.

5. Расчетные параметры наружного воздуха для условий города Вологды (по данным СП 131.13330.2018): температура $t_{вн.в} = -32 \text{ }^\circ\text{C}$; относительная влажность $\varphi_{вн.в} = 85 \text{ \%}$.

6. Параметры вентиляции: принудительная система вентиляции с механическим побуждением; кратность воздухообмена $n_g = 1,0 \text{ м}^3/\text{мин}$ на 1 м^2 расчетной площади поверхности почвы (минимальная кратность воздухообмена для индивидуальных теплиц круглогодичного использования).

7. Параметры орошения: равномерно орошается вся поверхность почвы в промышленной теплице.

Расчет комбинированной системы отопления промышленной теплицы «Фермер 7.5» выполнен в математическом редакторе «Mathcad».

На рисунке 1 представлена зависимость расчетных тепловых потерь в промышленной теплице $Q_{отр}$, Вт, $Q_{вент}$ и $Q_{гр}$ в соответствии с уравнением (1) от температуры наружного воздуха $t_{н.в}$, $^\circ\text{C}$, в течение отопительного сезона (для климатических условий города Вологды).

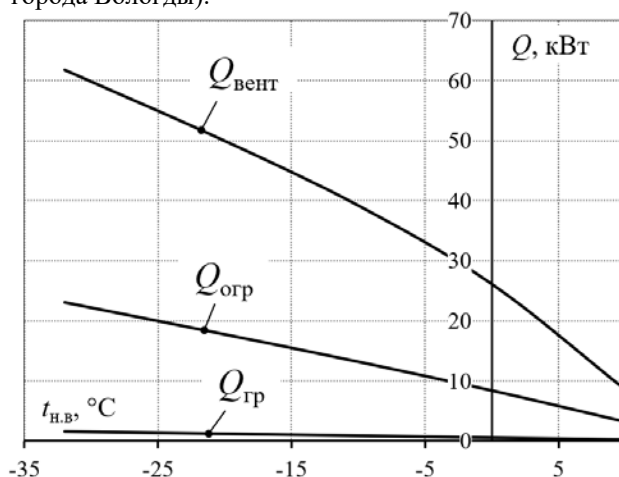


Рис. 1. Расчетные тепловые потери в промышленной теплице

Согласно рисунку 1, основная часть теплоты в промышленной теплице расходуется на нагрев приточного наружного воздуха (около 73 %). Причем в долевом соотношении величина $Q_{вент}$ практически не изменяется в течение всего отопительного сезона. Столь высокое значение тепловых потерь $Q_{вент}$ в тепловом балансе промышленной теплицы (1) можно объяснить не только низкой температурой наружного воздуха в холодный период года (воздух, обладая малой плотностью и удельной теплоемкостью, не требует больших затрат тепловой энергии на его нагрев), но и значительным его объемным расходом (около $3750 \text{ м}^3/\text{ч}$), требуемым для организации воздухообмена. При этом, исходя из площади поперечного сечения промышленной теплицы, составляющей примерно $21,80 \text{ м}^2$, средняя скорость воздушного потока в помещении не превышает $0,05 \text{ м}/\text{с}$. Тепловые потери через ограждение промышленной теплицы $Q_{отр}$ на первый взгляд кажутся незначительными (всего 26 % от суммарных тепловых потерь). Однако стоит понимать, что термическое сопротивление конструкции $R_{отр} = 0,25 \text{ м}^2 \cdot \text{K}/\text{Вт}$ (данное значение характерно для сотового поликарбоната, широко применяемого на практике, с примерной толщиной листа $10 \div 12 \text{ мм}$) имеет малое значение (для сравнения термическое сопротивление наружной стены жилого здания равно $2,5 \div 3,5 \text{ м}^2 \cdot \text{K}/\text{Вт}$, окна – $0,6 \div 0,8 \text{ м}^2 \cdot \text{K}/\text{Вт}$). Тем не менее, благодаря полимерному материалу и применению специальных ячеек, заполненных воздухом, сотовый поликарбонат обладает сравнительно высоким уровнем тепловой изоляции (в отличие от органического стекла, монолитного поликарбоната и, тем более, полиэтиленовой пленки). Тепловые потери в грунт (около 1 %), ввиду ничтожно малой величины

в тепловом балансе за счет большого сопротивления теплопередаче грунта (значение лежит в диапазоне от 2,1 до 14,2 м² · К/Вт), особого интереса не представляют.

В уравнение (2) входят тепловые потоки $Q_{луч}$, Вт, $Q_{конв}$ и $Q_{исп}$ (рис. 2).

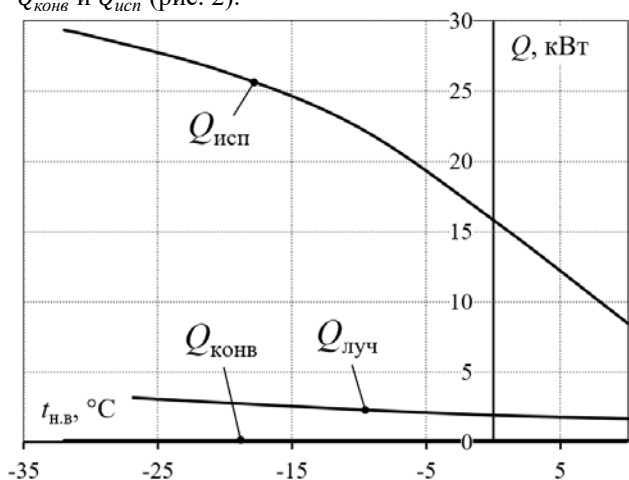


Рис. 2. Расчетные тепловые потоки в промышленной теплице

Если касаться лучистого теплообмена в промышленной теплице, не рассматривая газовый инфракрасный излучатель как активный источник теплового излучения, то известно, что его интенсивность определяется температурами поверхностей тел, участвующих в теплообмене (в данном случае почвы и ограждения промышленной теплицы). На рисунке 3 представлен график изменения расчетной температуры внутренней поверхности ограждения промышленной теплицы $t_{огр}$, °C, в течение отопительного сезона.

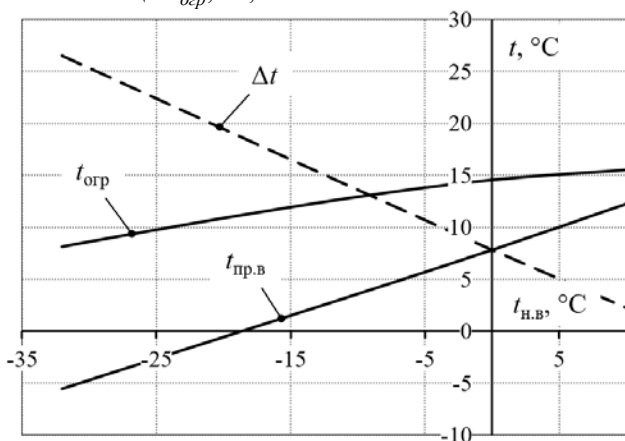


Рис. 3. Расчетные температуры в промышленной теплице

Так как температура поверхности почвы является постоянной величиной (в данном случае $t_{нов} = 22$ °C), то тепловой поток излучением $Q_{луч}$ будет напрямую определяться температурой $t_{огр}$. В соответствии с графиком, представленным на рисунке 3, можно установить, что с ростом температуры наружного воздуха $t_{н.в}$ постепенно увеличивается температура ограждения промышленной теплицы $t_{огр}$, что, в свою очередь, отражается на уменьшении величины $Q_{луч}$. Так как при проектировании комбинированной системы ото-

пления культивационного сооружения температуры внутреннего воздуха $t_{вн.в}$ и поверхности почвы $t_{нов}$ должны оставаться постоянными величинами, то тепловой поток от конвективного теплообмена между ними $Q_{конв}$ также будет оставаться неизменным (в данном случае составляет 0,15 кВт). Как видно из рисунка 2, основная часть теплоты, идущая от источников теплоты промышленной теплицы (газового инфракрасного излучателя и газового воздухонагревателя) будет расходоваться на испарительные процессы на поверхности почвы $Q_{исп}$. Дело в том, что тепловой поток $Q_{исп}$ напрямую зависит от расхода воды на полив почвы. В свою очередь, последний зависит от кратности воздухообмена в помещении. На объемный расход воздуха (3750 м³/ч) в промышленной теплице приходится порядком 43,2 кг/ч влаги, удаляемой из помещения. Кроме того, вода требует значительных затрат тепловой энергии на процессы испарения (удельная теплота парообразования воды составляет примерно 2451 кДж/кг).

Вполне закономерно, подчиняясь линейному закону, ведет себя расчетная температура приточного вентиляционного воздуха $t_{пр.в}$, °C (рис. 3). С увеличением температуры наружного воздуха $t_{н.в}$ объяснимо снижаются тепловые потери в промышленной теплице и, как следствие, расход тепловой энергии на нужды отопления. Это касается не только тепловой мощности газового инфракрасного излучателя, но и газового воздухонагревателя. При фиксированной температуре внутреннего воздуха $t_{вн.в}$ с увеличением температуры наружного воздуха $t_{н.в}$ и соответствующим уменьшением суммарных тепловых потерь из помещения промышленной теплицы будет происходить постепенный рост температуры приточного воздуха $t_{пр.в}$. При этом определяющим фактором является даже не температура $t_{пр.в}$ (само значение не объясняет причину ее роста), а температурный перепад $\Delta t = t_{пр.в} - t_{н.в}$ при заданном расходе воздуха, который будет стремительно уменьшаться (рис. 3).

Исследование параметров работы комбинированной системы отопления культивационного сооружения, в частности тепловых потоков, в зависимости от различного рода факторов (в данном случае от температуры наружного воздуха $t_{н.в}$, °C) позволяет количественно оценить их величину и долю в тепловом балансе помещения. Это, в свою очередь, дает возможность определиться с выбором тех направлений и мероприятий по повышению энергетической эффективности культивационных сооружений, которые будут играть заметную роль. В рассмотренном случае (рис. 1) стоит акцентировать внимание на системе вентиляции и ограждения промышленной теплицы. Системное регулирование кратности воздухообмена в помещении с учетом действительных потребностей теплицы, а также поиск новых строительных материалов [8–10], позволяющих повысить уровень тепловой защиты культивационного сооружения, не снижая при этом прочие характеристики материала, например его светопропускание, могут стать эффективными технологиями в области энергосбережения [11, 12].

Литература

1. Беляева, Е. А. Преимущество в использовании инфракрасной системы отопления теплиц / Е. А. Беляева, А. А. Хальметов // Проблемы и перспективы развития строительства, теплогазоснабжения и энергообеспечения : материалы VIII Национальной конференции с международным участием. – Саратов : Саратовский государственный аграрный университет им. Н.И. Вавилова, 2018. – С. 46–48.
2. Липатов, А. В. Повышение эффективности систем отопления теплиц / А. В. Липатов, Е. В. Спиридонова, А. Ф. Фролов // Инновационные технологии в строительстве, теплогазоснабжении и энергообеспечении : материалы V Международной научно-практической конференции. – Саратов : ООО "Амирит", 2017. – С. 108–112.
3. Современный подход к отоплению теплиц / В. Б. Ловкис, Н. А. Деменок, О. В. Ловкис, О. Г. Мартинов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – Минск : Республиканское унитарное предприятие «Научно-практический центр Национальной академии наук Беларуси по механизации сельского хозяйства», 2012. – С. 334–342.
4. Кравченко, Ю. Г. Энергосбережение при совершенствовании системы отопления фермерских теплиц / Ю. Г. Кравченко, В. И. Чеботарев // Энергосбережение и водоподготовка. – 2006. – № 4 (42). – С. 73–74.
5. Оценка эффективности системы воздушного отопления в теплице / В. А. Кубис, С. В. Баканова, А. И. Еремкин, Н. А. Орлова // Вестник Волжского регионального отделения Российской академии архитектуры и строительных наук. – 2014. – № 17. – С. 188–192.
6. Дворный, В. В. Возможность использования низкопотенциального тепла грунта для отопления теплиц в зимний период года / В. В. Дворный, Н. С. Авджян, М. И. Милованов // Наука и образование: проблемы и стратегии развития. – 2017. – Т. 1, № 1 (3). – С. 62–63.
7. Павлов, М. В. Комбинированная система отопления зимней теплицы / М. В. Павлов, Д. Ф. Карпов // Вестник ВоГУ. Серия: Технические науки. – 2020. – № 4 (10). – С. 59–63.
8. Павлов, М. В. Инновационные теплоизоляционные материалы для энергосбережения и повышения энергетической эффективности объектов капитального строительства / М. В. Павлов, Д. Ф. Карпов, В. П. Березина // Проблемы экономического роста и устойчивого развития территорий: материалы V Международной науч.-практ. интернет-конференции, г. Вологда, 18–22 мая 2020 г. – Вологда : ФГБУН ВолНИЦ РАН, 2020. – С. 224–227.
9. Патент 2530473 Российская Федерация, МПК G01N 25/18. Устройство и способ комплексного определения основных теплофизических свойств твердого тела : № 2013119005/28 : заявл. 23.04.2013 : опубл. 10.10.2014/ Д. Ф. Карпов, М. В. Павлов, А. А. Синицын и др.; заявитель и патентообладатель Вологодский государственный университет. – Б. и. – 2014. – № 28.
10. Экспериментально-расчетное определение приведенного коэффициента теплопроводности фрагмента неоднородной ограждающей строительной конструкции из силикатного кирпича на цементно-песчаном растворе методом теплового неразрушающего контроля / Д. Ф. Карпов, М. В. Павлов, В. И. Игонин, А. А. Кочкин // Вестник МГСУ. – 2011. – № 3, Т. 1. – С. 351–358.
11. Фокин, В. М. Основы энергосбережения в вопросах теплообмена : учебное пособие / В. М. Фокин. – Москва : Машиностроение-1, 2005. – 192 с.
12. Карпов, Д. Ф. Комплексная энергосберегающая диагностика технического состояния ограждающих конструкций объектов капитального строительства и инженерных систем на основе теплового контроля / Д. Ф. Карпов, М. В. Павлов, А. А. Синицын // Энергосбережение и водоподготовка. – 2020. – № 2 (124). – С. 29–33.

M.V. Pavlov, D.F. Karpov
Vologda State University

THERMAL BALANCE OF CULTIVATION FACILITY WITH COMBINED HEATING SYSTEM

The article deals with the combined heating system of a winter greenhouse, which includes two different sources of thermal energy: an infrared emitter and an air heater. The first heat source forms the required thermal conditions of the soil while the second creates the necessary conditions of the winter greenhouse inside, determined by the internal air temperature. Gas heating equipment is of particular interest, as in this case it is possible to recycle heat from combustion products of gaseous fuel and to obtain carbon dioxide (CO₂) for the plants photosynthesis reaction.

Combined heating system, gas infrared emitter, gas air heater, cultivation facility, heat balance equation.