

РАБОТА КАСКАДНОЙ СОЛНЕЧНОЙ ВОДОНАГРЕВАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ В «НОЧНОМ РЕЖИМЕ»

А.В. Дологонян, А.К. Сухов

Институт природно-технических систем, РФ, г. Севастополь, ул. Ленина, 28
E-mail: dologlonyan@gmail.com

Разработана методика расчета солнечных коллекторов при работе в «ночном режиме». **Ключевые слова:** солнечные коллекторы, «ночной режим».

Введение. Энергетическая проблема является ключевой среди технических, экономических и социальных проблем общества. Обеспечение потребностей в энергии в современном мире вызывает необходимость глубокой перестройки в топливно-энергетическом комплексе, как в сфере получения, так и в сфере потребления энергии.

Одним из важных направлений этой перестройки является экономия органического топлива за счет использования возобновляемых источников энергии.

Наибольшей степенью «технической готовности» характеризуется направление, связанное с преобразованием солнечной энергии в теплоту невысокого потенциала, достаточного для горячего водоснабжения, отопления или охлаждения воздуха в жилых, общественных и производственных помещениях.

Солнечные водонагревательные установки (СВУ) хорошо зарекомендовали себя в зонах от 50° с.ш. до 50° ю.ш.

Анализ проектов и строительства СВУ показал, что структура капитальных затрат выглядит следующим образом:

- солнечные коллекторы – 40–67%;
- металлоконструкции и трубопроводы – 15–27%;
- бак-аккумулятор – 9–38%;
- прочие расходы – 4–6%.

Из этой структуры следует, что приоритетным направлением снижения капитальных затрат на системы солнечного теплоснабжения является совершенствование и снижение стоимости солнечных коллекторов.

Тепловая эффективность солнечных коллекторов тем выше, чем меньше средняя температура жидкости. Зависи-

мость эта для разных типов коллекторов различна – при низких температурах более эффективны простые, а значит более дешевые коллекторы, при высоких – наоборот.

Одним из перспективных способов повышения экономичности солнечных установок является ступенчатое повышение температуры теплоносителя. При этом на первых ступенях теплоноситель нагревается в солнечных коллекторах простейших конструкций, на последующих – в более совершенных коллекторах либо в традиционных генераторах теплоты.

Многообразие схемных решений каскадных установок с использованием солнечного излучения можно свести к трем основным типам:

- солнечные коллекторы – солнечные коллекторы;
- солнечные коллекторы – традиционные источники теплоты;
- солнечные коллекторы – тепловые насосы.

В этой статье будут рассмотрены каскадные установки первого типа.

В каскадных установках первого типа наиболее целесообразно применять солнечные коллекторы без прозрачной, а иногда и без тыльной тепловой изоляции (абсорбера). При правильной оптимизации такая установка будет меньше чем одноступенчатая на 8–12%, а по стоимости на 15–20%. В работе [1] были исследованы вопросы теплотехнической оптимизации каскадных СВУ по осредненным параметрам, однако, основные теплотехнические параметры СВУ (коэффициент тепловых потерь и оптический КПД солнечного коллектора (СК)) зависят от времени, геометрии и режима ра-

боты СВУ. Основной задачей данной статьи является оценка правомочности использования осредненных параметров для задач оптимизации.

Обычно период работы СК, входящих в каскадную солнечную водонагревательную установку (СВУ), составляет 9 ч в день с 8.00 до 17.00 ч, в вечернее и ночное время СК бездействует. Наиболее производительным для работы СК является летний период, однако в этот период большим спросом пользуется не только горячая вода, но и холод для систем комфорного кондиционирования. Для получения холода в составе каскадной СВУ можно использовать работу СК в «ночном режиме» [2], в этом режиме температура воды может понижаться ниже температуры окружающего воздуха. Холод, полученный СВУ при работе СК в «ночном режиме» необходимо аккумулировать в отдельном бак-аккумуляторе холода. Для определения размеров бака-аккумулятора холода необходима методика расчета СК и каскадной СВУ в целом в «ночном режиме». Целью данной статьи является анализ работы каскадной СВУ в «ночном режиме».

В [2] были разработаны теоретические основы и методика расчета нестекленного СК и СК с одним слоем прозрачной изоляции в «ночном режиме». Этого достаточно для анализа работы двухкаскадной СВУ. Для анализа и сравнения трехкаскадной СВУ в «ноч-

ном режиме» необходимо предварительно разработать методику расчета работы СК с двумя слоями прозрачной изоляции в ночное время.

Расчет плоского СК с двумя слоями прозрачной изоляции в «ночном режиме». Эффект охлаждения теплоносителя в ночном режиме работы солнечного коллектора достигается за счет того, что температура небосвода (T_s) ниже температуры окружающего воздуха (T_a). Температура небосвода определяется по формуле [1]

$$T_s = 0,0552T_a^{1.5}. \quad (1)$$

Если считать «излучение небосвода» полностью рассеянным и отрицательным, то его количество, падающее на наклонную поверхность, определяется по выражению [1]

$$I_s = \frac{1}{2}(1 + \cos(s))\sigma(T_s^4 - T_{pg}^4), \quad (2)$$

где s – угол наклона СК к горизонту, рад; T_{pg} – температура облучаемой поверхности СК, К; σ – постоянная Стефана-Больцмана, Вт/(м²·К⁴).

Оптическим КПД СК η_0 при работе в ночном режиме в этом случае будет степень черноты облучаемой поверхности.

Для ночного режима работы СК с двумя слоями прозрачной изоляции облучаемой поверхностью является внешний слой прозрачной изоляции, и он будет обладать наименьшей температурой. Распределение тепловых потоков для этого СК показаны на рис. 1.

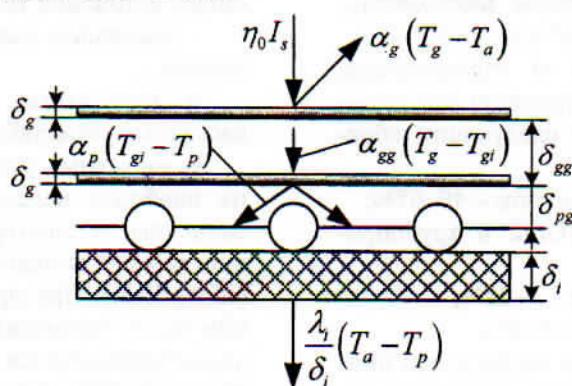


Рис. 1. Распределение потерь холода в окружающую среду в СК с двумя слоями прозрачной изоляции в ночном режиме

Холод, переданный от прозрачной изоляции к пластине СК можно считать полезным.

В соответствии с вышесказанным

выразим общие потери холода можно рассчитать по формулам (3) – (5)

$$Q_L = Q_t + Q_b; \quad (3)$$

$$Q_i = \alpha_g (T_g - T_a) A; \quad (4)$$

$$Q_b = \frac{\lambda_i}{\delta_i} (T_p - T_a) A, \quad (5)$$

где λ_i – коэффициент теплопроводности материала тепловой изоляции, Вт/(м·К); δ_i – толщина (см. рис. 3) тепловой изоляции, м; α_g – коэффициент теплоотдачи от наружного слоя прозрачной изоляции в окружающую среду, Вт/(м²·К); T_p – температура поглотительной панели, К; T_g – температура наружного слоя прозрачной изоляции, К; A – площадь апертуры СК, м².

Полезный холод передается от наружного слоя прозрачной изоляции к внутреннему, а от него к поглощающей панели, и находится по выражению:

$$Q_u = \alpha_{gg} (T_g - T_{gi}) A; \quad (6)$$

$$Q_u = \alpha_p (T_{gi} - T_p) A. \quad (7)$$

Здесь α_{gg} – коэффициент теплоотдачи между внутренним и наружным слоями прозрачной изоляции, Вт/(м²·К); T_{gi} – температура внутреннего слоя прозрачной изоляции, К; α_p – коэффициент теплоотдачи между внутренним слоем прозрачной изоляции и поглотительной панелью, Вт/(м²·К).

Исключим из выражений (6) и (7) температуру внутреннего слоя прозрачной изоляции T_{gi} :

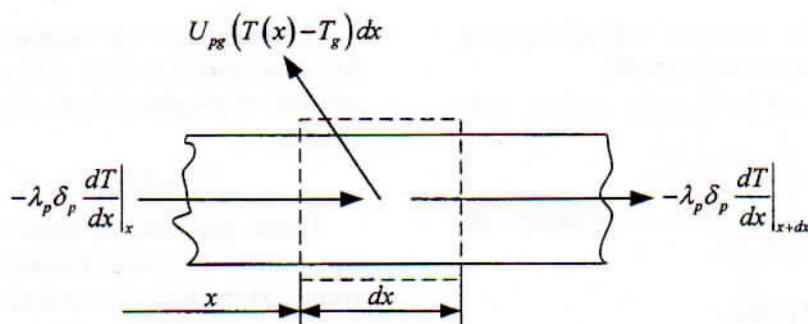


Рис. 2. Баланс энергии для элемента ребра при работе СК с двумя слоями прозрачной изоляции в ночном режиме

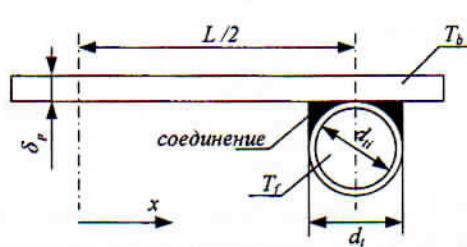


Рис. 3. Размеры листа и трубы

$$T_{gi} = \frac{\alpha_{gg} T_g + \alpha_p T_p}{\alpha_p + \alpha_{gg}}. \quad (8)$$

Подставим (8) в (7) и получим

$$Q_u = \frac{\alpha_p \alpha_{gg}}{\alpha_p + \alpha_{gg}} (T_g - T_p) A. \quad (9)$$

Введем обозначение

$$U_{pg} = \frac{\alpha_p \alpha_{gg}}{\alpha_p + \alpha_{gg}} = \left(\frac{1}{\alpha_p} + \frac{1}{\alpha_{gg}} \right)^{-1},$$

тогда (9) примет вид

$$Q_u = U_{pg} (T_g - T_p) A. \quad (10)$$

Учитывая (4) и (5), выражение (3) для потерь холода примет вид

$$\begin{aligned} Q_L &= \alpha_g (T_g - T_a) A + \frac{\lambda_i}{\delta_i} (T_p - T_a) A = \\ &= \left(\alpha_g + \frac{\lambda_i T_p - T_a}{\delta_i T_g - T_a} \right) (T_g - T_a) A. \end{aligned} \quad (11)$$

Из (11) следует, что

$$U_L = \alpha_g + \frac{\lambda_i T_p - T_a}{\delta_i T_g - T_a} \quad (12)$$

Рассмотрим вопросы эффективности поглощающей панели СК с двумя слоями прозрачной изоляции в ночном режиме.

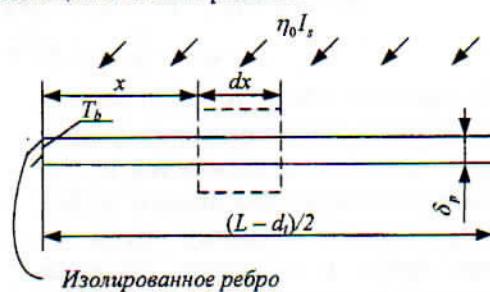


Рис. 4. Баланс энергии для элемента ребра

Полагая потери через заднюю стенку СК малыми, уравнение баланса энергии для элемента ребра (см. рис. 4) в соответствии с законом Фурье имеет вид

$$-U_{pg}(T - T_g)dx + \left[\left(-\lambda_p \delta_p \frac{dT}{dx} \Big|_x \right) - \left(-\lambda_p \delta_p \frac{dT}{dx} \Big|_{x+dx} \right) \right] = 0, \quad (13)$$

где λ_p – коэффициент теплопроводности материала поглотительной панели, Вт/(м·К); δ_p – толщина (см. рис. 3) поглотительной панели, м;

Поделим обе части (13) на dx , и устремив dx к нулю, получим

$$\frac{d^2T}{dx^2} = \frac{U_{pg}}{\lambda_p \delta_p} (T - T_g). \quad (14)$$

Границные условия:

$$\frac{dT}{dx} \Big|_{x=0} = 0; T \Big|_{x=\frac{L-d_t}{2}} = T_b.$$

Введем обозначения: $m^2 = \frac{U_{pg}}{\lambda_p \delta_p}$, $\psi = (T - T_g)$, тогда уравнение (14) примет вид

$$q_{op1} = -\lambda_p \delta_p \frac{dT}{dx} \Big|_{x=\frac{L-d_t}{2}} = -m \lambda_p \delta_p (T_b - T_g) \tanh \left(m \frac{L-d_t}{2} \right),$$

или, учитывая, что теплота подводится к трубе с двух сторон, то $q_{op} = 2 q_{op1}$, или

$$q_{op} = -(L - d_t) m^2 \lambda_p \delta_p (T_b - T_g) \frac{\tanh \left(m \frac{L-d_t}{2} \right)}{m \frac{L-d_t}{2}}. \quad (18)$$

Используя понятие эффективности ребра (18) можно переписать

$$q_{op} = -(L - d_t) m^2 \lambda_p \delta_p (T_b - T_g) F, \quad (19)$$

где $F = \frac{\tanh \left(m \frac{L-d_t}{2} \right)}{m \frac{L-d_t}{2}}$ – функция эффективности ребра.

Соответственно граничные условия будут выглядеть

$$\frac{d\psi}{dx} \Big|_{x=0} = 0; \psi \Big|_{x=\frac{L-d_t}{2}} = T_b - T_g. \quad (16)$$

Общим решением (15) с учетом (16) после преобразований будет

$$\frac{T - T_g}{T_b - T_g} = \frac{\cosh(mx)}{\cosh(m \frac{L-d_t}{2})}. \quad (17)$$

Поток тепла на единицу длины трубы, переносимый теплопроводностью к трубе через основание ребра, в соответствии с законом Фурье равен

Поглощенная СК полезная энергия также включает в себя энергию, поглощенную непосредственно над трубой и равную:

$$q_t = -d_t U_{pg} (T_b - T_g). \quad (20)$$

Таким образом, поглощенная полезная энергия на единицу длины в направлении потока жидкости равна:

$$q_u = q_{op} + q_t = -(L - d_t) m^2 \lambda_p \delta_p (T_b - T_g) F - d_t U_{pg} (T_b - T_g), \text{ или} \\ q_u = -[(L - d_t) F + d_t] U_{pg} (T_b - T_g). \quad (21)$$

В конечном итоге это тепло передается жидкости. Сопротивление переносу тепла к жидкости складывается из сопротивления соединения листа с трубой и сопротивления переносу тепла от стенки трубы к жидкости. Полезная энергия и оба эти сопротивления связаны соотношением

$$q_u = \frac{T_b - T_f}{\frac{1}{\alpha_f \pi d_u} + \frac{\delta_{pl}}{\lambda_{pl} \gamma}}, \quad (22)$$

где T_f – температура теплоносителя в СК, К; α_f – коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к теплоносителю, Вт/(м²·К); δ_{pl} – средняя толщина соеди-

нения листа с трубой (можно принять равной толщине пластины СК или толщине стенки трубы), м; γ – длина соединения листа с трубой (можно принять равной внешнему диаметру трубы), м.

Исключим из рассмотрения температуру T_b и получим выражение для полезной энергии. Для этого решим следующую систему уравнений:

$$q_u = \frac{1}{U_{pg}} \frac{U_{pg}(T_g - T_f)}{\left(\frac{1}{U_{pg}[(L-d_t)F+d_t]} + \frac{1}{\alpha_f \pi d_u} + \frac{\delta_{pt}}{\lambda_{pt} \gamma} \right) L}.$$

Учитывая, что выражение для эффективности коллектора в нашем случае имеет вид

$$F' = \frac{1}{U_{pg}} \left(\frac{1}{U_{pg} \left[\left(1 - \frac{d_t}{L} \right) F + \frac{d_t}{L} \right]} + \frac{L}{\alpha_f \pi d_u} + \frac{L}{\frac{\delta_{pt}}{\lambda_{pt}} \gamma} \right)^{-1}. \quad (24)$$

С учетом формулы (24) выражение для полезной энергии будет выглядеть следующим образом

$$q_u = -F' U_{pg} (T_f - T_g) L. \quad (25)$$

Полезная энергия для СК в «ночном режиме» определяется выражением [2]

$$\mathcal{Q}_u = \eta_0 I_s A - U_L (T_g - T_a) A. \quad (26)$$

Сравним (25) и (26), получим

$$q_u = \frac{F' U_{pg}}{F' U_{pg} + U_L} [\eta_0 I_s - U_L (T_f - T_a)] L. \quad (28)$$

Введем обозначения

$$T = T_a + \eta_0 \frac{I_s}{U_L} \text{ и } U_F = \frac{U_L F' U_{pg}}{F' U_{pg} + U_L} = \left(\frac{1}{U_L} + \frac{1}{F' U_{pg}} \right)^{-1}. \quad (29)$$

Подставим (29) в (28) и получим

$$q_u = U_F (T - T_f) L. \quad (30)$$

В соответствии с [2] температура теплоносителя от координаты z при работе СК в «ночном режиме» можно рассчитать по формуле

$$T_f(z) = T_i + (T - T_i) \times \\ \times \left[1 - \exp \left(-\frac{U_F L n_t}{G C_p} z \right) \right], \quad (31)$$

$$T_0 = T_3 - \left\{ (T_3 - T_2) + \left[(T_2 - T_1) + (T_1 - T_i) e^{-N T U_1 z_{*1}} \right] e^{-N T U_2 (z_{*2} - z_{*1})} \right\} e^{-N T U_3 (1 - z_{*2})}, \quad (33)$$

$$\begin{cases} q_u = \frac{T_b - T_f}{\frac{1}{\alpha_f \pi d_u} + \frac{\delta_{pt}}{\lambda_{pt} \gamma}}; \\ q_u = -[(L - d_t)F + d_t] U_{pg} (T_b - T_g). \end{cases} \quad (23)$$

Из первого уравнения системы (33) выражаем T_b и подставляем во второе. Получим в итоге

$$\mathcal{Q}_u = \eta_0 I_s A - U_L (T_g - T_a) A = \\ = -F' U_{pg} (T_f - T_g) A$$

и выразим отсюда T_g .

$$T_g = \frac{\eta_0 I_s + U_L T_a + F' U_{pg} T_f}{F' U_{pg} + U_L}. \quad (27)$$

Подставим (27) в (25) и получим

а температуру теплоносителя на выходе из СК

$$T_0 = T_i + (T - T_i) \left[1 - \exp \left(-\frac{U_F A}{G C_p} \right) \right], \quad (32)$$

где z – координата длины СК, м; n_t – количество трубок в СК.

Для трехкаскадной установки (см. рис. 5) температура на выходе из установки будет в соответствии с [2, 3] равна:

где индексы 1, 2, 3 относятся к соответствующим каскадам СВУ; z_{*1} – относительная доля неостекленных СК в составе СВУ; z_{*2} – суммарная относительная доля неостекленных СК и СК с одним слоем прозрачной изоляции в составе СВУ;

$$NTU_1 = \frac{(F'U_L)_1 A}{GC_p}; \quad NTU_2 = \frac{(U_F)_2 A}{GC_p};$$

$$NTU_3 = \frac{(U_F)_3 A}{GC_p}, \text{ а для 2-х каскадной}$$

СВУ конечную температуру можно получить из (33) полагая, что $z_{*2} = 1$ и $T_3 = T_2$

$$T_0 = T_2 - \\ - [(T_2 - T_1) + \Delta T_1 e^{-NTU_1 z_{*1}}] e^{-NTU_2 (1-z_{*1})}. \quad (34)$$

Очевидно, и в работе [2] это было показано, что поскольку «облучаемой» поверхностью в «ночном режиме» является наружная поверхность СК, то увеличение слоев прозрачной изоляции ухудшает результаты работы СК в ночное время (см. рис. 5). Следовательно, работа двухкаскадной СВУ в «ночном режиме» будет хуже, чем просто неостекленные СК, но лучше, чем СК с одним слоем прозрачной изоляции за счет наличия доли неостекленных СК, а работа трехкаскадной установки будет хуже, чем просто неостекленные СК, но лучше, чем СК с двумя слоями прозрачной изоляции.

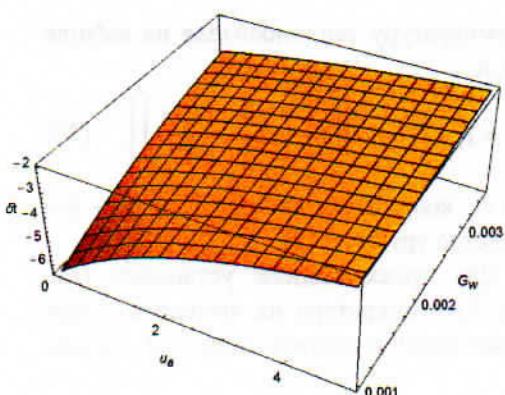


Рис. 5, а. Зависимость перепада температур в неостекленном СК при работе в «ночном режиме» от скорости ветра и расхода теплоносителя при $T_a = 288$ К

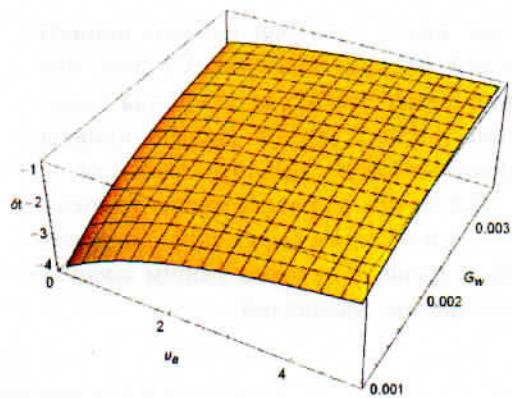


Рис. 5, б. Зависимость перепада температур в СК одним слоем прозрачной изоляции при работе в «ночном режиме» от скорости ветра и расхода теплоносителя при $T_a = 288$ К (расчеты производились по выражению (32))

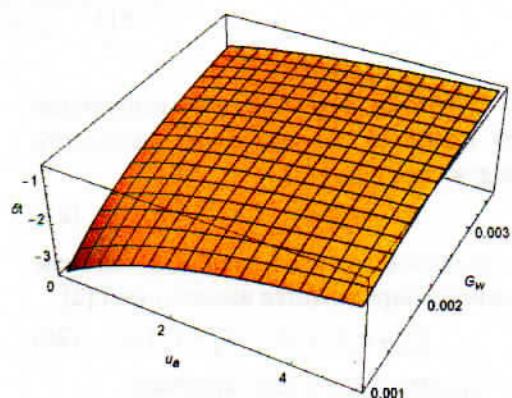


Рис. 5, в. Зависимость перепада температур в СК двумя слоями прозрачной изоляции при работе в «ночном режиме» от скорости ветра и расхода теплоносителя при $T_a = 288$ К (расчеты производились по выражению (32))

Особенности работы каскадной СВУ в «ночном режиме». Как показали расчеты, для каскадной СВУ имеет значение направление движения теплоносителя. Наиболее выгодным является движение от СК с большим числом слоев прозрачной изоляции к СК с меньшим числом. Это происходит за счет того, что чем выше температура теплоносителя на входе в СК, тем меньше термическое сопротивление слоев прозрачной изоляции. Разница при смене направления движения теплоносителя невелика, и составляет порядка 0,1–0,2 К (см. рис. 6).

Анализ рис. 6 показывает, что уменьшение числа каскадов в СВУ сокращает разницу в перепадах температур при работе в ночном режиме, в однокаскадной установке эта разница равна нулю.

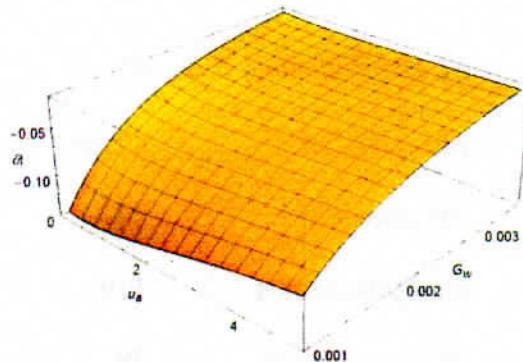


Рис. 6, а. Разница в перепадах температур при работе 3-хкаскадной СВУ в «ночном режиме» для прямого и обратного тока теплоносителя в зависимости от скорости ветра и расхода теплоносителя при $T_a=288$ К (расчеты производились по выражению (33))

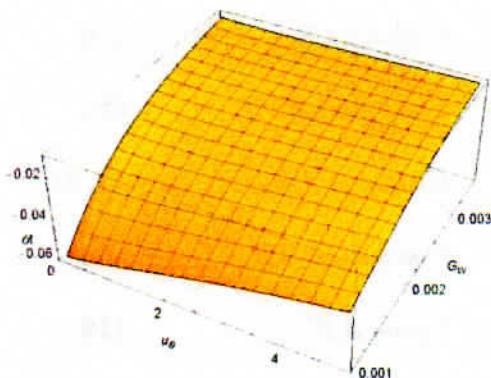


Рис. 6, б. Разница в перепадах температур при работе 2-хкаскадной СВУ в «ночном режиме» для прямого и обратного тока теплоносителя в зависимости от скорости ветра и расхода теплоносителя при $T_a=288$ К (расчеты производились по выражению (34))

Заключение. В заключении можно сказать, что эффективность охлаждения теплоносителя в СК при работе в «ночном режиме» возрастает при снижении расхода теплоносителя, температуры и скорости окружающего воздуха, это продемонстрировано на рис. 5.

Эффективность охлаждения в СК снижается по мере увеличения числа слоев прозрачной изоляции. Отсюда следует, что эффективность охлаждения в каскадных СВУ снижается по мере увеличения числа каскадов, по сравнению с неостекленными СК.

Эффективность охлаждения в каскадных СВУ зависит от направления движения теплоносителя, причем обратное направление более эффективно примерно на 3-4%, что с практической точки зрения не существенно.

Работа каскадных СВУ в «ночном режиме» обеспечивает охлаждение теплоносителя на 2–5°C ниже температуры окружающего воздуха и может быть применена как для комфорtnого кондиционирования потребителя, так и для расширения температурного диапазона работы энергетической установки по циклу Ренкина и, следовательно, повышения ее эффективности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Даффи Дж. А., Бекман У.А. Термальные процессы с использованием солнечной энергии. М.: Мир, 1977. 420 с.
2. Долголонян А.В., Сухов А.К. Работа солнечного коллектора в «ночном режиме» // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2016. Вып. № 3 (317) – № 4 (318). С. 95–102.

WORK OF CASCADE SOLAR WATER-HEATING INSTALLATION IN “THE NIGHT MODE”

A.V. Dologlonyan, A.K. Suhov

Institute of nature-technical systems, RF, Sevastopol, Lenin's st., 28
E-mail: dologlonyan@gmail.com

The method of calculation of solar collectors and cascade solar water-heating units during the work in the "night mode" is developed.

Keywords: solar collector, cascade solar water-heating unit, "night mode".