

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

ТАШКЕНТСКИЙ АРХИТЕКТУРНО-СТРОИТЕЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ

*На правах рукописи
УДК 696.2*

АЛЛАЯРОВ РУСТАМ НИКОЛАЕВИЧ

**ИССЛЕДОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ПРОЦЕССОВ В ДВУХКА-
НАЛЬНОМ СОЛНЕЧНОМ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕ ДЛЯ СИСТЕМ
ОТОПЛЕНИЯ**

диссертация

на соискание академической степени магистра по специальности

**5А340403 - Теплогазоснабжение, вентиляция, кондиционирование воз-
духа и охрана воздушного бассейна**

**Рекомендовано к защите
Руководитель отдела магистрату-
ры
_____ доц.М.С.Саидов**

**Зав. кафедрой к.т.н., доцент
Буриев Э.С. _____**

«___» _____ 2015 г

«___» _____ 2015 г

**Научный руководитель: к.т.н.,
проф.
Рашидов Ю.К. _____**

ТАШКЕНТ – 2015

Утверждаю

Зав. кафедрой ПСЭИК
к.т.н., доц.Буриев Э.С.

«_____» _____ 2014 г.

ЗАДАНИЕ ПО ПОДГОТОВКЕ И НАПИСАНИЮ МАГИСТЕРСКОЙ ДИССЕРТАЦИИ

Магистерская диссертация по теме: «Исследование нестационарных процессов в двухканальном солнечном воздухонагревателе для систем отопления»

название (с указанием материалов конкретных организаций)

утверждённая приказом ректората института от «16__» __ 12__ 2014 г.

за номером 2/373 по кафедре ПСЭИК

за слушателем Аллаяровым Рустамом Николаевичем

научный руководитель проф.Рашидов Ю.К., к.т.н., с.н.с.

Ф.И.О., занимаемая должность, учёная степень, учёное звание

должна быть подготовлена и представлена к предварительной защите на кафедру 30.05.2015 г.

число, месяц, год

В работе будут использованы: Авторефераты, справочная литература, КМК, статьи журналов, отчёты о научно-исследовательской работе,

Практические, балансовые и др. материалы, стат. данные др. ведомств и т.п. за годы

материалы семинаров, обзорные проспекты, брошюры, каталоги

публикации, труды и т.д. законодательные и нормативные акты, инструкции и т.п.

современного оборудования, руководство по проектированию, монтажу и эксплуатации систем солнечного отопления

В работе предусматривается: Выполнение аналитического обзора научно-аналит. таблицы, группировочные таблицы, графики, схемы, диаграммы, математические модели и т.п.

технической и патентной литературы по солнечным воздухонагре-

тельными коллекторам (СВК) -их основные типы, параметры и характе-

ристики, разработка численных математических моделей процессов теп-

лообмена в СВК, расчетное и экспериментальное исследование процессов

конвективного теплообмена в СВК, расчетное исследование теплообмена

в щели, экспериментальное исследование процессов теплообмена в щелях,

стационарная численная теплообменная модель СВК, разработка неста-

ционарных математических моделей теплообмена в СВК

В работе предусматривается изложение следующих групп вопросов:

1-я группа Выбор направления исследований

название

2-я группа Разработка численных математических моделей процессов теплообмена в солнечных воздухонагревательных коллекторах

название

3-я группа Экспериментальное исследование процессов теплообмена в щелях, стационарная численная теплообменная модель СВК, разработка нестационарных математических моделей теплообмена в СВК

название

Задание выдано _____

число, месяц, год

Научный руководитель проф.Рашидов Ю.К...

подпись, Ф.И.О., дата

Задание принял слушатель Аллаяров Рустам Николаевич

График завершения магистерской диссертации в первоначальном варианте

Глава I. Выбор направления исследований

название первой главы диссертации в первоначальном плане и сроки представления

Глава II. Разработка численных математических моделей процессов теплообмена в солнечных воздухонагревательных коллекторах

название второй главы диссертации в первоначальном плане и сроки представления

Предварительная защита диссертация на кафедре _____

срок, дата, год

Задание выдано проф., к.т.н.

научный руководитель магистерской диссертации

Рашидов Юсуф Каримович

Ф.И.О.

Подпись, дата

Задание принял Аллаяров Рустам Николаевич

Ф.И.О., слушателя,

подпись дата

СОДЕРЖАНИЕ

| | Стр. |
|---|-----------|
| ЗАДАНИЕ..... | 2 |
| ВВЕДЕНИЕ | 5 |
| ГЛАВА 1. ВЫБОР НАПРАВЛЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ..... | 9 |
| 1.1. Солнечные воздухонагревательные коллектора (СВК) - основные типы, параметры и характеристики..... | 9 |
| 1.2. Состояние вопроса расчета и проектирования СВК..... | 13 |
| 1.3. Выбор направления исследований..... | 30 |
| Выводы по главе I . | 31 |
| ГЛАВА 2. РАЗРАБОТКА ЧИСЛЕННЫХ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА В СОЛНЕЧНЫХ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЬНЫХ КОЛЛЕКТОРАХ..... | 33 |
| 2.1. Задачи численного моделирования тепловых процессов в СВК. | 33 |
| 2.2. Расчетное исследование процессов конвективного теплообмена в СВК..... | 39 |
| 2.3. Стационарная численная теплообменная модель СВК..... | 46 |
| 2.4 Разработка нестационарных математических моделей теплообмена в СВК | 57 |
| 2.4.1. Нестационарная численная пластинчатая модель СВК..... | 57 |
| 2.4.2. Нестационарная единичная одномерная трехслойная модель СВК. | 60 |
| 2.4.3. Нестационарная распределенная модель СВК..... | 68 |
| Выводы по главе II. | 70 |
| ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА В ЩЕЛЯХ | 72 |
| 3.1. Экспериментальная установка | 72 |
| 3.2. Результаты экспериментальных исследований | 75 |
| Выводы по главе III. | 79 |
| ЗАКЛЮЧЕНИЕ..... | 80 |
| ЛИТЕРАТУРА..... | 83 |

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность вопроса. В последнее время, в связи с ростом цен на традиционные энергоносители, вновь начинает увеличиваться интерес к использованию солнечной энергии. Новый интерес к гелиоустановкам весьма актуален в свете Указа Президента Республики Узбекистан «О мерах по дальнейшему развитию альтернативных источников энергии»¹.

Следует заметить, что к солнечным установкам также применим тезис - с увеличением цен на топливо конкурентоспособность солнечных установок будет возрастать.

Однако существующая на практике тенденция одновременного и практически такого же роста цен на материалы, делает еще более актуальной и ранее известную задачу – необходимость детального анализа технико-экономических характеристик солнечных высокопотенциальных и низкопотенциальных установок (НПУ).

Проблемы создания солнечных установок, и в частности солнечных воздухонагревательных коллекторов (СВК), обусловлены малой плотностью солнечного излучения. Это приводит к большим габаритам, материалоемкости и стоимости солнечных установок. Одним из путей решения проблемы оптимизация параметров солнечных установок и повышение их КПД.

Решение этих задач достаточно сложно. Так, даже наиболее перспективные солнечные водонагреватели (СК) до сих пор экономически неконкурентоспособны.

В частности, этим обусловлен интерес к СВК. Это обусловлено тем, что СВК в принципе должны быть более просты по конструкции иметь лучшие и эксплуатационные характеристики. В тоже время у СВК имеются такие недостатки как малая теплоемкость воздуха, что приводит к необходимости её больших массовых расходов, практически в 1000 раз больших, чем у воды, поэтому они до сих пор не производятся. Дело в том, что

¹ Указ Президента Республики Узбекистан **УП-4512 ОТ 1.03.2013 Г.** «О мерах по дальнейшему развитию альтернативных источников энергии».

малая интенсивность тепловых процессов в НПУ определяет необходимость детального анализа, проходящих в СВК процессов теплообмена и оптимизации на этой базе их конструктивных параметров. Это приводит к тому, что НПУ представляют сложные в теплотехническом отношении объекты, и в частности этим объясняются существенные расхождения реальных и расчетных характеристик НПУ, определенных по упрощенным методикам.

Очевидно, что анализ и оценка характеристик теплоэнергетического оборудования, в том числе и на новом источнике энергии, как солнечная энергия, в зависимости от масштабов использования, и полноты информации может проводиться с различной степенью детализации.

В общем случае в применение к солнечным установкам она включает этапы:

1. Определяются зависимости между рабочими параметрами (технические, оптические, геометрические и др.) установки и её тепловыми характеристиками (плотность энергии, температура нагрева, КПД элементов и установки в целом).
2. Должны быть установлены зависимости между рабочими параметрами установки и её массовыми, технологическими и другими параметрами, т.е. установлены зависимости между рабочими и стоимостные характеристиками элементов и установки.
3. И на третьем этапе, с учетом ограничений на стоимостные характеристики проводится технико-экономический анализ и собственно решается задача оптимизации параметров установки.

В целом опыт решения этих задач в теплоэнергетике показывает, что успешность их решения во многом зависит от успешности решения задач первого и второго этапов.

В настоящее время, в гелиотехнике в основном решается только первый этап задачи. И, как следует из общей схемы, она должна проводиться с учетом обеспечения связи со вторым и третьим этапами задачи оптимизации. Т.е. уже на первом этапе необходимо выделять такие рабочие пара-

метры НПУ, которые можно связать с массовыми и технологическими характеристиками установки.

Получение таких зависимостей даже для НПУ представляет существенные сложности. Так, несмотря на конструктивную простоту НПУ из-за малых интенсивностей процессов, они являются теплотехнически сложными системами, на характеристики которых существенное влияние оказывают внутренние и внешние параметры.

Это определяет актуальность работ по разработке численных математических моделей тепло- и массообмена в НПУ, в том числе и для СВК.

Цель работы - исследование нестационарных процессов в двухканальном солнечном воздухонагревателе для систем отопления.

В связи с этим основными задачами работы явились:

- анализ состояния работ по СВК;
- определение их основных конструктивных и тепловых схем;
- рассмотрение стационарных моделей СВК;
- разработка алгоритмов и программ численных теплообменных моделей солнечных воздухонагревательных коллекторов;
- проведение расчетных исследований процессов конвективного теплообмена в СВК;
- разработка и программная реализация моделей;
- разработка новых, более полных и детальных методик расчета и исследования теплотехнических характеристик СВК;
- проведение физических экспериментов по исследованию особенностей теплообмена в "щелях" горячих ящиков солнечных низкотемпературных установок;
- разработка нестационарных математических моделей теплообмена в СВК.

Научная новизна работы заключается в создании численных единичных и распределенных нестационарных моделей теплообмена в СВК и осуществлении их программной реализации.

Практическая ценность работы. Разработанные модели и программы могут быть использованы как в научных исследованиях, так и при проектировании солнечных воздухонагревателей, в том числе после небольших доработок эти программы также могут быть использованы и для оптимизации параметров солнечных водонагревателей.

Объектом исследования являются солнечные воздухонагревательные коллектора (СВК), предназначенные для использования в системах отопления зданий.

Апробация работы. Основные положения диссертации доложены на научно-практической конференции магистров ТАСИ по теме: «Архитектура ва курилиш муаммолари».

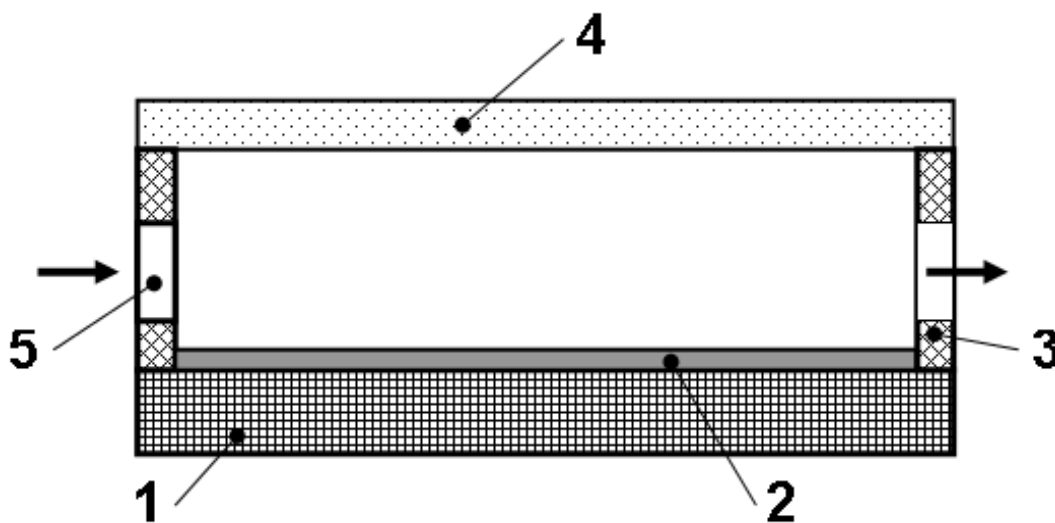
Основные положения диссертации опубликованы: в сборнике научных трудов магистрантов Ташкентского архитектурно-строительного института «Архитектура ва курилиш муаммолари», 2015 г.

Объем работы. Диссертационная работа изложена на 88 стр. и состоит из введения, 3 глав, заключения, списка литературы, включающего 65 наименований и приложения.

ГЛАВА 1. ВЫБОР НАПРАВЛЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ

1.1. Солнечные воздушнонагревательные коллектора (СВК) - основные типы, параметры и характеристики

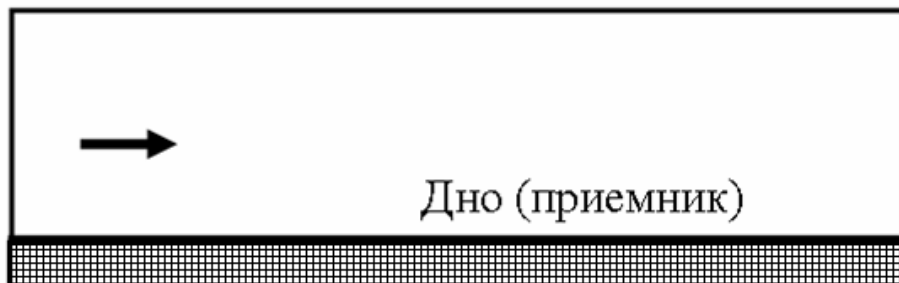
Основной конструкцией в солнечных низкопотенциальных установках - сушилки, опреснители, водо- и воздушнонагреватели является установка типа «горячего ящика» (ГЯ). Он представляет теплоизолированный корпус одна из стенок, которого прозрачна для солнечных лучей. Однако прозрачное ограждение (ПО) также должно иметь теплоизоляционные свойства – уменьшение конвективных потерь (пленка, стекло) и потерь излучением (обычно только стекло). Основные элементы горячего ящика солнечного воздушнонагревателя представлены на рис. 1.1.



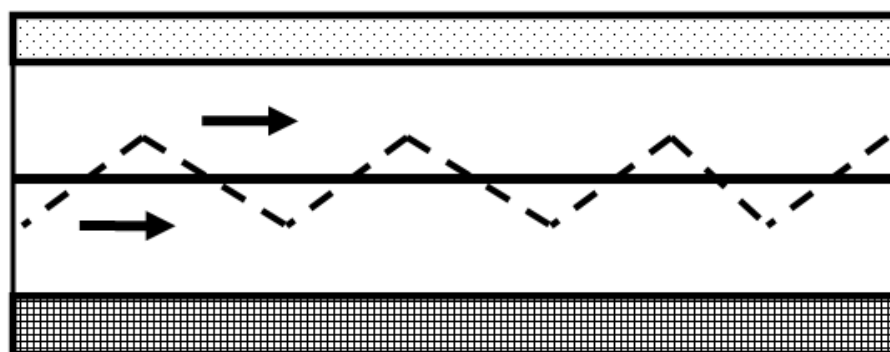
- 1 – теплоизолирующее дно.
- 2 – приемник солнечного излучения.
- 3 – теплоизолирующие боковые стенки.
- 4 – прозрачное ограждение (ПО).
- 5 - отверстия для входа и выхода воздуха.

Рис.1.1. Схема и основные элементы "горячего ящика" солнечных воздушнонагревательных установок.

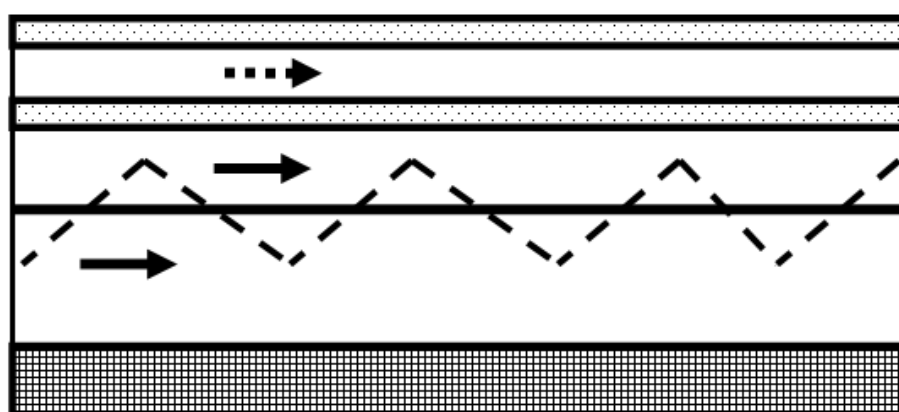
Конструктивное исполнение ГЯ СВК может быть различным. В общем можно выделить следующие их основные виды (см. рис.1.2а, б, в.), отличающиеся расположением, формой и числом приемников и числом прозрачных ограждений.



а) открытый канал.



б) закрытый канал с одним ПО и с отдельным плоским (или рифленым) листовым приемником.



в) закрытый канал с двумя или более ПО и с отдельным плоским (рифленым) листовым приемником.

Рис.1.2. Основные типы конструкций "горячего ящика" гелиовоздухонагревателей.

Можно отметить, что разработка различных конструкций СВК обусловлена основной задачей – повышение их эффективности. Дело в том, что недостаток воздуха как теплоносителя это его малая теплоемкость и требуются его большие массовые расходы. Конечно это все относительно, учитывая энергетически малые плотности солнечного излучения до 800-900 Вт/м². Однако возможная конструктивная простота СВК по сравнению с широко применяемыми солнечными водонагревателями (нет необходимости в герметичности, нет проблем с перепадом давлений, отсутствие замерзания, коррозии и др.), а также рост цен на материалы, приводят к актуальности задачи разработки эффективных СВК.

Поэтому прежде, чем анализировать состояние работ в области разработок СВК рассмотрим вначале основные параметры и характеристики СВК.

В общем, с теплотехнической точки зрения в СВК имеем следующие основные характеристики:

1. Тепловое КПД СВК - $\eta_{\text{СВК}}$;
2. Затраты мощности на прокачку воздуха - ΔN .

Важным параметром СВК является и температура воздуха на выходе из СВК – t_2 ;

Кпд СВК обычно определяют в виде

$$\eta_{\text{СВК}} = Q_m / Q_s \quad (1.1)$$

где Q_m – в общем случае это количество тепла, которое забрал из СВК воздух [Дж]; Q_s – количество солнечной энергии, падающее на прозрачное ограждение СВК. Таким образом

$$Q_m = \tau * G * c * (t_2 - t_1) \quad (1.2)$$

где τ - время работы СВК, G – массовый расход воздуха [кг/с или кг/ч], c - теплоемкость воздуха [Дж/(кг*град)] и t_1 – температура воздуха на входе в СВК. Массовый расход воздуха G , как известно равен

$$G = \rho * F * \omega \quad (1.3)$$

где ρ - плотность воздуха [$\text{кг}/\text{м}^3$], F – площадь сечения канала воздушнонагревателя и ω - характерная скорость движения воздуха в канале. Можно отметить, что из уравнения неразрывности следует, что в любом сечении канала массовый расход воздуха G есть величина постоянная (ρ и ω даже при постоянном G есть величины переменные).

Количество падающей на СВК солнечной энергии можно определять в виде

$$Q_s = \tau * E_s * S_{\text{ПО}} \quad (1.4)$$

где E_s – плотность солнечной радиации и $S_{\text{ПО}}$ – рабочая площадь прозрачного ограждения СВК.

Эти параметры и характеристики СВК связаны с её конструктивными параметрами через коэффициент теплоотдачи α от стенок приемника СВК к воздуху. При этом очевидно всегда, как для стационарного так и нестационарного режима можно записать равенство

$$G * c * (t_2 - t_1) = S_{\text{П}} * \alpha * (t_{\text{В}} - t_{\text{П}}) \quad (1.5)$$

где $S_{\text{П}}$ – площадь теплоотдающих поверхностей приемника (в общем и стенок); $t_{\text{В}}$ – некоторая характерная температура воздуха в СВК и $t_{\text{П}}$ – некоторая характерная температура теплоотдающих поверхностей СВК.

Затраты мощности ΔN на прокачку воздуха в СВК обычно определяют в виде /Михеев/

$$\Delta N = G * \Delta p / (\rho * \eta_{\text{В}}) \quad (1.6)$$

где Δp - падение давления воздуха в СВК и $\eta_{\text{В}}$ – КПД вентилятора.

В общем случае падающее на СВК солнечное излучение E_s включает две составляющие прямую E_s и диффузную $E_{\text{д}}$, причем обе они переменны во времени (в большей степени E_s , а диффузная составляющая больше зависит от метеорологических условий).

Соответственно переменными во времени являются и выходные характеристики СВК.

Необходимо еще раз отметить, что несмотря на конструктивную простоту, НПУ в том числе и СВК являются сложными теплотехнически-

ми системами. Это обусловлено тем, что интенсивности рабочих тепловых потоков в НПУ сравнимы с интенсивностями тепловых потоков в окружающей среде, т.е. при теплотехнических исследованиях НПУ приходится учитывать практически все составляющие тепловых потоков.

В конечном счете, задача расчета, разработки и создания эффективной СВК заключается в выборе таких её параметров, которые обеспечивали бы требуемые температуры нагрева воздуха на выходе и максимальные КПД СВК и в общем случае обеспечивали бы и наилучшие технико-экономические характеристики СВК. Рассмотрим методы и результаты решения этих задач разработки и проектирования солнечных воздухонагревательных установок.

1.2. Состояние вопроса расчета и проектирования СВК

Разработка СВК, исследование их характеристик проводилось в ряде работ. Впервые СВК в составе КС были рассмотрены в /1-3/. СВК представляла ящик с плоским металлическим приемником (лист) под которым проходит воздух. В результате расчетного исследования получено, что наиболее экономичен СВК без стеклянного прозрачного ограждения (ПО).

Подробный обзор состояния работ по СВК на 1964г. проведен в /4/. Были рассмотрены различные конструкции СВК (см. Рис.1а, б), проведен расчетный анализ их теплотехнических характеристик, получено, что максимальная эффективность рассмотренных вариантов СВК, за исключением СВК без ПО находится на уровне $50\% \pm 2\%$ (для СВК без прозрачного ограждения КПД 36%). В стационарной расчетной модели не учитывались зависимости коэффициентов теплоотдачи от геометрических параметров и скорости движения воздуха. В /5/ приведены результаты экспериментального исследования четырех вариантов СВК с гофрированными (вар 1, 2) и ячеистыми (3, 4) приемниками. Получено, что при температуре воздуха на выходе 44°C максимальное КПД составляют 65% (вар. 1,2), 55% (вар.3) и 40% (вар.4). В /6/ проведены расчетные исследования температуры воздуха, нагреваемого в теплообменнике водой от солнечного водонагревателя в

зависимости от длины канала и числа Рейнольдса. Теплотехническая эффективность схемы не рассматривалась. В /7/ приводятся результаты сравнительных испытаний СВК, теплопередающая поверхность которых представляет вертикальные полые трубки, получено, что для трубок внутренняя поверхность которых обработана пескоструйкой кпд СВК может быть повышено с 50% до 80% при расходе воздуха в пределах от 60 до 160 г/ч на см² площади поверхности СВК. Можно отметить, что вследствие сложности изготовления такого приемника и большого расхода металла такие СВК не нашли применения.

Расчетные и экспериментальные оценки влияния геометрических параметров СВК на тепловые потери через прозрачное ограждение (ПО) при свободной конвекции были впервые рассмотрены в /8/. Схема, рассмотренная в /8/ СВК и её тепловая модель приведены на рисунках 1.3 и 1.4.

По результатам исследований в /8/ были сделаны следующие выводы:

1. Для предварительных оценок эффективности СВК достаточно рассмотрения простейшего варианта – передача тепла воздуху от пластины.

2. Важно, точно знать радиационные характеристики ПО, так как это может достаточно сильно влиять на теплотери через ПО.

3. Для СВК, учитывая, что отношение высоты к ширине канала составляет от 1/10 до 1/20 в первом приближении можно не учитывать теплотери с боковых поверхностей или рассматривать при теплообмене в СВК одномерный случай.

4. Кпд СВК может быть легко рассчитано при известных по длине канала температурах воздуха путем разделения ей на участки с более или менее одинаковой температурой, или зная только температуры воздуха на входе и выходе.

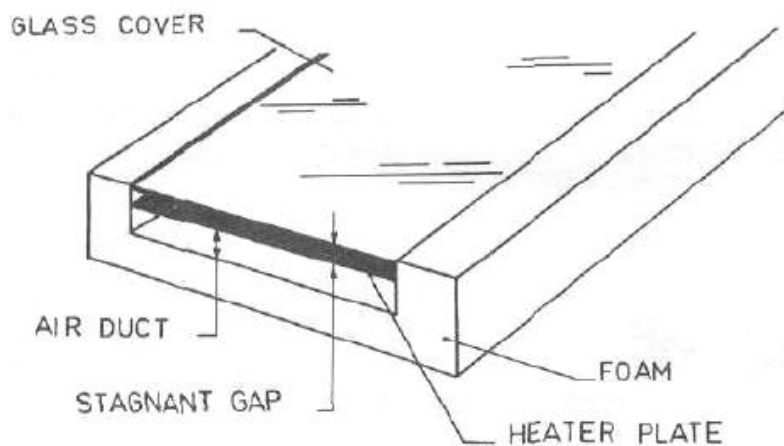


Fig. 1. Conventional flat-plate solar-air heater.

Рис.1.3. Основные элементы СВК.

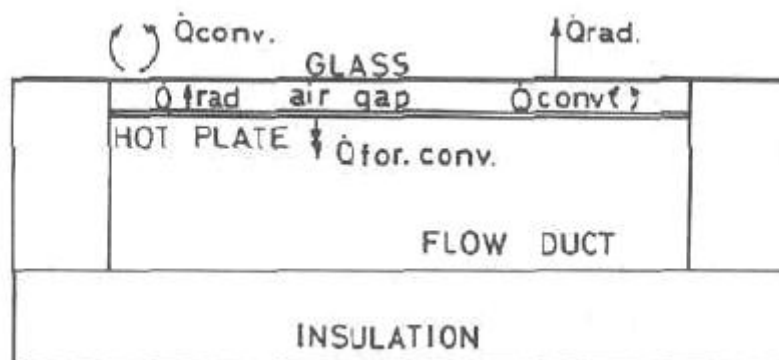
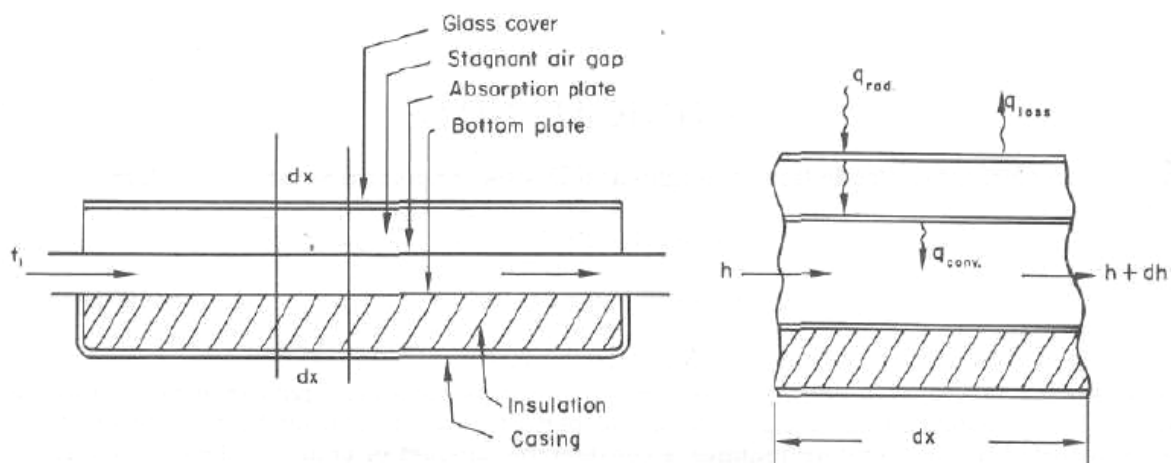


Рис.1.4. Модель механизма передачи тепла в плоском коллекторе.

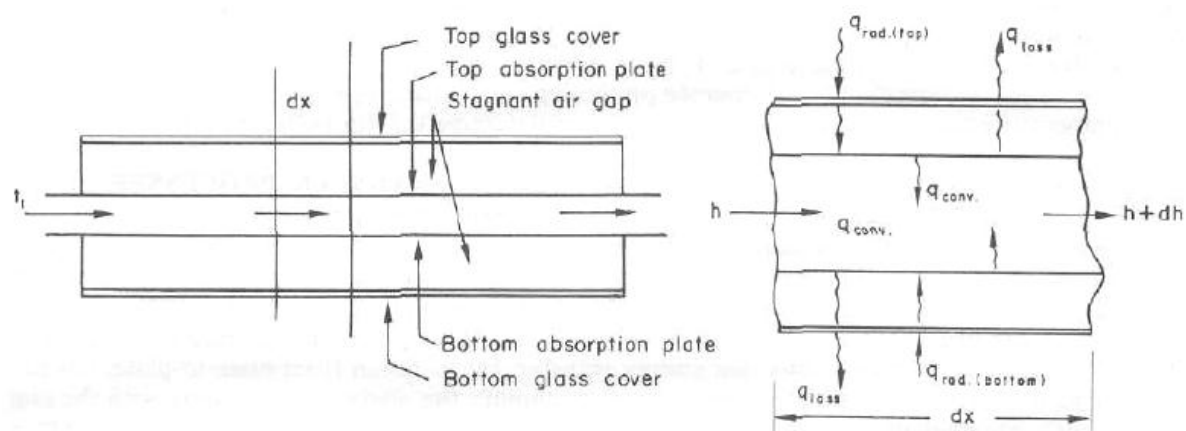
В /9/ впервые рассматриваются вопросы оптимизации параметров СВК. Указано, что для полной оптимизации СВК недостаточно оптимизации только теплотехнических характеристик необходимо учитывать и экономические характеристики.

Учитывая, что в СВК имеется значительное число параметров в /10/ была рассмотрена задача введения обобщенных параметров СВК.

Из рассмотрения модели СВК (см. рис. 1.5) как канала длиной L и шириной B и следующих уравнений теплопередачи



а) Схема СВК с односторонним облучением.



б) Схема СВК с двусторонним облучением.

Рис.1.5. Конструктивные схемы солнечных воздухонагревателей.

для одностороннего облучения

$$Hf(Bdx) = U_L(Bdx)(t_{PU} - t_{\infty}) + h_C(Bdx)(t_{PU} - t) \quad (1.7)$$

$$mh + h_C(Bdx)(t_{PU} - t) = m(h + (dhdx)/dx)$$

где m – массовый расход, или

$$m C_p (dt/dx)dx = h_C(Bdx)(t_{PU} - t) \quad (1.8)$$

Представляя (1.8) в обобщенном виде

$$du/dx + \beta u = \alpha \quad (1.9)$$

Из решения (1.9) считая, что $U(0) = 1$ получено

$$u = (1 - \alpha/\beta) \exp(-\beta x) + \alpha/\beta \quad (1.10)$$

Для СВК с двусторонним облучением

$$Hf = U_L(t_{PU} - t_{\infty}) + h_C(t_{PU} - t) \quad (1.11)$$

$$Hf \chi = U_L(t_{P1} - t_{\infty}) + h_C(t_{P1} - t) \quad (1.12)$$

где χ - отношение солнечного потока, падающего на тыльную поверхность к потоку падающему на лицевую поверхность

$$(m C_p/B) (dt/dx) = h_c(t_{PU} - t) + h_c(t_{P1} - t) \quad (1.13)$$

или в обобщенном виде

$$du/dx + 2\beta u = \alpha (1 + \chi) \quad (1.14)$$

откуда было получено следующее решение обобщенного дифференциального уравнения (1.14)

$$u = (1 - \alpha (1 + \chi) / 2\beta) \exp(-2\beta x) + \alpha (1 + \chi) / 2\beta \quad (1.15)$$

обозначения в обобщенных формулах: H – солнечная радиация, $\chi = (t - t_\infty) / (t_1 - t_\infty)$; $x = x/L$; $h = h_c U_L / (h_c + U_L)$; $C = m C_p / (BL)$; $\alpha = H f h / (C (t_1 - t_\infty) U_L)$; $\beta = h / C$.

Но основной вывод работы – необходимо увеличивать концентрацию. Хотя этот подход достаточно интересен для качественного анализа, однако, как видно его недостаток в том, что не учитываются параметры прозрачного ограждения, а также теплообмен излучением.

В /11/ было предложено для повышения эффективности применение ячеистого приемника, однако такие конструкции далее не разрабатывались ввиду сложности и в общем недостаточной их эффективности из-за образования застойных зон.

В /12/ был проведен тепловой и экономический характеристик предложенный авторами схемы СВК (см. рис. 1.6.).

В данной расчетно-экспериментальной работе были получены следующие основные результаты:

1. Экспериментально были получены КПД СВК до 75%.
2. Для увеличения КПД важно увеличивать скорость воздуха и уменьшать температуру на выходе.
3. Одно из основных условий улучшения экономических показателей солнечных установок это увеличение числа часов их работы.

В работе /13/ были предложены и испытаны новые конструктивные схемы СВК (см. рис.1.7) – с двумя прозрачными ограждениями двухпроходные и однопроходные.

Предложена формула для оценки влияния изменения температуры ПО на теплопотери.

$$\delta q_{Lc} = 3.58 \delta T_c \quad (1.16)$$

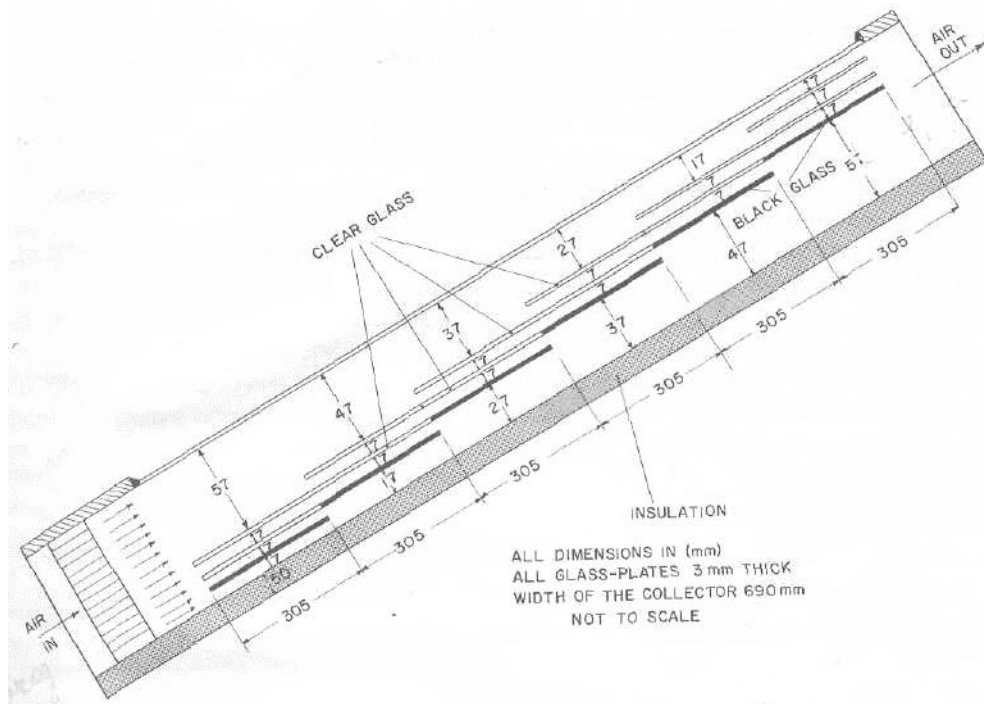


Fig. 1.6. Sketch of the overlapped – glass plate solar-air heater.

Такая оценка получена из уравнения баланса вида

$$q_{Lc} = q_{rc} + q_{cc} \quad (1.17)$$

где q_{Lc} – теплопотери приемника с ПО, излучением - q_{rc} и конвекцией - q_{cc}

$$q_{rc} = \sigma E_g (T_c^4 - T_s^4) \quad (1.18)$$

$$q_{cc} = h_{cc} (T_c - T_a) \quad (1.19)$$

где T_c T_a T_s – температуры ПО, окружающей среды и неба

или

$$q_{Lc} = \sigma E_g (T_c^4 - T_s^4) + h_{cc} (T_c - T_a) \quad (1.20)$$

$$\delta q_{Lc} = (4\sigma E_g T_c^3 + h_{cc}) \delta T_c$$

и при $E_g = 0.9$, $T_c = 5600R$, $h_{cc} = 1 + 0.3V = 2.5$ (для $V = 5 \text{ mph}$) получают (1.17).

Как видно такая оценка требует предварительного знания влияния числа ПО на изменение температур. В /13/ отмечается, что за счет последовательного прохода воздуха между двумя ПО и далее под приемником, можно повысить кпд на 10-15%, с 57 % до 67%.

В целом автор /13/ делает вывод, что проблема теплопотерь со стороны дна может быть решена хорошей теплоизоляцией, и главное, это позволит уменьшить и теплопотери с ПО.

Аналогичные исследования были проведены в /14/, автором было получено, что отсос воздуха между стеклами ПО повышает кпд на 30-35%, при этом, увеличение сопротивления в канале СВК составляет только 12-15%. В работе Вардиашвили А.Б. /15/, впервые в СНГ, на основе испытаний СВК (однослойное ПО, поглотитель дна) и расчетного анализа, баланса потоков при заданных значениях полезного тепла, были проведены оценки возможных температур нагрева и скоростей воздуха в СВК. Было получено, что реальное кпд СВК при $t_{\text{вх}} = 30^{\circ}$ и $t_{\text{вых}} = 80^{\circ}\text{C}$ составит около 0.5. Однако не обосновано утверждение о повышении полезного тепла с увеличением средней температуры.

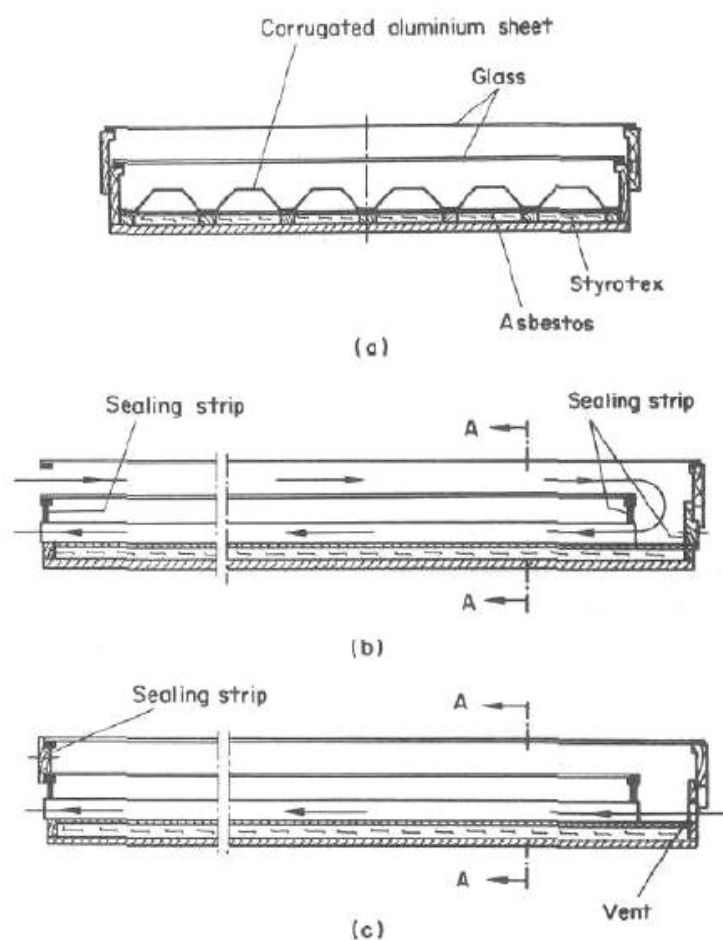


Рис.1.7. Принципиальные схемы одно- и двухпроходных воздухонагревателей /13/.

В /16/ приведены результаты 16 летних натурных испытаний системы солнечного отопления, включающей СВК, аккумулятор тепла и систему автоматики.

Было получено, что если вначале общая эффективность системы отопления составляла 28.7%, то к концу испытаний (полонки) она составила только 20.6%. В качестве СВК была принята конструкция, разработанная Сельджуком /12/ - см. рис.1.6.

Экспериментальные оценки характеристик СВК различной конструкции и с естественной конвекцией воздуха были проведены в /17/, см. рис.1.8.

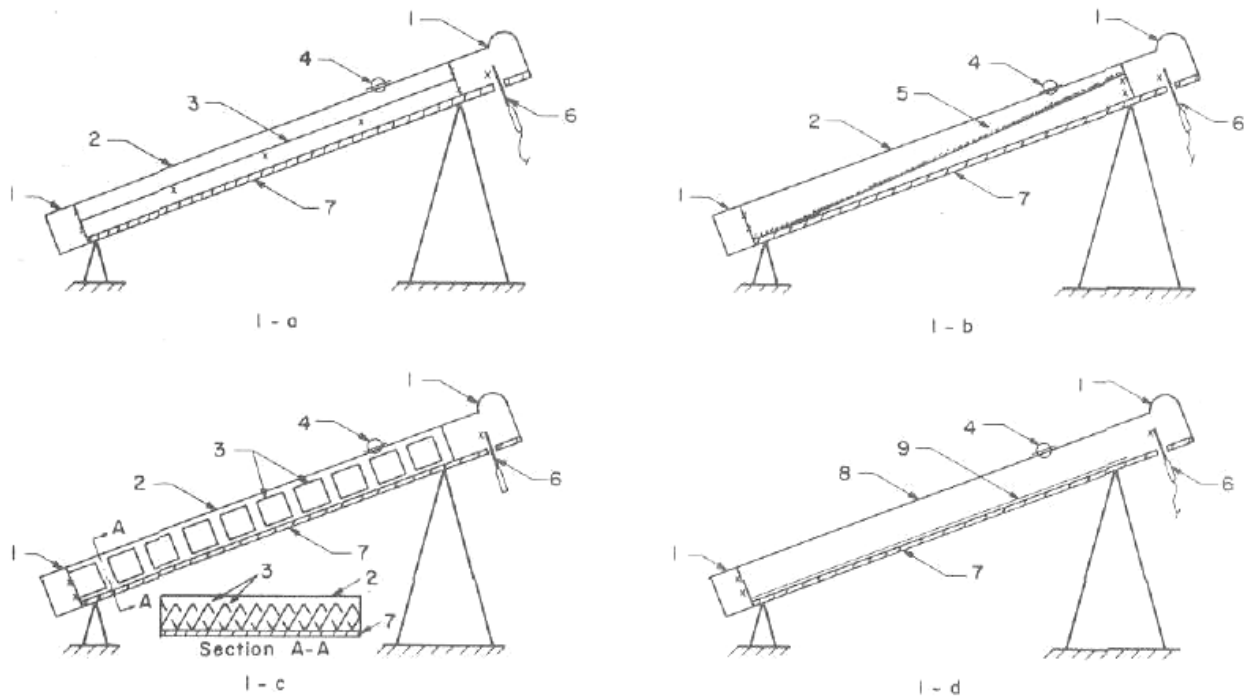


Рис.1.6. Солнечный коллектор: 1- Ограждение от ветра, 2 – прозрачное ограждение, 3 - металлический приемник, 4 – радиометр, 5 - рифленая (волнистая) металлическая пластина, 6 - термоанемометр, 7 – "Styrofoam" теплоизоляция, 8 – ПО из полиэтиленовой пленки, 9 – пластмассовый приемник.

В результате экспериментальных исследований СВК при естественной конвекции воздуха было получено, что СВК с металлическими приемниками и одним каналом для воздуха имеют КПД порядка 0.6 – 0.65, с двумя каналами до 0.6 – 0.7, пластмассовый приемник всегда хуже, особенно при малой плотности падающего солнечного излучения. Для рассмотренных плоских СВК при естественной конвекции максимальная норма массового расхода составляет около 0.065 кг/с (при разности температур $T = 15\text{K}$), с эффективностью около 0.7, в интервале длин СВК 0.09 – 0.11 м. Параметр β этих СВК с естественной конвекцией воздуха находится в пределах от 0.14 до 0.25. Также отмечено, что и при естественной конвекции течение воздуха в СВК было турбулентным.

Расчетный анализ стационарной эффективности η рассмотренных СВК оценивался по формуле

$$\eta = (\tau_v \alpha_p)^*_s - \gamma [(T_f + T_e)/2 - T_0] / E \quad (1.21)$$

где обозначено

$$\gamma = (A_c/A_p)h_e + (A_i + A_1)h_i k_i / [A_p(\delta_i h_i + k_i)] \quad (1.22)$$

и как показано в /18/

$$(\tau_v \alpha_p)^*_s = (\tau_v \alpha_p) / [1 - (1 - \alpha_p)\rho_d] \quad (1.23)$$

где A_c, A_i, A_1, A_p – площади поверхности ПО, изоляции, коллектора и приемника, m^2 ; E, E_0 – плотность солнечного излучения, падающая на поверхность СВК и нормальная плотность, $кВт/м^2$; T_e, T_f, T_0 – температуры воздуха на входе и выходе СВК и окружающего воздуха; α_p – интегральная поглощательная способность приемника; τ_v, ρ_d – пропускательная и отражательная способность стекла; h_e, h_i – коэффициенты конвекции стекла и изоляции в окружающую среду; δ_i – толщина и k_i коэффициент теплопередачи теплоизоляции.

Проведенные автором (17) сравнение результатов эксперимента (отбирались лучшие эксперименты, при E порядка $800 Вт/м^2$) с формулой (1.21) приведены на рис.1.7.

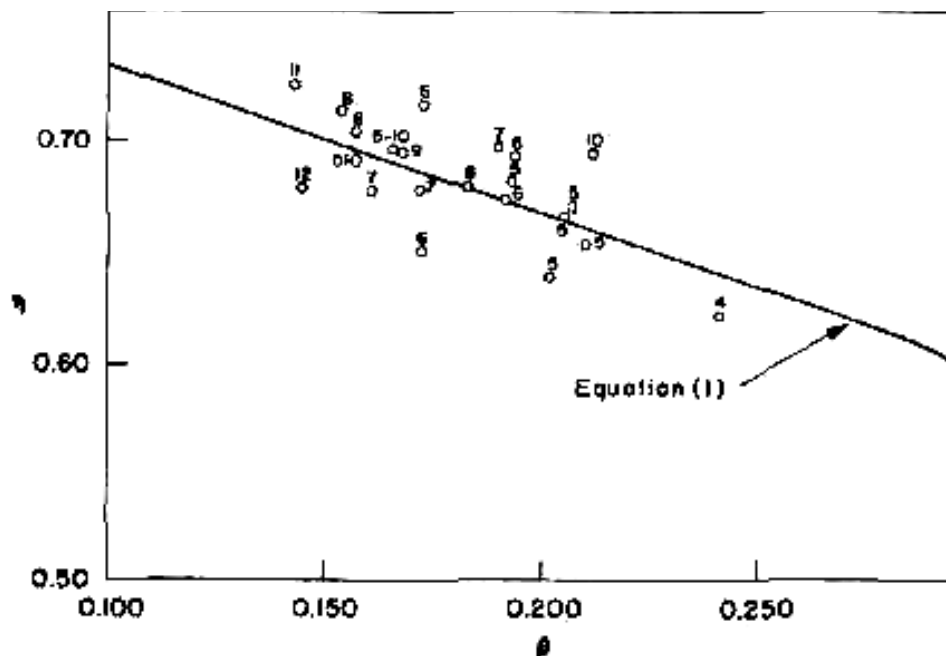


Рис.1.7. Расчетные и экспериментальные стационарные эффективности СВК при естественной конвекции, от параметра $\beta = [0.5(T_f + T_e) - T_0] / (T_b - T_e) / (E/E_0)$, где $T_b - T_e$ - разность температур между точками кипения и замораживания для $p=1 ат.$

Инженерные формулы для определения КПД СВК одноходовых и с рециркуляцией воздуха были рассмотрены в /19/. Они также основаны на общем интегральном определении КПД в стационарном режиме (вида, аналогичном (1.21), но с некоторыми модификациями

$$\eta = F'[\tau \alpha - U_L (\Delta t_m/I)] \quad (1.24)$$

где, по аналогии с солнечными водонагревательными коллекторами, введены следующие комплексы F' – фактор эффективности коллектора и U_L – полный коэффициент теплопотерь коллектора, Вт/(м²С)

Отмечено, что знание в (1.24) только $\Delta t_m/I$ недостаточно, т.к. t_0 , $(t_0 - t_i)$ и G связаны и не могут быть заданы произвольно, т.е только два из них могут быть заданы, а третья должна удовлетворять условию:

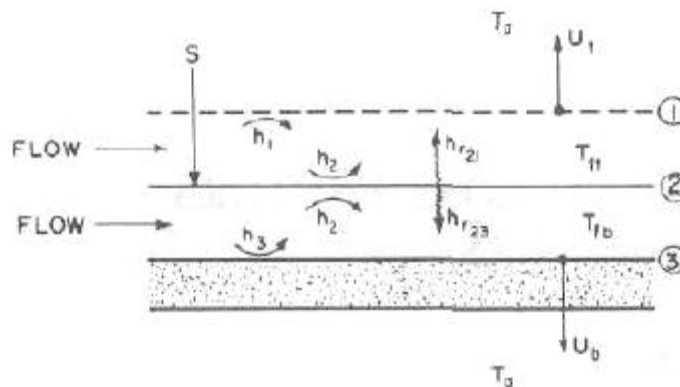
$$\eta = [GC_p(t_0 - t_i)]/(I*3600) \quad (1.25)$$

В целом для упрощения расчетов автором /19/ предложены номограммы. Вопросы определения фактора эффективности F' и коэффициента теплопотерь коллектора U_L для СВК с учетом потерь на трение при прокачке воздуха рассматривались в /20/. Отмечено, что если для водонагревательных коллекторов F' и U_L слабо зависят от режима течения воды, то в СВК они могут существенно изменяться. Можно отметить, что в данной работе были рассмотрены новые, предложенные в /18/ схемы СВК (см. рис.1.8).

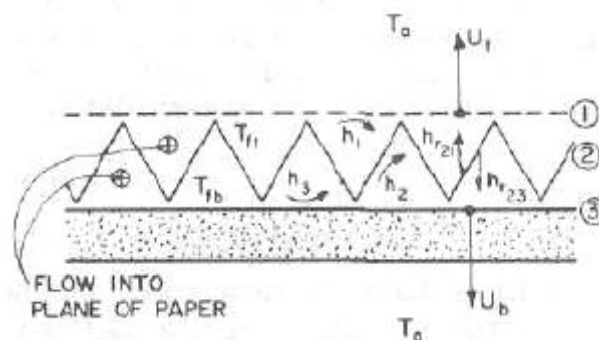
В /21,22/ приведены результаты экспериментальные исследования пяти типов СВК, определены их аэродинамические сопротивления, получены эмпирические формулы для КПД при разности температур воздуха на входе и выходе более 40⁰С, возможности обобщения полученных результатов не рассматривались.

Натурные эксперименты и оценки характеристик СВК были проведены также в /23/ (конструкция ФТИ АН РУз, размеры 2.37x0.462x0.39м., корпус - деревянный, приемник - гофрированный перфорированный металлический лист, вентилятор 500 Вт, работающий на "всас", ПО - однослойное стекло). Отмечается, что в диапазоне температур воздуха на выходе от 22 до 61⁰С и расходе 55 кг/м²ч (0.015кг/м²с), КПД в среднем составляет 55%. Утверждается, что в утренние часы, пока установка не разогрета её

кпд низок, а после полудня, несмотря на уменьшение радиации кпд растет за счет накопленного в установке тепла. Эти результаты, в общем, достаточно сильно отличаются от результатов, полученных выше, особенно факт о слабой зависимости кпд от температуры нагрева воздуха.



a) Plane surface absorber.



b) Vee corrugated absorber.

Рис.1.8. Типичные схемы СВК с потоком по обе стороны приемника.

Расчетный анализ характеристики СВК был проведен также в /24/. Использовался подход, основанный на стационарных уравнениях баланса типа (1.24), однако в качестве обобщенных параметров были использованы массовый расход воздуха G и геометрический фактор СВК K , вида

$$K = L/(bD_e^{0.25}) \quad (1.26)$$

где L – длина, b – высота и D_e – эквивалентный диаметр канала (один канал).

Отмечается, что полученные диаграммы позволяют оценить эффективность СВК, однако все же требуется более детальный анализ для конкретных конструкций. Можно также отметить, что в работе полученные

предельные КПД при расходе воздуха 200 кг/час (0.056 кг/с) при изменении геометрического параметра K от 100 до 800 $\text{м}^{-0.25}$ составляют до 60% и с увеличением разности температур на входе и выходе они практически линейно падают. Отмечено, что наиболее эффективна конструкция с двумя ПО и двухсторонним обтеканием приемника воздухом и наличии теплоизолированного дна.

Экспериментальное исследование "низкотемпературных" СВК без ПО (см. рис.1.9) проводилось в /25/ получено, что стационарные КПД СВК при скоростях воздуха в канале от 1 м/с до 6 м/с и скорости наружного воздуха 1 м/с изменяется в максимуме от 35 до 70%, с увеличением температуры воздуха КПД СВК быстро падает.

Также отмечено довольно слабое изменение КПД от разности температур на входе и выходе (для разности 5°C и 15°C), это в некоторой степени подтверждают результаты, полученные в /23/. Однако, в целом, отмечено, что реально достигнутые стационарные КПД таких СВК находятся в пределах 30 - 35%.

В работе /26/ была проведен обзор работ по повышению интенсивности передачи тепла от приемника воздуху за счет увеличения шероховатости приемной поверхности.

Было получено выражение для среднего коэффициента трения в зависимости от шероховатости

$$f_r = 2/[0.95(p/e)^{0.53} + 2.5 \ln(D/2e) - 3.75]^2 \quad (1.27)$$

где p – длина и e – высота шероховатости, D – эквивалентный гидравлический диаметр канала

Причем выражение для КПД СВК было представлено в /26/ в виде, полученном в /27/.

$$F_p = h / (h + U_L) \quad (1.28)$$

где h – коэффициент теплоотдачи от приемника воздуху в канале, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$, и U_L – полный коэффициент теплопотерь СВК, также $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$.

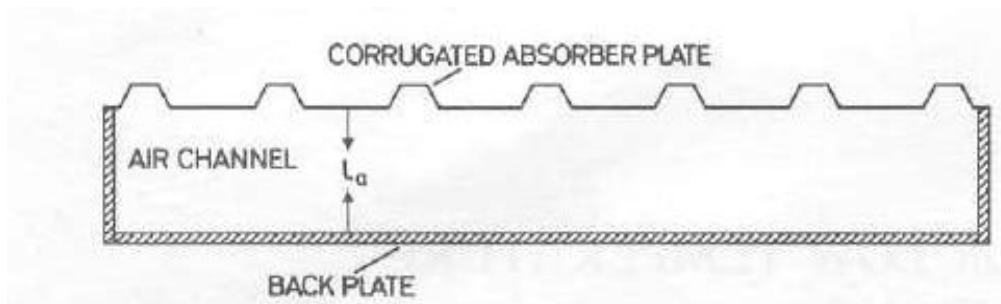


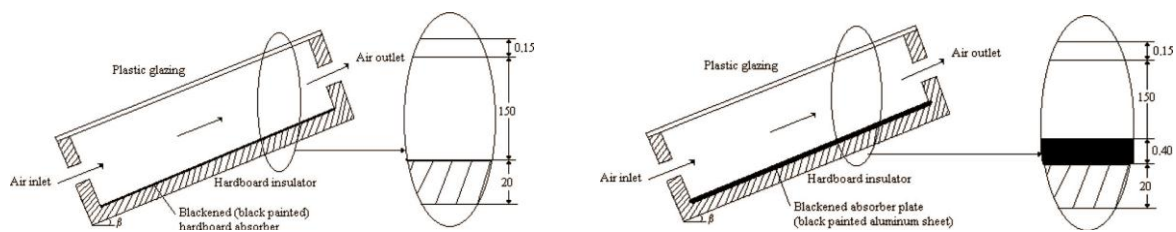
Рис.1.9. Сечение СВК с приемником в виде наружной ограждающей поверхности.

Также показано, что профилирование приводит к существенному увеличению интенсивности теплоотдачи, однако этот эффект существенно зависит от соотношения между высотой шероховатости и диаметром канала.

В работе /28/ приведены результаты испытания 6 конструктивных решений СВК (6 моделей) с ПО из полиэтиленовой пленки (см. рис.1.10).

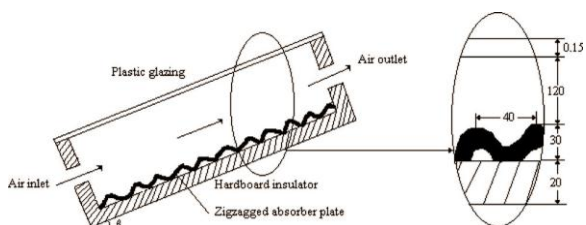
Результаты испытаний этих моделей показали, что наибольший КПД имеет модель 2 порядка 46% (см. рис.1.11). Теоретический анализ характеристик СВК в /28/ также проводился на уравнении типа (1.24).

Общий анализ влияния нестационарности процессов теплообмена на тепловой режим СВК предназначенного для отопления и совмещенного с ограждающими конструкциями здания был рассмотрен в /29/. Представлены уравнения баланса, однако анализа полученных уравнений, результатов сравнения их с экспериментом не проводилось. Параметрический анализ влияния на КПД СВК с двойным ПО толщины воздушной прослойки h , длины каналов L и массового расхода воздуха G рассмотрено в /30/. Из полученных результатов следует что в диапазоне h от 0.05 до 0.25м, L от 0.05м до 0.25м их влияние на КПД незначительно, составляет от 2% до 5%.

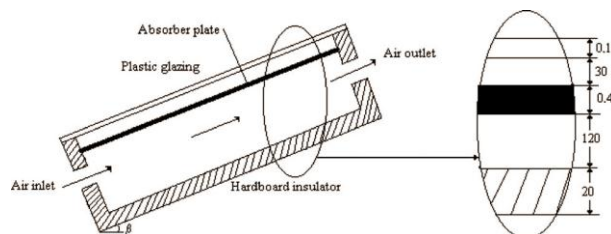


Модель 1.

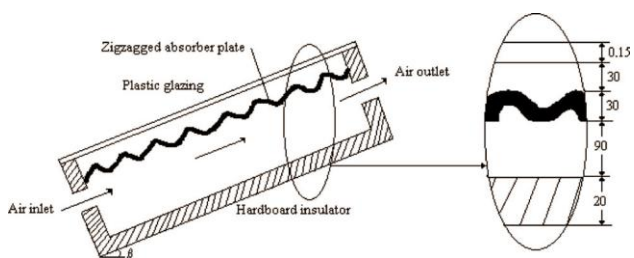
Модель 2.



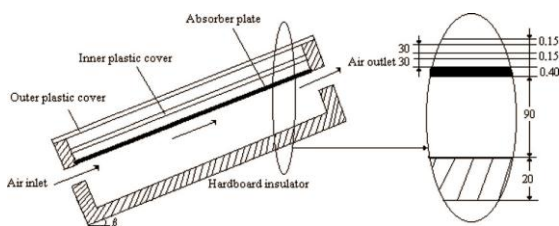
Модель 3.



Модель 4.



Модель 5.



Модель 6.

Рис. 1.10. Варианты однопроходных СВК с ПО из пленки.

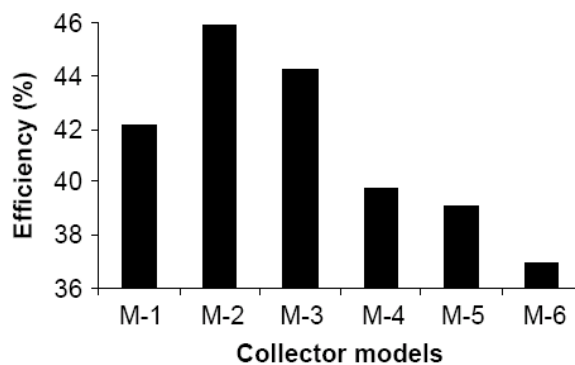


Рис.1.11. Кпд СВК моделей 1-6 /27/.

В /30/ с целью повышения кпд СВК и оптимизации его конструктивных параметров рассмотрены особенности теплообмена в СВК, рассмотрены схемы хода воздуха по смежным каналам с перераспределением расходов воздуха по ним, влияние скорости потока, влияние завихрителей. Задача рассмотрена схематично, нет связи с потоками солнечного излучения и температурами воздуха, не рассмотрены результаты предыдущих работ по СВК. Вопросы оптимизации теплотехнических параметров СВК для систем отопления (постоянный расход воздуха) рассмотрены в /31/. Основной вывод - несмотря на уменьшение температуры наружного воздуха, сохраняются перепады температур в СВК, а значит и теплопотери и в связи с этим для данных систем характерна незначительная зависимость кпд от комплекса $Q_{\text{СВК}}^{\text{сут}} / (t_{\text{пом}} - t_{\text{нар}}^{\text{сп}})$.

В /32/ рассмотрена задача разработки обобщенной методики расчета эффективности СВК различных конструкций на основе экспериментальных исследований авторов /21,22/. В качестве параметра эффективности принято значение обобщенного коэффициента теплоотдачи (число Nu) при одинаковых затратах мощности на прокачку. Как следует из анализа такой подход может быть эффективен если она связана с длиной СВК и гидравлическими сопротивлениями для конструкций отличных от рассмотренных авторами. В /33/ рассмотрена задача обоснования необходимой площади лучевоспринимающей поверхности СВК. Получены ряд зависимостей, однако обоснование результатов и их возможное применение не приводятся.

В /34/ проведена расчетная оценка кпд и оптимального расхода теплоносителя в проточных СВК. В работе проводится анализ кпд на основе выражения для кпд, полученного в /4,9/. Получено, что максимальное кпд СВК составит 0.52, который "определен расход при максимальном кпд" (для рассматриваемого математического подхода в СВК и в других тепловых устройствах это в принципе должно иметь место при бесконечном расходе теплоносителя). В этом анализе не учитывались затраты мощности на прокачку. Расчетно-экспериментальный анализ теплопотерь для двух характерных конструкций СВК (с двумя стеклянными ПО) проведен в /35/.

Получено, что при температуре воздуха на выходе 75-80⁰С, кпд СВК составит около 0.5. В /36/ рассмотрены вопросы математического моделирования процессов теплообмена в СВК. Приведены формулы для расчета сил трения C_f и теплообмена Nu от числа Re , который изменялся в пределах от 10^6 до 10^8 , при этом получено, что Nu изменяется в интервале 1000 -10000, что достаточно велико. Полученные значения Nu , говорят о возможности существенной интенсификации теплообмена, однако не говорится о величинах потерь давления в каналах, которые при таких значениях Nu могут быть существенно велики.

В /37/ приведены результаты экспериментального исследования разработанного авторами СВК, отличающегося объемным приемником, выполненным в виде объемной проволочной решетки с шагом от 2.72мм до 3.19мм при диаметре проволоки от 0.36мм до 0.795 мм, общая высота приемника (воздушного канала) 25мм, общая длина приемника 2390мм. Особенность этого СВК - поглощение солнечного излучения происходит в объеме решетки, а также то, что верхняя стенка канала прозрачная, из стекла, тогда как во всех предыдущих конструкциях верхняя стенка представляла лист железа и являлась поглотителем солнечного излучения. Получено, что числа Nu , отнесенные к полной теплопередающей поверхности для чисел Рейнольдса в диапазоне от 2500 до 5000, изменяются в пределах от 7 до 18, а коэффициенты трения от 0.011 до 0.0095.

В /38/ проведено теоретическое исследование эффективности СВК, представляющей ряд параллельных каналов, верхняя стенка которых является поглотителем солнечной радиации. При разработке математической модели учитывается теплопередача теплопроводностью от верхней стенки к боковым. Принято, что коэффициенты конвективной теплоотдачи от стенок канала к воздуху одинаковы для всех стенок. Приведены примеры расчета среднедневного кпд, изменения температуры и падения давления в зависимости от высоты и числа каналов для СВК длиной 6м и шириной 1м при расходах воздуха - 25, 50, 75 кг/чм². Получено, что оптимальное число каналов составляет около 10 на метр ширины, высота канала должна со-

ставляя от 4 до 6 см. Можно отметить, что рассматривался стационарный режим и не учитывалось влияние потоков излучения в канале, а также не ставилась задача установление связи между температурами на выходе и геометрическими параметрами каналов - длина, ширина и высота.

1.3. Выбор направления исследований

В настоящее время в гелиотехнике основная задача это создание экономически конкурентоспособных солнечных установок. Решение проблемы идет в двух основных направлениях – повышение КПД и уменьшение стоимости. Сложности решения этих задач обусловлены особенностями солнечного источника энергии - малая энергетическая плотность, что приводит к значительным габаритам, материалоемкости и соответственно высокой стоимости солнечных установок. Малые плотности потоков приводят и к сложностям их тепловой оптимизации.

В последнее время, в связи с ростом цен на традиционные энергоносители, вновь начинает увеличиваться интерес к использованию солнечной энергии. При этом новый интерес к солнечным установкам также пока основан на тезисе - с увеличением цен на топливо конкурентоспособность солнечных установок будет возрастать.

Однако существующая на практике тенденция одновременного и практически такого же роста цен на материалы, делает еще более актуальной и ранее известную задачу – необходимость детального анализа технико-экономических характеристик солнечных высокопотенциальных и низкопотенциальных (НПУ) установок. Это связано также с тем, что даже для наиболее распространенных солнечных водонагревательных установок не обеспечена экономическая рентабельность. Можно видеть, что практически в последние годы достигнут и минимальный уровень на солнечные водонагреватели (в Европе около 200 дол./м², в Китае до 70 дол./м²). В связи с указанным и возрастает интерес к солнечным воздухонагревательным установкам (СВК) и в первую очередь для целей обогрева зданий.

Выводы по главе I .

Из анализа состояния работ по расчету и разработке солнечных воздухонагревательных коллекторов (СВК) можно сделать следующие выводы:

1. Расчет характеристик СВК проводится до настоящего времени только на основе стационарных моделей. Основной базой для анализа является уравнение для КПД в стационарном режиме, полученного для солнечных водонагревательных коллекторов с использованием обобщенных параметров F' – эффективности и общего коэффициента теплопотерь - U_L /38/. В этом подходе для определения обобщенных параметров необходимы экспериментальные исследования на натуральных моделях. Т.е этот подход практически не решает задачи определения влияния параметров элементов СВК на её теплотехнические характеристики – КПД и температура нагрева воздуха. Только в одной работе была рассмотрена задача решения уравнений баланса для СВК, на основе предположения о линейности изменения температуры и в качестве средней температуры была принята средняя арифметическая температур воздуха на входе и выходе /39/.
2. Для оценки КПД используются упрощенные подходы - КПД определяется для заданных температур на выходе из СВК, в то время как температура на выходе и КПД являются функцией геометрических параметров канала и солнечной радиации и должны определяться из совместного решения уравнения теплообмена в СВК. Стационарные модели СВК в принципе не позволяют определять динамику работы СВК, например, определения времени выхода СВК на рабочие температуры и стационарные КПД.
3. Можно также отметить большой разброс по оценкам КПД СВК от 30% до 75%.
4. По результатам анализа следует, что для определения реальных характеристик СВК необходим учет достаточно большого числа параметров задачи (более 10). Это требует развития численных моделей тепло-

обмена в СВК, причем не только численных стационарных моделей, но и разработка в первую очередь нестационарных численных моделей.

ГЛАВА 2. РАЗРАБОТКА ЧИСЛЕННЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ МОДЕЛЕЙ СОЛНЕЧНЫХ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЬНЫХ КОЛЛЕКТОРОВ

2.1 Задачи численного моделирования тепловых процессов в СВК

В общем случае любая низкотемпературная солнечная установка (НПУ) может выполняться по различным схемам и включать различные устройства /40,41/. Например, в виде НПУ, часть элементов которой конструктивно совмещены со зданием или с существующей отопительной системой - насосы для прокачки воздуха, различная управляющая тепловыми потоками автоматика. Однако, всегда, в солнечных низкотемпературных установках можно выделить приемник преобразователь солнечного излучения в тепловую энергию, так называемый "горячий ящик".

Горячий ящик является основным элементом практически всех типов НПУ - водонагревателей, сушилок, опреснителей, а также нашему мнению и воздухонагревателей. Эффективность горячего ящика, или его тепловой КПД во многом определяет эффективность НПУ в целом.

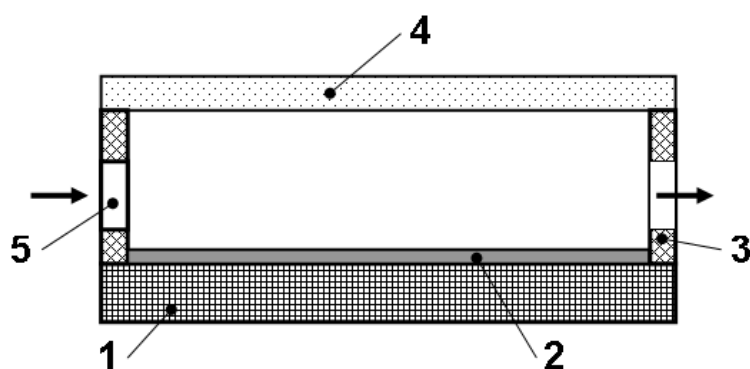
Т.е. как и в других типах НПУ, в СВК также желательно проводить анализ теплообмена и влияние на него основных параметров не только на основе стационарных моделей /42-49/, а в первую очередь на основе нестационарных моделей. Причем, как показывает анализ, такие модели должны быть численными, так как должны учитывать максимально большее число параметров задачи. В связи с этим, для разработки численных стационарных и нестационарной модели теплообмена в СВК определим, на основе проведенного анализа вид наиболее характерных конструктивных схем горячих ящиков СВК (далее, для краткости под СВК подразумеваем горячий ящик). Наиболее характерные схемы СВК представлены на рис. 2.1 и рис.2.2.

За базовую модель СВК, с учетом полученных нами результатов примем, в отличие от общепринятой схемы простейшей СВК, которая при-

ведена на рис.2.1, более общую схему, приведенную на рис.2.2. Её отличие, как видно, заключается в том, что приемник устанавливается так, чтобы воздух имел возможность обтекать приемник и снимать тепло с двух сторон.

Рассмотрим более детально задачи численного моделирования на основе такой обобщенной схемы СВК (см. рис.2.2).

В горячем ящике СВК, как видно можно выделить следующие основные элементы: - теплоизолирующее дно (Дно), боковые стенки (Бок), прозрачное ограждение (ПО) и приемник (П) (см. рис. 1.6.).



1 – теплоизолирующее дно; 2 – приемник солнечного излучения; 3 – теплоизолирующие боковые стенки; 4 – прозрачное ограждение (ПО); 5 - отверстия для входа и выхода воздуха.

Рис.2.1. Схема и основные элементы солнечной воздушнонагревательной установки с односторонним обтеканием приемника воздухом.

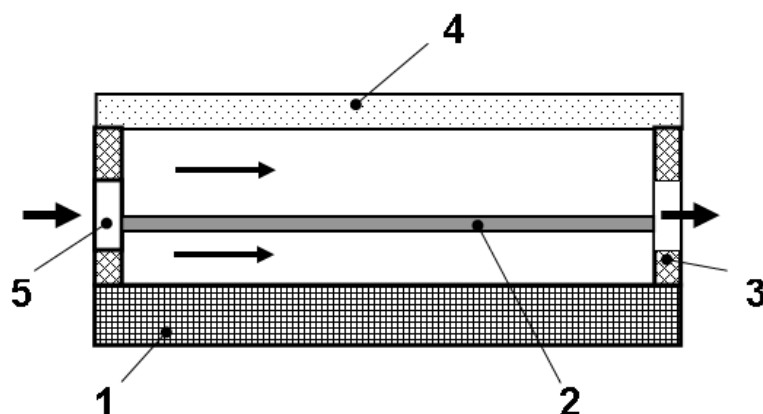


Рис.2.2. Схема и основные элементы солнечной воздушнонагревательной установки с двухсторонним обтеканием приемника воздухом (СВК).

На рис.2.3 приведены также основные параметры элементов ГЯ. При этом задача проектного расчета ГЯ заключается в общем случае в выборе таких параметров элементов, при которых получаем максимальный КПД и минимальную стоимость горячего ящика.

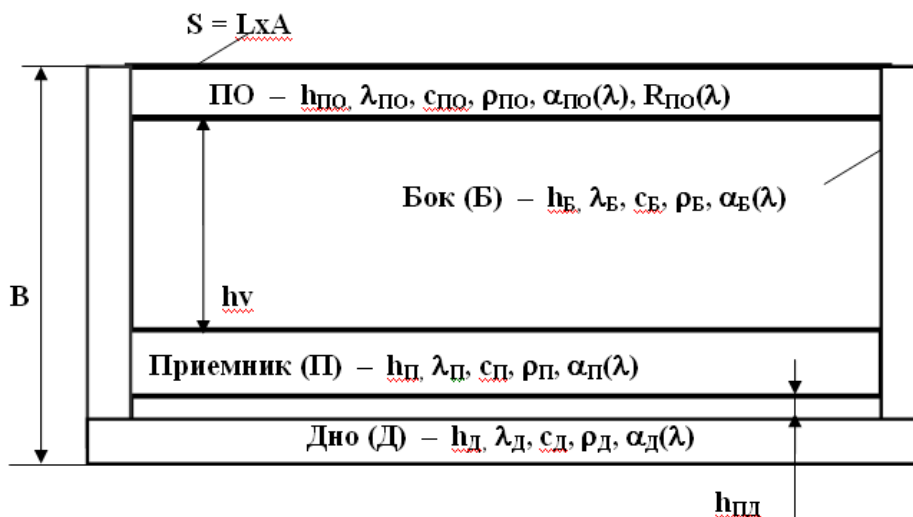


Рис.2.3. Основные внутренние параметры горячего ящика НПУ.

В общем случае число параметров горячего ящика (Hot-Box - НВ) составляет 26. При рассмотрении одномерной модели ГЯ, число параметров можно уменьшить с 26 до 19. В стационарных процессах исключаются еще 6 параметров и таким образом остаются 13 параметров. Поскольку, обычно и $h_{ПД} = 0$, то в стационарных одномерных моделях имеем следующие основные 12 параметров - $h_{ПО}$, $\lambda_{ПО}$, $\alpha_{ПО}\lambda$, $\rho_{ПО}\lambda$, h_D , λ_D , $\alpha_{D\lambda}$, h_P , λ_P , $\alpha_{P\lambda}$, h_v и A (или L).

Для проектирования эффективного горячего ящика необходимо знать влияние на КПД ГЯ её собственных параметров и параметров окружающей среды (плотность падающего солнечного излучения E_0 , температура T_B , скорость ω_B окружающего воздуха, температура "неба" T_R и земли T_Z).

Получение такой информации только на основе экспериментальных исследований, вследствие переменности во времени внешних параметров и большого числа внутренних параметров является очень сложной задачей, что определяет актуальность работ, направленных на раз-

работку расчетных методов определения (численный эксперимент) характеристик СВК и влияния на неё внешних и внутренних параметров.

В настоящее время имеется два расчетных подхода для оценки влияния параметров горячего ящика на её КПД. В первом подходе – задаются температуры элементов, и определяется тепловые потоки между ними и окружающей средой. Этот подход определяет диапазоны изменения тепловых потоков, но поскольку температуры задаются произвольно, это не позволяет установить соотношения между температурами элементов и действительным КПД горячего ящика.

Второй подход /50/ - рассмотрение обобщенных моделей, заключается в том, что записывается обобщенное уравнение для КПД горячего ящика и в предположении, что также известны температуры теплоотдающих элементов, определяется величина КПД, т.е. здесь также не известны действительные температуры элементов.

Можно отметить, что такой подход, вследствие многопараметричности горячего ящика (13 параметров при одномерной задаче) удобен для сравнительной оценки характеристик уже изготовленных конструкций. При этом, в процессе натурального сравнения фактически определяются и значения обобщенных параметров – обобщенный коэффициент теплопотерь - U_L , который характеризует эффективность теплоизоляции горячего ящика в целом. Заметим, что оба эти подхода предполагают, что имеет место стационарный режим работы.

Для определения действительных температур элементов необходимо решение системы уравнений теплообмена в горячем ящике, включающей более десятка внутренних и внешних параметров, и в общем случае являющейся пространственной и нестационарной. Учитывая конструктивную одномерность горячего ящика, достаточно хорошие результаты могут дать одномерные стационарные численные теплообменные модели (СМ).

Анализ показывает, что такие численные СМ удобно строить на интегральных уравнениях теплового баланса. Нами ранее были разрабо-

таны две такие одномерные стационарные численные модели ГЯ – единичная (ЕСМ) и распределенная (РСМ) модели теплообмена в горячего ящика солнечного водонагревательного коллектора /51/.

Однако, такие стационарные модели, не учитывают тепловой инерционности солнечных НПУ, а это, как показывают наша работа /52/ может иметь существенное значение. Так, например, в солнечных опреснителях время выхода на стационарный режим может составить до 4 часов, что сравнимо с временем дневного солнечного сияния. Этот фактор может быть важен и для солнечных воздухонагревателей – малая теплоемкость воздуха приводит либо к большим расходам, а соответственно к большой длине СВК, или к малой температуре нагрева, когда длина СВК мала. В связи с этим на первом этапе работы нами был рассмотрен вопрос вообще об эффективности снятия тепла с приемника теплоносителем - воздухом, а также оценка нестационарности тепловых процессов в СВК. В связи с не изученностью этих задач и методов её численного решения, нами был разработан аналог СВК, в котором температуры воздуха вдали от поверхности приемника были постоянными. Т.е. случая, который определяет максимальные эффективности теплосъема с плоского приемника и в целом максимально возможные эффективности СВК с плоским приемником. Эта модель позволяет, во-первых определить эффективность теплосъема и вторых оценить инерционность приемника в зависимости от его габаритов, в основном толщины. Схема такой модели СВК представлена на рис.2.4.

Т.е. рассматривали одномерную нестационарную задачу теплообмена с несопряженными граничными условиями, где в качестве "Неба" могут быть различные сооружения, возле которых может располагаться СВК, в том числе и прозрачное ограждение, а в качестве "Земли" может быть и второе теплоизолирующее дно (в первом приближении эти элементы будут различаться задаваемыми температурами). Таким образом, эта схема позволяет оценить температурный режим приемника (листа), а также в первом приближении динамику нагрева, а именно выход прием-

ника на рабочий режим – на рабочие температуры. Методика решения одномерной нестационарной задачи с заданными коэффициентами теплоотдачи, в том числе и излучением, рассматривалась нами в /7/, поэтому здесь мы её не приводим. В нашем случае коэффициенты теплоотдачи переменны и их необходимо определять в процессе решения задачи. Однако, уже такая, простейшая нестационарная модель позволила выявить ряд особенностей малоинтенсивного теплосъема. Однако, далее для более обоснованного выбора параметров горячего ящика СВК необходима разработка тепловой модели в которую входили бы параметры основных элементов ГЯ. Необходимо отметить, что такая тепловая модель, является моделью с сопряженными граничными условиями – температура приемника и соответственно температура теплоносителя зависят не только от плотности солнечного излучения, но и от температур дна и прозрачного ограждения.

Одна из сложностей создания такой одномерной модели СВК, заключается в том, что необходимо решить вопрос о характере теплообмена между элементами ГЯ и теплоносителем - воздухом. Дело в том, что в солнечных ГЯ – расстояние между элементами много меньше ширины и тем более длины ГЯ (т.е. канал представляет в теплотехническом отношении это "щель"). В этом случае для расчета конвективного теплообмена (тепло от приемника к воздуху передается только конвекцией) в теплотехнике рекомендуются использовать понятие эквивалентной теплопроводности. Однако при таком подходе из системы уравнений выпадает основной элемент – теплоноситель. Отсюда следует, что наиболее актуальными задачами разработки математической численной модели СВК являются в настоящее время следующие вопросы.

Первый – разработка схемы конвективного теплообмена в СВК, позволяющего учитывать параметры теплоносителя, в первую очередь ее температуру нагрева и массовую скорость.

Второй – учет сопряженных граничных условий.

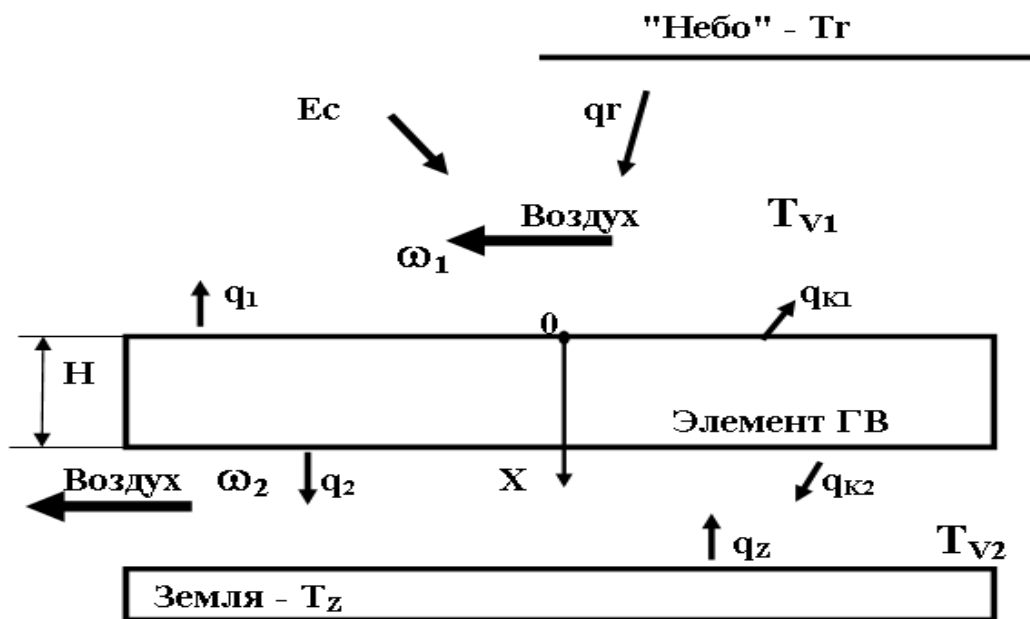


Рис.2.4. Схема теплоизолирующего дна (приемника) СВК.

В связи с этим вначале работы была рассмотрена задача исследования теплообмена в "щели". Тем более, что проведенный нами в /53/ расчетный анализ формул эквивалентной теплопроводности, рекомендуемых в теплотехнике, показал, что в данном случае, для солнечных горячих ящиков они недостаточно точны.

Во второй части работы была рассмотрена задача разработки собственно стационарных и нестационарных тепловых моделей СВК с сопряженными граничными условиями. Основой для разработки таких моделей, как показал анализ, это конструкция СВК, которая должна включать, как минимум три элемента: прозрачное ограждение (пленка или стекло) приемник и теплоизолирующее дно.

2.2. Расчетное исследование процессов конвективного теплообмена в СВК

Рассмотрим вначале основные закономерности, характеризующие тот или иной механизм переноса тепла для наших условий теплообмена и, как это принято в теплопередаче, без учета потоков излучением. В общем

случае, в теплотехнике для теплообмена при естественной конвекции выделяют два случая: – неограниченный объем и ограниченный объем. Под неограниченным объемом понимают такой объем, при котором другие тела расположенные в этом объеме не влияют на теплообмен конвекцией у рассматриваемой поверхности /54-57/.

Соответственно под ограниченным объемом понимается объем, в котором окружающие тела влияют на теплообмен. Отметим, что в теплообмене, обычно считается, что в ограниченном объеме, обычно между двумя поверхностями, разделенными газовой средой, имеет место перенос тепла теплопроводностью, причем вводится понятие эффективной теплопроводности среды. В неограниченном объеме имеет место в основном молярный перенос тепла (перенос тепла потоком).

Рассмотрим вначале границы применимости понятий ограниченного и неограниченного объема для наших условий теплообмена. Общую схему объема для наших условий – расстояние между поверхностями теплообмена много меньше линейных размеров поверхностей (теплообмен в "щели) и характеризующие её основные параметры можно представить в виде, показанном на рис.2.5.

Как было указано выше, обычно, в теплотехнике, считается, что в ограниченном объеме (узкие щели) имеет место передача тепла в основном путем эквивалентной теплопроводности. Понятие такого ограниченного объема характеризуется экспериментально определенным условием

$$Gr*Pr = g*\beta*\Delta T*L^3 / \nu^2 < 1*10^3 \quad (2.1)$$

где Gr – число Грасгофа, Pr – число Прандтля, g – ускорение свободного падения, β - коэффициент объемного расширения воздуха от температуры, ΔT – разность температур между поверхностями, L – характерный размер системы, в данном случае это расстояние между поверхностями ν - кинематическая вязкость воздуха.

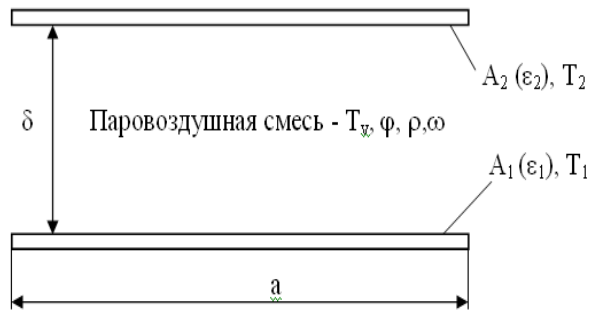


Рис. 2.5. Габаритные и тепловые параметры ограниченного объема.

Для ограниченного объема (щели) за определяющий размер L принимается ширина щели δ . Оценим порядок величин δ для наших условий, которые характеризуются следующими значениями параметров: разность температур $\Delta T = T_1 - T_2 = 1 \div 30$; влажность воздуха $\phi = 0.4 \div 1$, кинематическая вязкость смеси $\nu = (14 \div 25) \cdot 10^{-6}$; $Pr = \mu \cdot c_p / \lambda = 0.7 \div 1$. Из (2.1), считая, как это обычно принимается, что температура воздуха в щели равна $T_v = (T_1 + T_2) / 2$ и что параметры смеси характеризуются параметрами воздуха можем определить и порядок величин δ для наших условий, или

$$\delta = (Gr \cdot Pr \cdot \nu^2 / g \cdot \beta \cdot \Delta T)^{1/3} \quad (2.2)$$

Граничные значения δ , соответствующие механизму передачи тепла "чистой теплопроводностью" при различных температурах между поверхностями или их разности dT при заданных температурах на первой поверхности T_1 приведены на рис.2.6. Как видно, с увеличением разности температур между поверхностями граничные значения δ уменьшаются, т.е. значения δ , меньше которых имеет место механизм "чистой" теплопроводности.

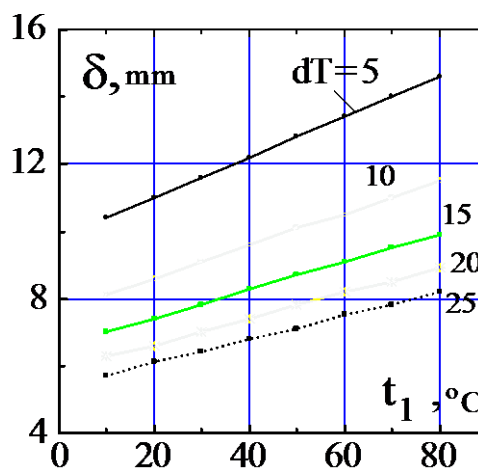


Рис.2.6. Граничные расстояния между поверхностями δ , меньше которых передача тепла осуществляется чистой теплопроводностью.

Как видно, граничные значения δ для наших условий или для интенсивностей процессов теплообмена, имеющих место в НПУ при которых будет иметь место механизм чистой теплопроводности, в общем невелики. Причем при имеющихся в НПУ разностях температур между приемником и прозрачным ограждением dT , достигающих, как следует из экспериментальных данных Рыбаковой и Новиковой /58,59/, порядка 20°C , а значения δ составляют порядка 10 мм. Можно отметить, что эти δ малы даже по сравнению с расстоянием между приемником и прозрачным ограждением в солнечных водонагревательных коллекторах, для других типов НПУ (воздухонагреватели, опреснители) эти δ еще меньше.

Отсюда следует, что в НПУ может иметь место и другой механизм передачи тепла (молярный, или конвективный), т.е. для описания процессов передачи тепла имеется возможность применения и других критериальных зависимостей основанных на формулах естественного теплообмена в неограниченном объеме.

В связи с этим рассмотрим более подробно вопрос о применимости этих формул конвективной передачи тепла для условий работы НПУ на примере численного решения задачи переноса тепла между двумя поверхностями (см. рис.2.5.).

Уравнение передачи тепла эквивалентной теплопроводностью между

двумя поверхностями, разделенными некоторой средой, также записывают в виде закона конвективного теплообмена Ньютона (обычно он записывается для случая теплообмена между телом и средой). При этом плотность теплового потока q , передаваемого от поверхности 1 к поверхности 2 определяют в виде (излучение пока не учитываем)

$$q = \alpha_k (t_1 - t_2) \quad (2.3)$$

обычно в законе Ньютона α_k это коэффициент конвективной теплоотдачи между телом и средой.

При использовании этого уравнения для передачи тепла теплопроводностью между поверхностями для однотипности уравнений и учета смешанного механизма передачи тепла её также записывают в виде (2.3), где α_k определяют следующим образом

$$\alpha_k = \lambda_{\text{ЭКВ}} / \delta = \varepsilon_k * \lambda / \delta \quad (2.4)$$

здесь λ - теплопроводность среды, а коэффициент ε_k , учитывает смешанный механизм теплопередачи при $\delta > \delta_{\text{ГР}}$. Коэффициент ε_k достаточно подробно исследован в литературе и для него получены критериальные зависимости от основных тепловых и геометрических параметров процесса

$$\begin{aligned} \varepsilon_k &= 1, & \text{при } GrPr < 1 * 10^3 \\ \varepsilon_k &= 0.18(GrPr)_\delta^{0.25}, & \text{при } GrPr > 1 * 10^3 \end{aligned} \quad (2.5)$$

Запишем также выражения для конвективной передачи тепла между поверхностями для случая неограниченного объема (при больших значениях δ). В общем случае, считается, что он осуществляется следующим путем:

1. Тепло от поверхности 1 передается воздуху в объеме.
2. Далее тепло от воздуха передается поверхности 2.

Для поверхности 1 имеем уравнение

$$q_{1v} = \alpha_{k1v} (t_1 - t_v) \quad (2.6)$$

соответственно для поверхности 2 имеем

$$q_{v2} = \alpha_{kv2} (t_v - t_2) \quad (2.7)$$

где коэффициенты конвективной теплоотдачи α_{k1v} , α_{kv2} определяются из выражений вида

$$\alpha_k = \lambda * Nu / a \quad (2.8)$$

где Nu – критерий Нуссельта, a – короткая сторона пластины.

Для случая естественной конвекции в неограниченном объеме Nu рассчитывается по уравнению

$$Nu = C (GrPr)^n \varepsilon \quad (2.9)$$

где C, n и ε - коэффициенты, зависящие от условий теплообмена.

Для поверхности 1 коэффициенты в (2.9) равны /57/

$$C = 0.54, n = 0.25, \varepsilon = 1, \text{ при } GrPr < 1 * 10^9 \quad (3.2)$$

и

$$C = 0.14, n = 0.33, \varepsilon = 1, \text{ при } GrPr > 1 * 10^9 \quad (2.11)$$

Для случая передачи тепла от среды к верхней пластине /11/ как для ламинарного так и турбулентного режимов

$$C = 0.27, n = 0.25, \varepsilon = 1 \quad (2.12)$$

Анализ показал, что при заданной разности температур между поверхностями тепловые потоки, подсчитанные по механизму передачи тепла "теплопроводностью" (в общем случае туда входит и конвективная составляющая) и чистой конвекцией, достаточно существенно различаются, как при малых так и больших расстояниях между поверхностями δ . Это обусловлено, тем, что в действительности при разных механизмах передачи тепла мы можем получать различные температуры поверхности 2 и соответственно разности температур, т.е. разность температур или температура второй поверхности не может задаваться произвольно.

Таким образом, для сравнения механизмов переноса теплоты в общем случае надо рассмотреть стационарную одномерную задачу теплообмена, отличную от той, которая представлена на рис. 2.5, причем в задаче необходимо учитывать и потоки излучением.

Схема задачи представлена на рис. 2.7. Отличие этой схемы от схемы

на рис. 2.5. в том, что температура верхней стенки зависит не только от температуры нижней стенки, но и от условий теплообмена на верхней поверхности верхней стенки.

Для определения стационарных температур в этой системе решаем уравнения баланса для двух вариантов: в первом используем механизм чистой теплопроводности, во втором варианте используем формулы теплоотдачи для неограниченного объема.

Результаты расчетного исследования по этим моделям показали, что в обоих случаях основной поток тепла передается излучением, доля конвективных потоков не превышает 10- 15%.

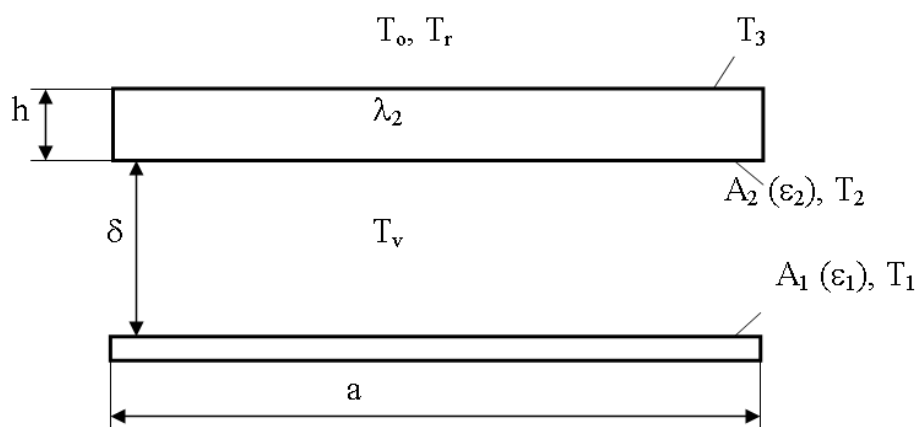


Рис.2.7. Схема определения передачи тепла в щели в стационарном режиме с учетом внешнего теплообмена.

Сравнение результатов переноса тепла по этим механизмам также показало, что в зависимости от используемой модели передачи тепла получаем различные равновесные температуры верхней стенки (см. рис.2.8.).

Как видно из рис.2.8 с увеличением δ разность температур уменьшается. Это, очевидно объясняется изменением механизма передачи тепла от теплопроводности, при малых δ и до конвекции при больших δ . Отсюда можно сделать следующий практический вывод - имеется возможность достаточно свободного выбора механизма теплопередачи. Обнаруженный факт, в общем, имеет и теоретическое значение.

Так из результатов расчета следует, что уже простейшие эксперимен-

тальные исследования позволяют делать вывод о том, каков в действительности механизм теплопередачи и какие в задаче возможны упрощения или допущения.

Второе теоретическое значение этих результатов в том, что они могут быть перенесены на процессы массообмена. Так при выполнении условий аналогии между тепло- и массообменом они обосновывают в первом приближении возможности применения той или иной модели массообмена – ограниченный или неограниченный объем.

Полученные результаты позволили таким образом определить и задачи экспериментальных исследований. В настоящее время заканчивается изготовление установки для экспериментального исследования механизмов передачи тепла в ограниченном объеме.

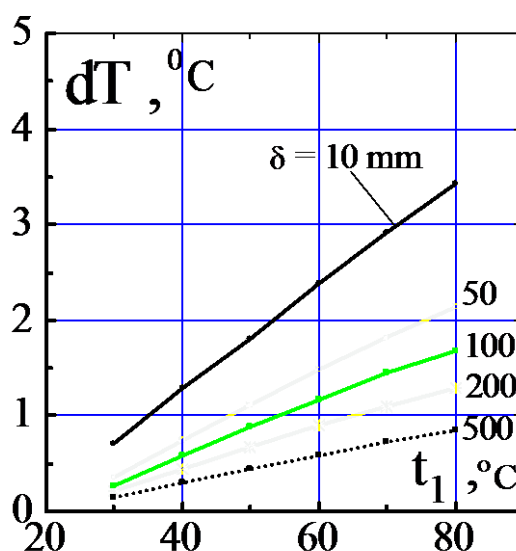


Рис.2.8. Разности температур верхней пластины для двух механизмов теплопередачи между пластинами для заданной температуры нижней стенки t_1 при различных зазорах между пластинами δ .

2.3. Стационарная численная теплообменная модель СВК

Анализ результатов исследования СВК, оценка их характеристик показывает, что в целом имеется большое расхождение между расчетными и экспериментальными оценками КПД СВК - от 0.11 до 0.85; а также практическое отсутствие за исключением /40/ (косвенная оценка влияния на КПД

толщины изоляции и воздушной прослойки между стеклами) исследований по определению зависимостей между конструктивными и теплотехническими характеристиками солнечных гелиовоздухонагревателей, а также в целом исследований по разработке методики расчета СВК.

В связи с этим рассмотрим задачу разработки распределенной математической модели расчета и исследования характеристик СВК, на базе нашей работы /60/, в которой была разработана единичная стационарная модель СВК. Для этого рассмотрим вначале методику разработки единичной стационарной модели СВК.

Из анализа работ по СВК следует, что обобщенную конструктивную модель СВК можно представить в виде системы одинаковых параллельных каналов длиной L , донные и боковые части которых являются лучевоспринимающими и теплоотдающими поверхностями, а верхняя стенка канала прозрачная, т.е. выполняет роль и первого прозрачного ограждения(см. рис. 2.9).

В стационарном режиме работы СВК математическая модель теплообмена в СВК может быть описана с помощью балансовых уравнений и известных критериальных зависимостей для теплообмена в трубах и каналах/52-57/. Каналы или трубки СВК с конструктивной и тепловой точек зрения одинаковы, поэтому распишем балансовые уравнения модели для одного канала

Формально для коэффициента теплообмена в канале α можем записать

$$\alpha = f(\omega, t_c, t_1, t_2, t_{ж}, a, b, \nu, \lambda, L) \quad (2.23)$$

и для тепловых потерь через прозрачное ограждение $Q_{п1}$ и дно $Q_{п2}$

$$Q_{п1} = f(\omega_0, h_{12}, h_1, h_2, t_{c1}, t_0, t_{ж}, a, L, Tr) \quad (2.24)$$

$$Q_{п2} = f(\omega_0, t_c, t_0, t_{ж}, a, L, Tz) \quad (2.25)$$

Зависимость (2.24) представляет систему из четырех, а (2.25) из двух балансовых уравнений.

Для определения удельных тепловых потерь через прозрачное ограждение имеем следующие уравнения баланса:

уравнение теплового баланса на нижней поверхности верхней стенки канала

$$\varepsilon_{CC1} * \sigma * (T_c^4 - T_{c1}^4) + \alpha_{c1} * \tau_2 * E_c = \lambda_1 * (t_{c1} - t_{c2}) / h_1 \quad (2.26)$$

Уравнение теплового баланса на верхней поверхности верхней стенки канала

$$\lambda_1 * (t_{c1} - t_{c2}) / h_1 = \varepsilon_{12} * \sigma * (T_{c2}^4 - T_{\varepsilon 1}^4) + \lambda_{12} * (t_{c1} - t_{\varepsilon 1}) / h_{12} \quad (2.27)$$

Уравнение теплового баланса на внутренней поверхности экрана

$$\varepsilon_{12} * \sigma * (T_{c2}^4 - T_{\varepsilon 1}^4) + \lambda_{12} * (t_{c1} - t_{\varepsilon 1}) / h_{12} = \lambda_2 * (t_{\varepsilon 1} - t_{\varepsilon 2}) / h_2 \quad (2.28)$$

Уравнение теплового баланса на наружной поверхности экрана

$$\lambda_2 * (t_{\varepsilon 1} - t_{\varepsilon 2}) / h_2 = \varepsilon_2 * \sigma * (T_{\varepsilon 2}^4 - T_{R1}^4) + \alpha_{KO} * (t_{\varepsilon 1} - t_0) + \alpha_2 * E_c \quad (2.29)$$

Если пренебречь перепадом температур по толщине приемника (нижняя стенка канала) – толщина стенки около 0.5мм, для определения потерь через дно достаточно одного балансового уравнения

$$\lambda_{И} * (t_c - t_{И2}) / h_{И} = \varepsilon_2 * \sigma * (T_{И2}^4 - T_Z^4) + \alpha_{KO} * (t_{B2} - t_0) \quad (2.30)$$

Связь между средними температурами теплоносителя $t_{ж}$ и стенками канала t_c имеет вид/54/

$$t_{ж} = t_c - \Delta t_{л} \quad (2.31)$$

где $\Delta t_{л} = f(t_c, t_1, t_2)$ - среднелогарифмический температурный напор
Учитывая, что для низкопотенциальных солнечных установок характерной величиной является облученность E_c , представим величины тепловых потоков в СВК в единицах плотности.

$$q_{ПГ} = Q_{ПГ} / S_{Г} \quad (2.32)$$

$$q_{P} = Q_{P} / S_{ТП} \quad (2.33)$$

Решение представленной системы уравнений может производиться в разных постановках, например, определение геометрических параметров, или температуры воздуха на выходе, и т.д. В общем случае для решения системы (2.1- 2.21) кроме радиационных характеристик приемника (A_p, ε_p), геометрических, теплофизических и радиационных характе-

ристик прозрачных ограждений ($h_1, h_2, \lambda_1, \lambda_2, \tau_1, \tau_2, \varepsilon_1, \varepsilon_2$), дна (h_{II}, λ_{II}) параметров теплоносителя, радиационной температуры неба T_r , земли T_z , температуры t_0 и скорости ω_0 окружающего воздуха, плотности солнечного излучения E_c необходимо задать еще 5 параметров. Анализ задачи показывает целесообразность задания ω, a, b (или $k, k = a / b$), температуры теплоносителя на входе - t_1 и при первой постановке задачи температуры на выходе - t_2 . В результате решения системы определяются средняя температура лучевоспринимающей поверхности приемника t_c , длина канала L , теплотери СВК, а также массовый расход теплоносителя G , кг/с.

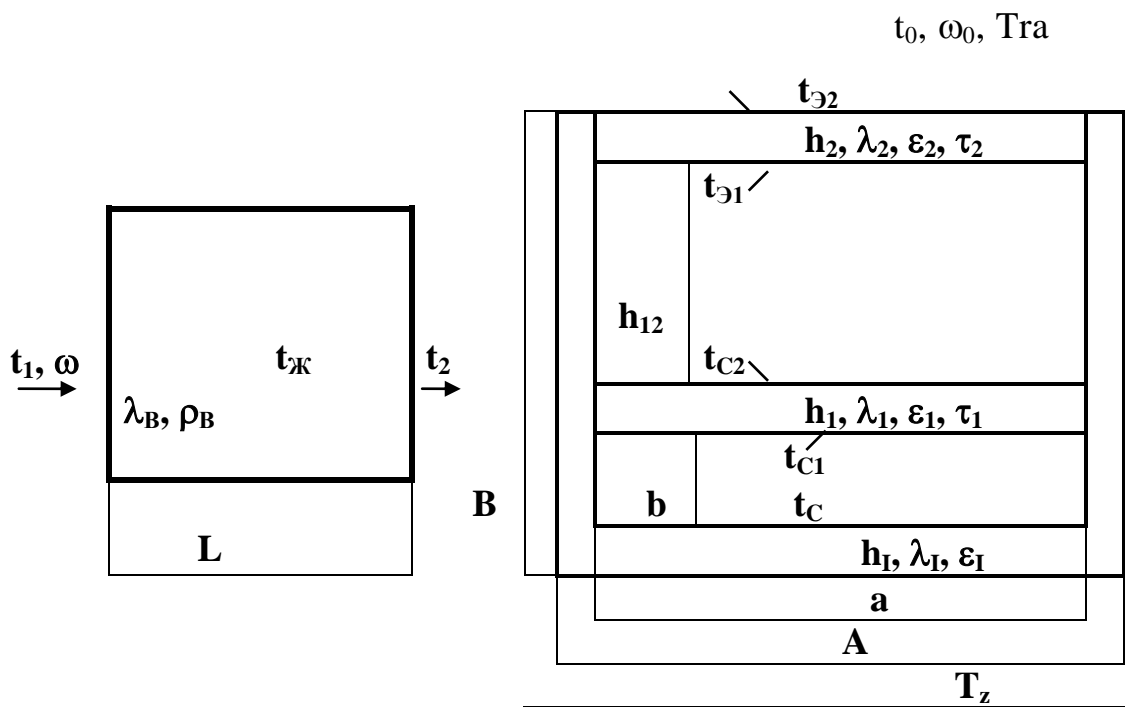


Рис.2.9. Обобщенная схема гелиовоздухонагревателя.

Математическая модель реализована на "Бейсик", корни нелинейных уравнений находились методом деления отрезка пополам (см. приложение 2). Блок - схема алгоритма решения задачи представлена на рис. 2.10.

БЛОК-СХЕМА РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ СВК

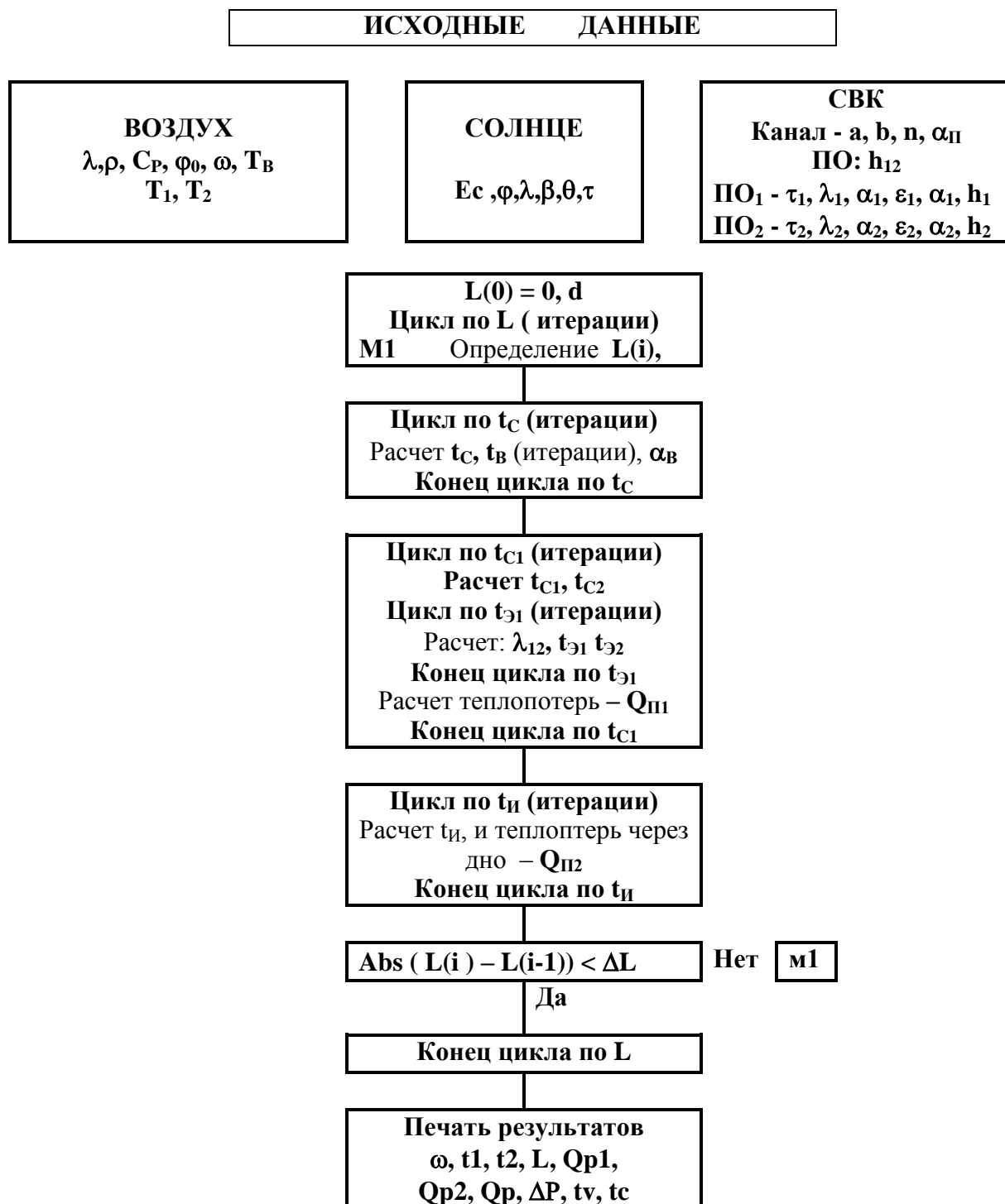


Рис. 2.10. Блок – схема алгоритма расчета геометрических параметров СВК на основе единичной модели.

Результаты численного исследования зависимости длины канала, представленные на рис. 2.11 проводились при следующих исходных данных : $E_c = 800 \text{ Вт/м}^2$, $t_1 = 25^\circ\text{C}$, $\tau_1 = \tau_2 = 0.8$, $A_p = 0.85$, $h_1=h_2 = 0.004 \text{ м}$, $h_{12} = 0.1 \text{ м}$, $\lambda_1 = \lambda_2 = 0.745 \text{ Вт/м}^2\text{К}$, $\lambda_{\text{И}} = 0.107 \text{ Вт/м}^2\text{К}$, $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0.9$, $h_{\text{И}} = 1 \text{ м}$ (практически исключаем теплопотери через дно, как показал анализ имеющиеся в литературе формулы не учитывают существенную нестационарность процесса при малых интенсивностях тепловых процессов в солнечных НПУ и дают завышенные потери, до 20% при $h_{\text{И}}$ меньше 0.03м). В целом влияние теплопотерь через дно СВК достаточно существенно – наблюдается уменьшение температуры ЛП на 3 – 8 градусов.

Результаты исследования показывают, что возможные длины каналов L , а следовательно и длина СВК существенно зависят в первую очередь от высоты канала b и скорости теплоносителя ω . Эта зависимость имеет место практически для всех значений температуры теплоносителя на выходе t_2 .

В целом из проведенных исследований следует, что для НПУ малой мощности, до 10 кВт каналы СВК должны иметь достаточно малую высоту и относительно малые скорости движения в них воздуха с целью обеспечения приемлемых длин каналов.

В целом на основе полученных результатов следует, что скорости движения воздуха в СВК должны находится на уровне 1-2 м/с. В связи с этим рассмотрим возможности обобщения характеристик СВК именно в этих пределах.

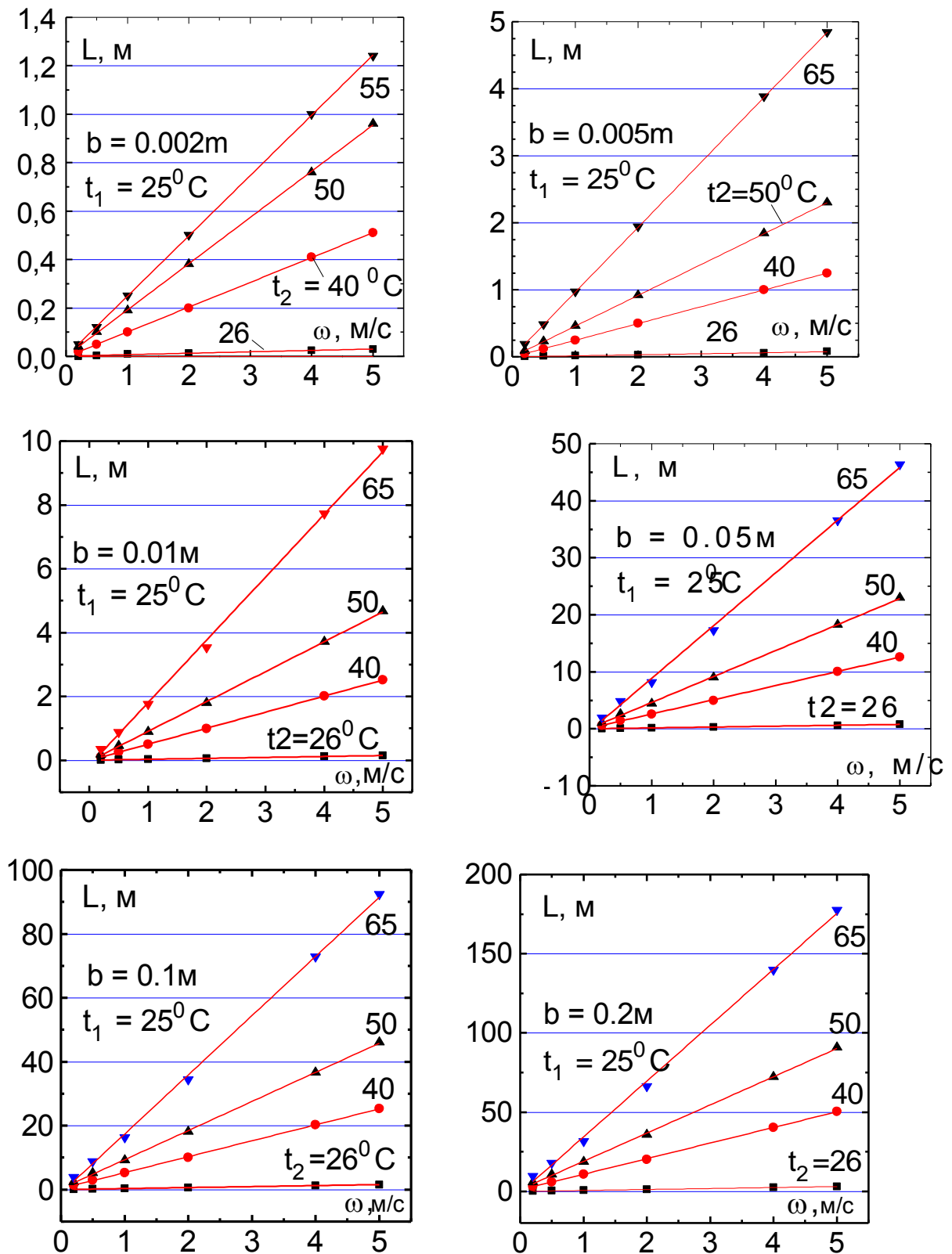


Рис. 2.11. Оптимальные длины каналов L гелиовоздухонагревателя в зависимости от скорости воздуха ω при различных высотах канала b и температурах воздуха на входе t_1 и выходе t_2 при $E_c = 800 \text{ Вт/м}^2$.

Данные в таблице 1 получены при : $T_{ra} = 273\text{K}$, $E_c = 800\text{Вт/м}^2$, $h_{12} = 0.1\text{м}$, $\tau = 0.8$, $\alpha_{\text{ПО}} = 0.85$, $\varepsilon_{\text{ПО}} = 0.9$, $\kappa = a/b = 2$, $\omega = 2\text{ м/с.}$, $t_1 = 25^0\text{C}$.

Таблица 1. Длина абсолютная L и относительная L/d канала СВК в зависимости от ширины канала b и температуры воздуха на выходе t_2 .

| b, м | $t_2 = 26$ | | $t_2 = 40$ | | $t_2 = 50$ | | $t_2 = 65$ | |
|--------|------------|-----|------------|------|------------|-------|------------|-----|
| | L | L/d | L | L/d | L | L/d | L | L/d |
| 0.002 | 0.01 | 4.5 | 0.2 | 76.1 | 0.38 | 143.3 | - | - |
| 0.005 | 0.03 | 4.6 | 0.5 | 74.8 | 0.92 | 138 | 1.94 | 291 |
| 0.01 | 0.06 | 4.6 | 0.99 | 74.4 | 1.79 | 134 | 3.53 | 264 |
| 0.05 | 0.31 | 4.7 | 5.0 | 75 | 9.0 | 134 | 17.3 | 259 |
| 0.1 | 0.63 | 4.7 | 10.1 | 75.5 | 18.0 | 135.2 | 34.4 | 258 |
| 0.2 | 1.26 | 4.7 | 20.0 | 75.1 | 35.5 | 133.2 | 66.1 | 248 |
| 0.4 | 2.56 | 4.8 | 40.7 | 76.3 | 70.9 | 133 | 129.6 | 243 |
| Средн. | | 4.7 | | 75.0 | | 135 | | 264 |

Анализ расчетных данных показывает, что для $E_c = 800\text{ Вт/м}^2$ зависимость между температурой на выходе из СВК t_2 и оптимальной для этой температуры длиной СВК L_0 может быть представлена в виде

$$t_2 = t_1 + 2.5 + 0.148 (L_0/d) \quad (2.36)$$

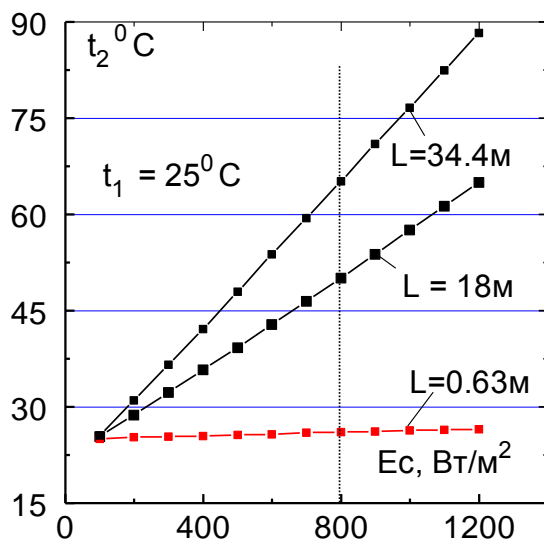
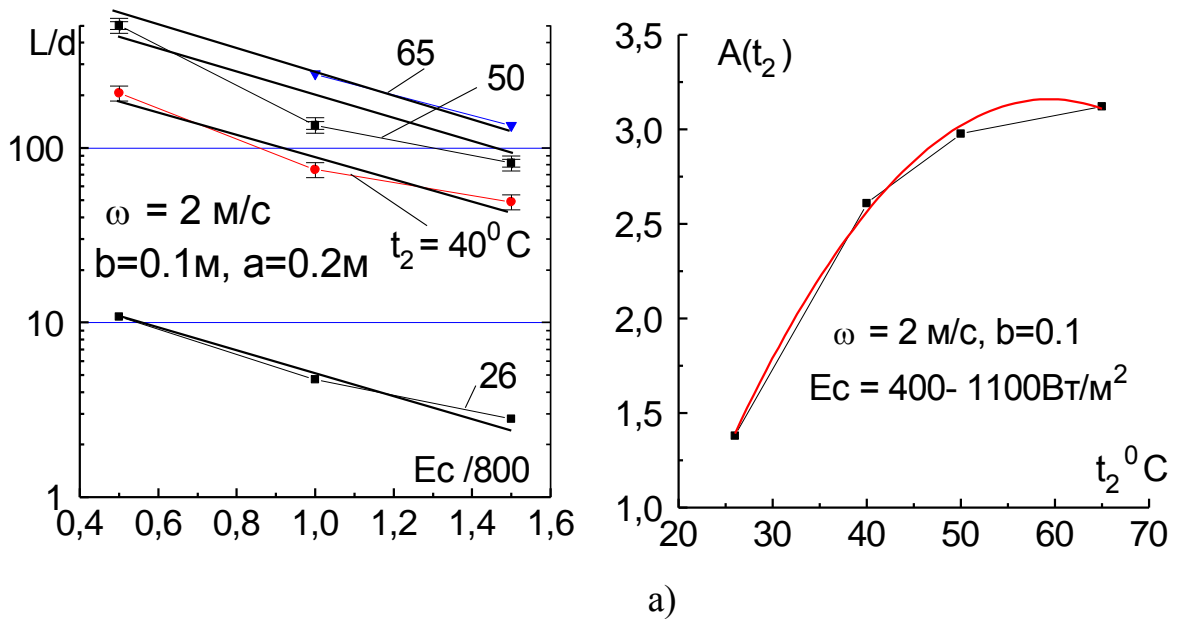
На практике представляет существенный интерес задача определения зависимости между температурами на выходе и длиной СВК при различных значениях солнечной радиации E_c . Проведенные исследования (см. Рис. 2.12а) показывают, что в области $E_c = 400 \dots 1000\text{ Вт/м}^2$ такая зависимость с погрешностью 10% может быть представлена в виде

$$\lg (L/d) = - 2.43 + 0.188t_2 - 0.0016t_2^2 - 8,5 \cdot 10^{-4}E_c \quad (2.37)$$

В связи с полученной общей формулой представляет практический интерес задача о возможности её применения в СВК с заданными параметрами (рассчитанные для какого то значения E_c) для определения изменения температур на выходе из СВК при изменении солнечной радиации. Для точного решения задачи также может быть использована разработанная выше модель, однако схема решения задачи несколько отличается - заданными являются геометрические параметры канала, в том числе и дли-

на L , температура воздуха на входе в СВК – t_1 и необходимо определить температуру воздуха на выходе t_2 и температуру лучевоспринимающей поверхности t_c при различных значениях падающей солнечной радиации E_c .

На Рис. 2.12б. представлены характерные зависимости изменения температур воздуха на выходе из СВК при изменении солнечной радиации E_c для четырех СВК, параметры которых были рассчитаны исходя из условия обеспечения температур нагрева воздуха на выходе из СВК 26, 40, 50 и 65 $^{\circ}$ C при $E_c = 800 \text{ Вт/м}^2$ и $\omega = 2 \text{ м/с}$.



б)

Рис. 2.12. Температуры теплоносителя на выходе из СВК в зависимости от солнечной радиации.

Как видно зависимость t_2 от E_c достаточно линейна, что позволяет говорить о возможности представления их эмпирическими формулами для использования на практике.

Результаты проведенных исследований показывают, что в СВК имеют место достаточно большие потери давления ΔP при движении воздуха. Характерные кривые ΔP от скорости движения воздуха ω и температур на выходе из СВК t_2 представлены на рис. 2.13. В связи с этим представляет практический интерес задача определения затрат мощности на прокачку воздуха N_p и сравнение её с величиной полезного теплового потока Q_p .

Из [55], следует, что отношение этих тепловых потоков равно

$$N_{отн} = N_p / Q_p = 100 * G * dP / (\rho * \eta_N * Q_p), [\%] \quad (2.38)$$

где ρ - плотность теплоносителя и η_N - КПД вентилятора.

Выражение (2.38) можно также представить в виде

$$N_{отн} = 100 * G_s * dP / (\rho * \eta_N * Q_{ps}), [\%] \quad (2.39)$$

где G_s , Q_{ps} - удельные (на единицу площади СВК) массовый расход теплоносителя - [кг/м²с] и тепловой поток - [Вт/м²], характерные значения G_s и Q_{ps} для тех же исходных данных при $\omega = 2$ м/с приведены в таблице 2.

Таблица 2. Массовые расходы G_s и теплосъем Q_{ps} канала СВК в зависимости от ширины канала b и температуры воздуха на выходе t_2 .

| $t_2, ^\circ\text{C}$ | 26 | | 40 | | 50 | | 65 | |
|-----------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|
| $b, \text{ м}$ | $G_s,$ кг/м ² с | Q_{ps} Вт/м ² | $G_s,$ кг/м ² с | Q_{ps} Вт/м ² | $G_s,$ кг/м ² с | Q_{ps} Вт/м ² | $G_s,$ кг/м ² с | Q_{ps} Вт/м ² |
| 0.002 | 0.398 | 398.0 | 0.023 | 342.1 | 0.012 | 293.1 | - | - |
| 0.005 | 0.394 | 394.6 | 0.023 | 350.6 | 0.012 | 308.3 | 0.006 | 222.1 |
| 0.01 | 0.392 | 392.0 | 0.024 | 353.6 | 0.013 | 319.5 | 0.006 | 247.5 |
| 0.05 | 0.386 | 386.3 | 0.023 | 350.7 | 0.013 | 318.5 | 0.006 | 253.0 |
| 0.1 | 0.383 | 383.1 | 0.023 | 348.6 | 0.013 | 317.1 | 0.006 | 254.9 |
| 0.2 | 0.380 | 379.8 | 0.023 | 350.4 | 0.013 | 322.1 | 0.007 | 265.7 |
| 0.4 | 0.375 | 375.1 | 0.023 | 345.6 | 0.013 | 323.3 | 0.007 | 272 |

Необходимо отметить, что при одинаковых скоростях и температурах теплоносителя на выходе значения G_s и Q_{ps} , независимо от высоты канала b , должны быть постоянными, поэтому имеющиеся в таблице различия, фактически характеризуют точность модели, которая, таким образом, составляет около $\pm 7\%$. Анализ также показывает, что при кпд вентилятора $\eta_N = 0.5$ необходимая для прокачки воздуха мощность $N_{отн}$ в рассматриваемом диапазоне не превышает 6% при малых высотах канала $b = 0.002\text{ м}$ и 1- 2% при b больших 0.005 м . Можно также отметить, что для прокачки воздуха необходимо применение радиальных вентиляторов, создающих большие напорные давления.

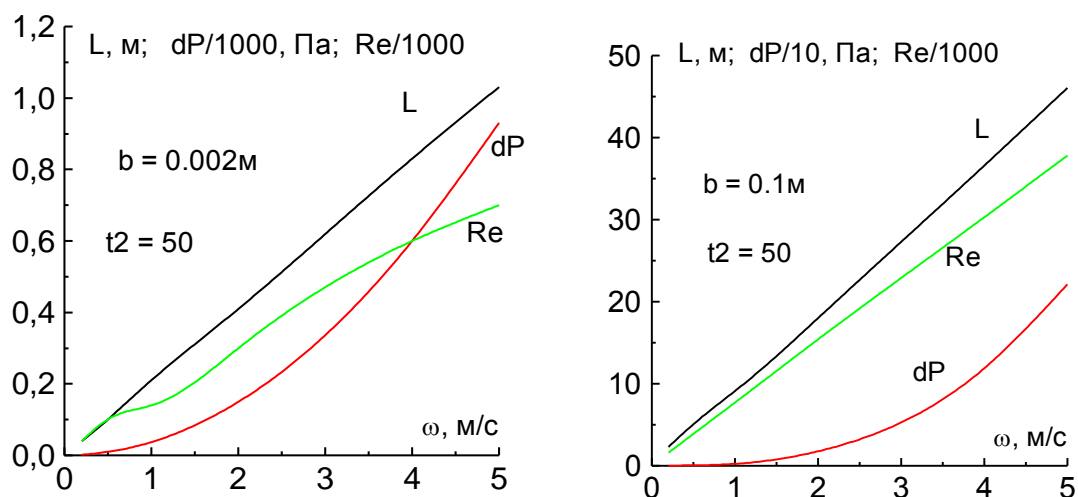


Рис. 2.13. Падение давления в каналах СВК в зависимости от скорости воздуха ω и высоты канала b .

Эта модель явилась базой для создания линейной модели СВК. Её отличие в том, что общая длина СВК L разбивается на n участков длиной dL . При этом для определения теплообмена на каждом таком участке используются формулы, полученные для единичной модели.

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

- Разработана обобщенная расчетная схема конструктивно наиболее

простого гелиовоздухонагревателя и стационарная линейная математическая модель, проходящих в ней теплообменных процессов.

- Разработанная модель может явиться базой для разработки математических моделей новых, более усложненных схем СВК, например, с двумя прозрачными ограждениями, с одно или двухпроходной схемой движения воздуха и др.

- Можно отметить, что одна из задач стационарных моделей это получение данных для проверки, разрабатываемых нестационарных моделей (стационарные значения должны быть близки).

2.4. Разработка нестационарных математических моделей теплообмена в СВК

2.4.1 Нестационарная численная пластинчатая модель СВК

Основной конструкцией солнечных низкопотенциальных установок (сушилки, опреснители и водо- и воздухонагреватели), как было отмечено выше является «горячий ящик» (ГЯ). Обычно он представляет теплоизолированный корпус одна из стенок, которого прозрачна для солнечных лучей. Однако прозрачное ограждение (ПО) также должно иметь теплоизоляционные свойства – уменьшение конвективных потерь (пленка, стекло) и потерь излучением (обычно только стекло). Основные элементы горячего ящика представлены на (см.2.1.).

При этом конструктивное выполнение горячего ящика может быть самым различным. Однако, как было показано нами на первом этапе работы в 2006г. все эти схемы можно свести к одной – имеется поверхность, которая поглощает солнечное излучение и от которой тепло передается теплоносителю – воздуху. Причем этот приемник конструктивно может иметь самую различную форму – плоскую, волнистую, в виде пространственной сетки и т.д.

Можно отметить, что разработка различных типов конструкций СВК, в основном сводятся к созданию такой конструкции приемной поверхности, которая обеспечивала бы решение основной задачи – повышение эффективности теплосъема теплоносителем (воздухом). Дело в том, что малая теплоемкость воздуха как теплоносителя приводит к необходимости его больших массовых расходов. Конечно эти массовые расходы относительно велики, учитывая энергетически малые плотности солнечного излучения, до $800-900 \text{ Вт/м}^2$. Указанное, учитывая возможную конструктивную простоту СВК по сравнению с широко применяемыми солнечными водонагревателями (нет необходимости в герметичности, нет проблем с перепадом давлений, отсутствие замерзания, коррозии и др.), а также учитывая то, что, в общем, растут и цены на материалы, приводит к актуальности задачи разработки эффективных СВК. На предыдущем этапе работы было показано, что наиболее простейшая схема СВК, учитывающая в первом приближении все особенности теплопередачи в СВК, это схема, представляющая открытую плоскую пластину, которая выполняет роль приемника преобразователя солнечного излучения, и от которого тепло передается воздуху конвекцией. Анализ тепловых характеристик такого СВК (см. тепловую схему на рис.2.5) показал, что очень важно обеспечить малую тепловую инерционность такого приемника и в целом для повышения эффективности работы СВК необходимо, чтобы теплосъем с неё происходил с обеих сторон, как с лицевой так и тыльной. Расчетный анализ такой системы показал, что, что динамика нагрева приемника существенно зависит от толщины приемника H , однако уже при $H > 5 \text{ мм}$ (в качестве теплоизоляции дна использовалось дерево), она практически не изменяется, но в тоже время имеем существенно различные равновесные температуры. Также было получено, что ещё более существенно различаются динамика теплосъема (или КПД). Так уже при $H = 10 \text{ мм}$ время выхода на стационарные значения составит около 1 часа. Анализ показывает, что это обусловлено перепадом температур на верхней и нижней поверхностях дна. Так, если при малой толщине теплосъем происходит с обеих сторон, то с уве-

личением толщины приемника теплосъем идет в основном только с передней поверхности. Теплотехническая схема такой простейшей нестационарной модели СВК приведена на рис.2.14.

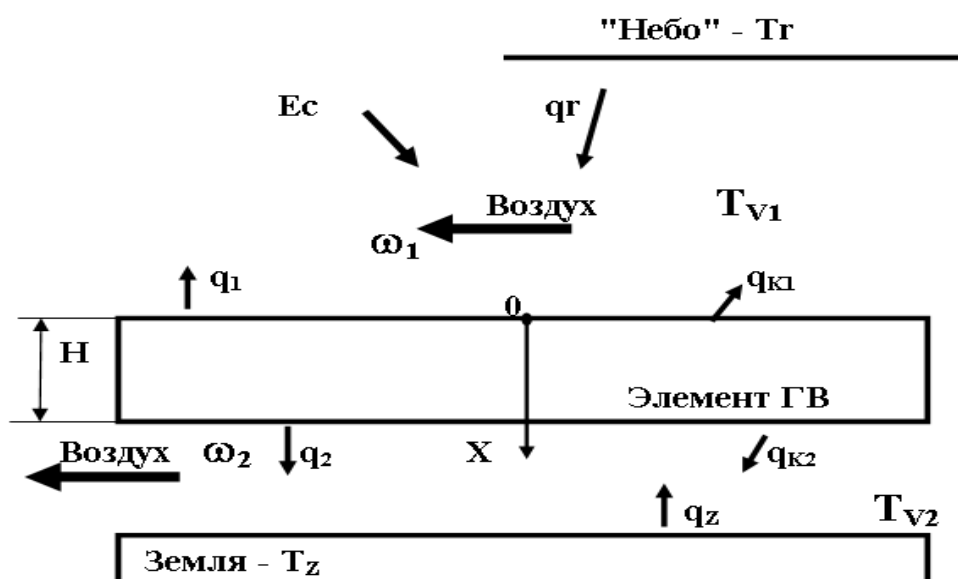


Рис.2.14. Схема простейшей нестационарной модели СВК.

На рис.2.15 приведены динамика нагрева температур лицевой поверхности приемника, совмещенной с теплоизолирующим дном различной толщины для наиболее идеализированного случая (теплоотдача от приемника к воздуху при постоянной температуре воздуха) при естественной конвекции.

Учитывая, полученные результаты, а именно, что в стационарном режиме, при всех толщинах приемника "кпд" практически одинаково, можно сделать следующий практический вывод – дно СВК должно состоять как минимум из двух, достаточно тонких пластин с желательным рабочим воздушным каналом между ними.

Полученные результаты показали, что для приближения к действительным условиям работы СВК необходимо рассматривать, более полную модель СВК - плоский приемник, располагаемый в теплоизолированном корпусе (см. 2.1).

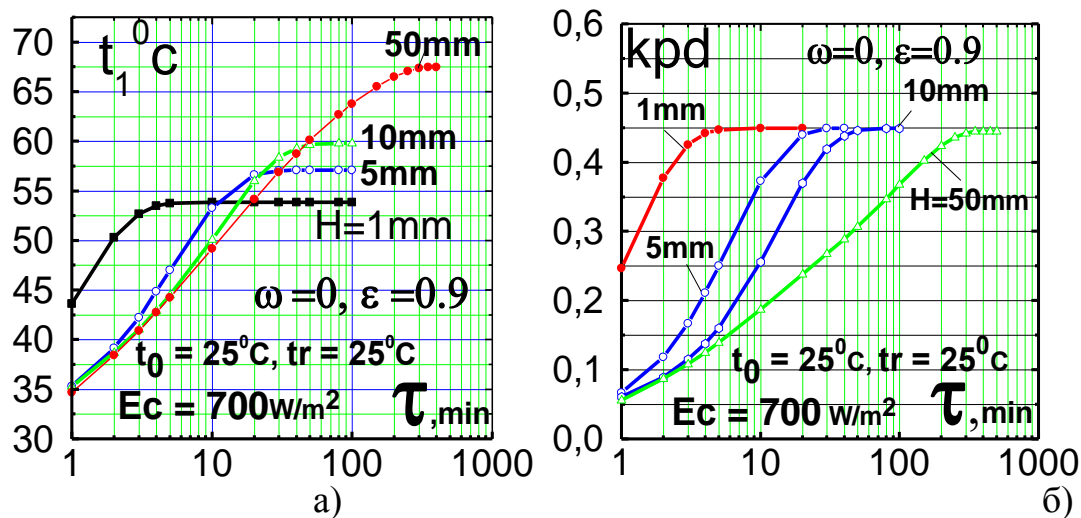


Рис.2.15. Динамика нагрева дна СВК (а) и КПД отвода от неё тепла воздухом.

2.4.2. Нестационарная единичная одномерная трехслойная модель СВК

В общем случае такая обобщенная модель СВК, включает следующие основные элементы: - прозрачное ограждение (ПО), приемник и теплоизоляцию с донной части. Одномерная тепловая модель такой обобщенной схемы СВК представлена на рис. 2.16. Учитывая, что даже для простейшей модели СВК – пластина на воздухе, велико влияние тепловой инерции СВК при разработке математической модели обобщенной схемы СВК была поставлена задача разработки в первую очередь нестационарной модели.

Особенность такой модели, как было указано выше, в том, что здесь необходимо учитывать переменность во времени температур во всех трех элементах (на предыдущем этапе для простейшей модели учитывается динамика температур только в одном элементе - дно), причем сопряженными являются не только температуры этих элементов, но и температура воздуха с лицевой и тыльной сторон приемника. Т.е. одновременно надо решать нестационарную, в данном случае одномерную задачу нагрева для каждого элемента с учетом сопряженности граничных условий.

Схема решения численной одномерной задачи нагрева пластины (один элемент) с несопряженными граничными условиями и без учета членов, характеризующих излучение, достаточно подробно изложена в литературе /61,62/. Её развитие в плане учета излучения и сопряженных граничных условий для двухэлементной системы было разработано нами в работах /63/, где исследовались теплотери дна водоогревательного коллектора. В данном случае для СВК имеем трехслойную модель ПО – Приемник – Дно, причем в отличии от предыдущих задач необходимо определять эффективность теплосъема с приемника, как одностороннего так и двухстороннего.. Анализ трехслойной модели показал, что математическое решение этой задачи для каждого элемента можно проводить путем совмещения циклов, и при этом появляется возможность учета сопряженности температур в элементах и объема воздуха между ними. Можно отметить, что разработанная схема позволяет в принципе рассматривать и более многослойные системы с учетом параметров воздушных слоев между элементами. С целью проверки разработанного подхода, и проверки блоков разработанного алгоритма трехслойной модели была разработана предварительная приближенная программа. Критериями проверки блоков программы и соответственно проверки алгоритма в целом являлись – баланс тепловых потоков в системе при выходе на стационарный режим. При рассматривались два баланса – "полный" и "солнечный". В полном балансе учитывались все потоки, включающие, потоки излучения Солнца, Неба и Земли и соответственно тепловые потоки с поверхностей СВК наружу, а в частный баланс входило только солнечное излучение и результирующие потери конвекцией и излучением СВК.

Некоторые предварительные результаты работы такой трехслойной нестационарной модели, использованной для оценок динамики температур в элементах приведены на рис.2.17- 2.19. На рис.2.17 приведена динамика изменения температур в элементах модели для случая, когда толщина теплоизоляции равна 1мм, при следующих исходных данных: падающая солнечная радиация $E_c = 700 \text{Вт/м}^2$, стекло толщиной 4мм с хорошим пропус-

канием в первой области (в области $\lambda = 0 \div 2.7 \text{ мкм}$ $\kappa_\lambda = 20 \text{ (1/м)}$ и плохим пропусканием во второй области (при $\lambda > 2.7 \text{ мкм}$, $\kappa_\lambda = 400 \text{ (1/м)}$); приемник -металлический толщиной 5мм (при коэффициенте теплопроводности около 45 перепад между нижней и верхней поверхности, как показали расчеты составлял не более 0.04°C).

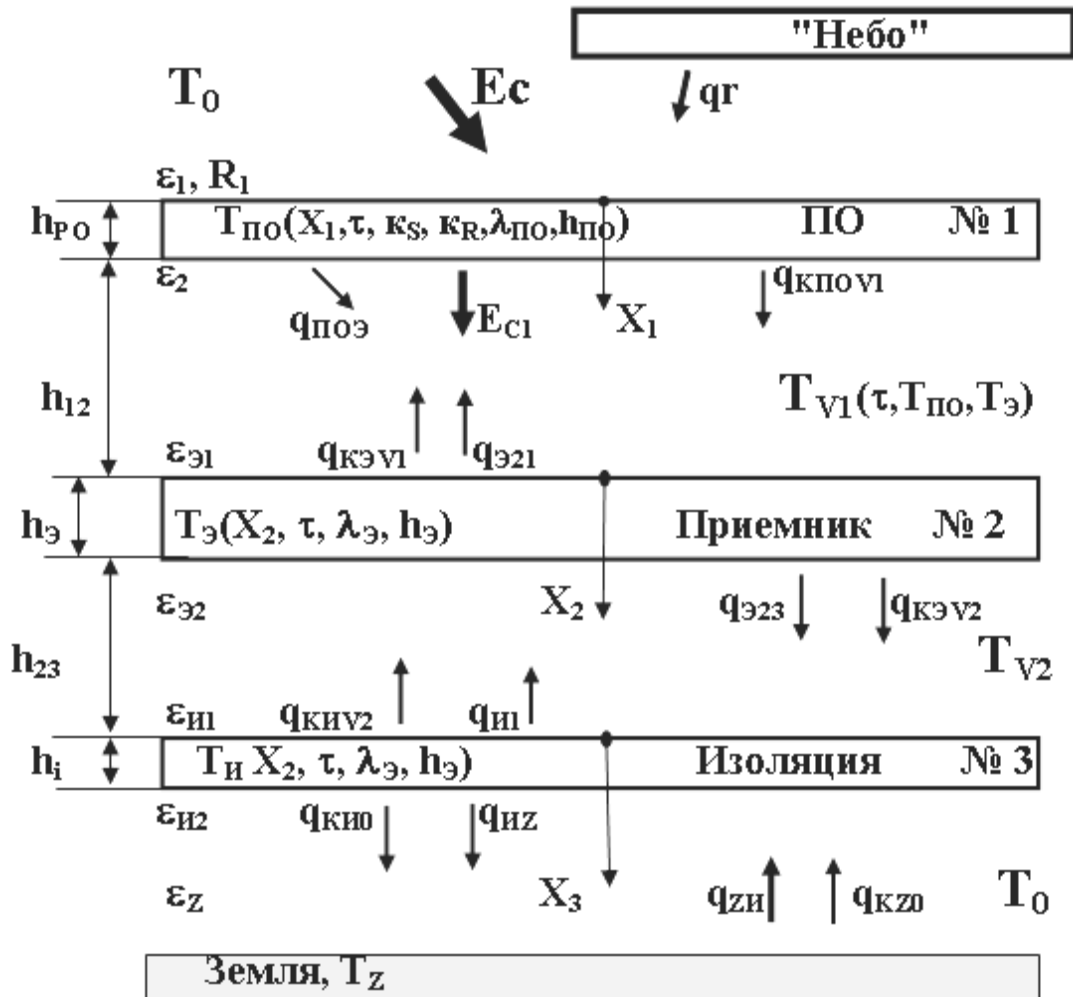


Рис. 2.16. Тепловая схема обобщенной модели СВК.

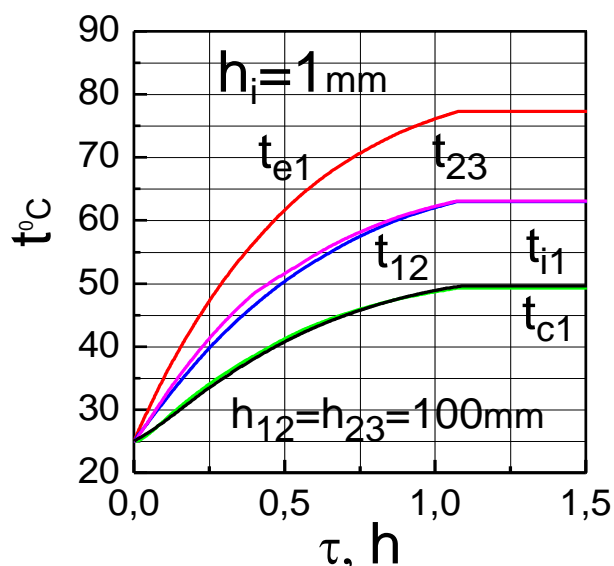


Рис.2.17. Динамика изменения температур в элементах и в воздушном промежутке между элементами для трехслойной модели СВК при толщине изоляции $h_i = 1$ мм.

Обозначения на рис.2.17:

t_{e1} – температура лицевой и тыльной поверхности приемника (различие между ними меньше десятых долей градуса).

t_{12} – температура воздуха между ПО и лицевой поверхностью приемника;

t_{23} – температура воздуха в канале, между тыльной поверхностью приемника и изоляцией.

t_{c1} – температура наружной поверхности стеклянного ограждения (температура внутренней поверхности стекла больше примерно на 2°C);

t_{i1} – температура внутренней поверхности теплоизоляции.

Можно видеть, что динамика изменения температур в такой системе имеет особенности, которые ранее не отмечались. Так видно, что темп нагрева воздуха в верхнем канале вначале больше, чем в нижнем, однако, через какой – то, относительно небольшой промежуток времени, в зависимости от толщины теплоизоляции, температура воздуха в нижнем канале начинает превышать температуру воздуха в верхнем канале. Это особенно хорошо видно на рис.2.19. Причем видно, что различие между температурами верхнего и нижнего канала растут с увеличением толщины теплоизоляции, причем температура воздуха в нижнем канале почти всегда больше температуры в верхнем канале)

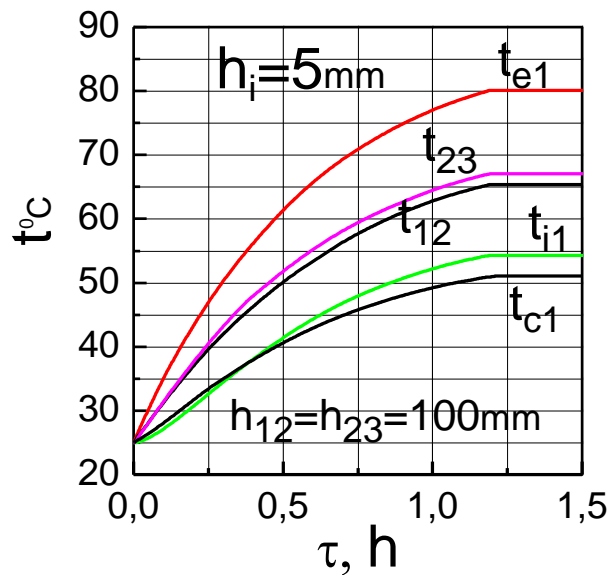


Рис.2.18. Динамика изменения температур в элементах и в воздушном промежутке для трехслойной модели СВК при толщине изоляции $h_i = 5$ мм.

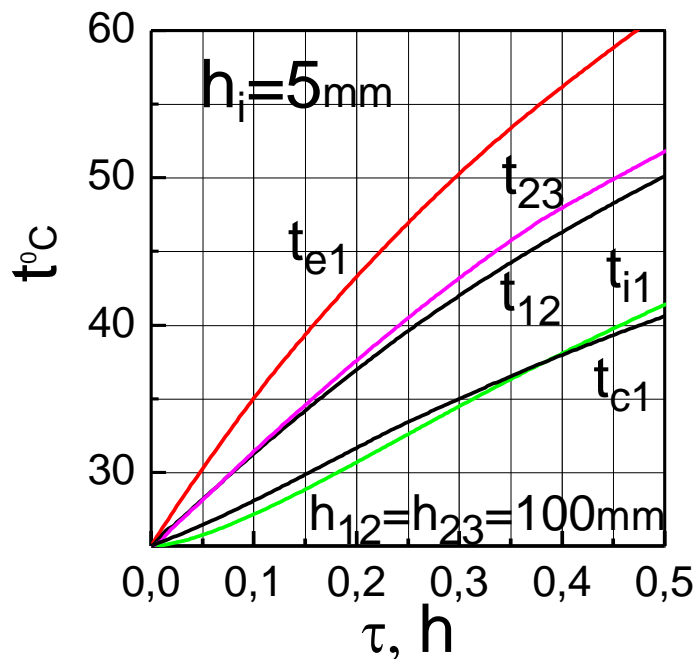


Рис.2.19. Динамика изменения температур в элементах и в воздушном промежутке для трехслойной модели СВК с изоляцией толщиной $h_i = 5$ мм (выделен начальный участок времени).

В целом такая численная модель позволяет исследовать зависимости теплотехнические характеристики СВК - кпд, температуры нагрева воздуха в каналах от параметров элементов. На рис.2.20. приведены динамика

нагрева приемника (пластины) во времени при различных толщинах приемника h и заданной толщине теплоизоляции h_i (а) и динамика нагрева приемника при заданной h и переменных h_i (б). Как видно из рис.20а хотя равновесные температуры пластины не зависят от её толщины, однако существенно различна динамика нагрева. Т.е. на практике толщины приемника должны составлять не более 1-2мм. На рис.2.20 и ниже, расчеты проводились для следующих параметров: - ПО (стекло оконное, $h_{ПО}=4$ мм, коэффициент пропускания в видимой области $k=0.2$ 1/см); окружающая среда: температуры неба - 25°C , Земли - 25° , наружного воздуха - 25° . Из рис.2.20б можно видеть, что при различной толщине теплоизоляции h_i получаем различные равновесные температуры приемника, но при этом толщина теплоизоляции, практически до 50 минуты незначительно влияет на динамику нагрева приемника,. Т.е. на практике, при выборе толщины теплоизоляции необходимо учитывать эту зависимость.

На рис.2.21а приведены максимальные стационарные КПД СВК при различных температурах теплоносителя и скоростях воздуха в канале ω при толщине теплоизоляции $h_i=8$ см. Как и ожидалось, с увеличением ω КПД растет. Там же, для сравнения, приведена кривая КПД СВК, получаемые из пластинчатой модели. Можно видеть, что для температур теплоносителя до 50°C КПД 3М модели СВК больше величин даваемых пластинчатой моделью. Это обусловлено тепло экранирующим действием дна и прозрачного ограждения. При более высоких температурах теплоносителя пластинчатая модель дает большие погрешности, т.к. действительные КПД оказываются ниже.

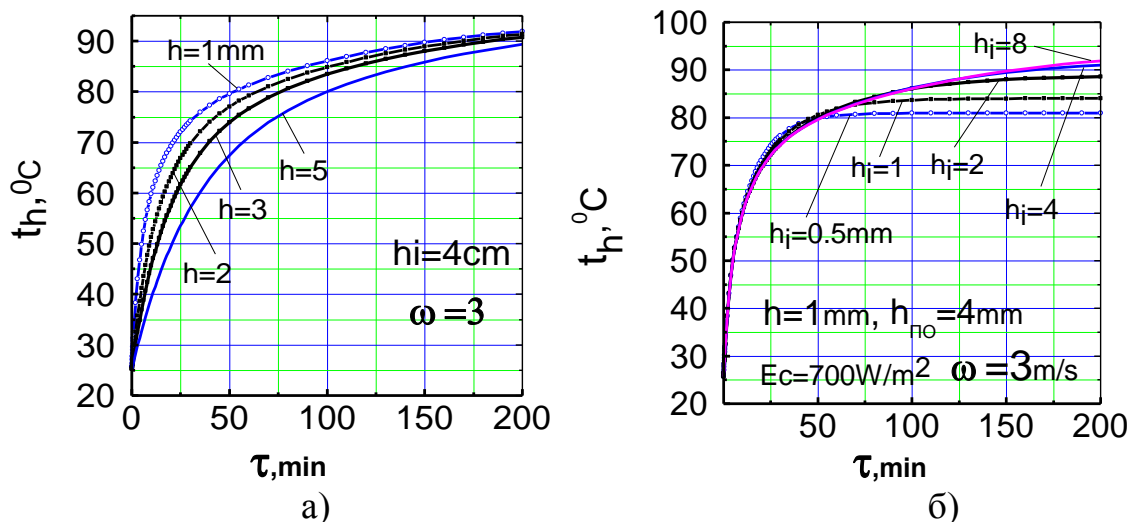


Рис.2.20. Динамика нагрева приемника во времени при различных толщинах приемника h (а) и теплоизоляции (б).

Можно отметить, что если в ПМ теплосъем с наружной поверхности всегда больше, чем с нижней, то в ЗМ имеем другую ситуацию. Так, при достаточно большой температуре теплосъема, КПД нижнего канала может стать больше, чем КПД верхнего. Это видно на рис.2.21б, где показана динамика мгновенных КПД СВК: суммарная ($kpd_s = q_s/E_c$), верхнего канала (kpd_1) и нижнего (kpd_2) при температуре теплосъема $t_{v1} = t_{v2} = 60^\circ\text{C}$. Это эффект зависит в основном от теплофизических характеристик и толщины теплоизоляции h_i , так с уменьшением h_i различие между КПД каналов снижается и при $h_i = 1.5\text{cm}$ они становятся практически одинаковыми.

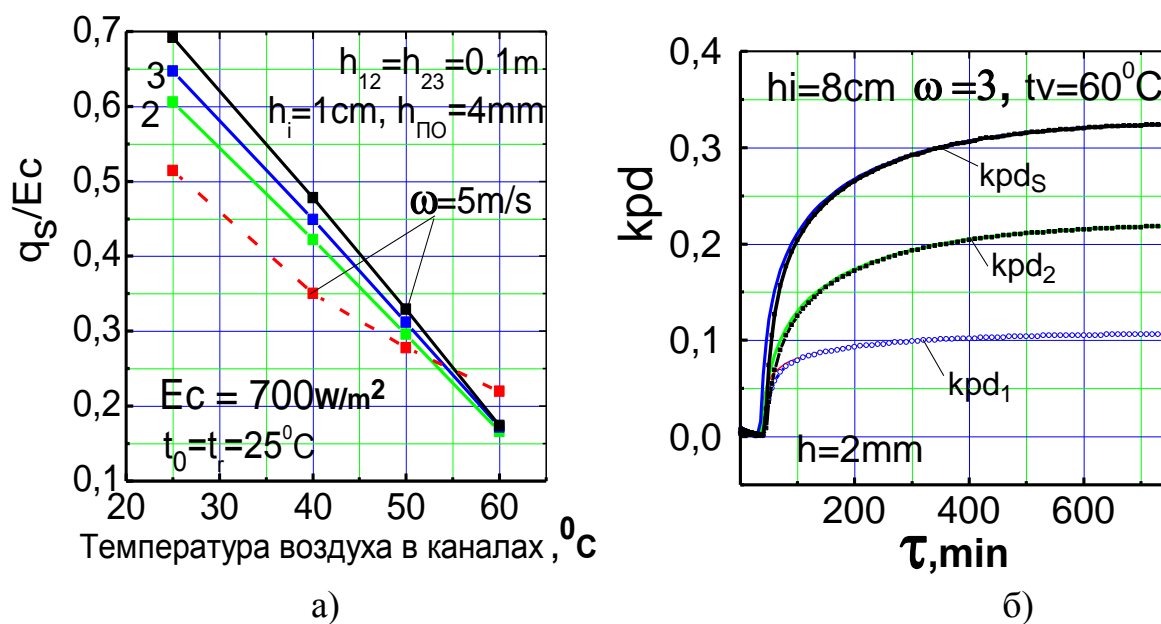


Рис.2.21. Стационарные значения КПД СВК (а) и динамика их изменения во времени (б).

Также из рис.2.21 следует, что с увеличением толщины теплоизоляции при высоких температурах теплосъема достаточно заметно увеличивается общее кпд, так при $h_i = 1\text{см}$ и $t_v = 60$ $\eta_s \approx 0.17$ (а), а при тех же условиях для $h_i = 8\text{см}$ имеем $\eta_s \approx 0.32$. Важно отметить следующее – существенно большое время выхода кпд СВК на стационарные значения, так из рис. 2.21б следует, что оно практически превышает 2 часа. Т.е. как видно и в СВК имеют место нестационарные режимы работы.

2.4.3. Нестационарная распределенная модель СВК

В принципе, разработанная программа может быть использована в первом приближении и для оценки не только мгновенных кпд единичных участков СВК, но и для определения кпд СВК в целом, представляющей последовательно соединенные "единичные" каналы. Такая возможность появляется, если мы знаем температуры на входе в участок, который зависит от температуры предыдущего участка. Т.е. если, в первом приближении мы определяем эту зависимость от участка к участку, то мы можем определять и кпд СВК в целом от времени. Результаты таких исследований приведены на рис.2.22, где показано изменение температур (температуры выхода из участка) по длине одноканального СВК (второй канал служит как воздушная теплоизоляция) в различные моменты времени.

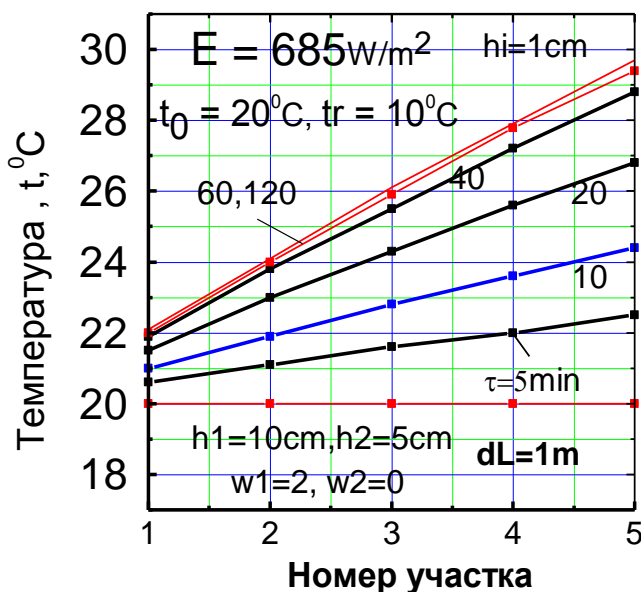


Рис.2.22. Температуры воздуха на участках СВК (длина участка 1 м) в различные моменты времени.

Как видно из рис.2.22 можно, в целом считать, что температура по длине СВК изменяется линейно (при данных условиях - малые плотности потоков, малые скорости теплоносителя воздуха). Также видно, что к 60 минуте фактически наступает стационарный режим по температуре. Конечно, линейность изменения температур удобна для различных аппроксимаций и обобщений, которые как видно могут быть построены. Но так как наклоны кривых различны такие аппроксимации будут все же сложны и по нашему мнению для проектных оценок параметров СВК желательно применение самой программы и проведение численных экспериментов для СВК для заданных условий работы.

На рис. 2.23. представлены мгновенные КПД участков одноканальной схемы СВК в различные моменты времени. Можно видеть, что характер кривых КПД заметно отличается от кривых температур (см. рис.3.13.). Так практически они имеют одинаковый наклон, но также видно, что даже к 120 минуте еще не наступает, в отличие от кривых температур стационарный режим.

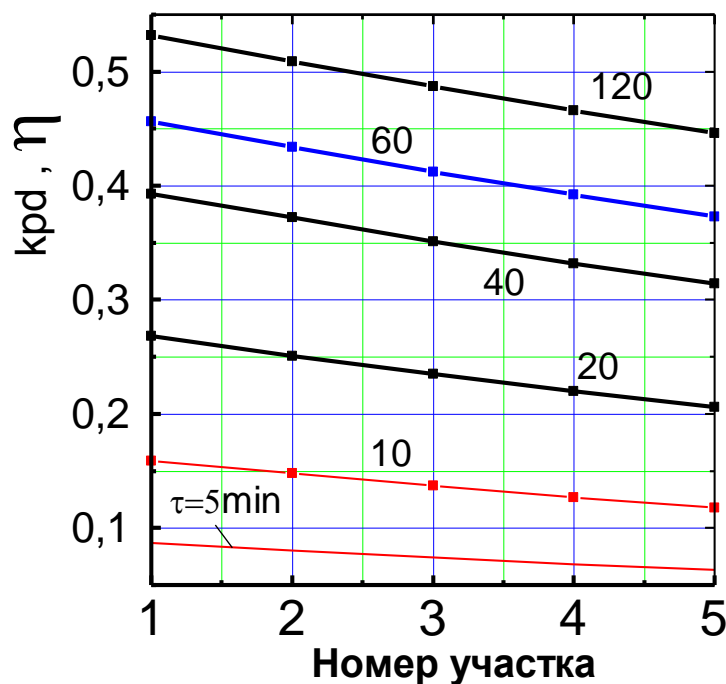
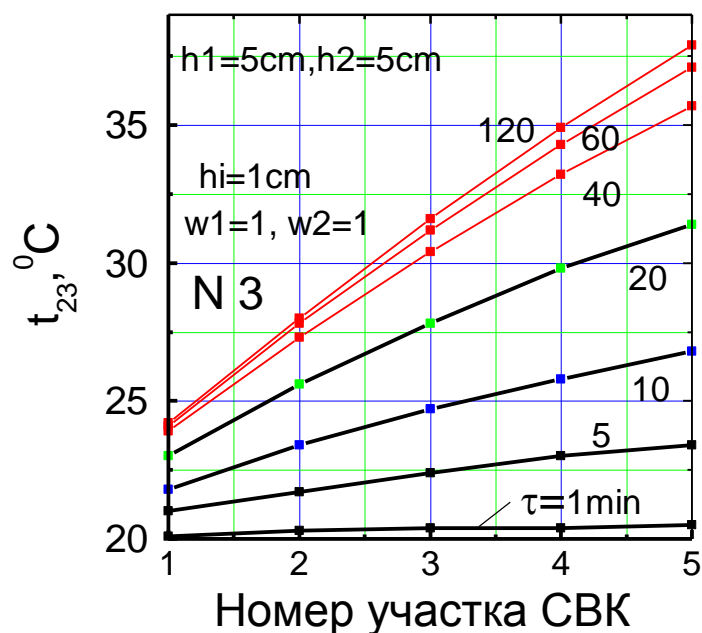


Рис.2.23. Мгновенные КПД участков одноканальной модели СВК, для различных моментов времени.

Конечно, из этих данных изменения температур и КПД видно, что для данного СВК, длиной 5 м, скорости воздуха велики (температура воздуха на выходе не превышает 28⁰С даже к 120 мин.). Поэтому для получения более высоких температур необходимо либо уменьшать скорость воздуха, либо увеличивать длину СВК.

В связи с полученными результатами, а также с целью повышения температур были рассмотрены также схемы двухканальных СВК, учитывая, необходимость уменьшения скоростей воздуха в канале ($w_1=w_2=1$ м/с), а также с меньшей высотой каналов (предварительные исследования показали необходимость уменьшения высоты каналов до $h_{12} = h_{23} = 5$ см). На рис.2.30а. представлено характерные кривые изменения температур в нижнем канале СВК, а на рис.2.24б. суммарное КПД каналов.

Как видно, с уменьшением скорости движения воздуха в каналах линейность изменения температур незначительно нарушается, но в общем здесь имеем большие температуры на выходе. Для КПД также незначительно изменяется наклон кривых, и как следовало ожидать, наблюдается и уменьшение КПД на выходе. В целом можно видеть, что и для двухканального СВК, как и для одноканального основные особенности остаются – равновесные температуры наступают примерно к 60 минуте, а равновесные КПД к 120 минуте.



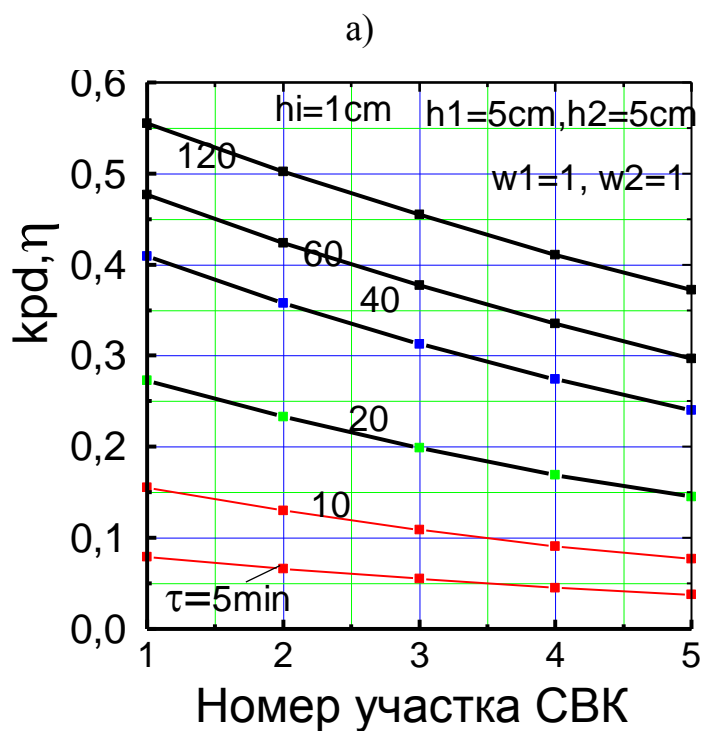


Рис.2.24. Изменение температур воздуха в нижнем канале (а) и суммарного кпд по длине двухканального СВК в различные моменты времени.

Выводы по главе II.

Результаты исследований позволяют сделать следующие выводы:

1. Разработанная численная модель может быть использована для оценки проектных параметров СВК, так например, уже на основе проведенных исследований получаем следующие требования к параметрам приемника и теплоизоляции:
 - Толщина приемника должна быть достаточно малой, менее 1-2мм;
 - Толщина теплоизоляции дна должна быть переменной, относительно небольшой, до 0.5см при температурах теплосъема до 40⁰С и далее увеличиваться до 1-2см на выходных участках каналов. Т.е. выбор толщины теплоизоляции должен проводиться не только с тепловой, но и с экономической точек зрения.
 - На начальных участках приемника со стороны верхнего канала важно обеспечивать высокую поглощательную способность для

солнечного излучения, а на выходных участках для повышения КПД при высоких температурах теплоотсема желательно применение селективных покрытий.

- Для нижней поверхности приемника, на всей её длине важно обеспечить высокую отражательную способность (тепло воздуху передается только конвекцией).

Эти результаты в общем имеют не только теоретический, но и практический интерес, так как показывают, что нижний канал также важен как и верхний.

Исследования блоков программы также показали, что с увеличением толщины теплоизоляции, более 10мм программа начинает давать сбои. Анализ показал, что это обусловлено тем, что хотя условия устойчивости численного решения выполняются (интервал шага по времени должен быть меньше интервала времени допустимого по условию устойчивости численного решения) все же для того, чтобы программа отражала действительную картину динамики нагрева необходимо увеличение числа разбиений элементов на элементарные слои. Рассмотрение этой задачи и разработка алгоритмов, программ и в целом методики расчетного определения и исследования теплотехнических характеристик СВК и будут основными целями третьего этапа работы.

ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА В ЩЕЛЯХ

Экспериментальная установка

Схема экспериментальной установки по определению механизма передачи тепла в щели приведена на рис.3.1.

Из расчетно-теоретического анализа задачи следует, что эксперимент по определению механизма тепла в прослойках может заключаться в следующем. Нагреваем нижнюю пластину и замеряем ее температуру T_1 и температуры верхней пластины T_2 и T_3 . Ждем выхода системы на стационарный режим. Далее проводим сравнение экспериментально определенной температуры верхней пластины с расчетными температурами получаемыми для первой и второй моделей конвективной передачи тепла от нижней пластины к верхней и проводим сравнение результатов.

Необходимо отметить, что эти исследования, как показывает расчетный анализ, надо проводить для различных расстояний между пластинами δ .

Ванна, которая имитировала приемник солнечного излучения заливалась вода имела размеры 365x575 мм, или площадь 0.21м². Нагрев воды в ванне осуществлялся ранее разработанными и изготовленными плоскими нагревателями (см. рис.3.2). Для того, чтобы исключить испарение поверх воды заливался слой масла.

Вторая поверхность представляла плоский лист. Для уменьшения перепадов температур на ней она представляла лист пищевой жести толщиной порядка 0.25мм. Таким образом, убирался перепад температур между нижней и верхней сторонами верхней пластины.

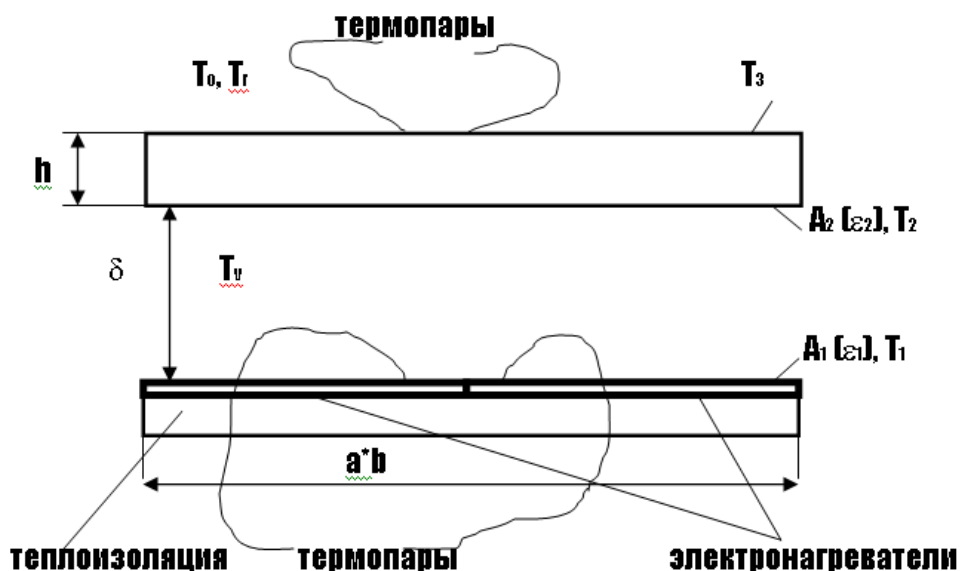


Рис.3.1. Схема экспериментальной установки по определению механизма передачи тепла в щели.

Одной из предварительных задач эксперимента являлось определение порядка времени выхода системы на стационарный режим. Так на рис.3.3а. приведены изменение температур, происходящих в области, близких к стационарным значениям (время выхода на стационарный режим составило для слоя воды толщиной 8 мм составило порядка 1.5 часов)

Как видно, время выхода на стационарный режим достаточно велико, однако как видно разность температур между верхней и нижней пластиной за время 10-15 мин. изменяется все же достаточно мало и это позволяет исследовать процесс как бы квазистационарный режим – пренебрегая инерционностью верхней пластины и проводить измерения достаточно быстро в течение 5 -10мин. Результаты такого экспериментов приведены на рис.3.3б.

Ранее на втором этапе работы было расчетно обнаружено, что в зависимости от предполагаемого механизма переноса теплоты, существенно разными могут оказаться температуры верхней пластины, причем если пользоваться рекомендуемыми для прослоек формулами эквивалентной теплопроводности то температура будет выше, чем в случае принятия ме-

ханизма конвекции в неограниченном объеме. Как видно из экспериментов это действительно имеет место – температуры, определенные по механизму эффективной теплопроводности отстают от эксперимента дальше, чем по механизму конвекции. Причем эти отклонения достаточно велики, как и было получено расчетами. Однако также можно видеть, что и оба механизма передачи тепла не обеспечивают достаточно хорошего приближения к эксперименту



Рис.3.2. Плоский нагреватель.

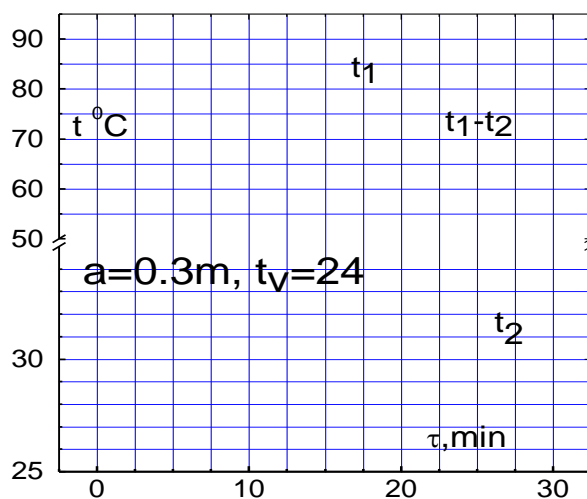


Рис.3.3 а. Динамика изменения температур в области стационарности (мощность нагревателей около 131 Вт, плотность потока от нагревателей $624\text{Вт}/\text{м}^2$).

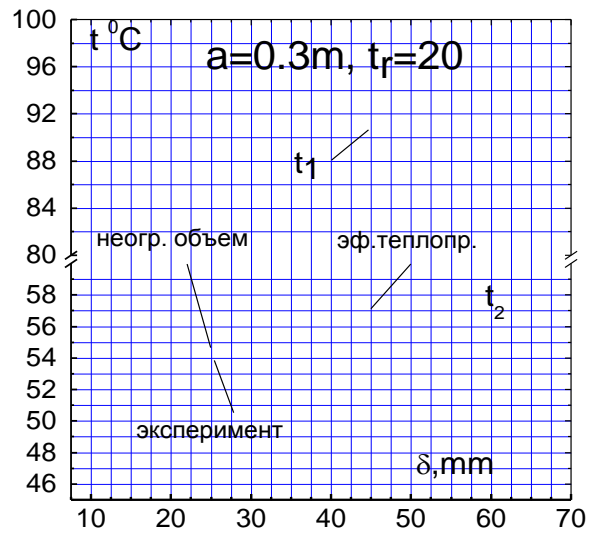


Рис.3.3б. Экспериментальные и расчетные значения температур нижней и верхней пластин, в зависимости от расстояния между ними δ .

3.2. Результаты экспериментальных исследований

Анализ результатов расчета и эксперимента показал, что, в общем, при проведении экспериментов необходимо также и более точно знать радиационные характеристики пластин, а также температуру "неба" которые, как температура среды над верхней пластиной также может влиять на температуры её нагрева.

Можно также отметить, что существенное влияние на баланс потоков оказывают теплоемкость теплоизоляции дна и боковых стенок установки, так например, выявилось, что существенно, практически в 1.5-2 раза различаются потоки подводимые к нижнему нагревателю и потоки уходящие с верхней пластины в окружающее пространство. Учитывая, что данные эксперименты фактически моделируют динамику изменения температур солнечных коллекторов были рассмотрены вопросы выхода таких горячих ящиков на стационарные режимы работы. На рис.3.4. приведены результаты измерений разности температур на имитаторе приемника и прозрачного ограждения (разность между элементом и воздухом в мV) при плотности потоков, выделяемых на приемнике порядка 350 Вт/м^2 , Это соответствует плотности падающего на солнечную установку потока солнечного излучения порядка 500 Вт/м^2 . Измерения проводились батареей хро-

мель-алюмелевых термопар изготовленных в ФТИ НПО "Физика-Солнце" АН РУз. Как видно, даже через 4 часа система еще не вышла на стационарный температурный режим. Причем в стационарном режиме сигнал должен составлять порядка 1.9mV (при температуре наружного воздуха 25°C или температуре холодного спая термопары, это составит для приемника около 73°C). Конечно, время выхода на меньшие температуры будет существенно меньше, например время выхода на температуру 50°C (около 1mV) будет около 1 часа, а время выхода на температуру 60°C . (около 1.4mV) составит около двух часов.

Аналогичные исследования с большей продолжительностью времени приведены на рис.3.5. Как видно, время выхода системы на равновесный стационарный режим для случая отсутствия отбора тепла действительно велико и превышает пять часов. Таким образом это указывает на то, что солнечные коллектора обладают очень большой тепловой инерцией, что ранее практически не отмечалось. Указанный факт накладывает новые довольно существенные требования на проектирование малоинерционных с тепловой точки зрения солнечных низкотемпературных установок. И, в общем случае это требует необходимость более подробного рассмотрения и решения практической задачи - уменьшение тепловой инерционности солнечных установок.

Анализ составляющих теплопереноса также показал, что, в общем, при всех разностях температур, между нижней и верхней пластиной, причем поток, переносимый от нижней к верхней пластине распределяется следующим образом - из общего потока, например 100% на долю конвективного переноса приходится не более 30%, а остальной поток переносится излучением. Т.е. в общем именно потоком излучения определяются в первую очередь температуры поверхностей, а конвективная составляющая влияет во вторую очередь.

Также можно отметить, что даже при рассматриваемых плотностях потоков создаваемых нагревателем, около $600\text{Вт}/\text{м}^2$ существенно большими оказываются разности температур между нижней и верхними пласти-

нами (см. рис.3.3б.)

В связи с полученными эффектами были проведены более подробные исследования тепловых режимов в щели для двух характерных расстояний между поверхностями – 12мм и 54мм. Результаты исследований приведены на рис.3.6а,б.

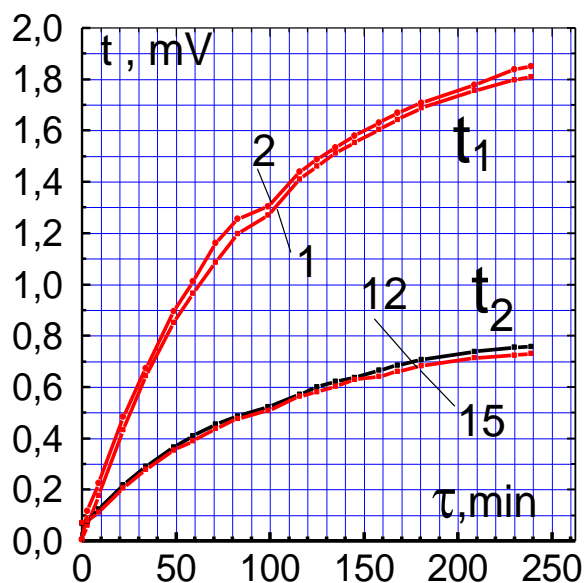


Рис.3.4. Динамика нагрева модели солнечного коллектора.

Полученные результаты позволяют не только определить методику проведения дальнейших экспериментов – какие внешние параметры надо учитывать в модели, но и в общем позволяют говорить и о возможной методике представления полученных результатов – обобщенное или раздельное представление составляющих теплопереноса (конвекция и излучение).

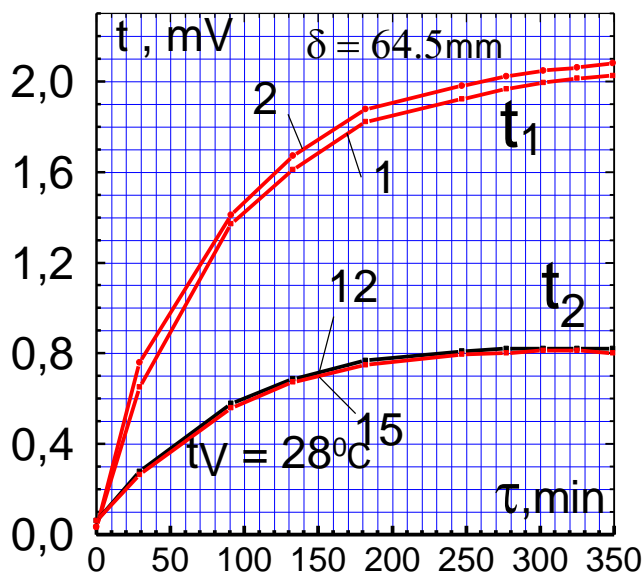
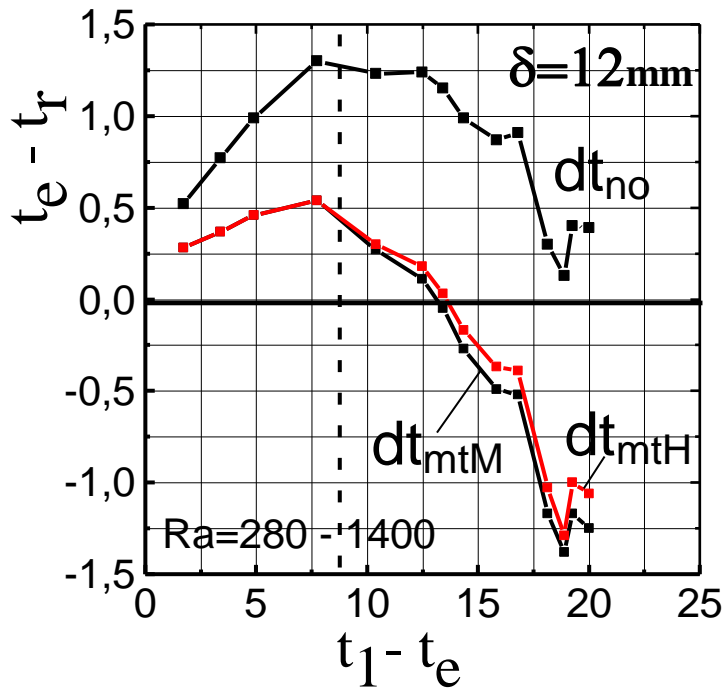
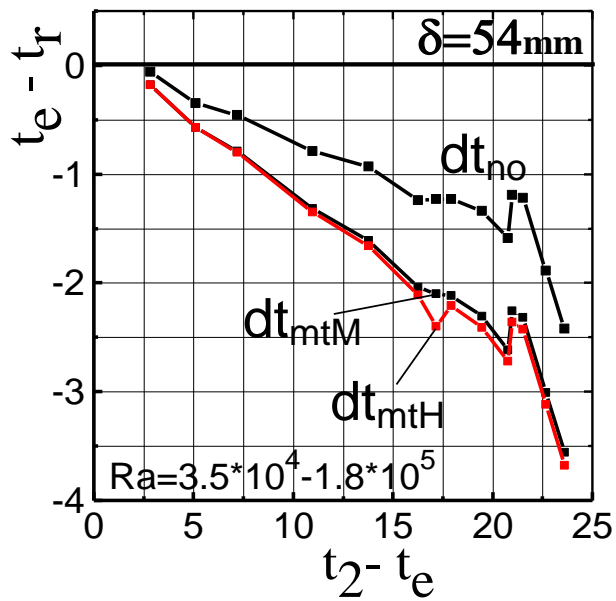


Рис.3.5. Динамика нагрева модели солнечного коллектора.



a)



б)

Рис.3.6. Различия между экспериментальными (t_e) и расчетными (t_r) температурами верхней поверхности, определенными по механизму теплопроводности - dt_{mtM} (формулы Михеева), dt_{mtH} (формула Hollandsa) и по механизму неограниченного объема t_{no} при различных расстояниях δ между поверхностями: а - $\delta = 12 \text{ мм}$ и в - $\delta = 54 \text{ мм}$.

Выводы по главе III.

В связи с обнаруженными различиями между расчетными и экспериментальными данными, в зависимости от принятой модели передачи тепла в щели при малых интенсивностях тепловых процессов появляется возможность совершенствования и расчетных моделей, а именно кроме развития стационарных моделей возможности развития и разработки новых типов нестационарных моделей тепловых процессов, происходящих в реальных солнечных низкотемпературных установках.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По результатам проведенной работы можно сделать следующие выводы:

1. Из анализа состояния работ по расчету и разработке солнечных воздухонагревательных коллекторов (СВК или СВК) следует, что
 - Расчет характеристик СВК проводится на основе стационарных моделей, на базе уравнений, полученных для солнечных водонагревательных коллекторов, в которых используются обобщенные параметры F' – эффективность и коэффициента теплопотерь - U_L , для определения которых необходимы экспериментальные исследования на натурной модели, что не позволяет определить влияние параметров СВК на её теплотехнические характеристики – КПД и температура нагрева воздуха.
 - Только в одной работе была рассмотрена задача решения уравнений баланса для СВК, в предположении о линейности изменения температуры и средней температуре равной среднеарифметической температур воздуха на входе и выходе /50/.
 - Стационарные модели СВК также не позволяют определить динамику выхода СВК на рабочие режимы, можно также отметить большой разброс по оценкам КПД СВК от 30% до 75%.
 - По результатам анализа следует, что необходимо развитие не только стационарных моделей СВК, но и разработка нестационарных моделей.
2. По результатам исследований исследований СВК в статике следует:
 - Разработана обобщенная расчетная схема конструктивно наиболее простого гелиовоздухонагревателя и стационарная линейная математическая модель, проходящих в ней теплообменных процессов.
 - - Разработанная модель может явиться базой для разработки стационарных математических моделей СВК с новыми, более усложненными схемами, например, с двумя прозрачными ограж-

дениями, с одно или двухпроходной схемой движения воздуха и др.

3. Впервые разработана одномерная нестационарная единичная модель СВК, которая для отработки была программно реализована и позволила получить следующие результаты:

- Тепловая инерция теплоизоляционно – теплоотдающих элементов (пластин) СВК существенно зависит от их толщины, так выход на стационарные температуры составляет при $H = 50$ мм около 340 мин, при $H=20$ мм около 130 мин, при $H=10$ мм около 70 мин, при $H=5$ мм около 30 мин и при $H= 1$ мм около 8 мин. Соответственно существенно зависит от толщины пластины и эффективность теплосъема, время выхода которой на стационарные значения, имеет тот же порядок времени, что и температур.
- Возможности снятия накопленного пластинами тепла также ограничены, т.к. темп снижения температур примерно в три раза превышает темп их нагрева. Указанное приводит к необходимости разработки новых конструкций теплоизоляционно – теплоотдающих элементов (пластин) СВК – в частности представляется перспективным многослойный (как минимум двухслойный) элемент их тонких слоев с воздушным (возможно и как рабочим) каналом между ними.
- Проведенные расчетные оценки определяют такие дальнейшие актуальные расчетно-экспериментальные задачи создания эффективных СВК, а именно исследование характеристик СВК в динамике.

4. Разработана обобщенная схема солнечного воздухонагревателя, учитывающая основные конструктивные параметры и процессы теплообмена в СВК.

5. Для уточнения особенностей теплообмена в СВК, учитывая её конструктивные особенности, проведены экспериментальные исследования конвективной теплоотдачи между её поверхностями. Показа-

но, что для описания конвективного теплообмена между поверхностями СВК могут быть использованы формулы конвективного теплообмена в неограниченной среде. Это позволило разработать нестационарную модель СВК в части учета такого основного фактора, как теплосъем в каналах СВК, а также определить и условия сопряжения по температуре теплоносителя.

6. Для обобщенной схемы СВК разработана единичная одномерная нестационарная модель происходящих в ней тепловых процессов с учетом сопряженных граничных условий, как по элементам, так и по объему воздуха между ними.
7. Разработан алгоритм и программа распределенной одномерной трехслойной динамической математической модели СВК, отличающийся тем, что в ней проводится не только одновременное решение задачи динамики изменений температур для трех элементов: - прозрачное ограждение, приемник преобразователь, теплоизоляция дна, а также решается задача определения нестационарных температур и КПД по длине СВК. Проведена программная отладка основных блоков, показано, что кроме временного условия устойчивости численного решения необходимо введение условия по пространственному разбиению элементов системы. Полученная модель и программа являются в настоящее время новыми и наиболее полными теплообменными моделями СВК, которая, после небольших изменений может быть использована и для исследования солнечных водонагревателей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Buelov Frederik N., Гофрированные гелиоприемники для сушки сельскохозяйственных продуктов, "San at Work", 1962, v VII, №4, pp 8-9, Гелиотехника, 1967, №1, с63.
2. Buelov Frederik H., Сушка зерна солнцем, "Solar Energy", 1963, v VII, №3, p144, Гелиотехника, 1965, №2, с64.
3. Использование солнечной энергии для сушки зерна., "Elektr. Farm." 1965, №5, 26(англ). Гелиотехника, 1967, №3, с60.
4. Wholler A. Солнечные воздухонагреватели с зачерненной поверхностью нагрева. "Solar Energy", 1964, v 8, №1 pp 31-37, Гелиотехника 1967, №3, с56.
5. Lawand T.A., Солнечная сушильная камера для фруктов и овощей "Solar Energy", 1966, v 10, №4, Гелиотехника 1967, №4, с64.
6. Gupta C.L., Garg H.P. Исследование производительности солнечных воздухонагревателей. "Solar Energy", 1967, т.11, №1, Гелиотехника 1967, №5, с59.
7. Bevill V.D., Brandt H, Солнечный воздухонагреватель. "Solar Energy" 1968 v12, №1, pp19-29. Гелиотехника, 1969, №3, с69.
8. A. D. RANKINE and W. W. S. CHARTERS*, Combined Convective and Radiative Heat Losses from Flat-Plate Solar-Air Heaters. Solar Energy, v12, 1969, pp 517-523.
9. W. W. S. CHARTERS. Some Aspects of Flow Duct Design for Solar-Air Heater Applications. Solar Energy, v13, 1971, pp 283-288.
10. R. K. SURI and J. S. SAINI, Performance Prediction of Single- and Double-Exposure Solar-air Heaters *Solar Energy*, Vol. 12, pp. 525-530. 1969.
11. H. BUCHBERG, O. A. LALUDE and D. K. EDWARDS*. PERFORMANCE CHARACTERISTICS OF RECTANGULAR HONEYCOMB SOLAR-THERMAL CONVERTERS. *Solar Energy*, 1971, Vol. 13. pp. 193-221.

- 12.K. SELCUK, THERMAL AND ECONOMIC ANALYSIS OF THE OVERLAPPED-GLASS PLATE SOLAR-AIR HEATER. *Solar Energy*,1971, Vol. 13, № 2, pp. 165-191.
- 13.SUPPRAMANIAM SATCUNANATHAN* and STANLEY DEONARINET. A TWO-PASS SOLAR AIR HEATER *Solar Energy*,1973, Vol. 15, pp. 41-49.
- 14.122 Умаров Г.Я., Авезов Р.Р., Ахмадалиев А., К исследованию влияния отсоса теплоносителя через межстекольную прослойку на эффективность гелиоустановки. *гелиотехника*. 1974, №4, с33-35.
- 15.123 Вардияшвили А.Б., Садыков Т.А., Сабирджанов А., Ким В., Исследования термofизических характеристик воздуха и воздухонагревателя конвективной гелиосушки. *Гелиотехника*, 1975, №3-4, с 106-111.
- 16.JOHN C. WARD and GEORGE O. G. LOF. LONG-TERM (18 YEARS) PERFORMANCE OF A RESIDENTIAL SOLAR HEATING SYSTEM. *Solar Energy*,1971, Vol. 18, pp. 301-308.
- 17.I. C. MACEDO and C. A. C ALTEMANI. EXPERIMENTAL EVALUATION OF NATURAL CONVECTION SOLAR AIR HEATERS. *Solar Energy*,1978, Vol. 20, pp. 367-369.
- 18.J. A. Duffie and W. A. Beckman, *Solar Energy Thermal Processes*. Wiley, New York (1974)
- 19.T. A. REDDY and C. L. GUPTA. GENERATING APPLICATION DESIGN DATA FOR SOLAR AIR HEATING SYSTEMS. *Solar Energy*,1980, Vol. 25, pp. 527-530.
- 20.BLAINE F. PARKER. DERIVATION OF EFFICIENCY AND LOSS FACTORS FOR SOLAR AIR HEATERS. *Solar Energy*,1981, Vol. 26, pp. 27-32.
- 21.Хатамов С.О., Авезов Р.Р., Умаров Г.Г., Исследование аэродинамических сопротивлений солнечных воздухонагревателей. *Гелиотехника*, 1979, №2, с48-54.

22. Хатамов С.О. Сравнительное исследование теплотехнических характеристик теплоприемников солнечных воздухонагревателей. Гелиотехника, 1979 №3, с47-51.
23. Ким В.П., Скуба В.Н., Предварительные результаты экспериментального исследования солнечного воздухонагревателя на территории Якутии., Гелиотехника, 1980, №4, с 46-49.
24. P. BIONDI, L. CICALA, and G. FARINA, PERFORMANCE ANALYSIS OF SOLAR AIR HEATERS OF CONVENTIONAL DESIGN. Solar Energy, 1988, Vol. 26, №1, pp. 101-107.
25. C. CHOUDHURY, S. L. ANDERSEN and J. REKSTAD, A SOLAR AIR HEATER FOR LOW TEMPERATURE APPLICATIONS, Solar Energy, 1988, Vol. 40, №4, pp. 335-343.
26. B. N. PRASAD and J. S. SAINI OPTIMAL THERMOHYDRAULIC PERFORMANCE OF ARTIFICIALLY ROUGHENED SOLAR AIR HEATERS, Solar Energy, 1991, Vol. 47, №2, pp. 91-96.
27. R. W. Bliss, Derivation of several plate **efficiency** factors useful in design of flat plate solar heat collectors. *Solar Energy* 3, 55-64 (1959).
28. Turhan Koyuncu, Performance of various design of solar air heaters for crop drying applications. *Renewable Energy* 31 (2006) 1073–1088.
29. Кувшинов Ю.Я., Мухиддинов П.М., Тепловой режим солнечного воздушного коллектора. Гелиотехника, 1989, №2, с47-51.
30. Каменецкий Б.Я., Особенности теплообмена в солнечном воздухонагревателе., Гелиотехника, 1991, №1, с13-15.
31. Коган Д.Я., Поз М.Я., Теплотехническая оптимизация конструктивных решений систем отопления и вентиляции с механическим движением воздуха., Гелиотехника , 1991, №1, с65-67.
32. Карабаев М.К., Аббасов Е.С., Хатамов С.О., Сравнительная оценка эффективности поверхности гелиоприемников солнечных воздухонагревателей. Гелиотехника, 1992, №2, с48-49.
33. Суванкулов Ш.К., Абдуганиев З.А., Обоснование параметров ге-

- лиовоздухонагревателя. Гелиотехника, 1993, №3, с77-78.
34. Маджитова М.Ю., Расчет эффективности проточных солнечных воздушных коллекторов. Гелиотехника, 1994, №2, с92-93.
35. Нуритдинов Х., Киргизбаев Д.А., Муминов К.О., Назаров М.Р., Сравнительные характеристики "горячих ящиков", используемых в комбинированных гелиосушилках. Гелиотехника, 1997, №2, с38-39.
36. Аббасов Е.С., Умурзакова М.А., Вопросы математического моделирования процесса теплообмена в солнечных воздухонагревателях. Гелиотехника, 1998, №6, с89-91.
37. L. Varsney, S. Saini, Heat transfer and friction factor correlations for rectangular solar air heater duct paced with wire mech screen matrices. Solar Energy, vol 62, No 4, pp 255 -262, 1998/
38. K.K. Matrawy, Teoretical analysis an air heater with a box-type absorber. Solar Energy. vol 63. No 3, pp.191-198, 1998
39. Уринов А.Ш., Ачилов Б.М., Чугунков В.В., Анализ влияния конструктивных параметров солнечного воздухонагревателя на его эффективность. Гелиотехника, 1989, №3, с50-52.
40. Каменецкий Б.Я., Особенности теплообмена в солнечном воздухонагревателе., Гелиотехника, 1991, №1, с13-15.
41. Коган Д.Я., Поз М.Я., Теплотехническая оптимизация конструктивных решений систем отопления и вентиляции с механическим движением воздуха. Гелиотехника , 1991, №1, с65-67.
42. Карабаев М.К., Аббасов Е.С., Хатамов С.О., Сравнительная оценка эффективности поверхности гелиоприемников солнечных воздухонагревателей. Гелиотехника, 1992, №2, с48-49.
43. Суванкулов Ш.К., Абдуганиев З.А., Обоснование параметров гелиовоздухонагревателя. Гелиотехника, 1993, №3, с77-78.
44. Маджитова М.Ю., Расчет эффективности проточных солнечных воздушных коллекторов. Гелиотехника, 1994, №2, с92-93.
45. Нуритдинов Х., Киргизбаев Д.А., Муминов К.О., Назаров М.Р.,

- Сравнительные характеристики "горячих ящиков", используемых в комбинированных гелиосушилках. Гелиотехника, 1997, №2, с38-39.
46. Аббасов Е.С., Умурзакова М.А., Вопросы математического моделирования процесса теплообмена в солнечных воздухонагревателях. Гелиотехника, 1998, №6, с 89-91.
47. L. Varsney, S. Saini, Heat transfer and friction factor correlations for rectangular solar air heater duct paced with wire mesh screen matrices. Solar Energy, vol 62, No 4, pp 255 -262, 1998/
48. K.K. Matrawy, Teoretical analysis an air heater with a box-type absorber. Solar Energy. vol 63. No 3, pp.191-198, 1998
49. Аvezов Р.Р, Орлов А.Ю, Солнечные системы отопления и горячего водоснабжения. Ташкент, Фан, 1988, 280 с.
50. J. A. Duffie and W. A. Beckman, Solar Energy Thermal Processes. Wiley, New York (1974)
51. Клычев Ш.И., Эркинбаева Г.Г., Н.Т. Алдашева, Т.Т. Саткулов, Захидов Р.А., Бахрамов С.А., А.И. Исманжанов. Теплотехнические характеристики солнечных установок типа "горячий ящик". Гелиотехника, 2003, №1, с45-49.
52. Исманжанов А.И., Клычев Ш.И. Эркинбаева Г. Тепломассообмен в солнечных парниковых опреснителях с дополнительной камерой конденсации, Межд. научн. ж. Наука, Образование, Техника". 2002, №1, с87-90. г. Ош, КР.
53. Отчет о НИР (промежуточный) по гранту № А -12-002, 2006, 46с.
54. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача, М. Энергия, 1975, 486с.
55. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. Энергия, М. 1973, 319с.
56. Лыков А.В., Теория сушки, М., "Энергия", 1968, 472с.
57. Теплоэнергетика и теплотехника, кн.2, Справочник под ред. Григорьева В.А. и Зорина В.М., М "Энергоатомиздат" 1988, 557с.

58. Рыбакова Л.Е. Тепло- и массообмен в щелевых прослойках. Автореферат дис. ктн. Ашхабад, 1968, 13с.
59. Новикова В.И. Некоторые особенности работы и расчета солнечных опреснителей. Гелиотехника, 1984, № 2, с 44 – 48.
60. Клычев Ш.И., Захидов Р.А., Исманжанов А.И., Алдашева Г.Т., Теплотехнические характеристики гелиовоздухонагревателей солнечных сушилок. Гелиотехника, 2000, №2, с36-40.
61. Леонтьев А.И. Теория тепломассообмена., М. Выс. школа. 1979, 250с.
62. Л.Я. Григорьев, О.Н. Маньковский, Инженерные задачи нестационарного теплообмена. "ЭНЕРГИЯ", Ленинградское отделение, 1968, 82 с.
63. Клычев Ш. И., Бахрамов С.А., Нестационарные модели теплообмена в солнечных установках типа "горячий ящик". Гелиотехника, 2004, № 3. с 17-20.
64. Рашидов Ю.К., Аллаяров Р. Н. Исследование нестационарных процессов в двухканальном солнечном воздухонагревателе для систем отопления. Архитектура ва курилиш муаммолари. Магистрантларнинг XIV-анъанавий анжумани илмий мақолалар тўплами, ТАҚИ, Тошкент, 2015, бет.
65. Рашидов Ю.К., Аллаяров Р. Н. Разработка численных теплообменных моделей солнечных воздухонагревательных коллекторов. Архитектура ва курилиш муаммолари. Магистрантларнинг XIV-анъанавий анжумани илмий мақолалар тўплами, ТАҚИ, Тошкент, 2015, бет.