

Автореф.

Б 91

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

**ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ
имени М. В. ЛОМОНОСОВА**

НА ПРАВАХ РУКОПИСИ

Аспирант БУРДО Олег Григорьевич

**ИССЛЕДОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА
ПРЕЦИЗИОННОЙ ТЕРМОКАМЕРЫ
ДЛЯ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ИСПЫТАНИЙ
АППАРАТУРЫ**

№ 05.04.03—Гидравлические машины, машины
и аппараты холодильной и криогенной техники

**АВТОРЕФЕРАТ
ДИССЕРТАЦИИ НА СОИСКАНИЕ УЧЕНОЙ СТЕПЕНИ
КАНДИДАТА ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК**

ОДЕССА — 1975

Б 91

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
У С С Р

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ
имени М.В.ЛОМОНОСОВА

На правах рукописи

Аспирант БУРДО Олег Григорьевич

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА ПРЕЦИЗИОННОЙ ТЕРМОКАМЕРЫ
ДЛЯ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ИСПЫТАНИЙ АППАРАТУРЫ

№ 05.04.03 – Гидравлические машины, машины и
аппараты холодильной и криогенной техники

Диссертация написана на русском языке

Принят 19 88 г.
АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

св.0012549
Одесский технологический
институт пищевой промыш-
ленности им. М.В. Ломоносова
БИБЛИОТЕКА
Одесса - 1975

ОНАХТ

25.10.10

Исследование и разра



v012549

Работа выполнена на кафедре теоретических основ тепло-
хладотехники Одесского технологического института пищевой про-
мышленности им. М.В.Ломоносова.

Научные руководители: доктор технических наук,
профессор ЧАЙКОВСКИЙ В.Ф.
кандидат технических наук,
доцент БАХТИОЗИН Р.А.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор МЕЛЬЦЕР Л.З.
кандидат технических наук,
доцент СУРИН С.М.

Всдущее предприятие - указано в решении Совета.

Автореферат разослан "27" мая 1975 г.

Защита диссертации состоится "27" июня 1975 г.
на заседании Ученого Совета механического факультета Одесского
технологического института пищевой промышленности им.М.В.Ло-
моносова, ул. Свердлова, 112.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ОТИИ имени
М.В.Ломоносова.

Отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенный пе-
чатью учреждения, просим направить в Совет института по адресу:
270039 г.Одесса-ГСП, ул. Свердлова, 112.

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ СОВЕТА
кандидат технических наук

ЗАПОРОВЕЦ Л.А.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Прогресс науки и техники сопровождается непрерывной модернизацией и усложнением функционального назначения аппаратуры. Повышения требований к точности и эксплуатационной надежности прецизионных элементов автоматики, измерительной, навигационной, радиоэлектронной и другой современной аппаратуры определяют поиск более эффективных методов и средств стендовых испытаний и прогнозирования уровня технического состояния приборов. Информация, получаемая обычно с помощью традиционной стендовой аппаратуры, оказывается в ряде практических случаев малообозримой и недостаточной. Это объясняется тем, что испытания проводятся при взаимодействии большого количества факторов, что приводит к недопустимой неопределенности результатов. Доминирующими для прибора являются температурные погрешности, а анализ их оказывается наиболее сложным. Недостаточная точность стабилизации температуры, наличие электрических и магнитных полей, недопустимо большие градиенты по термостатируемой поверхности, вентиляция объемов не позволяют использовать для температурных испытаний аппаратуры существующие термостатирующие устройства, несмотря на их разнообразие. Поэтому при исследовании взаимосвязи температурного поля элемента и его точности возникает необходимость в создании специальной стендовой аппаратуры, основным узлом которой являлась бы прецизионная термокамера.

Исследования Г.Н.Дульнева, Н.А.Ярышева, В.В.Багмакова, В.М.Кейна, Л.Б.Андреевой и многих других советских ученых внесли существенный вклад в изучение тепловых режимов термостатирующих устройств. Однако до настоящего времени не разработаны

четко обоснованные методы расчета прецизионных термокамер, а проектирование ведется на основе сравнительных оценок отдельных узлов и их тепловых режимов.

Актуальность и динамизм проблемы повышения точности и эксплуатационной надежности современной аппаратуры обуславливают постоянную потребность в исследованиях, результаты которых находят практические инженерные приложения.

Цель и научная новизна работы. Целью работы явилось комплексное теоретическое и экспериментальное исследование прецизионных термокамер, работающих в диапазоне температур от -30 до 120°C . В результате предложена принципиальная схема термокамеры и созданы математические модели, учитывающие влияние геометрических и режимных характеристик на температурные поля в стационарных и переходных режимах. На базе экспериментальных исследований вынужденной конвекции в канале концентрических сфер впервые получены критериальные уравнения теплообмена между оболочкой (внутренней и внешней) и потоком теплоносителя, с учетом направления его движения. Экспериментально исследован теплообмен при свободном движении воздуха в прослойках при концентрическом и эксцентрическом расположении испытуемого изделия. На основании рекомендуемых методик и машинного эксперимента разработан и изготовлен опытный образец прецизионной термокамеры.

Практическая ценность. Составлены алгоритм (АР-ТКС) и программа для ЭВМ, позволяющие обоснованно выбирать технологически-рациональные конструктивные и расходные параметры испытательной камеры во всем диапазоне эксплуатационных режимов.

Результаты исследований использованы при разработке опытного образца прецизионной термокамеры. Изготовленная термокамера включена в испытательный комплекс "Градиент", предназна-

ченный для температурных испытаний элементов автоматики.

Апробация работы. Содержание работы докладывалось на Всесоюзной, Республиканских и институтских конференциях и на совещаниях с представителями промышленности.

Публикация. По материалам диссертации опубликовано 4 работы.

Задачи работы:

- выбор рациональной схемы испытательной термокамеры;
- разработка методов расчета стационарных и нестационарных тепловых режимов;
- использование полученных результатов для проектирования прецизионных термокамер.

В работе защищаются:

- результаты экспериментального исследования характеристик теплообмена при вынужденной и свободной конвекции в сферических прослойках;
- математические модели стационарных и нестационарных тепловых режимов термокамеры;
- принципы разработки прецизионной термокамеры;
- результаты расчетов по предложенным методикам.

ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА ТЕРМОКАМЕРЫ

Температурные испытания современной аппаратуры с внутренними источниками тепла должны проводиться в воздушном объеме камеры, где устранены электрические и магнитные помехи, отсутствуют вибрация, шум и вынужденная конвекция у испытуемого изделия, моделируются заданные тепловые режимы в широком диапазоне положительных и отрицательных температур с точностью $\pm 0,05^\circ\text{C}$. Комплекс этих требований практически исключает возможность использования существующих термокамер для температурных испыта-

ний аппаратуры. Возникает необходимость поиска нового схемного решения.

Достоинства систем с жидким теплоносителем позволяют предположить, что требуемые режимы при различных тепловых нагрузках, эффективный теплообмен и высокую точность стабилизации температуры можно получить в испытательных камерах с принудительным движением жидкости вдоль термостатируемой поверхности. Поэтому термокамера состоит из выносной испытательной камеры (ИК) и комплекса устройств, обеспечивающих нагрев, охлаждение и циркуляцию теплоносителя по замкнутому контуру (рис. I).

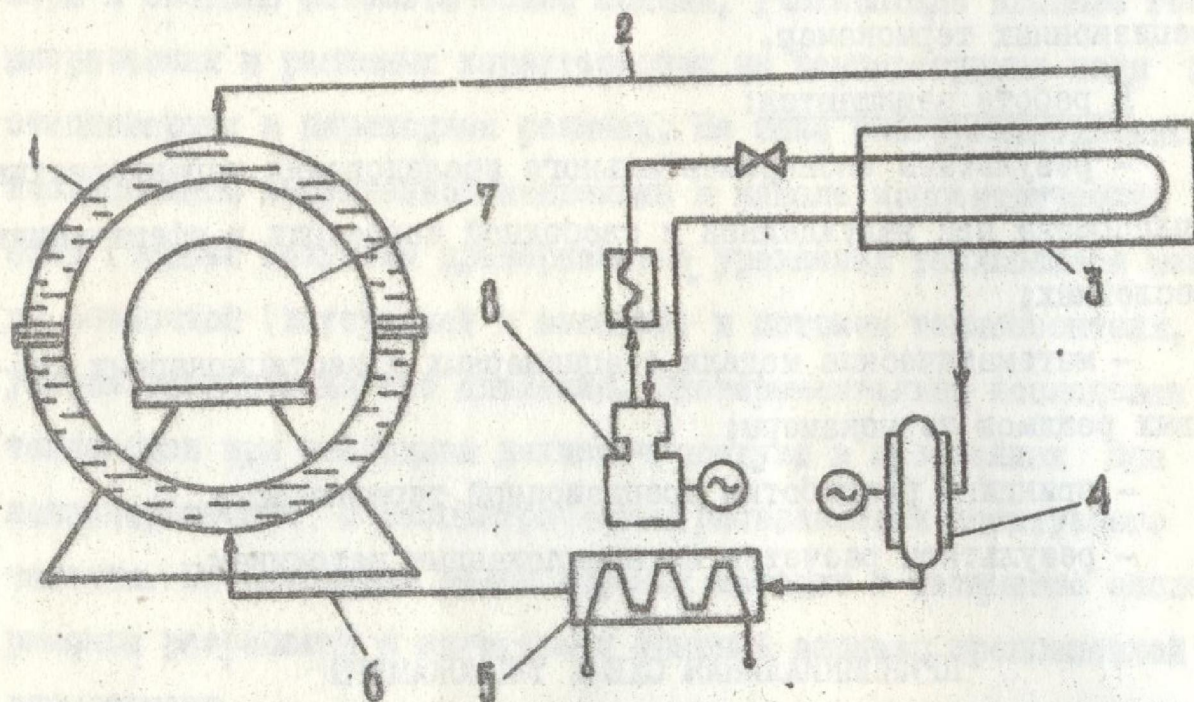


Рис. I. Принципиальная схема термокамеры.

I - испытательная камера; 2 - сливной трубопровод;
3 - охладитель; 4 - циркуляционный насос; 5 - камера
подогрева; 6 - напорный трубопровод; 7 - испытуемое
изделие; 8 - холодильная установка.

Необходимый температурный режим создается совместным (или раздельным) включением в работу компрессорной холодильной уста-

новки и нагревателей, причем последние осуществляют точное управление температурой.

Выбор формы и материалов ИК проведен из условий минимального теплообмена с окружающей средой и равномерного распределения температуры по объему камеры. Испытательная камера образована двумя сферическими концентрическими оболочками: внутренней и наружной, в зазоре между которыми циркулирует теплоноситель.

Максимальная сглаженность линий сопряжения поверхностей ИК устраняет возможность появления застойных зон в воздушном объеме и обуславливает минимальные градиенты поверхностных температур. Форма ИК, интенсивный теплообмен в зазоре сфер, использование жидкой термостатирующей среды способствует достижению высоких точностных характеристик камеры. Однако, конструирование термокамеры с заданными тепловыми режимами, оптимизация ИК, возможны при наличии надежных методов оценки температурных полей и математической модели, устанавливающей их взаимосвязь с конструктивными расходными и энергетическими параметрами.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТЕРМОКАМЕРЫ

Термокамера - объект, представляющий собой сложную систему с источниками и стоками энергии, процессы теплообмена в которой взаимосвязанно протекают в пространстве и во времени. Нестационарность температурных полей весьма усложняет задачу конструирования аппарата с заданными тепловыми режимами. Поэтому решение разделено на два этапа:

1) анализ стационарных тепловых режимов основного узла - испытательной камеры;

2) исследование динамических особенностей всей системы.

Наличие многих деталей: изделия, оболочек, фланцев, разъемов, зажимов, технологической коммуникации, тепловой изоляции, установочных опор и пр. значительно усложняет анализ тепловых режимов ИК. Учет граничных условий теплообмена на соответствующих контактных поверхностях каждой детали приводит к сложной системе нелинейных уравнений и делает эту задачу практически неразрешимой. Однако, анализ эксплуатационных режимов ИК в стационарных состояниях позволил принять следующие ограничения и допущения:

- 1) изделие - однородное тело с равномерно распределенными по объему источниками тепла;
- 2) поверхности отдельных элементов камеры - изотермические;
- 3) внутренняя оболочка не имеет тепловых связей с наружной и с окружающей средой.

Исследуемая конструкция характеризуется наличием циркулирующей жидкости, а для определения тепловых характеристик ИК необходимо установить взаимосвязь трех тепловых потоков: через теплоизолирующие стенки камеры и окружающую среду, от внутренних источников тепла, от термостатирующей жидкости.

На основе принятых допущений ИК идеализирована в виде тепловой модели, которая состоит из ядра с источником тепла (P_n); внутренней и наружной оболочек, теплоизоляционного корпуса, теплоносителя, окружающей среды. Ядро может иметь тепловую связь с окружающей средой.

Для анализа использован метод тепловых схем, математическая формулировка задачи сводится к следующим уравнениям:

$$\left. \begin{aligned} \theta_{из}(\vartheta_n - \vartheta_3) + \theta_{ис} \vartheta_n &= P_n \\ \theta_{из}(\vartheta_n - \vartheta_3) - \theta_{зж}(\vartheta_3 - \vartheta_{ж}) &= 0 \\ \theta_{зж}(\vartheta_3 - \vartheta_{ж}) &= \theta_{зж} \vartheta_{ж} - 2\theta_{сж}(\vartheta'_{ж} - \vartheta_{ж}) \end{aligned} \right\} \quad (I)$$

Если считать, что коэффициенты теплообмена не зависят от температуры, то получим следующие выражения для распределения температур:

$$\left. \begin{aligned} \vartheta_1 &= A_1 \vartheta'_n + B_1 P_n \\ \vartheta_n &= A_n P_n + B_n \vartheta_1 \\ \vartheta_m &= A_m \vartheta'_n + B_m \vartheta_1 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где $A_1, B_1, A_n, B_n, A_m, B_m$ — тепловые коэффициенты:

$$A_1 = D \cdot \delta_{из} (\delta_{из} + \delta_{ис}) 2\theta_{сж}$$

$$B_1 = D \cdot \delta_{из} (\delta_{ис} + \delta_{сж} + 2\theta_{сж})$$

$$D = \delta_{из} \delta_{ис} (\delta_{сж} + \delta_{ис} + 2\theta_{сж}) + \delta_{сж} (\delta_{ис} + \delta_{из}) (\delta_{ис} + 2\theta_{сж})$$

$$A_n = \frac{1}{\delta_{ис} + \delta_{из}}$$

$$A_m = \frac{2\theta_{сж}}{\delta_{ис} + \delta_{сж} + 2\theta_{сж}}$$

$$B_n = \frac{1}{1 + \frac{\delta_{ис}}{\delta_{из}}}$$

$$B_m = \frac{1}{1 + \frac{\delta_{ис}}{\delta_{из}} + \frac{2\theta_{сж}}{\delta_{из}}}$$

Тепловые процессы в звеньях термокамеры характеризуются распределенностью параметров в пространстве. Аналитическое решение дифференциальных уравнений таких объектов приводит к трансцендентным уравнениям, включающим функции Бесселя. Использование подобных выражений для решения задач на АВМ невозможно, что вынуждает заниматься поисками приближенных решений аппроксимирующих точную передаточную функцию с заданной погрешностью.

Если не учитывать распределенность температур по толщине слоев и болочков, ИК характеризуется одной пространственной

координатой - величиной телесного угла β , образуемого шаровым сектором ИК. С момента входа теплоносителя в ИК связанная с фронтом его движения координата β является функцией времени и изменяется от 0 до 4π .

Уравнение теплового баланса для элемента $d\beta$, заключенного между двумя шаровыми секторами имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{мз}(\theta_{ж} - \theta_{з}) + \delta_{жс}(\theta_{ж} - \theta_{с}) &= C_1 \frac{d\theta_{ж}}{d\tau} \\ \delta_{жз}(\theta_{ж} - \theta_{з}) - \delta_{зс}(\theta_{з} - \theta_{с}) &= C_2 \frac{d\theta_{з}}{d\tau} \\ \delta_{зс}(\theta_{з} - \theta_{с}) &= C_3 \frac{d\theta_{с}}{d\tau} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Здесь принято, что теплоемкость воздуха в ИК пренебрежимо мала, наружная оболочка и теплоизоляционный корпус являются тепловым сопротивлением, а их теплоемкость суммируется с теплоемкостью теплоносителя (что в итоге определяет C_1).

Так как

$$\beta' = \frac{d\beta}{d\tau} = \frac{\theta}{\delta c_p \delta_m} \quad (4)$$

является величиной постоянной, то использование координаты β делает математическую модель сферической ИК аналогичной модели одномерного трубопровода и позволяет использовать для решения (3) традиционные методы. Аппроксимация методом интегральных оценок полученной из (3) трансцендентной передаточной функции дает:

$$W_1(p, p) = \frac{\theta_{ж}(p)}{\theta_{с}(p)} = \kappa_1 e^{-\tau_1 p} \frac{T_{12}p + 1}{(T_{11}p + 1)(T_{13}p + 1)} \quad (5)$$

где

$$\tau_1 = \frac{\beta}{\beta'}, \quad \kappa_1 = \exp \left\{ - \frac{\delta_{жс} \beta}{C_1 \beta'} \right\},$$

$$T_{12} = \frac{C_2 + C_3}{C_1 \beta' \left\{ \exp \left(\frac{\delta_{жс} \beta}{C_1 \beta'} \right) - 1 \right\}},$$

$$T_{11} = T_{12} \exp \left\{ \frac{\theta_{ж3} \beta}{C_1 \beta} \right\}, \quad T_{12} = \frac{C_2}{\theta_{ж3}}.$$

Общепринятые допущения позволили рассматривать трубопроводы и ИК в одномерном пространстве, а охладитель, камеру подогрева, циркуляционный насос описать в сосредоточенных параметрах.

Общая структурная схема термокамеры характеризуется наличием внутренней положительной обратной связи (рис.2). Индексы на схеме соответствуют нумерации элементов на рис.1.

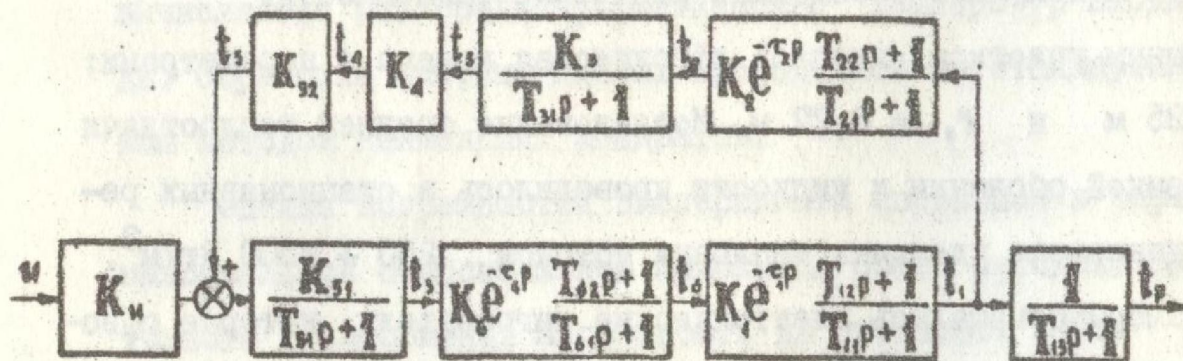


Рис.2. Структурная схема термокамеры.

Реализация разработанных статических моделей (1,2) и динамической (рис.2) затруднена в связи с отсутствием общепринятых методов расчета характеристик теплообмена в сферических прослойках.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛООБМЕНА В СФЕРИЧЕСКИХ КАМЕРАХ

Теплообмен при вынужденном движении жидкости в канале концентрических сфер

Уравнения для расчета коэффициентов теплоотдачи в теплообменниках из концентрических сфер приведены только в двух работах американских авторов (Ранделла и Кокса). Исследования

ограничены максимальным диаметром внешней оболочки $\sim 0,34$ м, а результаты вычислений по рекомендуемым соотношениям отличаются качественно и количественно. Возникает необходимость постановки специальных экспериментов с целью:

1) исследовать процессы теплообмена между внутренней оболочкой и потоком теплоносителя, между теплоносителем и наружной сферой;

2) оценить влияние направления движения потока на интенсивность теплообмена;

3) сопоставить полученные результаты с представленными в литературе и получить обобщенные расчетные зависимости.

Опытным участком являлась сферическая камера с параметрами: $r_1 = 0,25$ м и $r_2 = 0,27$ м. Исследование средней теплоотдачи от внутренней оболочки к жидкости проводилось в стационарных режимах в диапазоне удельных тепловых потоков $250 + 2500$ Вт/м². Внутри камеры помещались электрические нагреватели, которые обеспечивали равномерный нагрев поверхности, а медная стенка способствовала выравниванию температурного поля. Мощность нагревателей регулировалась автотрансформатором и контролировалась по измерительному комплексу К-50. Температура регистрировалась с помощью медь-константановых термопар и двухрядного потенциометра постоянного тока Р-348 класса 0,002. Температурное поле внутренней оболочки ИК определялось 26 термопарами, наружной оболочки - 20. Термопары заложены по четырем меридианам на равных угловых расстояниях с меридиональным углом $\pi/4$. Расход жидкости варьировался от 0,1 до 1 кг/с и измерялся весовым методом. Температура жидкости на входе в ИК поддерживалась постоянной системой автоматического регулирования "РИТМ" с точностью $\pm 0,05^\circ\text{C}$.

Исследование средней теплоотдачи от жидкости к наружной оболочке проведено по методу энтальпий.

Использование двух теплоносителей существенно отличающихся по теплофизическим свойствам (дистиллированной воды и трансформаторного масла ГОСТ 982-68) позволило провести исследования в достаточно широком интервале обобщенных переменных;

$$10 \leq Re \leq 1,5 \cdot 10^3, \quad 2 \leq Pr \leq 150.$$

В качестве определяющей принималась скорость потока в максимальном проходном сечении камеры (экваториальная плоскость), а характерным размером считался зазор между оболочками.

Во всех безразмерных параметрах Nu , Re , Pr свойства жидкости принимались по среднеобъемной температуре, которая вычислялась как среднеарифметическая температур входа и выхода. Обработка опытных данных проводилась по стандартным программам методом наименьших квадратов.

Оценка погрешностей эксперимента сводилась к определению максимальной относительной ошибки по общей методике для конвективного теплообмена. Погрешность не превышает 12%.

Результаты исследований теплообмена между оболочками ИК и потоком теплоносителя при направлении его движения "снизу - вверх" обобщены зависимостью вида:

$$Nu = C \cdot Re^a \cdot Pr^{0,43} \quad (6)$$

где $C = 1,13$, $a = 0,43$ для внутренней оболочки;
 $C = 1,01$, $a = 0,46$ для внешней оболочки.

Использование приведенных в литературе экспериментальных данных Ранделла позволило провести общую корреляцию, учитывающую и геометрическую комбинацию сфер (рис.3).

Точками 1,2 на рис.3 отмечены результаты настоящих исследований, а точками 3-6 - данные Ранделла. В качестве конструктивного параметра выбрано соотношение:

$$K = \frac{2(r_2 - r_1)}{r_2 + r_1}, \quad (7)$$

а зависимость между критериями теплообмена имеет вид:

$$Nu = 1,24 Re^{0,41} \cdot Pr^{0,43} \cdot K^{0,26} \quad (8)$$

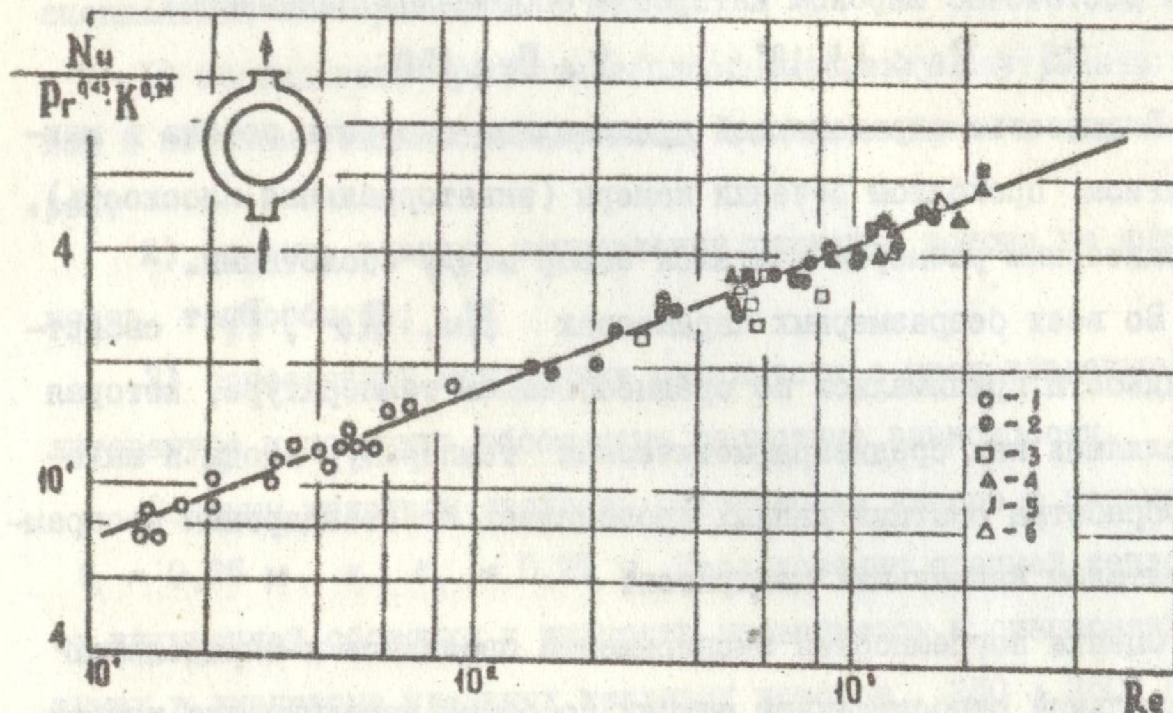


Рис.3. Теплоотдача при вынужденном движении жидкости в канале концентрических сфер.

1, 2 - $K = 0,064$; 3 - $K = 0,096$; 4 - $K = 0,108$;
5 - $K = 0,109$; 6 - $K = 0,186$.

Критериальное уравнение (8) можно использовать при расчете коэффициентов теплоотдачи от внутренней оболочки к потоку жидкости в теплообменниках из концентрических сфер в диапазоне диаметров от 0,18 до 0,54 м.

В результате исследований процессов теплообмена при направлении движения теплоносителя "сверху - вниз" получены аналогичные (6) расчетные уравнения для внутренней и внешней оболочек ИК. Установлено, что при движении жидкости "снизу - вверх"

коэффициенты в среднем на 15% выше, чем при диаметрально противоположной ориентации потока. Объяснение следует искать в отличии гидродинамических режимов движения. В первом случае противоположно направленное действие инерционных и гравитационных сил увеличивает радиальную компоненту скорости, что приводит к образованию сложных вихревых течений с сильным перемешиванием жидкости. Вследствие этого увеличивается и интенсивность теплообмена.

Теплоотдача при свободном движении воздуха в сферических прослойках

Анализ работ Е.Бишопа, Д.М.Бояринцева, Н.Вебера, Л.Г.Калугиной, Ю.А.Кириченко, М.А.Фельдмана, посвященных свободной конвекции в прослойках, позволяет сделать заключение, что теоретическая модель конвективного теплообмена в осесимметричных объемах разработана при условии заполнения их жидкостью; что существует отличие в характере движения жидкости и газов в сферических прослойках, а неподobie движения жидкости и газов не учитывалось в рекомендуемых уравнениях. Кроме того, экспериментальные исследования ограничены наружным диаметром сферы до 0,3 м. Таким образом, состояние вопроса определяет необходимость постановки специальных исследований.

Для изучения конвективного теплообмена в воздушном объеме ИК концентрично внутренней оболочке помещались сферические макеты-нагреватели ($r_n = 0,04 + 0,15$ м). Температура оболочки варьировалась от 5 до 80°C и поддерживалась теплоносителем с неравномерностью по поверхности в пределах 0,1°C. Конструктивное расположение электрических нагревателей внутри макета обеспечивало разброс температур по поверхности не более 0,5°C, при этом температура макета достигала 170°C. Оболочка и макеты изготавливались из меди, что в значительной мере способствовало вы-

равниванию поверхностных температур. На макетах медь-константановые термопары были зачеканены в 3 + 12 точках по двум меридианам. Средства и методы измерения температуры и теплового потока аналогичны опытам по исследованию вынужденной конвекции в канале концентрических сфер. Снижение лучистого потока достигалось покрытием макетов и оболочек алюминиевой краской со степенью черноты $\epsilon = 0,28$ и его вклад в суммарную передачу тепла не превышал 20%.

Теплофизические свойства определялись по средневзвешенной по объему температуре, а параметром, характеризующим геометрию прослойки, принято соотношение (7).

Обработка экспериментального материала (рис.4) методом наименьших квадратов приводит к уравнению:

$$\frac{\lambda_{\text{эк}}}{\lambda} = 0,1 \text{ Ra}^{0,29} \text{ K}^{0,16} \quad (9)$$

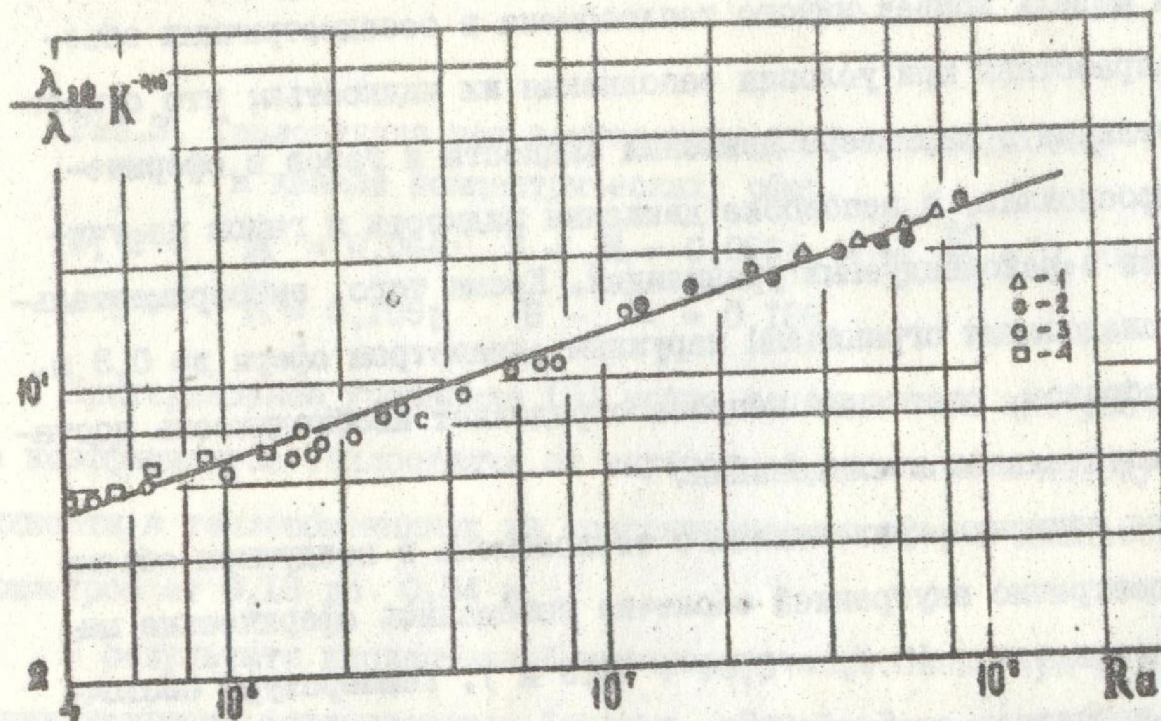


Рис.4. Теплоотдача при свободном движении воздуха в сферических прослойках

- 1 - $K = 1,45$; 2 - $K = 1,33$; 3 - $K = 0,67$;
4 - $K = 0,5$.

Теплоотдача в ИК при эксцентрическом расположении изделия

В случае расположения изделия в камере с вертикальным эксцентриситетом для организации испытаний необходимы расчетные соотношения, учитывающие взаимосвязь положения изделия и интенсивности теплообмена. В литературе этот вопрос изучен крайне недостаточно. Вебер и Бишоп применили метод конформного отображения, позволяющий преобразовать эксцентрические сферы в концентрические. Однако выбранная авторами отображающая функция не учитывает знак эксцентриситета и дает одинаковые значения радиусов внутренней сферы как для положительных, так и для отрицательных e . Поскольку такое математическое описание не отражает физической сущности конвективного теплообмена, то в диссертации этому вопросу уделено определенное внимание.

Опыты проведены при вертикальном перемещении внутри камеры сферических макетов - нагревателей ($r_n = 0,05; 0,13$ м). Величина эксцентриситета изменялась в пределах $-0,1 \leq e \leq +0,1$. Анализ экспериментальных результатов установил, что режим теплообмена вполне удовлетворительно характеризуется модифицированным числом Re^* . Для оценки степени влияния e на величину конвективного теплообмена рекомендуется соотношение:

$$\eta = \left(\frac{Re^*}{Re_n^*} \right)^{0,75} \quad (10)$$

где Re_n^*, Re^* - модифицированные числа Рейнольдса соответственно при концентрическом и эксцентрическом расположении сфер.

$$Re^* = \frac{2r_n}{\sqrt{\pi}} \sqrt{2g(r_n + r_n + e) \frac{t_w - t_f}{t_n}} \quad (11)$$

Отклонение расчетных и экспериментальных значений в пределах 5%.

е. в. 12549

1012549

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ РАЗРАБОТКИ ПРЕЦИЗИОННОЙ ТЕРМОКАМЕРЫ

Анализ стационарных тепловых режимов ИК

Математическая модель и проведенные экспериментальные исследования позволяют, варьируя параметрами процессов теплообмена, обоснованно определить оптимальные и выбрать конструкцию камеры, которая обеспечит заданный тепловой режим. Начинается проектирование с анализа стационарных режимов испытательной камеры, а результаты служат исходными данными для дальнейшего исследования переходных режимов термокамеры в целом. В соответствии с требованиями технического задания выбирается структура и средства системы автоматического управления (АСУ), с помощью АВМ анализируются переходные процессы в замкнутой системе "объект - регулятор", определяются оптимальные параметры АСУ.

Анализ стационарных тепловых режимов должен определить эффективный и экономичный расход термостатирующей среды и оптимальную толщину изоляционного корпуса ИК, обеспечивающие заданные градиенты температур по поверхности. На стадии предварительных расчетов имеет смысл проводить приближенный анализ средних поверхностных температур ИК с помощью упрощенной методики (2). При этом решаются две задачи:

- 1) выбор рационального направления проектирования ИК;
- 2) определение диапазона изменения варьируемых параметров для уточненного расчета с помощью ЭВМ.

Алгоритм расчета температурных полей ИК (АР-ТКС) /2/ составлен на основе математической модели (I) с использованием полученных экспериментально расчетных соотношений по теплообмену в сферических прослойках. Алгоритм был применен при разработке прецизионной термокамеры, предназначенной для температур-

ных испытаний элементов автоматики. Реализация АР-ТКС на ЭЦВМ "Раздан-2" позволила провести анализ влияния расхода теплоносителя, уровня температур, рассеиваемой изделием мощности, конструктивных характеристик на температурные режимы ИК для всего диапазона температур и обоснованно выбрать технологически-оптимальные параметры.

Проведенный по АР-ТКС машинный эксперимент позволил составить номограмму для определения рациональных параметров ИК при разработке на основе базовой конструкции различных ее модификаций.

Исследование переходных режимов термокамеры

Анализ динамической модели термокамеры (рис.2) в ограниченной частотной области наиболее существенной для синтеза регулятора позволил получить упрощенную передаточную функцию термокамеры:

$$W(p) = \frac{1}{T_c \cdot p} \quad (12)$$

Для инженерных расчетов на предварительной стадии проектирования термокамеру можно считать чисто интегрирующим звеном. Общая теплоемкость системы определяется теплоемкостью теплоносителя, поэтому величина T_c зависит в основном от количества жидкости. Влияние теплоемкостей металла и изоляции носит второстепенный характер. Циркуляция жидкости, в значительной мере определяющая динамику каждого из звеньев, практически не сказывается на динамике термокамеры в целом.

Таким образом, с точки зрения управляемости объекта необходимо стремиться к уменьшению постоянной T_c , при этом быстродействие системы повышается и полоса пропускания расширяется в сторону высоких частот, что особенно необходимо при гармонической программе изменения температуры.

Автоматическое управление температурой реализовано на базе отечественного серийного прецизионного регулятора ЛПР-ОИМ с блоком программного управления БПВ-8 и тиристорным усилителем У-252. Синтез АСУ сведен к выбору закона управления и к определению оптимальных настроек регулятора при моделировании на МПТ-9. Выбор ПИД-регулятора обусловлен требованиями к показателям переходного процесса и необходимостью придать системе астатические свойства.

Стендовые испытания термокамеры

На основе проведенных исследований и расчетов изготовлен опытный образец прецизионной термокамеры [3]. Лабораторные испытания в стационарных и в переходных режимах проводились с целью определения работоспособности, получения технических характеристик, оценки адекватности разработанных математических моделей.

По результатам экспериментальных исследований установлено, что относительная погрешность расчета по упрощенной методике (2) температуры изделия составляет 8,8%, разности температур между оболочкой и теплоносителем - 25%. Однако, погрешность расчета изменения температуры теплоносителя в ИК может достигать 100%. Результаты расчета по АР-ТКС показывают, что учет зависимости характеристик теплообмена от температуры снижает эту погрешность до 30%. Потери тепла в окружающую среду по алгоритму АР-ТКС определяются с ошибкой не более 20%.

На рис.5 показана реакция системы при скачкообразном изменении управляющего воздействия на 10%.

Из сравнения расчетных и экспериментальных графиков переходных процессов видно, что линия 3, соответствующая математической модели (рис.2), с точностью 20% описывает реальный

объект (кривая 2).

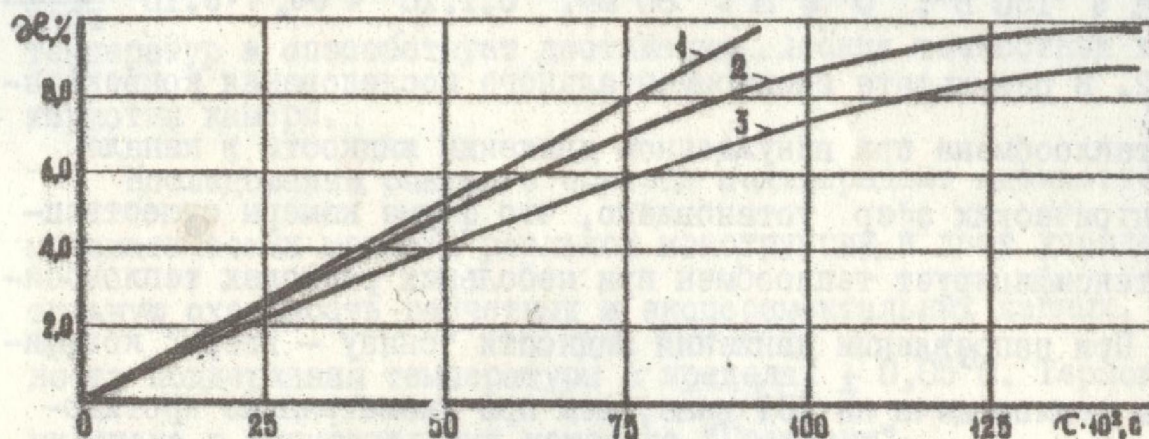


Рис.5. График переходных процессов.

Поскольку маловероятно, что в реальной АСУ невозмущенное движение будет длиться более 30 мин, что эквивалентно ограничению рабочей полосы частот снизу, можно считать вполне оправданной для приближенных расчетов аппроксимацию (12), которой соответствует прямая I. Однако синтез прецизионной АСУ следует проводить пользуясь описанием, приведенным на рис.2.

Проведенные испытания показали, что эксплуатационные изменения расхода термостатирующей жидкости, колебания температуры окружающей среды, нестабильность рассеиваемой мощности изделия, колебания напряжения сети не вызывают отклонение температуры отенки °К более чем на $\pm 0,05^{\circ}\text{C}$. Показатели качества АСУ обеспечивают требуемые условия испытания прецизионных элементов автоматики. Опытный образец термокамеры включен в испытательный комплекс "Градиент".

ВЫВОДЫ

I. Предложенная упрощенная методика расчета температурных полей испытательной камеры позволяет существенно сократить объем вычислений и допускает ручной счет.

В результате машинного эксперимента по алгоритму АР-ТКС

получена номограмма для выбора рациональных конструктивных и расходных параметров ИК в следующих диапазонах: $-50 \leq \vartheta \leq 100^\circ\text{C}$; $5 \leq P_n \leq 150 \text{ Вт}$; $0 \leq \Delta \leq 80 \text{ мм}$. $0,1 \cdot 10^3 \leq \theta_{сн} \leq 5 \cdot 10^3 \frac{\text{Вт}}{\text{град}}$.

2. В результате экспериментального исследования конвективного теплообмена при вынужденном движении жидкости в канале концентрических сфер установлено, что форма камеры существенно интенсифицирует теплообмен при небольших расходах теплоносителя. При направлении движения жидкости "снизу - вверх" коэффициенты теплоотдачи на 15% выше, чем при диаметрально противоположной ориентации потока. Опытные данные удовлетворительно обобщаются зависимостью вида:

$$Nu = f(ke, Pr, K) .$$

3. Экспериментально исследован теплообмен при свободном движении воздуха в сферических прослойках. Определено, что коэффициенты теплоотдачи зависят от числа Ra и от геометрических характеристик прослойки. Экспериментальные данные обобщены зависимостью вида:

$$\frac{\lambda_{ср}}{\lambda} = f(Ra, K) .$$

Влияние эксцентриситета, с которым изделие расположено в ИК, на интенсивность теплообмена можно оценить с помощью модифицированного числа Re^* .

4. Для инженерных расчетов термокамеру можно считать интегрирующим звеном как по каналу управляющего воздействия, так и по каналам возмущений. Постоянная времени термокамеры зависит в основном от количества теплоносителя.

5. Разработанная прецизионная термокамера позволяет на метрологической основе проводить температурные испытания элементов автоматики, радиоэлектронной, измерительной, навигационной и другой аппаратуры. Сферическая форма испытательной

камеры устраняет возможность появления застойных зон в воздушном объеме, обуславливает минимальные градиенты поверхностных температур и способствует достижению высоких точностных характеристик камеры.

Исследования опытного образца подтверждают адекватность математических моделей реальной конструкции и дают удовлетворительную сходимости расчетных и экспериментальных данных. Точность поддержания температуры в пределах $\pm 0,05^{\circ}\text{C}$. Термокамера включена в испытательный комплекс "Градиент".

Рекомендуемые методики и результаты экспериментальных исследований могут быть применены при решении широкого круга вопросов проектирования термокамер, теплообменных аппаратов из концентрических сфер, циркуляционных систем охлаждения.

Основные положения диссертации докладывались и обсуждались на: 1) XXXIII, XXXIV, XXXV научных конференциях ОТИШ им.М.В.Ломоносова (октябрь 1972 г., апрель 1974 г., апрель 1975 г.);

2) Республиканском семинаре Научного совета по проблеме "Кибернетика" АН УССР (Одесса, 1972);

3) Всесоюзном семинаре "Алгоритмизация расчета теплообменных аппаратов (Киев, 1974 г.).

Материалы диссертации изложены в следующих работах:

1. Соломыкин В.А., Бурдо О.Г., Ротнер Ю.М. Исследование тепловых режимов камеры высокого давления с твердой передающей средой. I Всесоюзное совещание по физике и технике высоких давлений. Тезисы докладов, Донецк, 1973 г.

2. Бахтиозин Р.А., Бурдо О.Г., Смирнова Ж.Б., Перетяка Н.С. Алгоритм расчета температурных полей испытательной камеры, выполненной в виде теплообменника из концентрических сфер (АР-ТКС). Депонировано Республиканским фондом алгоритмов и программ. ИК АН УССР, 1974.

3. Бахтиозин Р.А., Аронов Э.П., Бурдо О.Г., Соломыкин В.А.
Система термостатирования стенд для температурных испытаний.
"Приборы и системы управления", 1975, № 2.

4. Бахтиозин Р.А., Бурдо О.Г., Смирнова Ж.Б. Оценка тепловых сопротивлений сферических прослоек камер для испытаний прецизионной аппаратуры. Депонировано в сборнике "Вопросы радиоэлектроники", сер. ТРТО, 1975.

ОБОЗНАЧЕНИЯ

c - удельная теплоемкость, Дж/(кг.К); C - теплоемкость, Дж/кг;
 e - эксцентриситет, м; Q - расход, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$; g - ускорение свободного падения, м/с²; K - конструктивный параметр; k - коэффициент усиления; Nu - число Нуссельта; P - мощность, Вт; p - оператор Лапласа; Pr - число Прандтля; Q - тепловой поток, Вт;
 Ra - число Релея; Re - число Рейнольдса; r - радиус, м;
 t - температура, °С; T - постоянная времени, с; W - передаточная функция, w - скорость, м/с; β - телесный угол, рад;
 Δ - толщина изоляции, м; θ - приращение температуры, °С;
 ϑ - перегрев элемента относительно температуры окружающей среды, °С; χ - безразмерная температура; λ - коэффициент теплопроводности, Вт/(м.К); ν - коэффициент кинематической вязкости, м²/с; δ - коэффициент тепловой проводимости, Вт/К;
 τ - время.

ИНДЕКСЫ

α - теплоноситель; β - внутренняя оболочка ИК; γ - испытуемое изделие; κ - теплоизоляционный корпус; η - наружная оболочка ИК; σ - окружающая среда.

БР 06909 22.05.75 г. Формат 60 x 84 I/16
Объем 1,5 п.л. Заказ № 2038 Тираж 200 экз.
Гортипোগрафия Одесского облполиграфиздата
Ленина, 49